

## 光流体サ-ボシステムの開発と応用に関する研究

メタデータ	言語: jpn 出版者: 公開日: 2012-05-24 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 吉満, 俊拓 メールアドレス: 所属:
URL	<a href="http://hdl.handle.net/10291/12911">http://hdl.handle.net/10291/12911</a>

①  
明治大学大学院 理工学研究科

1999 年度

博士学位請求論文

光流体サーボシステムの開発と応用に関する研究

Study on Development and Application of Opto-fluidic Servo System

学位請求者 機械工学専攻

吉満 俊拓

# 目次

第1章	序論	1
第2章	流体サーボシステムの開発	
2.1	はじめに	7
2.2	流体サーボによる圧力制御	11
2.2.1	電磁弁による駆動	12
2.2.2	電磁弁を用いた圧力制御	18
2.3	流体サーボによる流量制御	28
2.3.1	等温化圧力容器を用いた流量測定	28
2.3.2	圧力変動を用いた流量制御	30
2.4	流体サーボによる位置制御	37
2.4.1	電磁弁を浮動状態とさせて用いた空気圧位置制御	37
2.4.2	サーボ弁を用いた空気圧位置制御 (空気圧アクチュエータの粘弾性を考慮した制御)	43
2.5	まとめ	53
第3章	光流体変換器の開発	
3.1	はじめに	54
3.2	システム構成	55
3.2.1	層流比例増幅素子	55
3.2.2	光流体変換器	55
3.3	光流体変換器の特性	58
3.3.1	数値流体解析法を用いた速度・温度分布解析モデル	58
3.3.2	出力特性	62
3.4	実験結果	73
3.4.1	光流体変換器の製作	73
3.4.2	光流体変換器の温度・速度分布解析	74
3.4.3	光流体変換器の変換特性	75
3.5	まとめ	87
第4章	光流体サーボシステムの開発と応用	
4.1	はじめに	88
4.2	膜型流体増幅器を使ったロボットアーム制御システム	88
4.2.1	システム構成	88
4.2.2	位置制御の実験結果	93
4.3	サーボ弁を用いた圧力制御システム	108
4.3.1	システム構成	108
4.3.2	実験結果	108
4.4	まとめ	115
第5章	結論	116
	参考文献	
	謝辞	

# 第1章 序論

我々人間にもっとも関わりのあるクリーン媒体つまり地球上に無限に存在する流体を使って仕事をさせる歴史は古く、水や空気蒸気などを用いて力を発生したり物を動かしたりするアイディアは有史以前になると考えられている。産業界に広く認識されるのは産業革命以後であり、工場に加圧した水や空気を配給するプラントが稼動していた。現在流体アクチュエータは産業用にかかせない存在であり、重作業用に鉱油、軽作業用に空気をそれぞれ媒体とすることが多い。これらのアクチュエータが電動式アクチュエータと併用して使用される理由は、重量対出力比が大きいことと、独特な動作特性を持ち作業によっては代替ができないためである。ただし流体アクチュエータの使用量が飛躍的に伸びたのは電子制御を可能とする電磁弁やサーボ弁の開発が行われFA化に適するようになったからである。

近年、流体アクチュエータの柔軟な特性、安全性などが注目され、医用や介護福祉に利用する試みが盛んである。ゴム人工筋アクチュエータを利用した抱き上げマニピュレータ<sup>1)</sup>や、同じくゴム人工筋を用いたリハビリテーション支援ロボット<sup>2)</sup>、看護婦支援サポートカー<sup>3)</sup>、空圧式ホームエレベーター<sup>4)</sup>、インテリジェント義足<sup>5)</sup>、歩行支援機<sup>6)</sup>、介護用パワードスーツ<sup>7)</sup>などである。これらの機器はすべて電磁弁やサーボ弁を使って操作されているが機器の性格上種々のフィールドで使用されるので外来のノイズによる誤動作への配慮、使用者に接触することの安全性などから、より信頼性の高い信号媒体の利用が課題となっている。電子工学の驚異的な進歩により現在はあらゆる機械に電子機器が含まれており、流体力を利用する制御装置も電気信号を介しているものが一般的である。しかし、周囲の温度が激しく変化したり、放射能や電磁気ノイズなどが存在する極限環境下では媒体に電気信号を用いると正常に作動しない恐れがある。

耐環境性に優れた制御システムの信号媒体として光があげられる。光を信号とする技術の歴史も同様に古く「のろし」や「点滅信号」などから現在では情報通

信の媒体として中心的な役割を得ている。光は電磁気の影響を受けず人にも安全であることから流体制御の信号媒体として以前より注目されてきた。工場などにおいてもコンピュータによる情報ネットワークを利用したFAシステムに適合するからである。しかし、光で直接流体の圧力、流量などの物理量を変える原理は発見されておらず現在は次の2つの方法が知られているのみである。まず、光により変形する固体を一次アクチュエータとして用いこのアクチュエータによって流体圧の変化を誘導する方法がある<sup>8)</sup>。固体としてバイモルフ構造をした光圧電性機能セラミックスが使われるが、変形の応答速度が遅く実用的なレベルに達していない。次に、光を一度熱に変え熱により流体の物理量を変える方法がある。有名な研究にベル研による光音響効果<sup>9)</sup>があり、熱吸収体を詰めた空気空洞に音声信号で変調した光を照射すると、空洞内の空気の膨張圧縮による圧力変化が音として聞こえる。デジタル方式の光流体変換方式としてGurneyらはフルイディクスの流体流路にパルス状の光を照射することにより光信号の周波数に対応した圧力変化を作り出している<sup>10)</sup>。さらに、Drzewieckiらはこの光流体変換器をミサイル迎撃用ロケットの制御に利用する提案<sup>11)</sup>を行っている。この変換方法はきわめて高速の光流体が可能だが、光信号の強さに対応する圧力の発生などアナログ的利用はできない。堂田<sup>12)</sup>らはフルイディクスの流路壁の一部に直接光で照射する方式によりアナログ的な光流体変換をおこなった。山本<sup>13)</sup>らはフルイディクスの流路壁の一部に光吸収体を塗り光ファイバを通して、温度境界層を制御することによりアナログ的な光流体変換が可能であることを示した。本研究は基本的に山本らの方法を用いたものであるが、光流体変換器の最適設計のため従来解析が行われていなかったフルイディクス内部の流れ場および温度を理論および実験により明らかにする。また光流体制御の実用化を目指して空気圧アクチュエータや圧力回路の光による直接制御を可能とするものである。

流体アクチュエータの中でもっと利用されているのが、空気圧シリンダである。しかし、動作媒体である空気の圧縮性に起因して操作遅れが生じ、オーバーシュートまたはアンダーシュートを起こしやすい。また、空気漏れを防止するためにゴム材などを使用したシールがシリンダ内部に取り付けられているが、

この非線形摩擦及びその不均一性のために中間位置での位置決めや速度制御は困難であるとされてきた。現実の空気圧システムはオンオフ弁と空気圧シリンダにより 2 点間動作をするものがほとんどである。しかし、エレクトロニクス技術の発達と空気圧サーボ弁の開発によって、フィードバック制御を用いた空気圧サーボシステムが実現化してきている<sup>14)15)</sup>。

本研究は光流体サーボシステムの実用化を目的としたものであるが、第 2 章ではまず、流体制御システムの有用性を確認するため従来用いられている電磁弁やサーボ弁により駆動される空気圧レギュレータの圧力精度や空気圧シリンダの位置決め精度を例に上げその性能改善整備を行う。空気圧シリンダの変位はシリンダの内圧に支配されており、サーボアクチュエータとして高精度な位置・速度動作をさせるためには高精度・高応答な圧力制御が必要となる。しかし、圧力制御用として従来広く使用されている膜型空気圧レギュレータのような受動型のレギュレータでは、供給圧力・負荷条件の変化に伴う精度の変化や、設定圧力へ回復するまでに時間がかかるなどの問題がある。一方同じくシリンダ制御用に用いられているサーボ弁は幾種類かのものが開発されており応答性は改善されているが、サーボ弁自体が複雑な構造を持ち特性が把握しにくい、高価であるなどの欠点を持つ。サーボ弁を用いた研究は、フィードバック系を用いた WONG ら<sup>16)</sup>や適応制御を用いた竹下ら<sup>17)</sup>、外乱オブザーバを用いた則次ら<sup>18)</sup>や、サーボ弁と人工筋アクチュエータを開発した青木ら<sup>19)</sup>がある。YANG<sup>20)</sup>ら、VAN VARSEVELD<sup>21)</sup>ら、鈴木ら<sup>22)</sup>はサーボ弁より構造が簡単な電磁弁を用いてサーボシステムを構築しその有効性を示している。しかし、電磁弁を限界開閉周波数以内で動作させる従来の制御方式では、弁の開閉に起因する圧力変動が必ず発生するという大きな欠点があった。WACHOWIAK ら<sup>23)</sup>は複数の電磁弁を使用することによってその問題を解決しているが、部品数の増加によるコスト増や制御の複雑化は免れない。本章では、電磁弁へ限界周波数を超えた適度な周期で、開信号と閉信号を入力することにより、弁が完全に開いている状態と完全に閉じている状態の中間状態、すなわち電磁弁を浮動させてこの問題を解決することを提案する。弁の浮動状態では必要な通過流量に応じた位置で弁が弁座から浮動静止するため等価的なサーボ弁としての機能を持つが、従来この様な制御

方式は確立されていなかった。本章では、圧力や流量制御、および空気圧シリンダの位置決め制御において浮動状態が可能となる条件およびこれに適した制御方式などを明らかにする。

サーボ弁を用いた場合制御系の次数が高くなりサーボ弁自体および空気圧のシリンダの摩擦や特性の非線形などの影響を強く受け易い。このため橋本ら<sup>24)</sup>、早川ら<sup>25)</sup>、栗田ら<sup>26)</sup>のように制御理論を導入し非線形摩擦に対応するものや、前田ら<sup>27)</sup>のようにディザを使用するなどの方法がある。いずれにしても制御系は機器特性の数学モデルを組み込んで設計されるが、従来から空気圧シリンダの数学モデルはシールが滑っている状態（摺動状態）に対してのみ考えられている。一般的なシールを用いた空気圧シリンダによる位置決めの場合、その行程においてシールがシリンダ内部を滑っている状態と滑らずシリンダの内壁に固着し弾性変形している状態がある。荒木ら<sup>28)</sup>がシールの摩擦がシリンダに与える影響は少ないとしているが理論的な裏づけがされておらず、従来の空気圧シリンダによる位置決めの研究の中で、シールに起因する特性を積極的に用いたものは皆無である。本章では、シールの粘弾性特性をモデル化し、位置決め制御に利用し精度改善が行えることを示す。非摺動状態と従来の摺動状態を考慮した制御を効果的に組み合わせることができれば、空気圧シリンダの欠点であったシールとシリンダ間の静止摩擦力に起因する位置決め困難さを回避することができる。

第 3 章では光流体サーボシステム開発のキーデバイスとなる光流体変換器の最適設計を可能とするため特性解析を示す。本論文では光信号により発生する熱で噴流境界層の変化を発生させる動作原理を用いた光流体変換器を提案する。この光流体変換器は、フルイデックスである層流比例増幅器 LPA の供給ノズル側壁に端面に光吸収体を塗布した光ファイバーを埋め込んだ構造をしている。機械的可動部を持たず、電気信号を介在させる必要がないので、電磁気、静電気、放射能、温度、衝撃などの影響を受けない、耐環境性、安全性に優れメンテナンスフリーで長寿命である。しかし、この光流体変換器は光吸収体の温度上昇に対する供給噴流の温度分布の変化とそれによる速度分布の変化が解明されておらず、光強度と出力圧力差が理論的に求まらなかった。本章では光吸収

体の温度上昇に対する供給噴流の温度分布解析モデルと速度分布解析モデルを提案する。また光流体変換素子の拡大モデルを製作し、光吸収体の温度上昇に対する供給噴流の温度分布特性、速度分布特性さらに変換特性を実験により解明する。そして、実験結果と比較することにより解析モデルの妥当性について検討する。

第4章では、光流体サーボシステムの実用化を目的とし、光流体変換器を用いて光信号を流体信号に変換し、空気圧式ロボットアームを駆動する「光制御サーボシステム」の開発を行う。光流体変換器からの出力は、圧力、流量ともに微少であるために、直接空気圧アクチュエータを駆動することは不可能である光流体変換器からの出力を空気圧アクチュエータを駆動させることが可能となる圧力、流量まで増幅するための増幅器として本章ではまずノズルフラップ機構を有する高感度膜型流体増幅器を提案する。この結果、光により直接空気圧アクチュエータを駆動する空気圧制御システムが実現したことを示す。しかし、膜型流体増幅器での増幅率が非常に大きく出力が不安定になる傾向がある。また、ノズルフラップ機構を有するため、信号伝達遅れが大きくなる点や、出力圧力が十分高くないためにアクチュエータの摩擦力の影響を受けやすい等の問題点が発生した。そこで制御性能向上のため光流体変換器に駆動される流体アクチュエータ系の特性を解明し、光流体システムの実用化を図るためロバストな制御系の導入をおこなう。また膜型流体増幅器の代りにより実用的なエアサーボ弁を圧力増幅器として使用し、光流体変換器と組み合わせた光流体サーボシステムを開発しその制御性能について示す。



## 記号

$A$	: シリンダの受圧断面積[m <sup>2</sup> ]
$A_i$	: 電磁弁の有効断面積[m <sup>2</sup> ]
$A_o$	: オリフィスの有効断面積[m <sup>2</sup> ]
$b$	: 流路幅[m]
$c$	: 粘性減衰係数[Ns/m]
$C_d$	: 流量係数
$F$	: 最大静止摩擦力[N]
$k$	: ばね定数[N/m]
$N_R$	: レイノルズ数
$N_R'$	: 修正レイノルズ数
$P$	: 圧力[Pa]
$Pr$	: プラントル数
$Q$	: 体積流量[m <sup>3</sup> /s]
$Q_m$	: 質量流量[kg/s]
$R$	: ガス定数[J/(kg·K)]
$T$	: 時定数[s]
$T_c$	: サンプリング周期[s]
$u$	: 流速[m/s]
$x$	: ロッド位置[m]
$\dot{x}$	: ロッド速度[m/s]
$X$	: 流路長さ[m]
$\nu$	: 動粘性係数[m <sup>2</sup> /s]
$\kappa$	: 比熱比
$\rho$	: 密度[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	: アスペクト比

## 第2章 流体サーボシステムの開発

### 2.1 はじめに

流体制御システムは一般に、空気、水、鉱油などを動作媒体としたアクチュエータ駆動装置、およびこれに必要となる圧力、流量などの制御機器を示す。中でも空気圧を用いる場合、空気の持つ柔軟性を利用してオープンループ制御をおこなう場合が多かった。すなわち、定められた仕様に合致した設計にしておき、現場で圧力や流量などを流路絞りにより調整して必要な性能を得ていた。しかし、近年、作業時間の短縮、作業内容変更の容易さ、省エネルギー化のため、空気圧でもフィードバック制御を実施することが増えてきた。これらに対する研究も盛んで、サーボ方式による空気圧シリンダの位置制御に関して、フィードバック系を用いた WONG ら<sup>16)</sup>や適応制御を用いた竹下ら<sup>17)</sup>、外乱オブザーバを用いた則次ら<sup>18)</sup>や、サーボ弁と人工筋アクチュエータを開発した青木ら<sup>19)</sup>がサーボ弁を用いた位置制御に関する研究を行っている。電磁弁を用いた疑似サーボシステムとして、複数個の電磁弁を使用した WACHOWIAK ら<sup>23)</sup>の研究やパルス幅変調方式を用いて空気圧サーボ系の応答性を改善した YANG ら<sup>20)</sup>、VAN VARSEVELD ら<sup>21)</sup>、超音波 PWM バルブを用いた鈴木ら<sup>22)</sup>、ラビリンスシールと高速電磁弁の導入による高精度位置制御を行った大司ら<sup>29)</sup>が研究を行っている。空気圧シリンダのシールによる非線形摩擦に対して、非線形 PID 制御系を用いた橋本ら<sup>24)</sup>や、ディザの導入による非線形摩擦への有効性を確認した前田ら<sup>27)</sup>、スライディングモード制御を導入した早川ら<sup>25)</sup>、適応型 I-PD 制御を用いた橋本ら<sup>24)</sup>栗田ら<sup>26)</sup>が、高度な制御理論を導入して制御性能の向上を図っている。

流量や圧力に関しても精度向上を目的としてサーボ方式が取り入れられ、サーボ弁を使った制御に関しファジィ推論を用いた NGUYEN<sup>30)</sup>ら、非対称電空サーボ弁を使った荒木<sup>31)</sup>ら、外乱オブザーバを用いた則次ら<sup>18)</sup>の研究がある。その他、サーボ弁以外を用いたものとして、積層圧電アクチュエータを利用した空気圧オンオフ弁により圧力制御を行う山本ら<sup>31)</sup>の研究がある。

電磁弁は Fig. 2-1 に示すように主に入口ポートと出口ポートの 2 つを持つ 2 ポート弁と、2 ポートに排気弁を加えた 3 ポート弁がよく用いられる、2 ポート

弁は主に空気圧回路のオンオフ用に用いられ、3ポート弁は空気圧回路への供給および排気に用いられる。図中ではこれらの弁が単動型空気圧シリンダの駆動に用いられているときの様子を示している。また、サーボ弁にはノズルフラッパ型・スプール型などがある、ノズルフラッパ型サーボ弁の構造を Fig. 2-2 に示す。動作原理はノズルとフラッパの隙間を調節することによりノズルからの流量を制限しフラッパ背圧の圧力を調整するものである。スプール型の構造を Fig. 2-3 に示す。スプールが移動し各ポートとの隙間を調節することにより出力ポートの圧力を調整する。Fig. 2-4 にサーボ弁の代表的な特性図を示す。入力電圧と出力空気圧が比例する領域がありその範囲を利用して電空比例弁として使用する。

これらは現在多くの市販品があり利用の実績も多いが、制御機器とは電流を使ってインターフェースされるため、工場などでの用途以外は大きさ、耐ノイズ性、耐環境性などの点で問題がある。例えば、人に密接に接触する医療機器、福祉機器などではより安全なインターフェース法が期待されてきた。本論文は安全な光によりインターフェースする光流体制御システムを提案するものであるが、これが実用化されたときは従来の電磁弁、サーボ弁に置換できる。したがって、本章ではまず、光流体サーボシステムが実用化されたときの有用性と限界を確認する目的で、従来の電磁弁、サーボ弁を使って流体サーボシステムを構築しその性能を評価する。すなわち、従来の流体制御システムの研究で不十分であった問題点について整備することを目的としている。

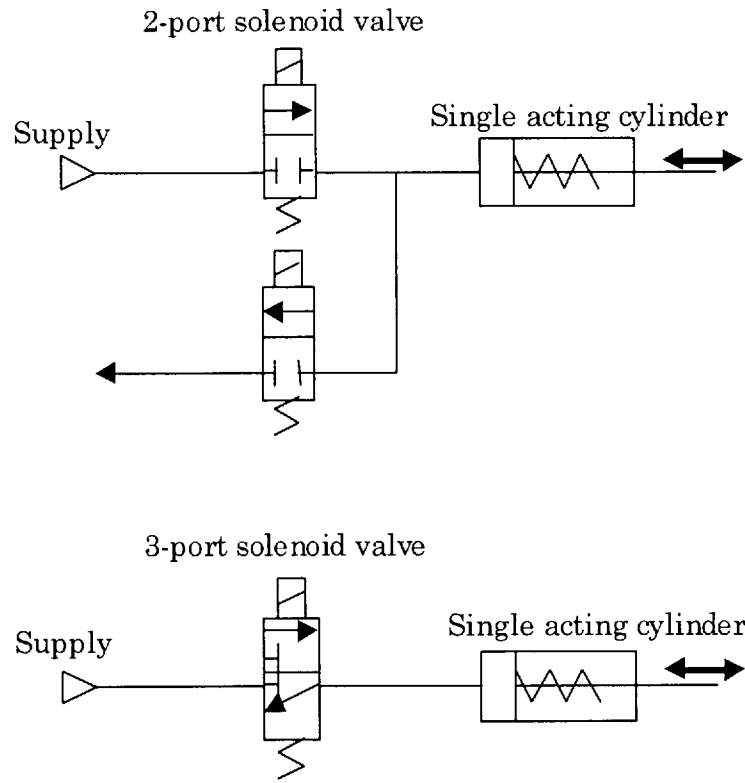


Fig.2-1 Single acting cylinder circuit

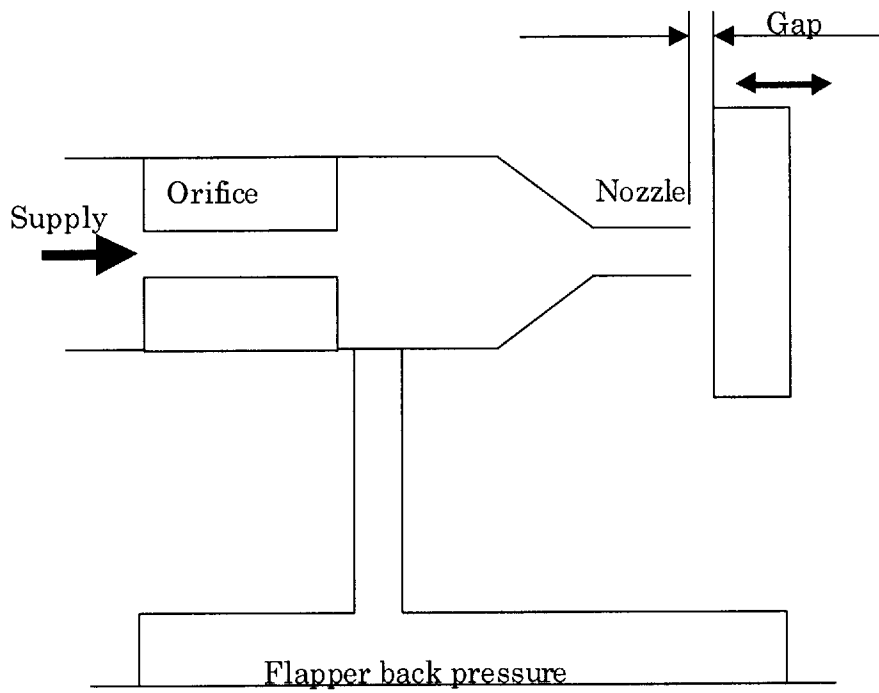


Fig.2-2 Nozzle flapper servo valve

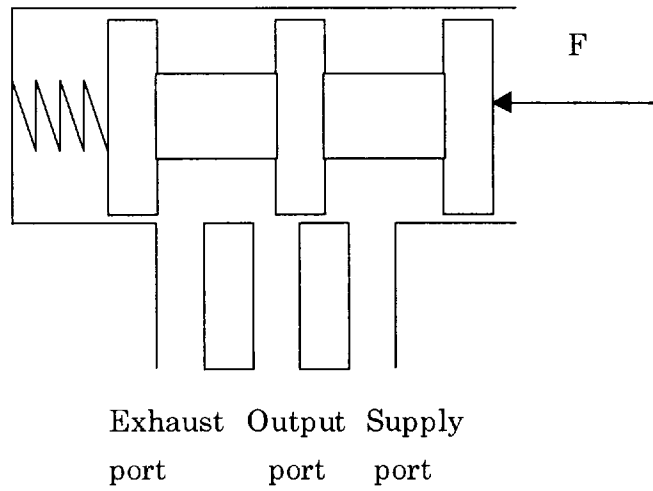


Fig. 2-3 Spool servo valve

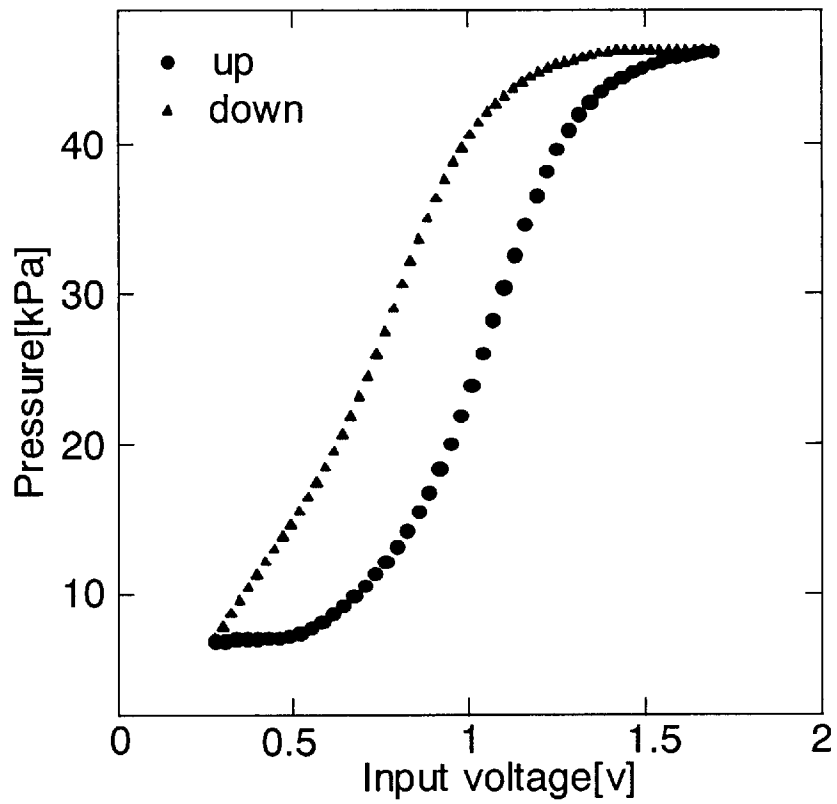


Fig. 2-4 Characteristic of servo valve

## 2.2 流体サーボによる圧力制御

電磁弁は空気圧回路の基本要素である。信頼性、大きさ、価格の点で完成度が高く、将来にわたって空気圧機器の重要な機器であることは間違いない。電磁弁は可動部であるプランジャをフルストロークで動作させて空気流れを断続する。電磁回路、機構部、流体回路などで応答遅れやヒステリシスが生じるためストロークの大きな領域で高速、高精度な応答をさせるのは案外困難である<sup>32)33)</sup>。

操作流量や出力圧力を連続的に操作できる比例制御弁では、流体が通過する流路断面積を電気的に調節する原理が使われる。電磁弁でこのような操作が可能であろうか。すなわちプランジャをストロークの中間で、すなわちプランジャにより動かされる弁を必要な流路断面積を与える位置で静止できたならば、電磁弁で流量や圧力の連続的な可変操作が可能となる。ひとつの方策として励磁電流を比例制御弁と同じく連続的に変えることが考えられる。しかし、電磁回路や機構部は強いヒステリシスや遅れをもつため、本来オンオフ動作を前提して設計された弁では、流体力と釣り合わせて静止できる可能性はあるけれど困難である。

一方、系が遅れをもつことを積極的に利用し、固有振動数よりも速い振動数で励磁したとき、励磁振幅が一定であってもプランジャは静止する。またこのとき増減するコイル電流のループは非常に速く回転するため、ヒステリシスの影響は相対的に小さくなる。本節ではこの方式で電磁弁に高速な駆動パルスを与えて弁をストロークの中間に浮動させ、流量や圧力の連続的な操作をおこなう方式を提案する。

従来、電磁弁をパルス変調駆動する疑似比例制御がおこなわれていた<sup>34)35)36)</sup>。このとき弁は搬送周波数と同じ周期で振動するが、もし搬送周波数が高ければ、一部で弁は浮動状態になることも考えられる。しかし現在まで浮動状態となることを意図した例は皆無である。本研究は圧力制御を例として、電磁弁の浮動状態による制御とその特性を示す。また、従来、このような制御が困難であった理由を考察し、電

磁弁を使った実験結果により，弁が浮動状態にあることを確認している．さらに出力精度や外乱が与えられたときの安定性の面から有効性を検討する．

### 2.2.1. 電磁弁の駆動

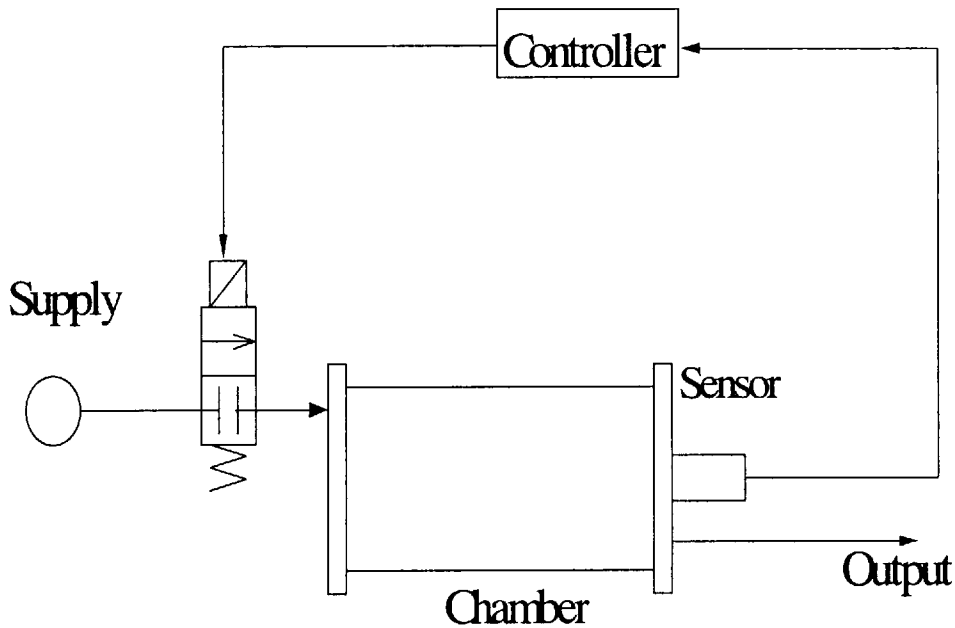


Fig.2-5 Pneumatic regulator using solenoid valve

電磁弁の開閉により直接圧力を制御する空気圧レギュレータを Fig.2-5に示す<sup>37)</sup>．図中の出力(Output)が制御された圧力の空気取出口で，種々の機器の空気源となる．空気圧レギュレータの構造的要素となるのは1個の電磁弁である．空気室は弁の開閉に伴う変動を必要なレベル以下に低減させるもので，給気する機器内容積や配管容量により代用することも可能である．圧力センサで検出された出力圧力が目標値となるよう，バンバン制御，もしくはパルス変調などオンオフ制御をする．電磁弁の開閉に起因する出力変動の低減には電磁弁の開閉周波数を高くすればよいわけであるが，目標圧力前後における切換圧力の幅（しきい値）を単純に狭くするだけでは良好な結果は得られない

Fig. 2-6は目標圧力を196kPaにしてバンバン制御をおこなったときの出力圧力波形の例を示している。電磁弁の切換圧力は弁開放時が196kPa, 閉鎖時は198kPaである。弁開放により出力圧力は上昇し, 閉鎖により下降する。弁の開閉動作には遅れを伴うため, 実際の圧力の下限および上限はしきい値よりずっと大きな幅をもち, この例では圧力変動率(リップル率)は目標値前後5%程度となっている。使用した電磁弁の開閉可能最短周期は約10msである。開閉の周期に十分余裕があるように見えるが, 弁の開放時間, 閉鎖時間はそれぞれ出力流量により異なり, この条件では開放時間は電磁弁の能力のほぼ限界に近い。図の一部に振幅が小さな部分があるが, 圧力に本質的に含まれるノイズにより制御系が誤動作したためである<sup>39)</sup>。弁開閉のしきい値を狭くし電磁弁の開閉周期を短くするほど相対的にノイズの影響が大きくなるため, 出力圧力は乱れた応答となり変動はこれ以上改善されない。すなわち, バンバン制御では電磁弁の開閉可能な周期を越えて弁を浮動状態にすることは困難である。

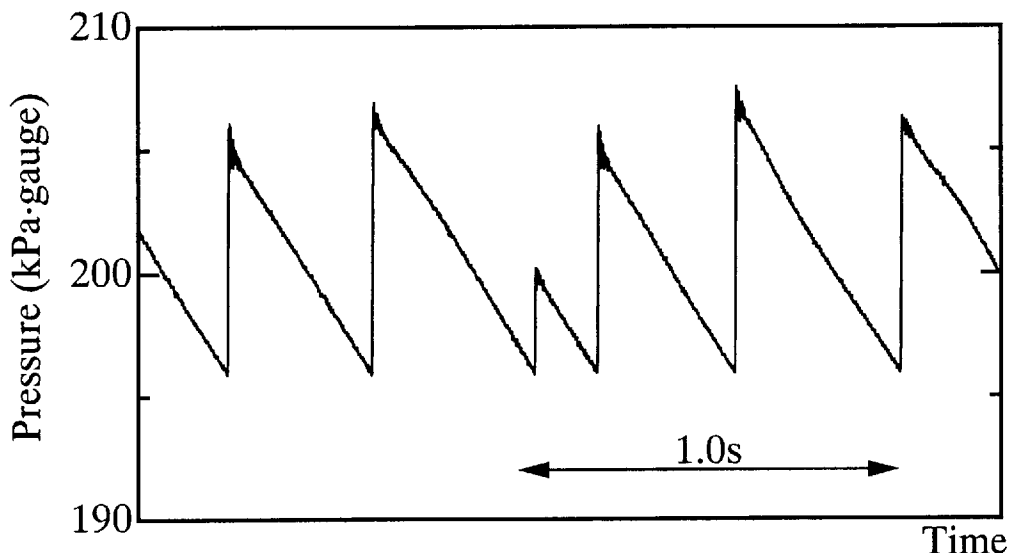


Fig. 2-6 Irregular pressure wave form in the Bang-Bang control



電磁弁が開閉可能な周期を超えた適度なパルス間隔で，開信号と閉信号を印加することにより，弁ストロークの中間状態，すなわち，弁の浮動状態で流量を制御することを試みる．以下，このような制御方式を電磁弁浮動制御と呼ぶ．電磁弁浮動制御では，一種の連続比例制御弁のように弁位置の連続的な変化によりおこなわれる．その結果，弁の動作に起因する圧力変動をなくし目標圧力との誤差を減少することができる．

電磁弁への入力は，オンオフの2値信号であるが，弁を浮動させたまま連続制御するには，アナログ制御手法が必要になる．そのためパルス変調を利用して擬似的なアナログ制御をおこなう．本研究では制御則により与えられたアナログ制御入力  $u(k)$  により，開時間  $T_o(k)$  と閉時間  $T_c(k)$  を次式のように操作している．

$$\begin{aligned} T_o(k) &= \frac{u(k)}{100} T_L \\ T_c(k) &= T_L - T_o(k) \end{aligned} \quad (2-1)$$

ただし  $T_L < T_o(k)$  では  $T_c = 0$  とする．ここで， $T_L$  は適当な定数である．この開閉則は  $u(k)$  によりデューティ比が変わる一種のPWM（パルス幅変調）方式であり，サンプリング周期  $T_o(k) + T_c(k)$  および電磁弁の開閉周期は  $T_L$  により決まる一定値となる． $T_L$  により適当な開閉周期を与え，電磁弁が浮動状態となるよう調整する．

出力圧力にはノイズが含まれるため，これを直接用いて  $u(k)$  を与えたのでは所定の動作が得られない．ノイズの影響を避けるため過去の信号を伴用して積分動作を実行する必要がある．本研究ではPI（比例・積分）動作制御と一種の積分動作である適応制御を行っている．

PI動作は，時点  $k$  における目標値  $r(k)$  とレギュレータ出力  $p(k)$  との誤差  $e(k)$  を

$$e(k) = r(k) - p(k) \quad (2-2)$$

と定義し，制御入力  $u(k)$  は，比例ゲイン  $K_p$ ，積分ゲイン  $K_i$ ，サンプリング周期  $T_s$  を用いて次式のように与える．

$$u(k) = K_p \left[ e(k) + K_i T_s \sum_{i=0}^k e(i) \right] \quad (2-3)$$

本節ではさらに供給圧力や流量変化など外乱に対する安定性を確保するため，外乱オブザーバ<sup>40)41)</sup>を付加した場合もおこなった．また演算が多くなるためこれによる無駄時間を一サンプル遅れとし，スミス補償器を組込んでいる．この時のブロック線図をFig.2-7に示す．

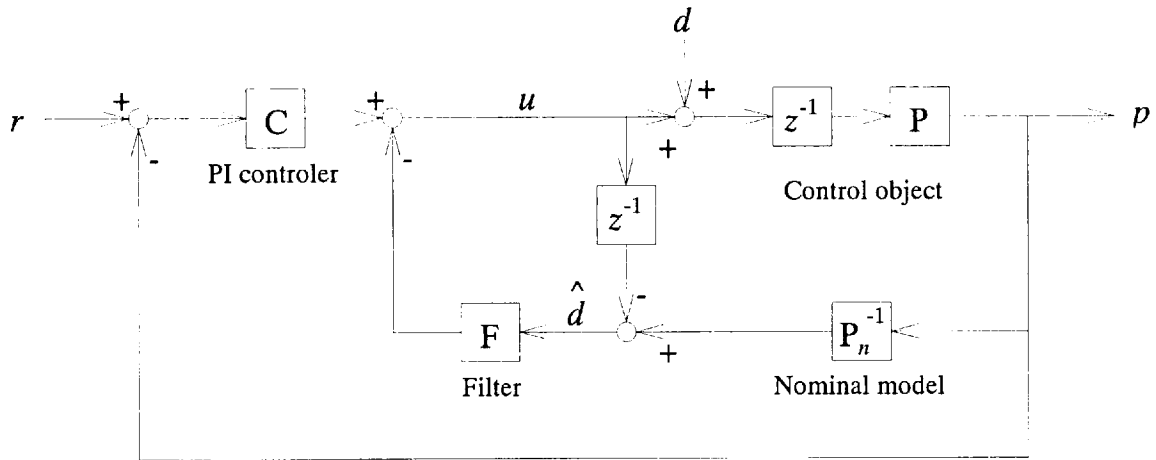


Fig.2-7 Block diagram of the control system including disturbance observer

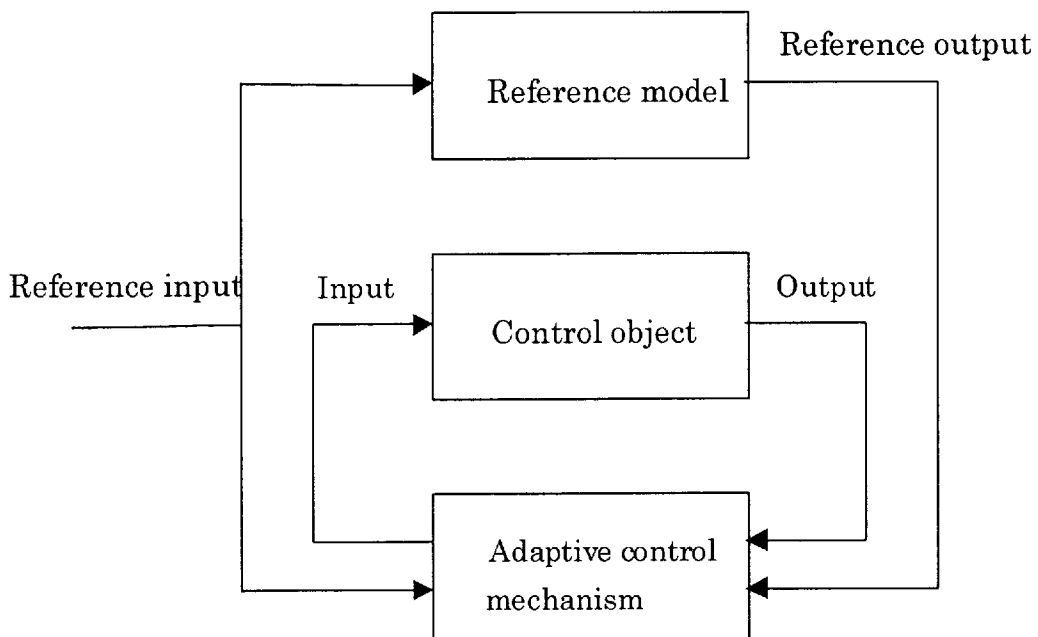


Fig.2 - 8 Model reference adaptive control system

特性変動が大きい場合には制御対象の特性変動に応じて制御系の特性をオンライン的に自動調整し、制御系としての性能を常に良好に保つような制御方式の導入が必要となる。このような機能を備えた制御系が適応制御系 (Fig. 2-8) である。モデル規範形適応制御には直接法と間接法の2種類ある。両者の違いは、直接法は制御則内の可変パラメータが規範モデル・制御対象間の出力誤差を用いて直接調整されるのに対し間接法は制御対象の未知パラメータが逐次推定され、その結果を用いて所要の制御入力に適応的に合成される。本節では間接法を用いている。以下にその設計法を示す<sup>42)</sup>。

制御の対象として次式で記述されるような1入力1出力の離散時間システムを考える。

$$A(z^{-1})y(k) = z^{-d}B(z^{-1})u(k) \quad (2-4)$$

ただし、

$$A(z^{-1}) = 1 + \sum_{i=1}^n a_i z^{-i}, \quad B(z^{-1}) = \sum_{i=0}^m b_i z^{-i} \quad (2-5)$$

$$z^{-1} : \text{時間遅れ演算子} \quad (z^{-1}y(k) = y(k-1))$$

ここに、 $y(k)$ 、 $u(k)$ は時点 $k$ における制御対象の出力、入力であり、多項式 $A(z^{-1})$ 、 $B(z^{-1})$ は互いに既約で、その係数 $a_i$ 、 $b_i$ は未知の定数とする（ただし、 $b_0 > 0$ ）。

設計に際し式(2-4)の表現をそのままの形で用いることはできず、これを非最小表現に改める必要がある。

まず、フルビッツ多項式

$$\begin{aligned} K(z^{-1}) &= 1 + \sum_{i=1}^n k_i z^{-i} \\ F(z^{-1}) &= 1 + \sum_{i=1}^v f_i z^{-i} \end{aligned} \quad (2-6)$$

$$v = m + d - 1$$

を導入し、信号 $\xi_{ui}(k)$ 、 $\xi_{yi}(k)$ を

$$\begin{aligned}\zeta_{ui}(k) &= F^{-1}(z^{-1})u(k-i-d) \\ \zeta_{yi}(k) &= F^{-1}(z^{-1})y(k-i+1-d)\end{aligned}\tag{2-7}$$

と定義すると，式(2-4)は次のように表すことができる．

$$K(z^{-1})y(k) = F(z^{-1})\left[b_0u(k-d) + \sum_{i=1}^v \alpha_{ui}\zeta_{ui}(k) + \sum_{i=1}^n \alpha_{yi}\zeta_{yi}(k)\right]\tag{2-8}$$

上式は式(2-4)の非最小表現であり， $b_0$ ， $\alpha_{ui}$ ， $\alpha_{yi}$ は制御対象の未知パラメータである．

多項式  $K(z^{-1})$ ， $F(z^{-1})$  は， $F(z^{-1})/K(z^{-1})$  が強正実となるように選ばなければならない．本研究では簡単のため  $K(z^{-1})=F(z^{-1})$  とし，制御対象出力  $y(k)$  に観測ノイズが含まれるので， $F(z^{-1})$  の係数  $f_i$  を適当に選ぶことにより  $F(z^{-1})$  に雑音除去の役割を持たせている．式(2-4)のプラントに対応して，次の規範モデルを考える．

$$A_M(z^{-1})y_M(k) = z^{-d}B_M(z^{-1})r(k)\tag{2-9}$$

ただし，

$$A_M(z^{-1}) = 1 + \sum_{i=1}^w a_{Mi}z^{-i}, \quad B_M(z^{-1}) = \sum_{i=0}^v b_{Mi}z^{-i}\tag{2-10}$$

ここに， $y_M(k)$  は規範モデルの出力， $r(k)$  は基準入力（又は指令入力）である．また，多項式  $A_M(z^{-1})$ ， $B_M(z^{-1})$  の係数  $a_{Mi}$ ， $b_{Mi}$  は規範モデルが有界な任意の  $r(k)$  に対して安定で望ましい応答を呈するようにあらかじめ決められる定数である（ $A_M(z^{-1})$  は漸近安定多項式，すなわちフルビッツ多項式として選ばれるので，有界な  $r(k)$  に対しては  $y_M(k)$  も有界となる）．

制御対象の伝達関数は

$$G(z^{-1}) = \frac{b_0 + b_1z^{-1}}{1 + a_1z^{-1} + a_2z^{-2}}z^{-1}\tag{2-11}$$

とするので， $m=1$ ， $n=2$  となる．

次に，式(2-8)の非最小表現をつぎの形で表すことにする．

$$y(k) = \alpha^T \zeta(k)\tag{2-12}$$

ただし，

$$\xi(k) = [u(k-d), \xi_{u1}(k), \dots, \xi_{uv}(k), \xi_{y1}(k), \dots, \xi_{yn}(k)]^T \quad (2-13)$$

$$\alpha = [b_0, \alpha_{u1}, \dots, \alpha_{uv}, \alpha_{y1}, \dots, \alpha_{yn}]^T$$

ここで、 $(n+v+1)$ 次元ベクトル  $\alpha$  は制御対象の未知パラメータである。未知パラメータを同定するために、次のような同定モデルを考える。

$$\hat{y}(k) = \hat{\alpha}^T(k) \xi(k) \quad (2-14)$$

ここで、 $\hat{y}(k)$  は同定モデルの出力、 $\hat{\alpha}(k)$  は未知パラメータ  $\alpha$  に対応した可変パラメータである。上式は式 (2-13) の関係に注目すると、次のように書き直すことができる。

$$u(k) = \frac{y_M(k+d) - \sum_{i=2}^p \hat{\alpha}_i(k) \xi_i(k+d)}{\hat{\alpha}_1(k)} \quad (2-15)$$

$$p = n + v + 1$$

ここで、同定誤差  $\varepsilon(k)$  を

$$\varepsilon(k) = \hat{y}(k) - y(k) \quad (2-16)$$

と定義し、可変パラメータ  $\hat{\alpha}(k)$  が調整則

$$\hat{\alpha}(k) = \hat{\alpha}(k-1) - \Gamma \xi(k) \varepsilon(k) \quad (2-17)$$

$$\Gamma = \Gamma^T > 0$$

により調整されるならば、 $k \rightarrow \infty$  で  $\varepsilon(k) \rightarrow 0$  とさせることができる。

しかし、同定誤差  $\varepsilon(k)$  が式 (2-16) の形では調整則が実行できない。そこで、以下のように  $\varepsilon(k)$  を変形して用いる。まず、式 (2-14) に式 (2-17) を用いると

$$\hat{y}(k) = \hat{\alpha}(k-1) \xi(k) - \xi^T(k) \Gamma \xi(k) \varepsilon(k) \quad (2-18)$$

となる。上式を式 (2-16) に代入し、 $\varepsilon(k)$  について解くと

$$\varepsilon(k) = \frac{1}{1 + \xi^T(k) \Gamma \xi(k)} [\hat{\alpha}^T(k-1) \xi(k) - y(k)] \quad (2-19)$$

となる。このように変形することにより調整則が実行可能となる。

## 2.2.2 電磁弁を用いた圧力制御

2種の直動型電磁弁を使って浮動状態とした時の状態比較をおこ

なった． 100 Hzまでの比較的高速応答ができる断面積 $3\text{mm}^2$ の2ポート電磁弁（Valve A）と， 25 Hzまでの通常の応答速度をもつ断面積 $10\text{mm}^2$ の市販の3ポート弁を2ポート弁として用いたもの（Valve B）である． 定常状態でいずれも弁を浮動状態とするため弁の最高開閉周波数が200 Hzとなるよう， 弁の最短開閉周期を与える $T_L$ は5 msとした．

定常流量時における出力精度および弁位置はFig. 2-9の装置により計測した． 空気室容量は $500\text{cm}^3$ ，  $750\text{cm}^3$ ，  $1000\text{cm}^3$ とした． 出力圧力は半導体圧力センサにより検出する． 出力側は流出オリフィスにより種々の出力流量を設定している． 弁の変位はプランジャに部材を接着しコイル側に露出させ， エンコーダで直接計測している． 部材は軽く弁の動作に影響をあたえない． この改造により供給側から大気側に空気漏れが生じるが量は僅少である．

供給圧力や流量が急激に変わる場合の応答特性はFig. 2-10の装置により調べた． 供給を高圧， 低圧の2系統とし， 弁（電磁弁）により瞬時に切替える． 空気室に別途流出オリフィスⅡを接続し接続した弁（電磁弁）で急激に開閉することにより出力流量をステップ状に変化させた． それぞれの場合の出力圧力の応答波形と偏差を記録した．

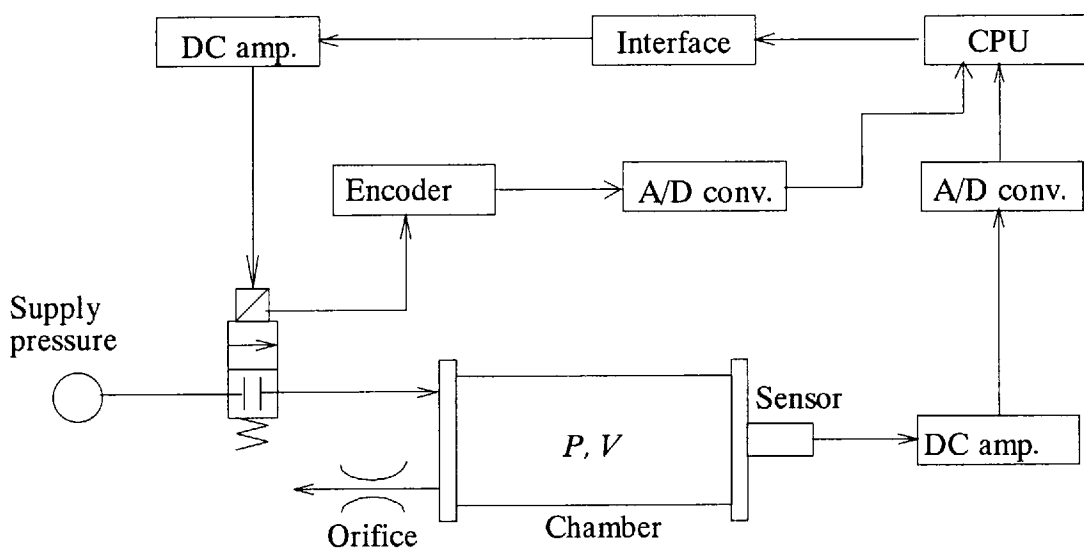


Fig. 2-9 Scheme of experimental apparatus  
for measurement of valve displacement

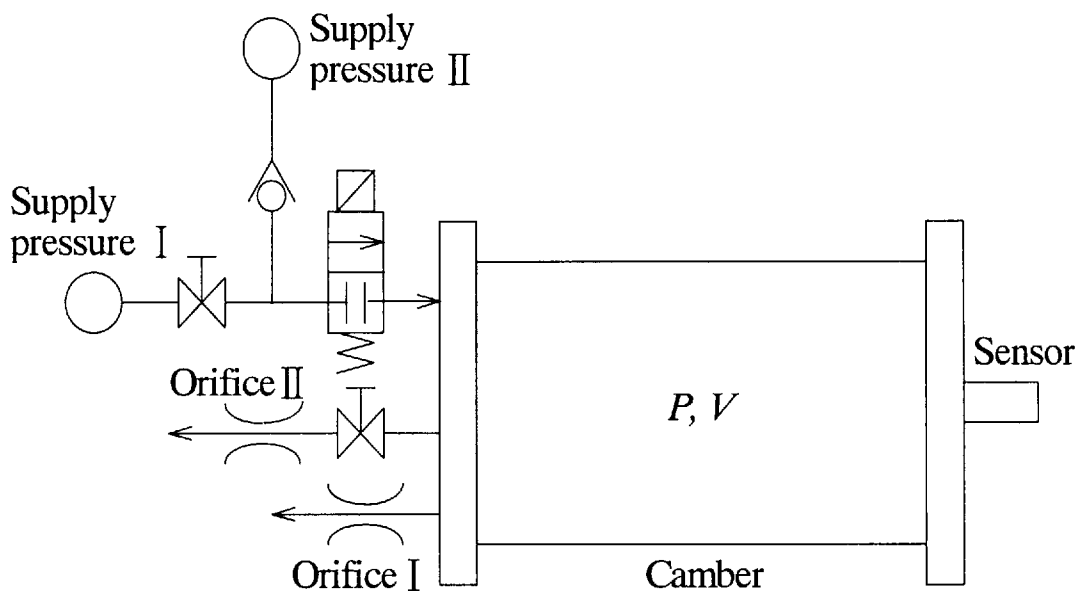
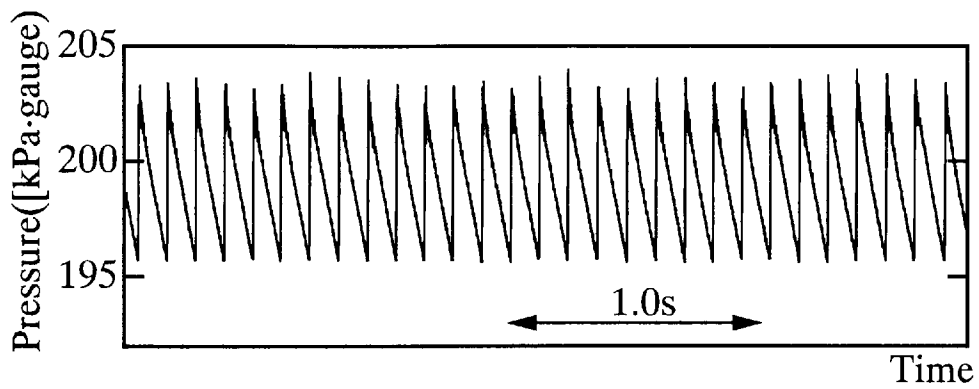


Fig.2-10 Scheme of experimental apparatus

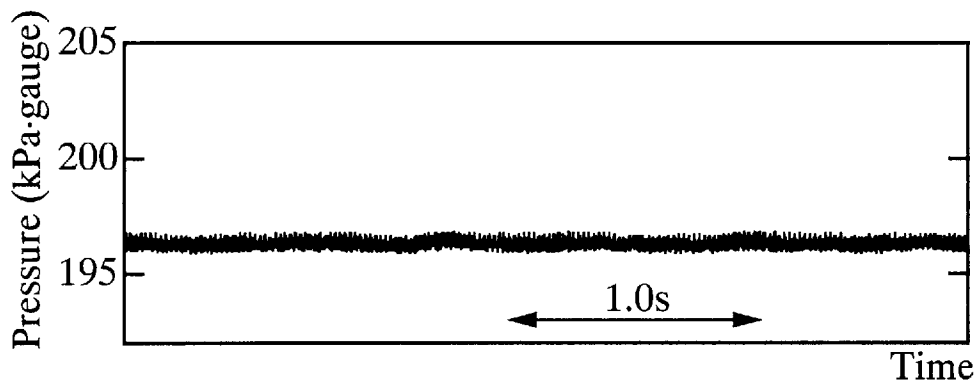
まず，従来のバンバン制御と電磁弁浮動制御の，定常流量時における圧力波形の比較をFig.2-11に示す．空気室容積は $500\text{ cm}^3$ ，流出オリフィス径 $0.6\text{ mm}$ の例で示す．ここでは電磁弁浮動制御の代表としてPI動作による例で示している．

バンバン制御による結果をFig.2-11(A)に示す．電磁弁はValve Aを使って圧力変動が最も小さくなるしきい値により制御している．なお，Valve Bは応答が遅いため，バンバン制御により圧力を調整することはできなかった．

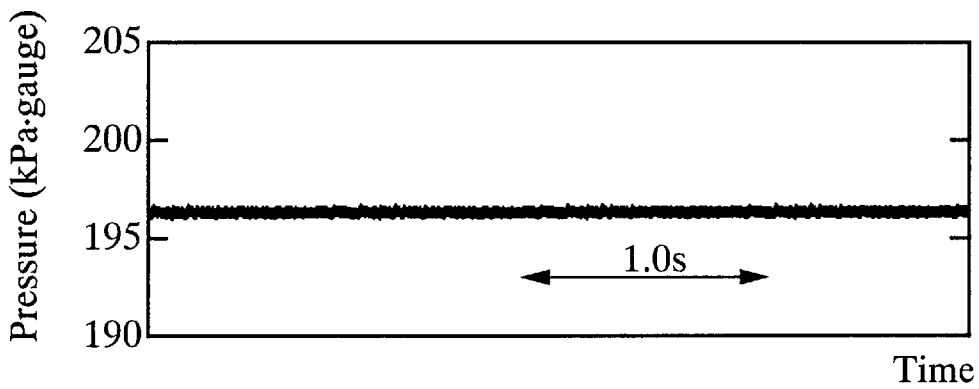
Valve Aによる浮動制御方式の結果を同図の(b)に，Valve Bによる結果を(c)にそれぞれ示す．ともに圧力変動が発生せず，出力精度が飛躍的に改善されることがわかる． $T_L$ は両弁とも同一としているため弁開閉周期は同じである．そのため応答の遅い電磁弁の方が弁が動きにくいいため，圧力変動の面で良好な結果が得られている．価格的に有利な応答の遅い弁が使える点で注目に値する．



(a) Bang·Bang control (Valve A)



(b) Floating control with PI action (Valve A)



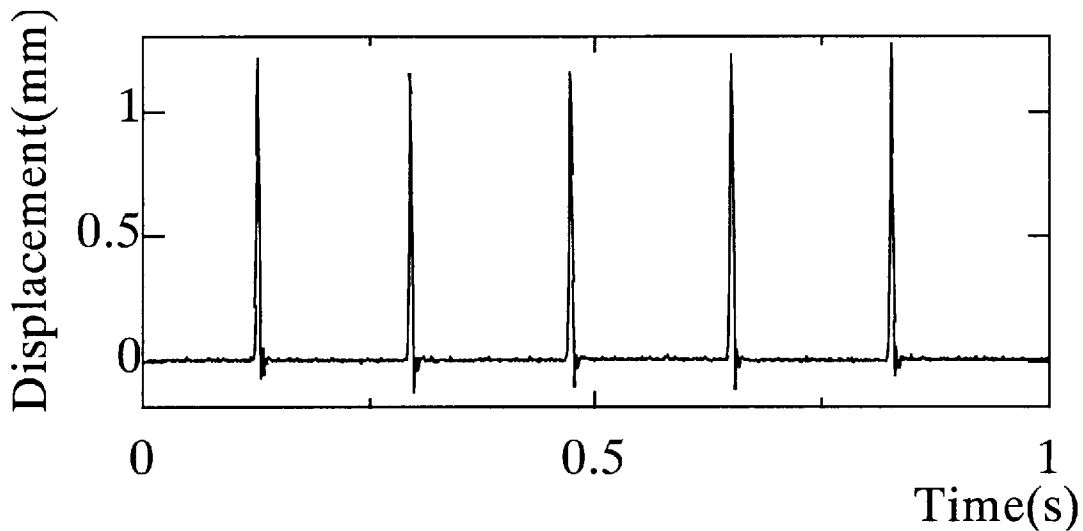
(c) Floating control with PI action (Valve B)

Fig.2-11 Comparison of pressure fluctuation

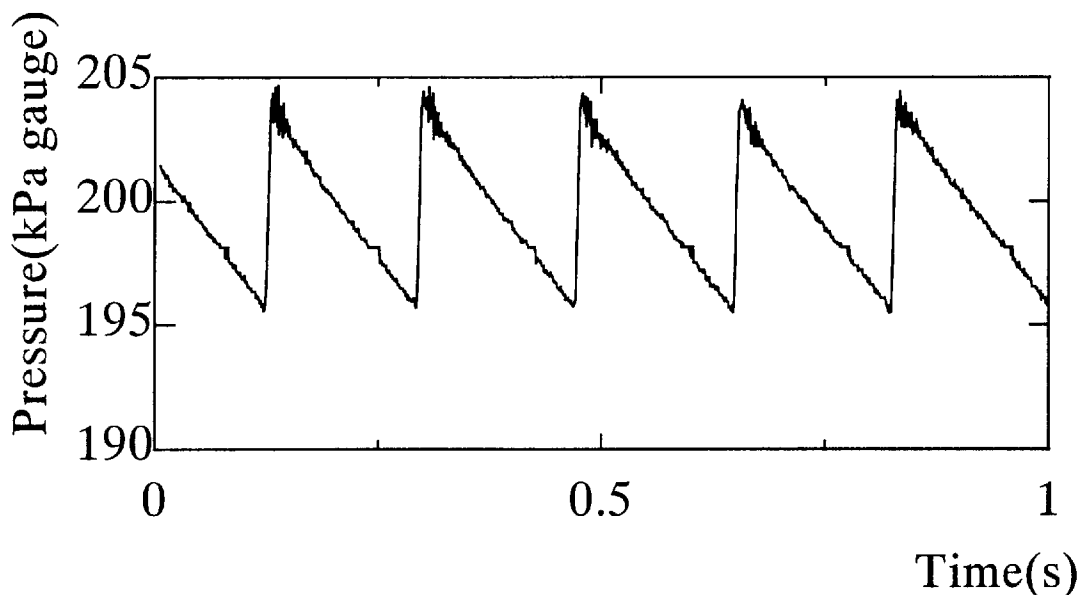


Valve Aをバンバン制御したときの弁変位を調べた結果と、弁変位に対応する出力圧力をFig.2-12に示す。Valve Aの全ストロークはほぼ1mmである。弁変位の波形では弁ストロークの両端で、衝撃による波形の行き過ぎが認められるが全ストロークを動いている。この移動に約6msかかる。このとき弁の動きに対応して圧力変動が発生している。

つぎに同じ弁を浮動制御したときの弁の動きと出力圧力をFig.2-13に示す。弁は全閉状態よりわずかに浮いた状態で制御されており、弁の動きはほとんどないことがわかる。

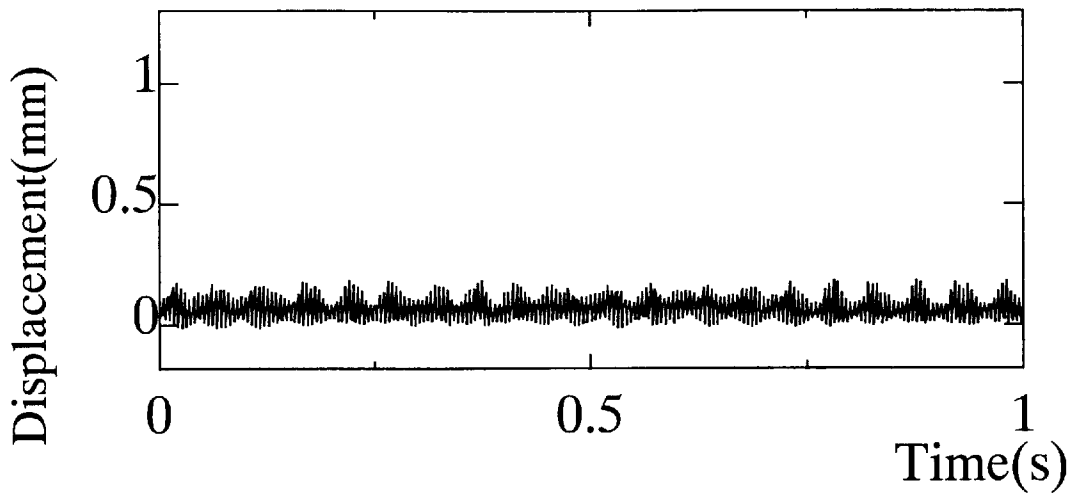


(a) Displacement of valve

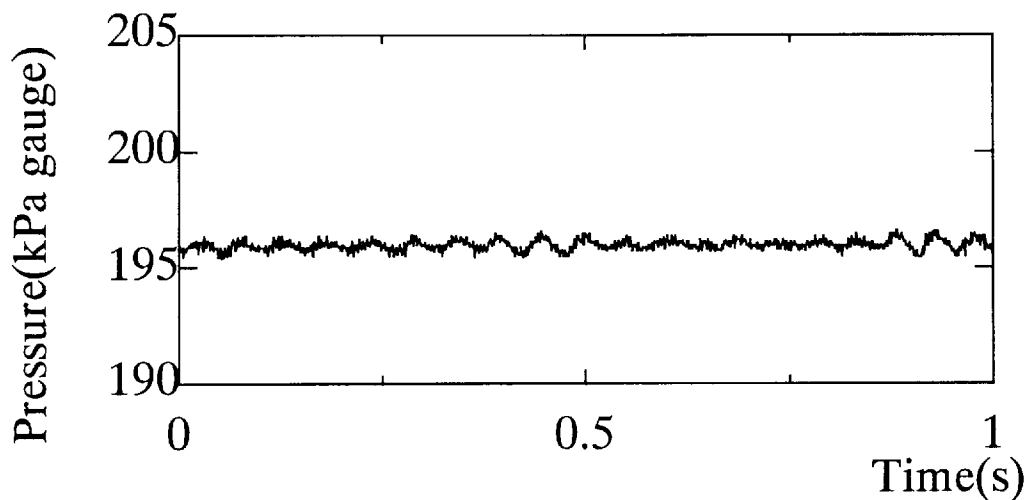


(b) Pressure

Fig.2-12 Displacement of valve and corresponding wave form with Bang-Bang control (Valve A)



(a) Displacement of valve



(b) Pressure with PI control

Fig.2-13 Displacement of valve and corresponding wave form with floating control (Valve A)

流出オリフィス径を変え出力流量を変化させたときの測定された電磁弁の浮動量と計算結果とを比較する。弁座オリフィス内径を  $2r$  , 弁座からの弁変位, すなわち浮動量を  $h$  とし, 浮動時の電磁弁の有効断面積  $A_i$  は  $2\pi rh$  と仮定し, 比熱比  $\kappa$  , ガス定数  $R$  [J/(kg·K)] , 供給空気の平均温度  $\theta_s$  [K] , 流出側オリフィス有効断面積  $A_o$  [m<sup>2</sup>] , 容量内平均温度  $\theta$  [K] , 電磁弁への供給圧力  $P_s=550$  (KPa·abs) , 容器圧力  $P=300$  (KPa·abs) とすると, 質量流量  $Q_m$  [kg/s] は下式より求まる.

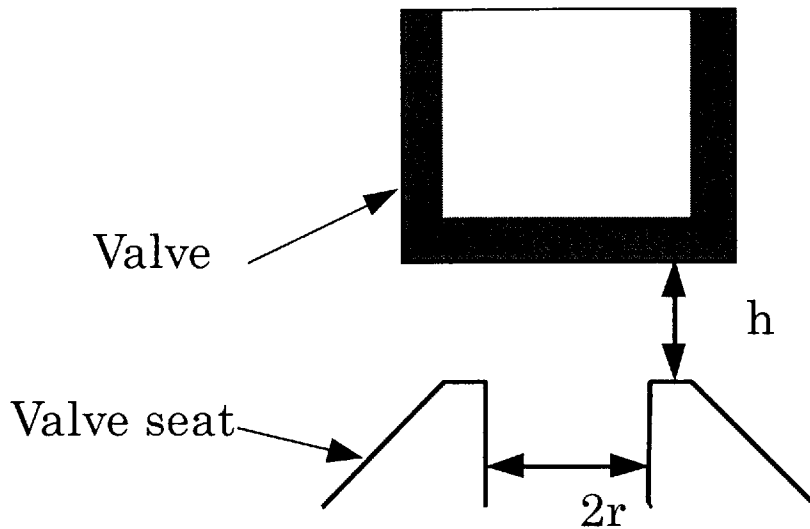


Fig. 2-14 Floating displacement of valve

$$Q_m = A_1 P_s \sqrt{\frac{2}{R\theta_s} \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{P}{P_s} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{P}{P_s} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (2-20)$$

$P/P_s \geq 0.528$  (絞り部で閉塞しない)

これが流出オリフィスを通る質量流量  $Q_{mo}$  [kg/s]

$$Q_{mo} = A_o P \sqrt{\frac{\kappa}{R\theta} \cdot \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \quad (2-21)$$

$Pa/P < 0.528$  (絞り部で閉塞する)

に等しいことより浮動量  $h$  が求められる。

弁位置は細かく振動しているため浮動量を最小二乗法で近似し、上式で求めた浮動量と比較した結果をFig. 2-15に示す。流出オリフィス径は0.6, 0.8, 1.0mmの3種により実験値と計算値を比較した。このときの流量はそれぞれ, 0.88, 1.18, 1.47Nm<sup>3</sup>/s となる。実験により求められた浮動量はほぼ計算値と一致している。

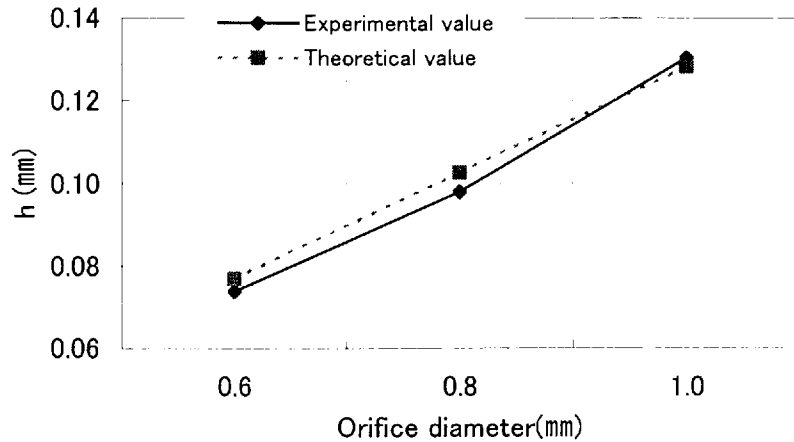


Fig.2-15 Floating displacement of valve

制御中に供給圧力と流出流量を急激に変化させた時の出力圧力の応答精度を示す。本節ではすべて電磁弁 Valve A を使用している。試験手順はつぎのようである。

- ① 供給圧力を高圧側とし，流出流量変動用弁（Valve C）を閉じた状態で，制御を開始する。
- ② 出力圧力が一定となった後，供給圧力を瞬時に低圧側へ切替える。
- ③ 約 1 秒後に供給圧力を再び高圧側へ戻す。
- ④ 約 1 秒後に流出流量増加用の弁を開き瞬時に流出流量を増大させる。
- ⑤ 約 1 秒後に再び流出流量増加用の弁を閉じる。

Fig.2-16 に上述の実験手順に従った，各制御方式による結果を示す。

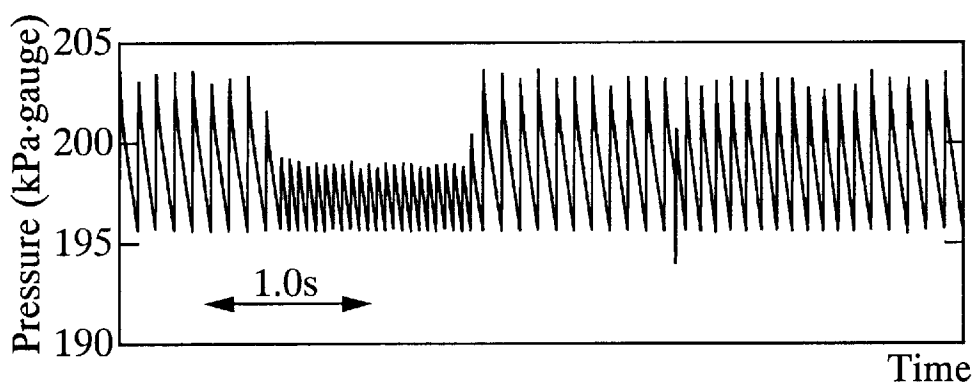
バンバン制御による結果を (a) に示す。供給圧力の変化に対して大きな影響を受けている。供給圧力が低くなると弁の開閉に起因する圧力変動の幅が減少している。これは供給圧力と負荷容量内圧力の差が小さくなることにより，電磁弁の無駄時間における圧力変化が小さくなるためである。このように従来のバンバン制御では，出力圧力が供給圧力の変化に影響されやすいという欠点がある。一方，流出流量の変動に対しては，流出流量変化用の弁を開いた直後に一瞬乱れが生じるがあまり影響は大きくない。これはバンバン制御は必要な演算時間が短いためサンプリング周期を  $23\mu s$  と非常に短くできているためと考えられる。

つぎに，PI 動作により浮動制御した結果を同図 (b) に示す。供給圧

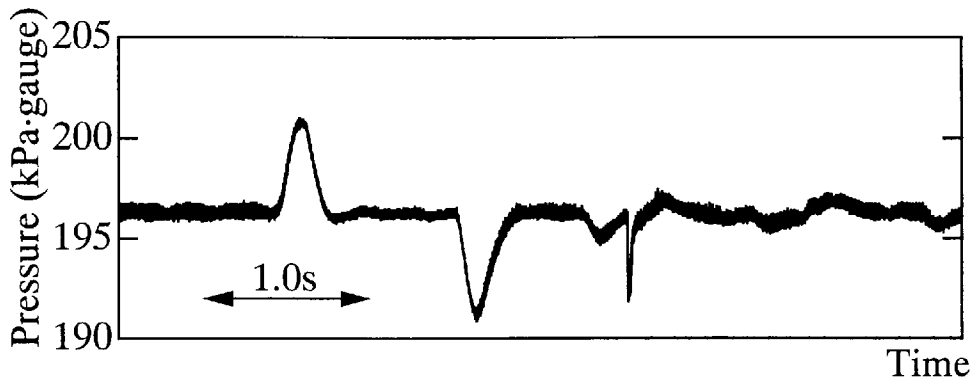
力の変化があっても目標圧力へ整定する。しかし、直後には大きな誤差が発生している。流出流量の変動に対しては、大きな誤差はない。出力圧力が一定になるまでしばらく時間がかかり1秒間では整定していない。供給圧力や負荷条件がともに変化する場合は、適当なゲインを決定することが非常に困難であった。このようにP I動作はゲイン係数  $K_p$ ,  $K_i$  の設定を条件毎に厳密におこなう必要があり実用性の面で難点があった。

外乱オブザーバを付加したP I動作（同図(c)）では、変化直後の誤差の大きさに大差はない。しかし、圧力が整定するまでの時間ははるかに改善され、外乱に対する効果が認められる。

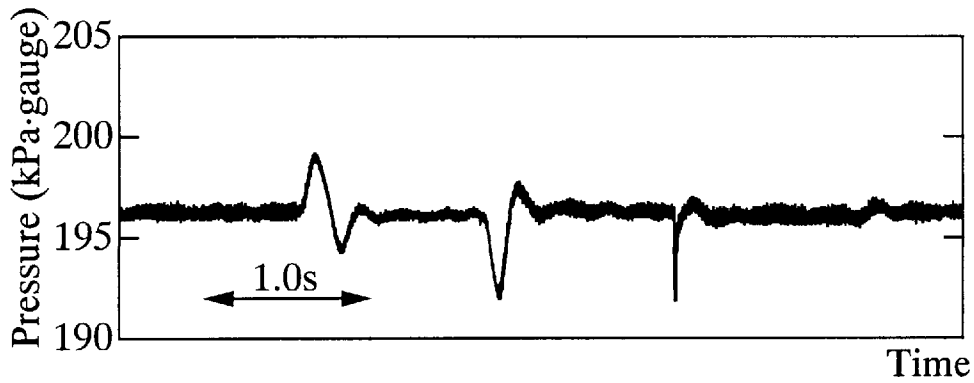
適応制御による浮動制御は制御系の未知パラメータを逐次同定し電磁弁の開閉タイミングを調整するものである。実験結果(同図(d))では、変化直後の誤差を小さく抑制でき、変化直後の整定もほかと比較して良好であることが示された。制御則に必要な条件は理論で示された様に制御系の次数だけよく、設計パラメータである式(2-5)の $\Gamma$ は広い範囲で安定で良好な出力精度が得られた。この点においても適応制御はより実用的であった



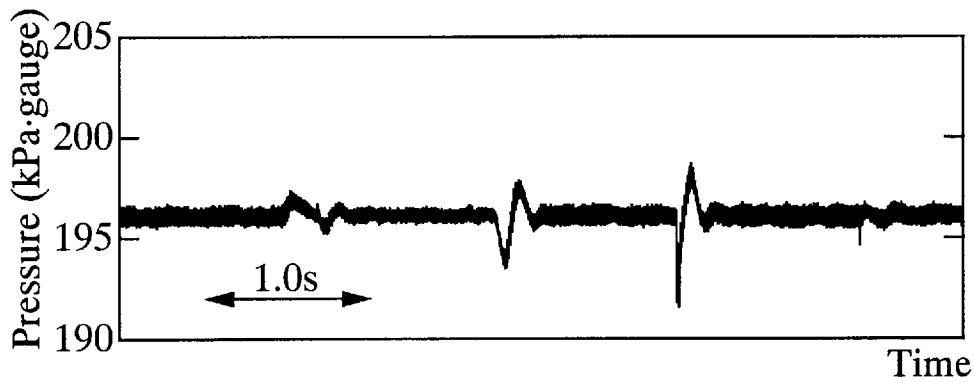
(a) Bang-Bang control



(b) Floating control (PI action)



(c) Floating control (PI action with disturbance observer)



(d) Floating control (MRAC)

Fig.2-16 Comparison of control method

## 2.3 流体サーボによる流量制御

比例制御弁あるいはサーボ弁には圧力型および流量型がある。後者は実際に操作されるのは流路面積であり、流量が直接指定できる訳ではない。圧力サーボ系を電磁弁で構成するとき、従来は弁の安定動作の範囲でパルス幅変調 PWM などのオンオフ制御する方式が用いられていた<sup>32)</sup>。オンオフ制御では弁開閉による変動を生じる。しかし、この変動は出力されている流量により変化するためこの変動により逆に出力流量を知り、必要な流量となるよう弁開閉を操作すれば、制御流量を直接指示できる流量サーボ系が構成できる。本節では出力される流量を圧力変動により検出するため等温化圧力容器<sup>42)</sup>を電磁弁出力側の負荷容器として用いた流量直接制御サーボ系について述べる。

### 2.3.1 等温化圧力容器を用いた流量測定

本節で使用した実験装置の概要を Fig. 2-17 に示す。実験装置の基本要素は 1 個の電磁弁と等温化圧力容器である。容器内に半導体圧力センサを設置している。容器からの流出側から機器へ所定の流量を供給する。本節では、この流量を前節同様オリフィスを流れる流量で模擬する。電磁弁開閉により容器内に発生する圧力変動により流量を計測するが、この様な動的な流量を計測するために等温化圧力容器を利用している。これは香川によって開発されたもので熱伝導率に優れ、また接触面積の広くとれる金属線を圧力変化後の空気に触れさせ熱伝導を促進させるものである。構造は内径 6.0cm のアクリルパイプ内にスチールウールを充填したものとなっている。電磁弁は 2.5 Hz までの通常の応答速度をもつ断面積 10mm<sup>2</sup> の市販の 3 ポート弁を 2 ポート弁として用い、オリフィスの通過後圧力は大気圧とした。一般に動的な流量を測定するのは困難である。香川らは等温化圧力容器を用いて空気の状態変化を等温とし、既知の容積の容器内の圧力変化から通過流量を算出する方法を提案<sup>42)</sup>し、その有効性を示している。まず、本節で提案した流量測定方法の有効性を確認するために、Fig. 2-18 に示すように出力口に積算流量計を設置し、圧力変動より求められた流量と積算流量計によって求められた測定結果を Table 2-1 に示す。積算流量計は、本装置の目的である大流量を測定できないため低流量での比較となったが両者はよく一致し妥当性が示された。

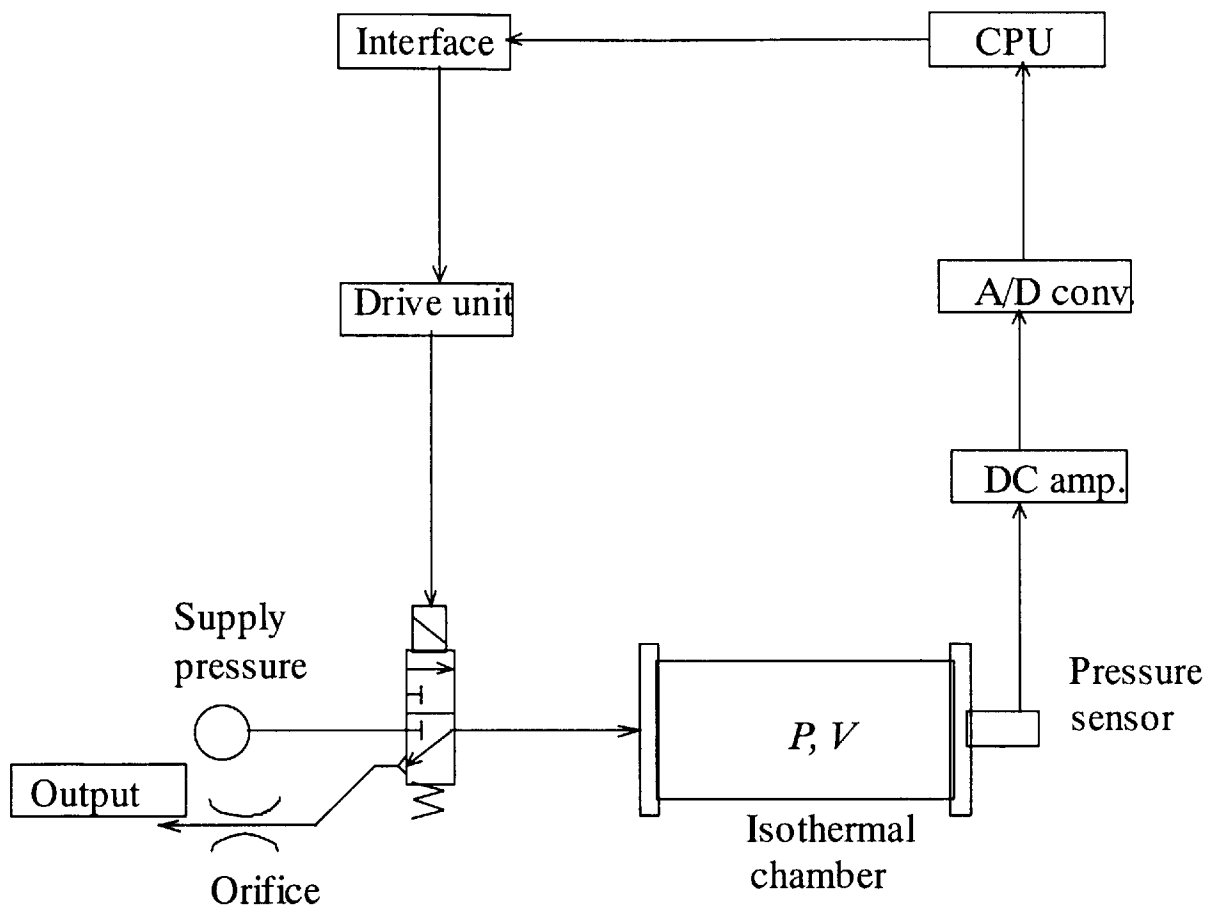


Fig.2-17 Scheme of experimental apparatus for flow control

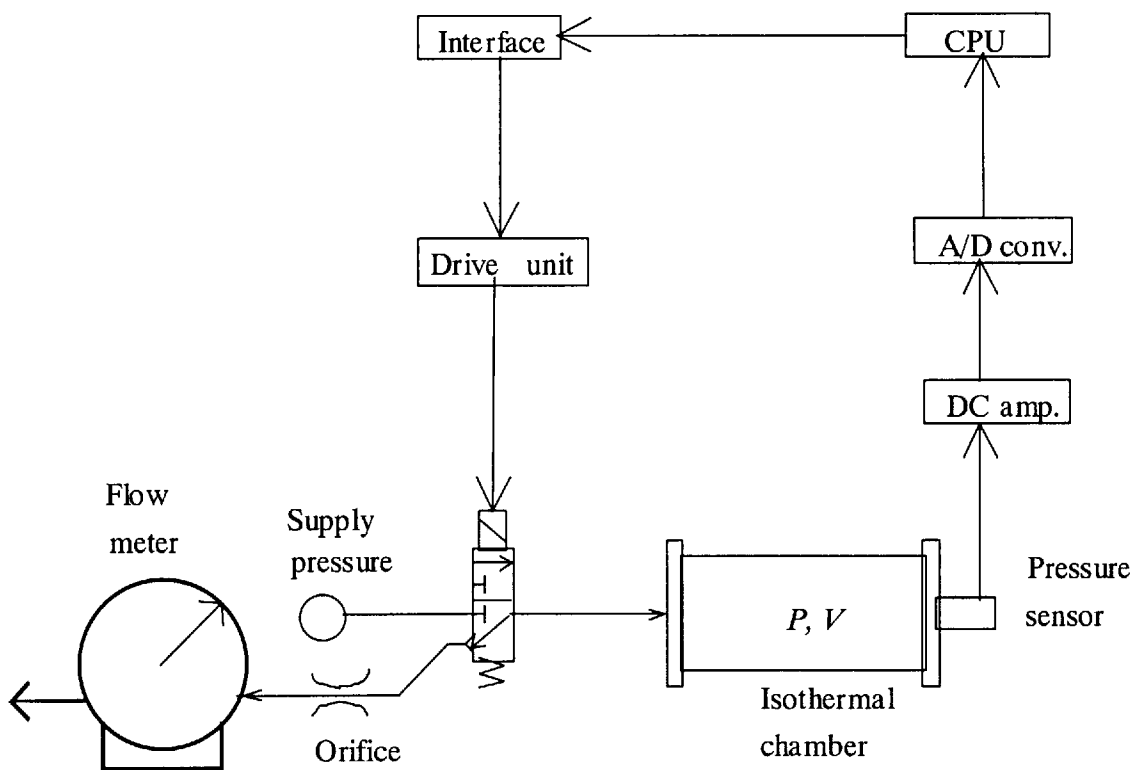


Fig.2-18 Scheme of experimental apparatus for calibration



Table 2-1 Comparison of flow control

	Flowmeter	Measured from isothermal chamber
Flow rate (cm <sup>3</sup> /s)	345.7	350.1

### 2.3.2 圧力変動を用いた流量制御

電磁弁の制御方式はバンバン制御を使用している。供給圧力は 490kPa、電磁弁は一般の 3 ポート弁を使用している。このため、出力は弁が出力側に切換わった時のみに行われる。連続的に流量を制御する場合 2 ポート弁を供給から容器への開閉のみに用い、出力側は絶えず流量が出力される方式にするほうが原理的には好ましいが、より正確に流量を測定するために、今回はこの様な構成とした。

電磁弁が出力側に切換わっているとき、電磁弁を通過する流量  $Q_m$  [kg/s] は、大気圧力を  $P_a$  [Pa·abs]、容器内圧力を  $P$  [Pa·abs]、電磁弁の有効断面積を  $A_o$  [m<sup>2</sup>]、負荷容量内平均温度を  $\theta$  [K] とすると、次式のように表される。

$\frac{P_a}{P} < 0.528$  (絞り部で閉塞する場合)

$$Q_m = A_o P \sqrt{\frac{\kappa}{R\theta} \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \quad (2-22)$$

$\frac{P_a}{P} \geq 0.528$  (絞り部で閉塞しない場合)

$$Q_m = A_o P \sqrt{\frac{2}{R\theta} \frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ \left(\frac{P_a}{P}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_a}{P}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (2-23)$$

一方容器内圧力  $P$  の変化は弁開時および弁閉時の流入・流出流量から等温変化より計算できる。したがって目標流量を増やす場合、式(2-22, 23)より弁開時間を増し現在のものより容器内圧力  $P$  を上げれば電磁弁を通過する流量を増加することができる。目標流量が与えられた場合、容器内圧力変化を測定し弁開時および弁閉時の圧力が計算により求められる必要な値となるよう弁開閉タイミングをリアルタイムに制御する。バンバン制御は Fig2-19 のように、目標圧力  $P_d$  に対してある一定のしきい値を設定し、しきい値の上端  $P_u$ 、下端  $P_l$  で電磁弁を開閉させる。バンバン制御による容器内圧力を Fig. 2-15

に示す。この図からわかるように、負荷容量内圧力は激しく振動している。この振動は弁の開放と同時に発生し、弁の閉鎖と同時に減衰し始める。この振動の振幅や減衰の速度は、負荷条件や設定リップル率、供給圧力、目標圧力などに依存する。Fig. 2-20(b) は目標圧力付近を拡大した図であるが、目標圧力付近での振動の振幅が、上側のしきい値と下側のしきい値との幅よりも大きい場合は、Fig. 2-21 のように電磁弁への入力は容器内圧力が目標圧力付近まで下がった時点で非常に短い周期で開信号と閉信号を繰り返すこととなる。電磁弁には無駄時間が存在するので、このような信号を入力しても希望通りの開閉動作は実現できない。つまり短い周期で開信号と閉信号を繰り返しても弁は動かないので、結果的に弁の動作が遅れる。その間に容器内圧力は目標圧力から離れてしまい、容器内圧力の変動幅はかえって大きくなる<sup>32)</sup>。この条件は流量と容器容積にも依存し、本実験装置における安定して流量制御を行なえる電磁弁動作限界周波数は10Hz であり以後これ以下の周波数となるようにして実験した。目標流量を  $5 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s}$  とした場合の圧力波形を Fig. 2-22 に示す。圧力上限下限値の変動がなく安定して空気の供給が行われている。圧力波形から1 サイクル当りの流量を計算した結果を Fig. 2-23 に示す。目標の流量が得られている。

Fig. 2-24 に電磁弁動作周波数10Hz、目標流量  $14 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s}$  の容器内圧力波形を示す。制御開始後約1.5秒で安定した動作となっている。出力流量を計算した結果を Fig. 2-25 に示す。流量が大きいため目標値に収束するまでに約1.8秒かかっている。目標流量が急激に変化する場合の実験結果を Fig. 2-26 に示す。目標流量を制御開始1.5秒後に  $5 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s}$  から  $7.5 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s}$  に変化させた場合の結果である。目標流量の変化に対応して電磁弁開閉開始圧力の変化がおり、Fig. 2-27 に示すように目標流量に速やかに移行している。

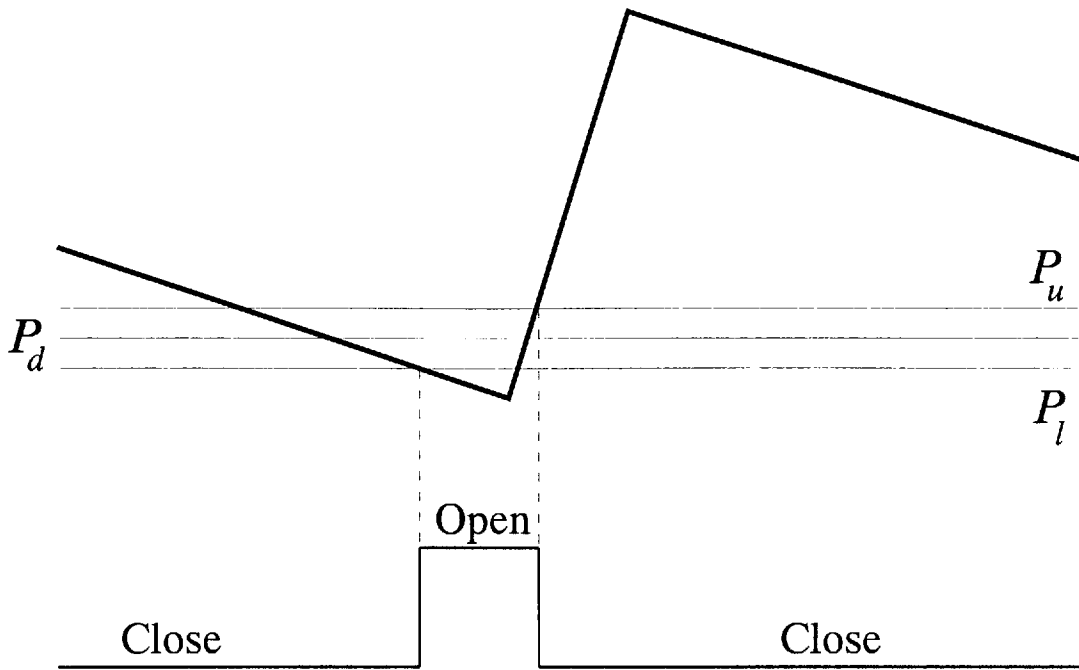


Fig. 2-19 Image of ripple

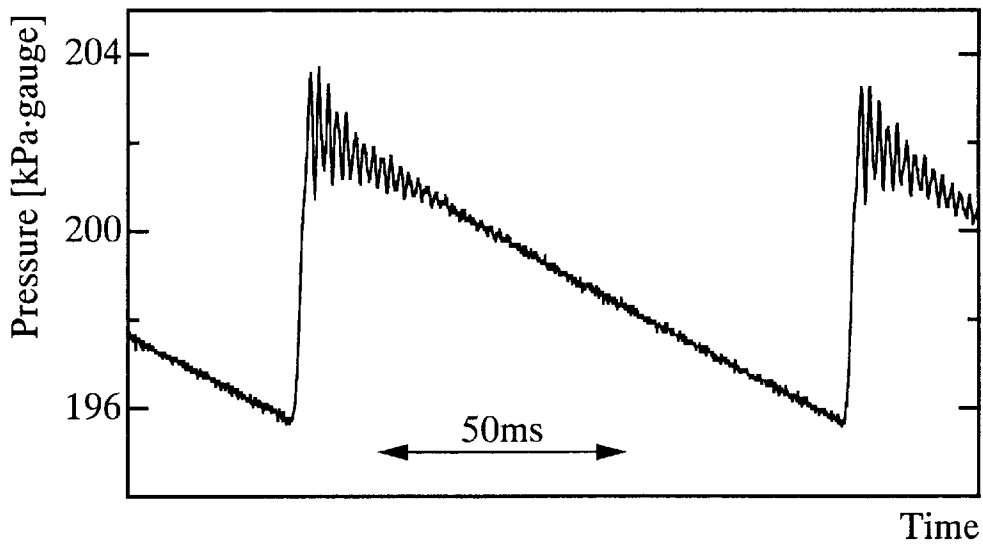


Fig. 2-20(a) Oscillating pressure with Bang-Bang control

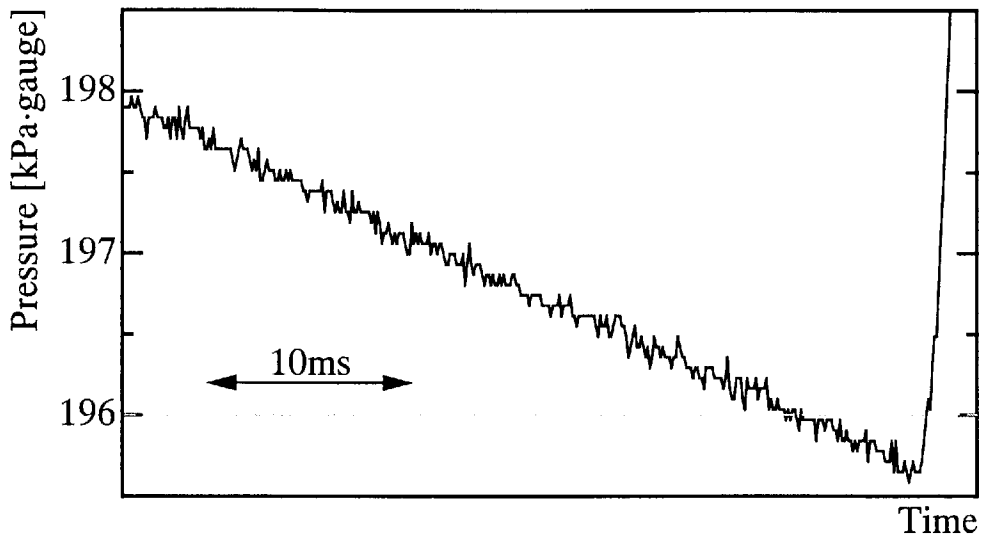


Fig. 2-20(b) Enlarged wave form

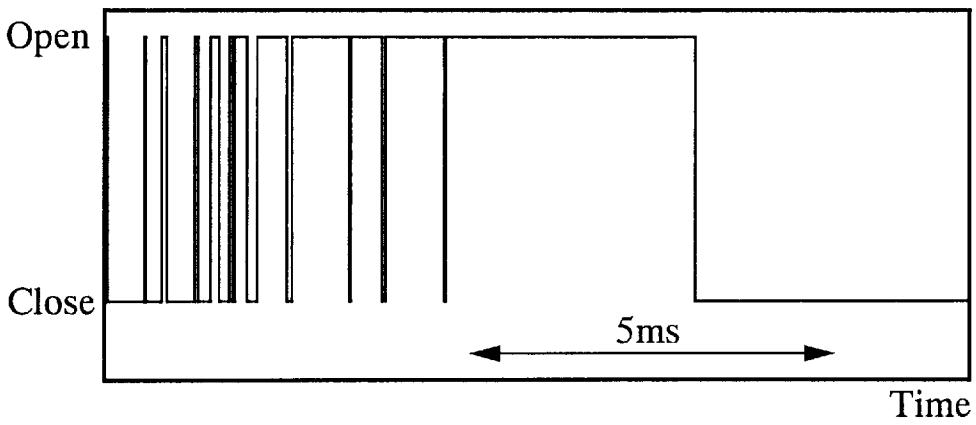


Fig. 2-21 Signal with low ripple percentage

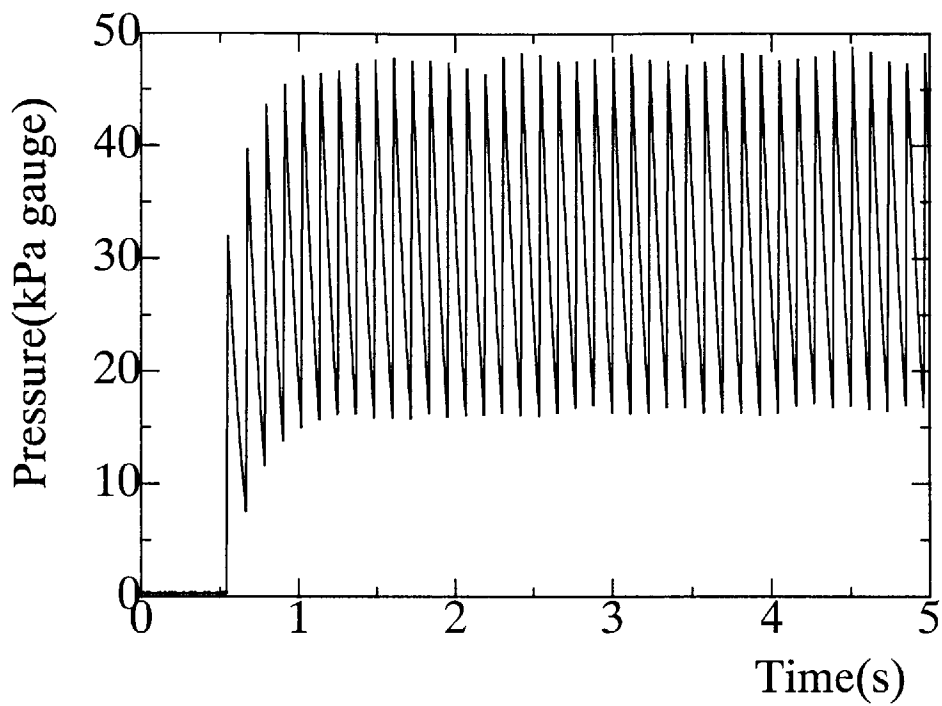


Fig.2-22 Pressure wave form of flow servo control

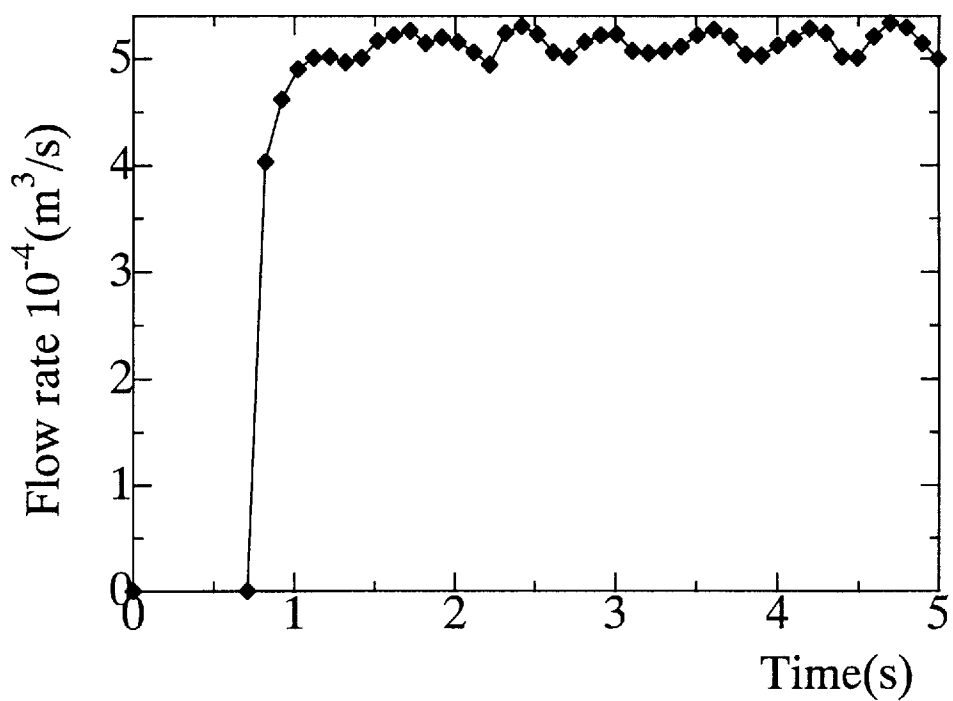


Fig.2-23 Calculated flow rate form from pressure wave

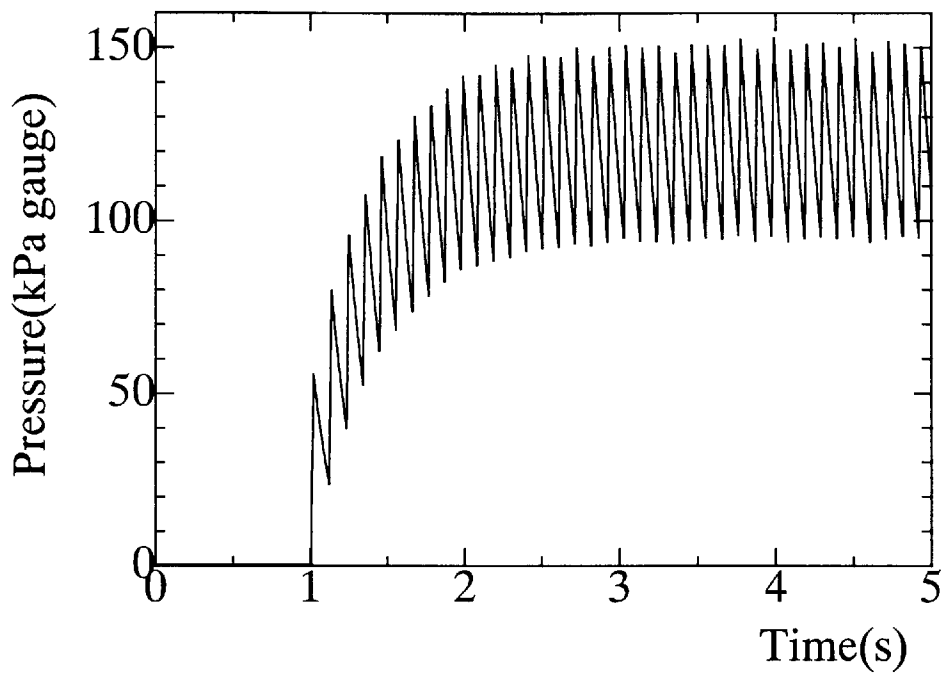


Fig.2-24 Pressure wave form of flow servo control

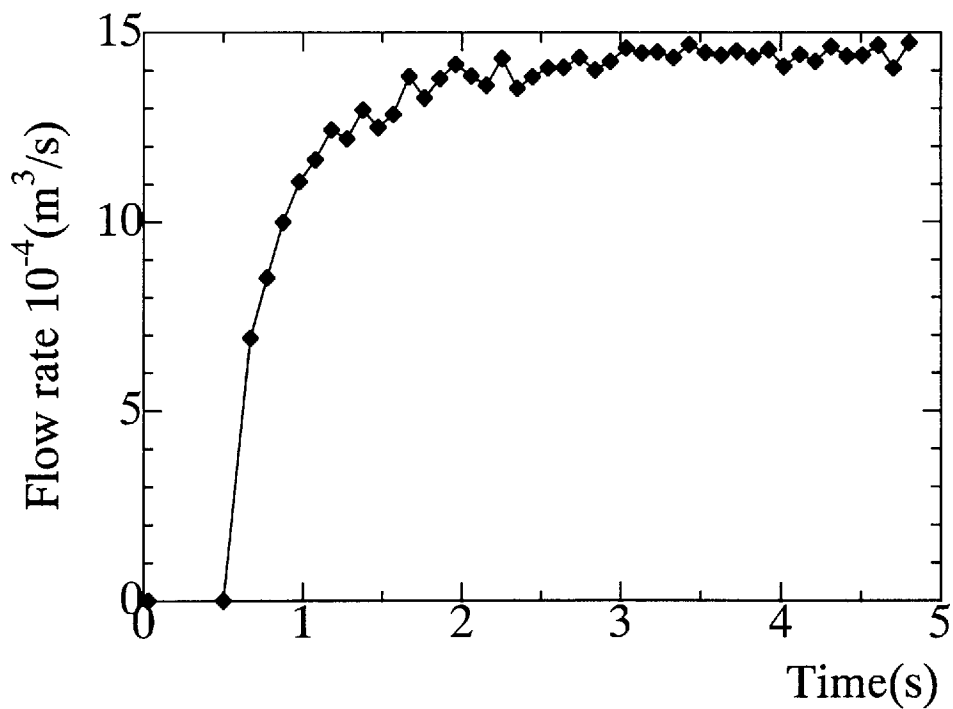


Fig.2-25 Calculated flow rate form from pressure wave

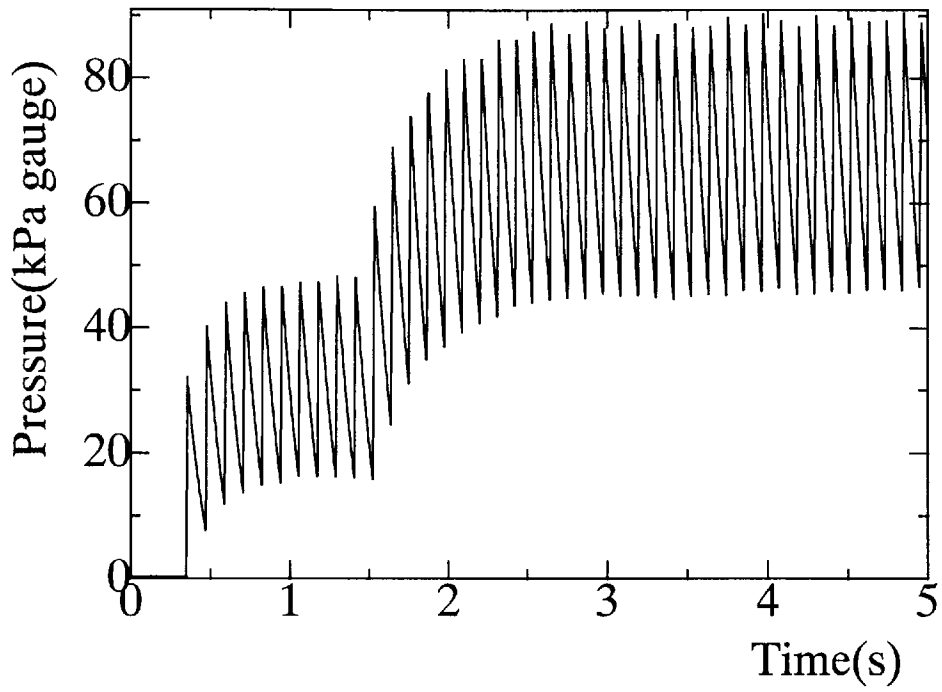


Fig.2-26 Pressure wave form of flow servo control

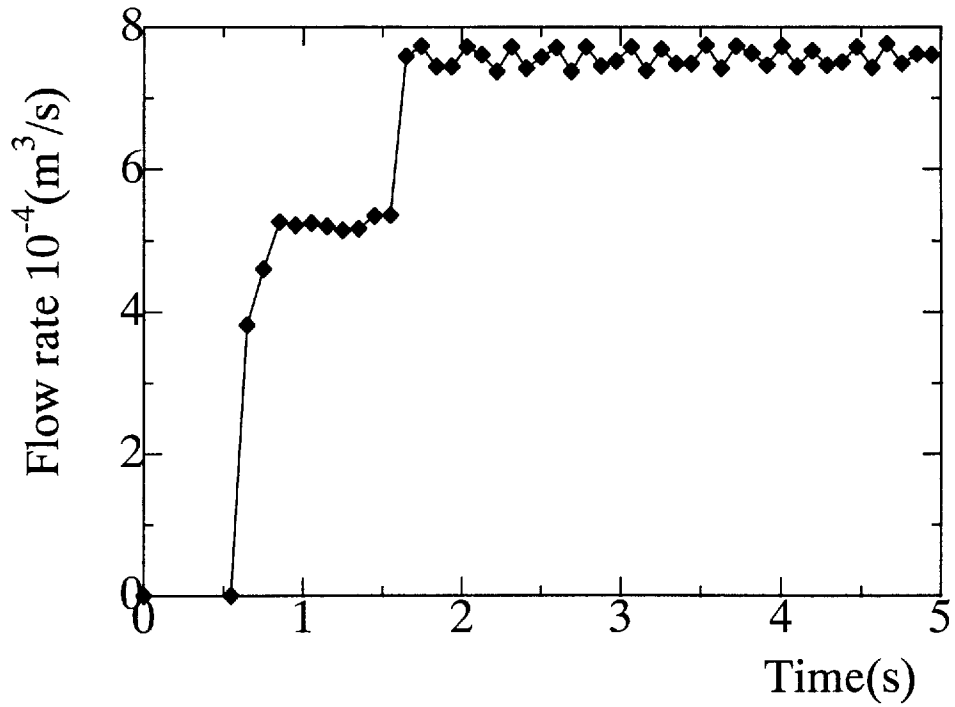


Fig.2-27 Calculated flow rate form from pressure wave

## 2.4 流体サーボによる位置制御

### 2.4.1 電磁弁を浮動状態とさせて用いた空気圧位置制御

従来空気圧アクチュエータの位置制御はいわゆる「あて止め」、すなわちストローク端やワークに直接衝突させて停止させる方式が用いられてきた。しかし、衝撃の緩和や動作の自由度を確保するため、任意の場所への位置決めに関する関心が高くなってきた。

高精度・高応答な位置制御をおこなうには電空サーボシステムが構成される。そのため高性能な電空制御弁が必要であり、サーボ弁を用いたアナログサーボシステムが一般的に用いられる。しかし、サーボ弁は高価であり、複雑な構造を持ち特性の把握が困難であるなどの問題がある。そこで、サーボ弁の代わりに第2節で用いた電磁弁浮動制御方式を用いてシリンダを制御するサーボ系の有効性を検討した。

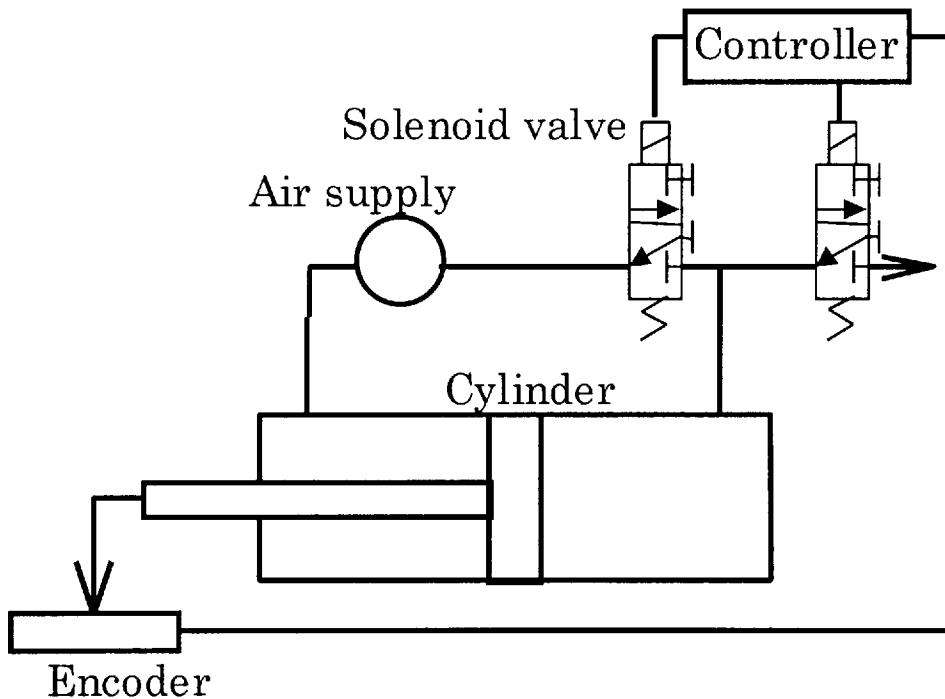


Fig.2-28 Pneumatic servo system using solenoid valve

電磁弁の開閉により位置を制御する空気圧サーボ系をFig.2-28に示す。図中のシリンダは内径50mm・ストローク200mmで、ロッド側を一定圧とし、ヘッド側の圧力をバンバン制御、もしくはパルス変調などオンオフ制御をすることにより調節しロッドの位置を制御する。25Hzまでの通常の応答速度をもつ断面積10mm<sup>2</sup>の市販の3ポート弁を2ポート弁として用いたものをシリンダヘッド側に吸気用と排気用に2つ設置し弁を絶えず浮動させた状態として実験をおこなう。



電磁弁への入力は、オンオフの2値信号である。弁を浮動させたまま連続制御するには、第2節と同様のアナログ制御手法が必要になる。

本節におけるPI動作は時点 $k$ における目標位置 $r(k)$ とシリンダロッド位置 $p(k)$ との誤差 $e(k)$

$$e(k) = r(k) - p(k) \quad (2-24)$$

を用い制御入力 $u(k)$ は、比例ゲイン $K_p$ 、積分ゲイン $K_i$ 、サンプリングタイム $T_s$ を用いて次式のように表される。

$$u(k) = K_p \left[ e(k) + K_i T_s \sum_{i=0}^k e(i) \right] \quad (2-25)$$

システムの状態変数 $\mathbf{x}(t)$ をロッドの位置 $x(t)$ 、速度 $\dot{x}(t)$ 、ヘッド側圧力 $p(t)$ として、状態変数ベクトルを $\mathbf{x}(t) = [x(t), \dot{x}(t), p(t)]^T$ 、電磁弁入力 $u(t)$ より状態方程式は

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\frac{c}{M} & -\frac{A}{M} \\ 0 & 0 & -\frac{1}{T} \end{bmatrix} \mathbf{x}(t) + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{G}{T} \end{bmatrix} u(t) \quad (2-26)$$

となる。零次ホルダで離散化した状態方程式を

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}\mathbf{x}(k) + \mathbf{b}u(k) \quad (2-26')$$

とし、1型のサーボ系を構成したとき偏差系

$$\begin{bmatrix} x_e(k+1) \\ u_e(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{b} \\ \mathbf{0} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_e(k) \\ u_e(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} v(k) \quad (2-27)$$

に関する評価式

$$J = \sum_{k=0}^{\infty} \left\{ \begin{bmatrix} x_e(k) \\ u_e(k) \end{bmatrix}^T \mathbf{Q} \begin{bmatrix} x_e(k) \\ u_e(k) \end{bmatrix} + r v^2(k) \right\} \quad (2-28)$$

を最小とする最適入力は

$$u_e(k+1) = v(k) - \mathbf{f}_0 \begin{bmatrix} \mathbf{X}_e(k) \\ u_e(k) \end{bmatrix} \quad (2-29)$$

となる。ただし、 $x_e(k)$ および $u_e(k)$ は定常値からの偏差、 $\mathbf{f}_0$ は、 $\mathbf{A}$ 、 $\mathbf{b}$ より決まる定数ベクトルである。

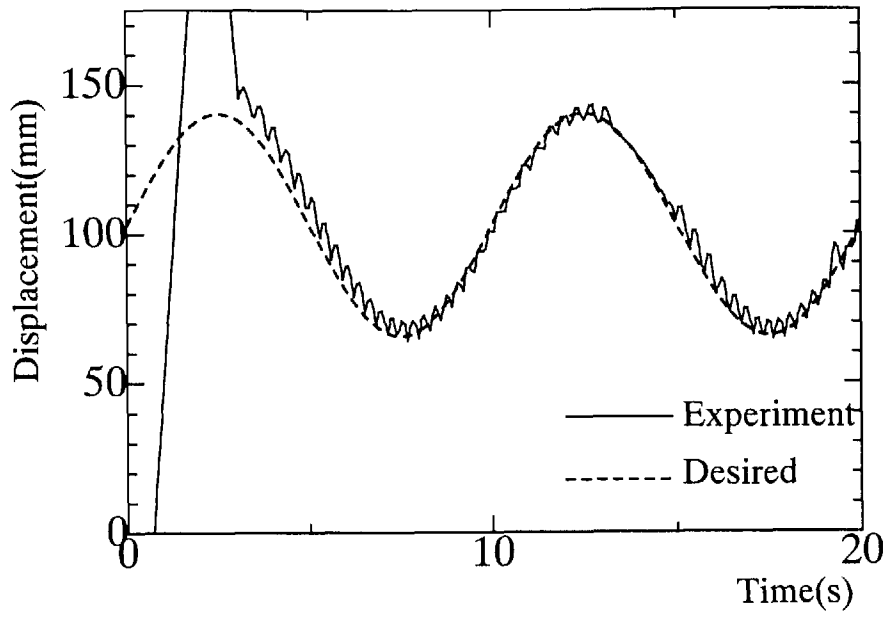
実験結果をFig. 2-29に示す。目標入力は正弦波で振幅37mm、周期100mmである。バン

バン制御を使用したFig. 2-30(a)はオーバシュート量が大きく全般で振動している。浮動制御のFig. 2-30(b)では全般にわたりシリンダが目標に対して良好に追従している。このように浮動制御方式を使用することによりシリンダに対しより滑らかな制御を行うことが可能となった。次に、従来のサーボ弁を使用した場合と比較する。サーボ弁を使用したFig. 2-30(c)に示す結果に対して、電磁弁浮動制御は違いがほとんどなく従来のサーボ弁と比較し遜色ない結果をあげている。

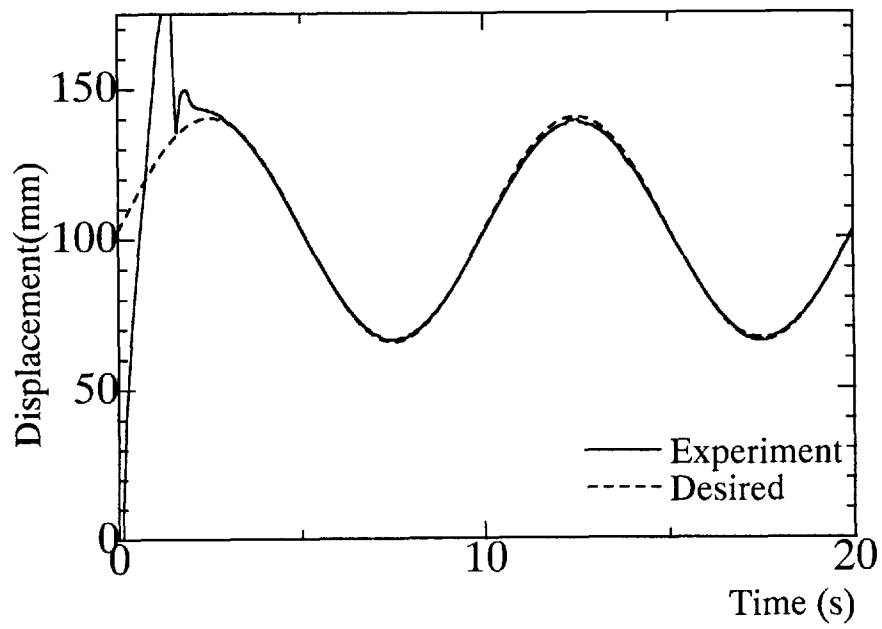
目標入力に対する出力の誤差をFig. 2-31に示す。誤差の絶対値は高価なアナログサーボ弁と同等である。さらに電磁弁浮動方式の方がシリンダの移動方向が変わる時に発生する誤差が少ない。この様に従来のサーボ弁を使用した場合よりも良好な結果が得られた。

全ての実験を通して、応答初期のオーバシュートが発生している。そこで、最適制御を導入することによって応答の改善を図る。その結果をFig. 2-32に示す。目標値は100mmのステップ波である。最適制御を用いることにより、オーバシュートは22.6mmから1.6mmへ93%減少し、収束時間は5.1sから0.2sへ96%減少した。

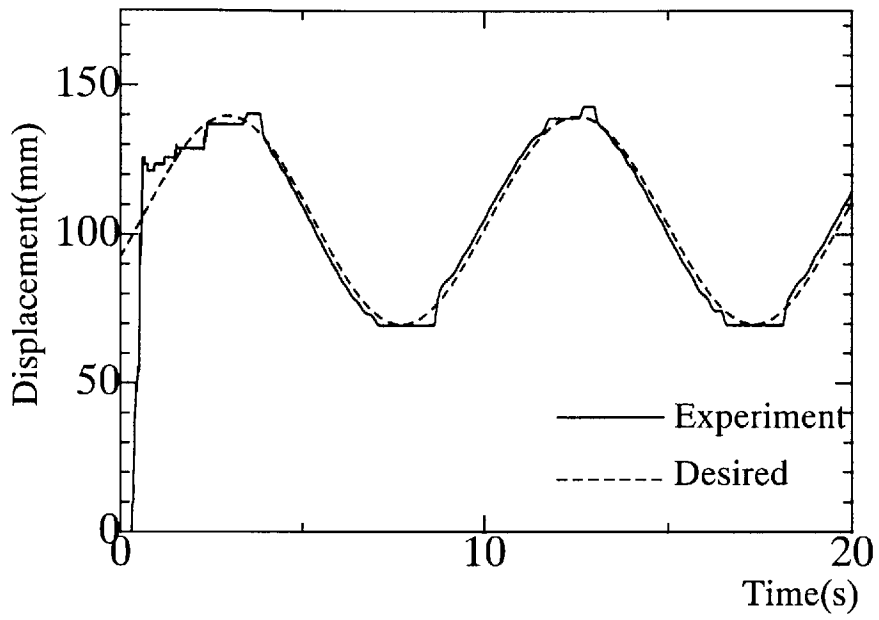
以上より、電磁弁浮動制御で最適制御を用いることにより比較的簡易に制御性能を向上させることができた。



(a) Bang-Bang Control



(b) Floating control



(c) Analog servo valve

Fig. 2-29 Experimental results

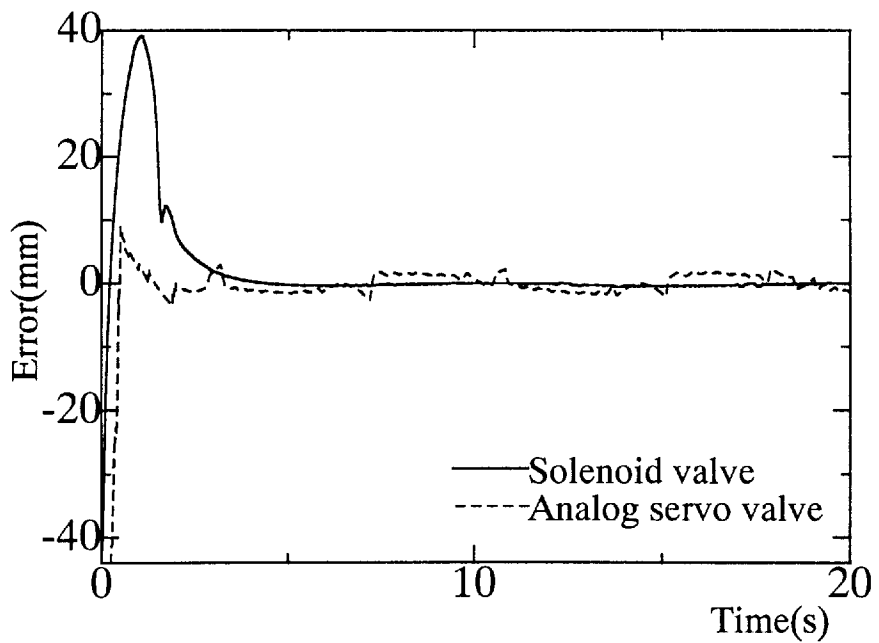
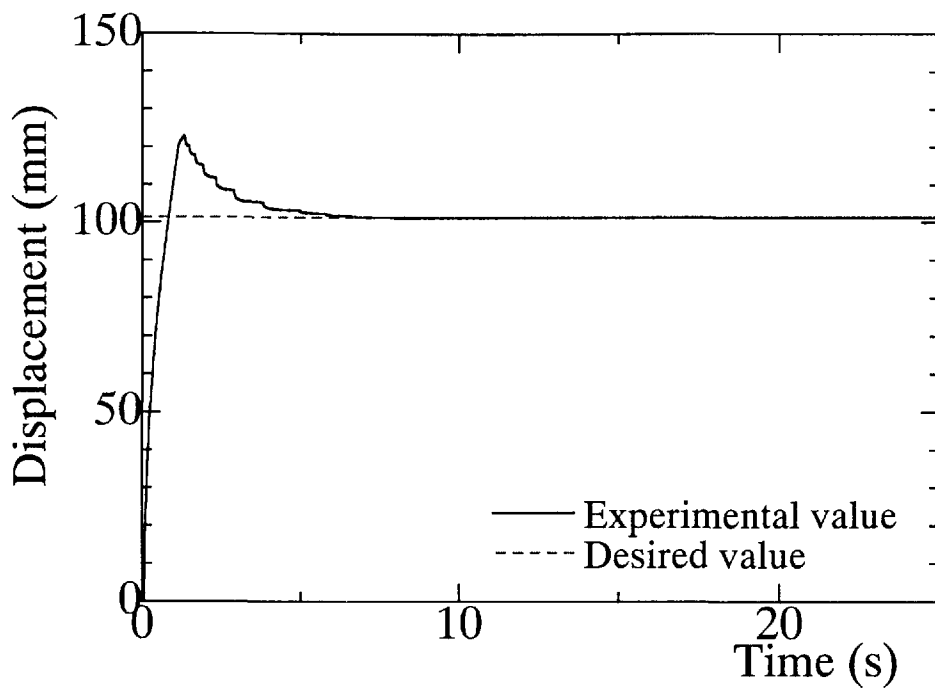
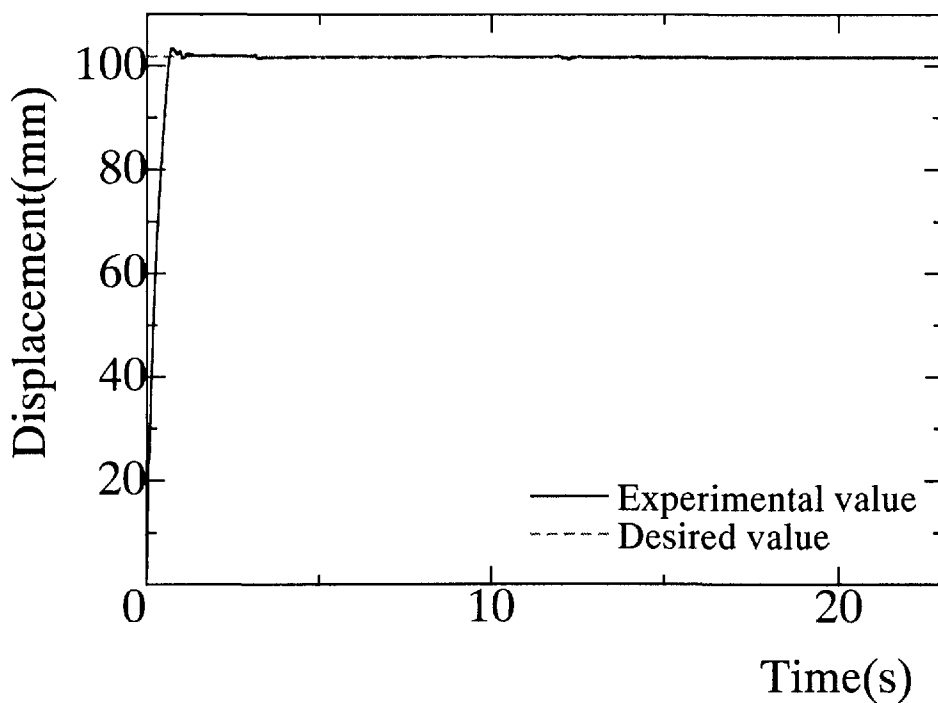


Fig. 2-30 Comparison of error



(a) Positioning result using PI action



(b) Positioning result using optimal control

Fig.2-31 Experimental result

## 2.4.2 サーボ弁を用いた空気圧位置制御

(空気圧アクチュエータの粘弾性を考慮した制御)

空気圧シリンダなど空気圧アクチュエータの高精度位置決めは一般に困難とされている。理由は、アクチュエータ内部に空気封止のためゴム製シールが用いられており、非常に大きな動作摩擦があるためである。しかし、このシールによりアクチュエータは静止位置で粘弾性特性を持ち、この特性を応用すれば摺動時の摩擦と関係なく、高精度な位置決めが実現できる可能性がある。

従来、空気圧シリンダの数学モデルはシールが滑っている状態（摺動状態）に対してのみ考えられている。一般的なシールを用いた空気圧シリンダによる位置決めの場合、その行程においてシールがシリンダ内部を滑っている状態とシリンダの内壁に固着し弾性変形している状態が考えられる。今まで行われてきた空気圧シリンダによる位置決めの研究の中で、シールに起因する特性を積極的に用いたものは全く見あたらない。シールの粘弾性特性に着目しその特性を明らかにし位置決め制御に利用する。従来の摺動状態のみを考慮した制御と効果的に組み合わせれば、シールとシリンダ間の静止摩擦力に起因する位置決め困難さを回避することができる。以上の観点から本節では、シールの摺動状態と非摺動状態をリアルタイムに判別する手法を明らかにし、これにより2つの特性モデルを切換えて有効な制御を実行する。

従来、空気圧シリンダの特性モデル(摺動モデル)としてFig. 2-32のものが用いられる。このモデルはシール部で発生する粘性減衰係数 $c'$ により生じる粘性摩擦力とクーロン摩擦力 $F_c$ を表したものとなっている。しかし、位置決め点近傍ではシールが粘着するため粘弾性モデル(非摺動モデル)を考慮する必要がある。この場合、摺動モデルと大きく異なる点は、シール弾性の影響が現れてくると、粘性がシールの物理的性質に起因するものであるから摺動時と特性値が全く異なることである<sup>15)</sup>。粘弾性モデルとして複数のばねとダンパの組み合わせが使われることもあるが、実用的なモデルとしては単純なものほど有用であるため、Fig. 2-33に示すような1個のばねとダンパからなるKelvinモデルで近似することにした。シール特性が持つヒステリシスによる動作点のずれおよび不感帯を表すため、移動方向により向きの変わる一定な摩擦力 $F_f$ を導入している。

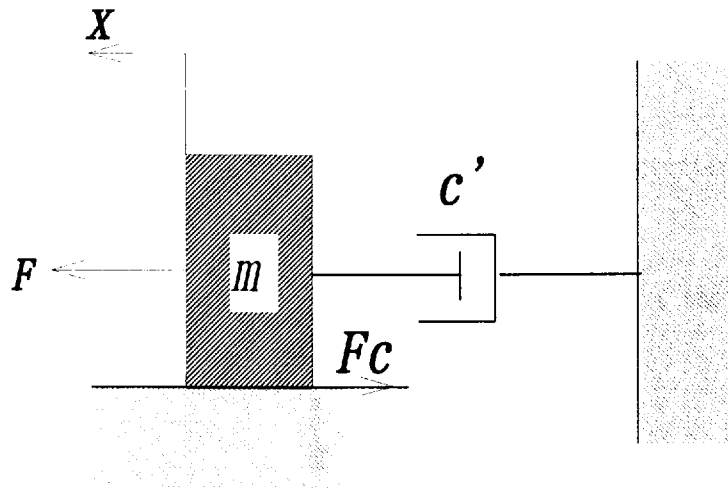


Fig.2-32 Conventional model of pneumatic cylinder

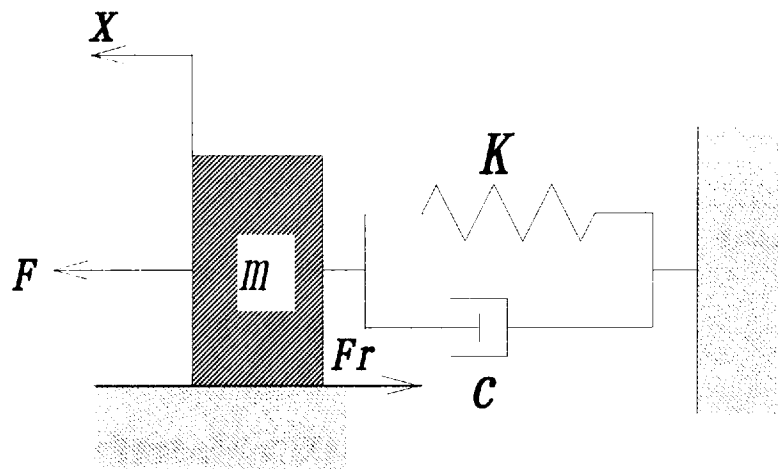


Fig. 2-33 Proposal model using Kelvin model

実験装置の概略をFig. 2-34に示す. この装置は試験空気圧シリンダと2つの3ポートサーボ弁より構成される. シリンダのロッド側の圧力は一定とし, ヘッド側室内圧力は目標の圧力となるよう圧力サーボ系を構成している. シリンダ変位は,  $0.1\mu\text{m}$ の分解度を持つ光学式測長器を使用し計測している. シール材としては従来から一般に使用されているニトリルゴム使用したシリンダを用い, またシリンダ内径は40.0mm, ストローク100.0mmである.

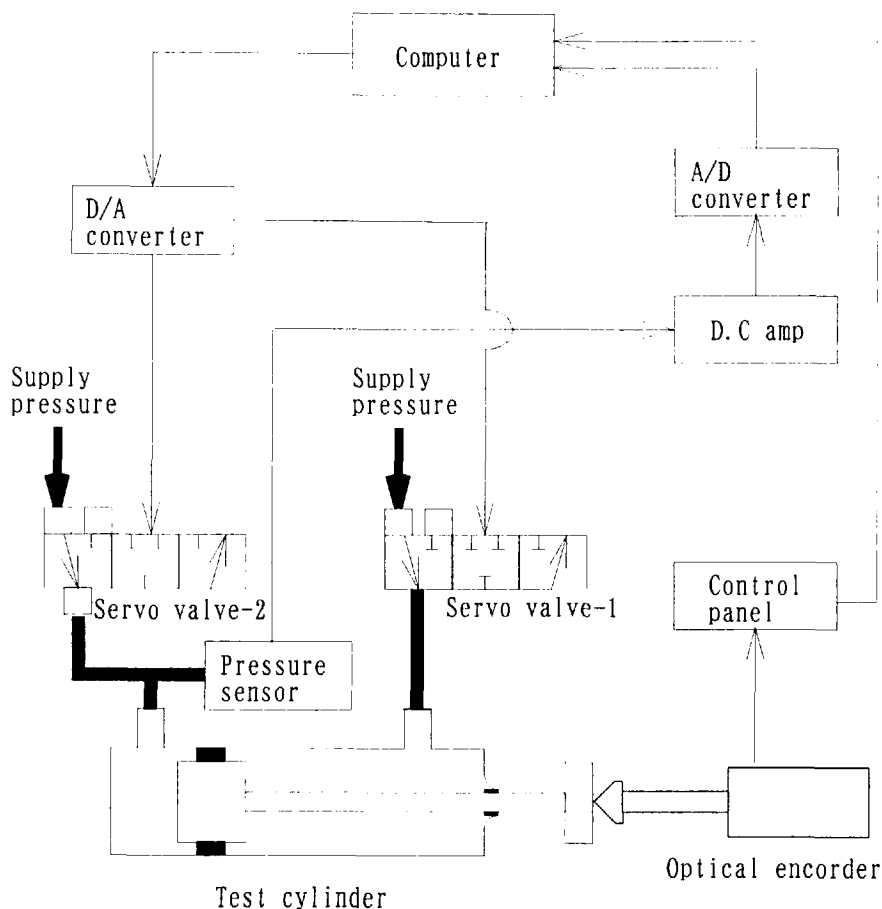


Fig. 2-34 Scheme of experimental setup

計測された摺動・非摺動モデルのばね定数 $k$ と粘性減衰係数 $c$ および最大静止摩擦力 $F_c$ をTable. 2-2に示す. なお,  $F_r$ の値と $F_c$ の値の差は非常に小さかったので簡単のため $F_r$ と $F_c$ は同じ値を用いた. 非摺動モデルではシールが粘着していることを確認しながら, 圧力を目標値までランプ状に変化させたときのシリンダ変位より求めた.

Table 2-2 Parameters of each model

	ばね定数 $k$ ( $10^5\text{N/m}$ )	粘性減衰係数 $c$ ( $\text{kNs/m}$ )	最大静止摩擦力 $F_r, F_c$ (N)
非摺動時	7. 3 4	6 3 2	0. 8 9 4
摺動時		0. 3 2 6	0. 8 9 4

両モデルより与えられる制御系の安定領域をPI動作により比例ゲイン $K_p$ , 積分ゲイン $K_i$ について求めた結果をFig. 2-35に示す. 破線がラウスフルビッツの安定条件より求めた非摺動モデルによる安定限界であり領域の内部で安定となる.  $F_r, F_c$ は実験によると0. 894Nと小さく, また安定領域の概要が簡単に求められることが望ましいため無視した.



一方、摺動時は  $c$  の値が  $1/200$  程度と小さくこのため安定領域は破線に示すように極めて小さくなる。プロットは実験により求めた非摺動時の安定限界である。計算とは若干の相違があるものの、モデルは安定限界の傾向を示すことができている。

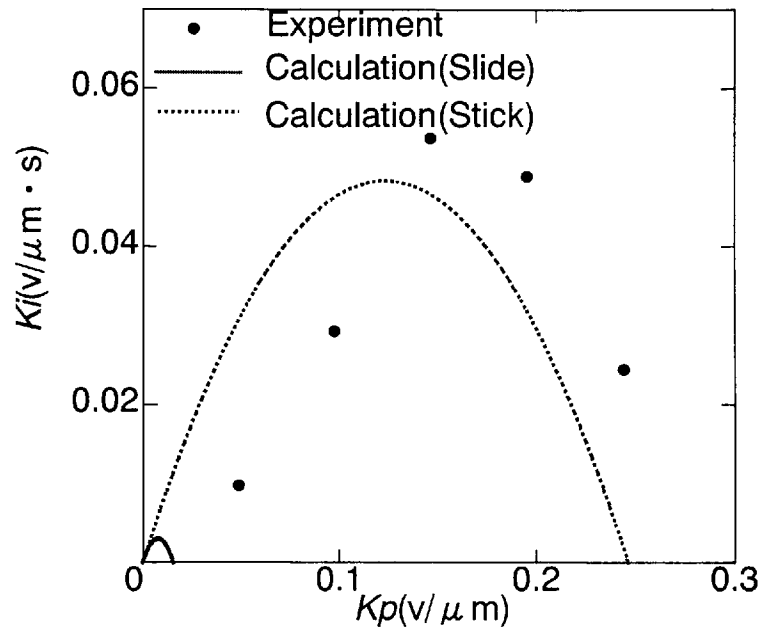


Fig.2-35 Stable region of PI action

次に状態フィードバック制御を実行したときの粘弾性が及ぼす効果を示す。状態変数を  $\mathbf{x}(t) = [x(t), \dot{x}(t), p(t)]^T$ ，サーボ弁入力を  $u(t)$  として，状態方程式は粘弾性モデルでは

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{K}{M} & -\frac{c}{M} & -\frac{A}{M} \\ 0 & 0 & -\frac{1}{T} \end{bmatrix} \mathbf{x}(t) + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{G}{T} \end{bmatrix} u(t) - \text{sgn}(\dot{v}(t)) F_v \quad (2-30)$$

摺動モデルでは

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\frac{c'}{M} & -\frac{A}{M} \\ 0 & 0 & -\frac{1}{T} \end{bmatrix} \mathbf{x}(t) + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{G}{T} \end{bmatrix} u(t) - \text{sgn}(\dot{v}(t)) F_s \quad (2-31)$$

となる。粘弾性の効果を見るため，摩擦力  $F_f$ ， $F_c$  は余り大きくないとして無視し零次ホルダで離散化した状態方程式をそれぞれ

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}_v \mathbf{x}(k) + \mathbf{b}_v u(k)$$

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}_s \mathbf{x}(k) + \mathbf{b}_s u(k)$$

とし、1型のサーボ系を構成したとき偏差系

$$\begin{bmatrix} \mathbf{x}_e(k+1) \\ u_e(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{b} \\ \mathbf{0} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_e(k) \\ u_e(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} v(k) \quad (2-32)$$

に関する評価式

$$J = \sum_{k=0}^{\infty} \left\{ \begin{bmatrix} \mathbf{x}_e(k) \\ u_e(k) \end{bmatrix}^T \mathbf{Q} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_e(k) \\ u_e(k) \end{bmatrix} + r v^2(k) \right\} \quad (2-33)$$

を最小とする最適サーボ入力

$$u_e(k+1) = v(k) = -\mathbf{f}_0 \begin{bmatrix} \mathbf{x}_e(k) \\ u_e(k) \end{bmatrix} \quad (2-34)$$

となる。ただし、 $\mathbf{x}_e(k)$ および $u_e(k)$ は定常値からの偏差、 $\mathbf{f}_0$ は、 $\mathbf{A}_v$ 、 $\mathbf{b}_v$ あるいは $\mathbf{A}_s$ 、 $\mathbf{b}_s$ より決まる定数ベクトルである。

シールの摺動・非摺動状態を制御中にリアルタイムに判別する方法として、次の様にシリンダの移動速度による判別と、ニューラルネットによる判別の2種を採用しその有効性を検討した。

#### a) 移動速度による判別

シリンダの移動速度がしきい値以下の時に非摺動モデル、しきい値以上の時に摺動モデルに切換えて制御する。しきい値は実験により適当な値を使用する。

$$v \leq \alpha \rightarrow \text{Stick model}$$

$$v > \alpha \rightarrow \text{Slide model}$$

ここで $\alpha$ :しきい値

#### b) ニューラルネットによる判別

ニューラルネットによりシールの摺動・非摺動状態を推定させ、これにより制御モデルを切替えた。使用アルゴリズムはバックプロパゲーション学習アルゴリズムを使用した。ネットワークは1つの中間層を含む3層のネットワークで、入力層ニューロン数が2、中間層が20、出力層が1として、目標値に対する誤差とシリンダのヘッド内圧力を学習用データとしてニューロンの学習を行い、得られたニューラルネットを実験に使用しその効果を確認する。

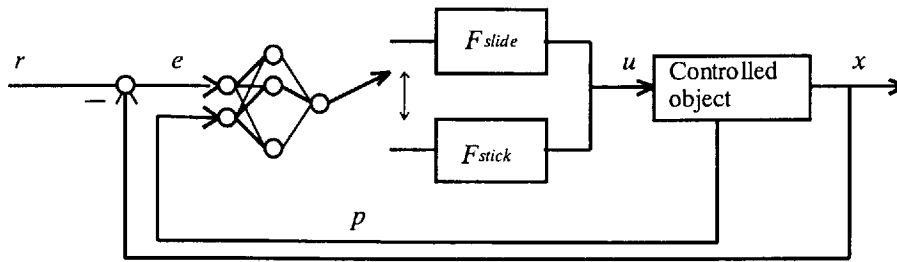


Fig.2-36 Neural network model

目標を 20mm, 制御モデルを切換えることなく位置決めを行った場合の実験結果を Fig. 2-37, 38 に示す. 摺動モデルでは, 移動開始後約 4 秒で目標位置に収束しているが 0.2mm の定常誤差が残っている. 非摺動モデルの場合は, 目標値に対し収束せず振動的となってしまう. 次に, 速度によりモデルを切替えて制御をした場合の結果を Fig. 2-39 に示す. 目標値前後で微小な振動が発生している. 速度情報のみでは, 摺動・非摺動状態の判別が不可能であったためと考えられる. 最後に, ニューラルネットにより摺動・非摺動状態を判別した結果を Fig. 2-40 示す. 応答に乱れがなくスムーズに切換えが行われている. 目標値 $\pm 2\%$ 以内に収束した場合を整定とし, 定常誤差を比較した結果を Fig. 2-41 に示す. 非摺動モデルのみを使用した場合は整定せず定常誤差を計測することはできなかった. 摺動モデル単独で制御した場合, 定常誤差は  $48\mu\text{m}$  となったがばらつきが多く測定毎に値が  $200\mu\text{m}$  から  $40\mu\text{m}$  の範囲で変化する. 速度情報のみで判別した場合, 一定値に整定しないので誤差の最大値を記載した. ニューラルネットにより判別した場合定常誤差は  $0\mu\text{m}$  となり他と比較して良好な制御結果となった. 次に立上り時間として目標値に 90%に達するまでの時間を比較した結果を Fig. 2-42 に示す. 速度による判別した場合が最も短い時間であり静止状態から速やかにシリンダを動かすことができた. 最後に, 整定するまでの時間を比較した結果を Fig. 2-43 に示す. 非摺動モデルのみで制御した場合整定しなかったため記載していない. 他の 3 つを比較するとニューラルネットによる判別が最大で約 80%の時間短縮結果となった.

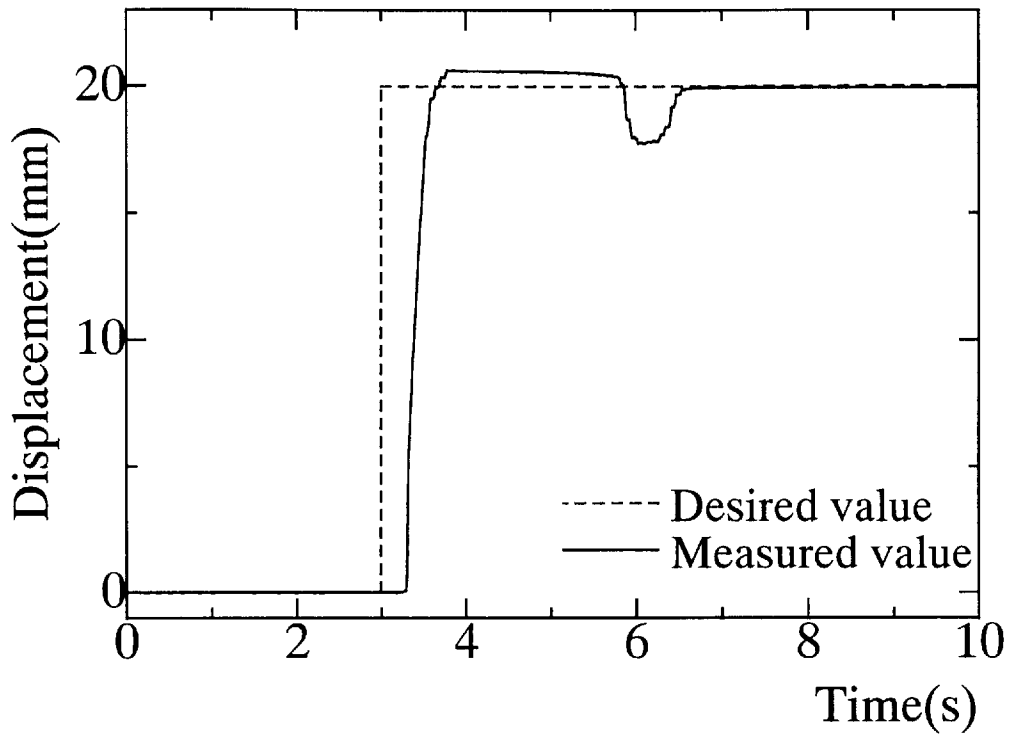


Fig.2-37 Optimal control using slide model

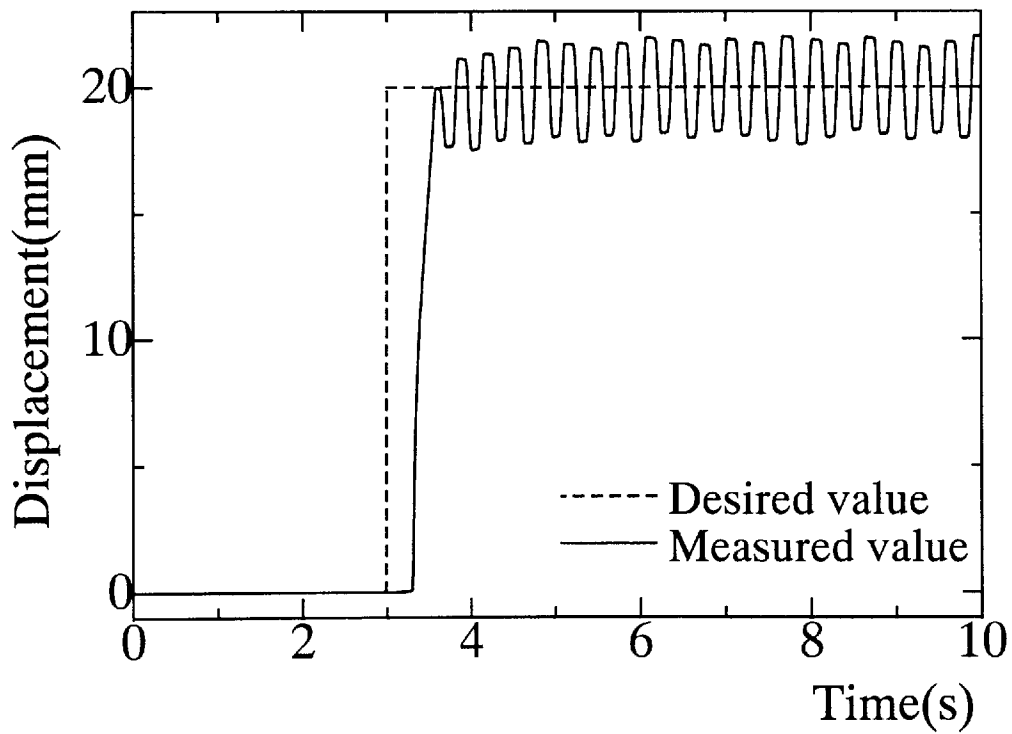


Fig.2-38 Optimal control using stick model

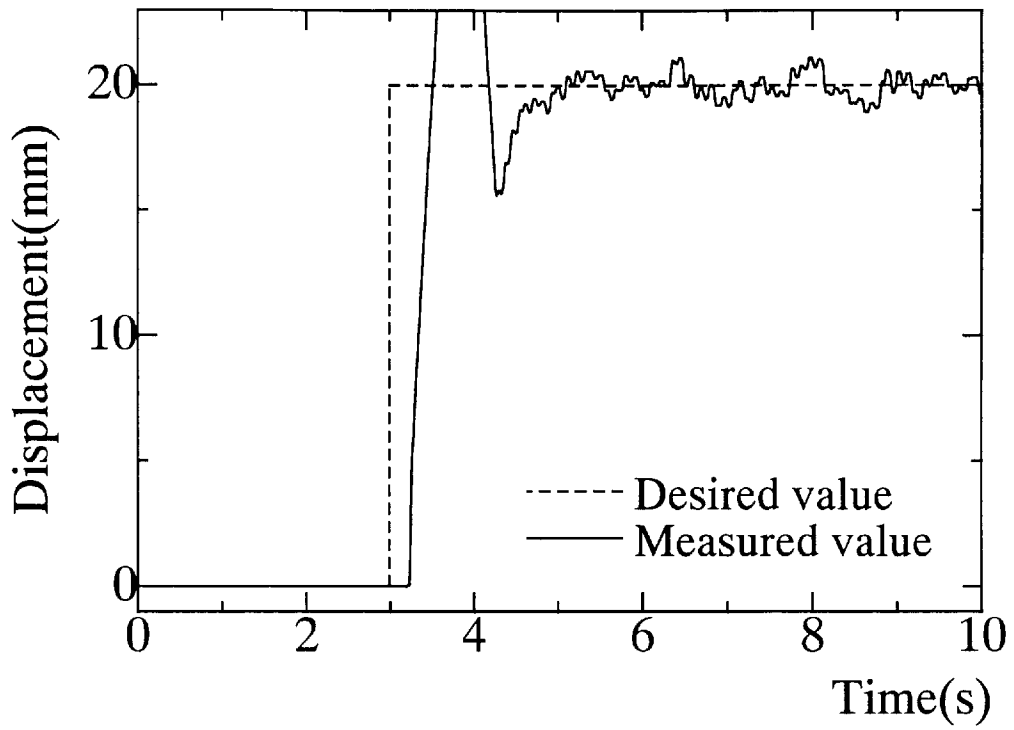


Fig.2-39 Optimal control using discrimination by velocity

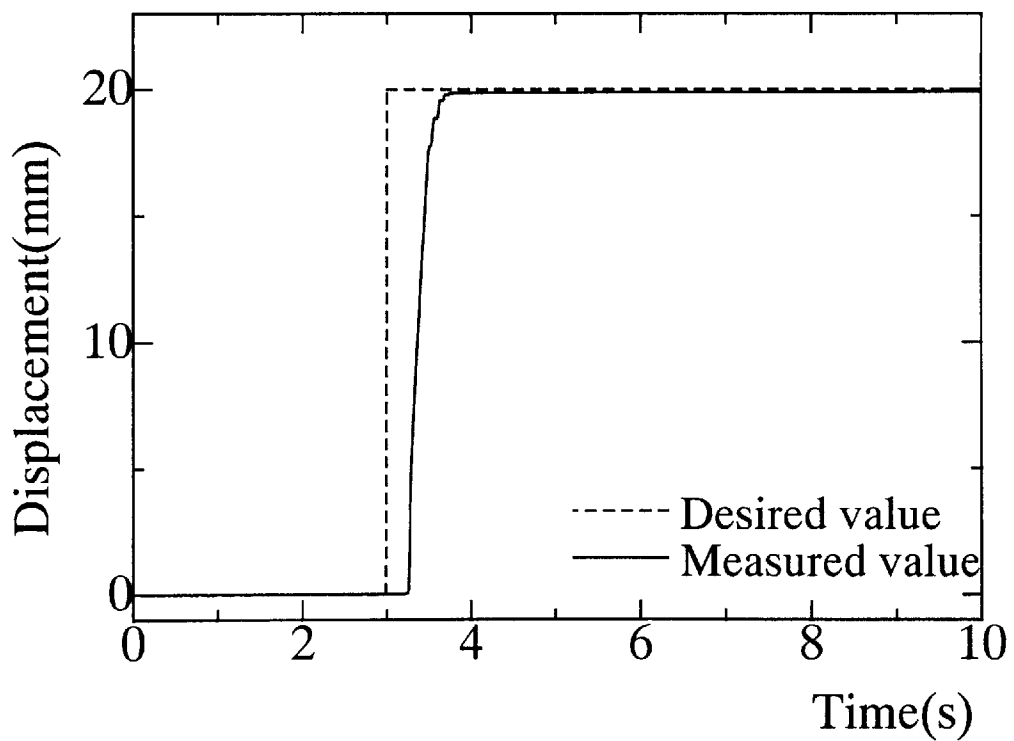


Fig 2-40 Optimal control using neural network

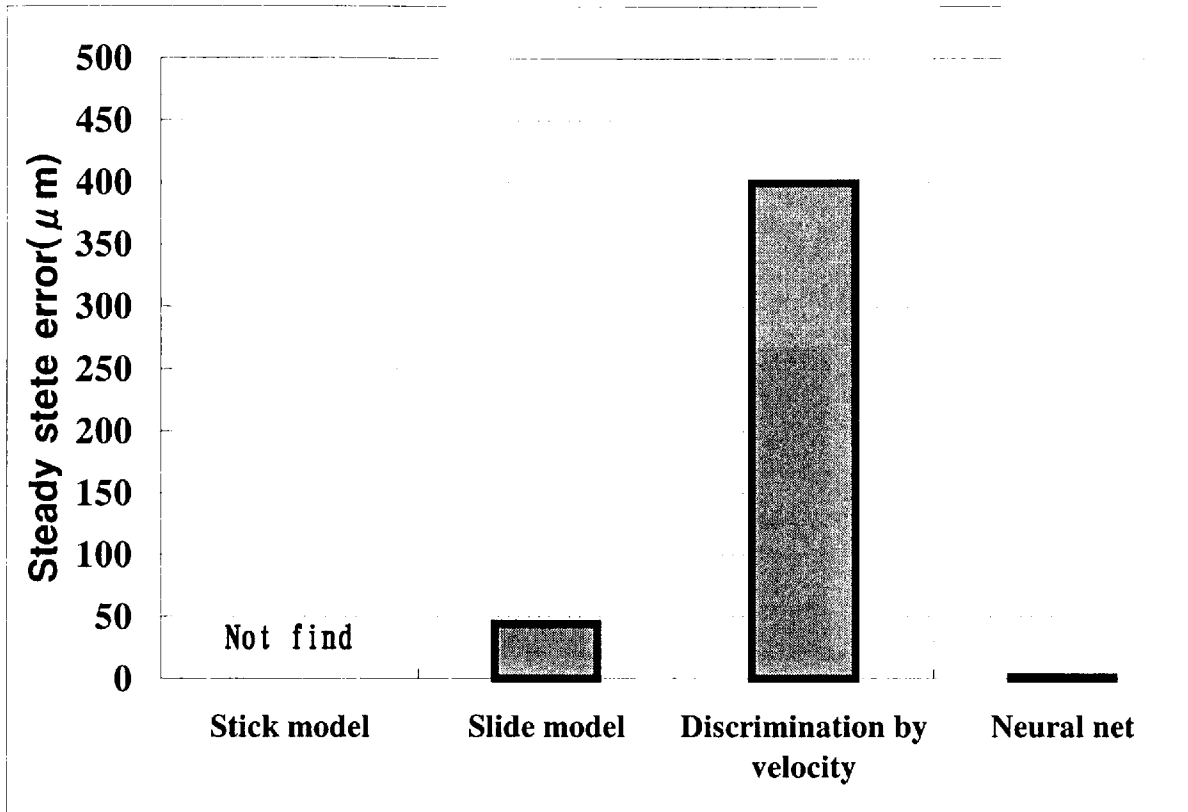


Fig.2-41 Steady state error

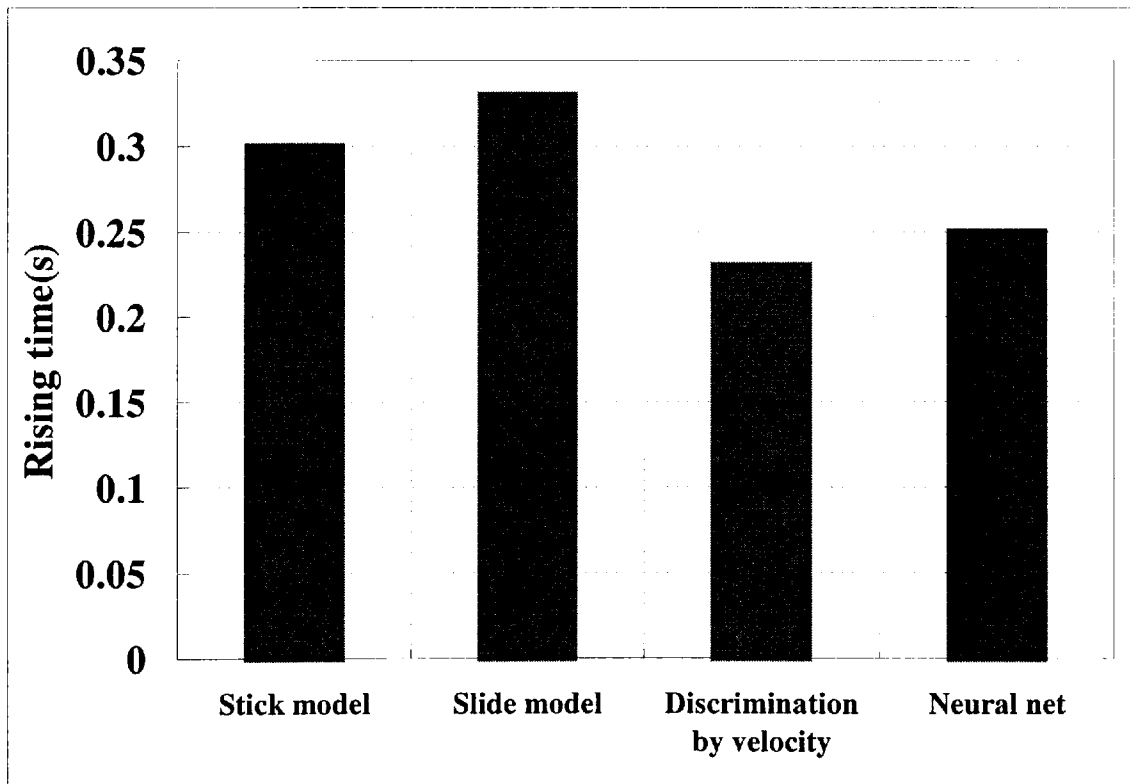


Fig.2-42 Rising time

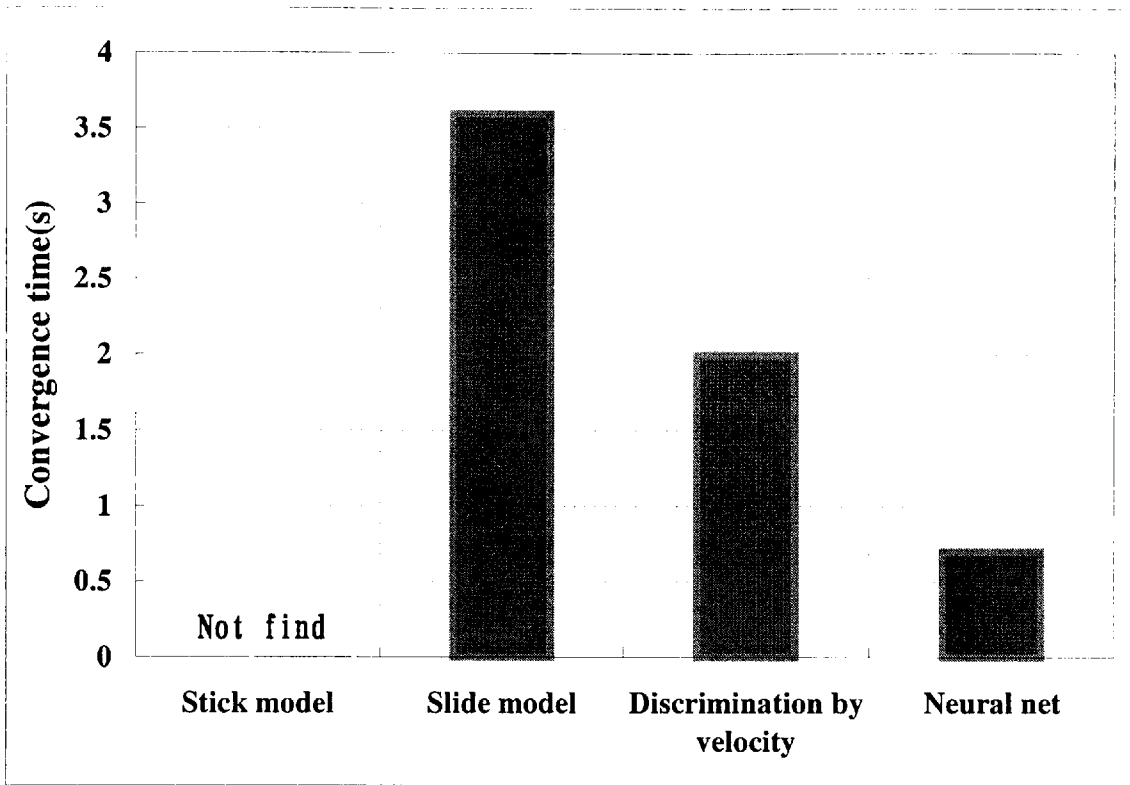


Fig. 2-43 Settling time

## 2.5 まとめ

本章では、流体サーボシステムを実現する上で障害となっているいくつかの問題に対して、一般に普及している機器を用いてその解答となる研究を行った。本章を要約すると以下のようなになる。

- 1) 電磁弁浮動制御方式を用いることにより、弁の開閉に伴う圧力変動を取り除くことができた。また、従来のサーボ弁に遜色ない制御性能を得た。オンオフ制御を目的とした電磁弁を高速かつ高精度に圧力を制御できる高度な目的をもつサーボ弁に置換できることを示した。
- 2) 電磁弁と等温化圧力容器とを共に使用することによって、従来実現できなかった質量流量を直接制御できる流量制御弁を実現した。流量変動は実験では最大で 8.5% であり良好に流量を制御することが確認できた。
- 3) 空気圧シリンダの高精度位置制御にはシールの摺動および非摺動の 2 つのモデルを切換えて制御をおこなうのが効果的である。これにはシールの摺動状態、粘着状態の判別が必要となる。判別法としてニューラルネットを使用することにより、定常誤差  $0.1\mu\text{m}$  以下に位置制御できた。従来困難であった空気圧シリンダの高精度な位置制御が可能であることを示した。



## 第3章 光流体変換器の開発

### 3.1 はじめに

本章は光流体制御システムのキーデバイスとなる光流体変換器の開発について述べるものである。

従来の流体制御システムは、電気信号で、増幅器や電気・流体サーボ弁を介してモータやシリンダ等のアクチュエータを制御する。しかし、放射能や電磁気ノイズなどが存在する極限環境下では、媒体に電気信号を用いると正常に作動しない恐れがある。一方、駆動部に電子回路を持つことなく、光により直接制御される流体制御システムは、非常に過酷な環境に耐えられるものと考えられる。このためには光流体変換を効率的に行う素子の開発が必要となる。本章では、層流比例増幅素子(LPA)を用いた光流体変換器とその出力をパワー増幅するフルイディクアンプから構成される光流体変換器を提案する。このフルイディク光流体制御は、光信号を直接流体信号に変換するものである。機械的駆動部なしで、純流体的に光信号を直接流体信号に変換する原理は以下のようなものである。レーザー光による光エネルギーは、光ファイバの端面に転写されたカーボンブラックにより熱エネルギーに変換される。そして、その発生熱により、供給噴流境界層の温度が変わるため、流体粘度が変化し、それにより速度分布がノズル軸に対して非対称になり供給噴流は偏向し出力圧力差が生じる。しかし従来、光流体変換部において光吸収体の温度上昇に対する供給噴流の温度分布や速度分布が解明されておらず光流体変換特性が理論的に計算できなかった。そのため効率的な光流体変換を可能とする設計条件が不明であった。

LPA の流れ解析におけるこれまでの方法は、流体の運動方程式と熱伝導方程式が互いに独立で温度・圧力・流速を個々に解く方法がとられており熱変化を含む現象を正確に捉えることが出来ない。本章では、Simplified Marker And Cell method(SMAC法)を用いた温度・速度分布の数値解析モデルを提案する。そして、光流体変換素子の拡大実験モデルを作成し光流体変換素子内噴流の温度・速度分布を測定し、実験と比較することにより解析モデルの妥当性を明らかにする。

## 3.2 システム構成

### 3.2.1 層流比例増幅素子(LPA)

光流体変換器の基本要素となる層流比例増幅素子(LPA)の形状をFig. 3-1に示す。LPAは供給ノズルよりでた2次元層流噴流が噴流の左右の微小な圧力差により偏向する現象を用いて、圧力信号を増幅する能動素子である。LPAは対称構造を持ち、2つの制御ノズルにより圧力差を入力し2つの出力ポートにより圧力差を出力する差動形増幅素子である。一定の供給圧力による供給噴流に左右側壁の制御ポートから圧力差を加えると、供給噴流はこの圧力差に比例して偏向する。この偏向した噴流を2つの出力ポートによって受け、噴流の偏向に比例した出力圧力差を発生する。供給噴流に層流噴流を用いるため、非常に小さな圧力差を増幅することが可能であり、入力インピーダンス、S/N比がともに十分高く、さらにパワー消費も小さい。また、多段結合、積層化が容易でありこれによって最終的には非常に大きい圧力ゲインを得ることが可能である。

### 3.2.2 光流体変換器

本研究で試作した光流体変換器をFig. 3-2に示す。この光流体変換器は、ステンレス製でワイヤーカット放電加工機で製作した。変換器1段目の変換素子には、基本要素となる層流比例増幅素子(LPA)の制御ポートを削除し、代りに直径0.5[mm]の光ファイバの端面に光吸収体としてカーボンブラックを塗布したものを供給ノズル側壁の下流端に埋め込んである。変換素子の出力は微弱であるため、さらに2段のLPAで純流体的に増幅させている。供給ノズル幅は1段目及び2段目が0.38[mm]、3段目が0.76[mm]である。光流体変換器の厚さは0.5[mm]なので、アスペクト比は1段目及び2段目が1.32、3段目が0.64である。

光流体変換器の出力をさらにパワー増幅するために、3段LPAカスケード増幅器と4つ並列にしたLPAで構成される流体増幅器を用いている。3段LPAカ

スケード増幅器は、光流体変換器の3段目と同じ形状寸法のLPAを用いており、1段目がノズル幅が0.76[mm]、アスペクト比が1.05のLPA1枚で、2段目、3段目はそのLPAを2枚、3枚と積層した素子にし直列につないでいる。断面積を徐々に大きくすることによって圧力、流量ともに増幅される。

流体増幅器は、CORNING社製の型番17240の比例形増幅素子を用いカスケード増幅器の出力圧力および流量増幅をおこなう。

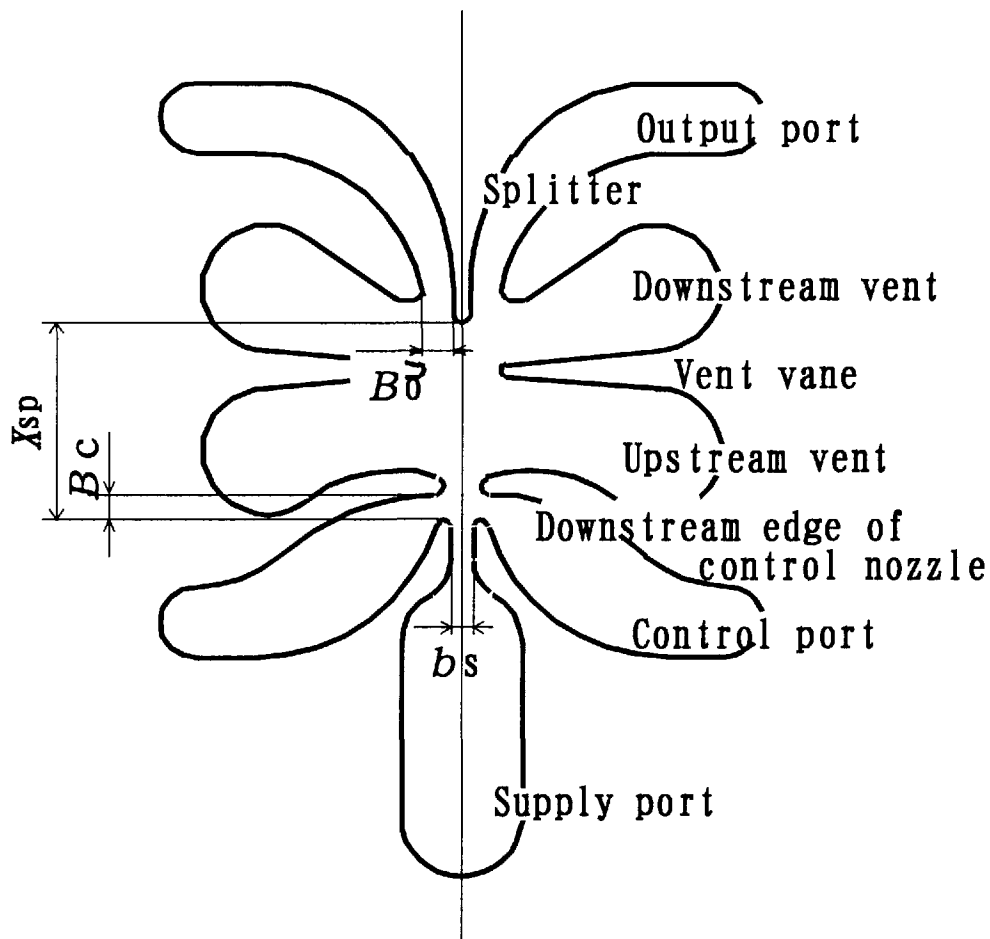


Fig. 3-1 Laminar proportional amplifier

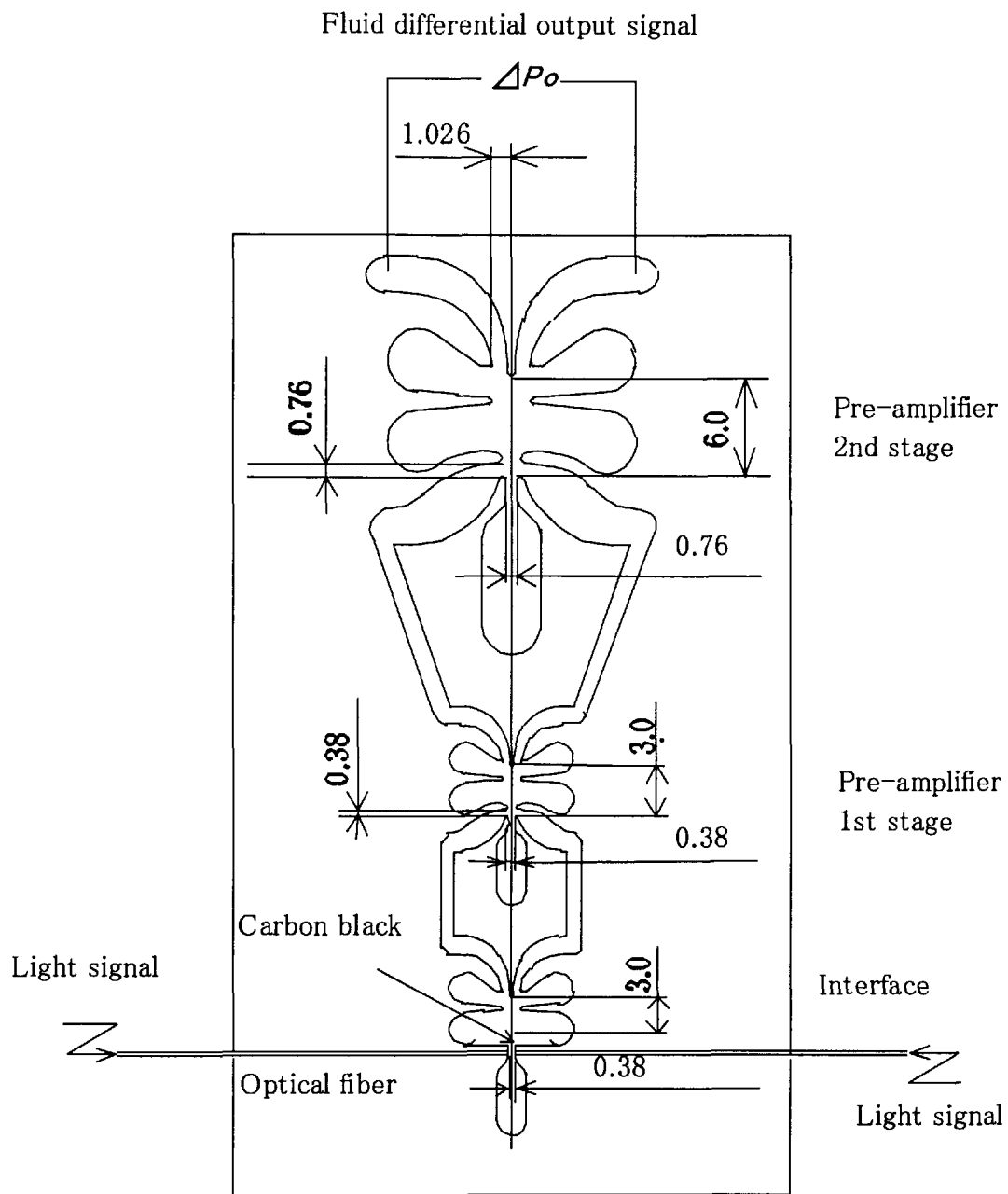


Fig.3-2 Opto-fluidic conversion device

### 3.3 光流体変換器の特性

#### 3.3.1 数値流体解析法を用いた速度・温度分布解析モデル

光流体変換素子の光信号を流体信号に変換する際における，供給ノズルスロット部内の速度・温度分布解析モデルについて考察する．

光吸収体の温度上昇に対する供給噴流の温度分布や速度分布が解明されておらず，光流体変換特性が理論的に計算できなかつた．そこで，Simplified Marker And Cell (SMAC) 法を用いた温度・速度分布の数値解析モデルを提案する．

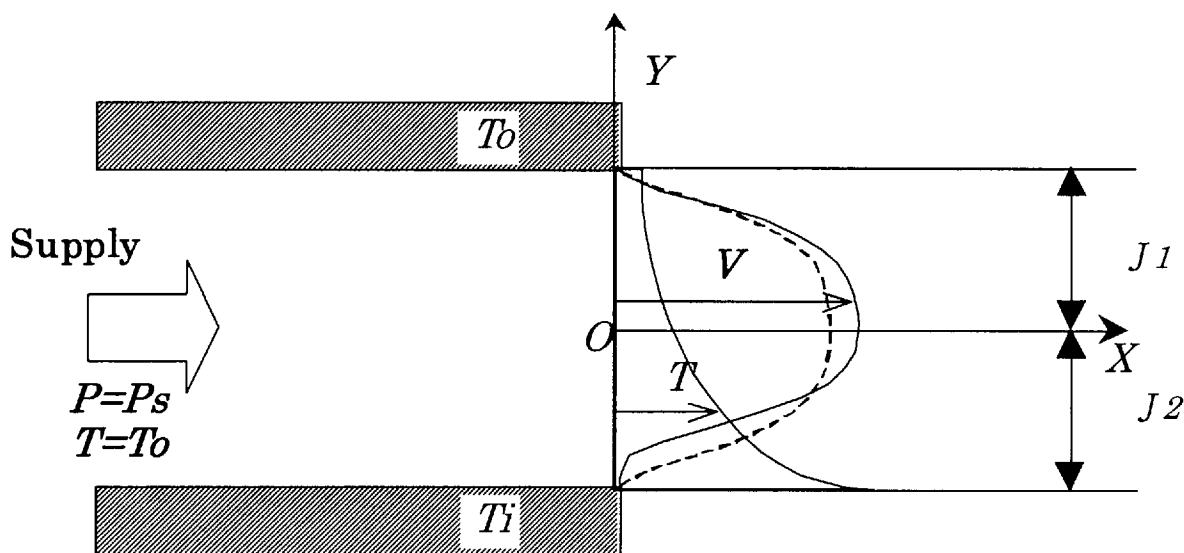


Fig.3-3 Analytical model

数値解析を行うにあたって深さ方向を考慮に入れず 2次元流として解析を行った．また，作動圧力が微圧であるので非圧縮流体として解析を行うものとする．壁面上の境界条件は，流速は0，圧力は壁面付近の値を取るものとした．即ち， $p^{i,j} = p^{i-1,j}$ として，壁面に接している格子の圧力を壁面内側の格子の圧力に代入した．壁面上の法線方向速度  $u^{i,j}$  は0とし，接線方向速度は壁面に接している格子の接線方向速度に-1をかけた値  $v^{i-1,j} = -v^{i,j}$  を壁面内側の格子に代入することにより，壁面上で速度が0となるようにした．流入口では供給口流速を境界条件とした．

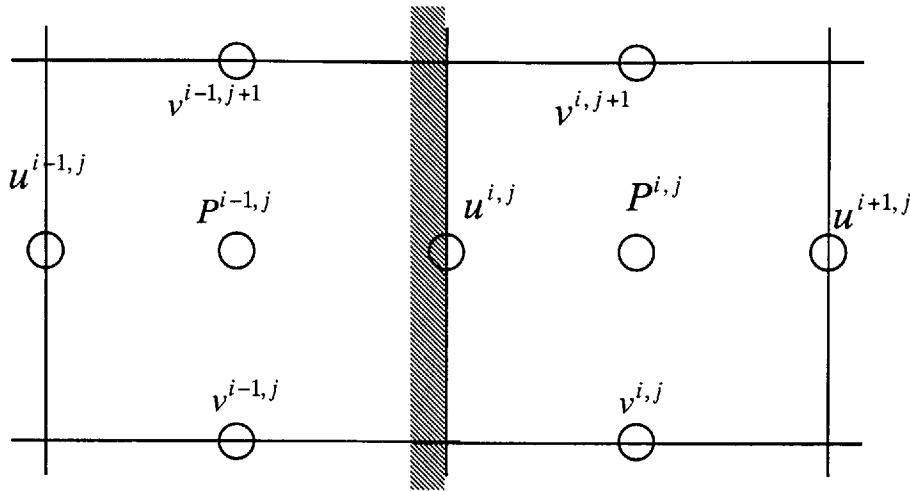


Fig.3-4 Staggered grid on the wall

従来の SMAC 法は非圧縮流体を解析する際温度変化を考慮に入れた場合でも流体の粘性の変化を考慮に入れず熱伝導と対流の問題にのみ適用している。本研究対象である光流体変換素子は温度上昇による流体の粘性変化を利用して噴流の偏向を制御する方式を採用している。そのため従来の解析法では、光流体変換素子の温度・速度分布の解析には適用することができない。そこで、SMAC 法に温度変化による流体の粘性変化を導入することによって、光流体変換素子内部の温度・速度分布解析をおこなう。

非圧縮流体の運動は非圧縮性ナビエストークス方程式によって求まる。外力が無視できる場合、連続の式、非圧縮性ナビエストークス方程式、エネルギー方程式は

$$\begin{cases} \nabla \cdot \mathbf{u} = 0 & (3-1a) \\ \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = -\nabla p + \frac{1}{N_R} \Delta \mathbf{u} & (3-1b) \\ \frac{\partial T}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) T = \frac{1}{N_R \cdot Pr} \Delta T & (3-1c) \end{cases}$$

と記せる。(3-1b)の左辺第2項が非線形であること、速度については時間発展型になっているが圧力については時間発展型になっていないことから数値解法を困難にしている。速度を求める場合各時間ステップで連続の式(3-1a)を満足するように圧力を求める必要がある。非圧縮性ナビエストークス方程式を数値的に解く方法は

- i) 圧力を消去する方法
- ii) 圧力を独立に求める方法
- iii) 擬似的な圧縮性を導入する方法
- iv) 連続の式、ナビエストークス方程式を同時に連立させて解く方法

に大きく分類される。本章では ii) の圧力を独立に求める方法として SMAC 法により温度・速度分布を求めた。差分近似には前進差分を採用した。

時間積分にオイラー陽解法を用いることにより、時刻  $(n+1)\Delta t$  における仮の速度  $\tilde{\mathbf{u}}$  は時刻  $n\Delta t$  における圧力  $\mathbf{P}^n$  と速度  $\mathbf{u}^n$  を用いて次式で求められる。

$$\tilde{\mathbf{u}} = \mathbf{u}^n + \Delta t(-(\mathbf{u}^n \cdot \nabla)\mathbf{u}^n - \text{grad } \mathbf{P}^n + \frac{1}{N_R^n} \Delta \mathbf{u}^n) \quad (3-2)$$

ここで  $N_R^n$  は時刻  $n\Delta t$  における温度  $T^n$  により求められたレイノルズ数である。仮の速度  $\tilde{\mathbf{u}}$  はこのままでは連続の式を満足しないため、非回転速度場  $\mathbf{u}'$  を用いて

$$\mathbf{u}^{n+1} = \tilde{\mathbf{u}} + \mathbf{u}' \quad (3-3)$$

と書いたうえで、

$$\text{div } \mathbf{u}^{n+1} = 0 \quad (3-4)$$

となるように  $\mathbf{u}'$  を決める。

$\mathbf{u}'$  は渦なしとしたため、スカラーポテンシャル  $\varphi$  が存在して

$$\text{grad } \varphi = \mathbf{u}' \quad (3-5)$$

と書ける。したがって式(3-4)は

$$\text{div } \mathbf{u}^{n+1} = \text{div}(\tilde{\mathbf{u}} + \text{grad } \varphi) = \text{div } \tilde{\mathbf{u}} + \Delta \varphi \quad (3-6)$$

となるが、式(3-4)に留意すると

$$\Delta \varphi = -\text{div } \tilde{\mathbf{u}} \quad (3-7)$$

が得られる。これを解いて  $\varphi$  を求め、式(3-5)から  $\mathbf{u}'$  を求めれば式(3-3)を用いて新しい時間ステップでの  $\mathbf{u}$  が決まることになる。

次の時間ステップの圧力場  $\mathbf{P}^{n+1}$  は現時刻での圧力  $\mathbf{P}^n$  を用いて

$$\mathbf{P}^{n+1} = \mathbf{P}^n + \mathbf{P}' \quad (3-8)$$

と書く。式(3-2)の右辺の圧力項を  $\mathbf{P}^{n+1}$  で置き換えたときの左辺が正しい速度場  $\mathbf{u}^{n+1}$  を与えると考慮して、

$$\begin{aligned} \mathbf{u}^{n+1} &= \mathbf{u}^n + \Delta t(-(\mathbf{u}^n \cdot \nabla)\mathbf{u}^n - \text{grad } \mathbf{P}^{n+1} + \frac{1}{N_R^n} \Delta \mathbf{u}^n) \\ &= \tilde{\mathbf{u}} - \Delta t \text{grad } \mathbf{P}' \end{aligned} \quad (3-9)$$

となる。式(3-9)の変形には式(3-2)、(3-8)を用いた、 $\mathbf{u}^{n+1}$  は連続の式を満たすので式(3-9)の発散をとって

$$0 = \text{div } u^{n+1} = \text{div } \tilde{u} - \Delta t \Delta P'$$

より

$$\Delta P' = \frac{1}{\Delta t} \text{div } \tilde{u} \quad (3-10)$$

が成り立つ。式(3-7)と式(3-10)を比較すると

$$\Delta \varphi = -\Delta t \Delta P'$$

より、

$$P' = -\frac{\varphi}{\Delta t}$$

が得られる。したがって式(3-8)から正しい圧力場は

$$P^{n+1} = P^n - \frac{\varphi}{\Delta t} \quad (3-11)$$

となる。

実際の計算の手順はまず式(3-2)から仮の速度場  $\tilde{u}$  を決める。次にポテンシャル  $\varphi$  に関するポワソン方程式をSOR法を用いて計算しており、各格子誤差の総和が  $10^{-12}$  以下となるまでループを繰り返しポテンシャル  $\varphi$  を求める。ついで、式(3-5)から  $u'$  を求める。新しい時刻での速度は式(3-3)から、また新しい時刻での圧力は式(3-11)から決まる。温度分布を求める式は

$$T^{n+1} = T^n + \Delta t \left( -(u \cdot \nabla) T^n + \frac{1}{N_R^n + Pr^n} \Delta T^n \right) \quad (3-12)$$

となる。レイノルズ数  $Re^{n+1}$  とプラントル数  $Pr^{n+1}$  は(3-7)式の  $T^{n+1}$  を用いて計算され、次の時間ステップ  $(n+2)\Delta t$  において使用される。

式(3-9)で得られたノズル出口における流速分布より噴流偏向角  $\theta$  を求める。ノズル出口でのノズル中心軸を境にして、壁面常温側、及び壁面高温側の運動量をそれぞれ  $J_1$ 、及び  $J_2$  とすると、

$$\begin{aligned} J_1 &= \int_0^\delta \rho u^2 dx + \int_\delta^{2-\delta} \rho u_m^2 dx \\ &= \rho u_m^2 \left[ \int_0^\delta \left\{ \frac{2}{\delta} x - \left( \frac{1}{\delta} x \right)^2 \right\}^2 dx + \int_\delta^{2-\delta} dx \right] \end{aligned}$$



$$= \rho u_m^2 \left( \frac{1}{2} b_s - \frac{7}{15} \delta \right) \quad (3-13)$$

$$\begin{aligned} J_2 &= \int_0^{\delta'} \rho u^2 dx + \int_{\delta'}^{\frac{1}{2} b_s} \rho u_m^2 dx \\ &= \rho u_m^2 \left[ \int_0^{\delta'} \left\{ \frac{2}{\delta'} x - \left( \frac{1}{\delta'} x \right)^2 \right\}^2 dx + \int_{\delta'}^{\frac{1}{2} b_s} dx \right] \\ &= \rho u_m^2 \left( \frac{1}{2} b_s - \frac{7}{15} \delta' \right) \end{aligned} \quad (3-14)$$

ここで、 $u_m$ はノズル出口の流速最大値、 $\delta$ は常温壁側・ $\delta'$ 高温壁側の境界層厚さであり、式(3-6)より求める。供給ノズル出口の噴流偏向角度 $\theta$ は、

$$\theta = \Gamma \tan^{-1} \left( \frac{J_1 - J_2}{J_1 + J_2} \right) \quad (3-15)$$

となる。ここで、 $\Gamma$ は実験により求まる係数である。

よって、出力ポート入口における噴流偏向変位 $\Delta y_o$ は、

$$\Delta y_o = x_{sp} \tan \theta \quad (3-16)$$

となる。

### 3.3.2 出力特性

素子の供給特性は、供給流量と供給圧力との関係である。この関係は、供給動作点抵抗 $R_s$ によって定義され、他のすべてのインピーダンスが導かれるために重要なものである。供給インピーダンスは、供給ノズルに沿った圧力差と供給流量 $Q_s$ との比で定義される。供給ノズルの出口の静圧は、ベント圧 $P_v$ より得られる。それゆえ、供給動作点抵抗は、バイアスゼロの状態で導き出せる。

$$R_s \equiv \frac{P_s - P_v}{Q_s} \quad (3-17)$$

ノズルからの排出流量は、ベルヌーイの式により、圧力差の平方根とノズル面積 $b_s h$ と流量係数 $C_d$ に関係があり、次のように表される。

$$Q_s = C_d b_s h \sqrt{\frac{2(P_s - P_v)}{f \dot{I}}} \quad (3-18)$$

ここで、 $\rho$ は流体密度、 $b_s$ は供給ノズル幅、 $h$ は供給ノズル高さである。流量係数は、次のような修正レイノズル数 $N_R'$ の関数となる<sup>35)</sup>。

$$C_d = f(N_R') \quad (3-19)$$

ただし、

$5 \leq N_R' \leq 100$  のとき

$$C_d = -0.03422 + 0.0569445N_R' - 2.305652 \times 10^{-3}N_R'^2 + 5.13 \times 10^{-5}N_R'^3 \\ - 6.2507 \times 10^{-7}N_R'^4 + 3.93475 \times 10^{-9}N_R'^5 - 1.004255 \times 10^{-11}N_R'^6 \quad (3-20. a)$$

$100 \leq N_R' \leq 200$  のとき

$$C_d = 7.8 \times 10^{-3}N_R' + 0.624 \quad (3-20. b)$$

$$N_R' \equiv \frac{(b_s/v) \sqrt{2(P_s - P_v)/\rho}}{X_{eff}(1+1/\sigma)^2} \quad (3-21)$$

ここで、

$v$  — 動粘性係数 ( $=\mu/\rho$ )。

$X_{eff}$  — 供給ノズルにおいて、同じ抵抗を持った直管の有効長さであり、 $X_{eff}=X_{th}+1$ と、最も滑らかなノズルに近似できる。

$X_{th}$  — ノズルロートの直線部分の長さを無次元化したもの。

$\sigma$  — ノズルのアスペクト比 ( $=h/b_s$ )。

式 (3-21) の分子は単にレイノルズ数であり、ノズル幅とベルヌーイ速度に基づいている。

$$N_R = \frac{b_s}{v} \sqrt{\frac{2(P_s - P_v)}{\rho}}$$

式 (3-18) を式 (3-17) に代入して、供給インピーダンスは次のように表現される。

$$R_s = \frac{1}{C_d b_s h} \sqrt{\frac{\rho(P_s - P_v)}{2}} = \frac{\mu}{2 C_d b_s^3 \sigma} N_R \quad (3-22)$$

中心流速の速度分布は、*sech*関数の2乗のつり鐘型にかなりよく似合う曲線が描ける。

単位当たりの総和流量は、単位深さ当たりの流量に等しい。ノズルの流量係数 $C_d$ が2項の積で表されると考えれば、それらはまず壁面による影響でありもう1つは境界面による影響である。

$$C_d = \left[1 - \frac{2\delta_1^*}{b_s}\right] \left[1 - \frac{2\delta_2^*}{b_s\sigma}\right] = C_{dbs}C_{dh} \quad (3-23)$$

ここで、 $\delta_1^*$ は排除厚であり、 $C_{dbs}$ と $C_{dh}$ はそれぞれ幅と高さの係数である。大抵の場合、排除厚はある値に非常に近づいたものとなる。

従って、 $\delta_1^* = \delta_2^*$ とすれば

$$C_{dbs} = \frac{1-\sigma}{2} + \sqrt{\frac{(\sigma+1)^2}{4} - \sigma(1-C_d)} \quad (3-24)$$

つり鐘型の速度分布、 $u = u_{\max} \operatorname{sech}^2\left(K_1 \frac{y}{b_s}\right)$ を持つ噴流は、次式の流量を持つ。

$$b_s \int_0^\infty u d\left(\frac{y}{b_s}\right) = u_{\max} \frac{b_s}{K_1} \left[ \tanh\left(K_1 \frac{y}{b_s}\right) \right]_0^\infty = u_{\max} \frac{b_s}{K_1}$$

この流量は、供給流量の単位深さ当たりの噴流中心軸の流量

$$Q_{smid} = C_{dbs} b_s \sqrt{\frac{2(P_s - P_v)}{f \dot{I}}} = C_{dbs} b_s u_{\max} \text{に等しくなければならない。}$$

$$\frac{u_{\max} b_s}{K_1} = \frac{C_{dbs} b_s u_{\max}}{2} \quad (3-25)$$

あるいは、

$$K_1 = \frac{1}{C_{dbs}/2} \quad (3-26)$$

従って、ノズル端から下流方向の適当な距離においての速度分布は、次式として表される。

$$\frac{u}{u_{\max}} = \operatorname{sech}^2 \frac{y/b_s}{C_{dbs}/2} \quad (3-27)$$

出力ポートが閉じられ出力流量がない場合における、噴流変位 $\Delta y_0$ と出力圧力 $\Delta P_0$ の関係は、出力ポート入口に衝突する主噴流の速度分布が圧力に回復する効率をいかに評価するかが問題となる。そこで、出力ポート入口に衝突する主噴流がもつ運動量の変化が回復圧力を決定するものとして以下の議論を進める。

出力ポート付近に到達する噴流の速度分布は式 (3-27) で与えられる.

$$u_o = u_{\max} \operatorname{sech}^2 \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right)$$

噴流の中心流線が素子の対称線から  $\Delta y_o$  だけずれたとき, 左右の出力ポートからスピルオーバーする流体の単位深さ当たりの運動量変化の総和  $F_R, F_L$  はそれぞれ, Fig. 3-5 に示すように出力ポートに到達する速度分布を等価的にずらし, 出力ポートの幅方向に沿って積分することにより求められる.

$$F_R = \int_{-\Delta y_o}^{b_o - \Delta y_o} C_r \rho u_o^2 dy \quad (3-28)$$

$$F_L = \int_{-b_o - \Delta y_o}^{-\Delta y_o} C_r \rho u_o^2 dy \quad (3-29)$$

ここで,  $C_r$  は運動量変化が出力圧力に関する度合いを示す関数であり, 次式によって定める.

$$C_r \equiv C_{rm} \operatorname{sech}^2 \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right) \quad (3-30)$$

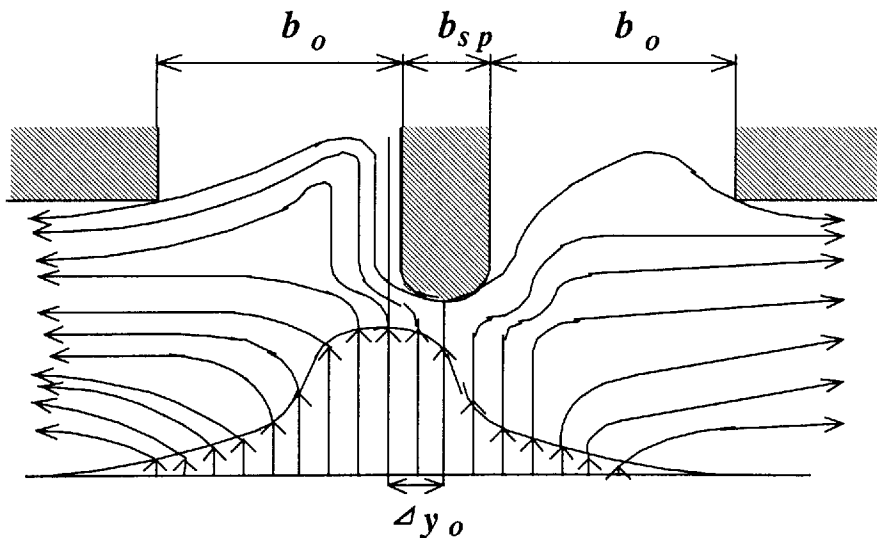


Fig.3-5 Flow of deflection jet in the vicinity of leading edge of splitter

よって,  $F_R, F_L$  は

$$\begin{aligned}
F_R &= \int_{-\Delta y_o}^{b_o - \Delta y_o} C_r \rho u_o^2 dy = C_{rm} \rho u_{\max}^2 \int_{-\Delta y_o}^{b_o - \Delta y_o} \operatorname{sech}^6 \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right) dy \\
&= C_{rm} \rho u_{\max}^2 \frac{b_s}{5K_1} \left[ \frac{\sinh \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right)}{\cosh^6 \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right)} + 4 \left\{ \tanh \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right) - \frac{1}{3} \tanh^3 \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right) \right\} \right]_{-\Delta y_o}^{b_o - \Delta y_o} \quad (3-31)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
F_L &= \int_{-b_o - \Delta y_o}^{-\Delta y_o} C_r \rho u_o^2 dy = C_{rm} \rho u_{\max}^2 \int_{-b_o - \Delta y_o}^{-\Delta y_o} \operatorname{sech}^6 \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right) dy \\
&= C_{rm} \rho u_{\max}^2 \frac{b_s}{5K_1} \left[ \frac{\sinh \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right)}{\cosh^6 \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right)} + 4 \left\{ \tanh \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right) - \frac{1}{3} \tanh^3 \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right) \right\} \right]_{-b_o - \Delta y_o}^{-\Delta y_o} \quad (3-32)
\end{aligned}$$

$F_R$ ,  $F_L$ により出力圧力  $\Delta P_o$  は供給圧力  $P_s$  で無次元化して

$$\begin{aligned}
\frac{\Delta P_o}{P_s} &= \frac{(F_R - F_L)/b_o}{P_s} = \frac{(F_R - F_L)/b_o}{\frac{1}{2} \rho U_s^2} \\
&= \frac{2C_{rm} u_{\max}^2}{5K_1 B_o U_s^2} \left[ \left[ \frac{\sinh \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right)}{\cosh^6 \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right)} + 4 \left\{ \tanh \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right) - \frac{1}{3} \tanh^3 \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right) \right\} \right]_{-\Delta y_o}^{b_o - \Delta y_o} \right. \\
&\quad \left. - \left[ \frac{\sinh \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right)}{\cosh^6 \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right)} + 4 \left\{ \tanh \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right) - \frac{1}{3} \tanh^3 \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right) \right\} \right]_{-b_o - \Delta y_o}^{-\Delta y_o} \right] \quad (3-33)
\end{aligned}$$

により求められる。

ただし、 $B_o = \frac{b_o}{b_s}$  であり、 $b_s$  によって無次元化された出力ポート幅である。

出力特性は、与えられた噴流位置における出力流量の変化に対する出力圧力の変化であり、この特性は出力インピーダンスを評価することである。出力インピーダンスは、出力流路の抵抗に依存する。

出力流路の抵抗  $R_{oc}$  は線形抵抗に加え、非線形抵抗を持ち次式のように表せる。

$$R_{oc} = R_{oL} + K_2 Q_o \quad (3-34)$$

$R_{oc}$  は出力ポート入口の幅  $B_o$ 、流路長さ  $X_o$  を用いて式 (3-25) から求められ、流量  $Q_o$  に

対する，出力ポートに衝突するときの平均総合圧力 $P_+$  ( $Q_0$ )と出力ポート圧力との差の比で表される。

$$\frac{P_+(Q_0) - P_o}{Q_0} = R_{oc} \quad (3-35)$$

ここで平均総合圧力 $P_+(Q_0=0)$ は $F/b_0$ を表す。出力ポートで $Q_0=0$ の時の平均総合圧力 $P_+(Q_0=0)$ は回復圧力である。供給ノズルから流出した供給総合圧力は，3つの粘性損失に依存する。

- 1) 供給ノズルにおける損失
- 2) 上下の壁面による損失
- 3) スプリッタで発達する境界層による損失

出力ポートでの回復圧力はスプリッタによって噴流を分割して，出力ポートに入る流量の運動量 $J_0$ を垂直方向に変化させる働きがある。

一方の出力ポートの回復圧力 $P_t$ は，噴流が中心にある場合に運動量流束 $J_0$ の $\frac{1}{2}$ である。

$$P_t = P_+ \Big|_{Q_0=0} = \frac{J_0}{2b_0h} \quad (3-36)$$

出力ポートでの運動量流束は，理想的な運動量流束 ( $J_{s,id} = 2P_s b_s h = \rho V_s^2 b_s h$ ) から，次式となる。

$$J_0 = \frac{J_s}{J_{s,id}} \frac{J_{sp}}{J_s} \frac{J_o}{J_{sp}} J_{s,id}$$

$$J_0 = 2C_\theta C_{\theta Xsp} C_{\theta Bsp} P_s b_s h \quad (3-37)$$

供給ノズルにおける損失は，流れが完全に発達しているならば，速度分布が垂直水平方向に放物状になるという仮定のもとに運動量流束流出係数は，

$$C_\theta = 1.15C_d^2 \quad (3-38)$$

によって与えられる。なお壁面とスプリッタの損失を $C_{\theta Xsp}$ ， $C_{\theta Bsp}$ とする。境界層に依存する運動量流束の損失は，垂直方向に放物状の速度分布を持つと仮定することによって，簡単に評価できる。下流方向での運動量の損失は，せん断力を運動量流束に置き換えることによって得られる。

速度分布は，

$$\frac{u(z)}{U_{\max}} = 1 - \left(\frac{z}{h/2}\right)^2 \quad (3-39)$$

ここで,

$u$  — 下流分速度.

$z$  — 垂直座標.

$U_{\max}$  — 縦断面における最大速度.

アスペクト比  $0.3 \leq \sigma \leq 3$  で, 充分発達した流れ

$$U_{\max} \cong 2\bar{u}$$

平均流速  $\bar{u}$  は,

$$C_d U_s = C_d \sqrt{\frac{2(P_s - P_v)}{\rho}}$$

$C_d > 0.5$  で

$$U_{\max} = \sqrt{\frac{2(P_s - P_v)}{\rho}}$$

式 (3-39) からせん断力  $\tau_w$  は, 次式となる.

$$\tau_w = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial z} \right|_{h/z} = -\frac{4U_{\max} \mu}{h} \quad (3-40)$$

$C_d < 0.5$  で,  $P_s = \rho U_s^2 / 2$  によって無次元化すると.

$$\frac{\tau_w}{P_s} = -\frac{16C_d}{\sigma N_R} \quad (3-41. a)$$

$C_d \geq 0.5$  に対しては次式をとる

$$\frac{\tau_w}{P_s} = -\frac{8}{\sigma N_R} \quad (3-41. b)$$

単位深さ当たりの正味の力は,  $2\tau_w X_{sp}$  である. これは, ニュートンの第2法則より単位深さ当たりの運動量流束の差  $(J_{sp} - J_s) / b_s$  に等しくなければならない.

ゆえに,

$$\begin{aligned} \frac{J_s - J_{sp}}{b_s} &= 32C_d P_s X_{sp} / (\sigma N_R) && (C_d < 0.5 \text{ のとき}) \\ &= 16P_s X_{sp} / (\sigma N_R) && (C_d \geq 0.5 \text{ のとき}) \end{aligned} \quad (3-42)$$

$$\frac{J_{sp}}{J_s} = 1 + \frac{J_{sp} - J_s}{J_s} \text{ より,}$$

$$\frac{J_{sp}}{J_s} = C_d \alpha X_{sp} = 1 - 16 C_d X_{sp} / (\sigma N_R C_\theta) \quad (C_d < 0.5 \text{ のとき})$$

$$= 1 - 8 X_{sp} / (\sigma N_R C_\theta) \quad (C_d \geq 0.5 \text{ のとき}) \quad (3-43)$$

ここで、 $X_{sp} = x_{sp} / b_s$  (大文字の次元は、 $b_s$ によって無次元化されている。)

有限幅の境界層，スプリッタの円筒形のエッジを，Fig. 3-6に示す。

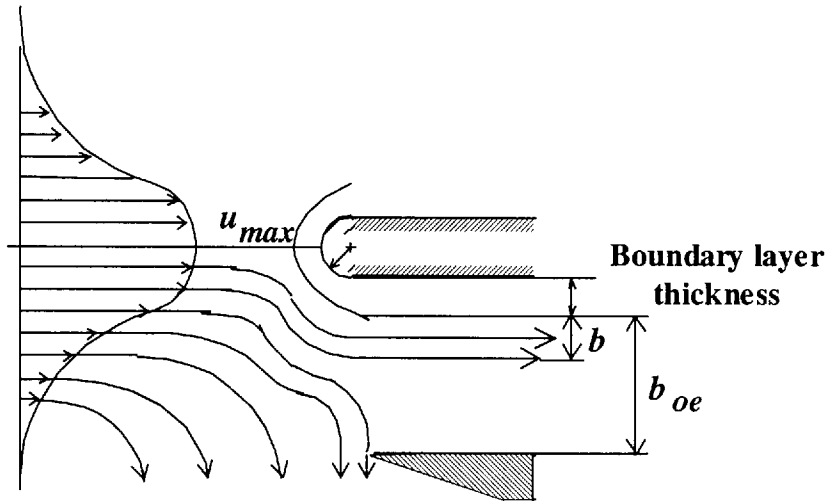


Fig.3-6 Flow of the leading edge of splitter

円筒の先端での運動量と排除厚， $\theta$ と $\delta^*$ は次式となる。

$$\frac{2\theta}{r} \sqrt{\frac{U_\infty r}{\nu}} = 0.6$$

$$\frac{\delta^*}{r} \sqrt{\frac{U_\infty r}{\nu}} = 0.8 \quad (3-44)$$

ここで、 $r / b_s = B_{sp} / 2$ ， $U_0$ は衝突噴流の平均速度。これらの値は高いレイノルズ数 $N_R$ に対して理想的である。

衝突による $J_{sp}$ と円筒の先端での運動量流束 $J_0$ の比は，

$$\frac{J_0}{J_{sp}} = \frac{\rho U_0^2 h \{ b_s / 2 - (\theta + \delta^*) \}}{\rho U_0^2 h (b_s / 2)} = 1 - \frac{\theta + \delta^*}{b_s / 2} \quad (3-45)$$

式 (3-44)



$$U_o = C_d \sqrt{\frac{2(P_s - P_v)}{\rho}}$$

と

$$\frac{r}{b_s} = \frac{B_{sp}}{2}$$

から、

$$\frac{J_o}{J_{sp}} = 1 - \frac{1.1B_{sp}}{\sqrt{C_d N_R (B_{sp}/2)}} \quad (3-46)$$

回復圧力は、式 (3-37) から次のようになる。

$$P_t = \frac{C_\theta \left[ \frac{1 - 16C_d X_{sp}}{\sigma^2 N_R C_\theta} \right] \left[ 1 - \frac{1.1B_{sp}}{\sqrt{C_d N_R (B_{sp}/2)}} \right]}{B_o} \quad (C_d < 0.5 \text{ のとき})$$

$$= \frac{C_\theta \left[ \frac{1 - 8X_{sp}}{\sigma^2 N_R C_\theta} \right] \left[ 1 - \frac{1.1B_{sp}}{\sqrt{C_d N_R (B_{sp}/2)}} \right]}{B_o} \quad (C_d \geq 0.5 \text{ のとき}) \quad (3-47)$$

Fig. 3-6に示すように有限の負荷抵抗を通過して出力流量がある場合、出力ポートの先端に衝突した噴流は2つの流れに大別されるものとする。1つは出力ポートを通過できる流れ、すなわち出力流となる部分であり、これは衝突する噴流の速度分布の中心付近を占める高速流からなる。もう1つは、残りのより低速部分からなりこの部分は出力ポートに入れず、出力ポート先端付近でほぼ90°向きを変えて、ベントに流れ出ると単純化したものである。従って、これら2種類の流れが出力に寄与する程度も異なる。すなわち、出力ポート先端に加わる流体力は、高速で出力ポートを通過する部分の動圧による力と、スピルオーバーする残りの低速部分の運動量の変化による力からなると考えられる。

また、噴流はスプリッタ先端に衝突して、スプリッタ壁に沿って流れるので、境界層が発達する。従って、排除厚さの分だけ噴流が押し広げられることになり、速度分布の積分に際し、素子の出力ポート幅 $b_o$ よりも小さな値をもつ有効出力ポート幅 $b_{oe}$ を用いる必要がある。

出力流量 $q_o$ は噴流の出力ポート先端における速度分布 $u_o$ の中心からある距離 $b$ までの部分からなるとすれば、次式で示される。

$$q_o = h \int_0^b u_o dy \quad (3-48)$$

ここで、 $h$ は素子の深さであり、 $y$ は噴流軸に直角な軸である。出力ポート先端に到達する噴流の速度分布は式 (3-27) で表される。

$$u_o = u_{\max} \operatorname{sech}^2 \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right)$$

従って、出力流量 $q_o$ は次式となる。

$$\begin{aligned} q_o &= h \int_0^b u_{\max} \operatorname{sech}^2 \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right) dy \\ &= hu_{\max} \frac{b_s}{K_1} \left[ \tanh \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right) \right]_0^b = \frac{u_{\max} b_s h}{K_1} \tanh \left( K_1 \frac{b}{b_s} \right) \end{aligned} \quad (3-49)$$

上式により、出力流量に対応する $b$ の値が算出される。この流れが出力ポート先端でもつ流体力 $F_{id}$ は動圧の総和として見積もられ、次式で表される。

$$\begin{aligned} F_{id} &= \frac{\rho}{2} \int_0^b u_o^2 dy = \frac{\rho}{2} \int_0^b u_{\max}^2 \operatorname{sech}^4 \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right) dy \\ &= \frac{\rho u_{\max}^2}{2} \frac{b_s}{K_1} \left[ \tanh \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right) - \frac{1}{3} \tanh^3 \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right) \right]_0^b \\ &= \frac{\rho u_{\max}^2}{2K_1} \left[ \tanh \left( K_1 \frac{b}{b_s} \right) - \frac{1}{3} \tanh^3 \left( K_1 \frac{b}{b_s} \right) \right] \end{aligned} \quad (3-50)$$

スピルオーバーする流体の運動量変化の総和 $F_{im}$ は次式により計算される。

$$\begin{aligned} F_{im} &= \rho \int_b^{b_{oe}} u_o^2 dy = \rho \int_b^{b_{oe}} u_{\max}^2 \operatorname{sech}^4 \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right) dy \\ &= \rho u_{\max}^2 \frac{b_s}{K_1} \left[ \tanh \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right) - \frac{1}{3} \tanh^3 \left( K_1 \frac{y}{b_s} \right) \right]_b^{b_{oe}} \\ &= \frac{\rho u_{\max}^2}{K_1} \left[ \tanh \left( K_1 \frac{b_{oe}}{b_s} \right) - \frac{1}{3} \tanh^3 \left( K_1 \frac{b_{oe}}{b_s} \right) \right. \\ &\quad \left. - \tanh \left( K_1 \frac{b}{b_s} \right) + \frac{1}{3} \tanh^3 \left( K_1 \frac{b}{b_s} \right) \right] \end{aligned} \quad (3-51)$$

有効積分幅 $b_{oe}$ は、排除厚さを $\delta$ 、スプリッタ幅を $b_{sp}$ 、動粘性係数を $\nu$ で表せば次式となる。

$$b_{oe} = b_o - \delta$$

$$\delta = \frac{1.6b_{sp}}{\sqrt{u_{\max} b_s / (2f) \bar{i}}} \quad (3-52)$$

これら2つの流体力により、出力ポート先端に加わる全圧 $P_{0j}$ は次式で表される。

$$P_{oi} = \frac{1}{b_o} (F_{id} + F_{im}) \quad (3-53)$$

従って、出力流路の抵抗を $R_{oc}$ とすれば、出力圧力 $P_o$ は次式で表される。

$$P_o = P_{oi} - R_{oc} Q_o \quad (3-54)$$

式(3-54)によって出力特性、 $P_o$ - $Q_o$ 曲線が計算される。ここで、出力流路の抵抗 $R_{oc}$ は、式(3-18)と $B_o$ 、 $X_o$ から次式で与えられる。

$$\frac{R_{oc}}{R_s} = \frac{24X_o C_d}{\bar{B}_o^2 \sigma N_R} \left( \frac{\bar{B}_o}{\sigma} + \frac{\sigma}{\bar{B}_o} + K \right) + \frac{0.95 C_d^2 q_o}{B_{o \min}^2 Q_s} \quad (3-55)$$

$$1 \leq \frac{\sigma}{\bar{B}_o} \leq 2 \text{ のとき } \quad 0.35 \leq K \leq 0.5 \quad ; \quad \frac{\sigma}{\bar{B}_o} > 2 \text{ のとき } \quad K = 0.5$$

### 3.4 実験結果

#### 3.4.1 光流体変換器の製作

温度と速度場の測定を可能にするために、光流体変換器 (Fig. 3-1) における 1 段目の光流体変換部を 4 倍拡大したモデルを作成した (Fig. 3-7)。供給ノズル幅 1.52 [mm]、厚さ 5 [mm] である。光信号は、幅 2 [mm] のファイバを供給ノズル片側に埋め込み素子に入力した。

変換部が大きくなると、変換部内の噴流が乱流になり易く入出力ゲインが著しく低下したり、ノイズが発生する可能性が考えられる。そのため、実験をおこなうにあたり使用する 4 倍拡大モデルが、このような影響を受けない妥当な設計であるかを調べる必要がある。実際の光流体変換部では出力圧力差が微弱で測定が困難なため、ゲイン特性を拡大モデルと直接比較することができない。そこで、実験で用いる拡大モデルと同寸法の 4 倍拡大 LPA 素子を制作した。実験装置の概略図を Fig. 3-8 に示す。拡大モデルはワイヤーカット放電加工機で制作し、供給ノズル幅は 1.52 [mm]、厚さは 2 [mm]、アスペクト比は通常の LPA と同様に 1.32 である。供給ポートには 100 あるいは 200 [Pa] の空気圧を供給し、入力ポートから圧力差信号を入力したときの出力圧力差を測定した。出力圧力差は微圧測定用半導体圧力センサにより測定を行なった。実験結果を Fig. 3-9 に示す。また、実験結果と標準寸法の LPA のゲインを比較したものを Table. 3-1 に示す。

**Table. 3-1 Pressure gain**

供給圧力 (Pa)	100	200
標準 LPA	11.2	11.4
4 倍拡大モデル	6.3	6.4

実験結果より、拡大モデルはゲインの低下が見られるが、ノイズも出ず良好な直線性が得られていることが確認されたので、4 倍拡大モデルは装置として妥当であるとみなし、以下では 4 倍拡大モデルを用いて解析実験を行なった。

光流体変換部の拡大モデルを用いて、光信号から流体信号に変換する際の供給噴流の温度・速度分布の測定実験をおこなう。実験装置の概略図を Fig. 3-10

に示す。拡大モデルは、供給ノズル幅は1.52[mm]、厚さは5[mm]である。温度・速度は熱線流速計(カノマックス製)および熱線温度計(TSI 製)に接続された熱線プローブ(直径25 $\mu$ m)を素子内に挿入しそれぞれの分布を測定する。

光信号の入力方法は、実際の回路と同様に光ファイバを用いて行う。幅2[mm]の光ファイバの端面に光吸収体としてカーボンブラックを塗布し、供給ノズル側壁の片側のみに埋め込み片側入力とした。光信号はオリンパス製のハロゲンランプ(TE-2)を用いレンズ系で集光させ光ファイバの端面より入力した。

#### 3.4.2 光流体変換器の温度・速度分布解析

光流体変換部噴流口の温度分布の実験結果をFig. 3-12に示す。グラフより光照射側の噴流温度が最大で約25 $^{\circ}$ Cほど上昇し、ノズル内に温度境界層が存在することが確認された。入力パワーの変化に比例して光照射側壁面温度が変化している。次に、理論値と実験値との比較結果を下記に示す。数値解析では噴流口付近の1.52mm $\times$ 3.00mmの範囲を20 $\times$ 20の等間隔長方形格子に分割し解析を行う(Fig. 3-11)。数値解析における壁面の境界条件は、実験により求めた壁面温度を代入し・壁面の圧力は近傍の圧力を代入し・流速は零を代入する。流入口は流速・圧力・温度一定の境界条件を与え流路内の温度・速度分布を計算した。入力パワー30W時の実験結果と数値解析結果を比較している。Fig. 3-13より理論値と実験値の間に精度の高い一致が見られた。光照射時と非照射時の速度分布測定結果と数値解析結果をFig. 3-14に示す。破線が非照射時、実線が照射時の流速分布である。速度分布では噴流偏向量が微少なため差を拡大して示している。測定結果より光照射側壁面の速度が低下し光エネルギーによって噴流が偏向しているのがわかる。また、数値解析結果でも測定結果と同じ傾向が見られており、素子内の噴流流れの様子をよく表しているものと思われる。

次に、噴流部の素子内流れの速度分布を比較する。数値解析は噴流下流部の4.60mm $\times$ 15.0mmの範囲を40 $\times$ 30の等間隔長方形格子に分割して解析する(Fig. 3-15)。数値解析の境界条件は、流入条件は噴流口の流速・圧力の実験値を用い、側面は大気圧開放とする。ベントベーン、スプリッタ部は壁面として扱い変換器内の流速・圧力分布を計算する。また、実験は噴流口から下流3mm、

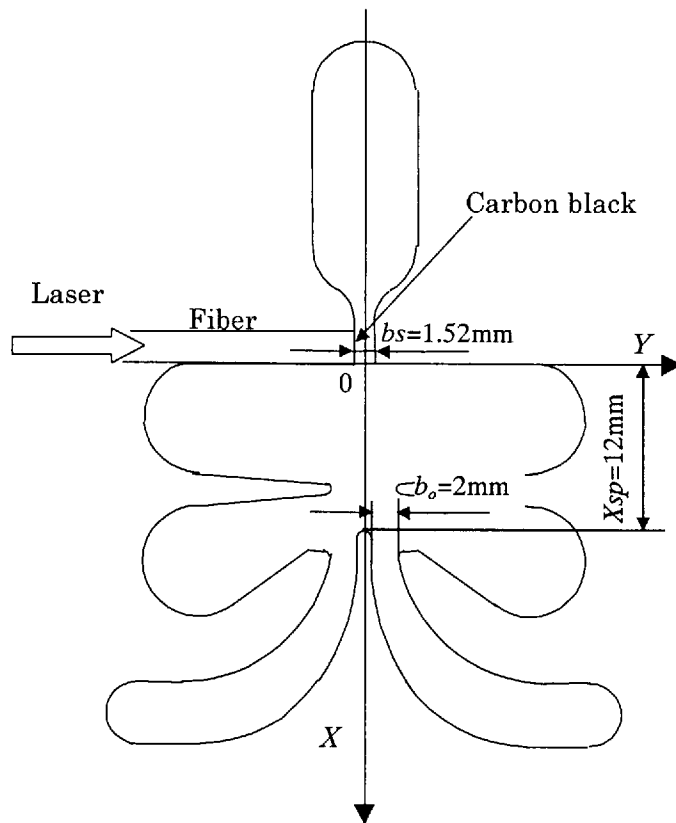
ベントベーン部，スプリッタ部の3箇所測定を行った(Fig. 3-16)．X軸の正方向からプローブを挿入するためスプリッタを取り外した状態で測定を行った．光照射時と非照射時の速度分布測定結果と数値解析結果をFig. 3-17, 18, 19に示す．Fig. 3-13と同様，偏向量が微少なため差を拡大してグラフにしている．

破線が非照射時の流速分布，実線が光照射時の流速分布である．非照射側の流速が低下しており，下流に行くにしたがって流速分布はなだらかとなるがその傾向は変わらない．噴流の偏向量は，数値解析結果では流速変化の割合が小さいため噴流口から3 mm下流の流速最高値の座標の中心からの距離は，座標中心から0.017 mm非照射側の偏向である．スプリッタ部における偏向量も0.017 mmである．噴流はこれ以上偏向していないことがわかる．これは空気の粘性変化による噴流偏向効果があまり大きくなく，そのため偏向量が微少なためと考えられる．測定結果も同様であった．

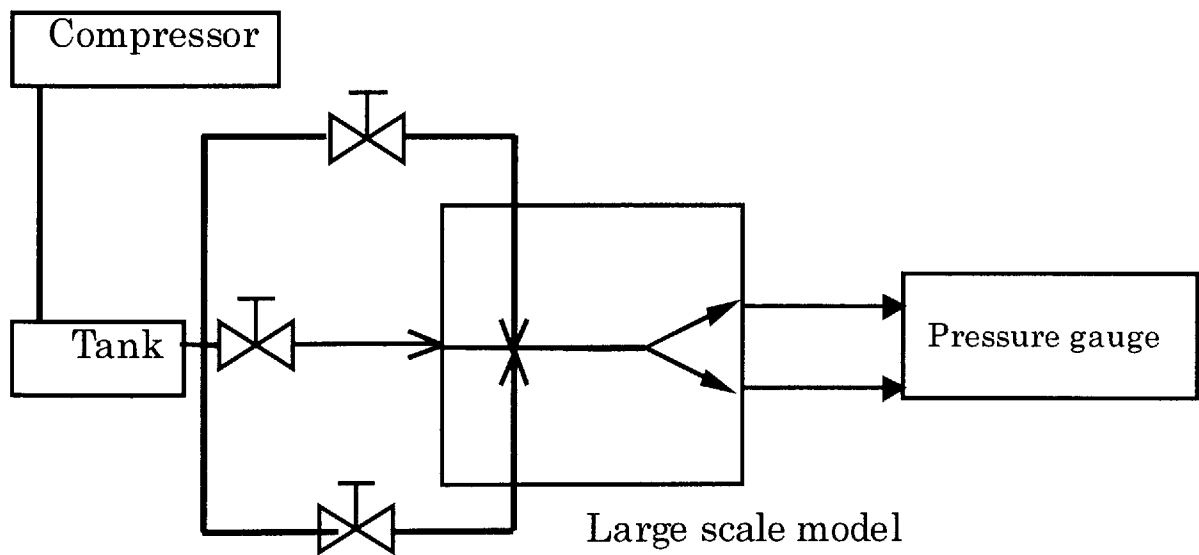
以上より，数値解析結果と傾向が一致し，提案した数値解析モデルが妥当なものであることが明らかとなった．

### 3.4.3 光流体変換器の変換特性

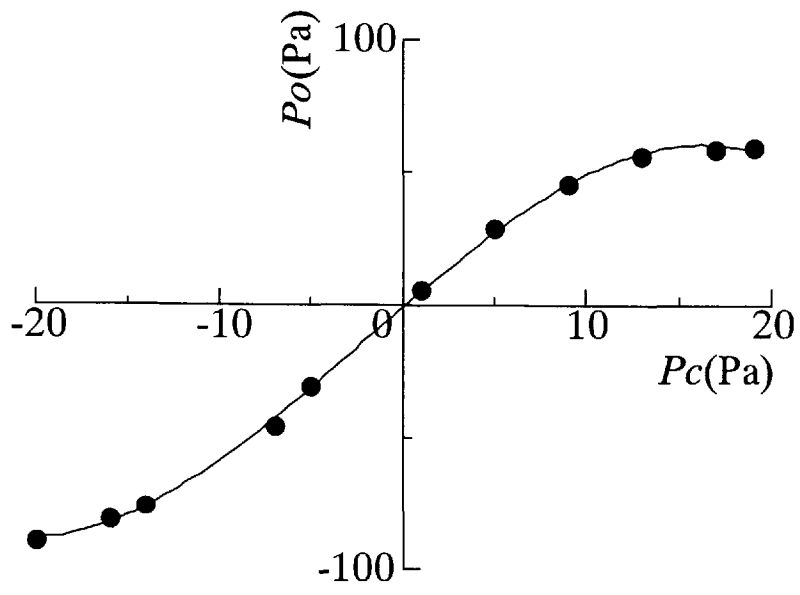
光流体変換器の拡大モデルを用いて，入力パワーに対する出力圧力差を測定し変換ゲイン特性を求めた．実験装置の概略図をFig. 3-20に示す．実験に用いた光流体変換器の寸法はFig. 3-7に示す．実験結果と比較するため供給ノズル出口の左右の運動量 $J_1$ ， $J_2$ をシミュレーションにより求めた．そして，式(3-3)から出力ポート入口での噴流偏向変位 $\Delta y_0$ を，式(3-33)から出力圧力差 $\Delta P_0$ を求めた．拡大モデルの出力圧力差とシミュレーション結果の比較結果をFig. 3-21に示す．縦軸が出力圧力差，横軸が光源の入力パワーである．実験結果は供給圧力が100および150 [Pa]の各圧力のときに入力パワーを0～150 [W]まで変化させた結果である．実験結果より入力パワーが同じ場合でも供給圧力を上げると出力圧力差が増加することがわかる．シミュレーション結果と比較して，ベントを大気圧開放していることによるノイズの影響などでばらつきがあるが，理論値と実験値はほぼ一致していると言え，本章で提案した光流体変換特性の解析モデルの妥当性が実証された．



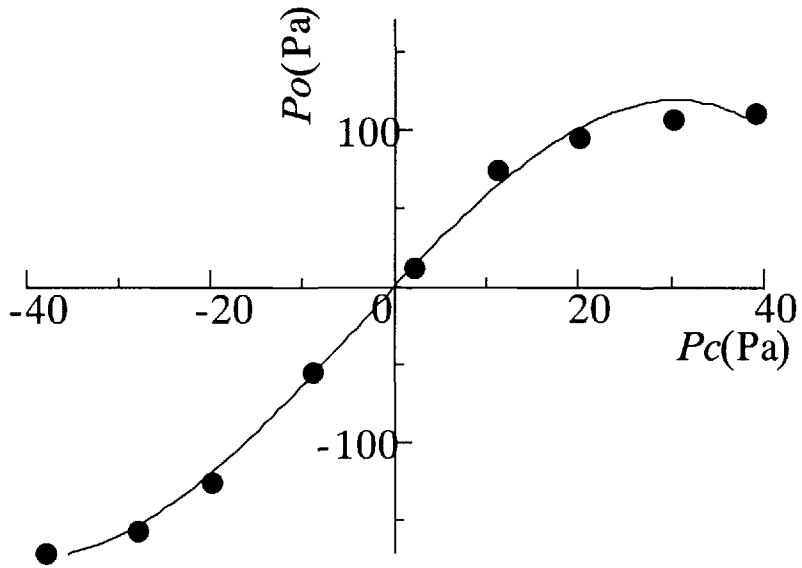
**Fig 3-7 Large-scale model of the practical opto-fluidic interface element**



**Fig.3-8 Experimental layout for measurement of pressure gain characteristic**



(1) Supply pressure 100 (Pa)



(2) Supply pressure 200 (Pa)

Fig.3-9 Pressure gain characteristics of LPA



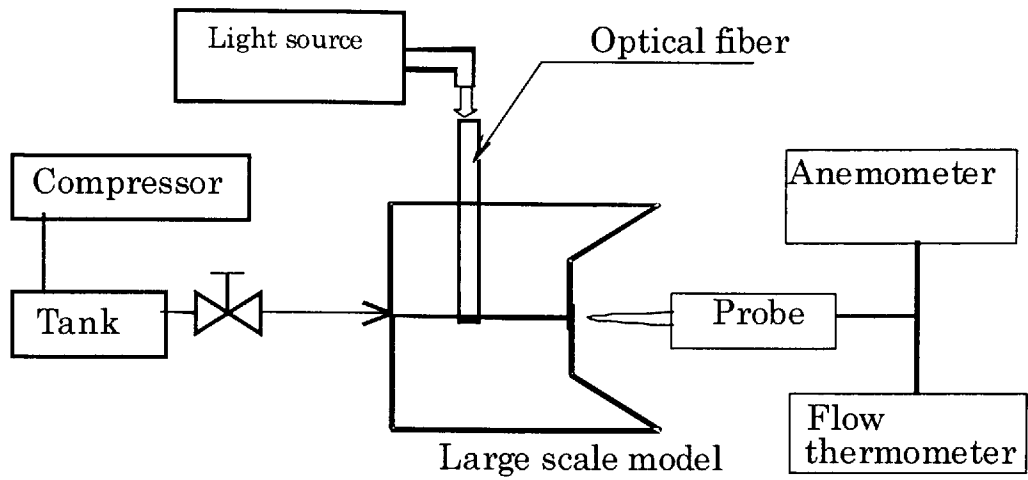


Fig.3-10 Experimental layout for measurement of fluid velocity and temperature distribution

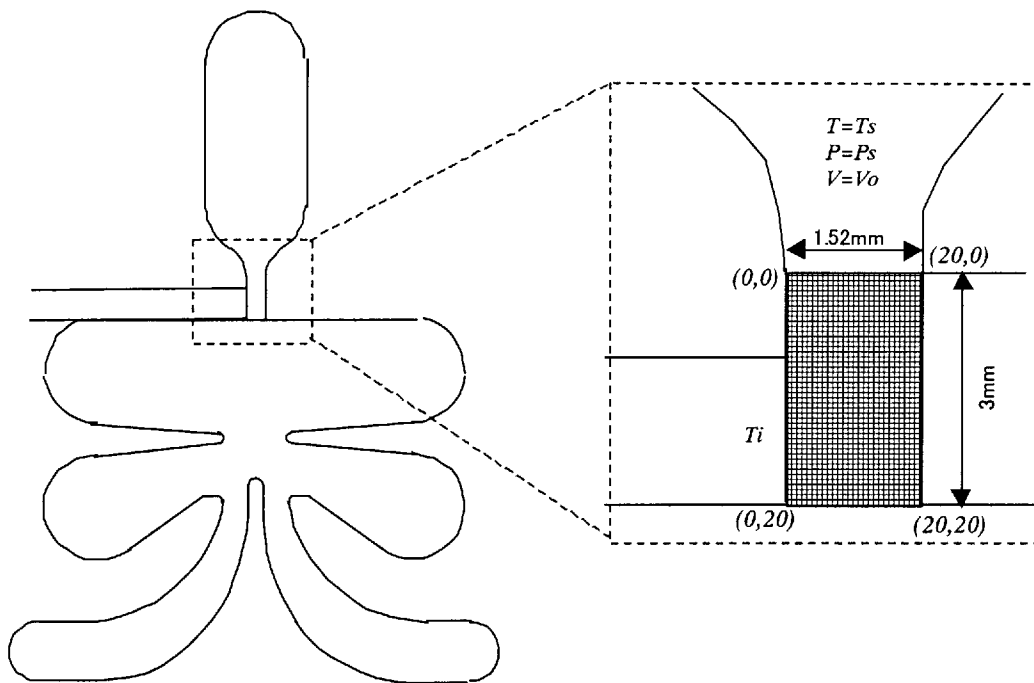


Fig.3-11 Calculated flow field in opto-fluidic interface at nozzle

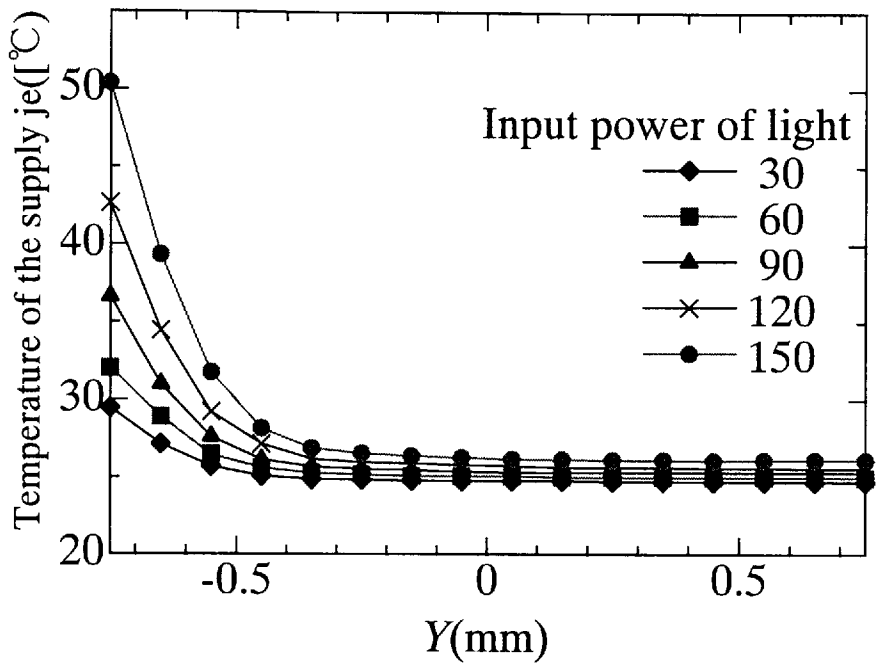


Fig.3-12 Measured temperature distribution in nozzle flow

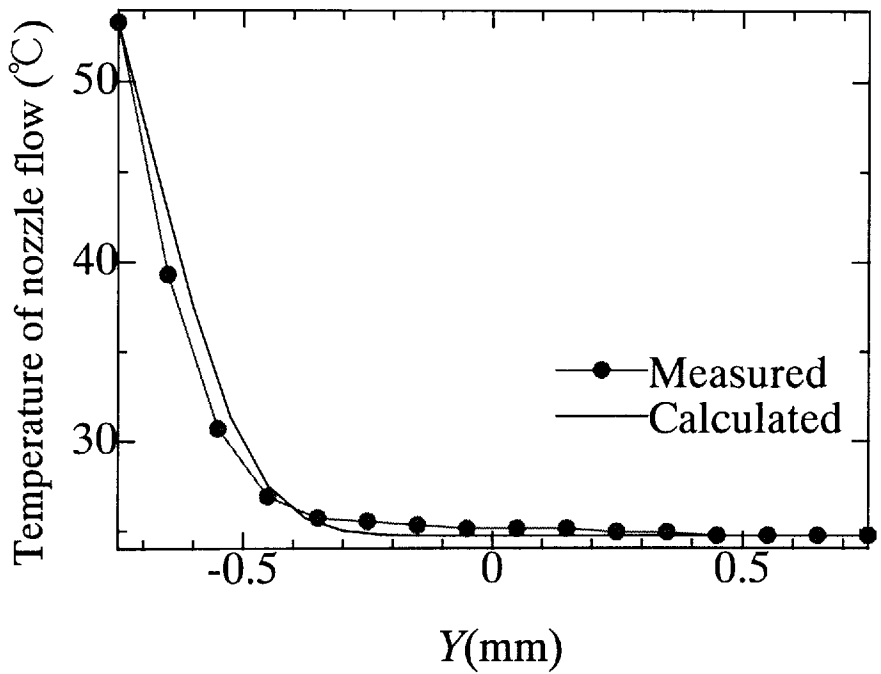
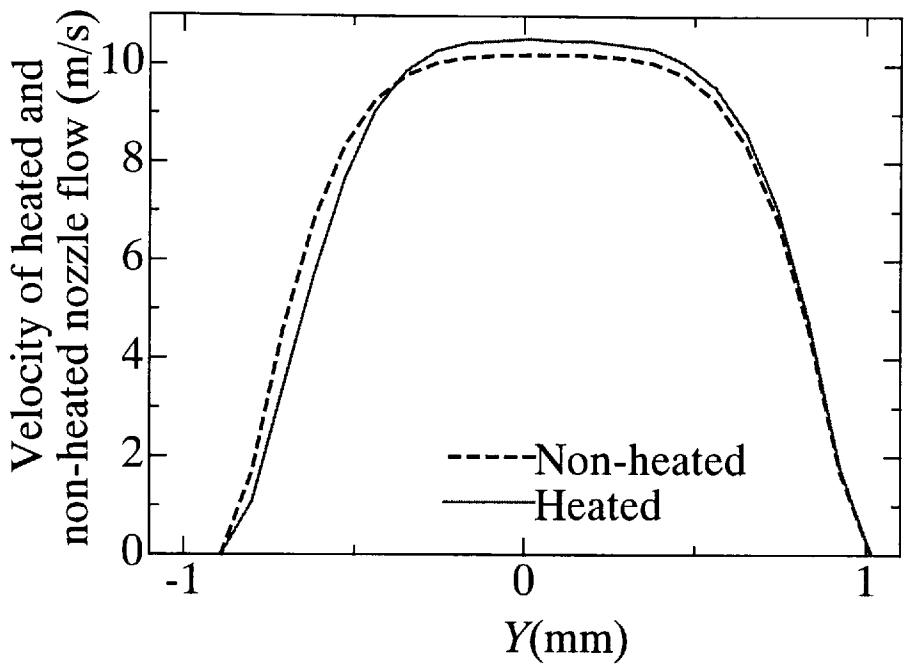
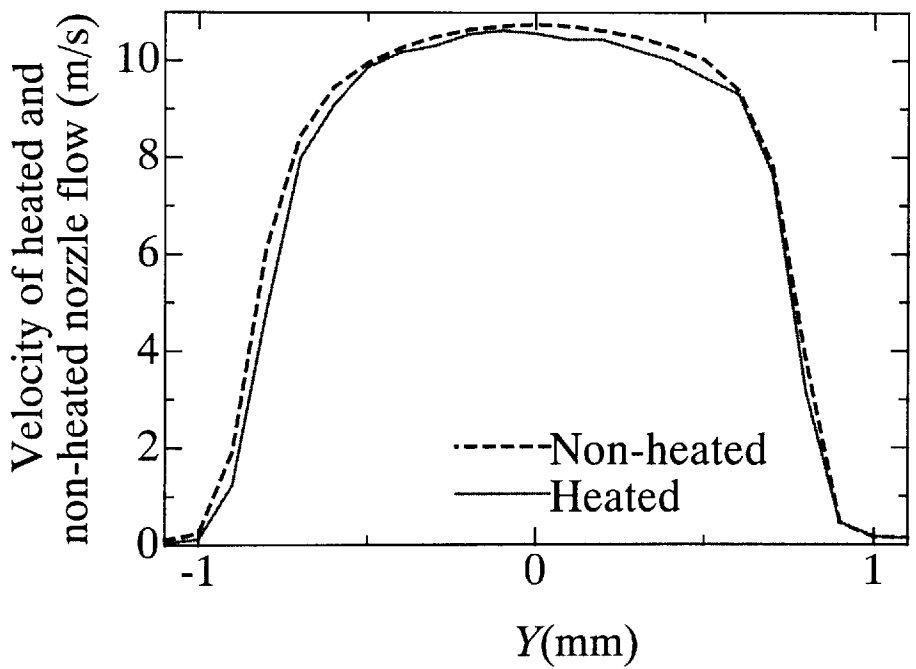


Fig.3-13 Comparison between calculated value and measured value of temperature distribution in nozzle flow



(a) Calculated value



(b) Measured value

Fig.3-14 Velocity distribution of jet flow at nozzle

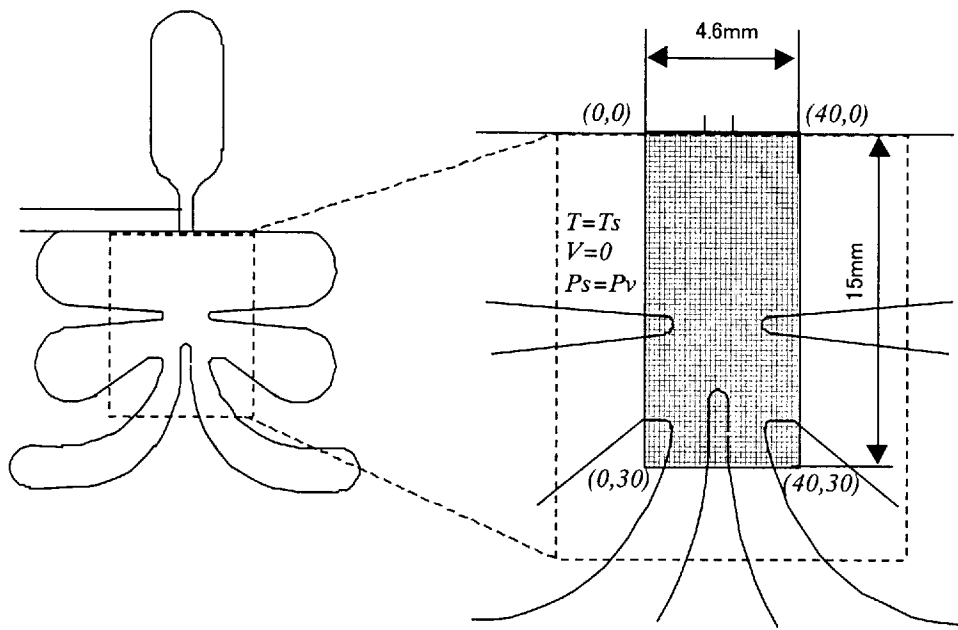


Fig.3-15 Calculated flow field in opto-fluidic interface

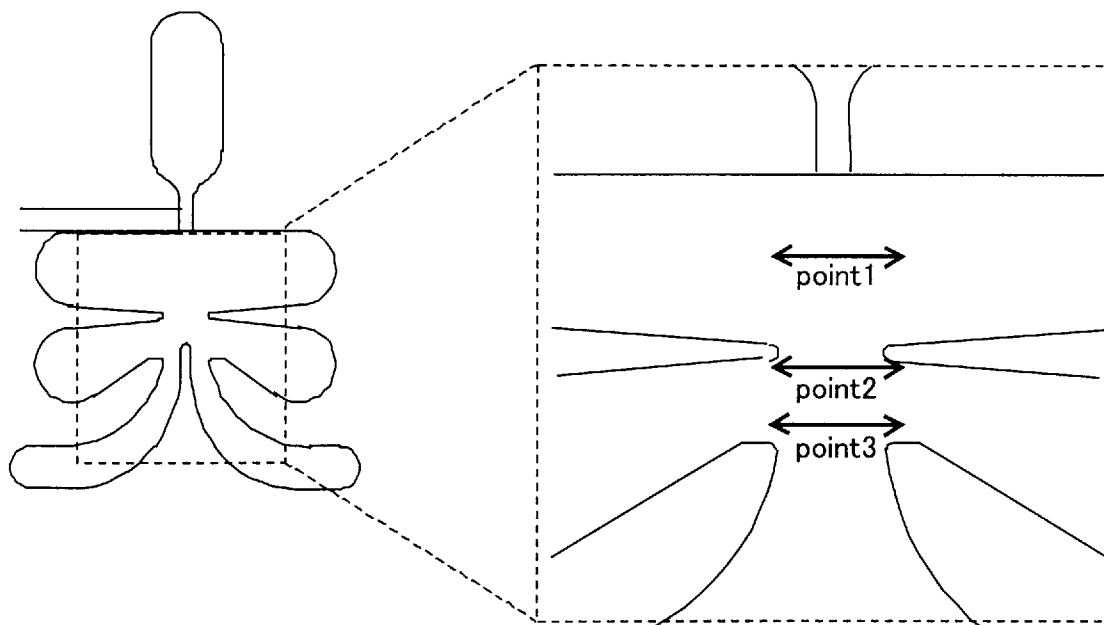
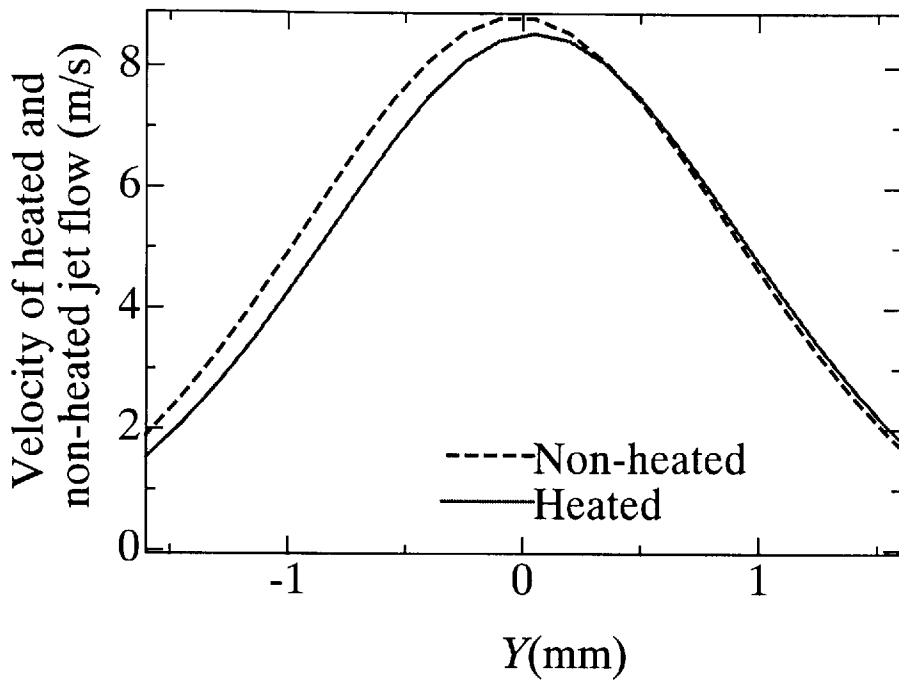
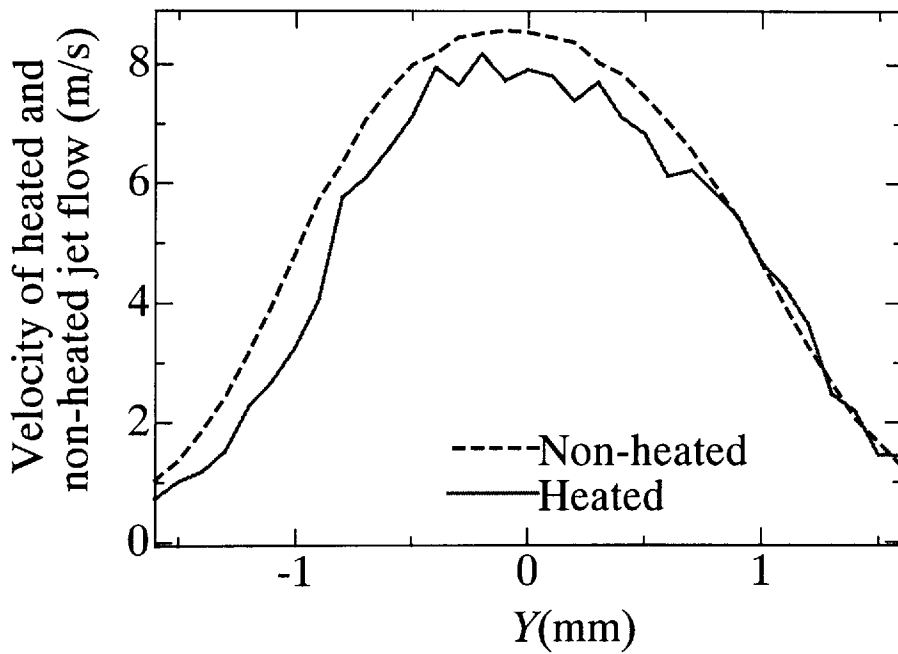


Fig.3-16 Measurement point of flow velocity distribution

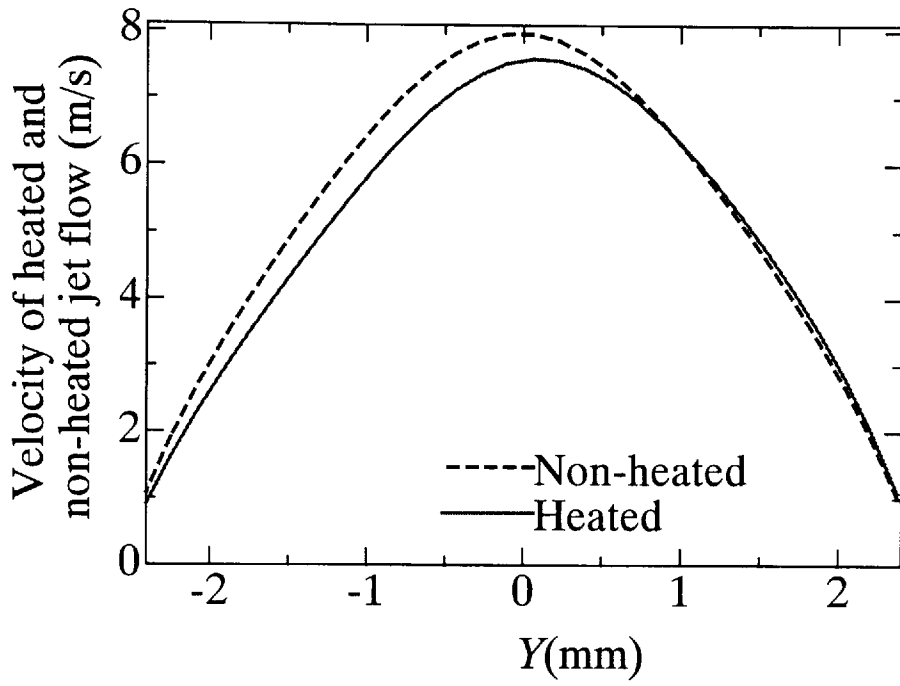


(a) Calculated value

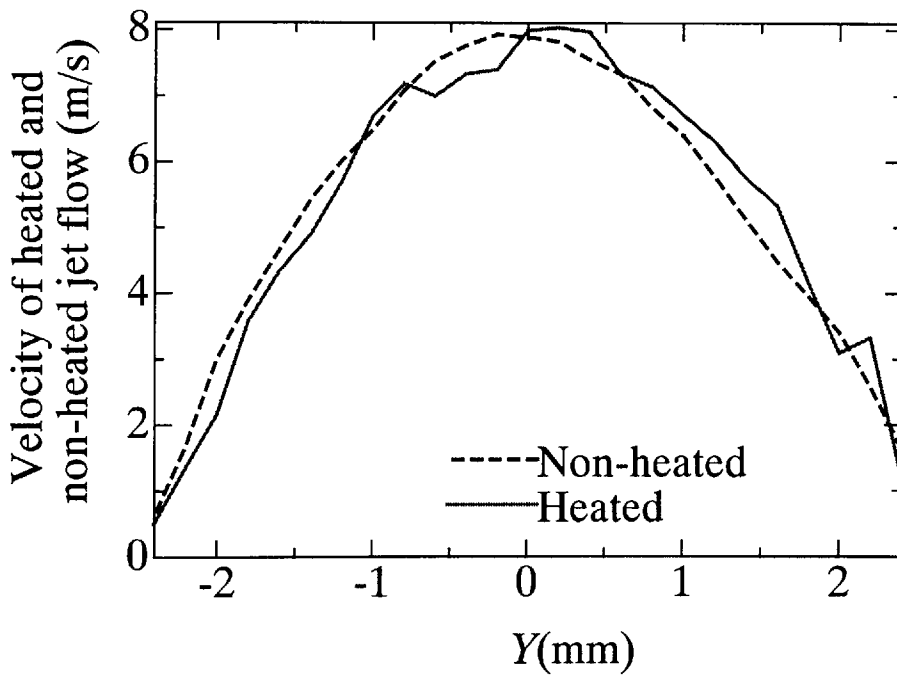


(b) Measured value

Fig.3-17 Velocity distribution of jet flow at point1

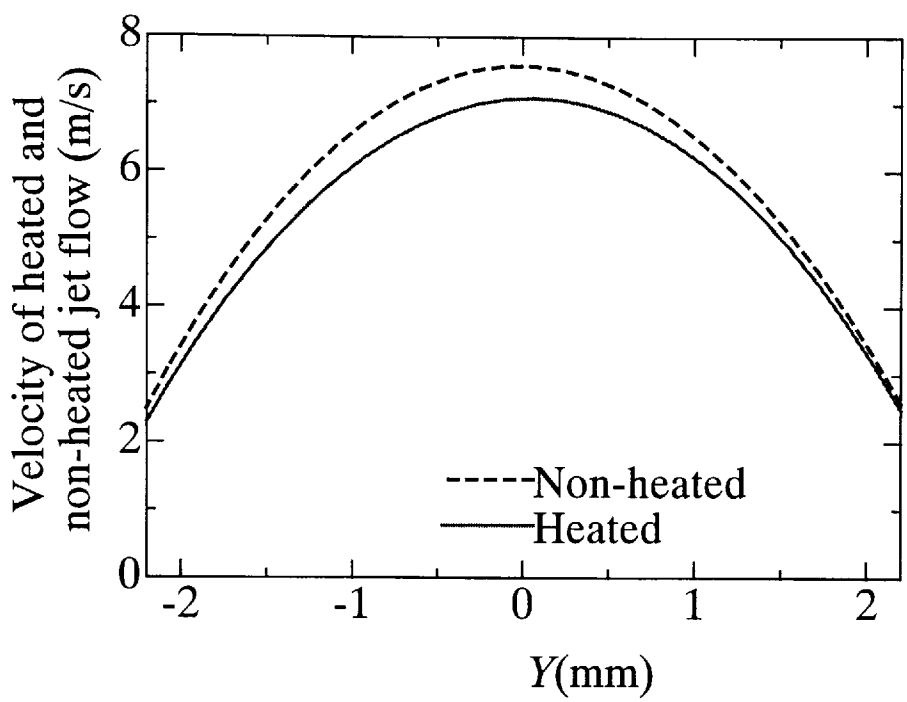


(a) Calculated value

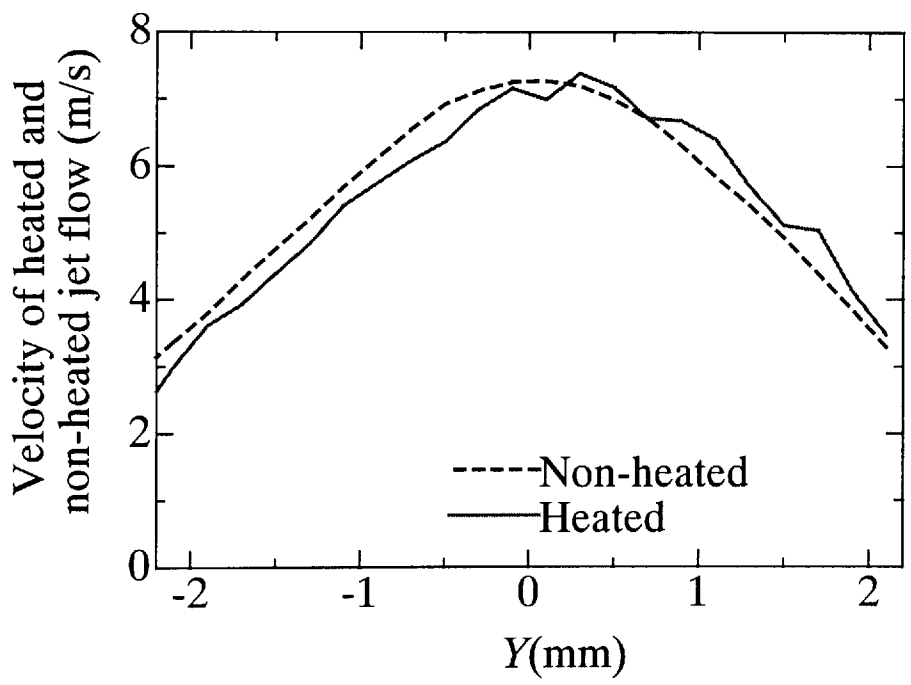


(b) Measured value

Fig. 3-18 Velocity distribution of jet flow at point2



(a) Calculated value



(b) Measured value

Fig.3-19 Velocity distribution of jet flow at point3

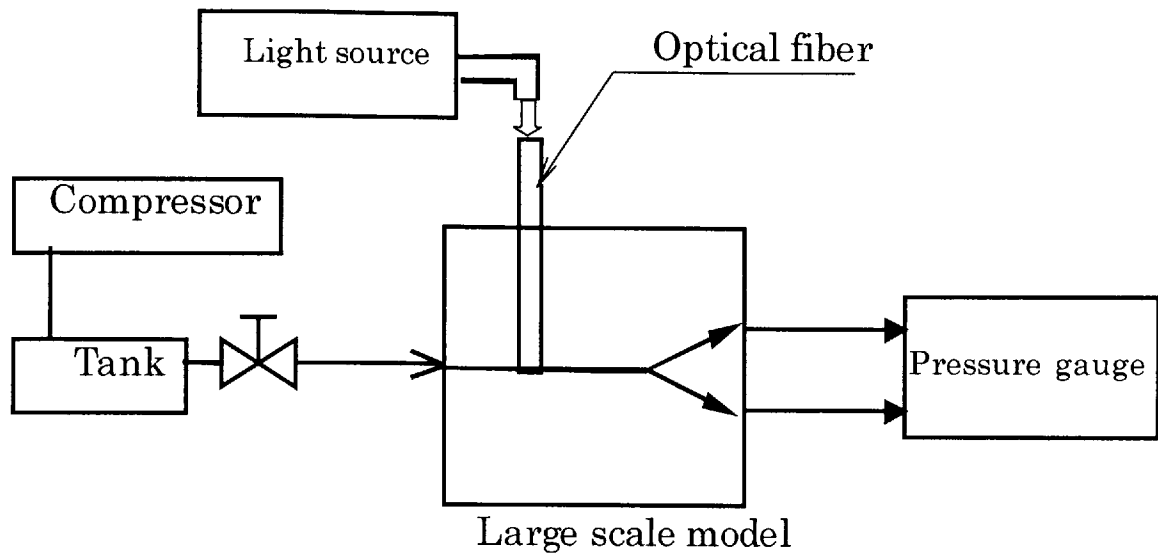


Fig.3-20 Experimental layout for measurement of output differential pressure



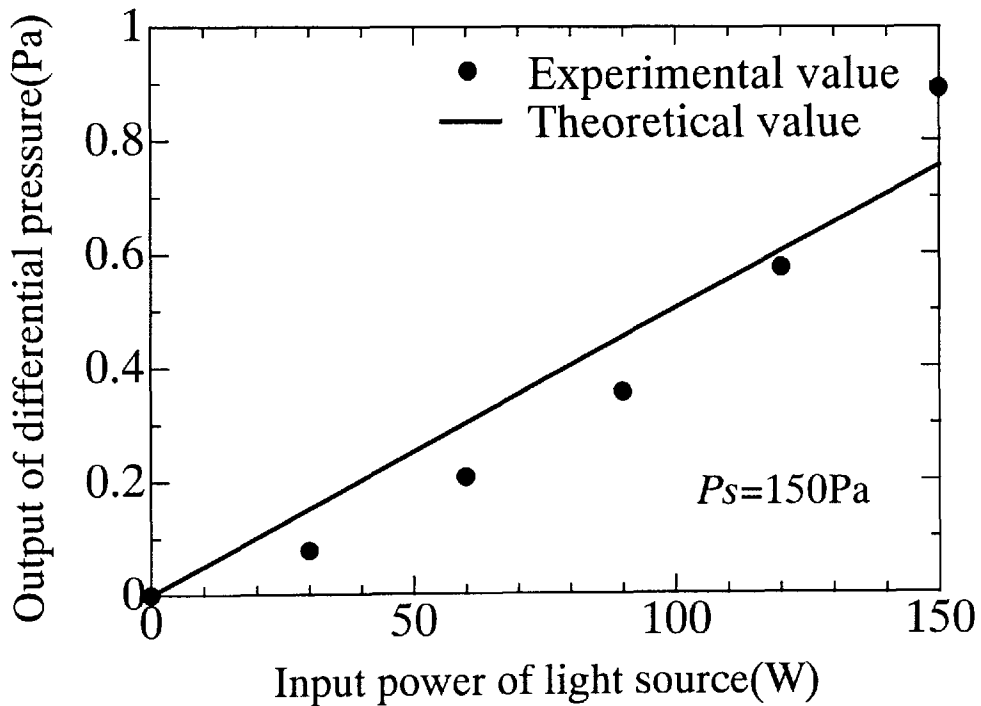
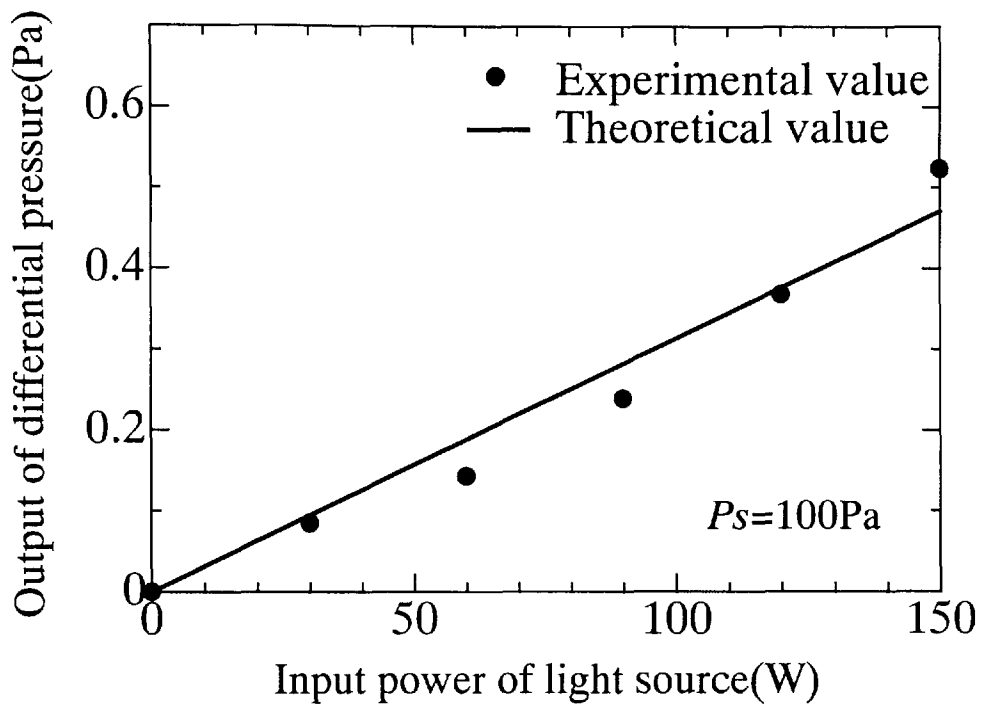


Fig. 3-21 Output of differential pressure

### 3.5 まとめ

本章では、電気信号を介さず光信号を流体信号に直接変換する方式として、光信号により境界層を制御する光流体変換システムを提案した。本章を要約すると以下のようなになる

- 1) これまでに明らかになっていなかった光流体変換器における噴流の温度・速度分布を拡大モデルを用いて測定実験をした。数値解析法としてSMAC法を用いることによって理論解析モデルを提案し素子内の流れを解析した。測定結果と解析結果を比較することによって数値解析モデルが妥当なものであると実証できた。
- 2) 光流体変換素子の拡大モデルを用いて、光強度に対する出力圧力差を測定し変換ゲイン特性を求めた。理論値と実験値はほぼ一致していると言え、本章で提案した光流体変換特性の数値解析モデルの妥当性が実証された。

## 第4章 光流体サーボシステムの開発と応用

### 4.1 はじめに

本章は光流体変換器を用いた光流体サーボシステムの実用化について示したものである。従来の流体制御システムは2章で述べたように電気信号が使われている。流体制御システム、特に空気圧システムはエネルギー媒体の空気圧を容器内に蓄積可能なため自律機器として医用や家庭内などの広いフィールドで利用することが可能である。このようなフィールドではノイズによる誤動作の回避や人や危険物への安全から光による信号伝達が望まれる。また、従来のFAなどのフィールドでもコンピュータとの光通信が進展しており光による制御が有望である。このような観点から流体アクチュエータすなわち空気圧ロータリアクチュエータに駆動されるロボットアームの制御および圧力制御を例にとり提案する光流体変換器を用いた流体制御システムの構築を行う。

空気圧アクチュエータを動作させるには最大で1 MPa程度の高い圧力が必要であり、現在の光流体変換器ではこの出力は得られない。何らかの機器により規定の圧力まで増幅する必要がある。本章では膜型増幅器を使った場合と光流体変換器出力を空気圧サーボ弁のパイロット圧として使うことにより増幅した場合について示し、その性能評価を行う。

### 4.2. 膜型流体増幅器を使ったロボットアーム制御システム

#### 4.2.1 システム構成

本節で使用する空気圧駆動ロボットシステムの概略図を Fig. 4-1 に示す。このシステムは、マイクロコンピュータ、光流体変換器、光エンコーダ、LPA、膜型流体増幅器、ロボットアームから構成されている。ロボットアームのアクチュエータは空気圧ロータリアクチュエータである。

ロボットアームの関節部に取り付けてある光エンコーダよりロボットアームの変位信号が検出され、コンピュータに取り込まれる。下記で示す制御則によってレーザの光強度を決定し、D/Aコンバータとレーザ駆動回路を介してレーザを点灯する。レーザダイオードよりの光信号は、光ファイバを介して光流体変換器に入力され、光流体変換器の出力口より差圧式圧力信号に変換されて出力される。光流体変換器から

出力された圧力差は、圧力増幅用LPAの制御口に入力される。LPAの出力口から出力される増幅された圧力はそれぞれの膜型流体増幅器に入力される。膜型流体増幅器においてアクチュエータ駆動に必要なパワーとなるよう、圧力及び流量が共に増幅される。2つの膜型流体増幅器からの出力圧力は、ロボットアームのロータリアクチュエータに加えられ、その圧力差に連動してロボットアームが動作する。

本節で用いた膜型流体増幅器の概略図を Fig. 4-2 に示す。この膜型流体増幅器は、単段ノズルフラップ機構を有し、ノズル直径は、1.0(mm)、フラップ膜の直径は 33(mm)である。供給圧力は  $P_{sm}=200$ (kPa)から 300(kPa)の範囲とする。LPAカスケード増幅器からの出力を膜型流体増幅器に入力すると、フラップが圧力により膨らみ、ノズルとフラップの間隔が狭まり、ノズルの流出抵抗を増大させ、ノズル背圧が上昇する。流量増幅は最終段の膜と流出ベントによって構成される部分により行われる。

本節で使用したロボットアームの構造を Fig. 4-3 に示す。このアームは、空気圧ロータリアクチュエータにより回転される2関節と2本の腕からなっている。ロータリアクチュエータは直径 50(mm)、長さ 60(mm)の大きさの、黒田精工社製のクロダハイロータ PRN-20A(最低駆動圧力 100kPa)である。2本の腕は両方ともアルミニウム製で、長さ重量はそれぞれ、肩に近いほうから順に、260(mm)、600(g)、および、150(mm)、230(g)である。ただし本研究では、人間の肩関節にあたるアクチュエータのみを駆動し、人間の肘関節にあたるアクチュエータは固定した。

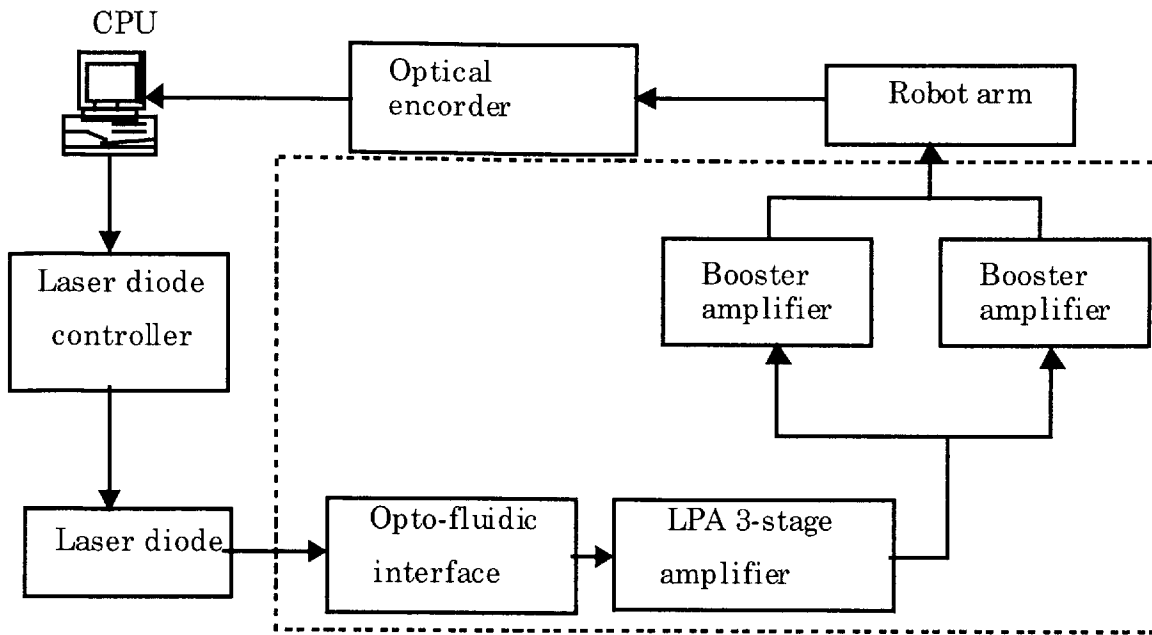


Fig.4-1 Layout of experimental setup

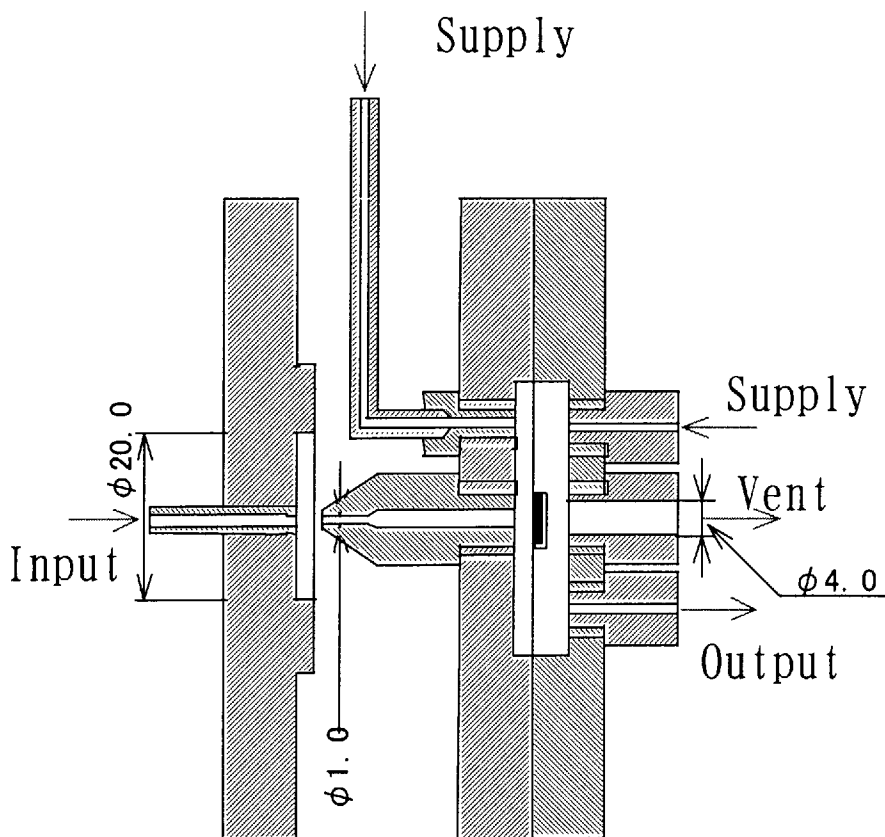
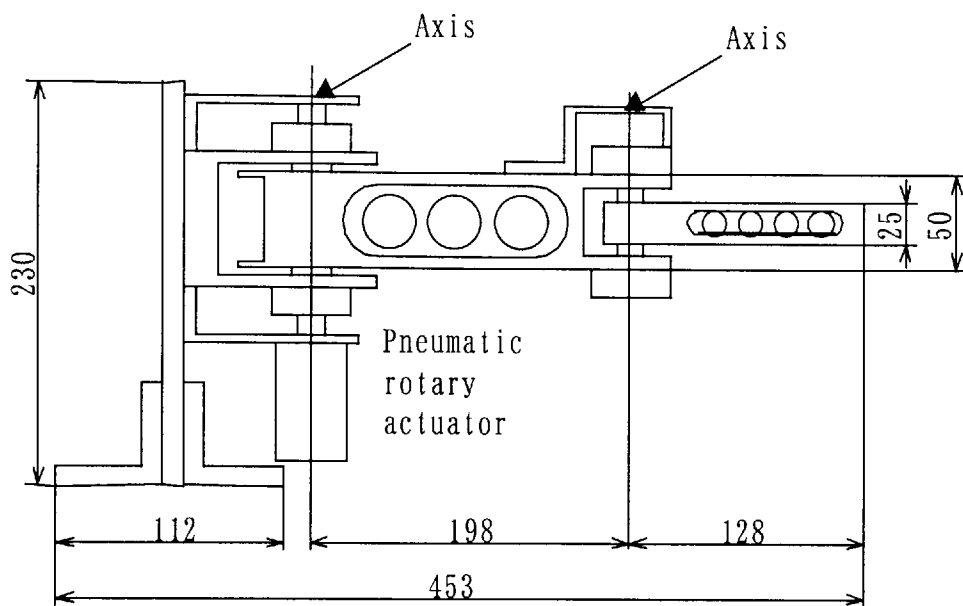


Fig.4-2 Scheme of booster amplifier



**Fig.4-3 Scheme of robot arm**

本章では以下 (a) (b) (c) 3 種の制御方式を用い実験を行う。

(a) P I 動作方式

時点  $k$  における目標値  $r(k)$  とプラント出力  $y(k)$  との誤差  $e(k)$  を

$$e(k) = r(k) - y(k) \quad (4-1)$$

と定義し、制御入力  $u(k)$  は、比例ゲイン  $K_p$ 、積分ゲイン  $K_i$ 、サンプリングタイム  $T_s$  を用いて (4-2) 式のように表される。

$$u(k) = K_p \left[ e(k) + K_i T_s \sum_{i=0}^k e(i) \right] \quad (4-2)$$

(b) 最適制御方式

システムの状態変数  $x(t)$  をアームの角度  $x(t)$ 、速度  $\dot{x}(t)$ 、アクチュエータ圧力  $p(t)$  とし、状態方程式を形成する。入力  $u(k)$  は、算出されるフィードバック係数  $F_1, F_2$  から決定し、(4-3) 式のように表される。ただし、連続時間系から離散時間系への変換は零次ホールダを用いた。

$$u(k) = -F_1 X(k) + F_2 Z(k) \quad (4-3)$$

(c) 外乱オブザーバを用いた P 動作制御

Fig. 4-4 のようなフィードバック系を構成し、プラントとノミナルモデルの誤差も含めた外乱を推定し、制御入力にフィードバックする。ここで、補償器  $R = e^{-Ts}$ 、フィルタ  $Q$  を遮断周波数 0.8Hz の 1 次のもとし、コントローラ  $C$  はゲイン 3 の比例動作である。

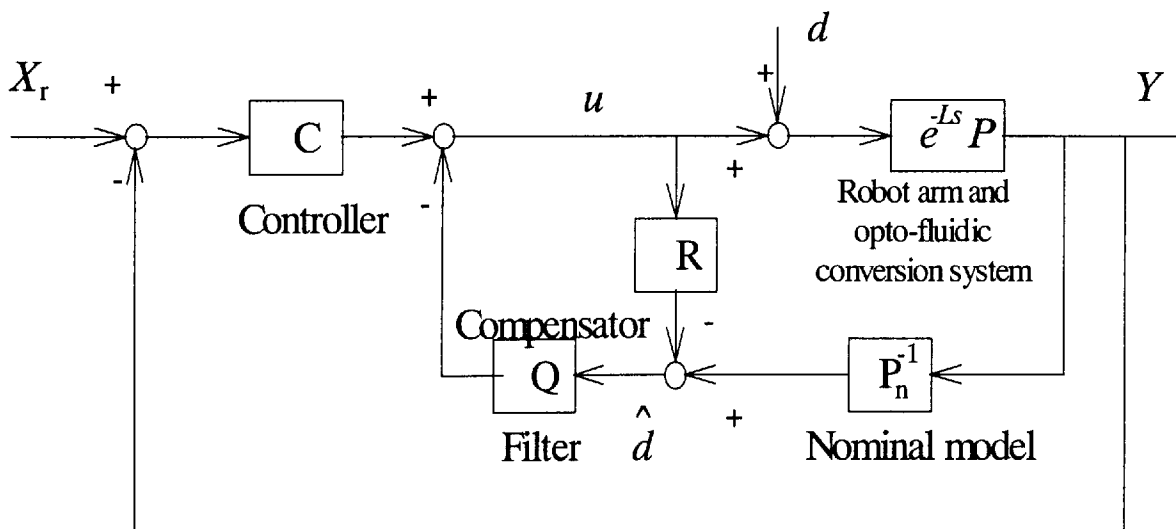


Fig. 4-4 Experimental controller using disturbance observer

#### 4.2.2 位置制御の実験結果

ここでは特性モデルによるシミュレーションを行い、その結果をもとにして各制御方式におけるシステムの特長変化に対するロバスト性や外乱抑圧特性について考察する。まず、本実験で使用するロボットアームの状態方程式を求めると次のようになる。

$$\begin{aligned}\dot{x}(t) &= A_c x(t) + b_c u(t) \\ &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & -c/M & a/M \\ 0 & 0 & -1/\tau \end{bmatrix} x(t) + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1/\tau \end{bmatrix} u(t)\end{aligned}\tag{4-4}$$

$$\begin{aligned}y(t) &= c_c x(t) \\ &= [1 \ 0 \ 0]x(t)\end{aligned}$$

$$\text{ここで } x = \begin{bmatrix} \theta & \dot{\theta} & T \end{bmatrix}$$

$\theta$  : アームの角度 [deg]

$\dot{\theta}$  : アームの角速度 [deg/s]

$T$  : 入力トルク [N・m]

$\tau$  : 時定数 [s]

上式から伝達関数  $G(s)$  は式(4-5)の様になる。

$$G(s) = \frac{1}{s^3 + bs^2 + as} e^{-\tau s}\tag{4-5}$$

ルンゲクッタ法を用いてシミュレーションを行った結果を以下に示す。また、このときの各制御方式において使用した制御パラメータを Table 4-1 に示す。



Table 4-1 Control parameter

Control method	Parameter
PID action	$Kp=5, Ki=2, Kd=1.4$
Optimal control	$Q = \begin{bmatrix} w & 0 & 0 \\ 0 & ww & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad R=1$ $w=300, ww=30$
Disturbance obserber	Nominal model : $\frac{7^2}{s(s+7)^2}$ Filter : $\frac{5}{s+5}$ Proportional gain : 3

まず最適制御則を導入するにあたり無駄時間は無視できるとして制御則を設計したが、実際は 40ms 程度の無駄時間が存在するのでシミュレーションによりその影響を調べた。特性モデルは式(4-5)を使用し、これに組み合わせる遅れ時間は 0~100ms の範囲で 10ms ずつ変化させて計算を行った結果を Fig. 4-5 に示す。この結果より無駄時間が 60ms までならば応答波形に大きな変化はみられない。しかし、80ms を越えると波形が振動的になり過渡特性が悪化する。目標位置への整定時間は無駄時間が 0ms から順に、165, 176, 197, 211, 269, 369ms となった。本システムにおいては無駄時間が 40ms であるので、特性の劣化は許容できる範囲内にあり無駄時間を制御則に考慮しなかったことが制御性能に大きな影響を与えないということがシミュレーションからわかった。

Fig. 4-6 は、目標位置を 5 秒ごとに 45 度、20 度、40 度、0 度と変化させた時のシミュレーション結果で、(a)PID 動作、(b)最適制御、(c)外乱オブザーバによるものである。最適制御と外乱オブザーバについては良好な結果が得られた。最適制御によるものは、それぞれの目標変動に対して、1.96, 1.78, 1.72, 1.92 秒で整定したが、

外乱オブザーバによるものはすべての目標変動に対して最適制御の結果より 30%早く整定した。しかしながらPID動作については目標位置変動後の5秒間では整定せず良い結果が得られなかった。ここで使用した制御パラメータは実験で用いるものと同じ値としたが、シミュレーションでは静止摩擦力などの影響を考えていないので、実際の動きと異なる場合もあると考えられる。

Fig. 4-7 は、目標位置を 45 度として 10 秒後にコントローラからの出力に対して、ソフトウェア的に一定外乱を 5 秒間あたえ、またもとに戻したときの結果である。この結果より、最適制御と外乱オブザーバは、一定外乱を除去し目標位置に復帰しているが、PID動作では復帰できていない。また、最適制御では、一定外乱の影響により誤差が最大で 11 度、目標に復帰するまでが 2.24 秒となっているが、外乱オブザーバではそれぞれ、4.2 度、1.17 秒となっており、外乱オブザーバの外乱抑圧特性が優れていることがわかる。

次にプラントのパラメータ変動に対するロバスト性についてシミュレーションを行った。Fig. 4-8 はプラントの質量に関する項を 5 倍にしたもので、Fig. 4-9 は粘性に関する項を 2 倍にしたもの、Fig. 4-10 は粘性に関する項を 1/2 倍したものによる結果である。

まず Fig. 4-8 から、PID動作と最適制御は質量の変化に対しては 5 秒間では目標位置に整定することはできていないが、外乱オブザーバでは目標変動から 4 秒後には整定していることがわかる。しかも、オーバシュート量も一番少なくなっている。

次に Fig. 4-9 から、PID動作については粘性の変化がある場合は質量の変化の場合 Fig. 4-8 と同様に整定できていないが、最適制御については整定させることができる。また、Fig. 4-10 により粘性の減少の場合でも同じような結果が得られた。

これらの結果より、プラントのパラメータ変動に対するロバスト性に関しては、最適制御はパラメータ変動に対して良好ではないが、原理的にステップ状の外乱に対して適応できる 1 型サーボ系となっているので定常偏差は除去できる効果が示された。

次に実験結果を示す。ここで用いる制御パラメータは、Table 4-1 で示したシミュレーションと同じものを用いている。

Fig. 4-11 は、10 度から 90 度までのステップ波に対する各制御方式によるプラントの応答である。

(a) の PID 動作によるものでは、目標位置が 40 度までの場合は直ちに整定できて

いるが、50度以上では10秒以内に整定させることはできなかった。

(b)の最適制御によるものでは目標位置が50度を越えるとオーバシュートを起こし、それ以下だとアンダーシュートを起こしてしまっている。しかし、最適制御ではすべてに対して目標位置に整定している。

(c)の外乱オブザーバによるものは目標位置による応答の変化がほとんどみられず、オーバシュートもなく良い応答を示している。

それぞれの制御方式による、異なった目標位置に対する整定時間を Table4-2 にまとめて示す。

Table 4-2 Rising time (s)

Desired angle (deg)	10	20	30	40	50	60	70	80	90
PID action	1.24	1.04	1.78	3.29	×	×	×	×	×
Optomal control	1.38	2.38	2.02	2.32	2.77	3.59	4.26	3.64	4.43
Disturbance obserber	0.81	0.76	0.88	0.93	1.36	2.01	2.49	2.48	2.27

Fig. 4-12 は、目標位置を45度、20度、40度、0度と5秒ごとに変化させたものに対する各制御方式によるアームの角度の応答である。ここでは、各制御方式とも良い応答を示している。しかし(b)の最適制御では、アンダーシュートをおこし、他のものにくらべ整定までに少し時間を要している。またPID動作では外乱オブザーバに比べ、過渡状態の応答があまりよくなく整定時間も遅くなっている。

Fig. 4-13 は、Fig. 4-12 と同じ目標に対してアームの肘関節部分に1kgのおもりを負荷としてあたえたロボットアームの応答である。

(a)のPID動作では、5秒間の間に目標位置に整定することができず、負荷変動に対するロバスト性が乏しいことがわかる。

(b)の最適制御においては目標位置に整定し安定性を保ったままで制御感度を上げられたことは確認できるが、オーバシュートの量が約10度あるなど、目標位置に対する移動量によって応答波形にばらつきがみられた。

(c)の外乱オブザーバにおいては、オーバシュートの量は最大でも3度以内で、整定時間についても負荷をかけない場合の Fig. 4-12(c)とくらべて約2倍で収まっており、応答波形に大きな変化はみられず、負荷変動に対するロバスト性が3者の中で一番高いことがわかる。

Fig. 4-14 は、目標位置を45度として10秒後にソフトウェア的に一定外乱を5秒間

あたえ、その後解除した時の結果である。

ここでも(a)のPID動作は外乱を除去することができず目標に整定することができていない。これはシュミレーション結果と一致する。

(b)の最適制御では過渡的に外乱の影響を強く受け、約10度の偏差が発生した後に約3秒で目標位置に復帰している。

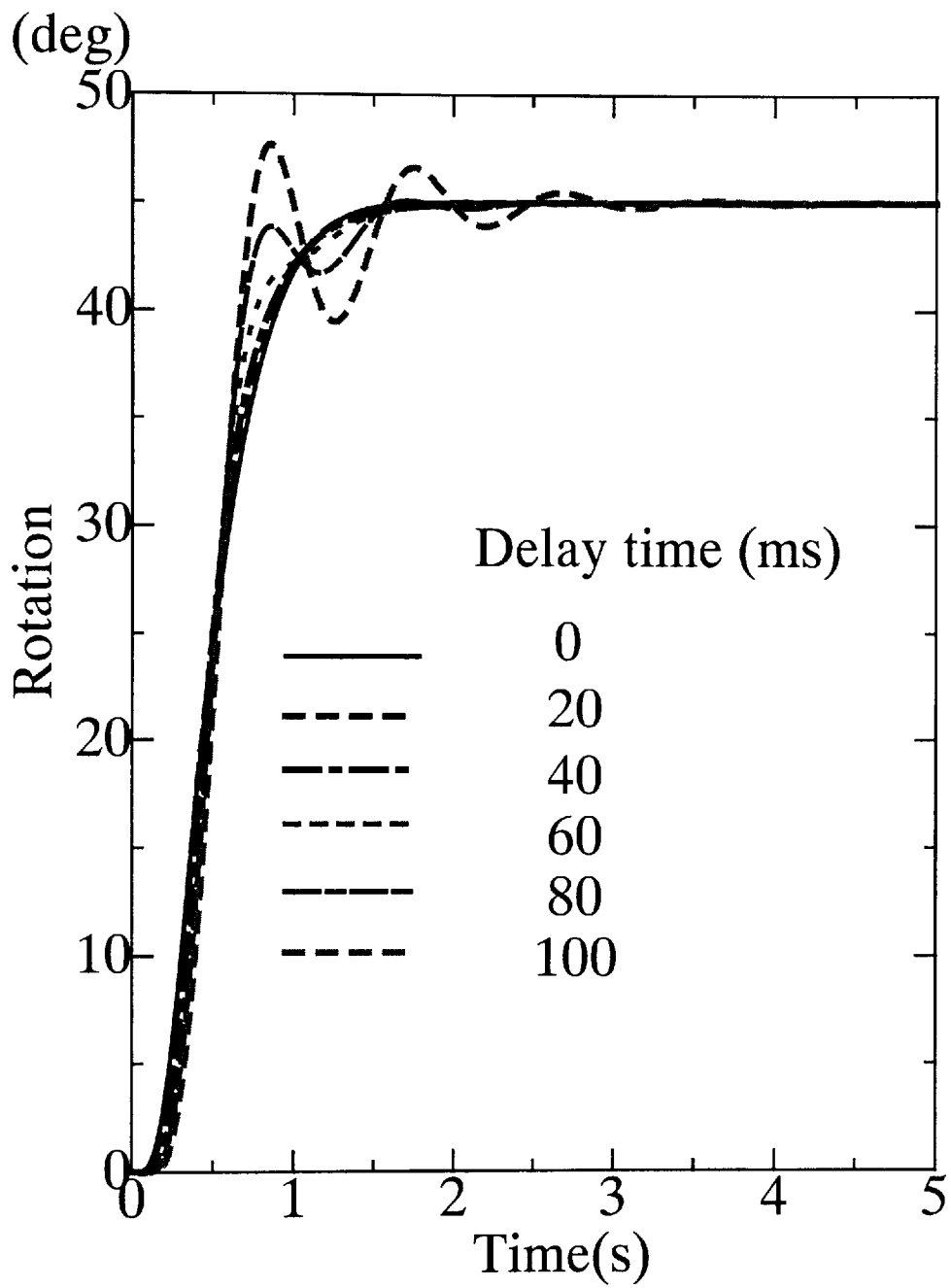


Fig. 4-5 Simulation result of various delay time  
(With optimal control)

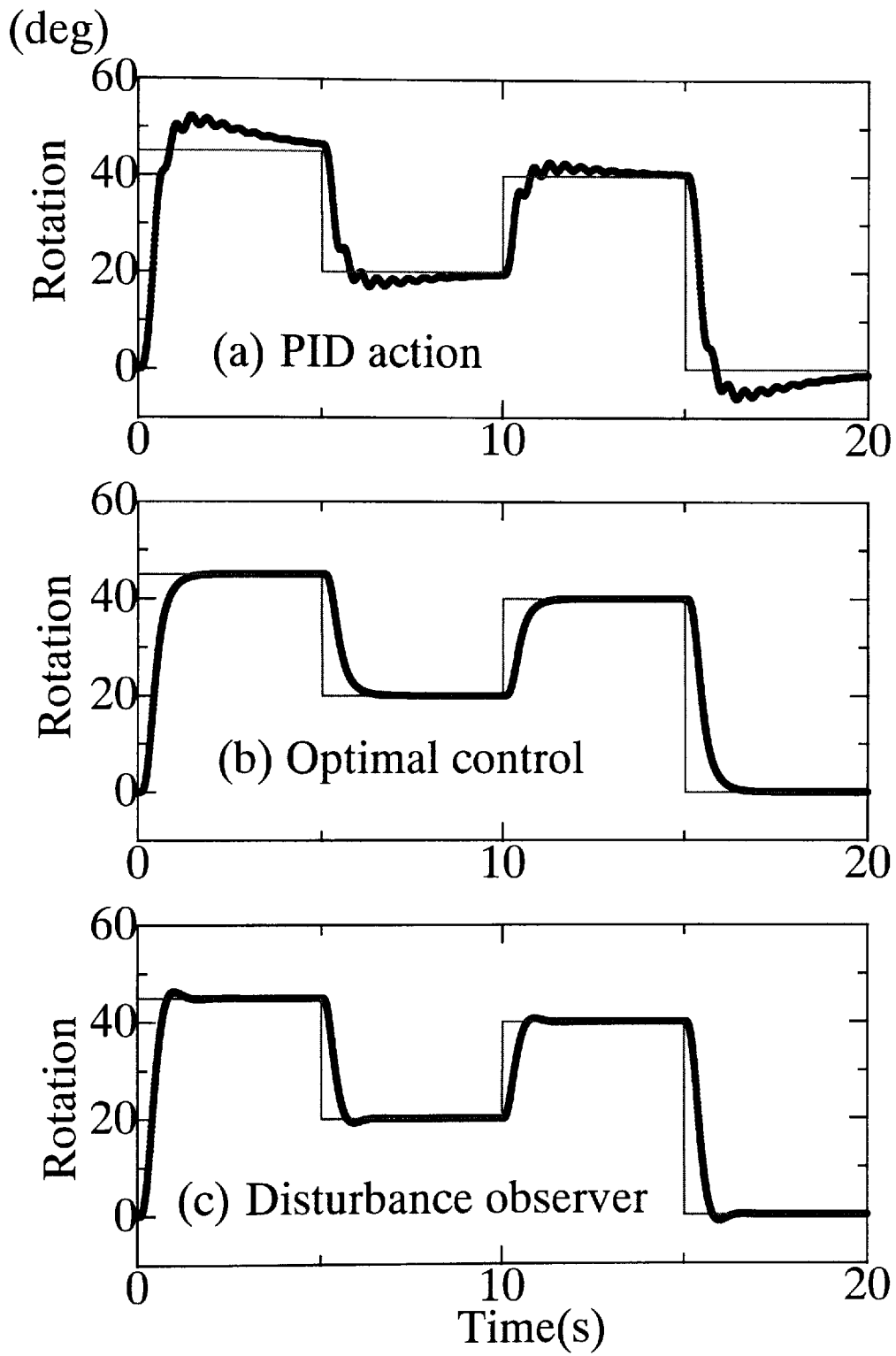


Fig.4-6 Simulation result (No load)

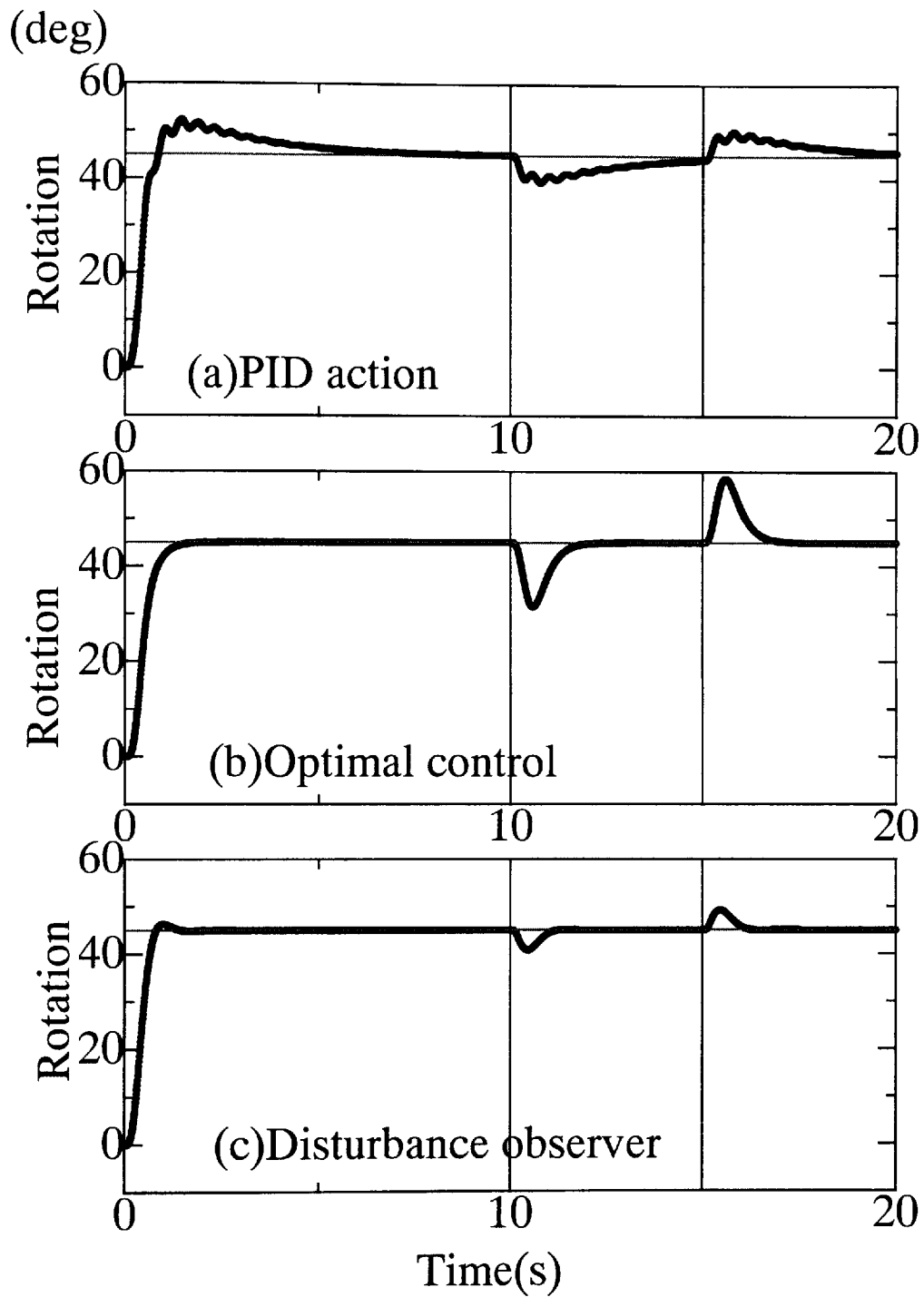


Fig. 4-7 Simulation result (Add in disturbance)

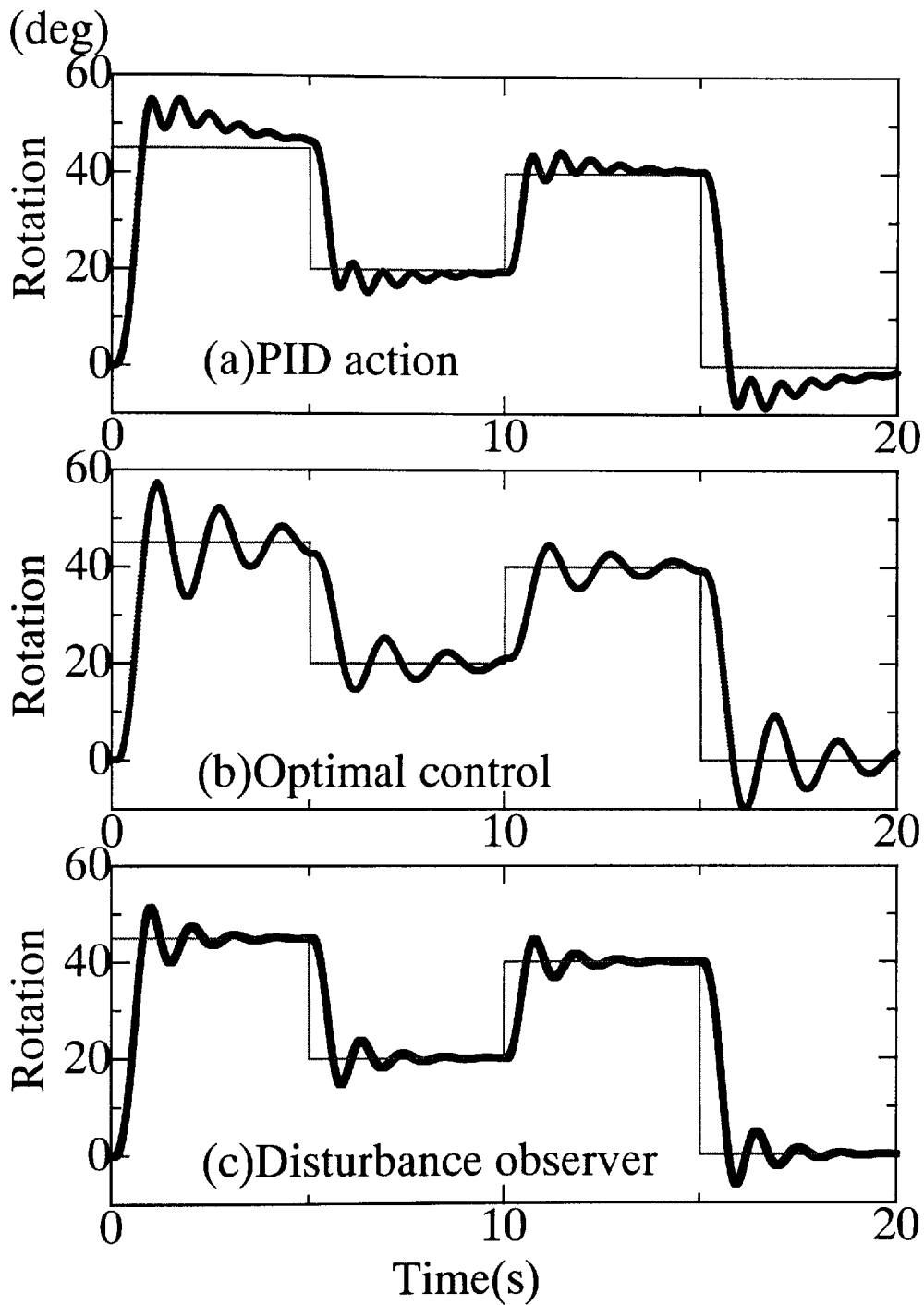


Fig4-8 Simulation result (Increasing mass)



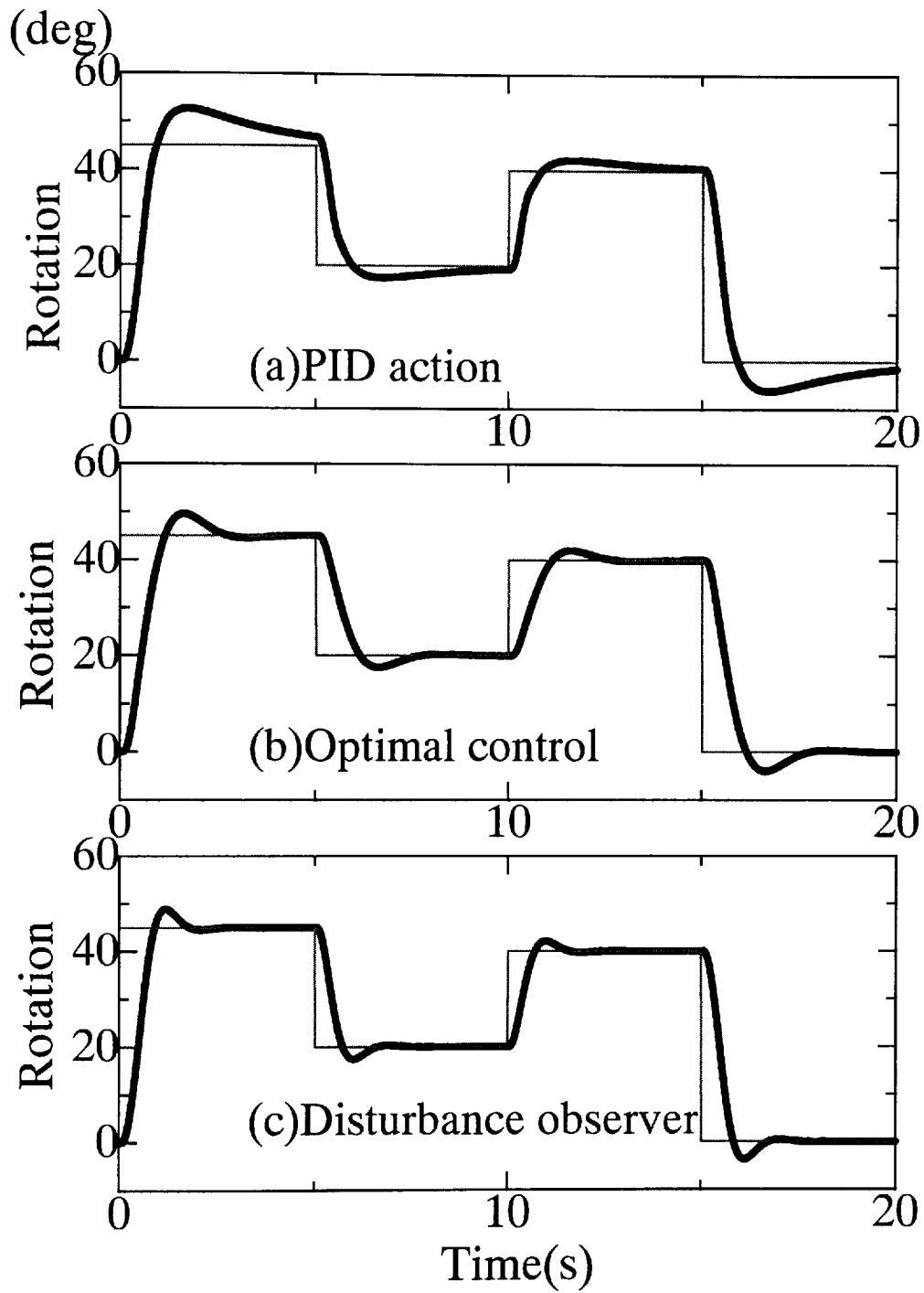


Fig.4-9 Simulation result (Decreasing mass)

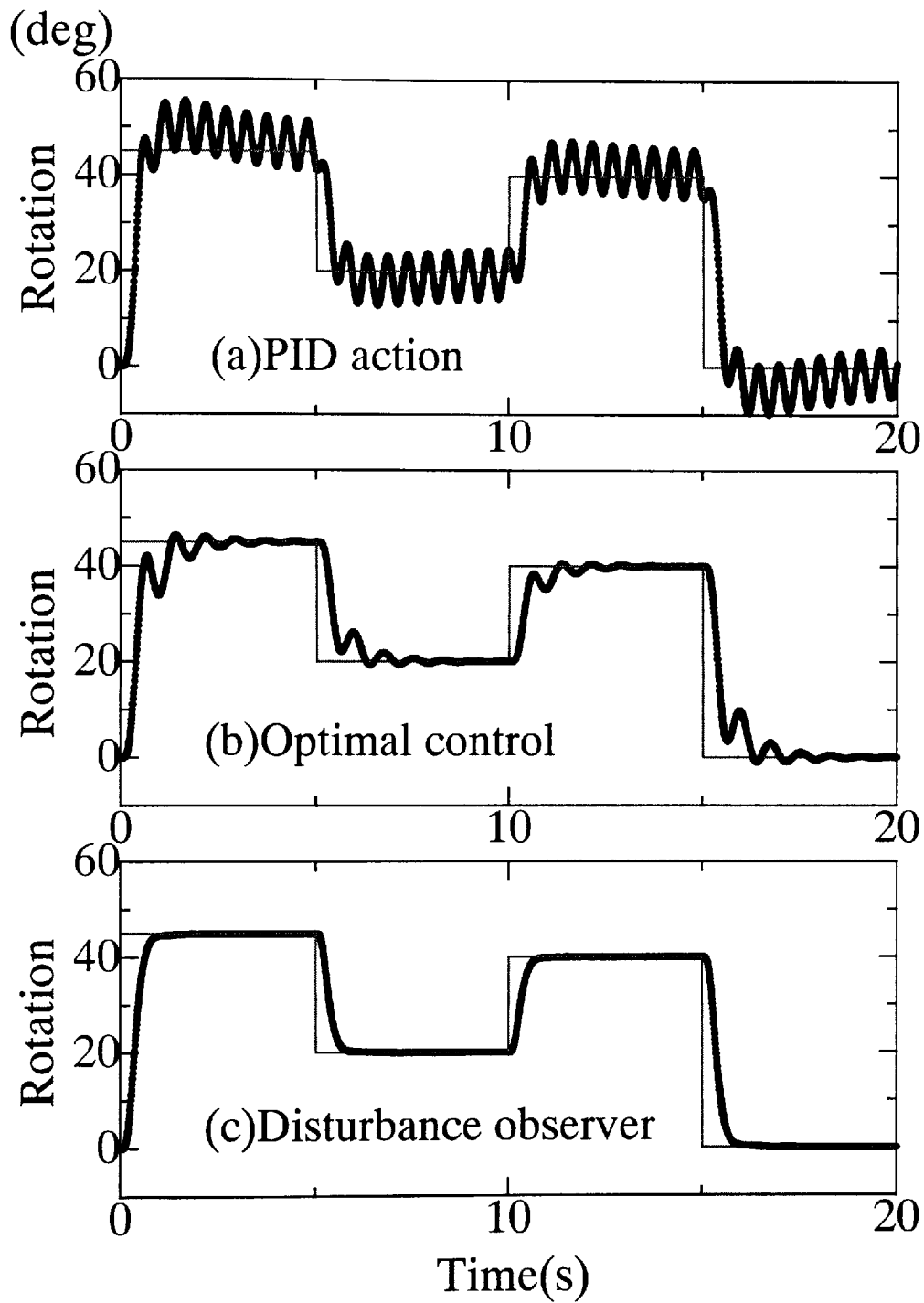


Fig. 4-10 Simulation result (Decreasing viscosity)

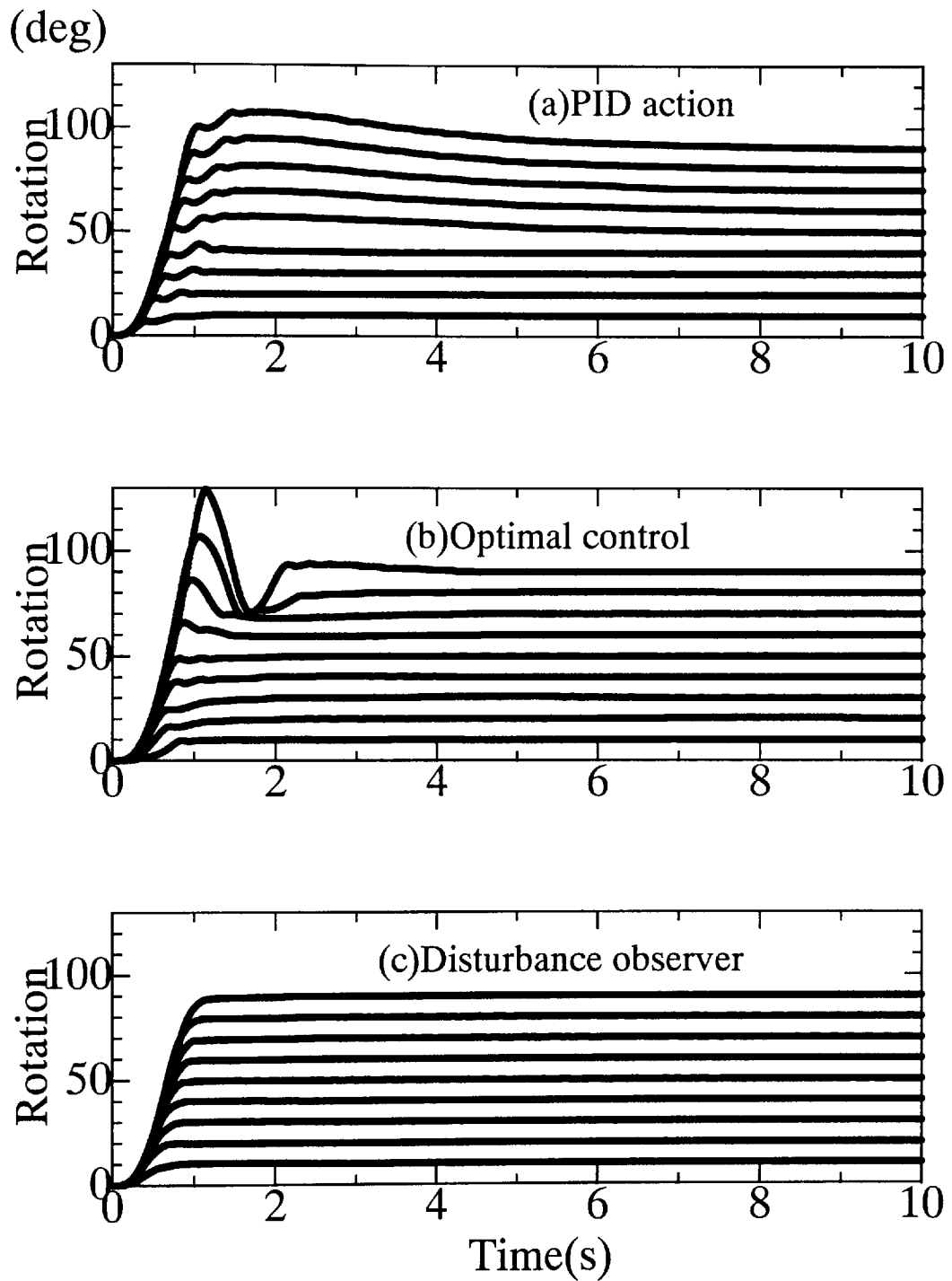


Fig. 4.11 Experimental result of various step input

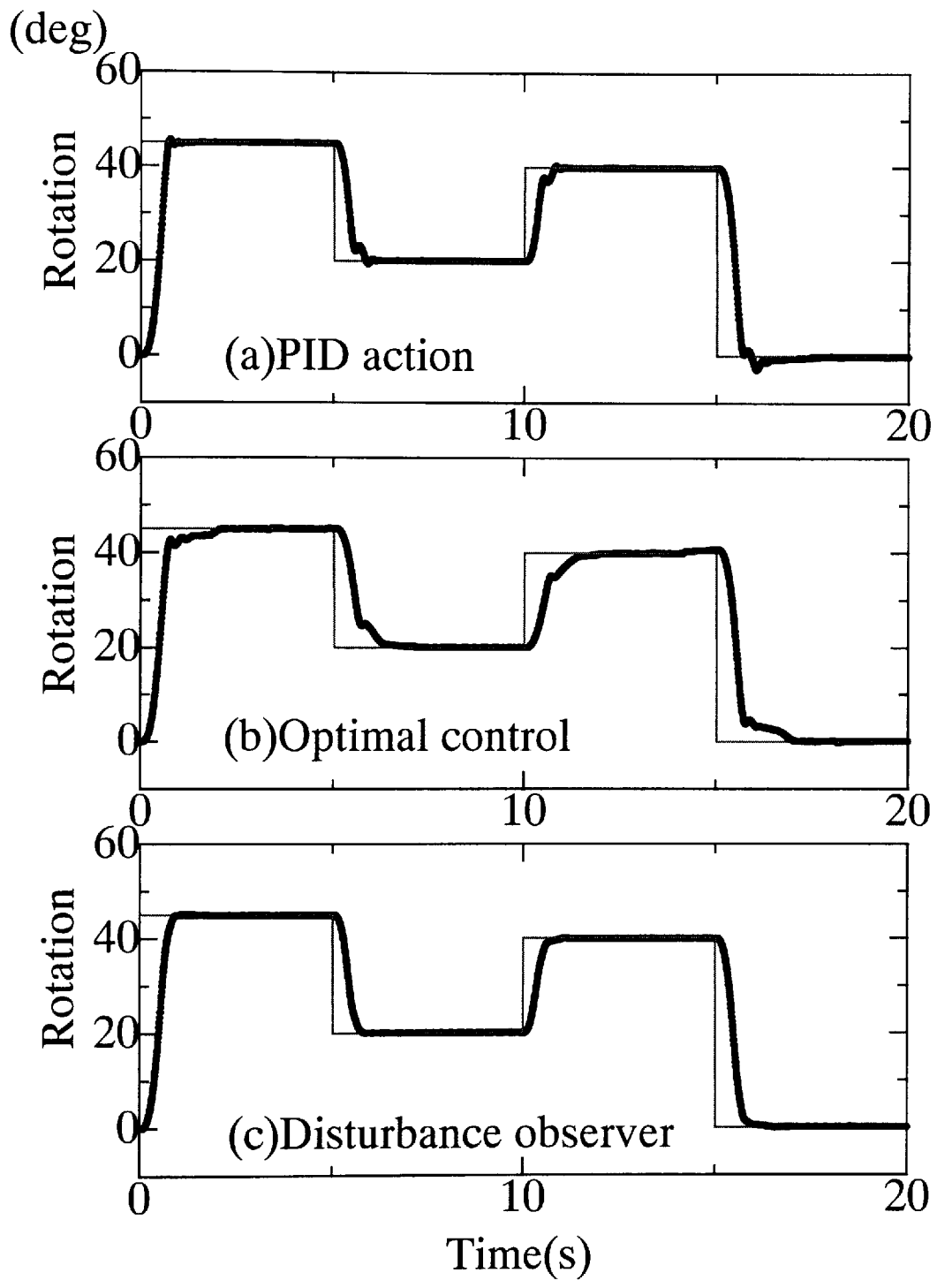


Fig. 4.12 Experimental result (No load)

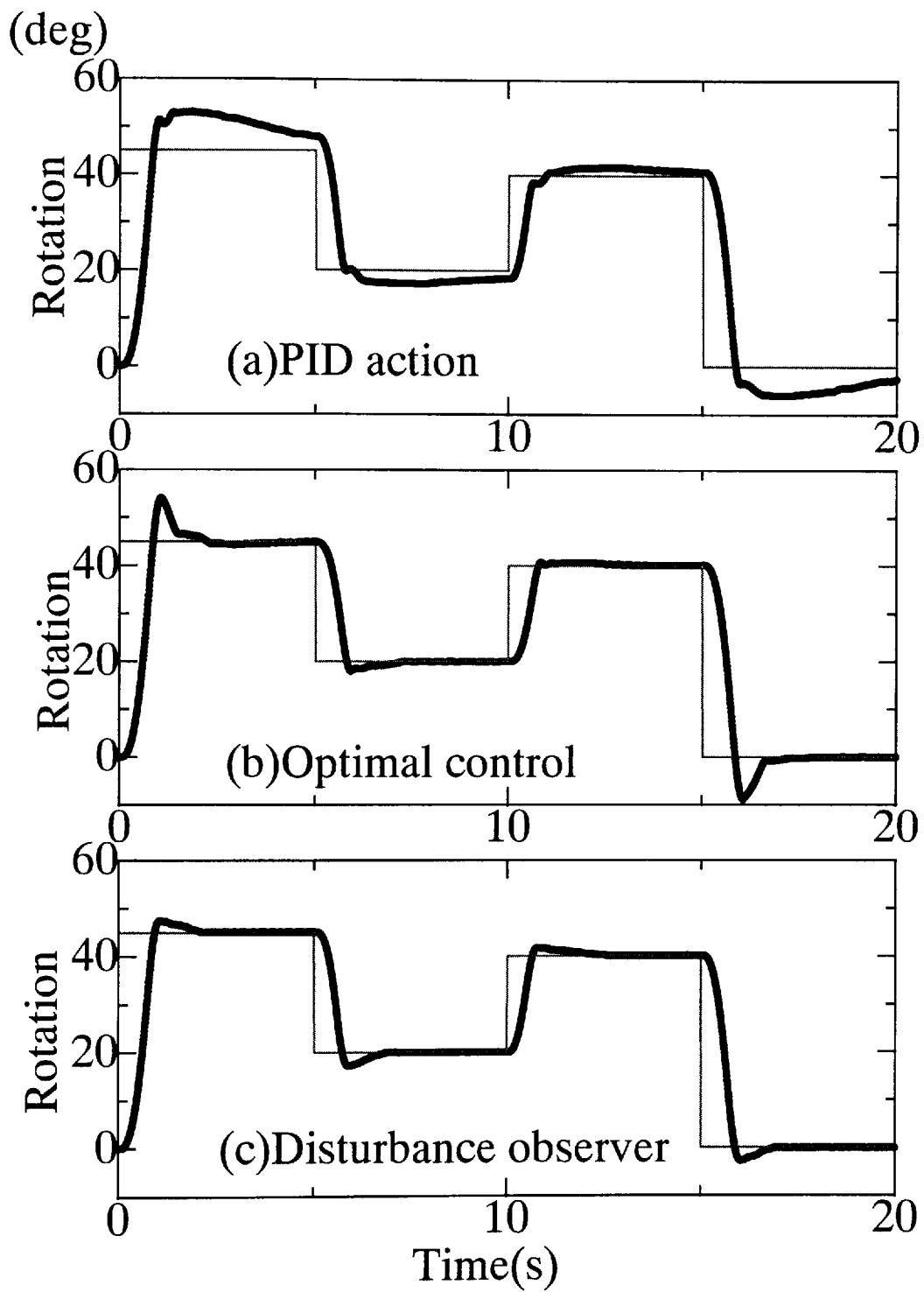


Fig. 4.13 Experimental result (Addendum in load)

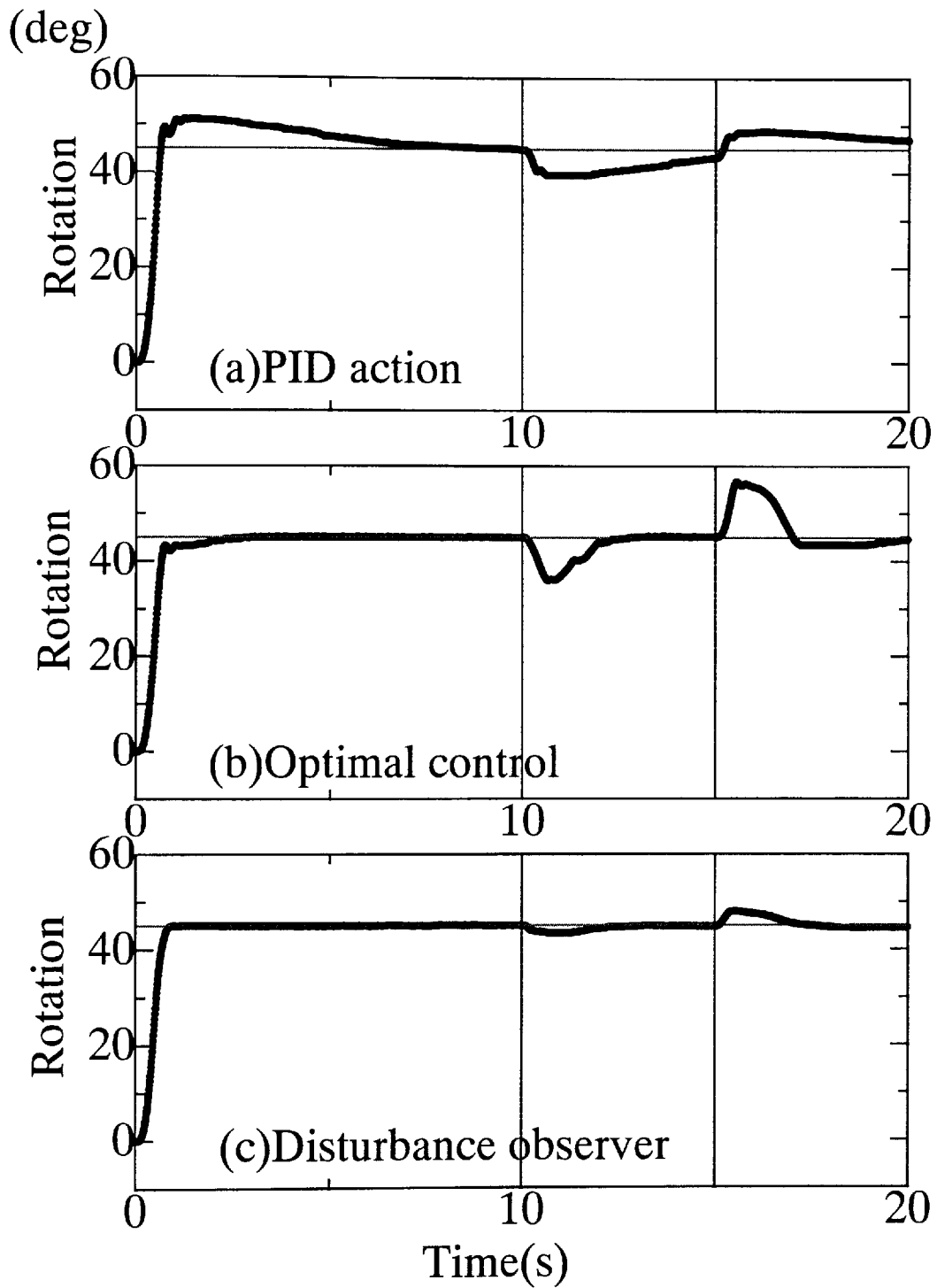


Fig. 4.14 Experimental result (Addendum in disturbance)

### 4.3 サーボ弁を用いた圧力制御システム

#### 4.3.1 システム構成

光流体圧力制御システムの構成をFig. 4-15に示す。光流体変換素子の出力をLPA増幅器により増幅しただけでは十分な出力圧力とならないので、さらに3段LPAカスケード増幅器及び乱流型比例増幅素子で純流体的に増幅した後、空気圧サーボ弁によりパワー増幅している。カスケード増幅器のLPAはいずれもアスペクト比は1.03であるが、各段でLPAをそれぞれ2, 2, 3個並列につなぎ流量的にも増幅している。さらに、2個並列につないだ乱流型比例増幅素子によってパワー増幅し出力を空気圧サーボ弁に入力している。一般のサーボ弁が電気信号入力によって電磁力でスプールを駆動するのに対して、この空気圧サーボ弁は光流体変換された空気圧により直接弁内のスプールを左右に移動させて出力圧力を調節する。概略図をFig. 4-16に示す。

#### 4.3.2 実験結果

本節では前節よりさらに流量及び、出力圧力の増幅度を上げるために乱流型比例増幅素子(TPA)を光流体変換器の出力に接続している。TPAはLPAと同様の形状を持つが供給圧を上げより速い噴流としたものである。噴流が乱流になるため出力ノイズが発生したり、増幅ゲインがLPAより小さくなるが、より大きな出力圧力・出力流量が得られる。光流体変換器への光入力とTPAの出力圧力との関係をFig. 4-17に示す。この結果から、TPAを用いても光強度と出力圧力の線形性は失われないことが分かる。サーボ弁のスプールを動かすためには圧力だけでなく十分な出力流量が必要である。十分な流量が得られるようにTPAを2個並列につないでいる。TPA単体と並列の場合での出力圧力と出力流量の積、すなわち出力パワー特性を比較してFig. 4-18に示す。この結果からTPAを並列につなぐことによって出力パワーが増加していることが分かる。空気圧サーボ弁の供給圧力を200[kPa]として、入力部A, BにTPAから一定圧力差をステップ状に入力した時のAポート(a), Bポート(b)の出力圧力値の時間的变化をFig. 4-19, Fig. 4-20に示す。前者はTPAが単体の場合、後者は並列の場合である。単体と比べて並列の場合は流量が増えているために、立ち上がり時間が

短くなり特性曲線の傾きが大きくなっていることがこの結果から分かる。

空気圧サーボ弁の片側Aポート出力圧力を、光制御入力によるPID動作によって制御した。その結果をFig. 4-21, Fig. 4-22に示す。Fig. 4-21はTPA単体の場合で、無駄時間が5s、整定時間は60sである。無駄時間が大きくなる原因はスプールを動かすために必要な流量が得られないためである。この性能では実用には適さない。そこでFig. 4-22にTPAを並列に用いた場合の結果を示す。TPAからの流量を増やすことにより、スプールの反応は良くなり無駄時間が0.4s、整定時間は25sである。無駄時間は92%、整定時間は50%短縮された。しかし、スプールの静止摩擦力の影響が大きく入力圧力が小さな領域ではスプールが動きにくくなっていると考えられ目標値付近では応答速度が低下している。しかし光により直接100kPa程度の高い圧力が制御可能であることを示せた。光流体変換器の改良により整定時間はさらに短縮できると考えられる。



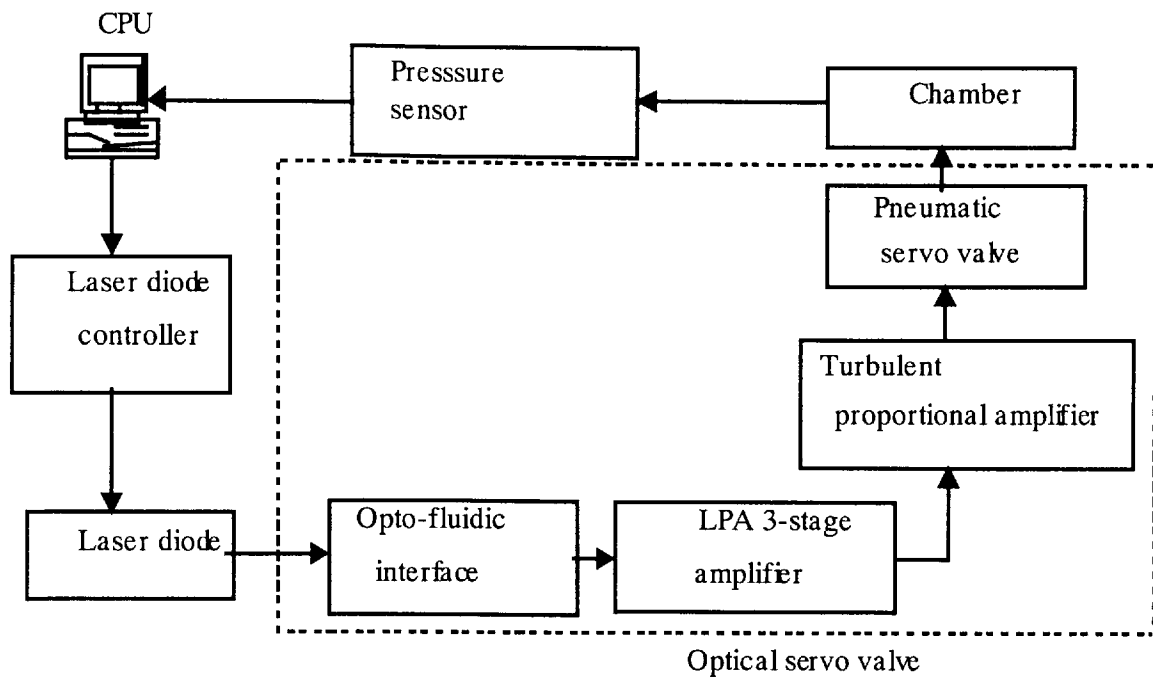


Fig.4-15 Layout of opto-fluidic servo system

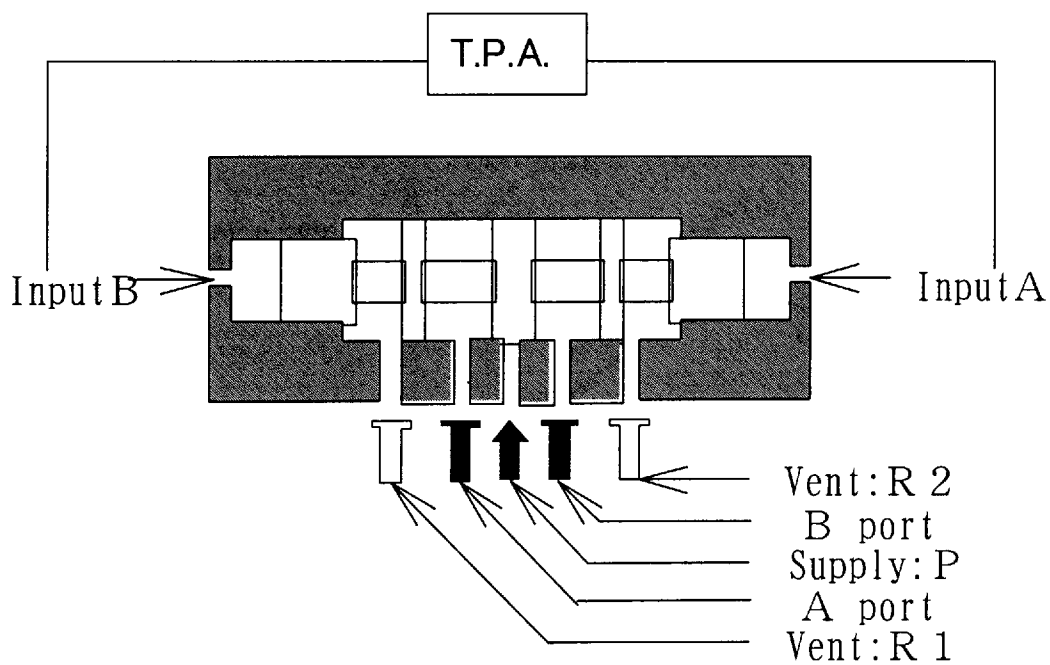


Fig4.16 Pneumatic controlled air servo valve

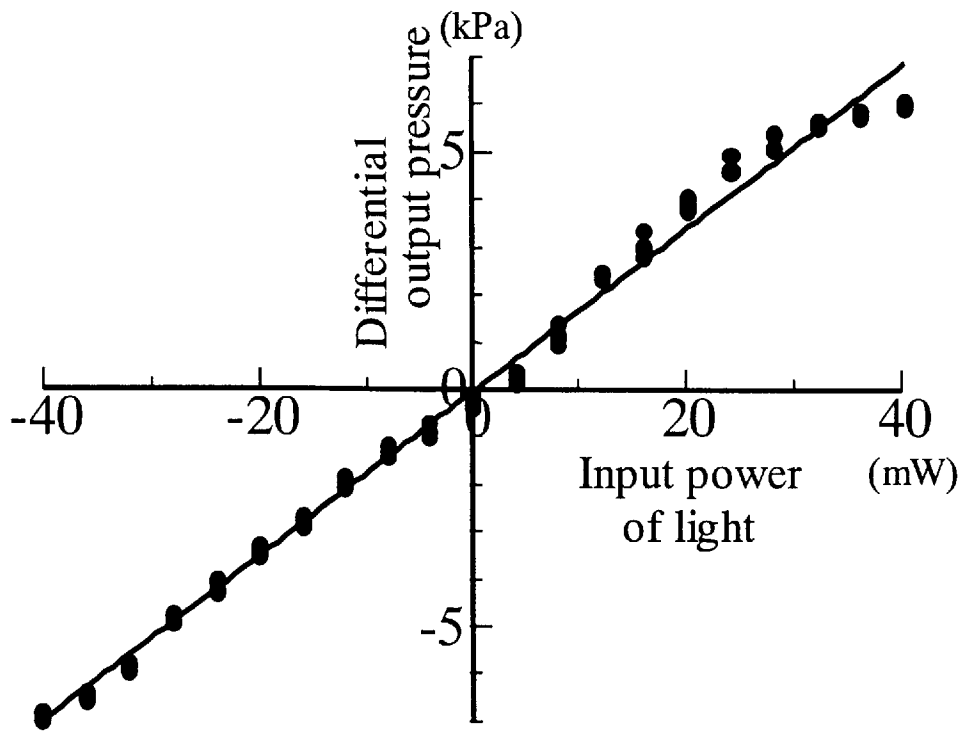


Fig.4-17 Conversion characteristics of opto-fluidic amplifier

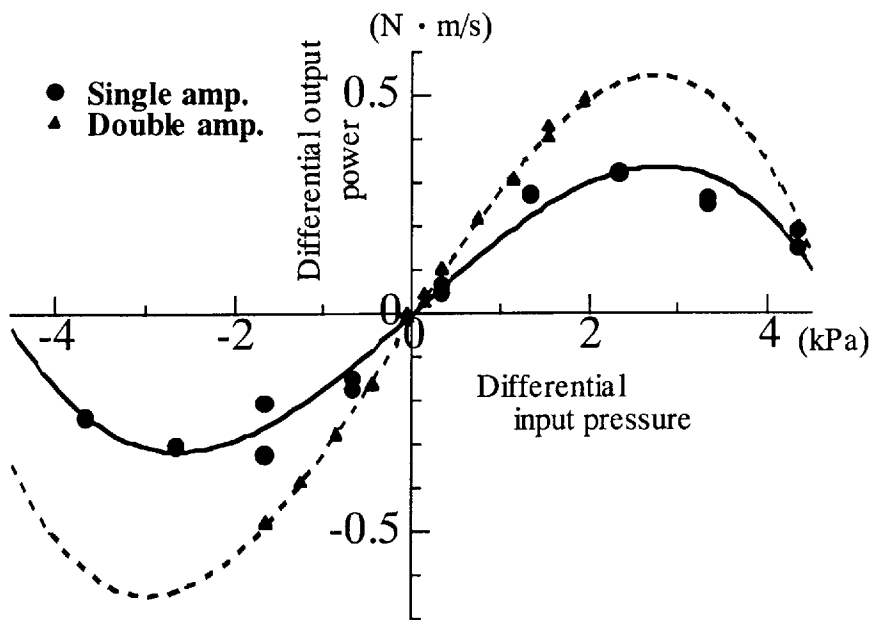
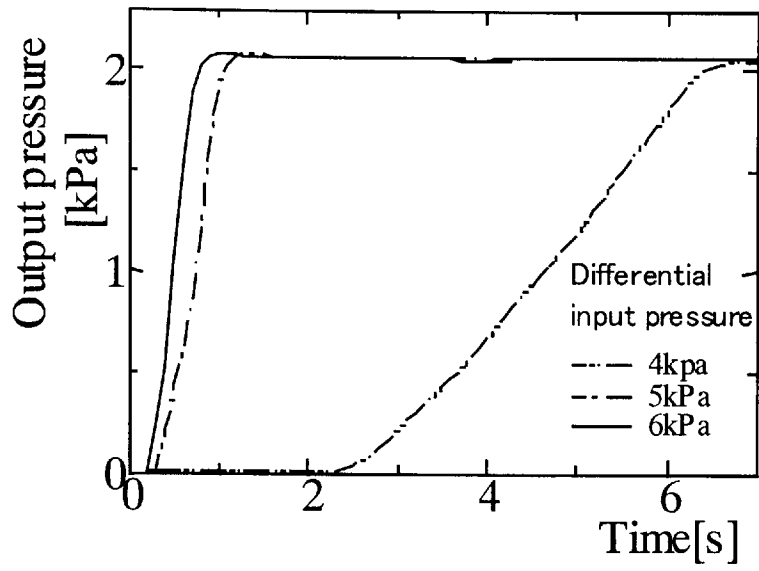
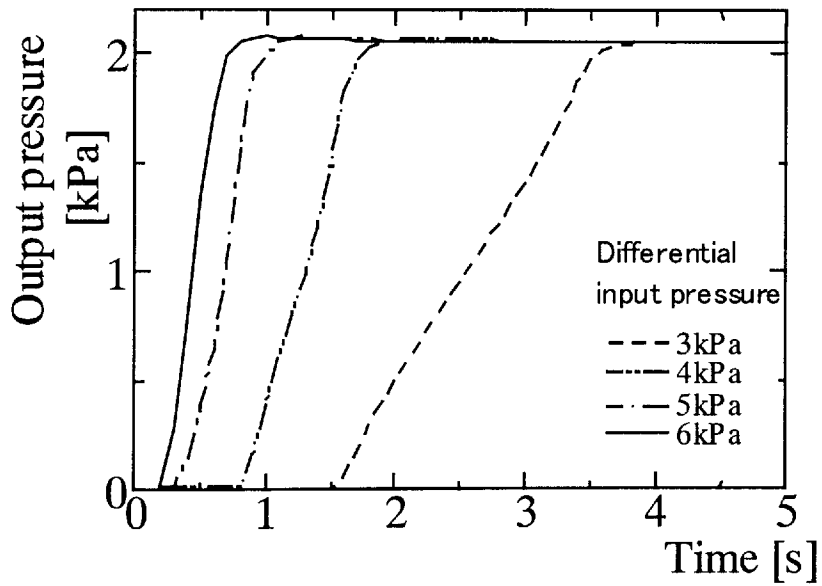


Fig4.18 Output power of turbulent proportional amplifier

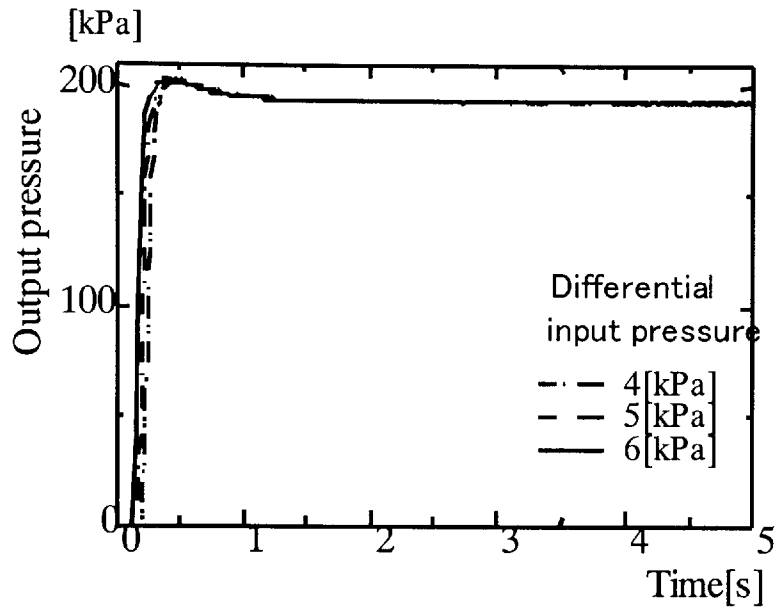


(a) Output port A

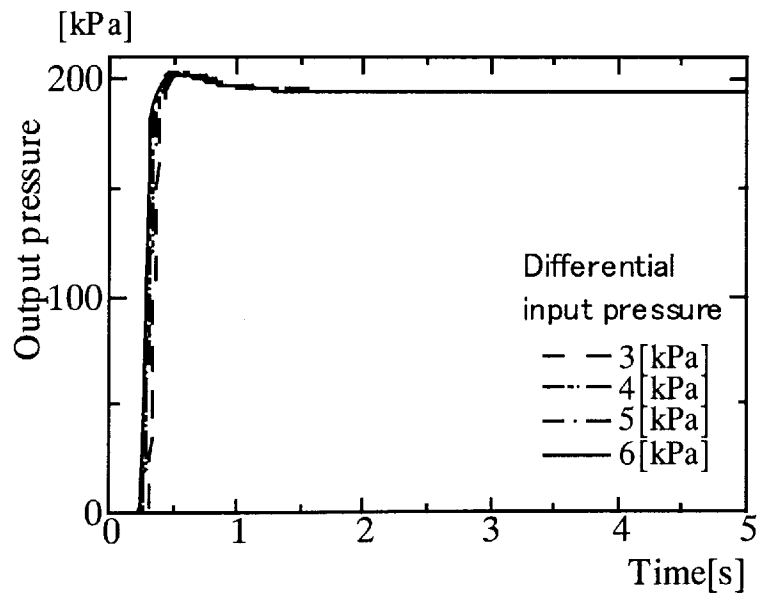


(b) Output port B

Fig4.19 Step response of air servo valve  
Supply pressure = 200[kPa] (By a single amplifier)



(a) Output port A



(b) Output port B

Fig4.20 Step response of air servo valve  
Supply pressure = 200 [kPa] (By two parallel amplifiers)

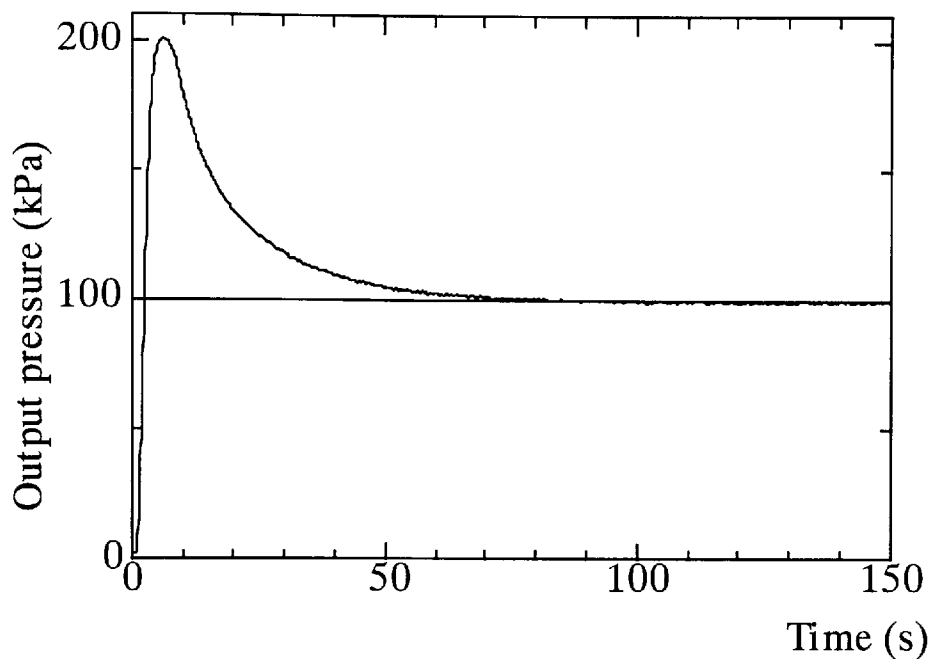


Fig4.21 Step response of optical servo valve  
by PID control (Driven by single amplifier)

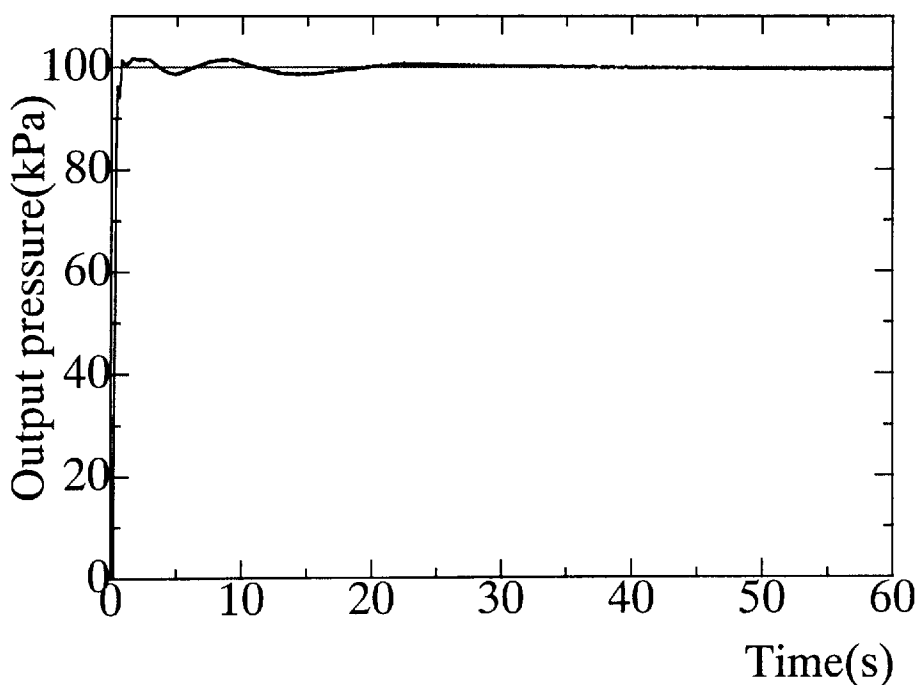


Fig4.22 Step response of optical servo valve  
by PID control (Driven by two parallel amplifiers)

## 4.5 まとめ

本章では、光流体変換器を用いて電気信号を介さず光信号により直接流体制御システムを制御することが可能であることを示した。本章を要約すると以下のようになる。

- 1) 圧力増幅装置として光流体変換器の出力圧力で動作するノズルフラップ機構をもつ膜型増幅器を用いてロボットアームの制御を行った。しかし、膜型増幅器の増幅率が高く出力が不安定になる、またノズルフラップ機構を持つため信号伝達遅れが大きいなど解決すべき問題点も残されたが、光制御信号により直接ロボットアームを直接駆動できることが証明された。
- 2) 光流体制御システムの実用化には、光流体変換器の出力圧力を高い信頼性で増幅する装置が不可欠であり、そのため圧力増幅装置として光流体変換器の出力圧力で動作するサーボ弁を開発した。光サーボ弁と呼ぶのがふさわしいこの装置は現状では0.2Mpa程度までの出力圧力が得られている。改良により従来の電磁力を利用した空気圧サーボ弁に置き換えることが可能であり、2章で示した種々の流体制御システムを光信号を用いて操作できる。

## 第 5 章 結論

本研究は光に制御される流体サーボシステムの開発に関する研究を行ったものである。本研究で得られた具体的な成果は以下のとおりである。

第 2 章では、一般に普及している機器を用いて流体制御システムの整備を行った。構造が複雑で特性の把握の困難なサーボ弁に置換する目的で、電磁弁による制御を提案した。電磁弁の限界周波数を超えた適度な周期で開信号と閉信号を交互に入力することにより、電磁弁を浮動状態とし弁の開閉に伴う圧力変動を取り除くことができた。この電磁弁浮動制御方式圧力制御では、従来の制御方式に比べ開閉限界周波数の低い安価な電磁弁を用いても必要とされる精度の実現が可能であった。一般に普及しているオンオフ制御を目的とした電磁弁を、さらに高度な目的を持つ高価なサーボ弁に置換できることを示した。例として、サーボ弁の代用としてシリンダの位置制御を行い良好な結果が得られた。また電磁弁は等温化圧力容器と組み合わせて流量制御弁としても有効であることも明らかとした。

空気圧シリンダの位置精度は十分でなく、この精度改善を行った。空気の漏れを防止するために取り付けられている、シールのロッド移動速度の変化による特性の変化を考慮に入れることによって制御性能の向上を図った。シールがシリンダ内壁に対して摺動しているのか固着しているのかをニューラルネットによって判別し適当な数学モデルを切換えて制御するシステムを提案し、従来では困難であった空気圧シリンダの位置制御の高精度化を可能とした。

第 3 章では、光を直接流体信号に変換する方式として光信号により境界層を制御する光流体変換器を開発した。光流体変換器は光エネルギーを光吸収体で熱エネルギーにいったん変換し空気の粘性を変化させて光エネルギーからアナログ的に流体エネルギーに直接変換するものである。しかし、光流体変換器における噴流の温度分布の変化と、それに伴う速度分布の変化が解明されなくては効率的な設計は不可能である。そこで、数値流体解析法として温度変化による粘性の変化を考慮に入れた Simplified Marker And Cell method を用いて理論解析をおこない光流体変換器内の温度分布と速度分布を明らかにした。次に、変換器

の拡大モデルを製作し変換器の出力特性，温度分布特性・速度分布特性の測定を行った．そして，実験結果と解析結果を比較し提案した理論解析モデルが妥当なものであることを明らかにした．また，光エネルギーから流体エネルギーへ直接変換するデバイスとして十分な特性を有していることを実験から明らかにした．

第 4 章では，光流体サーボシステムの実用化を目指し，ロボットアームの光制御，圧力の光制御をおこなった．光流体変換器からの出力は，圧力，流量ともに微小であるため，圧力増幅器を使用する必要がある．まずノズルフラップ方式の圧力増幅器を用いてロボットアームの制御を行った．しかし，まだ得られる出力圧力が低いため問題点があった．これらの点について改善するために，最適制御と外乱オブザーバを用いた P 制御を行った．最適制御，外乱オブザーバともに P I D 制御に比べ格段に優れた制御性能が得られた．外乱オブザーバについては，制御対象とノミナルモデルのパラメータのずれとその変動をすべて外乱としてとらえることにより，出力圧力が小さいことに起因する摩擦力の影響などの非線形性を補償することができ優れた制御性能が得られた．しかし，ノズルフラップ式の圧力増幅器はゲインが高く特性が不安定である，小型軽量化が難しいなどの欠点があった．そこで，光流体変換器からの出力圧力で駆動するサーボ弁を圧力増幅器として使用し光流体変換器と組み合わせた光流体圧力制御サーボシステムを開発した．この装置は信頼性が高く，高い出力圧力を得られるため今後の開発の中心的存在になっていくと考えられる．まだ整定時間が長いなどの解決すべき点があるが 0.2MPa 程度のほぼ実用的な圧力レベルが得られており，今後光流変換部の変換ゲインの見直しなどの改良により光流体制御システムが一挙に実用化される可能性を見出した．



## 参考文献

- 1) 大皿, 則次, 橋本, 高岩: ゴム人工筋マニピュレータを用いたパワーアシストシステム 日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会講演論文集, 1997-B, 973/974, (1997)
- 2) 則次: ゴム人工筋を用いたリハビリテーション支援ロボット, 油圧と空気圧, 28-1, 29/34, (1997)
- 3) 荒木: 看護婦にやさしいサポートカーの開発, 油圧と空気圧, 28-1, 76/82 (1997)
- 4) 山本: 空圧式ホームエレベーターの開発, 油圧と空気圧, 36-9, 38/45 (1997)
- 5) 白石, 奥田: インテリジェント義足の空気圧シリンダの応用, 平成10年春季油空圧講演会講演論文集, 107/108, 1998
- 6) 羽鳥: 医療福祉機器研究開発制度と産学官による研究開発について, 油圧と空気圧, 28-1, 14/19, (1997)
- 7) 山本, 兵頭: 介護用パワードスーツの開発, 流体制御シンポジウム講演論文集, 10th, 131/136, (1995)
- 8) 中田, 曹, 木村, 謝: 光サーボシステムの基礎的研究, 日本機械学会論文集(C編), 58-552, 189/194, (1992)
- 9) Bell, A.G: On the Production and Reproduction of Sound by Light, Trans American Association for the Advancement of Science, (1880)
- 10) J.O.Gurney, Jr: Photofluidic Interface, Trans. ASME, Journal of D.S.M.C., 160-3, 90/97, (1984)
- 11) Drzewiecki: Fluidic Guidance for Space-Base Kinetic Energy Weapon Projectiles, Proceedings of 13th Triennial International Symposium on Fluid Control, 303/311, (1991)
- 12) 堂田, 東海, 高森: 光-流体変換素子に関する研究, 計測自動制御学会論文集, 26-7, 780/786, (1990)
- 13) 山本: 光-流体制御素子の開発, 第4回流体制御シンポジウム講演論文集, (1989)
- 14) 則次: 空気圧制御の新しい展開, システム/制御/情報, 39-2, 67/73, (1995)
- 15) 鹿島: 直動空気圧サーボ弁による制御例, 油圧と空気圧, 26-2, 70/74, (1995)
- 16) WONG, PU, MOORE: Methods of Overcoming Friction Effects in the Control of Pneumatic Servo Systems, Am Soc Mech Eng Fluid Power Syst Technol Div, 2, 139/144, (1995)
- 17) 竹下, 田中, 清水, 柴田, 山本: 空気圧サーボ系の最小分散型適応極配置制御, 日本機械学会全国大会講演論文集, 73-4, 300/301, (1995)
- 18) 則次, 高岩: 外乱オブザーバを用いた空気圧サーボ系のインピーダンス制御 計測自動制御学会論文集, 30-6, 677/684, (1994)

- 19) 青木 橋本 今枝 喜羽:ニューラルネットワークによるゴム人工筋アクチュエータの位置・力制御,平成10年秋季油空圧講演会講演論文集, 112/114, (1996)
- 20) YANG Q-H, 川上,河合:パルス幅変調方式による空気圧シリンダの位置制御に関する一考察,油圧と空気圧, 27-6, 803/809, (1996)
- 21) VAN VARSEVELD R B, BONE G M: Accurate Position Control of a Pneumatic Actuator Using On/Off Solenoid Valves, IEEE/ASME Trans Mechatron, 2-3, 195/204, (1997)
- 22) 鈴木,古屋,長田佐,大内:超音波PWMバルブによる空気圧シリンダの位置および力制御,精密工学会誌, 61-9,1322/1326, (1995)
- 23) WACHOWIAK J:Konzept eines quasiproportionalen pneumatischen Mikroventils, Oelhydraul Pneum, 39-8, 628/630, (1995)
- 24) 橋本 松熊 石田:非線形PID補償器による空気圧シリンダの位置決め制御,平成9年秋季油空圧講演会講演論文集, 66/68, (1995)
- 25) 早川 嶋山 永瀬:スライディングモード制御を用いた空気圧アクチュエータ,平成10年春季油空圧講演会講演論文集, 55/57, (1996)
- 26) 栗田 石田:スミス型むだ時間補償器を用いたI-PD型適応極配置,平成10年秋季油空圧講演会講演論文集, 133/135, (1998)
- 27) 前田 川上 中野:空気圧リフタの位置制御,平成9年秋季油空圧講演会講演論文集, 69/71, (1995)
- 28) 荒木,棚橋:空気圧シリンダの摩擦がストローク特性に及ぼす影響,昭和55年秋季油空圧講演会講演論文集, 23/26, (1980)
- 29) 大司,川嶋,大上,中沢:空気圧シリンダの高精度中間位置停止に関する研究,日本機械学会・精密工学会山梨講演会講演論文集,1995,171/172, (1995)
- 30) NGUYEN:Optimierung pneumatischer Druckregelkreise mittels der Fuzzy-Set-Logik,Oelhydraul Pneum,39-4,283/284, (1995)
- 31) 山本,大内,長田:積層圧電アクチュエータを利用した空気圧オンオフ弁,平成10年秋季油空圧講演会講演論文集, 124/126, (1998)
- 32) N. S. Scavarda, M. Betemps, A. Jutard:Models of a Pneumatic PWM solenoid valve for Engine-ering Applications, J. of D. S. M. C., Vol. 114, 680/688 (1992)
- 33) 揚,川上,河合:パルス変調方式による空気圧シリンダの位置制御に関する一考察,油圧と空気圧, 27-6, 803/809 (1995)
- 34) 則次:パルス変調方式による電気空気圧サーボ機構の研究,計測自動制御学会論文集, 20-8, 754/761 (1984)
- 35) S. G. Lee, H. S. Cho:On the Development of a PWM Control-Based Pneumatic Servo Mechanisms, Proc. of Fluid Control and Measurement, Vol. 159/65 (1986)
- 36) 小山, 密田, 原田:電気空気圧サーボ方式によるピストンシリンダの位置決め,油圧と空気圧, 16-4, 55/60 (1985)

- 37) 小山, 原田: 高応答電磁弁を使った圧力サーボ機構, 油圧と空気圧, 20-4, 344/349(1989)
- 38) 小山, 片桐, 川島, 香川: 電磁弁直動空気圧レギュレータのリップル低減, 油圧と空気圧, 28-6, 673/678(1997)
- 39) 小山, 香川, 安達, 原田: 電磁弁を使った空気圧レギュレータの負荷への適応, 油圧と空気圧, 22-7, 800/806(1991)
- 40) 則次, 高岩: 外乱オブザーバを用いた空気圧位置決め制御系の設計 計測自動制御学会論文集 31-1, 82/88 (1995)
- 41) 松崎, 張, 川島, 藤田, 香川: 等温化圧力容器を用いた減圧弁の流量特性試験法 平成7年秋季油空圧講演会講演論文集 65/68(1995)
- 42) 市川, 金井, 鈴木, 田村: 適応制御 昭晃堂 (1984)
- 43) 吉満, 小山, 片桐: 電磁弁の過渡特性を用いた高精度空気圧レギュレータ 平成9年春季油空圧講演会講演論文集 81/84(1997)
- 44) 小山, 片桐, 川島, 香川: 電磁弁直動空気圧レギュレータのリップル低減, 油圧と空気圧, 28-6, 673/678(1997)
- 45) 小山, 香川, 藤野, 清水: ラビリンスシールシリンダを使った空気圧サーボ系の駆動について, 計測自動制御学会論文集 28-6, 690/696(1992)
- 46) 小山, 原田, 山口, 高橋: 空気圧シリンダの粘弾性を考慮した位置決め制御, 平成4年春季油空圧講演論文集 57/60(1992)
- 47) 高橋, 天野, 小山, 原田: 空気圧シリンダの粘弾性特性に関する研究, 平成5年秋季油空圧講演論文集 101/104(1993)
- 48) 高橋 他: 空気圧シリンダの粘弾性特性に関する研究, 平成5年秋季油空圧講演会 100/103(1993)
- 49) 天野 他: 空気圧シリンダの粘弾性特性に関する研究, 平成6年秋季油空圧講演会 73/76(1994)
- 50) 佐々木 他: 空気圧シリンダ変位の粘弾性特性, 平成8年春季油空圧講演会 49/52(1996)
- 51) 飯塚 他: 空気圧シリンダの粘弾性特性に関する研究, 平成8年秋季油空圧講演会 85/121(1996)
- 52) 吉満, 小山: 空気圧シリンダの粘弾性特性に関する研究, 平成9年秋季油空圧講演会
- 53) T.M.Drzewiecki, "Fluerics 38 A Computer-Aided Design Analysis for the Static and Dynamic Port Characteristics of Laminar Proportional Amplifier", HDL-TR-1758, Harry Diamond Labs., June (1976)
- 54) 山本: 光一流体制御素子の特性, 第5回流体制御シンポジウム講演論文集, 85/88, (1990)
- 55) 山本: 流体素子の出力特性モデル, 第5回流体制御シンポジウム講演論文集, 89/92, (1990)

- 56) 山本:光信号による空気圧ロボットアームの制御,平成3年秋季油空圧講演会講演論文集,61/64,(1991)
- 57) Gurney, Jr., J.O., Photofluidic Interface, Trans.ASME, J.D.S.M.&C., 106, March (1984)
- 58) 山本:光音響を利用した光-流体変換素子,第2回流体制御シンポジウム,73/78(1987)
- 59) Yamamoto, K., et al., Opto-Fluidic Control Device, Proc.of 1st JHPS Symposium on Fluidic Power, 333/338(1989)
- 60) 堂田:光-流体変換素子に関する研究,計測自動制御学会論文集,26-7,780/786,(1990)
- 61) 山本:光-流体制御素子の開発 第4回流体制御シンポジウム講演論文集 149/152,(1989)
- 62) 大澤,原田,山本:光制御空気圧ロボットアーム 平成5年秋季油空圧講演論文集,93/96,(1993)
- 63) 三上,小山,山本:光制御ロボットアームに関する研究 第9回流体制御シンポジウム講演論文集,51/56(1994)
- 64) 美多 勉 著 デジタル制御理論 昭晃堂

## 本論文に関する発表

### 印刷論文

1. Keijiro YAMAMOTO, Osamu OYAMA, Toshihiro YOSHIMITSU: Optical Control System , Proceedings of Fifth Triennial International Symposium on Fluid Control, 541/544, (1998)
2. 吉満 俊拓, 片桐 一博, 香川 利春, 小山 紀:電磁弁の浮動状態により制御される空気圧レギュレータ, 日本油空圧学会論文集, 29-7, 7/12, (1998)
3. 小山 紀, 天野 景範, 飯塚 健太呂, 吉満 俊拓:空気圧シリンダ変位の粘弾性特性と制御性能への影響, 日本油空圧学会論文集, 29-7, 19/24, 1998
4. Toshihiro YOSHIMITSU, Osamu OYAMA, Keijiro YAMAMOTO :Characteristic of Opto-fluidic Control System, Proceeding of the Fourth JHPS International Symposium on Fluid Power Tokyo'99, 431/436, (1999)
5. Osamu OYAMA, Toshihiro YOSHIMITSU:Minimal Time Control of Pneumatic Cylinder and it's Performance, Proceeding of the Fourth JHPS International Symposium on Fluid Power Tokyo'99, 685/671, (1999)

### 口頭発表

1. 吉満 俊拓, 片桐 一博, 香川 利春, 小山 紀:電磁弁の過渡特性を用いた高精度空気圧レギュレータ, 春季油空圧講演会講演論文集, 81/84(1997)
2. 吉満 俊拓, 小山 紀:最短時間制御と組み合わせた空気圧シリンダの適応制御, SICE97 第 36 回学術講演会予稿集, 597/598(1997)
3. 吉満 俊拓, 小山 紀:電磁弁駆動空気シリンダの最短時間最小エネルギー制御, 春季油空圧講演会講演論文集, 52/54(1998)
4. 吉満 俊拓, 小山 紀:電磁弁の過渡特性を用いた高精度空気圧サーボ系, SICE98 第 37 回学術講演会予稿集, 237/238(1998)
5. 吉満 俊拓, 香川 利春, 小山 紀:電磁弁と等温化圧力容器を用いた流量サーボシステム, 秋季油空圧講演会講演論文集, 139/141(1998)
6. 吉満 俊拓, 小山 紀:空気圧シリンダシールの摺動・非摺動状態の判別と制御, 第 13 回流体制御シンポジウム講演論文集, 89/92(1998)
7. 片山 活之, 山本 圭治郎, 小山 紀, 吉満 俊拓:光流体システムに関する研究, 第 13 回流体制御シンポジウム講演論文集, 57/60(1998)
8. 吉満 俊拓, 山本 圭治郎, 小山 紀:数値流体解析法を用いた光流体素子の温度・速度場解析, 春季油空圧講演会講演論文集, 121/123(1999)
9. 武田 義寛, 吉満 俊拓, 小山 紀:空気圧歩行支援システムの開発, 春季油空圧講演会講演論文集, 100/103(1999)
10. 吉満 俊拓, 小山 紀, 山本 圭治郎:光流体制御システムに関する研究, 第 14 回流体制御シンポジウム講演論文集, 1/4(1999)
11. 片山 活之, 吉満 俊拓, 小山 紀, 山本 圭治郎:空気圧駆動ロボットアームの光流体制御に関する研究, 第 14 回流体制御シンポジウム講演論文集, 5/9(1999)

## 謝辞

本研究を進めるうえで、貴重なご意見、ご指導を賜りました明治大学理工学部教授 清水 茂夫氏、伊藤 光氏、助教授 小山 紀氏、L P Aの分野においてご指導を賜りました神奈川工科大学教授 山本 圭治郎氏に感謝の意を申し上げます。

また、共に本研究を遂行し、ご助言を頂きました明治大学大学院2年 片山活之氏、同大学院1年 武田 義寛氏、今泉 辰彦氏、また多くのご協力を頂きました同大学院2年 永井 将光氏、山田 宏道氏、実際に本研究に対し援助して頂いた同大学4年 須志原 友和氏、五十嵐 睦氏、本間 憲氏、荻原 泰史氏他 メカトロニクス研究室ゼミ生諸君に感謝の意を申し上げます。

1999年12月  
著者