

①

高速電磁弁を用いた油圧サーボ系の  
差動PWMデジタル制御

山田宏尚

報告番号 甲 第 2439 号

# 目 次

第1章 序 論 .....	1
第2章 モデリングとシミュレーション .....	6
2. 1. 緒 言 .....	6
2. 2. 電磁弁の作動特性および基礎方程式 .....	7
2. 2. 1 切り換え特性 .....	7
2. 2. 2 弁変位と流量との関係式 .....	8
2. 3. 管路系のモデリング .....	10
2. 4. アクチュエータのモデリング .....	11
2. 5. シミュレーションの検証 .....	12
2. 5. 1 シミュレーションの方法 .....	12
2. 5. 2 実験装置と実験の方法 .....	13
2. 5. 3 ステップ応答の比較 .....	14
2. 6. 結 言 .....	16
第3章 差動PWM方式による 油圧アクチュエータ系のデジタル制御 .....	28
3. 1. 緒 言 .....	28
3. 2. 差動PWM方式の原理 .....	29
3. 3. 系の数学モデルとシミュレーション .....	32
3. 4. 系の応答性能 .....	33
3. 5. 結 言 .....	36
第4章 差動PWM法による電気・油圧サーボ系のデジタル制御 .....	50
4. 1. 緒 言 .....	50
4. 2. 対象とする制御システムとその数学モデル .....	51
4. 2. 1 システムの構成と制御方法 .....	51
4. 2. 2 制御システムの数学モデル(状態方程式) .....	51

4. 2. 3	離散時間状態方程式 .....	55
4. 3.	システムの動特性シミュレーション .....	56
4. 4.	制御系の設計およびシステムの応答性能 .....	57
4. 4. 1	制御系の設計 .....	57
4. 4. 2	システムの応答性能 .....	59
4. 5.	結 言 .....	61
第5章	ロック機構をもつ油圧アクチュエータ系の差動PWM制御 (負荷系に強制外力が存在する場合) .....	70
5. 1.	緒 言 .....	70
5. 2.	システムの構成と作動原理 .....	71
5. 3.	系の数学モデルとシミュレーション .....	72
5. 4.	系の応答性能 .....	74
5. 5.	結 言 .....	77
第6章	結 論 .....	96
参考文献	.....	99
謝 辞	.....	103

## 第1章 序 論

油圧アクチュエータは、電磁アクチュエータなどに比べて、出力／慣性比が大きい（エネルギー密度が高く、小型で大動力かつ高応答性能が得られる）、低速・大パワーでの制御が可能である、過負荷に対する安全装置化を容易に行える等の特長を持つことから、従来、組立機械、射出成型機械、建設機械、輸送機械を始め、多くの制御分野において使用されてきた。また、近年のマイクロコンピュータの普及に伴って、油圧システムとエレクトロニクスとの融合化による新しい油圧制御技術の応用分野が拡大しつつある<sup>(1)~(4)</sup>。例えば、最近の自動車技術では、トラクションコントロール、アンチロックブレーキ（ABS）、アクティブサスペンション等への新しい油圧技術の導入が盛んであるが<sup>(5) (6)</sup>、これは、エレクトロニクスとの融合による油圧制御要素の小型化、高性能化によるところが大きい。現在、このような自動車技術を始めとする、多くの分野での各種油圧アクチュエータのデジタル制御化が重要な課題となっており、これに関連する技術の進展に多くの関心と期待が寄せられている。

油圧または空気圧アクチュエータを制御する方式を大別すると、サーボ弁を用いる方式、比例電磁弁を用いる方式、そして、高速オンオフ電磁弁を用いて、これをパルス幅変調（Pulse Width Modulation: PWM）して駆動する方式がある。サーボ弁は、応答性、直線性（線形性）に優れているが、高価であることや、作動油中のゴミの影響を受けやすく、電氣的ノイズにも弱い等の欠点をもつ。また、比例電磁弁は、ゴミに対してはサーボ弁より勝るが、不感帯の存在や温度による影響を受けやすいなどの問題点をもつ。一方、オンオフの2値で作動する電磁弁は、性能面では、サーボ弁、比例電磁弁より劣るものの、構造がきわめて単純であることに基づく頑強性、保守管理の容易さ、油の汚染に強い、低価格などの点で、多くの優れた特長を備えている。そこで、これらの特長を活かしつつ、電磁弁駆動による各種システム（たとえばサーボシステム）を、応答性能などの性能面においても、従来システム（サーボ弁を用いたサーボシステムが代表例）に匹敵、またはそれを凌ぐものとして開発されることが重要な課題となる。本論文では、高速オンオフ電磁弁によりPWM駆動される油圧制御系を対象として、その高性能化・高応答化への方策を探ることによって、上記課題の達成に資すること

を主な目的とする。

オンオフ電磁弁を用いての制御法には、パルスの幅を制御するパルス幅変調法の他に、パルスの繰り返し周波数を制御するパルス周波数変調 (Pulse Frequency Modulation: PFM), パルス数変調 (Pulse Number Modulation: PNM), パルスの振幅を制御するパルス振幅変調 (Pulse Amplitude Modulation: PAM), PNM のパルス数を 1 または 0 で区分して符号化するパルス符号変調 (Pulse Code Modulation: PCM) などがあげられる。油空圧の PFM 変調による例としては、中島、本間<sup>(17)</sup>らによる、油圧平均流量を 2 段階に制御した例、光岡<sup>(18)</sup>による空気圧の PFM 変調例がある。また、PCM 変調では、則次・和田ら<sup>(19)</sup>による PCM 方式によるデジタル空気圧サーボを構成した例がある。油空圧の PWM 変調による制御法は、最も一般的な方法であり、早川ら<sup>(10)</sup>による 2 方向高速電磁弁を用い圧力制御を行った例や、田中ら<sup>(11)</sup>による 3 方向高速電磁弁を開発し、PWM 制御により高速デジタルサーボシリンダの位置制御を行った例、則次ら<sup>(12)</sup>による空気圧の速度・位置サーボ系を構成した例を始めとして研究報告例も多い<sup>(13)</sup>~<sup>(26)</sup>。これらの制御に用いられるオンオフ弁は、パルス信号に応じて速やかに作動し、しかも可能な限り小さな電力で大きな油圧出力を制御することが望まれる。高速オンオフ弁の構造例としては、Hesse, H., Möller, H.<sup>(13)</sup>によるソレノイドとボール弁からなるもの、Mansfeld, G., Tersteegen, J.<sup>(20)</sup>によるトルクモータとボール弁からなるもの、Engelsdorf, K., Dunken, P.<sup>(21)</sup>によるソレノイドとバランス形ポペット弁からなるものなどが開発されている。最近では、田中<sup>(24)</sup>が、ソレノイドとバランス形ポペット弁からなる電磁弁について、弁に働く流体力の補償やソレノイドの磁場回路の適正化により弁の低電力化と高速化を行っている。また、横田<sup>(25)</sup>らは、ポペット形オンオフ弁に積層 PZT 素子を用いて、弁変位が 2 kHz を越える方形波入力に追従できる超高速応答弁の試作に成功している。このような、オンオフ弁の高速応答化に伴って、これを用いたこの分野での今後の発展が注目されている。以上、オンオフ弁を用いた油空圧アクチュエータの制御に関する最近の研究を概観したが、サーボ弁あるいは比例弁を用いた制御系に匹敵する高性能油圧システムの実現には、まだ多くの課題が残されているのが現状である。

さて、通常の PWM 駆動方式による制御では、克服すべき実用上の課題として、

①弁のオンオフ作動に起因して、位置決め精度に少なからぬ限界をきたす点、  
②弁の切り換え特性（おくれ時間）によって、弁特性が強度の非線形となる点、  
などが指摘できる。それらに対する対処法として、田中ら<sup>(11)</sup>は、弁の開時に要するむだ時間幅を補償してP W M駆動する方式を採用している。また、小柳ら<sup>(26)</sup>は、自己学習機能の導入によるパルス幅調整法を提案している。しかしながら、弁特性の非線形等に対しては、これらの方法によっても十分な解決がなされておらず、制御要素としての線形性、制御性能に優れた制御法の開発が待たれている。また、P W M制御法では、電磁弁の高速な切り換えに起因して、管路内には無視しがたい非定常流動（圧力脈動）が生じることが予想され、配管系の設計の際にはこれに関する十分な検討が必要となる。P W M制御系の性能の向上を図るためには、このような弁の切り換え特性や管路要素の存在が与えるシステムの動特性、制御性能への影響を実験面だけではなく、理論面からも十分に検討し、その物理的意味を明確にすることが重要となる。また、P W M制御系の動特性を十分に模擬しうるシミュレーション手法の開発も強く望まれる。しかしながら、電磁弁、あるいはこれを用いてのアクチュエータ系に関する従来の研究では、電磁弁を理想弁と仮定する（切り換えに伴う遅れ時間を無視する）など、甚だ単純な仮定下で扱われる場合が多く、系の数学モデルも未確立な段階にある。

そこで本論文では、まず、P W M駆動された油圧アクチュエータ系を対象として、系の数学モデルを構成する。そして、これに基づいて、P W M制御系の動特性シミュレーションの開発を行い、あわせて系の応答性能に与える諸要素の影響などについて検討する。つづいて、上記①、②の課題に対する新たな対処法として、電磁弁駆動の油圧アクチュエータに対する新規のパルス幅変調制御法である、差動P W M法（Differential-PWM法）を提案し、その制御性能について、シミュレーションと実験の両面より検討する。また、差動P W M法によるアクチュエータを用いたサーボ系を構成し、応用面での制御性能についても検討を加える。さらに、負荷系に強制外力をもつ場合においても、ロバストな制御系となるためのシステムの改良法についても検討する。

以下に、第2章以下で取り扱う内容を述べると、次のようになる。

第2章<sup>(27)~(30)</sup>では、まず、P W M制御系の個々の要素（電磁弁、管路要素、アクチュエータ）についての数学モデルを構成する。その際、電磁弁については、

弁の切り換え特性を「むだ時間+一次曲線」によってモデル化表現し、その関係を、弁のオンおよびオフの各作動に対して、また用いられる2種の弁に対しても、それぞれ個別に適用する。また、管路要素に関しては、その数学モデルを、「イナータンス+キャパシタンス+レジスタンス」の集中定数系として近似表現する。次に、各要素の数学モデルに基づき、2方向弁と油圧アクチュエータ（シリンダ）から成るPWM制御系を具体例として、システムの動特性シミュレーションの開発を行う。そして、実験結果との比較検討に基づき、数学モデルの妥当性および本シミュレーションの有効性を検証する。また、系の応答性能に与える諸要素の影響についても検討を加える。

第3章<sup>(31)-(33)</sup>では、油圧アクチュエータを対象とした新しいデジタル制御法である差動PWM方式の提案をする。差動PWM方式とは、2つの電磁弁の切り換えタイミングを調整し、入力信号に応じたそれぞれのパルス信号を2つの弁に同時に与えることにより、ピストン前後の差圧パルスを任意幅で与えることを可能にする方式である。本方式によれば、微小なデューティ（変調率）に対しても、良好な線形的関係（差圧-デューティ特性）で系を駆動することができ、位置決め精度の大幅な改善が可能となる。従来、電磁弁の切り換え時間には個体差が存在するために、このような駆動方式を用いても十分な制御精度を得ることが困難であった。本研究では入力デューティに個体差補正を含めて駆動する方式を採用することにより、差動PWM方式による高精度での位置決め性能を実現した。そこで、差動PWM方式の原理および個体差の補正方式について述べ、従来のPWM方式ならびに差動PWM方式による系の制御性能について比較検討を行い、差動PWM方式がもたらす良好な制御性能についての検証を行う。その際、第2章で確立した数学モデルおよびシミュレーション手法を差動PWM方式によるアクチュエータ系についても適用し、シミュレーションおよび実験の両面より検討を行う。

第4章<sup>(34)-(35)</sup>では、差動PWM法の長所を活用発展させる具体例として、4方案内弁と負荷シリンダとより成る油圧サーボ系に対して、案内弁のスプールが、差動PWMアクチュエータに直結されて駆動されるシステムを考察の対象とし、本制御システムの最適レギュレータによる設計を試みる。周知のように油圧制御系は数多くの非線形要素を含んでおり、この事情が制御理論の適用を制限または



困難にしている。一方、差動PWM法によるアクチュエータは、優れた線形特性と制御精度を備えていおり、この長所を活用した本制御システムによれば、制御理論のより効果的な導入が可能となる。そこで、これによって得られた応答特性をシミュレーションおよび実験の両面より比較検討しつつ、本制御系の有用性、設計の妥当性を検証する。

第5章<sup>(36)</sup><sup>(37)</sup>では、強制外力が作用する場合においても、ロバストな制御特性を持つ差動PWMアクチュエータ系を提案する。実際には、負荷系にクーロン摩擦力を越える大きさの強制外力が作用する場合が少なくなく、このような場合、従来の差動PWMアクチュエータでは応答が目標値に到達せず、定常偏差が生じると同時に持続振動が発生し、高精度での位置決めが困難であった。そこで、差動PWM法の特長を活かしつつ、上記の問題への対処法として、アクチュエータ（シリンダ）の上流および下流側管路にチェック弁を持つシステムを構成する。これによれば、ばね要素を持つ負荷に対しても、差動PWM法の特長を活かした高精度での位置決めが可能となる。そこで、その制御性能についてシミュレーションと実験の両面より検討する。

第6章は、本論文の結論である。

## 2.1 緒言

油圧機器を対象とする、PWM制御系に用いられるオンオフ電磁弁は、一般に、切り換えに伴う遅れ（むだ時間と切り換え時間）を有しており、その存在は、制御系の高速化、高性能化への阻害要因となっている。また、電磁弁の高速な切り換えに起因して、管路内には、無視し難い非定常流動が生じる。しかしながら、これらの影響などの詳細については、主に系の数学モデルが未確立であることに起因して、明らかとはいえない現状にある。制御系の性能の向上を図るためには、弁の切り換え特性や管路要素の存在が与える、システムの動特性、制御性能への影響を理論的に検討し、その物理的意味を明確にすることが重要となる。また、制御性能評価のための数値実験の道具として、PWM制御系の動特性を十分模擬しうるシミュレーション手法の開発が強く望まれる。

そこで、本章では、PWM制御系のシミュレーションの開発を目的として、まず、個々の要素（電磁弁、管路要素、アクチュエータ）についての数学モデルを構成する。その際、系の制御性能と弁の切り換え特性との関連に注目しつつ、次のような考察を行う。まず、系の数学モデルに関わる事項として、(1)弁の切り換え特性を「むだ時間＋一次曲線」によってモデル化表現し、その関係を、弁のオンおよびオフの各作動に対して、また用いられる2種の弁に対しても、それぞれ個別に適用する。(2)弁が高速でオンオフ作動する本システムの場合、それによる管路内動特性への影響は無視しがたいものと予測される。そこで、管路要素に対する数学モデルを、「イナータンス＋キャパシタンス＋レジスタンス」の集中定数系として近似表現する。

各要素における数学モデルが得られれば、これを実験装置の形状に応じて適用することによって、系のシミュレーションの構成が可能となる。一例として、2方向弁と油圧アクチュエータ（シリンダ）から成るPWM制御系を対象として、システムの動特性シミュレーションの開発を行う。そして、実験結果との比較検討に基づき、本シミュレーション手法の有効性を検証する。また、系の応答性能に与える諸要素の影響などについても考察する。

## 2. 2 電磁弁の作動特性および基礎方程式

電磁弁の静特性は、一般に、通過流量、圧力のほか、duty比（変調されたパルス幅と搬送波周期との比）などの変量を用いて表現されるが、これに関する従来の理論的考察は、弁を理想弁と仮定する（切り換えに伴う遅れ時間を無視する）などの甚だ単純な仮定下で扱われてきた。しかし、電磁弁のPWM駆動に際しては、弁の磁気的および機械的なおくれを考慮する必要がある。その切り換え特性は制御系としての性能に重要な影響を及ぼす。そこで、本節ではまず電磁弁の切り換え特性とそのモデル化の方法について述べる。モデル化に関しては、弁の切り換え特性を「むだ時間＋一次曲線」によって表現し、その関係を、弁のオンおよびオフの各作動に対して適用する。次に、電磁弁の弁変位と通過流量との関係式に関しては、2方向弁と3方向弁の場合のそれぞれについて示す。

### 2. 2. 1 切り換え特性

弁への入力電圧を $v$ 、ソレノイドを流れる電流を $i$ 、ポペット部の変位を $y$ とし、いま、 $v$ を周期 $T$ のパルス列信号で与えるものとする。すると、 $i$ と $y$ は図2.1のような波形となることが予測される（図では、ノーマルクローズ形の弁の場合を例示）。すなわち $v$ のステップ的变化が与えられたとき、（ソレノイドの）インダクタンスの大きさに応じて $i$ は徐々に増大し、それに比例した電磁力を生じる。そして電磁力が、ポペットを保持するばね力に打ち勝ったとき、 $y$ の移動が始まり、ある時間幅を経て弁は全開状態に達する（このとき、 $y$ の移動に伴うインダクタンスの変化によって、図示のようなその後の $i$ の変動がもたらされる）。弁変位 $y$ が全閉から全開に移動する実際の挙動は、放物曲線（等加速度的運動）に近いが、数msという短い時間に行われることを考慮すれば、これを一次曲線に近似して取り扱うことは十分許容できる。このように $y$ の挙動を、むだ時間と一次曲線の関係で表現されたとすれば、弁の往復（開閉）運動特性は、4個のパラメータ（図中の $t_s$ 、 $t_r$ 、 $t_c$ 、 $t_d$ ）によって規定される。

なお、ソレノイドのインダクタンスを考慮した電磁弁の動特性シミュレーションを別個に行ったところ、図2.1と同様な波形が得られた。したがって、上記モ

デルを用いれば、弁特性を合理的に記述できるといえる。

## 2. 2. 2 弁変位と流量との関係式

オンオフ電磁弁は一般に、図2.2(a)、(b)に示すように、2方向型のも  
のと、3方向型のものがあり、それぞれ用途に応じて使い分けられる。ここでは、  
2方向弁および3方向弁の場合に分けて、弁変位と流量の関係式を示す。

### (a) 2方向弁の場合

図2.2(a)に示される2方向型電磁弁に対して、ポペット部を通過する流量  
 $q_v$  は次式で与えられる。

i)  $p_a \geq p_b$  のとき

$$q_v = c_v a_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_a - p_b)} \quad \dots\dots\dots (2.1)$$

ii)  $p_a < p_b$  のとき

$$q_v = -c_v a_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_b - p_a)} \quad \dots\dots\dots (2.2)$$

ここに開口面積  $a_v$  は、弁変位  $y$  の関数として、次式で与えられる。

$$a_v = \pi y \sin \phi (d - y \sin \phi \cos \phi) \quad \dots\dots\dots (2.3)$$

ただし、 $c_v$  : 弁の流量係数、 $\rho$  : 油の密度、 $p_a$  : Pポート側圧力、 $p_b$  : Rポ  
ート側圧力、 $\phi$  : 弁内ポペットの半頂角、 $d$  : 弁座の直径である。

### (b) 3方向弁の場合

図2.2(b)に示される3方向型電磁弁に対してそれぞれのP→Aポートを通  
過する流量  $q_{v1}$  は次式で与えられる。

i)  $p_a \geq p_b$  のとき

$$q_{v1} = c_{v1} a_{v1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_a - p_b)} \quad \dots\dots\dots (2.4)$$

ii)  $p_a < p_b$  のとき

$$q_{v1} = -c_{v1} a_{v1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_b - p_a)} \quad \dots\dots\dots (2.5)$$

ここに開口面積  $a_{v1}$  は、弁変位  $y$  の関数として、次式で与えられる。

$$a_{v1} = \pi y \sin \phi (d - y \sin \phi \cos \phi) \quad \dots\dots\dots (2.6)$$

同様に、電磁弁の A → T ポートを通過する流量  $q_{v2}$  は次の各式で与えられる。

i)  $p_b \geq p_c$  のとき

$$q_{v2} = c_{v2} a_{v2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_b - p_c)} \quad \dots\dots\dots (2.7)$$

ii)  $p_b < p_c$  のとき

$$q_{v2} = -c_{v2} a_{v2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_c - p_b)} \quad \dots\dots\dots (2.8)$$

ここに開口面積  $a_{v2}$  は、弁の最大変位  $y_{max}$  と弁変位  $y$  の関数として、次式で与えられる。

$$a_{v2} = \pi (y_{max} - y) \sin \phi (d - (y_{max} - y) \sin \phi \cos \phi) \quad \dots\dots\dots (2.9)$$

ただし、 $p_a$  : P ポート側圧力、 $p_b$  : A ポート側圧力、 $p_c$  : T ポート側圧力である。

上式(2.1)~(2.9)より明らかのように、弁の通過流量は、圧力差の  $1/2$  乗と弁の開口面積との積の形で表される非線形を有している。本シミュレーションで

は、上記のように、非線形を含む形での数学モデルを構成する。

### 2. 3 管路系のモデリング

PWM制御系のモデル化を考えると、特に管路要素の取り扱いが重要となる。すなわち、弁が高速でオンオフ駆動される本システムのような場合、それに接続する管路内において、無視しがたい非定常流動が生じうる（ただし、それが系の動特性に与える影響量は、管路の具体的寸法やその他の系諸元によって支配されるのは当然である）。そこで本節では、管路要素のモデリングをおこなう。

管路要素に対する数学モデルは、厳密には分布定数系モデルによって記述されるべきであるが、ここでは簡単のため、[イナータンス+キャパシタンス+レジスタンス]の集中定数系で近似するものとする。一般に、管路系を不必要に高次の系に集中化することは、無駄であるばかりか、ときに、数値計算上の諸問題を生ずることがある。また、逆に過小次数の系でモデル化すれば、系の挙動を正しく記述できない。そこで、実験系の管路要素のうち、どの管路要素が、管路系全体に生じる非定常流動に大きな影響を及ぼすかを、モード解析などの手法を用いて予め検討した上で、主要な管路のみについてこれを集中定数化して考慮することにする。管路系のモデリングに関しての実際の適用手法については、後述の具体例に基づいて述べるが、ここでは、以下に示す単一管路要素に関する数学モデルを示す。

図2.3に単一管路（管長 $l$ ）を集中定数系近似したときの模式図を示す。このとき、管路内流体の運動方程式は次のように表される。

$$\frac{dq_1}{dt} = \frac{a_0}{\rho l} (p_1 - p_2) - R_r q_1 \quad \dots\dots\dots (2.10)$$

また、各管路内の容積効果（油の圧縮性の効果）は次式で表される。

$$q_1 - q_2 = \frac{a_p l}{K} \frac{dp_2}{dt} \quad \dots\dots\dots (2.11)$$

ここに、 $a_p$ : 管路の断面積、 $p_1, p_2, q_1, q_2$ : 管路内の各圧力および流量 (図2.3参照)、 $R_f = 8\pi\nu / a_p$ : 管路の線形流動抵抗、 $K$ : 油の体積弾性係数である。

シミュレーションに際しては、実験装置の管路要素の形状に応じて、上記のモデルを適用する。

#### 2.4 アクチュエータのモデリング

ここでは、図2.4に示す片ロッド式複動シリンダ (アクチュエータ) 部に対する各関係式を導く。

まず、シリンダの左室へ流入する流量  $q_a$  に関して次の2式が成り立つ。

$$q_a = \frac{V_a}{K} \frac{dp_a}{dt} + A_a \frac{dx}{dt} \quad \dots\dots\dots (2.12)$$

$$V_a = V_{a0} + A_a x \quad \dots\dots\dots (2.13)$$

同様に、シリンダ右室からの流出流量  $q_b$  に関して次式が成り立つ。

$$q_b = A_b \frac{dx}{dt} - \frac{V_b}{K} \frac{dp_b}{dt} \quad \dots\dots\dots (2.14)$$

$$V_b = V_{b0} - A_b x \quad \dots\dots\dots (2.15)$$

次に、ピストンの運動方程式として次式が成り立つ。

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + f_d = A_a p_a - A_b p_b \quad \dots\dots\dots (2.16)$$

ここに、 $q_a, q_b$ : シリンダ左、右室への流入、流出流量、 $A_a, A_b$ : シリンダ左、右室の断面積、 $p_a, p_b$ : シリンダ左、右室内の圧力、 $V_a, V_b$ : シリンダ左、右室内の容積、 $V_{a0}, V_{b0}$ : 初期状態 ( $t=0$ ) での  $V_a, V_b$ 、 $m$ : ピス

トン質量,  $c$ : ピストン・シリンダ間の粘性減衰係数,  $f_0$ : 乾性摩擦力である。(なお, ピストンの左右断面積の等しい, 両ロッド式シリンダの場合は,  $A_1 = A_2$  となる。)

## 2. 5 シミュレーションの検証

PWM制御系のシミュレーションの構成に際しては, 先に得られた各構成要素に関する関係式を, 実システムの形状に応じて適用し, 合理的な数学モデルを構成する必要がある。そこで, 本節では2方向型電磁弁と油圧アクチュエータ(シリンダ)からなるPWM制御系を具体例として系の数学モデルを導き, これに基づいて系の動特性シミュレーションを構成する。そして, 実験結果との比較により本シミュレーション手法の検証を行う。

### 2. 5. 1 シミュレーションの方法

本節では, 図2.5に示すPWM制御系を具体例として, シミュレーションを構成する。図示のシステムは, PWM駆動された2個の電磁弁(以下, 弁1, 2と略記する)と油圧アクチュエータ(片ロッド式複動シリンダ)および管路を主要要素として構成されている。系の出力変数はシリンダの変位 $x$ であるとし, これがフィードバック量として入力側へ送られる。

さて, 電磁弁, アクチュエータ(ピストン)の各要素の数学モデルについては, それぞれ式(2.1)~(2.3), (2.12)~(2.16)を適用する。また, 管路要素のモデル化については, 図2.6に沿って実施する。まず管路としては, 油圧源と弁1間, 弁2とドレンタンク間の2箇所(以下, 両者を上流側, 下流側と呼んで区別する)でその存在を考慮し, その他の部分(弁1と2間など)では管路の存在を無視する。また, 上・下流側の各管路は不連続断面部を持つものとし, 図示のようにそれぞれを直列管で表す。そして, それぞれの直列管について, 式(2.10), (2.11)を適用する。管路要素に関するこのようなモデル化は, 後に示す実験装置の形状に由来しており, その妥当性については, 実験値との比較を基に, 後章で検討する。

このようにして得られた関係式を用いて, 系の入出力関係をブロック線図表示



すれば図2.7(a)のように得られる。図中、上流側と下流側管路要素の線図は、煩雑さを避けるため、それぞれ2つのブロック要素(Line-A, Line-B)にまとめ、それらの詳細図を図(b),(c)に示した。

このようなブロック線図が与えられれば、各要素(微分、比例および非線形などの要素)、ならびに信号間の関係に従って、容易に計算のアルゴリズム化が図られる。なお本シミュレーションでは、数値積分の方法としてアダムス法を採用した。

## 2.5.2 実験装置と実験の方法

2個の電磁弁、アクチュエータ(片ロッド式復動シリンダ)およびコンピュータを主要要素とする本実験装置は、図2.5に示されるように構成されている。ここでのコンピュータは3つの役割を担っている。すなわち、入力信号の設定、偏差信号の演算、および(偏差に基づいての)パルス幅変調波形の生成がなされる。実験では、入力 $r$ をステップ波形で与えるものとし、これによって生ずる応答(アクチュエータの変位 $x$ とシリンダ内圧力 $p_1$ ,  $p_2$ の3個の信号)が、検出器、A/D変換器を介してコンピュータに記憶される。

シミュレーションによる計算の精度を向上させるためには、実験に用いられる系の諸元を可能な限り精確に把握することが望まれる。そのために行われた実測例を図2.8, 2.9に示す。

まず図2.8は、弁の流量 $q_v$ とDuty  $D$ の関係( $q_v-D$ 特性)を調べた結果であり、ここには弁1に対する測定結果のみが示されている。図中の破線は、(瞬時切り換えをする)理想的な弁の $q_v-D$ 特性を表し、したがってこれ(破線)との差を基に、現実の弁に存在するおくれの影響を評価し得る。実測の $q_v-D$ 特性によれば、不感帯、飽和帯、不連続部などの非線形が認められ、それらの度合は、パラメータ $f$ 。(PWM搬送波の振動数)の増加と共に強く現れている。このような非線形性が、弁の切り換え特性に起因して生じることより、図示の特性を基に、弁の切り換え時間 $t_{s1}$ ,  $t_{s2}$ ,  $t_{s3}$ ,  $t_{s4}$ (図2.1)を推定することができる。すなわち、図に示される不感帯、飽和帯および(2個の)不連続点に相当する各 $D$ の値から、4個の時間パラメータ $t_{s1} \sim t_{s4}$ が求められる。そこで、このように推定

された $t_0$ などの値を用いて、シミュレーションによって得られた $q_v - D$ 特性の計算値を図中の実線で示した。図によれば、パラメータ $f_0$ の変化に対して、各計算値は実測値とよい一致を示しており、先による推定の妥当性が確認される。弁1と2に対するこれら $t_0 \sim t_2$ の値を表2.1に示す。

次に図2.9は、ピストンに作用する摩擦力 $F$ の測定結果であり、速度 $\dot{x}$ に対して示されている。この測定は、速度( $\dot{x}$ )一定下での $F$ が、ピストンの駆動力( $A_1 p_1 - A_2 p_2$ )に等しいことに基づき、種々の $\dot{x}$ の下での圧力 $p_1$ 、 $p_2$ を測って得られたものである(静摩擦力については、運動の開始時における駆動力より測定)。摩擦力 $F$ が、粘性減衰力 $c\dot{x}$ とクーロン摩擦力 $f_0$ および静摩擦力 $f_s$ とによって表されるものとして、図の測定結果から、特性値 $c$ 、 $f_0$ 、 $f_s$ を近似的に求めることができる。原点に対して、若干の非対称性が見られるこの場合、各特性値を、正負の $\dot{x}$ について分けて表現するものとする( $\dot{x}$ の各正負に対応して、添字RとLを付して表す)。このようにして得られた摩擦特性値、ならびにそれ以外の実験諸元を一括して表2.2に示す。

### 2.5.3 ステップ応答の比較

本節では、ステップ応答に関するシミュレーション結果(計算値)を実験値と比較検討する。まず、PWMにおける振動数 $f_0$ を、比較的小さな値に設定した場合として、 $f_0 = 20$  Hzとするときの実験およびシミュレーション結果を、図2.10(a)~(c)、図2.11(a)~(c)に示す。図には、 $r$ のステップ入力に対する応答が、無次元時間 $\tau (= t/T_0)$ に対して示されている。図(a)~(c)は、それぞれピストン変位 $x/x_0$ (ただし、 $x_0$ : 目標値)、圧力 $p_1/p_2$ および $p_2/p_1$ の応答である。

まず、ここで主眼とする、実験値と計算値との比較状況について見てみると、各図とも、ほぼ良い一致を示している。なお、圧力波形を比較すると、若干の定量的誤差が認められが、その主因は、管路要素に対するモデル化の方法(集中定数系による近似)にあるものと推察される。しかし、この誤差は微小な高次成分での差異であるため、その存在は制御系の全体の性能には、ほとんど影響を及ぼさないものと考えられる。

次に、図示された各応答波形に注目する。まず、それぞれの図(a)によれば、応答  $x$  は初期の時間領域で一様に増加し、次いで目標値近傍において振動的な挙動を示している。これは次のように説明される。すなわち、時間  $\tau$  の比較的初期の間では、偏差  $e$  が PWM の変調域を上回るために、弁はオン（弁 2）かオフ（弁 1）のままとなり、したがってピストンは一定速度で駆動される。そして、 $\tau$  と共に偏差が減少し、その大きさが変調領域に入ったとき、PWM 信号による弁の駆動が開始され、それに伴って（振動数  $f_0$  の）振動波形が現れる。なお、このとき、目標値近傍では、Duty  $D$  が約 50% で駆動され、したがって、制御量  $x$  の誤差は  $f_0$  が小さいほど相対的に大きく現れることになる。

次に図(b),(c)に示される圧力応答  $p_a$ ,  $p_b$  を見てみる。図によれば、周期  $1/(2f_0)$  ごとに激しい（圧力）変動がみられるが、これは弁の切り換えに伴って生ずる管路要素内の流体過渡現象によるものである。なお、シミュレーションによる検討結果によれば、管路の存在を無視すると、図示のような振動波形は消えて、ほぼステップ状の変化を繰り返した。このことから、管路要素の存在により、系の固有振動数の低下がもたらされ、したがって、PWM 制御系における管路の慣性・容量効果をできるだけ小さくすることが望ましいといえる。

次いで、PWM の振動数  $f_0$  の値を 40 Hz とし、また変調域の幅を先の 4 倍に拡大したときの同様な実験およびシミュレーション結果を図 2.12(a)~(c)、図 2.13(a)~(c) に示す。それぞれの図(a)によれば、応答  $x$  の一様に増大する時間領域が、先よりも狭まっているが、これは変調域の拡大にともなう変化である。また、さきに比して  $f_0$  が 2 倍の大きさと与えられたこの場合、図にみられるように、目標値近傍での  $x$  の変動幅（誤差）は相対的に低下している。さらに、圧力波形に見られる振動的挙動（その脈動成分中に含まれる振動数は、図 2.10, 2.11 の場合とほぼ同じ値で現れる。）によれば、 $f_0$  の増大にともなう起こり得る系の共振に関しその可能性を軽視しがたいことが示唆される。

以上により、基本的な PWM 制御系を対象とした計算値と実験値との比較により、本章で提案した各要素のモデリング手法および、それを用いて構成したシミュレーションは、オンオフ電磁弁を用いた油圧制御系の設計に、有効に利用可能なものであることを示した。

## 2. 6 結 言

本章では、PWM制御系の数学モデルおよび、シミュレーション手法の開発を目的として、個々の構成要素に関する関係式を導き、2方向型電磁弁とアクチュエータ（シリンダ）より構成されるPWM制御系を具体例として、シミュレーションの構成を行った。実験結果との比較検討によれば、両者間に関するほぼ良い一致が得られ、本シミュレーション手法の妥当性が確認された。これに加えて、大略、以下のような結果が得られた。

(1) 電磁弁の切り換え特性は、入力電圧に対する弁変位 $y$ 間の関係を、むだ時間と一次曲線の表式で与えることによって合理的に記述される。

(2) 高速でオンオフ駆動される電磁弁は、それに接続される管路内で無視しがたい流体過渡現象をもたらす。またPWM制御系においては、管路要素の存在によってもたらされる系の固有振動数の低下を、共振現象の発生防止の立場からも重視する必要がある。

なお本章では、数学モデルの確立およびシミュレーション手法の適用を重視するとの意図から、基本系としてのPWM制御系を対象としたが、この制御法の場合、その応答性能は必ずしも良好とはいえない。本研究においては、その改善策として、新規のパルス幅変調法である差動PWM法を提案し、その制御性能および応用例について検討する。

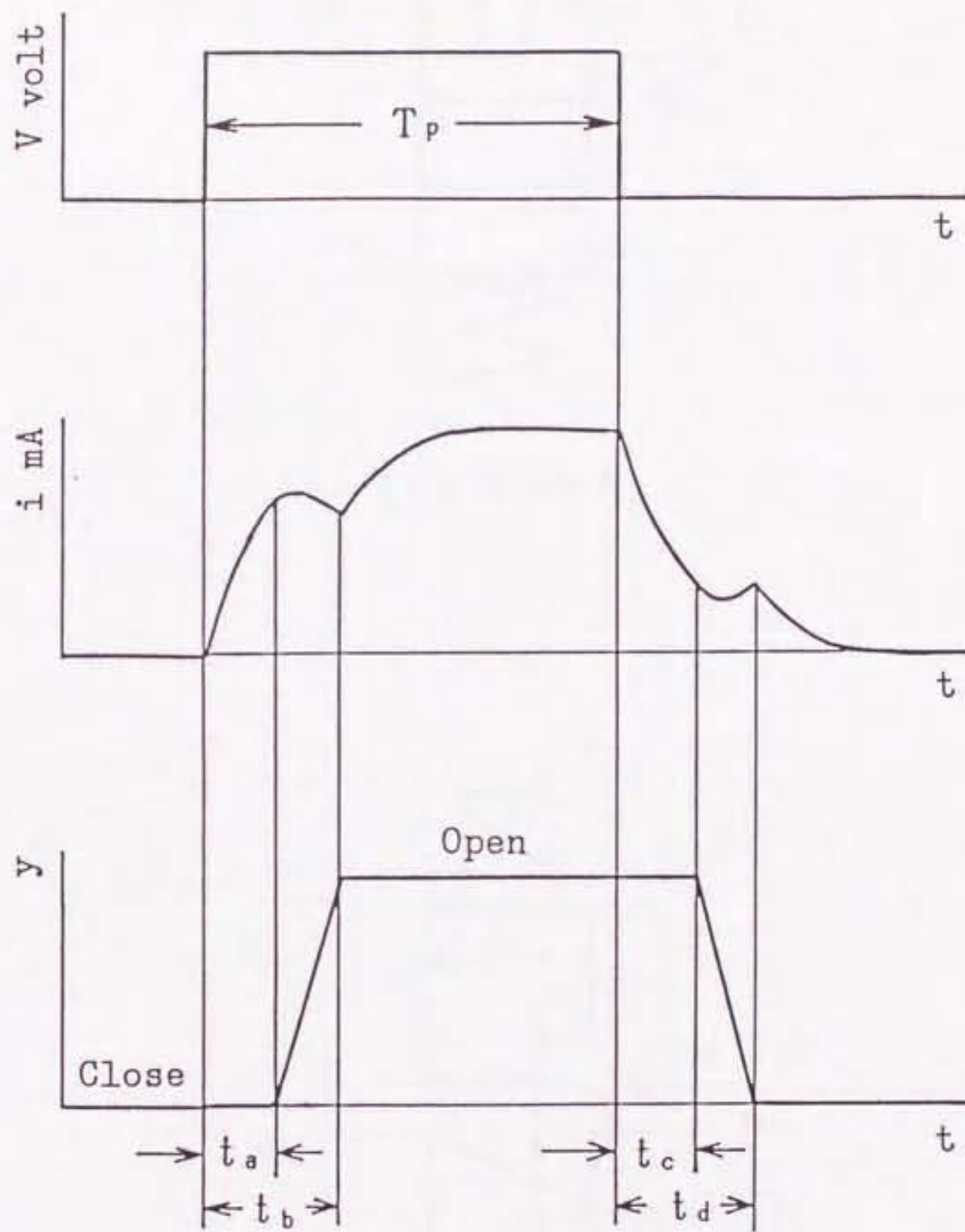
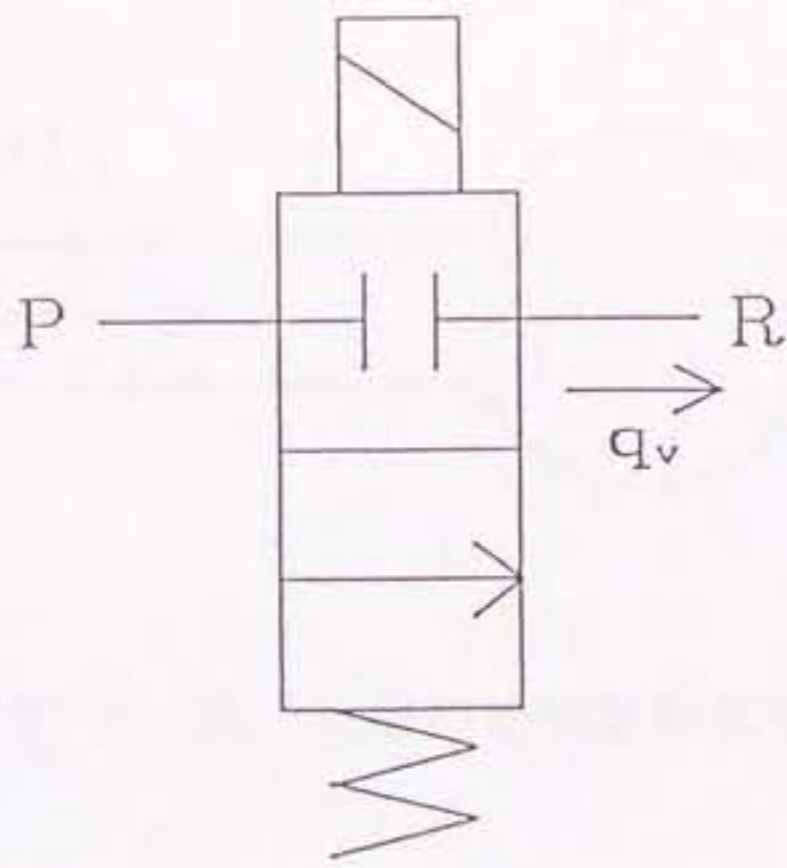
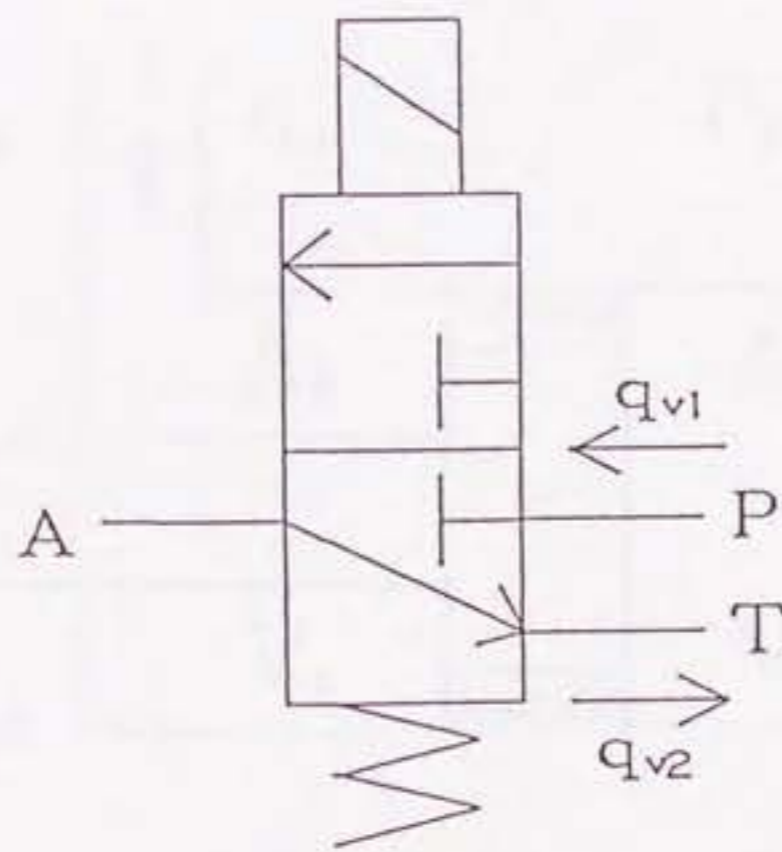


図 2.1 電磁弁の切り換え特性



( a ) 2 方向弁



( b ) 3 方向弁

図 2 . 2 オンオフ電磁弁

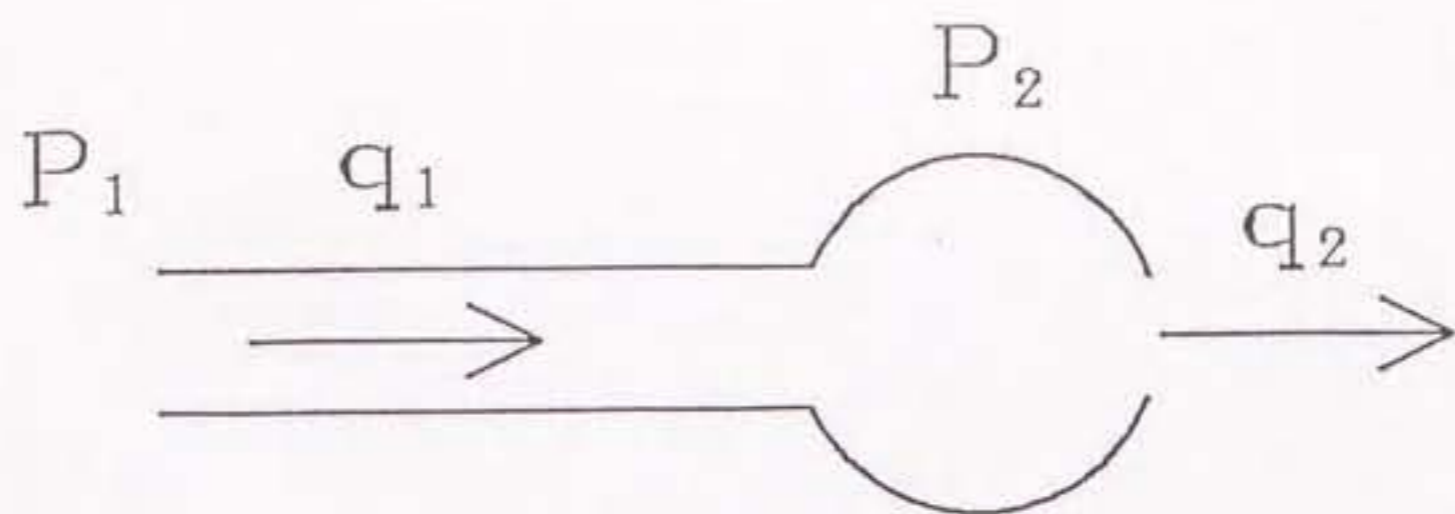


図 2.3 単一管路の集中定数化モデル

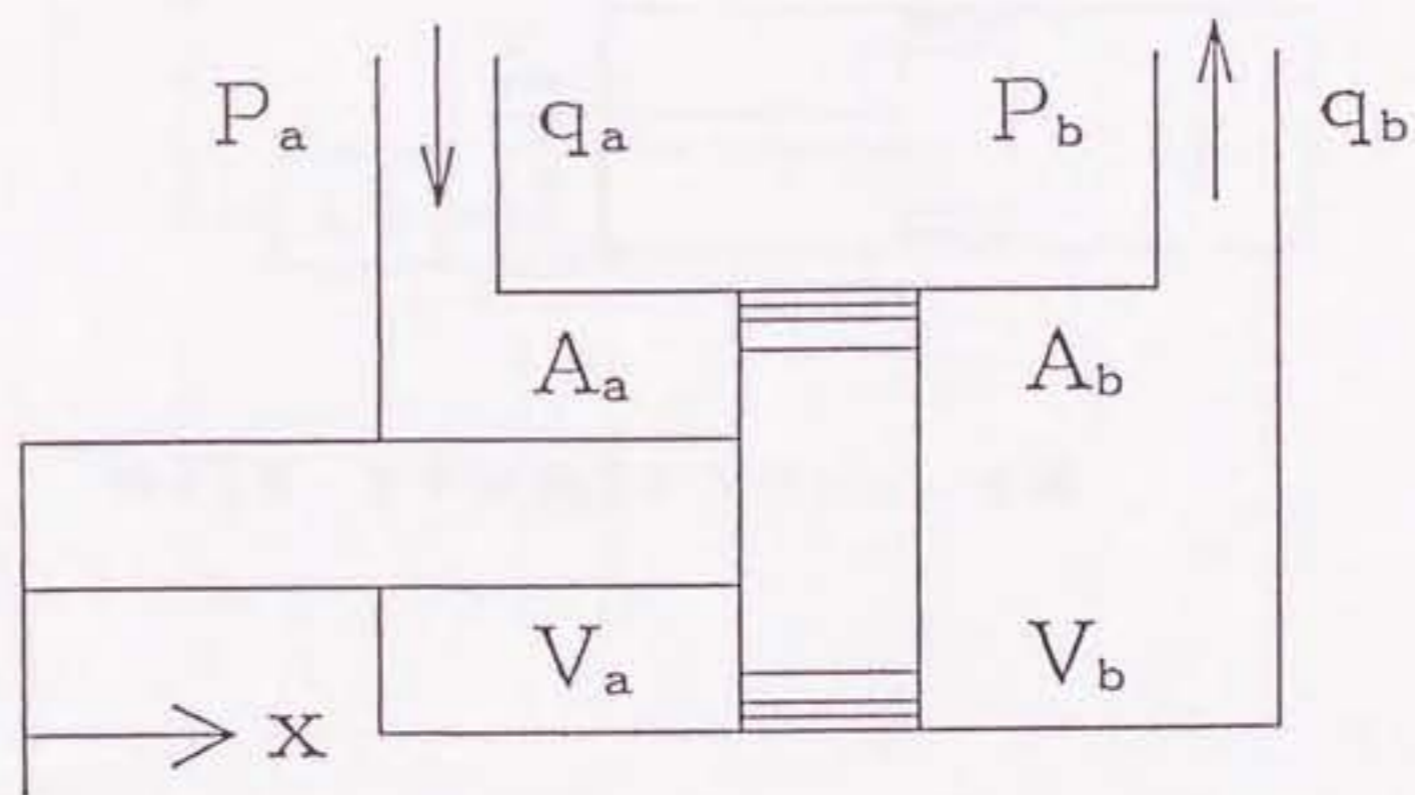


図 2.4 片ロッド式シリンダ

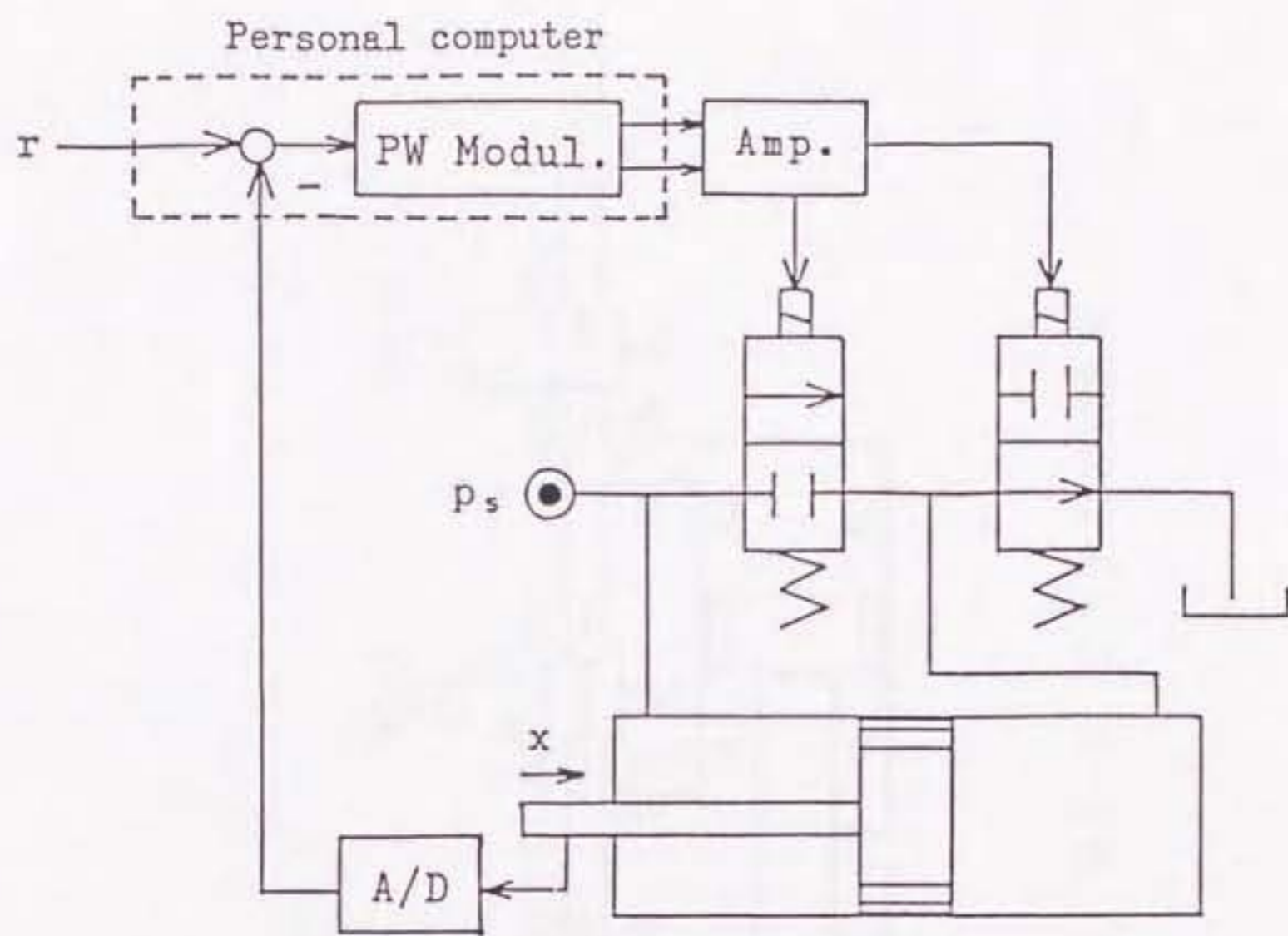


図 2.5 PWM油圧アクチュエータ系



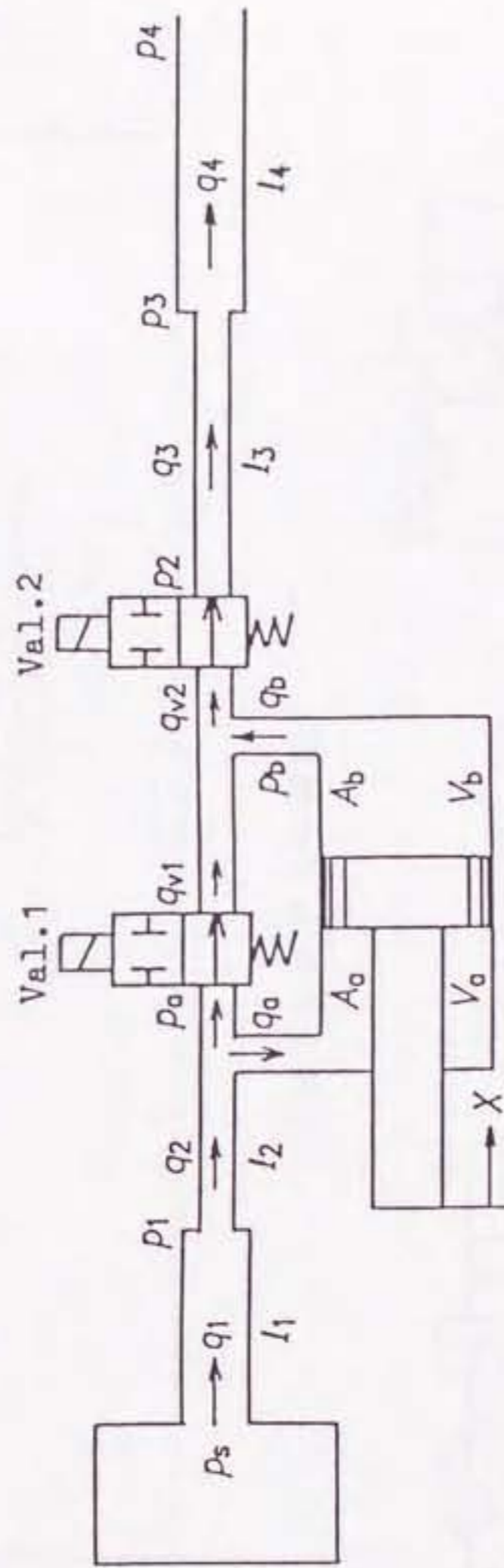


図 2.6 システムの構成図



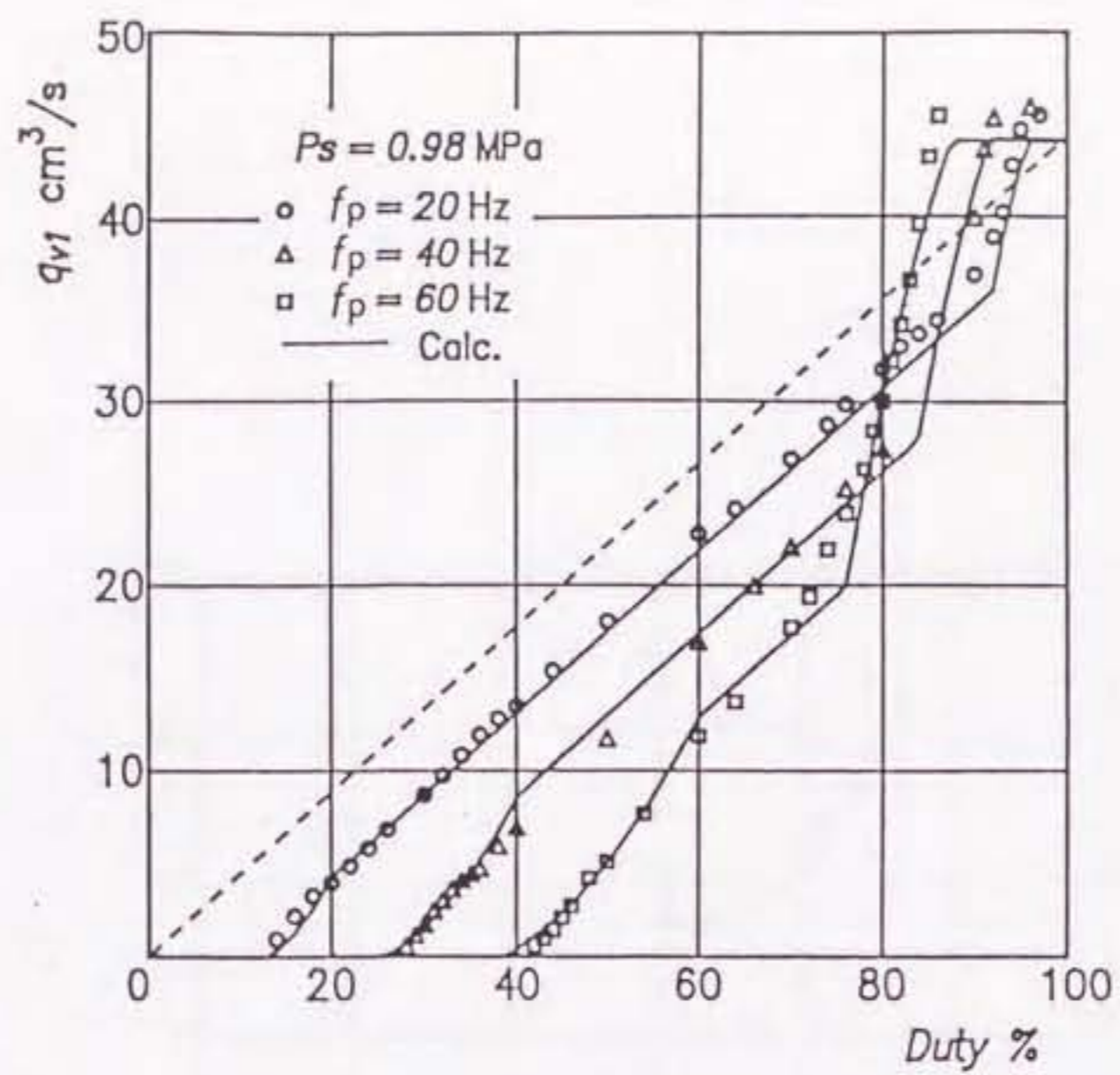


図 2.8 弁の流量 - Duty 特性

表 2.1 弁の切り換え特性値

	$t_a$ ms	$t_b$ ms	$t_c$ ms	$t_d$ ms
Valve 1	4.8	7.4	2.5	4.5
Valve 2	6.4	10.0	2.1	4.0

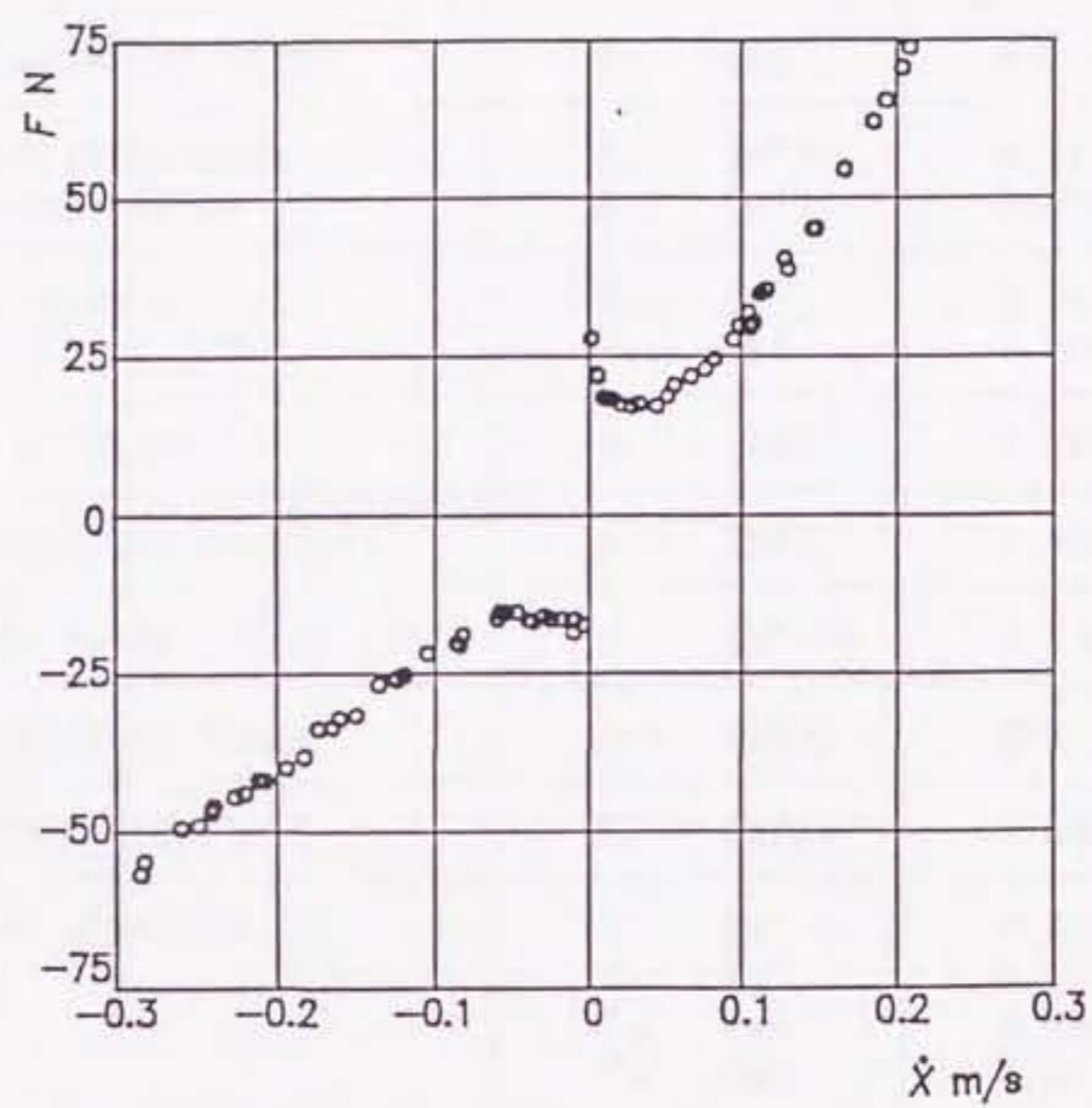


図 2.9 ピストンに作用する摩擦力  $F$  の測定結果

表 2.2 主な実験諸元

Half poppet angle of valve	$\phi$ (rad)	0.785
Seat diameter of valve	d (m)	$4.5 \times 10^{-3}$
Cross sectional area of actuator-piston	$A_a$ ( $m^2$ )	$2.77 \times 10^{-4}$
	$A_b$ ( $m^2$ )	$5.03 \times 10^{-4}$
Initial value of $V_a$ and $V_b$ at $t=0$	$V_{a0}$ ( $m^3$ )	$5.21 \times 10^{-6}$
	$V_{b0}$ ( $m^3$ )	$1.06 \times 10^{-5}$
Mass of actuator	m (kg)	0.186
Supply pressure(constant)	$p_s$ (MPa)	0.98
Kinematic viscosity of fluid	$\nu$ ( $m^2/s$ )	$8.5 \times 10^{-5}$
Mass density of fluid	$\rho$ ( $kg/m^3$ )	859
Bulk modulus of fluid	K (GPa)	1.58
Length of pipeline	$l_1$ (m)	0.425
	$l_2$ (m)	0.152
	$l_3$ (m)	0.189
	$l_4$ (m)	1.20
Cross sectional area of pipeline	$a_{p1}$ ( $m^2$ )	$6.36 \times 10^{-5}$
	$a_{p2}$ ( $m^2$ )	$1.26 \times 10^{-5}$
	$a_{p3}$ ( $m^2$ )	$1.26 \times 10^{-5}$
	$a_{p4}$ ( $m^2$ )	$6.36 \times 10^{-5}$
Nominal value of displacement x	$x_0$ (m)	$5.0 \times 10^{-3}$
Nominal value of time t	$t_0$ (s)	0.025

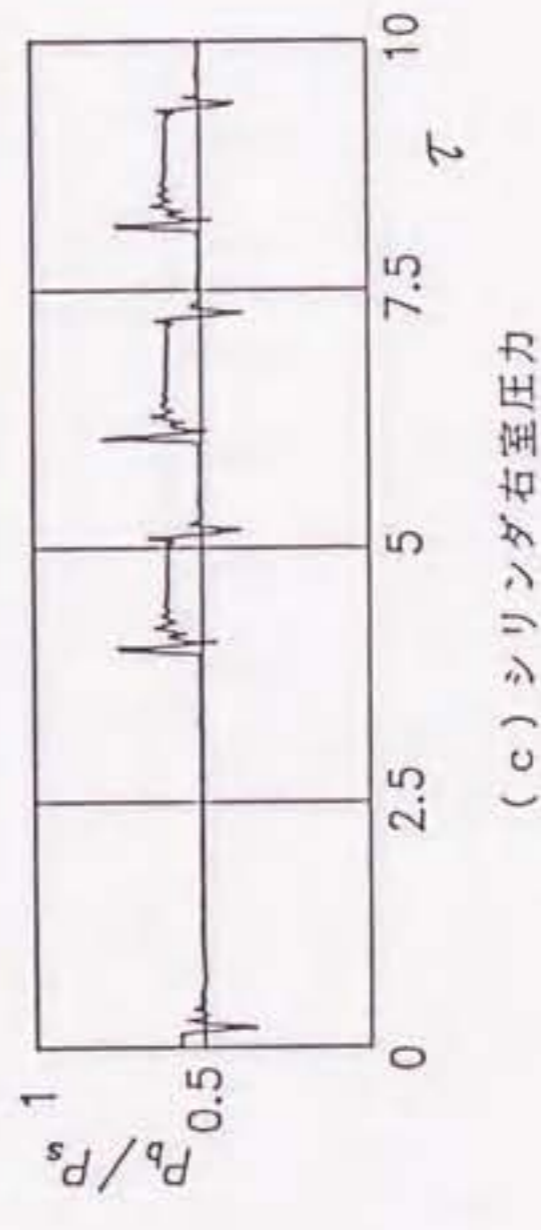
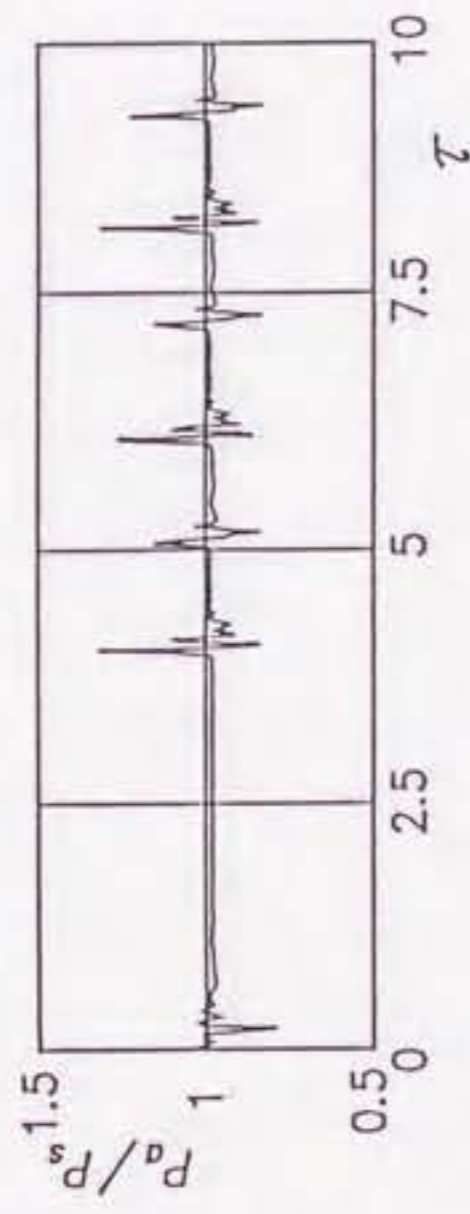
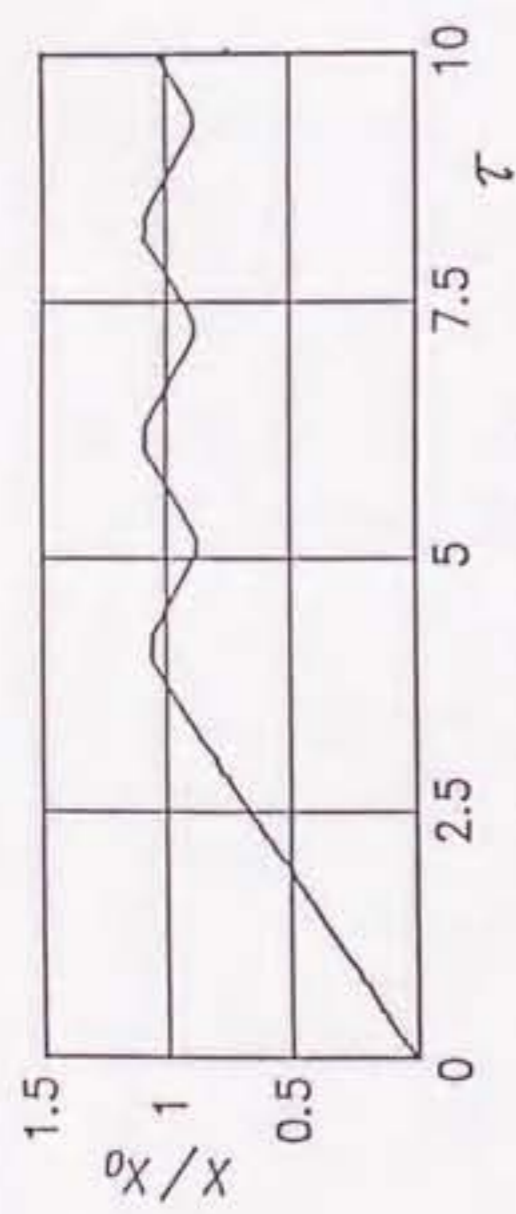


図 2.10 実験結果 ( $f_c = 20 \text{ Hz}$ )

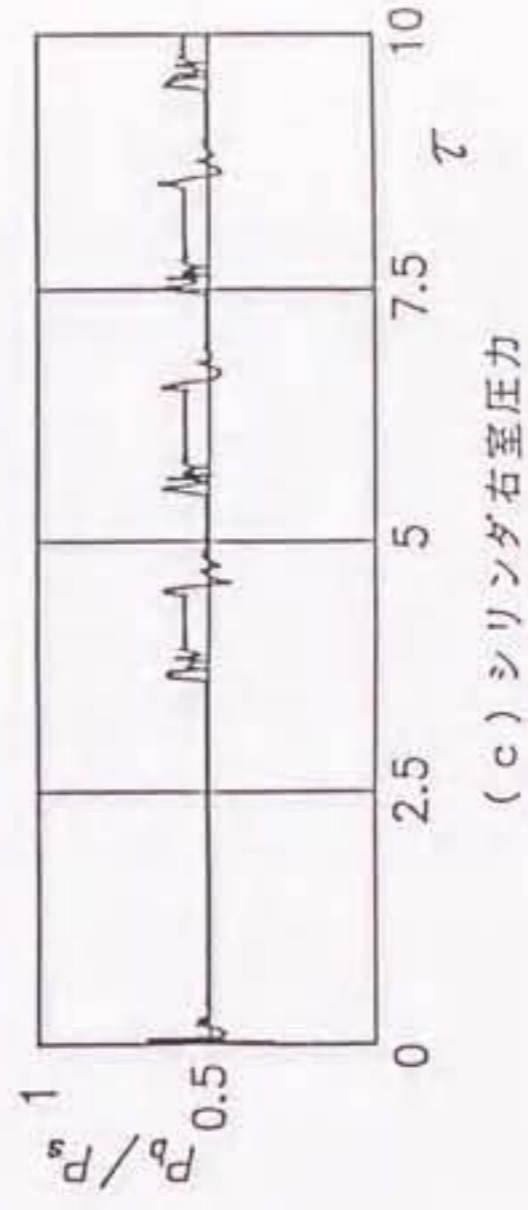
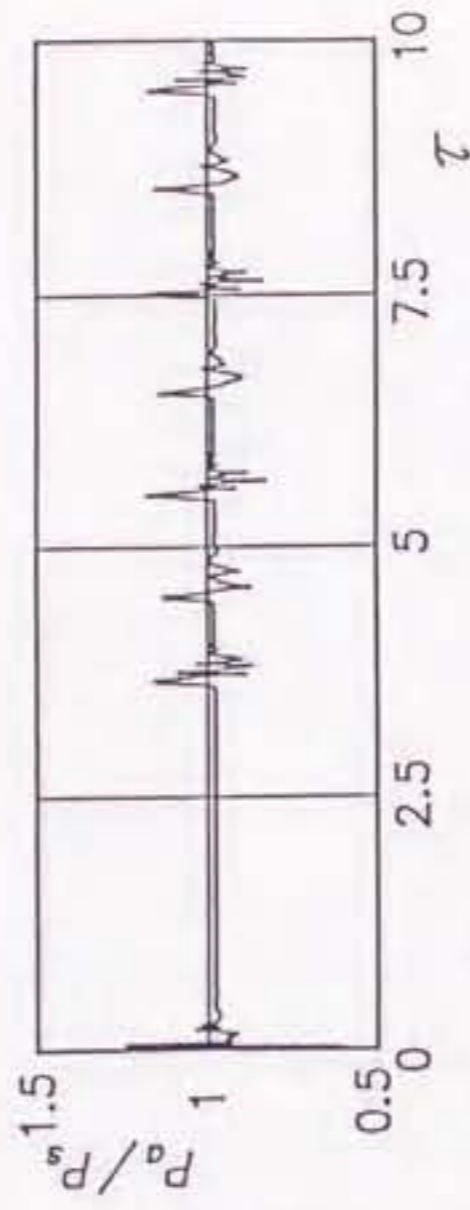
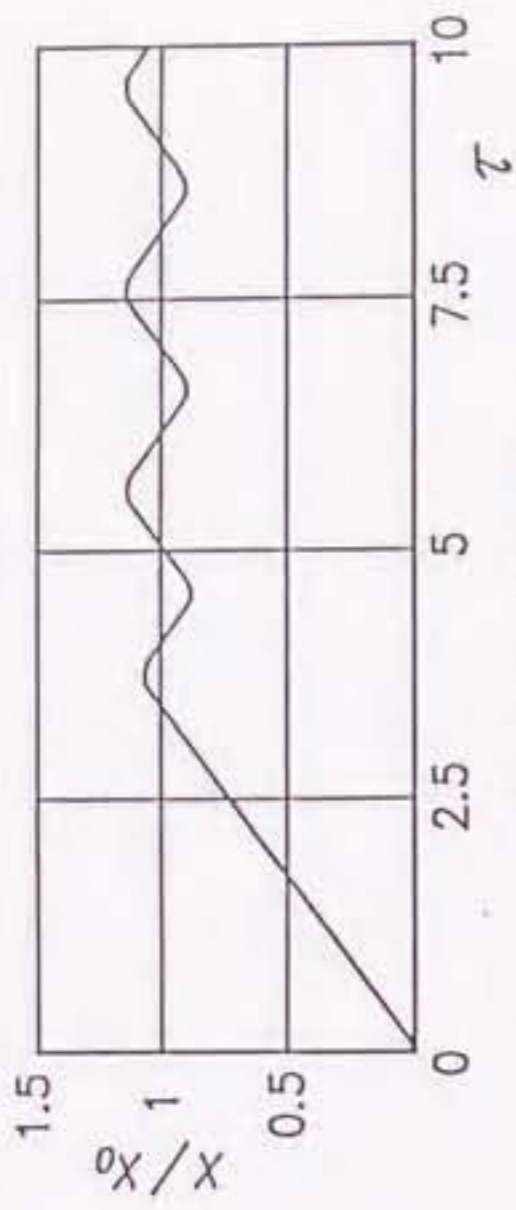
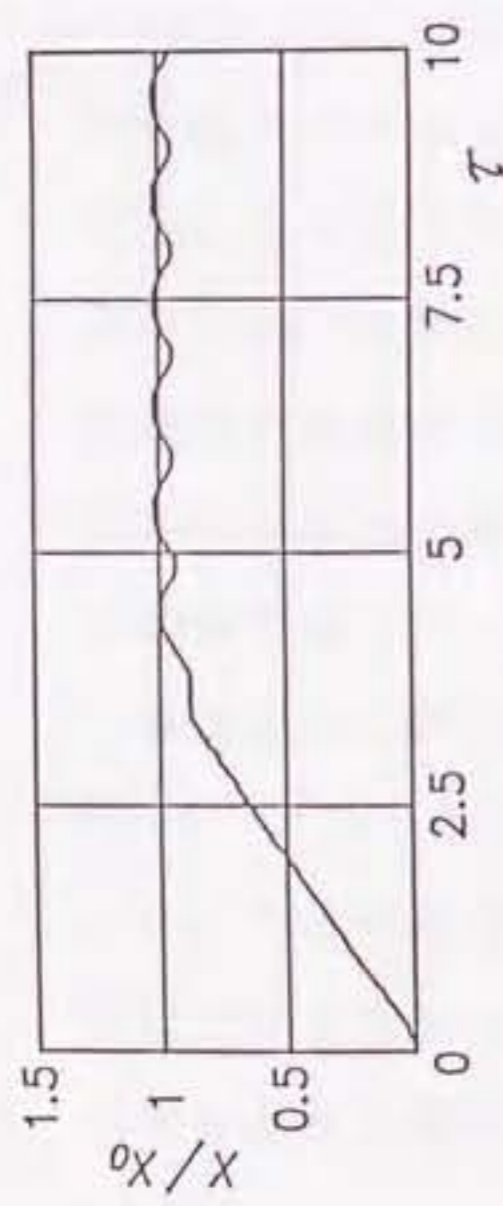
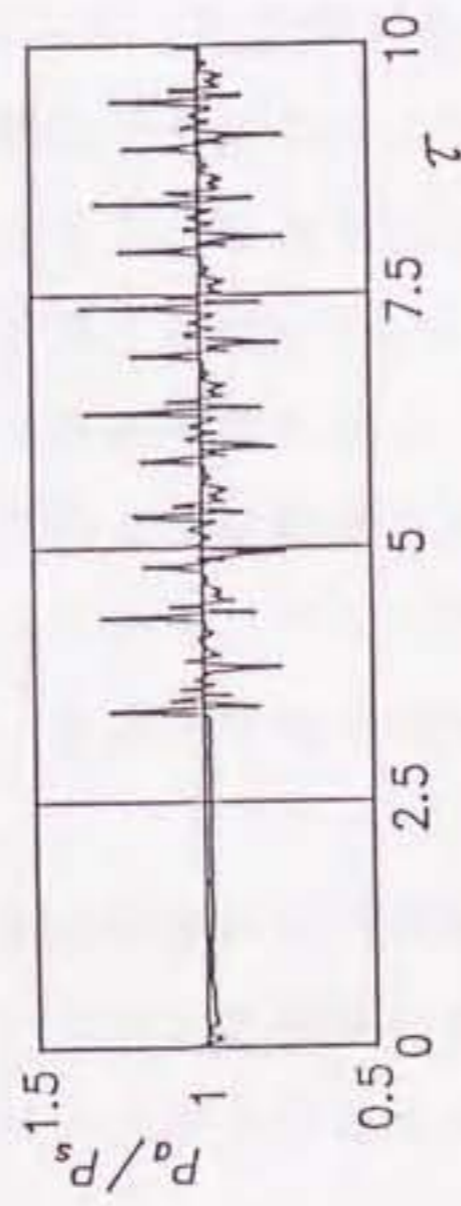


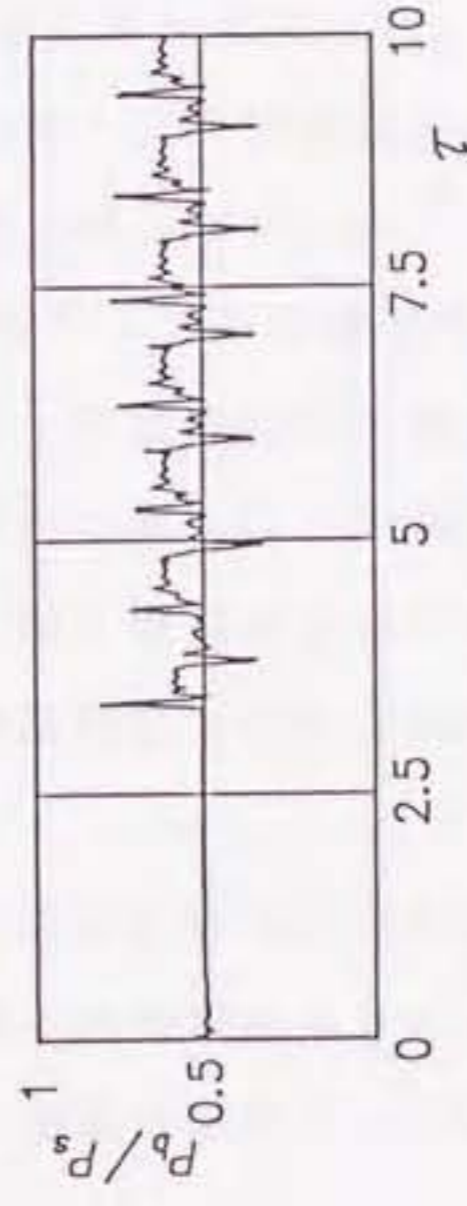
図 2.11 シミュレーション結果 ( $f_c = 20 \text{ Hz}$ )



(a) ピストン変位

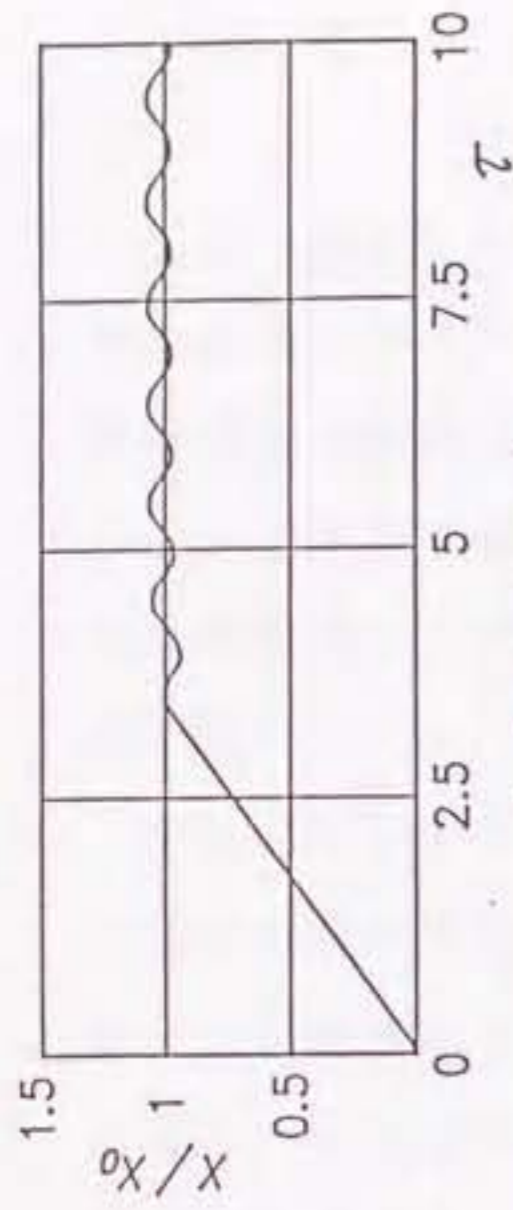


(b) シリンダ左室圧力

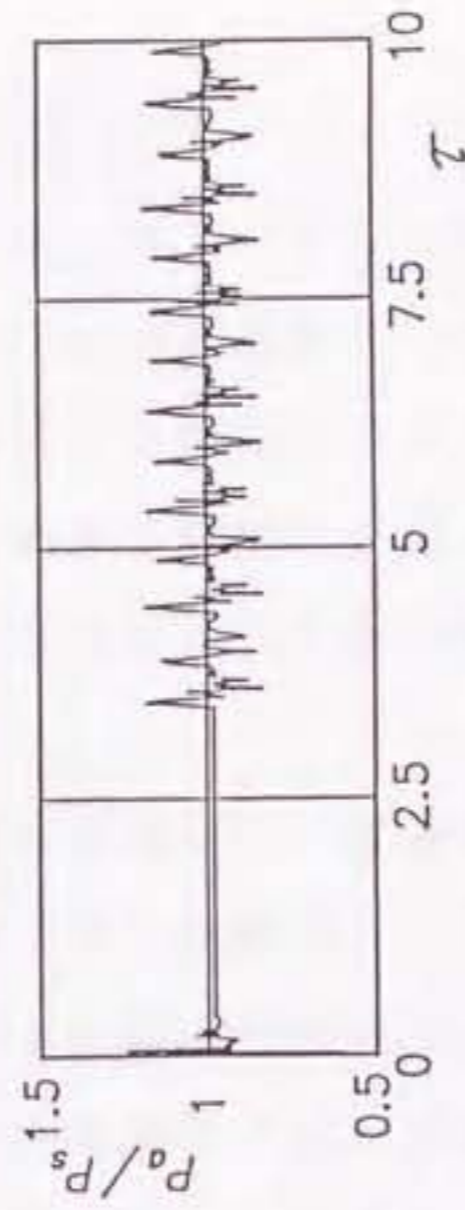


(c) シリンダ右室圧力

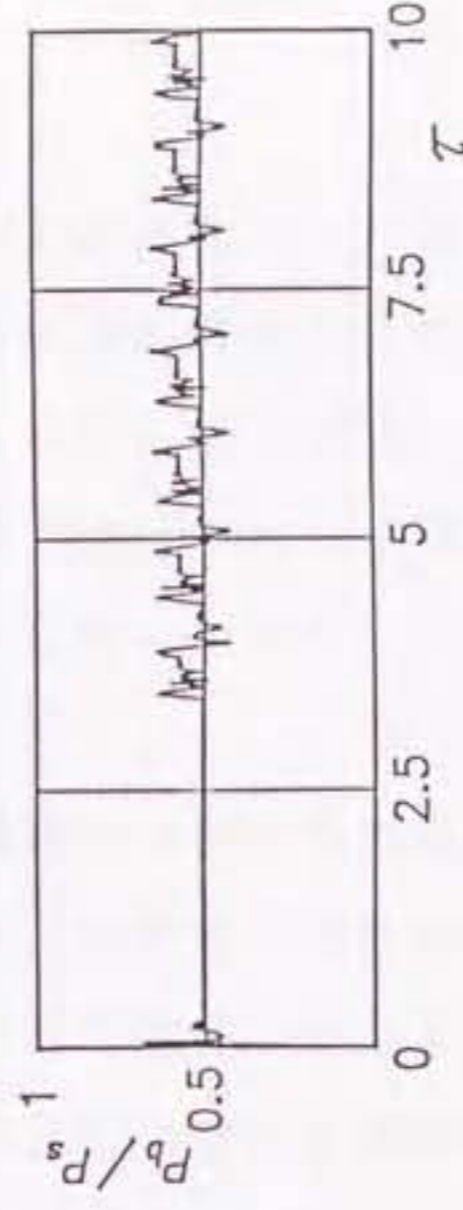
図2.1.2 実験結果 ( $f_c = 40 \text{ Hz}$ )



(a) ピストン変位



(b) シリンダ左室圧力



(c) シリンダ右室圧力

図2.1.3 シミュレーション結果 ( $f_c = 40 \text{ Hz}$ )

### 第3章 差動PWM方式による油圧アクチュエータ系の デジタル制御<sup>(31)~(33)</sup>

#### 3.1 緒言

近年、油空圧システムとエレクトロニクスとの融合化をはかるための電・油、または電・空インターフェース機器として、高速電磁弁が注目され、目下、これに関連する制御技術の活発な開発が進められつつある<sup>(7)~(26)</sup>。

オンオフの2値で作動する電磁弁を用いてのアクチュエータ制御は、通常、パルス幅変調(PWM)方式によって行われる。しかしながら、この方式による制御では、

①弁のオンオフ作動に起因して、位置決め精度に少なからぬ限界をきたす点、

②弁の切り換え特性(おくれ時間)によって、弁特性が強度の非線形となる点、など、克服すべき実用上の課題が存在する。そこで従来、それらに対する対処法として、弁のむだ時間を補償してのPWM法<sup>(11)</sup>や、自己学習機能の導入によるパルス幅調整法<sup>(26)</sup>など、若干の提案がなされてきた。

本研究では、上記①、②の課題に対する新たな対処法として、差動PWM方式(Differential-PWM方式)を提案する。差動PWM方式とは、2つの電磁弁の切り換えタイミングを調整することにより、ピストン前後の差圧パルスを任意幅で与えようとするものである。本方式によれば、微小なデューティ(変調率)に対しても、良好な線形特性(差圧-デューティ特性)で系を駆動することができ、位置決め精度の大幅な改善が可能となる。従来、電磁弁の切り換え時間には個体差が存在するために、このような駆動方式を用いても十分な制御精度を得ることが困難であった。本研究では入力デューティに個体差補正を含めて駆動する方式を採用することにより、差動PWM方式による高精度での位置決め性能を実現した。

そこで本章では、従来のPWM方式ならびに差動PWM方式による系の制御性能について、シミュレーションと実験の両面から比較検討をするとともに、その結果をもとに差動PWM方式がもたらす良好な制御性能について検証する。



### 3. 2 差動PWM方式の原理

本研究で用いるPWM-油圧アクチュエータ系の模式図を図3.1に示す。ただし、図中において、 $p_s$ ：供給圧力（一定）、 $x$ ：ピストンの変位、 $p_a, p_b$ ：シリンダ左、右室内の圧力を表す。本システムは、2個の3ポート2位置型電磁弁（以下、弁1、2と略記する）、マイクロコンピュータ（コントローラ）、アクチュエータ（両ロッド式複動シリンダ）、差動トランス（位置検出器）およびA/D変換器を主要要素として構成されている。ここにマイクロコンピュータは、入力信号の設定、偏差信号の演算、およびパルス幅変調などの役割を担うものとする。

図3.1に示される本システムにおいて、アクチュエータの駆動力は、両シリンダ室内の差圧によって与えられる。従来のPWM方式の制御においては、たとえば図で、弁1をデューティ（=弁のオン時間幅/ $T_c$ 、 $T_c$ ：PWM搬送波周期） $D=50\%$ で駆動した場合（このとき、弁2はオフのままとする）、両シリンダ室内には $D=50\%$ の差圧パルス波形が生じ、これによってピストンは右方向（ $x > 0$ ）に駆動される。本方式では、両シリンダ室内の差圧パルスに注目し、弁1、2に対して、デューティ $D_1$ 、 $D_2$ を同時に与え、差圧パルスのデューティを制御する場合を考える。

両シリンダ室内の差圧パルスと弁に与えるデューティとの関係は、差圧パルスの時間平均 $\overline{\Delta p}$ とデューティ $D$ との関係で表わされる（時間平均の最大差圧で無次元表示すれば $\overline{\Delta p} / \overline{\Delta p_{max}} = D$ 特性）。

まず、従来のPWM方式に対する $\overline{\Delta p} / \overline{\Delta p_{max}} = D$ 特性の2例（いずれもPWM搬送波の振動数 $f_c = 20\text{Hz}$ における実測値である）を図3.2に示す。理想弁においては $\overline{\Delta p} / \overline{\Delta p_{max}}$ の値は、 $D$ に比例するが、現実弁では切り換えに伴うおくれが存在するため、不感帯などを含む非線形特性となる。図中の実線（曲線a）がこの場合に相当し、図から推察されるように、この方式による制御では、良好な応答性能は望みえない。

前記の方式（最も単純なPWM方式）に対する改善策として、田中ら<sup>(1)</sup>は、図3.2中の曲線aにみられるような不感帯を補償する（すなわち、弁のむだ時間を補償するために、変調パルス幅を予め大きめに与える）方式を採用した。図中

の破線（曲線b）がその場合に相当し、図によれば、補償の結果として不感帯はなくなっている。しかしながら、依然として強い非線形が残存しており、特に $D = 0$ 付近（個々の弁に対していえば $D_1 = 0$ 、 $D_2 = 0$ 付近）での図示のような非線形は、一般的な制御要素としても好ましい特性とはいいがたい（急勾配の非線形特性であるため、精密な位置決めが困難となる）。なお、この非線形領域が、弁の最大開度に至る途中（すなわち、半開状態）における開閉動作領域に相当することから、精密な位置決めを行なおうとすると、オンオフ弁に対する変則的な使用状態を強いることになる。さらに、この領域での特性は、経時変化をうけやすいなどの難点をもつ。以下においては、上記2種類のPWM方式（図3.2の曲線a、bに基づくPWM方式）を、それぞれ従来法1、2と呼ぶ。

本差動PWM方式では、上記のような問題点を解決するために、2つの弁の切り換えのタイミングを変えることによって、 $\Delta p$ -デューティ特性を、できるだけ線形に近い関係で与えようとするものである。図3.3に、差動PWM方式によってアクチュエータを駆動する場合の作動原理図を示す。ただし以下の原理的説明では、電磁弁は入力電圧に対し理想的な応答をする（切り換えに伴う動作おくれがない）ものとする。

いま、入力としてのデューティを $\Delta D = D_1 - D_2$ で定義し、 $D_1$ によって $p_a$ の圧力パルスを、また $D_2$ によって $p_b$ の圧力パルスを形成するものとする。ここで $\Delta D = 0$ のときには、図3.3(a)で示されるように（ただし、図中の斜線部は無視する）、 $p_a$ 、 $p_b$ がともにデューティ50%、かつ同位相のパルス列で与えられるものとする。このとき、弁の開閉タイミングが弁1、2とも同時であるため、差圧 $\Delta p = p_a - p_b$ は常に0となり、アクチュエータは移動しない。上記 $\Delta D = 0$ のときを作動基準として、各 $\Delta D$ の値での諸波形は次のようにして形成される。

図3.3の(a)、(b)をもとに、 $\Delta D > 0$ の場合を述べる。いま、図3.3(a)中の斜線部で示されるように、 $p_a$ の波形に対してオン時間幅を（弁がオンからオフに切り換わる側で） $t_o$ だけ増加させ、一方、 $p_b$ の波形に対しては（弁がオフからオンに切り換わる側で） $t_o$ だけ減少させる。この操作により、波形 $p_a$ 、 $p_b$ が図3.3(b)中のように得られる。したがって、パルス列 $\Delta p$ が図示のように与えられ、 $\Delta D$ は次式を満たす。

$$\Delta D = \frac{2t_p}{T_c} \times 100 \quad (\%) \quad \dots\dots\dots (3.1)$$

$\Delta D < 0$  の場合には、先の説明中における  $p_a$  と  $p_b$  を入れ替えて考えればよい。このとき、一周期  $T_c$  間での平均の差圧  $\overline{\Delta p}$  およびピストンの平均速度  $\overline{\dot{x}}$  は、次式で表される。

$$\overline{\Delta p} = \Delta p \cdot \frac{2t_p}{T_c} \quad \dots\dots\dots (3.2)$$

$$\overline{\dot{x}} = \dot{x}_{max} \cdot \frac{2t_p}{T_c} \quad \dots\dots\dots (3.3)$$

式(3.2), (3.3)に式(3.1)を用いれば、次の2式が得られる。

$$\overline{\Delta p} = \Delta p \cdot \Delta D / 100 \quad \dots\dots\dots (3.4)$$

$$\overline{\dot{x}} = \dot{x}_{max} \Delta D / 100 \quad \dots\dots\dots (3.5)$$

すなわち、シリンダの断面積を  $A_s$  とすれば、理想弁においては、アクチュエータの駆動力である  $A_s \overline{\Delta p}$  および平均速度  $\overline{\dot{x}}$  は  $\Delta D$  に比例して与えられる。

現実の弁では、切り換えに伴う動作おくれが存在するが、本差動PWM方式では、弁1と2間の個体差に関するわずかな補正により、理想弁の場合に準じた扱いが可能となる。現実の弁に対する  $\overline{\Delta p} / \overline{\Delta p}_{max} - \Delta D$  特性として、 $f_c = 20$  Hzにおける実測結果の2例を図3.4に示す。まず、図中の実線(曲線a)は、個体差に関する補正を施さない場合の結果であり、その特性は、先の図3.2の場合に比して大幅に改善されている。なお、その特性が、座標原点からわずかにずれているのは、弁の個体差に起因して、弁1, 2にデューティ50%の入力信号が与えられても、弁の切り換えタイミングに若干の差が生じるためである。この点については、 $\Delta D = 0$ での切り換えタイミングが等しくなるように調整可能であり、容易にその補正を行うことができる。その補正を以下の手順で行った。まず、

2章の図2.1に示す時間パラメータ $t_o$ ,  $t_c$ については, 電磁弁にオンまたはオフの入力信号が与えられてから圧力変動が生じるまでの時間の測定により求め,  $t_b$ ,  $t_d$ については, ソレノイドを流れる電流波形の測定値より求めた(なお, 使用した電磁弁の時間パラメータ $t_a \sim t_d$ は, 使用圧力の変化に対しても殆ど影響を受けないことを実験により確認した). 次に,  $(t_a + t_b) / 2$ を弁1, 弁2について計算したものをそれぞれ $t_{on1}$ ,  $t_{on2}$ とし, オン時の時間個体差を $\Delta t_{on} = t_{on1} - t_{on2}$ とする. 同様に $(t_c + t_d) / 2$ を弁1, 弁2について計算したものを $t_{off1}$ ,  $t_{off2}$ とし, オフ時の時間個体差を $\Delta t_{off} = t_{off1} - t_{off2}$ とする. そして, このようにして求めた $\Delta t_{on}$ ,  $\Delta t_{off}$ を用いて, 差動デューティ $\Delta D$ の補正を行った(なお, 補正の具体的方式に関しては, 第4章の4.2.3節を参照されたい). その結果として, 図中の破線(曲線b)のような特性が得られる. 図によれば, 曲線bは, 原点を通るほぼ傾き一定の直線となることが分かる. ただし,  $\Delta D$ の比較的大きな範囲で, 飽和などの非線形が存在するが, これに基づく制御性能の低下(制御力の上限の低下)は, 制御系の過渡特性に若干影響するが, 定常特性には影響を与えない.

このように, 差動PWM方式では, 2つの弁の切り換えのタイミングにより両シリンダ室内の差圧パルスを微小幅かつ任意幅に与えることができるため, 高精度の位置決めが可能となり, また制御要素としての特性(微小デューティに対する線形性)を改善することができる.

### 3.3 系の数学モデルとシミュレーション

電磁弁が高速でオンオフ作動するPWM制御系においては, 管路内での非定常流動や, 切り換えに伴う弁のおくれ特性が, 制御性能に重要な影響を及ぼす. そこで, 2章で確立したPWM制御系に関する数学モデルおよびシミュレーション手法を図3.1のシステムについても適用し, 系の動特性シミュレーションを構成する. 本節では, 電磁弁のおくれ特性および管路要素の存在を考慮に入れて行った系のモデル化の結果ならびに数値シミュレーションの手法などについて概略的に述べ, 後述する実験値との比較への準備とする.

系のモデル化に関連してのシステム構成図を図3.5に示す. ただし, 図中にお

いて、 $p_s$ : 供給圧力、 $q_j$ ,  $p_j$ : 管路  $j$  ( $j = 1, 2$ ) 内の流量と圧力、 $p_{or}$ : オリフィス下流側の圧力、 $q_{v11}$ ,  $q_{v21}$ : 弁 1, 2 の  $P \rightarrow A$  ポート流量、 $q_{v12}$ ,  $q_{v22}$ : 弁 1, 2 の  $A \rightarrow T$  ポート流量、 $V_a$ ,  $V_b$ : シリンダの左, 右室内の容積を表す。図示の系に対する支配方程式を導くにあたり、次の仮定を設ける。

(1) 油源からの供給圧力  $p_s$  は一定とする。

(2) 管路としては、上流および下流側管路 (図 3.5 中の  $l_1$ ,  $l_2$ ) の影響のみを考慮するものとし、それらの関係を 1 自由度の集中定数系で近似する。

(3) 弁の運動 (ポペット部の変位  $y$ ) に関しては、図 3.6 に示されるように、それを [むだ時間 + 一次曲線] の関係で表す (ただし、図中において、 $v$ : 弁への入力電圧、 $t_a$ ,  $t_b$ ,  $t_c$ ,  $t_d$ : 弁の切り換え時間パラメータを表す)。

上記の諸仮定の下に、各関係式を導きそれらをブロック線図表示すれば、系のモデル化図が図 3.7 のように得られる。ただし、システムの構成図において、図中に示される諸記号の説明が一部省略されている (その詳細および各要素に対する関係式の導出については、第 2 章を参照されたい)。図中、上流側と下流側管路要素の線図は、煩雑さを避けるため、それぞれを各 1 個のブロック要素 (図中の Line-A と Line-B) にまとめ、それらの詳細図を図の (b), (c) に示した。

このようなブロック線図が与えられれば、各要素 (積分, 比例および非線形などの要素)、ならびに信号間の関係に従って、本数学モデルに基づくシミュレーションが実施できる。なお、以下のシミュレーション計算では、数値積分の方法としてアダムス法を採用した。

### 3.4 系の応答性能

本節では、系のステップ応答に関する実験値とシミュレーション結果との比較検討をもとに、従来の PWM 方式および差動 PWM 方式によったときの系の動特性、制御性能について考察する。

まず、本実験で使用した電磁弁、アクチュエータ (油圧シリンダ) の主な諸元および実験条件などを、表 3.1 に、また、電磁弁 1, 2 に対する切り換え時間パラメータ  $t_a$ ,  $t_b$ ,  $t_c$ ,  $t_d$  (図 3.6) の各実測値を、表 3.2 に示す。なお、コンピュータ制御におけるサンプリング時間は、 $t_s = 0.5 \text{ ms}$  として実験を行っ

た。

まず図3.8(a)~(c)は、従来法1(前述, 3.2節参照)によって得られたステップ応答(目標値 $r$ を $x/x_0=0.5$ の大きさとする)の実験結果であり、それぞれ、アクチュエータの変位 $x$ 、圧力差 $\Delta p$ 、および弁への入力デューティ $D_1$ 、 $D_2$ と $\Delta D$ の各波形が示されている。図によれば、 $\Delta D$ のパルス幅がある大きさ以下になったとき、圧力差 $\Delta p$ が変動しなくなる状況が示されている。これは、弁特性の不感帯(図3.2の曲線a)によってもたらされるものであり、その存在のため、応答 $x$ は目標値に収束しえず、図示のような定常偏差がもたらされる。

次に図3.9は、上記の実験値に対応するシミュレーション結果である(図には、応答 $x$ の波形のみを示す)定常偏差の大きさに関する若干の差を除けば、実験値とシミュレーション結果は、ほぼよく一致しているといえる(なお、応答 $x$ 以外の変量に対しても、これらと同程度の一致が得られた)。

次に、先と同一の実験条件下で、従来法2(前述, 3.2節参照)のPWM方式に変えたときの実験結果を図3.10(a)~(c)に示す。ただしここでの実験は、弁の半開状態での作動を避ける(すなわち、図3.2の曲線bにおいて、 $D=0$ 付近での非線形領域を使用せず、この領域での $D$ に対しては、弁はオフのままとする)ものとして行った。

図によれば、応答 $x$ は、補償されたパルスによって駆動されていることがわかる。ただしこの場合の制御法では、先の取扱いにより、与える最小差圧パルスの大きさに限界を生ずるため、応答 $x$ は少なからず変動をきたしている(なお、半開状態の使用を許すとすれば、この点は改善されうる。その理由については後に述べる)。

図3.10(a)の実験値に対応するシミュレーション結果について述べるとともに、上記従来法によるものを図3.11示す。

以下に、差動PWM方式を採用したときの実験結果とシミュレーション結果について述べるとともに、上記従来法による諸結果との比較検討を行う。

まず、弁の個体差補正を行っていない場合(図3.4の曲線a)におけるステップ応答の実験結果を図3.12(a)~(c)、また図3.12(a)に対応するシミュレーション結果を図3.13に示す。これらの図によれば、応答 $x$ の挙動は、

先の二つの場合よりも改善されているとはいえ、目標値近傍において（目標値をやや下まわった値近傍で）、振動している。図3.12によれば、 $x$ が目標値近くに達したとき、偏差に比例した $\Delta D > 0$ のパルスが与えられているにもかかわらず、 $\Delta p$ が一時的に負となる領域が存在しており、これが振動の誘因とみなされる。この点に関する、実測とシミュレーションによる検討（波形 $p_a$ 、 $p_b$ の変化状況とむだ時間 $t_d$ との関係など）によれば、その原因は、本実験で用いた弁1、2の個体差、具体的には、オフ時におけるむだ時間 $t_d$ の違い（その値は弁2の方が大きい）によるものであることが確かめられた。したがって、この差に相当する時間幅を、 $D_1$ または $D_2$ に対して補正することにより、特性の改善を図ることができる。以下、この場合を補正型差動PWM方式と呼ぶことにする。

図3.14(a)～(d)、図3.15(a)～(d)に、補正型差動PWM方式によったときの実験結果およびシミュレーション結果を示す。ただしこれらの図の場合、新たな比較変数として、 $\Delta p$ 、 $\Delta D$ 、 $p_a$ などの各波形も同時に示した。

まず、系の応答性能に注目すれば、先の補正の結果、応答 $x$ はより高精度で位置制御されていることがわかる。ただし、実測による $\Delta p$ の波形〔図3.14(b)〕によれば、時間 $t$ の比較的大きな領域において、依然として若干の変動が残っており、先の補正が必ずしも十分でないことをうかがわせる。制御のサンプリング時間を0.5 msとする本実験の場合、弁のオンからオフ動作に伴う無駄時間 $t_d$ の個体差（表3.2参照）を0.5 ms以上の精度で補正することができず、この点にその主因があるものと推察される。一方、この $t_d$ の個体差を正確に補正したシミュレーション結果（図3.15）によれば、 $\Delta p$ に関する先のような変動は消滅しており、実験のサンプリング時間をより小さく設定することが可能となればより満足な補正の効果が期待できる。

次に、図3.14と図3.15の一致状況についてみると、上述した波形 $\Delta p$ に関する若干の点を除けば、両者はよく一致しており、計算に用いた数学モデルの妥当性が確認される。

なお本補正型差動PWM方式の制御精度をしらべる別個の実験において、一単位（最小幅）の差圧パルスによって得られる応答 $x$ の最小変位（分解能）を測定した結果、約15  $\mu\text{m}$ の値を得た。これに対して、従来法2におけるその実測値は約161  $\mu\text{m}$ となった（補正によれば位置決め精度が、従来法に比べて10倍以上に

なる)。ただし、従来法においても、弁の半開状態での使用を許せば、微小な差圧パルスを発生することができ、差動PWM方式と同程度の位置決め精度を得ることが可能である。しかしながら、先に述べたように、この使用法はオンオフ弁に対する変則的な使い方であり、その特性が経時変化を受けやすい点、またデューティの零点近傍に強い非線形性を持つ点などを考慮すれば、本差動PWM方式の合理性が主張できる。

### 3. 5 結 言

本章では、3方向型電磁弁による油圧アクチュエータ系を具体例として、差動PWM方式を提案した。この方式は、従来方式において問題となる弁の非線形性を減ずる（線形化する）ために、2つの弁の切り換えタイミングを調整して与えるものである。シミュレーションと実験をもとに、従来法および差動PWM方式での各応答性能を比較検討した結果は、およそ次のように要約される。

(1)差動PWM方式によれば、2つの弁の切り換へのタイミング操作により、両シリンダ室内の差圧に対するデューティを微小かつ任意幅に与えることができるため、従来のPWM方式における非線形特性が改善される。

(2)差動PWM方式において、2個の弁の個体差に応じた補正を施すことにより、従来のPWM方式に比べて、制御要素として極めて優れた特性が得られるので、高精度の位置決めが可能となる。



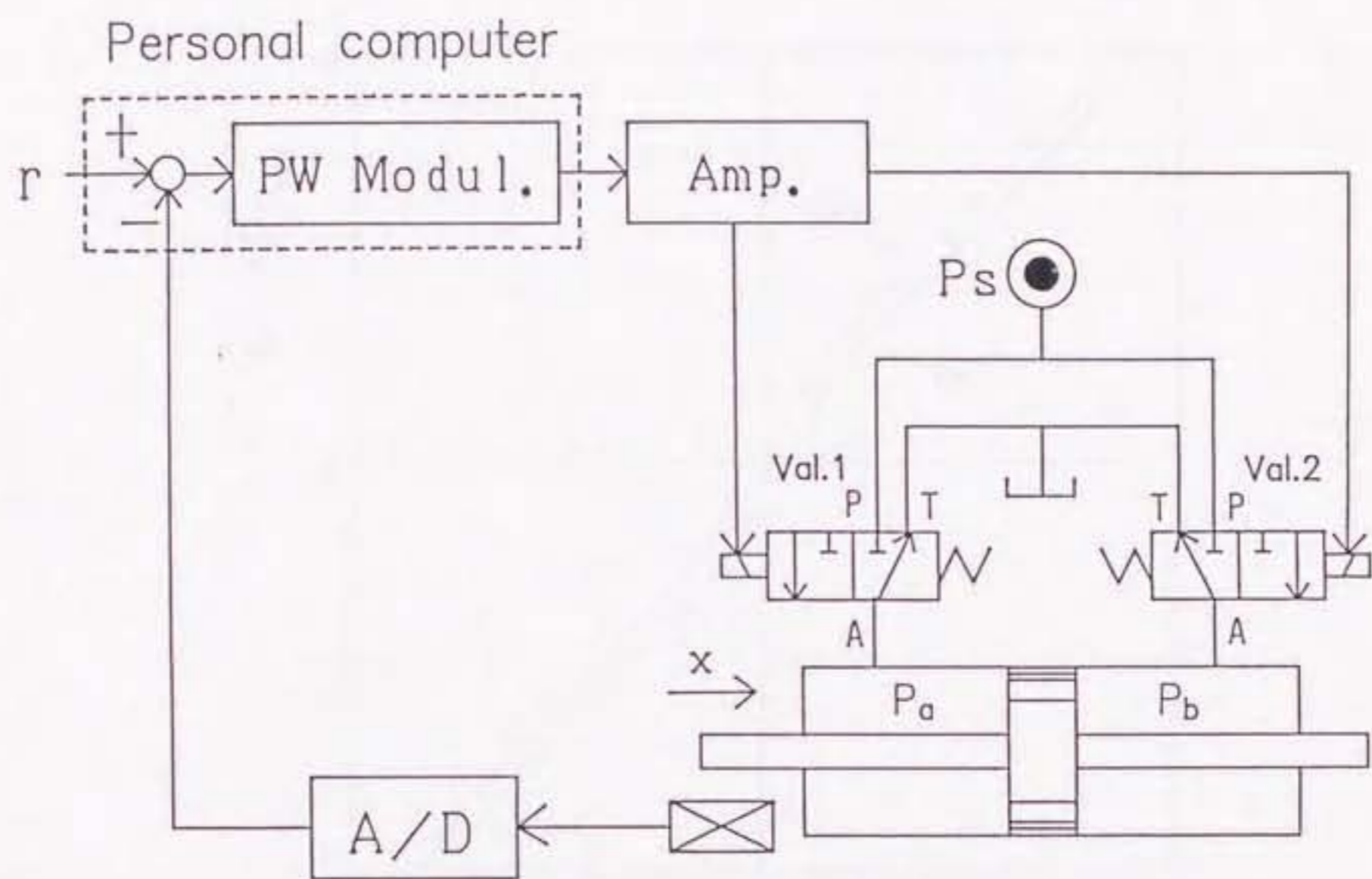


図 3.1 PWM油圧アクチュエータ系

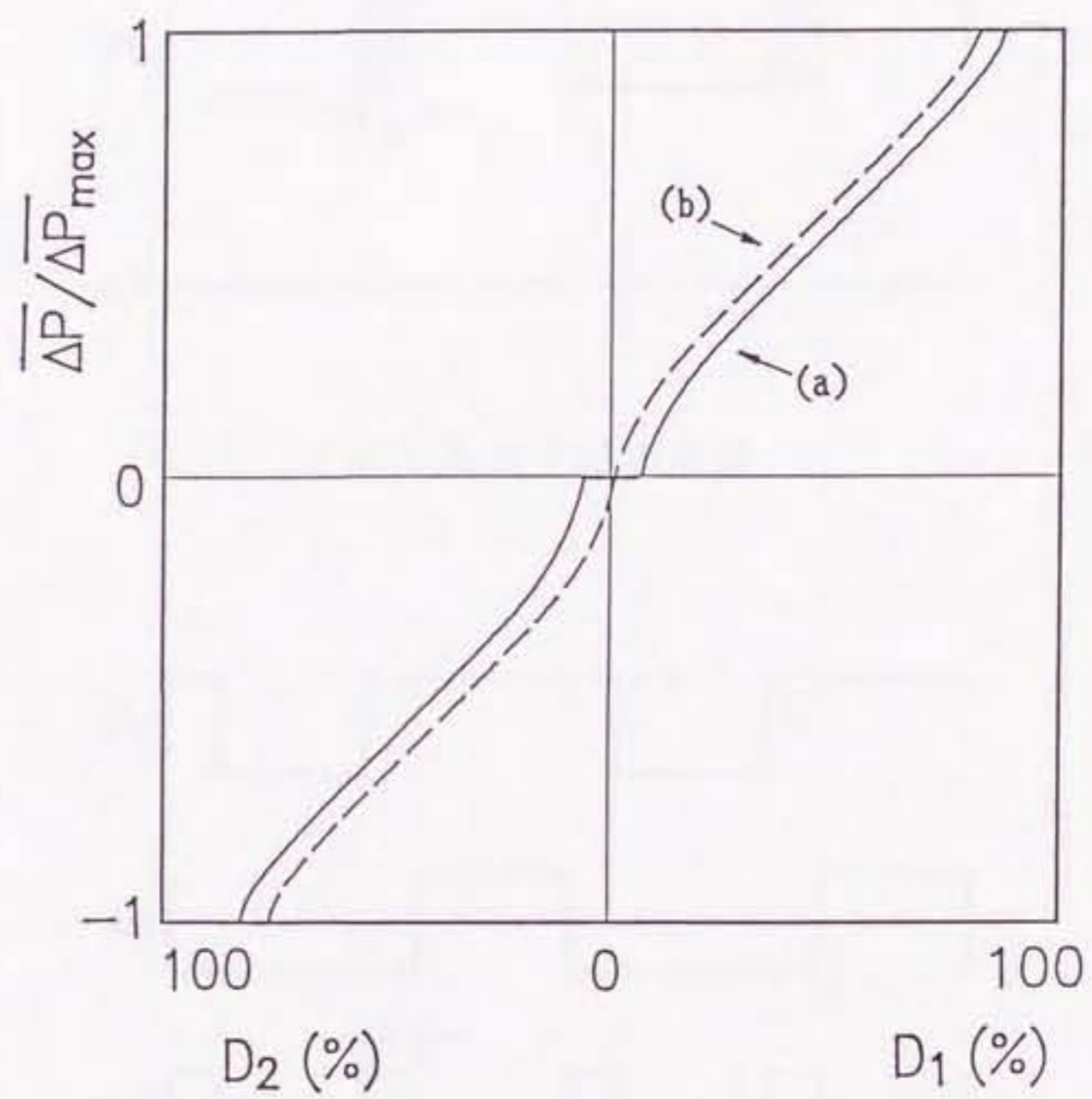
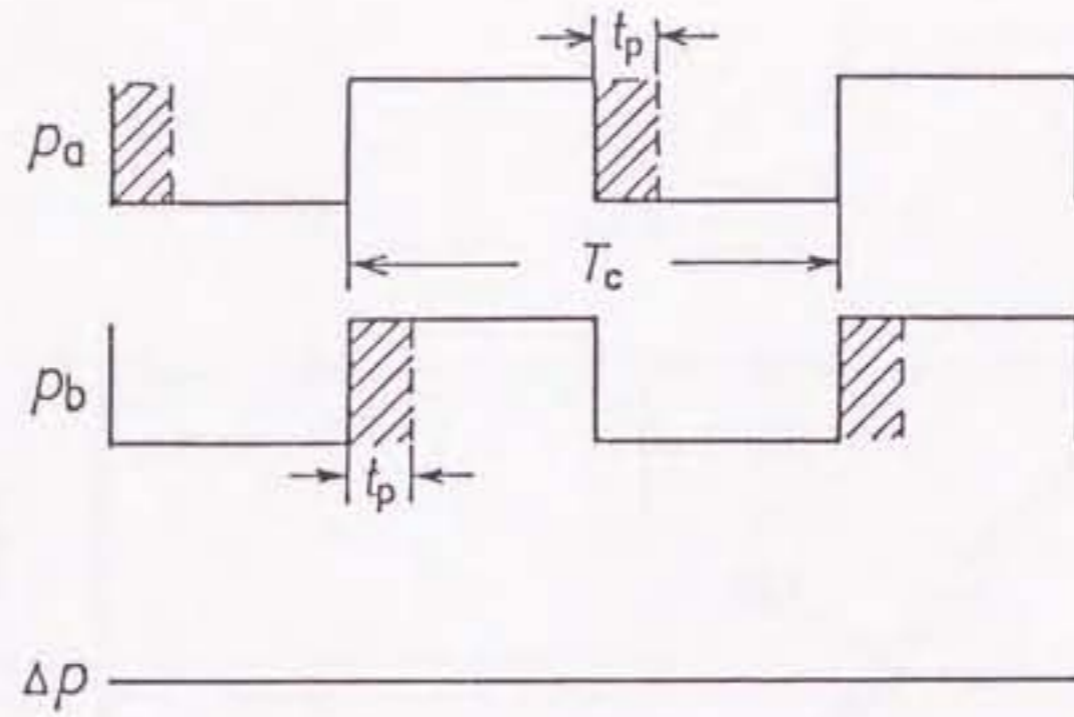
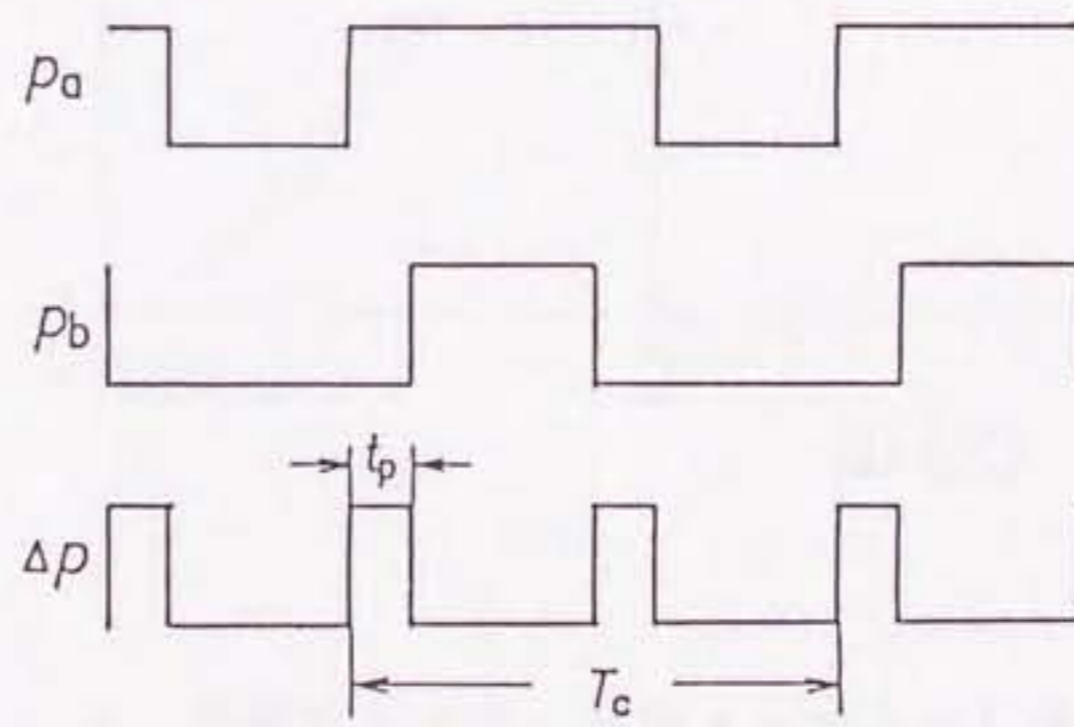


図 3.2 従来法における  $\Delta p - D$  特性



( a )  $\Delta D = 0$  のとき



( b )  $\Delta D > 0$  のとき

図 3 . 3 差動 P W M 法の原理

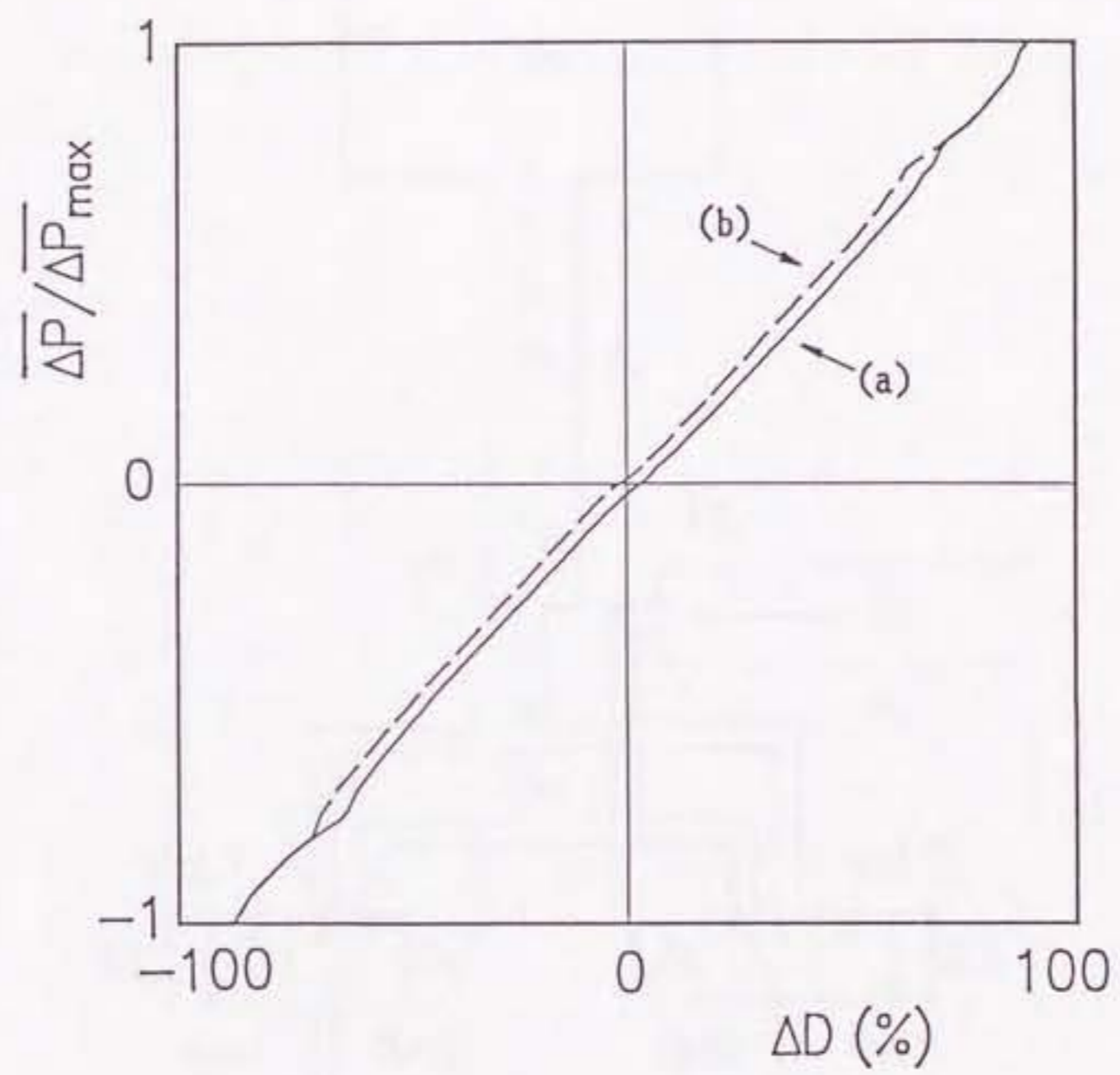


図 3.4 差動 PWM 法における  $\Delta p - \Delta D$  特性

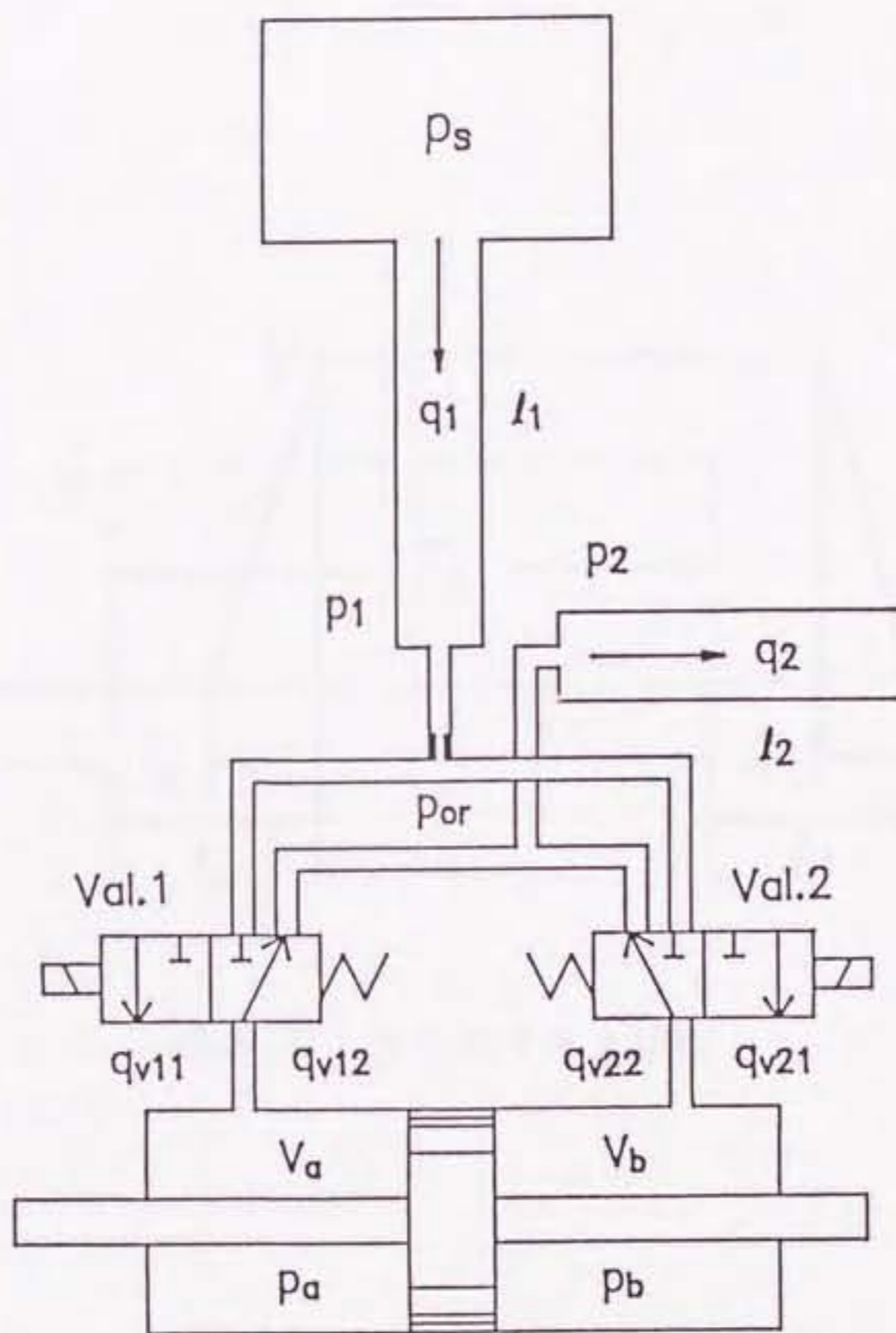


図 3.5 システムの構成図

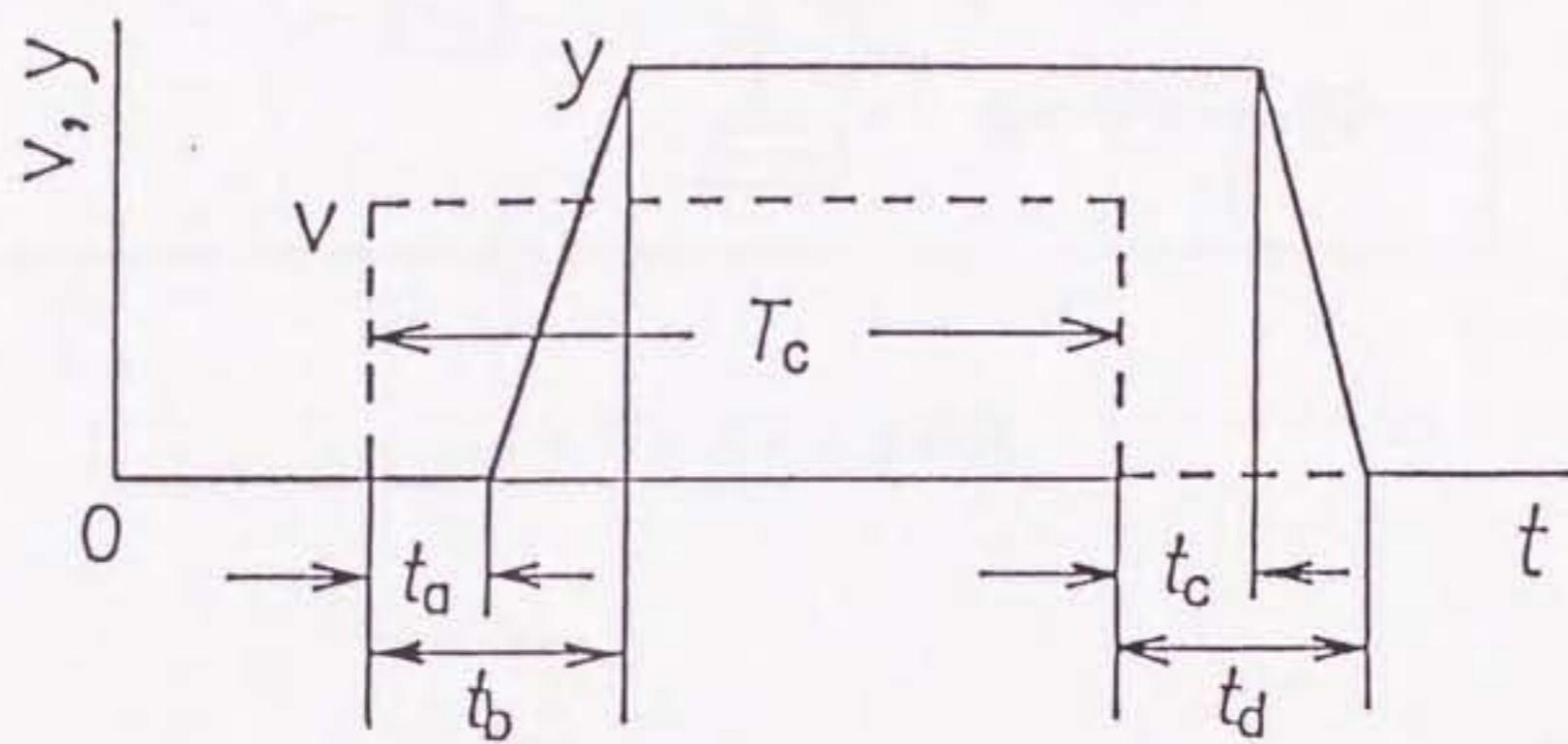
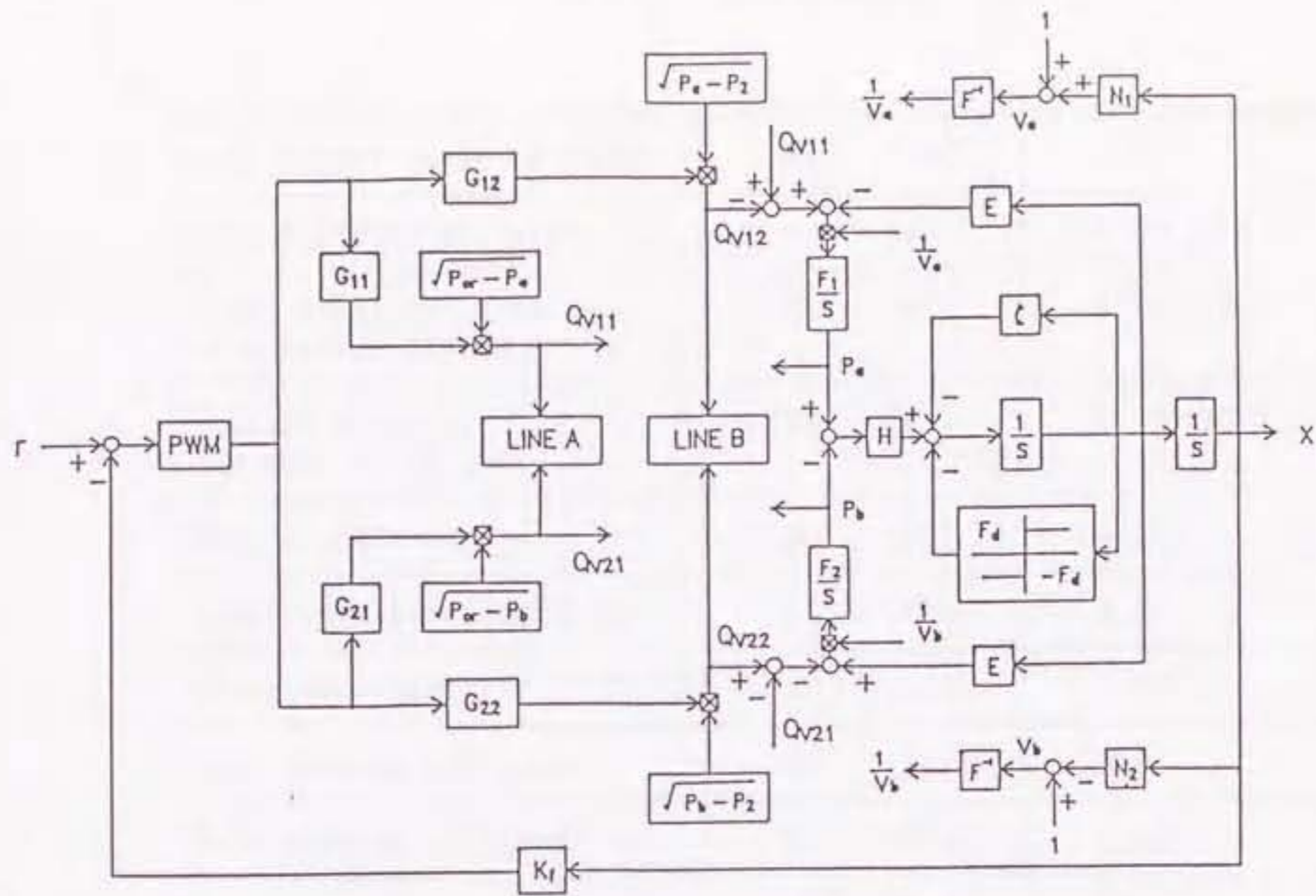
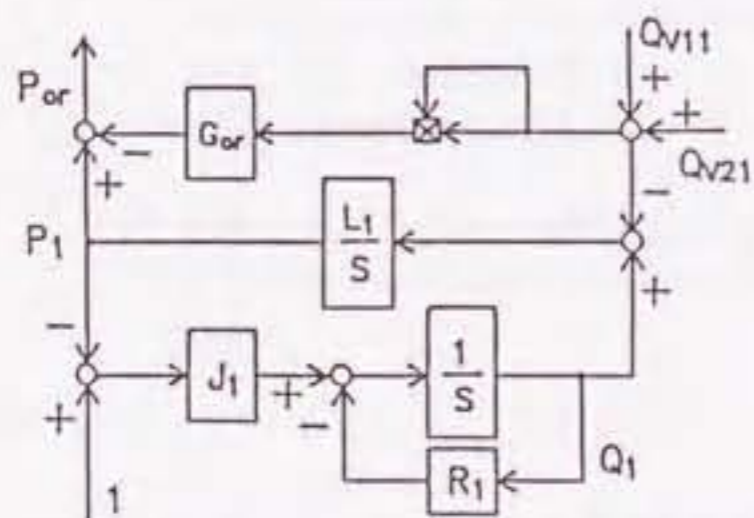


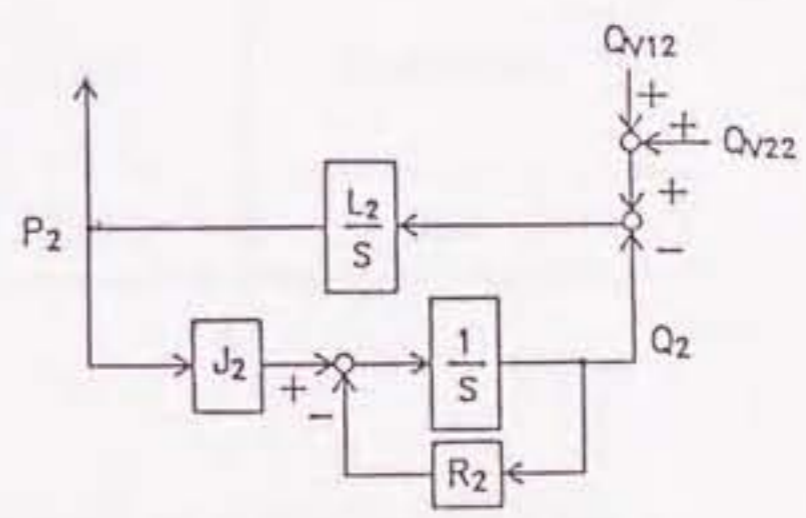
図 3.6 弁の切り換え特性



(a) システム全体図



(b) Line-A



(c) Line-B

図3.7 制御系のブロック線図表示

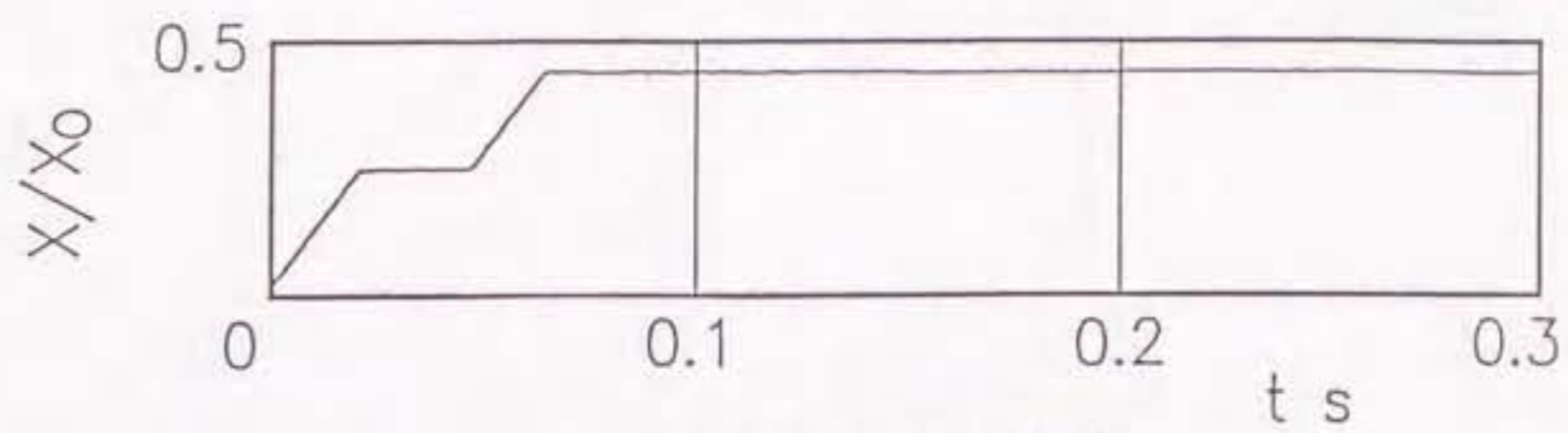
表 3.1 主な実験諸元

Half poppet angle of valve	$\phi$ (rad)	0.785
Seat diameter of valve	d (m)	$6.0 \times 10^{-3}$
Cross sectional area of actuator-piston	$A_s$ ( $m^2$ )	$3.98 \times 10^{-4}$
Initial value of $V_a$ and $V_b$ at $t=0$	$V_o$ ( $m^3$ )	$6.78 \times 10^{-6}$
Mass of actuator	m (kg)	0.267
Supply pressure(constant)	$p_s$ (MPa)	1.96
Kinematic viscosity of fluid	$\nu$ ( $m^2/s$ )	$8.5 \times 10^{-5}$
Mass density of fluid	$\rho$ ( $kg/m^3$ )	859
Bulk modulus of fluid	K (GPa)	1.58
Frequency of PWM carrier wave ( $= 1 / T_c$ )	$f_c$ (Hz)	20
Length of pipeline j	$l_1$ (m) $l_2$ (m)	0.10 0.15
Cross sectional area of pipeline j	$a_{vj}$ ( $m^2$ )	$7.85 \times 10^{-5}$
Nominal value of displacement x	$x_o$ (m)	$5.0 \times 10^{-3}$
Nominal value of time t	$t_o$ (s)	0.025

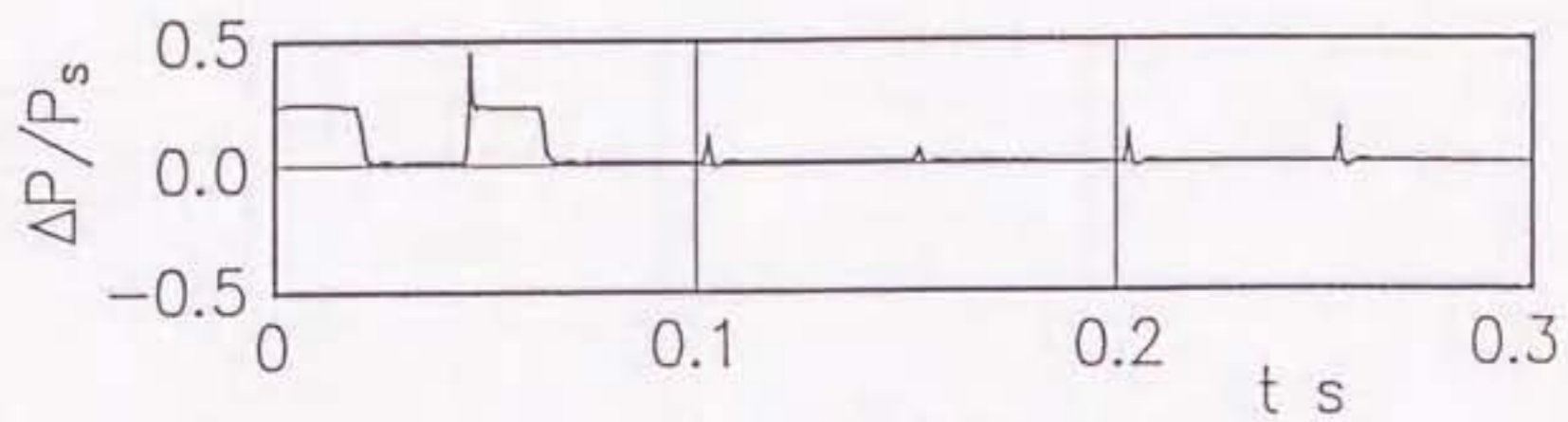
表 3.2 弁の切り換え特性値 (単位は ms, 測定精度は 0.5 ms)

	$t_a$	$t_b$	$t_c$	$t_d$
Valve 1	4.5	5.5	8.0	10.0
Valve 2	4.5	5.5	11.0	14.0

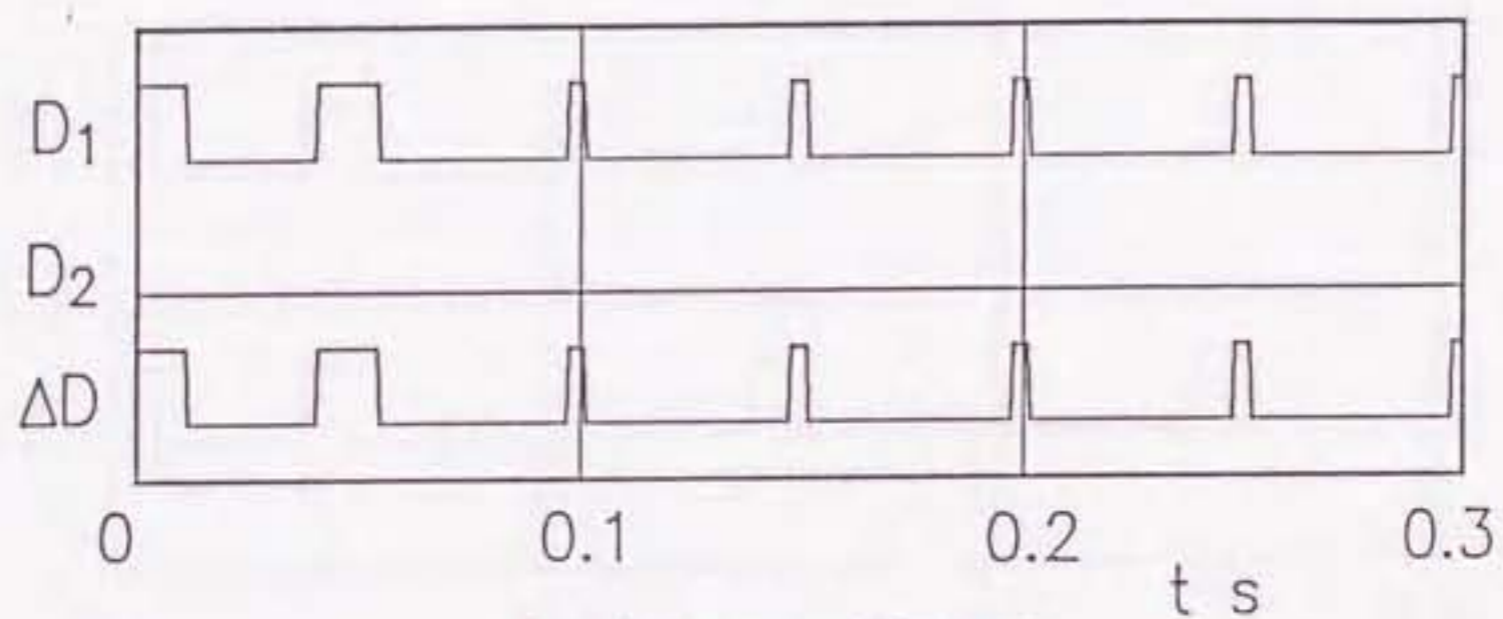




(a) ピストン変位



(b) 差圧  $\Delta p$



(c) 弁への入力信号

図3.8 従来法1における実験結果

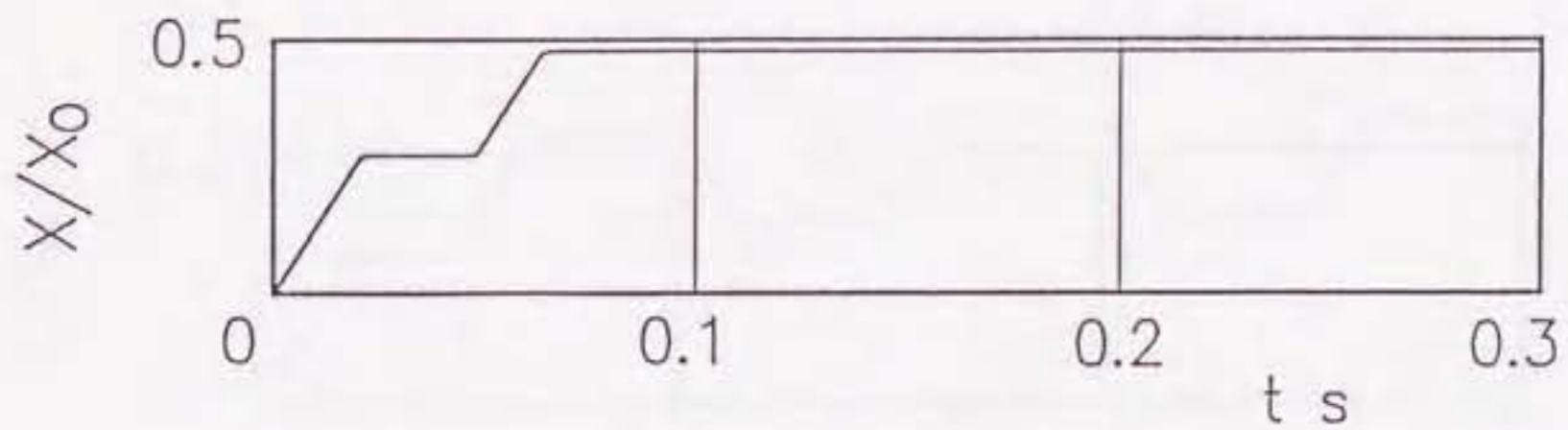
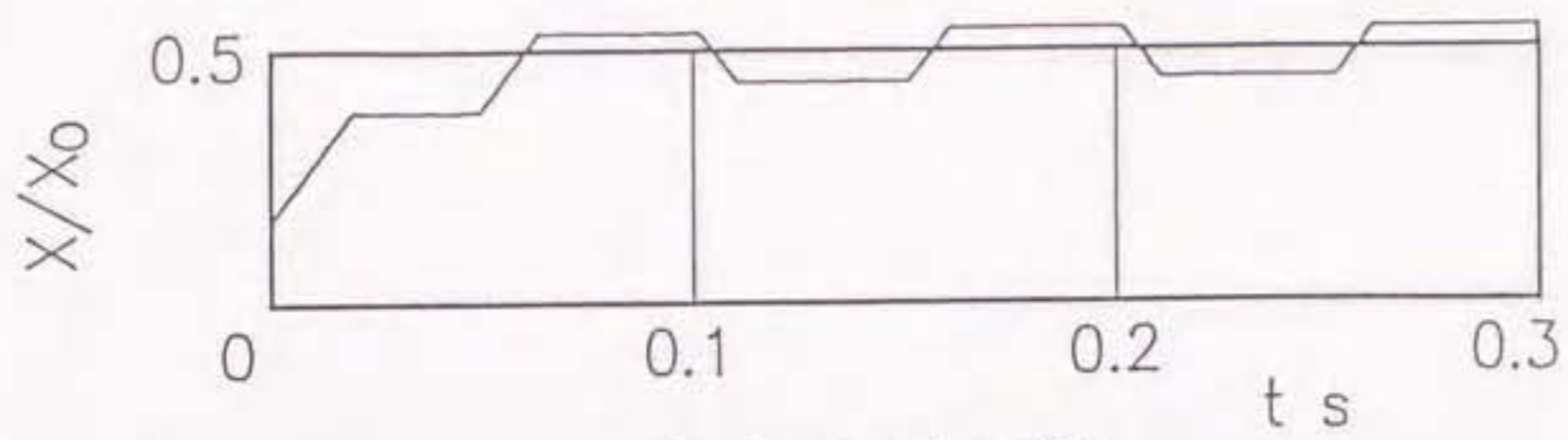
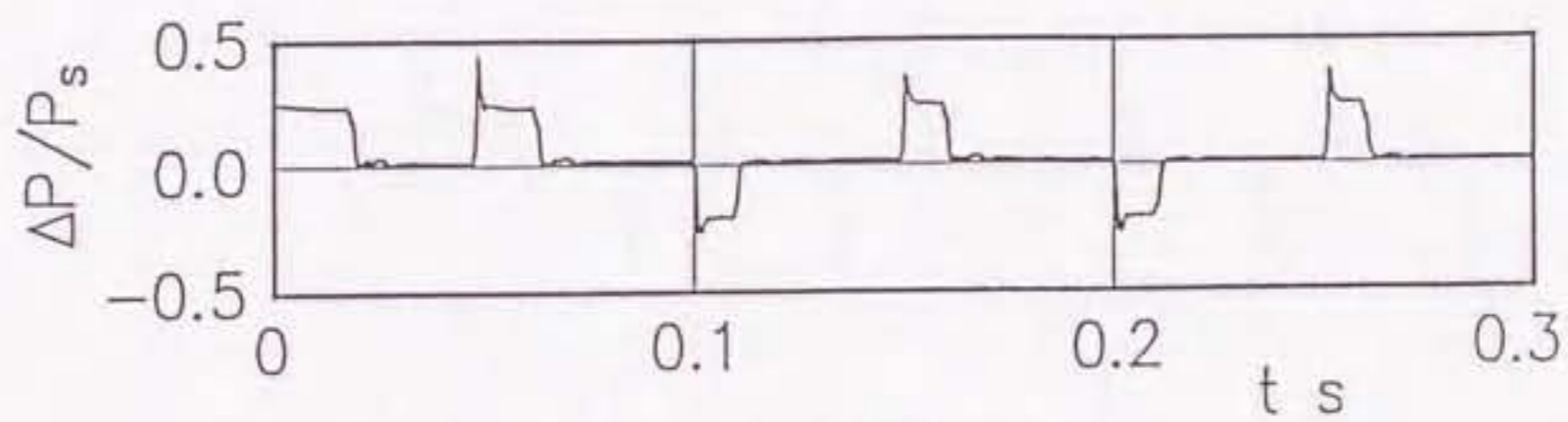


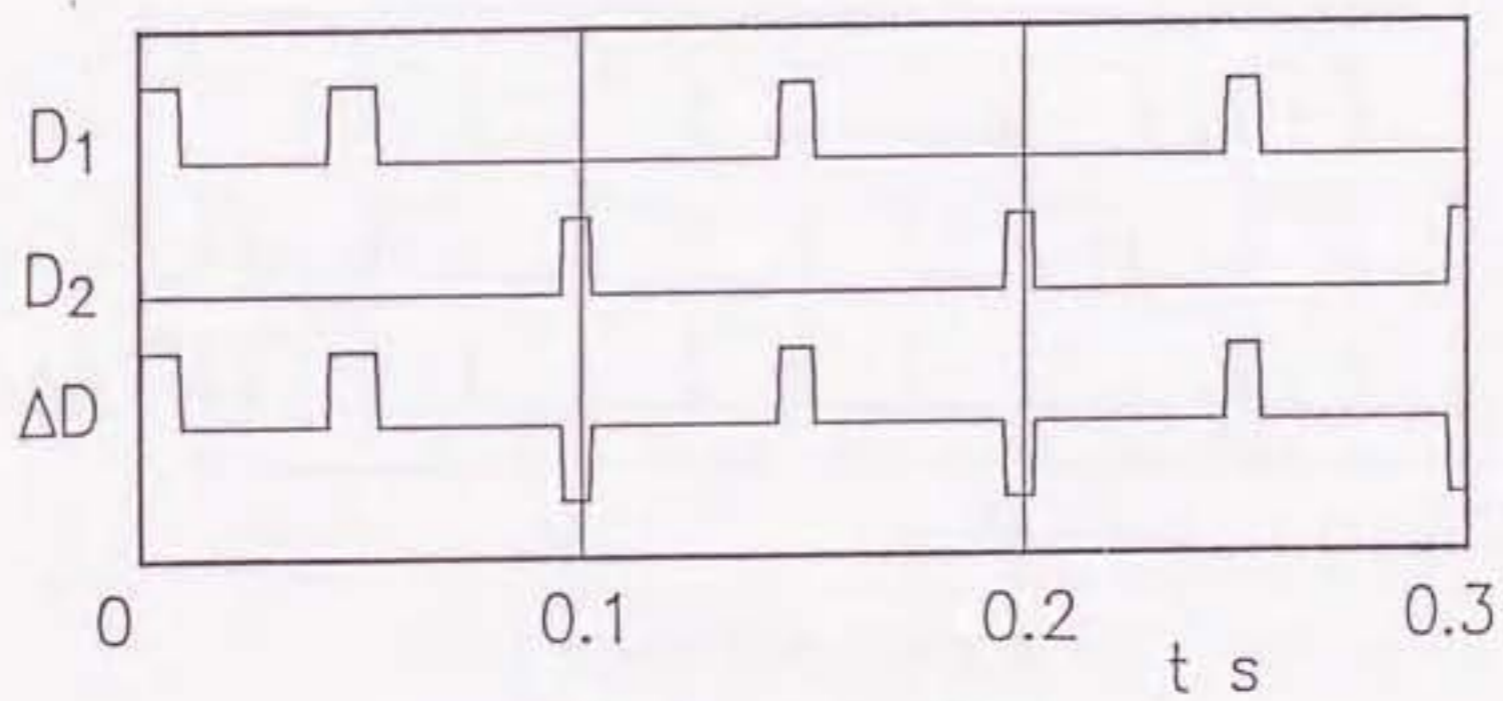
図3.9 従来法1におけるシミュレーション結果



(a) ピストン変位



(b) 差圧  $\Delta p$



(c) 弁への入力信号

図 3.10 従来法 2 における実験結果

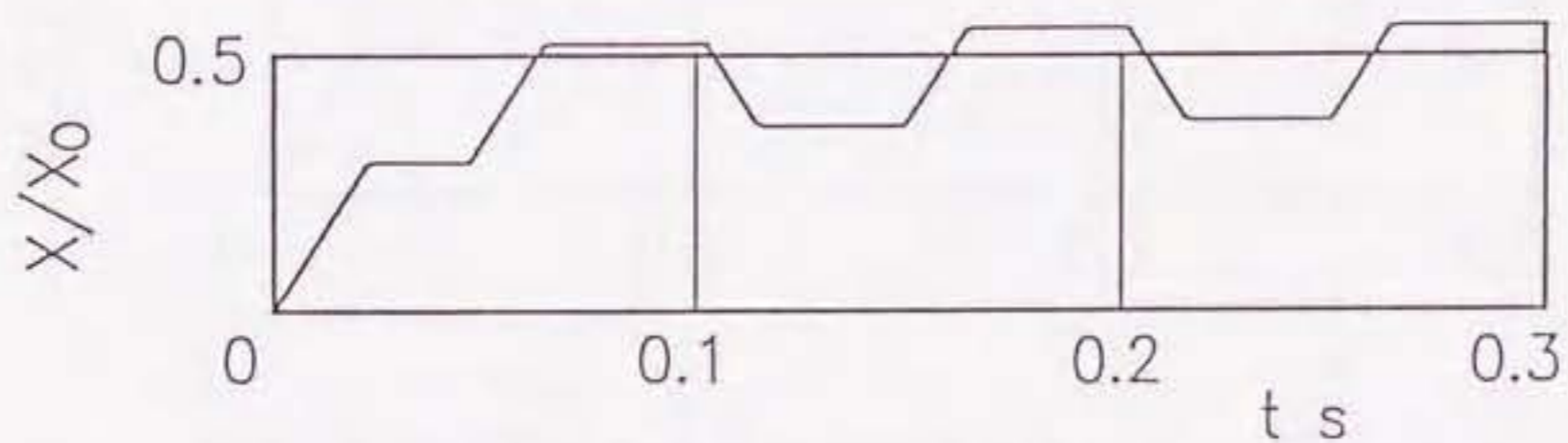


図 3.11 従来法 2 におけるシミュレーション結果

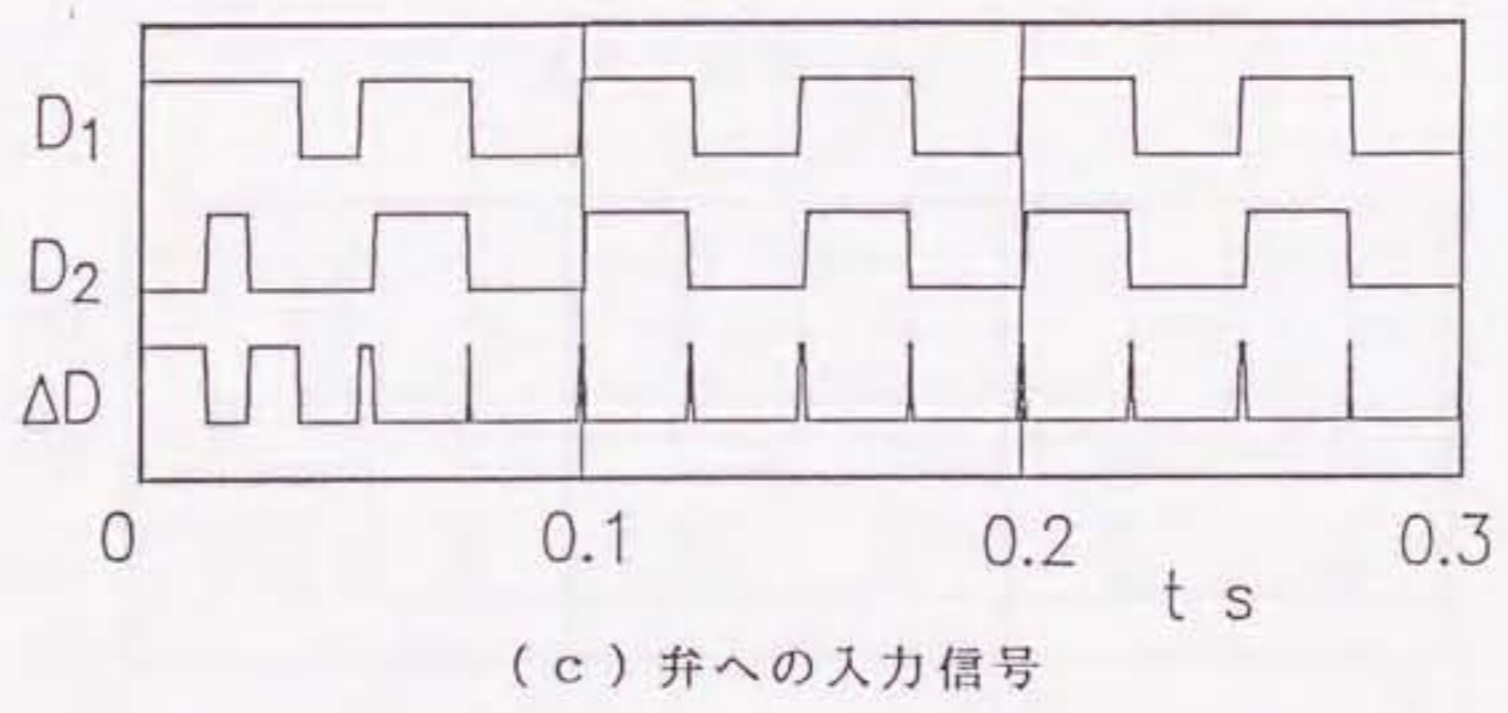
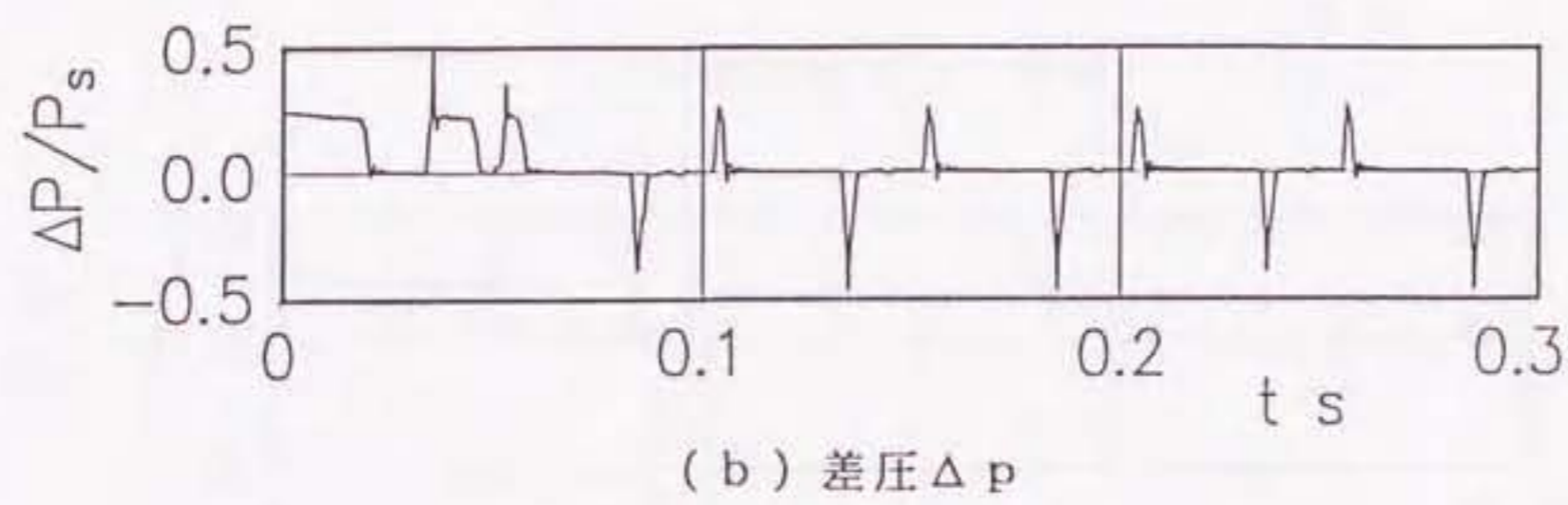
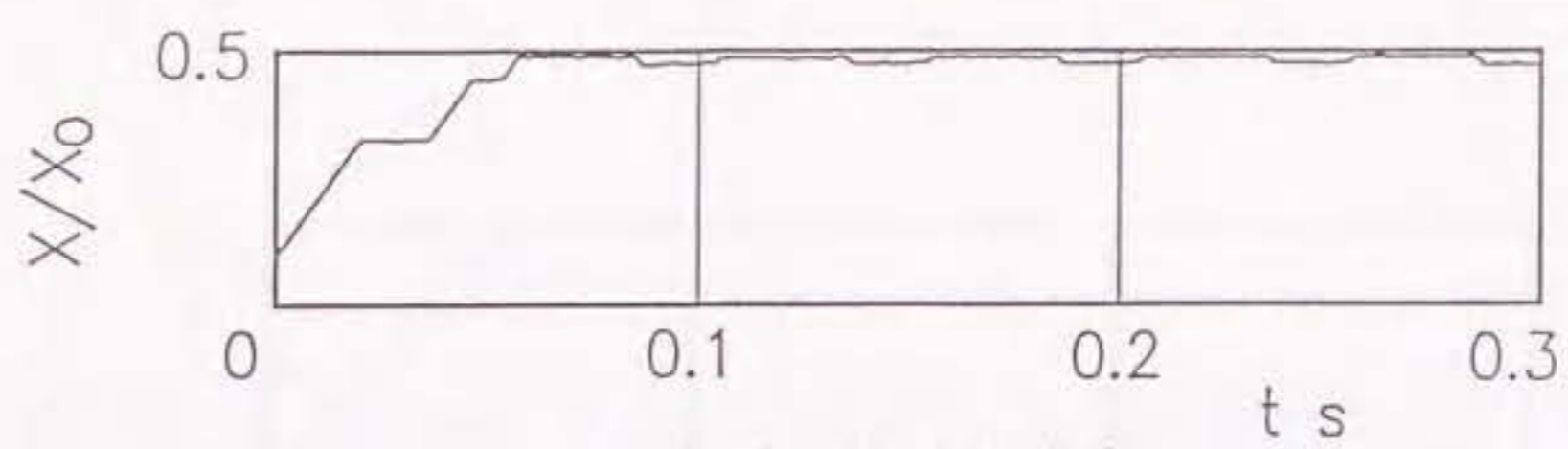


図 3.12 差動 PWM における実験結果  
(補正なしの場合)

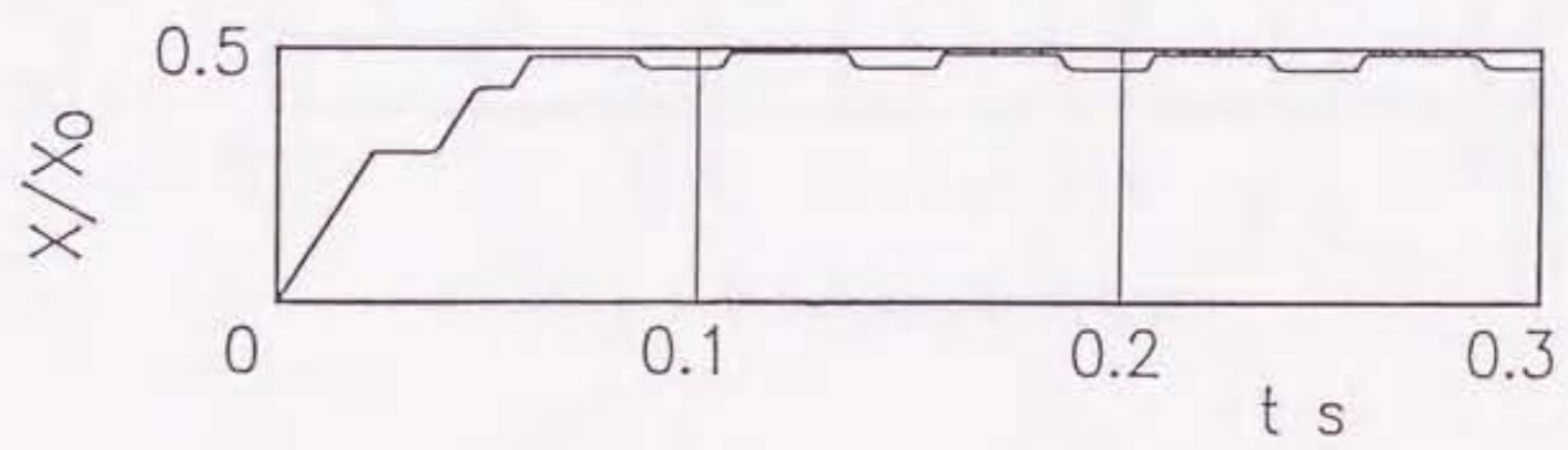
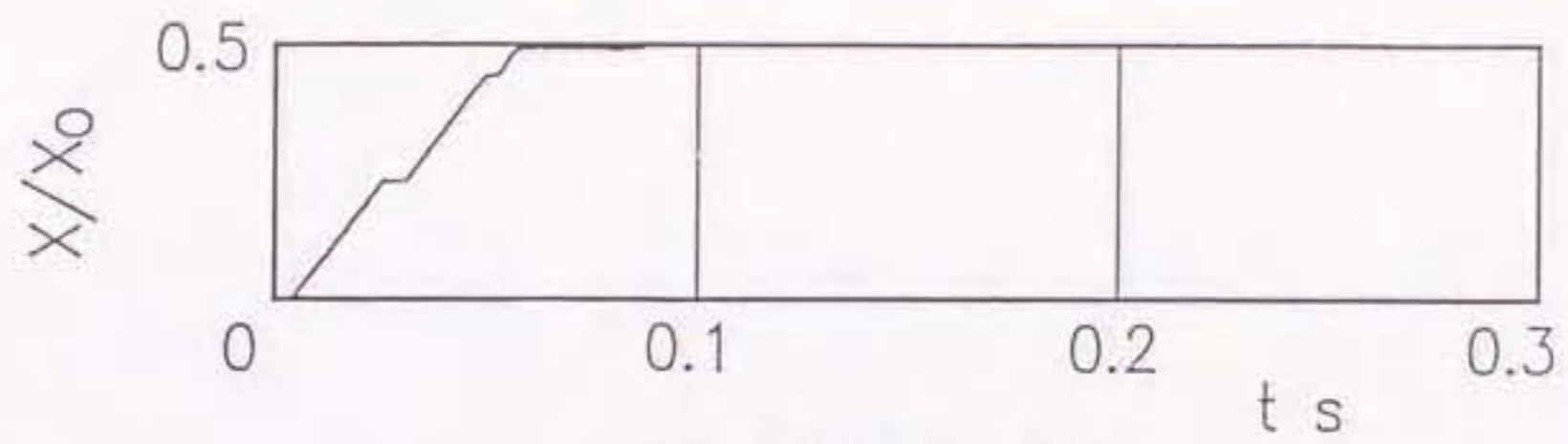
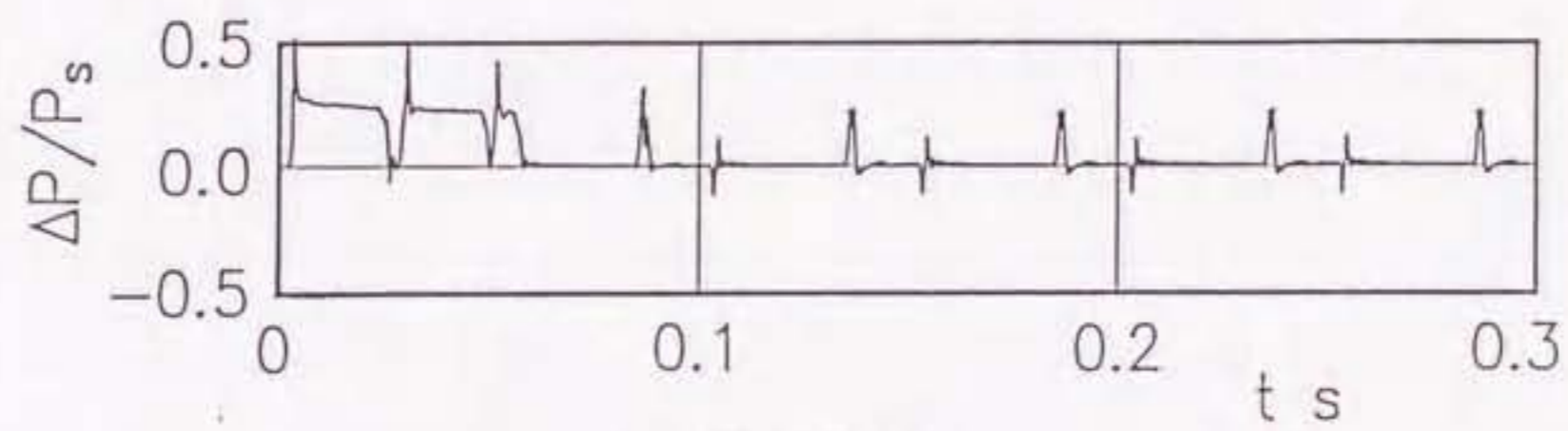


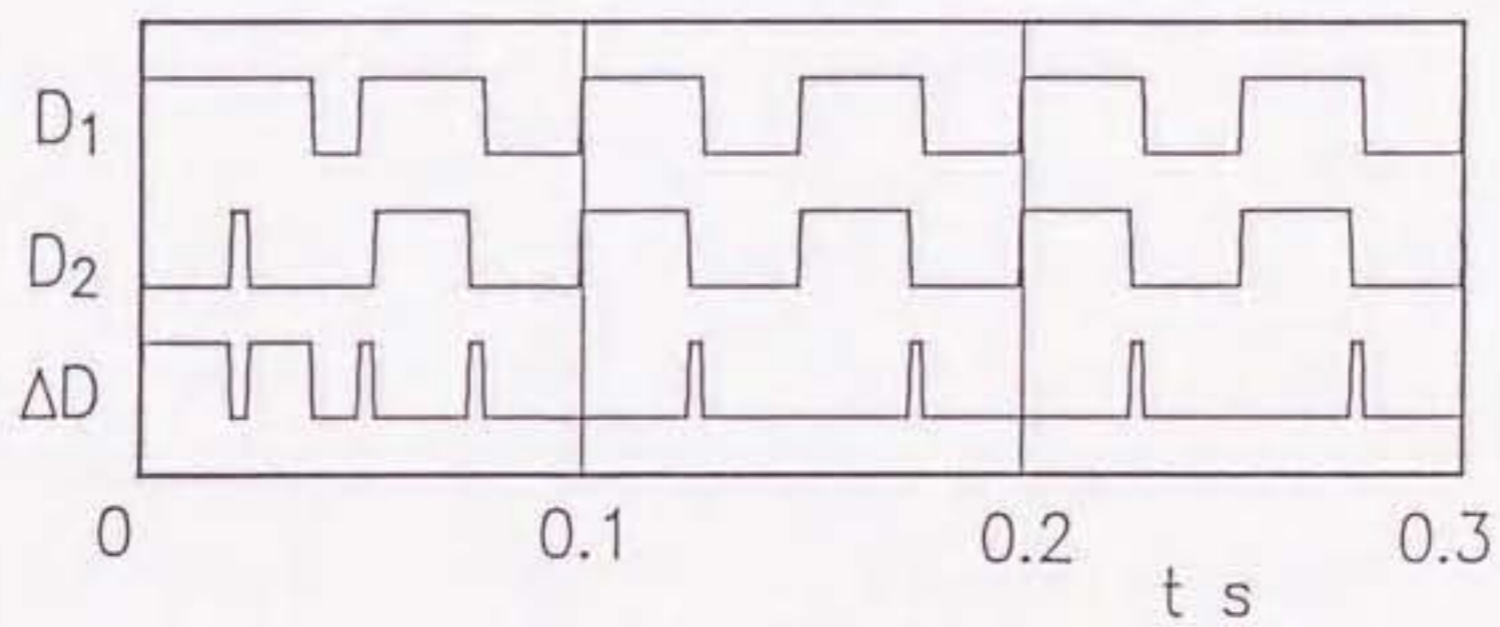
図 3.13 差動 PWM におけるシミュレーション結果  
(補正なしの場合)



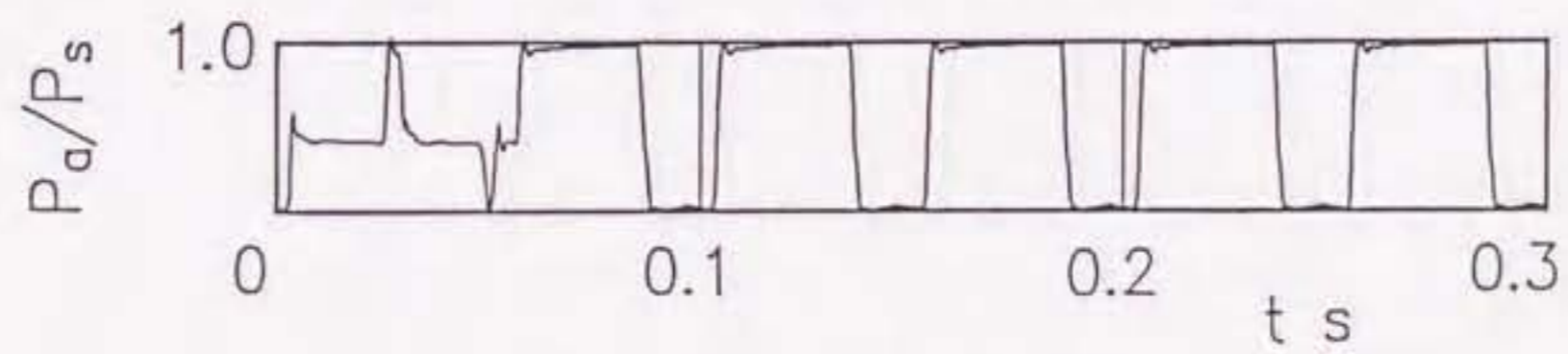
(a) ピストン変位



(b) 差圧  $\Delta p$

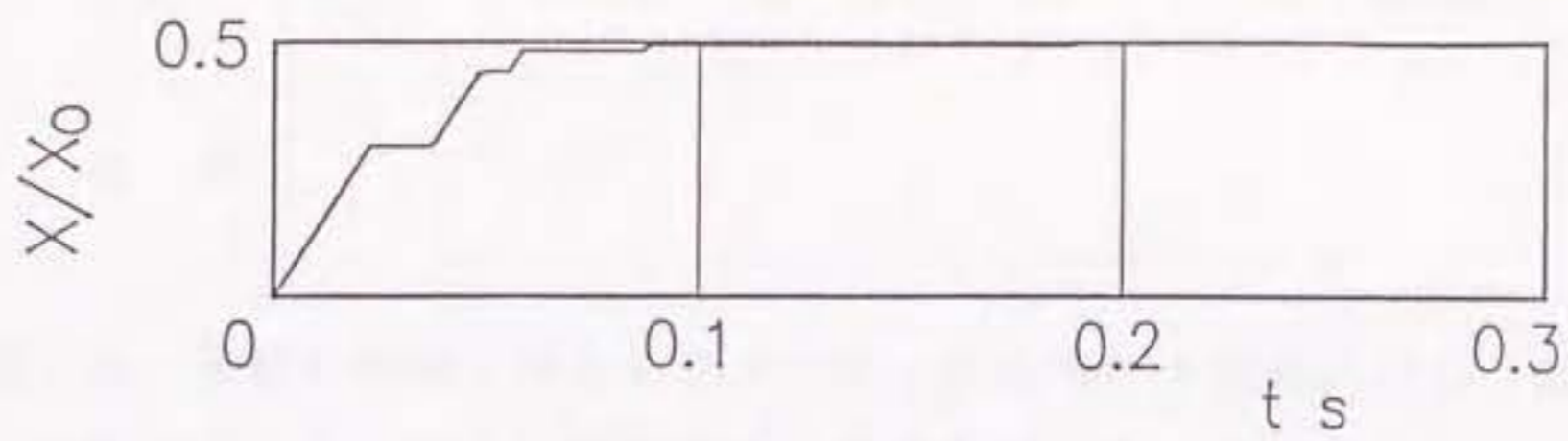


(c) 弁への入力信号

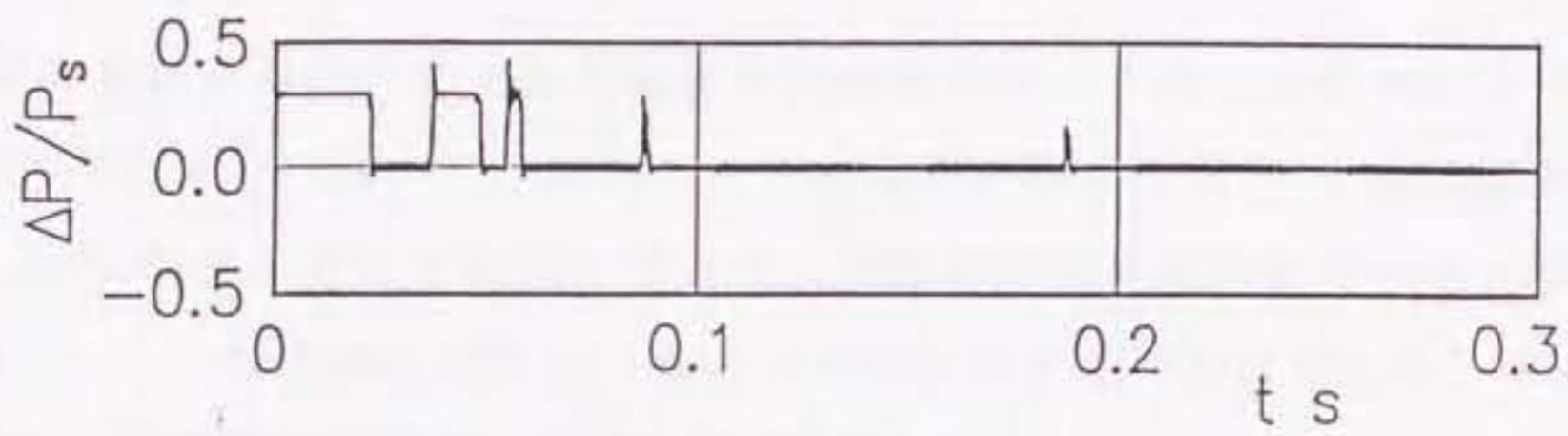


(d) シリンダ左室内の圧力

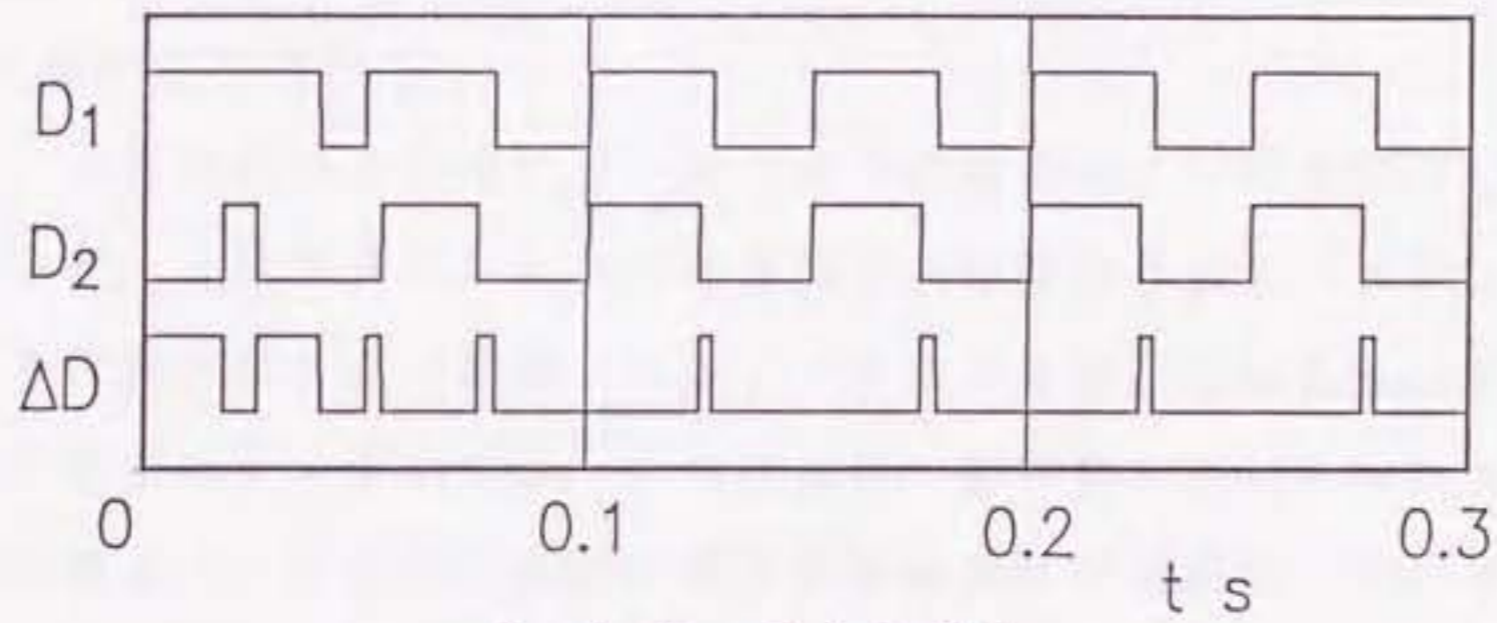
図 3.14 差動 PWM における実験結果  
(補正ありの場合)



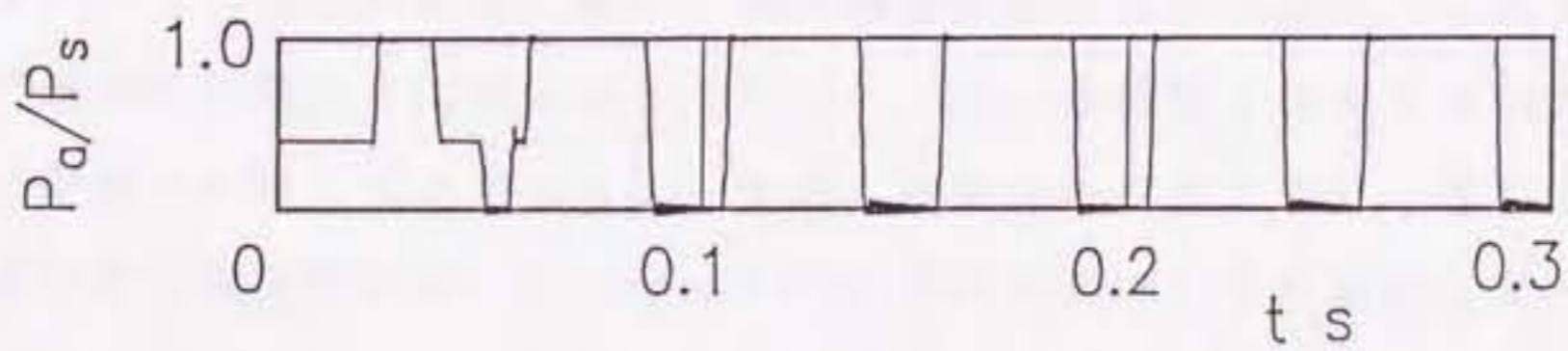
(a) ピストン変位



(b) 差圧  $\Delta p$



(c) 弁への入力信号



(d) シリンダ左室内の圧力

図 3.15 差動 PWM におけるシミュレーション結果  
(補正ありの場合)

#### 4.1 緒言

前章では、電磁弁駆動の油圧アクチュエータに対する新規のパルス幅変調(PWM)制御法として、新たに差動PWM法を提案した。その結果によれば、主に次の点が明らかにされた。

- ① PWM法を用いたときの電磁弁の作動特性は、入力としてのデューティ差  $\Delta D (= D_1 - D_2)$  と、出力としての時間平均差圧  $\overline{\Delta p_i}$  との関係曲線 ( $\Delta D - \overline{\Delta p_i}$  特性) として表現できるが、通常のPWM法におけるその特性が、 $\Delta D = 0$  となる原点近傍で、強度の非線形性をもつものに対して、差動PWM法では、良好な線形特性に改善される。
- ② その結果、アクチュエータ制御における微小な位置決めが容易となり、制御精度が大幅に改善される。

本章では、4 方案内弁と負荷シリンダとより成る油圧サーボ系に対して、案内弁のスプールが、上記アクチュエータに直結されて駆動されるシステムを考察の対象とし、本制御システムの最適レギュレータによる設計を試みる。また、本制御システムの数学モデルを構成し、これを基に、動特性シミュレーションを行う。そして、これによって得られた応答特性を実験結果と比較検討して、本制御方式の有用性、制御系設計の妥当性を検証する。

周知のように油圧制御系は数多くの非線形要素を含んでおり、この事情が制御理論の適用を制限または困難にしてきた。一方、本研究で採用する前段増幅部としての差動PWM方式アクチュエータは、前章で述べたように、優れた線形特性と制御精度を備えている。したがってこの長所を活用した本制御システムによれば、制御理論のより効果的な導入が可能となる。そこで本研究では、この点の検討をもその目的に含むものとする。

## 4. 2 対象とする制御システムとその数学モデル

### 4. 2. 1 システムの構成と制御方法

本研究で対象とする電気・油圧サーボシステムの構成概略図を図4.1に示す。ただし、図中において、 $x$ ：アクチュエータの変位、 $y$ ：負荷ピストンの変位、 $p_s$ ：供給圧力（一定）、 $p_a, p_b$ ：アクチュエータ左、右室内の圧力、 $p_c, p_d$ ：負荷シリンダ右、左室内の圧力を表す。図示のように本システムは、2個の3ポート2位置形高速電磁弁によって駆動されるアクチュエータ（小型シリンダ）、4案内弁とそれに接続された負荷ピストン、ならびに制御演算部としてのマイクロコンピュータを主要要素として構成されている。ここに、電磁弁部と小型シリンダから成るアクチュエータが第3章で扱ったシステムに相当し、本章の段階では、新たに案内弁と負荷ピストンが付加されている。実験における測定量は、アクチュエータの変位 $x$ （＝案内弁スプールの変位）と負荷ピストンの変位 $y$ であり、これらはそれぞれ差動トランスによって検出され、A/D変換器を介してコンピュータに入力される。コンピュータは、制御アルゴリズムに従って制御入力 $u$ を演算する。そして、この $u$ は、両電磁弁へのデューティ信号 $D_1, D_2$ に換算され、それに相当するパルス信号がD/A変換器、弁駆動用増幅器を介して電磁弁に与えられる。その結果生ずる差圧パルスによって、アクチュエータとそれに直結された案内弁スプールが変位し、そのポート開度に応じた油流によって負荷ピストンが駆動される。

### 4. 2. 2 制御システムの数学モデル（状態方程式）

図4.1に示す制御システムの数学モデルを構成するに際しては、ピストン部の乾性摩擦や、案内弁の流量特性（圧力と流量の関係）および弁開度の飽和特性などの非線形特性を、本来は考慮に入れられねばならない。ここでは、状態方程式を導くにあたり、これら非線形特性を線形化して扱うこととする。

以下にまず、次のような仮定下に、線形制御システムの数学モデルを構成する。

- (1) 4 方案内弁の重合量は零（理想弁）であるとし、また流量係数は一定とする。
- (2) 油圧源からの供給圧力は一定とする。
- (3) 作動油の圧縮性は無視できるものとする。
- (4) 全システム中の管路要素内における作動流体の非定常流動を無視する。
- (5) アクチュエータおよび負荷ピストンに作用する摩擦力（粘性減衰力 + 乾性摩擦力）を、等価な粘性減衰係数で置換する。

まず、アクチュエータの運動方程式として次式が成り立つ。

$$m_1 \frac{d^2 x}{dt^2} + b_{r1} \frac{dx}{dt} = A_1 \overline{\Delta p_1} \quad \dots\dots\dots (4.1)$$

ただし、 $m_1$ ：アクチュエータ（ピストン）の質量 + スプールの質量、 $b_{r1}$ ：アクチュエータに作用する等価粘性減衰係数、 $A_1$ ：アクチュエータの有効断面積、アクチュエータに作用する平均差圧力  $\overline{\Delta p_1}$  を表す。ここで、 $\overline{\Delta p_1}$  は、差動 PWM 法により与えられる差圧パルスの時間平均である。差動 PWM 法の特長である線形な  $\Delta D - \overline{\Delta p_1}$  特性によれば、 $\overline{\Delta p_1}$  は、電磁弁への制御入力  $u (= \Delta D)$  に比例するとして、次式の関係で与えられる。（ただし、 $|\Delta D|$  の大きな範囲での飽和特性は無視する）

$$\overline{\Delta p_1} = \Delta p_{1max} \cdot u \quad \dots\dots\dots (4.2)$$

また、負荷ピストンの運動方程式として次式が成り立つ。

$$m_2 \frac{d^2 y}{dt^2} + b_{r2} \frac{dy}{dt} = A_2 \Delta p_2 \quad \dots\dots\dots (4.3)$$

ただし、 $m_2$ ：負荷ピストンの質量、 $b_{r2}$ ：負荷ピストンに作用する等価粘性減衰係数、 $A_2$ ：負荷シリンダの有効断面積、 $\Delta p_2$ ：負荷ピストンに作用する差圧（ $= p_c - p_d$ ）を表す。次に、案内弁の制御ポートを流入出する流量  $q_m$ （負荷流量）に関して、次式の関係が成り立つ。

$$q_m = c_s r_s x \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - |\Delta p_2|)} \quad \dots\dots\dots (4.4)$$



ただし、上式中の  $p_s$  に関して、

$$p_s = p_o + p_e \quad \dots\dots\dots (4.5)$$

なる関係が成り立つ。ここに、 $c_s$ ：4 方案内弁ポートの流量係数、 $r_s$ ：スプールのランド外周長さ、 $\rho$ ：油の密度を表す。

さらに、負荷流量  $q_m$  と負荷ピストン変位  $y$  との関係は、作動油の圧縮性が無視されるとき、次式で与えられる。

$$q_m = A_2 \frac{dy}{dt} \quad \dots\dots\dots (4.6)$$

次に上記の式(4.1)～(4.6)を整理して無次元化すると、それぞれ以下のようなになる。

$$\ddot{X} + B_{r1} \dot{X} = H_1 u \quad \dots\dots\dots (4.7)$$

$$\ddot{Y} + B_{r2} \dot{Y} = H_2 \Delta P_2 \quad \dots\dots\dots (4.8)$$

$$Q_m = c_s X \sqrt{\frac{1}{2} (1 - |\Delta P_2|)} \quad \dots\dots\dots (4.9)$$

$$Q_m = F \dot{Y} \quad \dots\dots\dots (4.10)$$

ただし、上式中の  $\cdot$  (記号) は無次元時間  $T$  に関する微分を表すものとする。また無次元化に際し、次の諸量を導入した。

$$X = x/x_o, \quad Y = y/y_o, \quad T = t/t_o$$

$$q_o = r_s x_o \sqrt{2 p_s / \rho}, \quad Q_m = q_m / q_o$$

$$\overline{\Delta P_1} = \overline{\Delta p_1} / \Delta p_{1max} (= u)$$

$$\Delta P_2 = \Delta p_2 / p_s, \quad B_{r1} = b_{r1} t_o / m_1$$

$$B_{r2} = b_{r2} t_o / m_2, \quad F = A_2 y_o / (q_o t_o)$$

$$H_1 = A_1 \Delta p_{1max} t_o^2 / (m_1 x_o)$$

$$H_2 = A_2 p_s t_o^2 / (m_2 y_o)$$

次にシステムの状態方程式を導く。いま、状態変数ベクトルを  $x(T)$  とおいて、

$$x(T) = (X_1, X_2, X_3, X_4)^T = (X, \dot{X}, Y, \dot{Y})^T$$

のように表すことにすると、式(4.7)~(4.10)より、各状態変数は次の連立一階微分方程式によって関係づけられる。

$$\dot{X}_1 = X_2 \quad \dots\dots\dots (4.11)$$

$$\dot{X}_2 = -B_{r1} X_2 + H_1 u \quad \dots\dots\dots (4.12)$$

$$\dot{X}_3 = X_4 \quad \dots\dots\dots (4.13)$$

$$\dot{X}_4 = -B_{r2} X_4 + H_2 \left\{ 1 - \frac{2(FX_4)^2}{(C_s X_1)^2} \right\} \quad \dots\dots\dots (4.14)$$

上記の微分方程式中には、非線形の関係式(4.14)が含まれている。そこで、式(4.14)を、基準状態  $X_1 = X_{10}$ 、 $X_4 = X_{40}$  (すなわち、案内弁が一定の弁開度  $X_{10}$  を保ち、負荷ピストンが一定速度  $X_{40}$  で移動する状態) の近傍で線形化すれば、次のような状態方程式が得られる。

$$\dot{x}(T) = F x(T) + g u(T) \quad \dots\dots\dots (4.15a)$$

ここに、

$$F = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -B_{r1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ L_1 & 0 & 0 & L_2 \end{bmatrix} \quad g = \begin{bmatrix} 0 \\ H_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

ただし、

$$L_1 = 4H_2 (FX_{40})^2 / (C_s^2 X_{10}^3)$$

$$L_2 = -B_{r2} - 4H_2 F^2 X_{40} / (C_s X_{10})^2$$

また、システムの入力を負荷ピストン変位にとれば、出力方程式は次のようになる。

$$y(T) = h x(T) \quad \dots\dots\dots (4.15b)$$

ここに、

$$h = [0, 0, 1, 0]$$

すなわち式(4.15)が本制御システム（連続時間系）の状態空間モデルである。

#### 4. 2. 3 離散時間状態方程式

差動PWM法では、その作動原理より、アクチュエータに作用する差圧力は、PWM搬送波周期 $T_c$ ごとの2つの差圧パルスとして与えられる。図4.2に示したように、搬送波周期の前半期（ $0 < t < T_c/2$ ）では、弁1と弁2が、共にオフからオンに切り換わるタイミングの差により、第一の差圧パルスが発生する。また、後半期（ $T_c/2 < t < T_c$ ）では、弁1と弁2が、共にオンからオフに切り換わるタイミングの差により、第二の差圧パルスが発生する。従って、 $T_s = T_c/2$ とおけば、アクチュエータに作用する平均差圧力は、周期 $T_s$ 間ごとの差圧パルスの時間平均として与えられる。そこで本システムでは、サンプリング周期を $T_s$ （ $= 1/f_s$ ,  $f_s$ : サンプリング周波数）として状態方程式の離散化を行う（なお、従来のPWM法では、搬送波周期 $T_c$ ごとに1つの差圧パルスしか与えられず、そのため $T_s = T_c$ とする必要がある。このように、 $T_s$ を従来方式のその1/2にとることができる点も、本差動PWM法の特長である）。

なお、第3章、3. 2節で述べたように、差動PWM法により高精度の位置決めを行うためには、2つの電磁弁の切り換え時間の個体差を補正する必要がある。本研究では、前述した時間個体差  $\Delta t_{on}$ ,  $\Delta t_{off}$  を用いて、以下のように補正を行っている。いま、時間個体差をデューティに換算すると、それぞれ  $\Delta t_{on} / T_s$ ,  $\Delta t_{off} / T_s$  となり、これに相当するデューティを搬送波周期の前半期と後

半期に分けて制御入力  $u (= \Delta D)$  を補正すれば、個体差の補正が可能となる。したがって、補正前の制御入力を  $u$ 、補正後の制御入力を  $u_c$  とすれば、搬送波周期  $T_c$  の前半期で、 $u_c = u - \Delta t_{on} / T_s$ 、後半期で、 $u_c = u - \Delta t_{off} / T_s$  として制御入力を与えることにより個体差の補正をおこなった。

さて、0次ホルダを用いて離散化された離散時間状態空間モデルは、先の係数行列  $F$ 、 $g$ 、 $h$  を用いて次式のように表される。

$$x(k+1) = Ax(k) + bu(k) \quad \dots\dots\dots (4.16a)$$

$$y(k) = cx(k) \quad \dots\dots\dots (4.16b)$$

ただし、

$$A = e^{FT_s}, \quad b = \int_0^{T_s} e^{F\tau} g d\tau, \quad c = h \quad \dots\dots\dots (4.17)$$

#### 4. 3 システムの動特性シミュレーション

前節で得た状態方程式の導出に際しては、線形化近似を始めとするいくつかの仮定を設けた。そこで、これら諸仮定の妥当性を検討するために、以下に述べるような動特性シミュレーションを実施した。

まず、シミュレーションに用いる数学モデルの構成に際し、本節では次の諸点を新たに考慮に加える。

- ①案内弁部を通過する流量の弁開度に対する飽和特性を考慮する。
- ②作動油の圧縮性を考慮する。
- ③管路内流体の非定常流動を、アクチュエータの上流および下流側管路（図4.1中の  $l_1$ 、 $l_2$ ）に対して考慮するものとし、それらの関係を1自由度の集中定数系モデルで近似する。
- ④負荷ピストンなどに作用する乾性摩擦力については、実測によって得られた非線形の特徴を、静摩擦力とクーロン摩擦力によって表現して用いる。
- ⑤負荷流量の式(4.4)を線形化することなく用いる。

上記の考慮点のほか、シミュレーションに関わる事項を次のように扱う。

(1)電磁弁の切換特性（入力電圧 $v$ のON/OFFに基づくポペット部の変位 $y_v$ の切換）を表す関係曲線 $y_v = f(t)$ は、第2、3章と同様、それを「むだ時間+一次曲線」の特性によって表す（その特性は、時間パラメータ $t_a, t_b, t_c, t_s$ によって規定される）。

(2)案内弁の流量飽和特性を以下のように模擬する。図4.3は、弁スプールの変位 $x$ （ポート開度）に対する吐出流量 $q_m$ の測定結果である（図には、 $x > 0$ における測定結果のみを示した）。図によれば、流量 $q_m$ は $x$ に対して、飽和特性をもつ。この特性を、流量係数 $c_d$ が $x$ によって変化する特性に帰着させて等価的に扱う。すなわち、図4.3の関係曲線を、変位 $x$ に対する流量係数 $c_d$ のそれに改めれば図4.4が得られる。シミュレーションに際しては、このような流量係数の変化曲線を、3つの区間、

- ①  $|x| < 0.5$
- ②  $0.5 < |x| < 1.0$
- ③  $|x| > 1.0$

に分けて、各区間を図中のような一次関数で近似した。

以上のような前提下にシステムの関係式を導き、それらをブロック線図表示すれば、図4.5に示す線図が得られる（なお、図中のブロック要素D-PWM Actuatorはアクチュエータ部を表しており、その詳細な線図は前章の図3.7に示されている）。

このようなブロック線図が与えられれば、各要素ならびに信号間の関係に従って、本数学モデルに基づくシミュレーションが実施できる。なお、以下のシミュレーション計算においても、数値積分の方法としてアダムス法を採用した。

#### 4.4 制御系の設計およびシステムの応答性能

##### 4.4.1 制御系の設計

本節では、先ず、4.2節で導いた状態方程式(4.16)に基づいてデジタル制御系（状態フィードバック制御系）の設計を行う。本研究では、以下の点を考慮した結果として、最適レギュレータ法による設計を試みるものとする。

- ① 最適レギュレータは一般にロバスト安定性に優れているため、案内弁に弁開度の飽和特性が存在する（すなわち、パラメータ変動のある）ような本システムに対しても、有効な制御効果が期待できる。
- ② レギュレータでは、クーロン摩擦などの持続的外乱の作用によって、ときに定常偏差を生ずる。一方、本システムでは、負荷ピストンに作用するクーロン摩擦力を、ピストンの最大駆動力  $\Delta p_{2=3} A_2$  ( $= p_s A_2$ ) に比べて十分小さくしうることから、上記の点に関する考慮をほとんど要しない。
- ③ 応答をある目標値へ追従させる制御が必要な場合には、目標値を制御偏差とみなし、これを初期値として与えることによってレギュレータ問題に帰着させる。

いま、状態方程式(4.16)に対して、次式の評価関数

$$J(u) = \sum_{k=0}^{\infty} \{x^T(k)Qx(k) + u^T(k)Ru(k)\} \quad \dots\dots\dots(4.18)$$

を考えることにする。この  $J(u)$  を最小にするような制御入力  $u(k)$  は、

$$u(k) = kx(k) \quad \dots\dots\dots(4.19)$$

なる関係を満たすが、このとき上式中の最適フィードバックゲイン  $k$ （以下、単に最適ゲインと呼ぶ）は次のように与えられる。

$$k = -(b^T P b + R)^{-1} b^T P A \quad \dots\dots\dots(4.20)$$

ここで行列  $P$  は、次の Riccati 方程式の正定値対称解である。

$$P = A^T P A - A^T P b (b^T P b + R)^{-1} b^T P A + Q \quad \dots\dots\dots(4.21)$$

本研究の場合、上式中の重み  $Q$ 、 $R$  は、系が望ましい応答をするように、シミュレーション結果を参照しながら試行錯誤的に定めた。

さて、システム設計に際しては、アクチュエータおよび負荷ピストンの運動方程式(4.1)、(4.3)中の等価粘性減衰係数  $b_{r1}$ 、 $b_{r2}$  や、式(4.14)を線形化するための基準値  $X_{10}$ 、 $X_{40}$  を定める必要がある。以下に、その方法を述べる。

差動 PWM 駆動のアクチュエータは、大きさが一定の差圧力  $\Delta p_{1max}$  によって

駆動される。いま、駆動力  $A_1 \Delta p_{1max}$  が一定の下では、アクチュエータは等速直線運動をし、このとき式(4.1)は、

$$b_{r1} \dot{x} = A_1 \Delta p_{1max} \quad \dots\dots\dots (4.22)$$

となる。上式に、アクチュエータ作動時に生ずる最大差圧値 ( $\Delta p_{1max} = 5.34 \times 10^{-2}$  MPa) と、そのときのピストン速度 ( $\dot{x} = 7.56 \times 10^{-2}$  m/s) を代入して、 $b_{r1} = 2.81 \times 10^2$  [N·s/m] を得た。

次に、式(4.14)を線形化するための基準値 (すなわち  $X_{10}$ ,  $X_{40}$  に相当する案内弁の開度  $\hat{x}_0$  と負荷ピストンの速度  $\hat{y}_0$ ) を定めるに際して、次の点を考慮した。すなわち、負荷ピストンの精密な位置決めを可能にするためには、案内弁の微小な開度における特性の精度保持が重要となる。一方、図4.3の弁開度-流量特性によれば、それが線形と見なされる  $x$  の範囲は、およそ  $x < |0.2|$  [mm] である。そこで、 $\hat{x}_0$  を 0.1 mm に取り、またこのときのピストン速度より  $\hat{y}_0 = 4.4 \times 10^{-2}$  m/s を選んだ。これに伴って、案内弁の流量係数  $c_s$  についても、上記  $\hat{x}_0$  に対応する値 ( $c_s = 0.785$ ) を選んだ。

負荷ピストンの等価粘性減衰係数  $b_{r2}$  についても、先の  $b_{r1}$  と同様な方法によって定めた。すなわち、先の基準速度  $\hat{y}_0$ 、およびそのときの差圧  $\Delta p_2 = 2.81 \times 10^{-2}$  MPa を基に、 $b_{r2} = 1.36 \times 10^2$  [N·s/m] を得た。

本実験装置のその他の主要な諸元を、表4.1に一括して示す。なお、案内弁の重合量に関し、その正と負の加工誤差を測定した結果、その最大値は約  $2 \mu$ m 以下であり、零重合弁と見なしうることを確認した。また、使用した電磁弁は、第3章と同じもので、その切り換え特性値については、表3.2を、アクチュエータの周波数特性については、文献(32)を参照されたい。

#### 4. 4. 2 システムの応答性能

前節で得られた設計仕様に基づいて実システムを構成し、負荷ピストンの位置決め制御 (ステップ応答) を行なった結果を動特性シミュレーションの結果と比較検討する。なお、アクチュエータの駆動方式として、従来方式のPWM法を用いた場合についても同様な実験を行い、その結果を上記の実験結果と対照する。

まず差動PWM法に基づくときの実験結果を図4.6に示す。図は、目標値 $r$ として大きさが2のステップ入力を与えたときの各応答波形である。主な実験条件として、供給圧力を $p_s = 0.98$  [MPa]、PWM搬送波周期を $T_c$  ( $= 1/f_c$ ,  $f_c$ : 搬送波周波数)  $= 5 \times 10^{-2}$  s ( $= 2T_s$ ,  $f_c = 20$  Hz)、搬送波波形計算および応答波形計測のためのサンプリング時間を $t_s = 0.5$  msとした。なお、本実験における速度 $\dot{x}$ ,  $\dot{y}$ は、サンプリング時間ごとの変位 $x$ ,  $y$ の測定データより差分近似によって逐次求めた。また、4.4.1節の③項で述べたように、目標値 $r$ が存在する場合、フィードバック変数中の $y$ を、偏差 $y - r$ に代えて制御を行った。図中の各縦座標は、図(a)では案内弁スプールの変位 $X$  ( $= x/x_0$ )と負荷変位 $Y$  ( $= y/y_0$ )、また図(b)~(d)、それぞれ、制御入力 $u$ ,  $\Delta P_1$  ( $= \Delta p_1/p_s$ )、デューティ ( $D_1$ ,  $D_2$ ,  $\Delta D$ )である。

これらの結果から、次の事項がいえる。

①ステップ入力を与えられて後、それに続く各応答の変化状況を、順次、制御入力 $u \rightarrow$ デューティ差 $\Delta D \rightarrow$ 差圧 $\Delta P_1 \rightarrow$ アクチュエータ変位 $X \rightarrow$ 負荷変位 $Y$ の各波形を基に観察することにより、差動PWM法による本サーボシステムの制御が、合理的に行われていることを確認できる。

②負荷変位 $Y$ の波形によれば、応答はステップ入力に対して適度な過渡特性を経て整定している。したがって、先に行ったシステム設計の妥当性が確認できる。

次に、上記の実験結果に対応するシミュレーション結果を図4.7に示す。実験・シミュレーションの両結果の比較から、各応答波形は、全体としてほぼよい一致を示しているといえる。このことから、本数学モデルの妥当性が確認される。

以上の検討によれば、案内弁に存在する(弁開度の)飽和特性や、クーロン摩擦力の存在する本制御系においても、先の線形化近似ならびに諸仮定を用いた本設計法が、妥当であるとの結論が得られる。

次に、通常のPWM法に基づく場合の実験結果例を図4.8に示す(ただし、搬送波周期 $T_c$ の値は先と同じであるが、先述の理由により、サンプリング周期については先の2倍に設定した)。図によれば、目標値近傍で負荷変位 $Y$ は振動を生じている。この原因として、従来法における $\Delta D - \overline{\Delta P_1}$ 特性では、 $\Delta D$  ( $= u$ )が小さな範囲で(急激に立ち上がる)非線形となるため、微小なデューティに比例した差圧パルスを与えることができず、その結果、アクチュエータを高精度で



位置決めできないことが主に起因していると考えられる。すなわち、制御要素に強度の非線形を含んだ形をとる従来方式のPWM法では、高精度な制御の実現が困難であるといえる。

なお、本研究では上記の設計法のほか、状態フィードバックと積分動作を組み合わせた1型サーボ系による設計をも試みたが、差動PWM法に基づくこのときの実験結果によれば、応答は目標値に対して少なからぬオーバーシュートを生じ、かえって応答性能は悪化した。この原因について、シミュレーション上で検討した結果、案内弁の飽和特性に起因することが知れた（弁開度の飽和が存在しないとするときのシミュレーション結果は、オーバーシュートは現れない）。したがって、弁開度に伴って流量係数が増減する意味でのパラメータ変動が存在する本システムのような場合には、ロバスト安定性に優る最適レギュレータの方が、積分型サーボに比して良好な制御システムを実現するといえる。

#### 4.5 結 言

本章では、差動PWM方式の長所を活用発展させる具体例の一つとして、同方式のアクチュエータによって駆動される電気・油圧サーボ系を構築し、最適レギュレータによる設計を試みた。これによって得られたシステムの動特性、応答性能について、実験とシミュレーションの両面から検討を行った。その検討結果は、およそ次のように要約される。

(1)ステップ応答の実験によれば、システムの安定性および応答性能に関する良好な結果が得られた。これに基づいて、パラメータ変動を持つ本システムのような場合に対しても、最適レギュレータ設計法の有効な適用性が確認された。

(2)通常のPWM法に切り換えたときの同結果によれば、先と比べて、応答性能の低下がもたらされた。これにより、本差動PWM法の特長点、すなわち、①良好な線形的特性を有する制御要素である点、および②サンプリング周期を、従来法のその1/2にできる点、などの有効性が確認された。

(3)系の動特性に関するシミュレーション結果は、実験結果とほぼ良い一致を示し、本章で用いた数学モデルの妥当性が確認された。

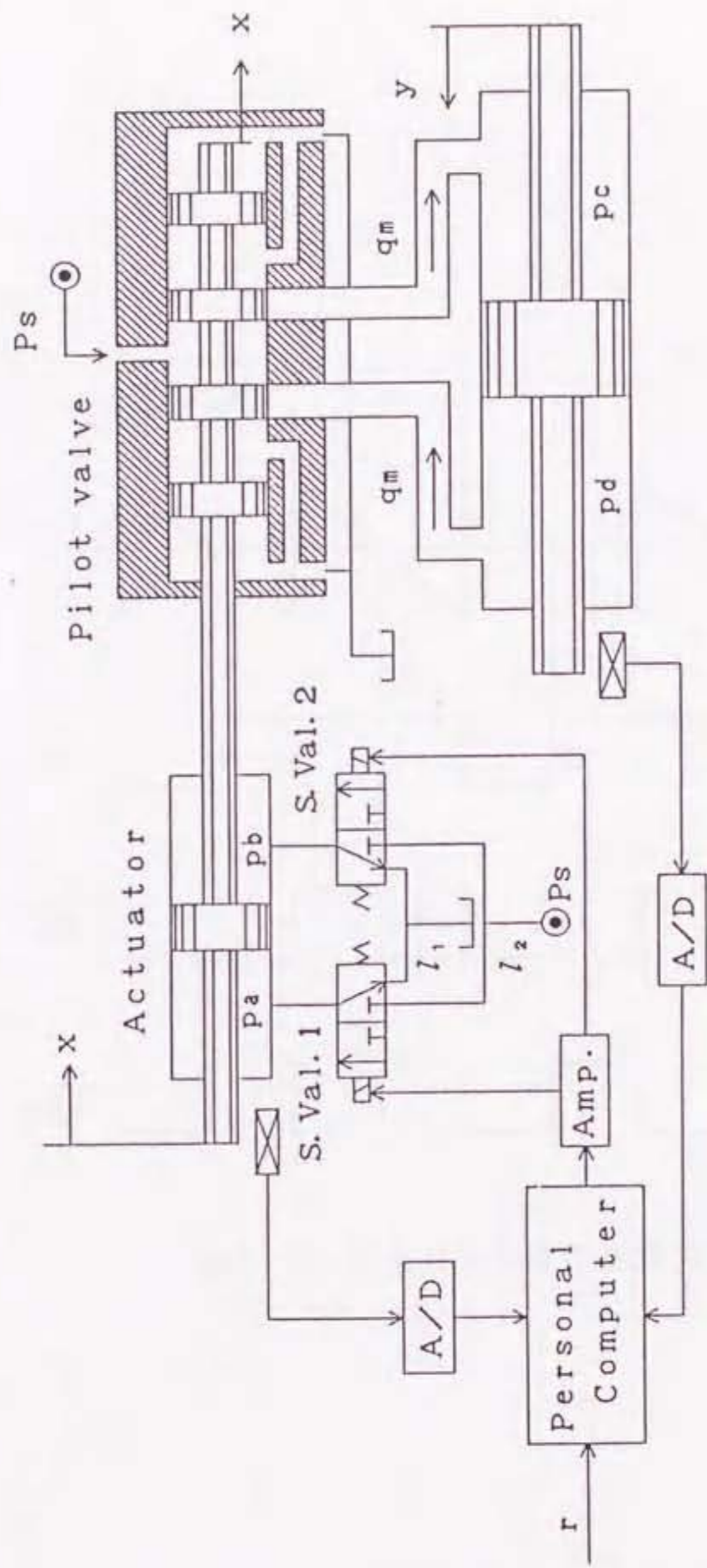


図 4.1 システム構成概略図

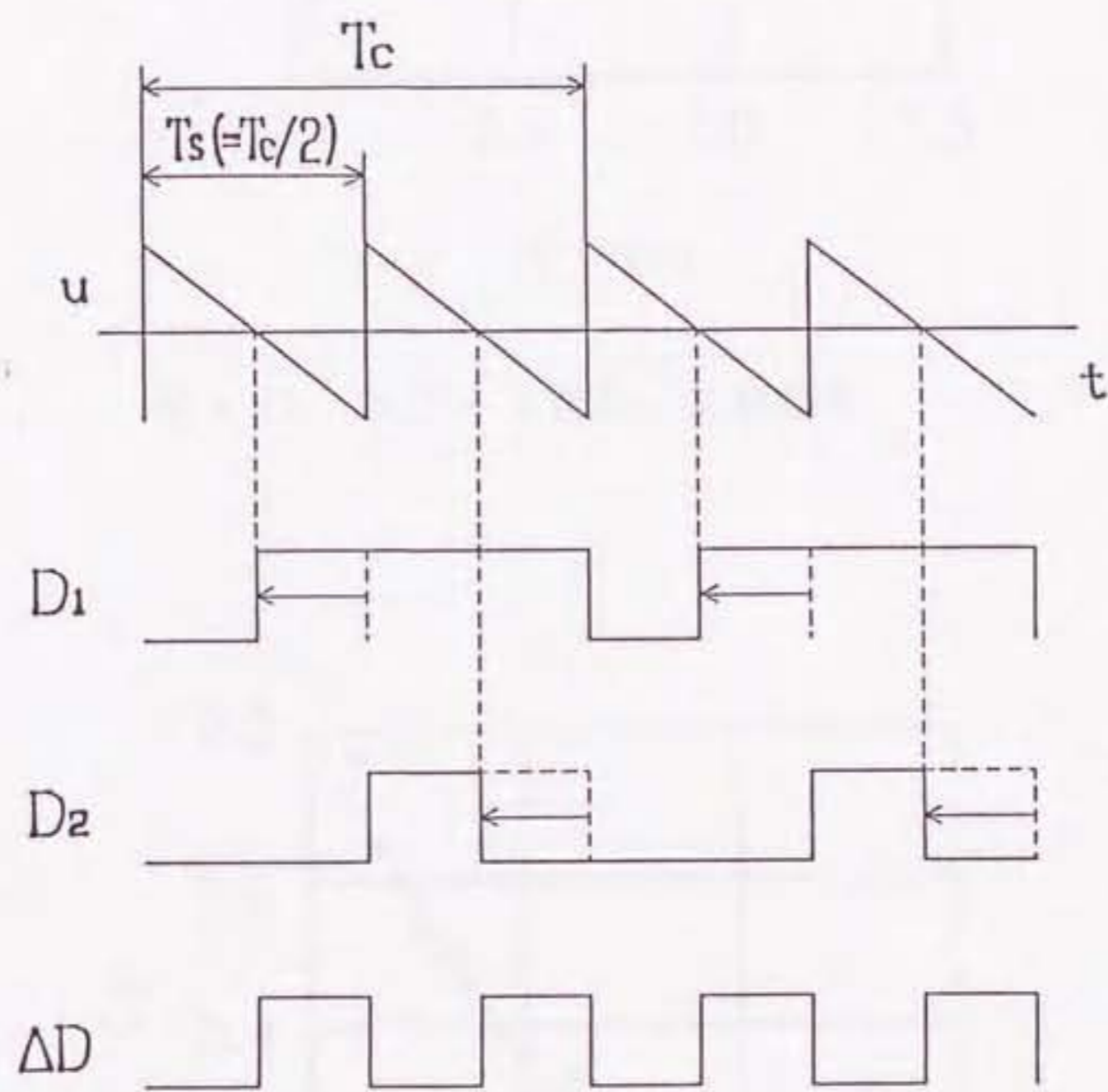


図 4.2 差動 P W M 法の変調方式

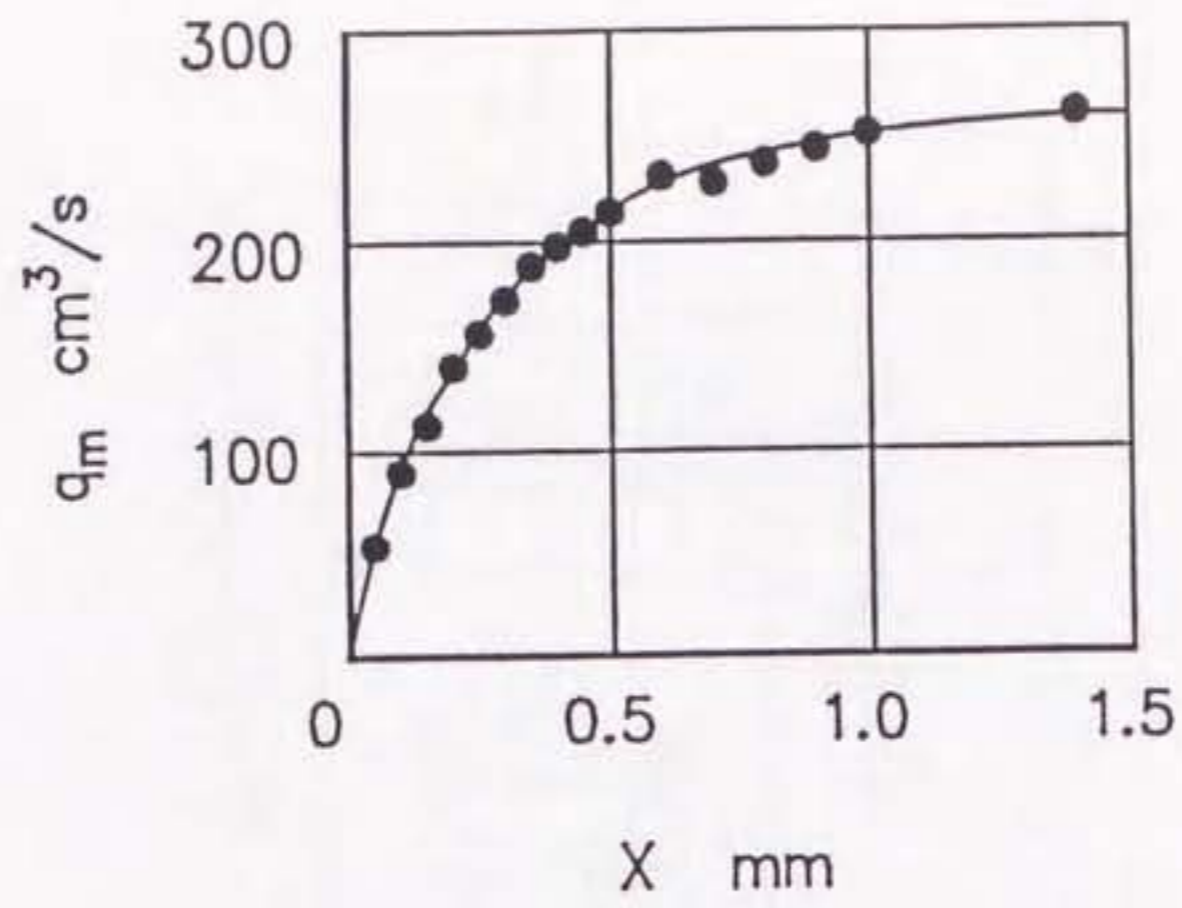


図 4.3 スプール変位 - 流量特性

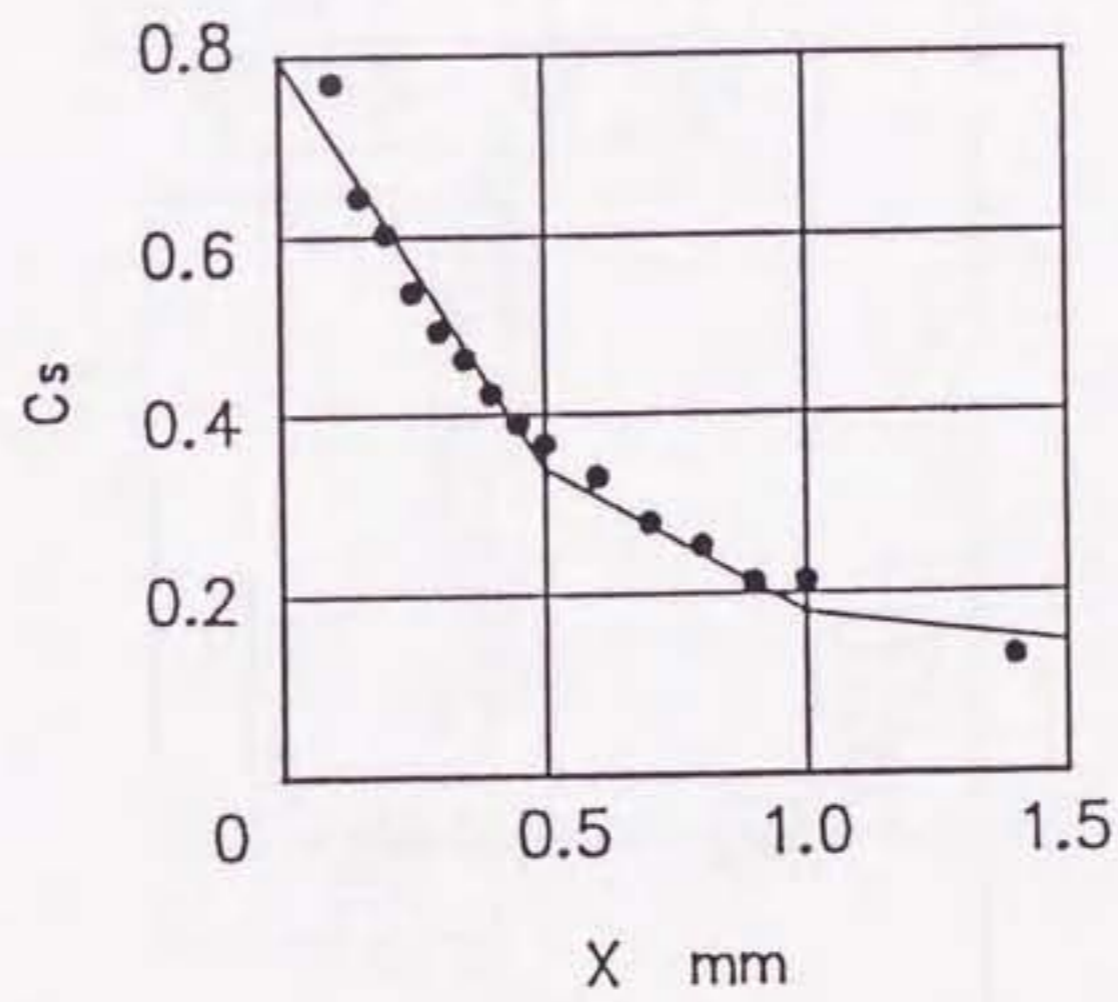
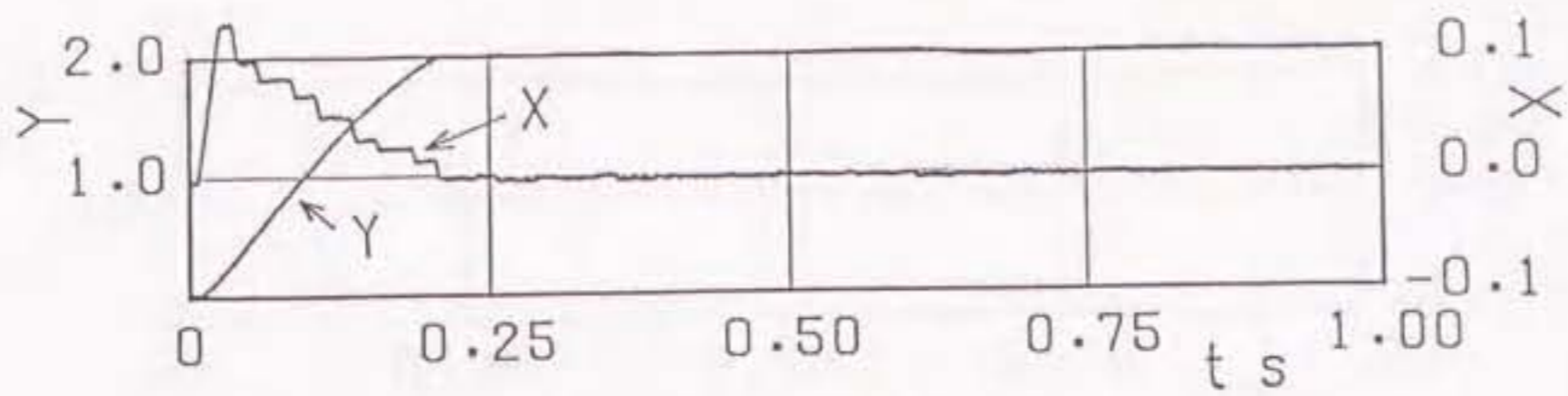


図 4.4 スプール変位 - 流量係数特性



表 4.1 主な実験諸元

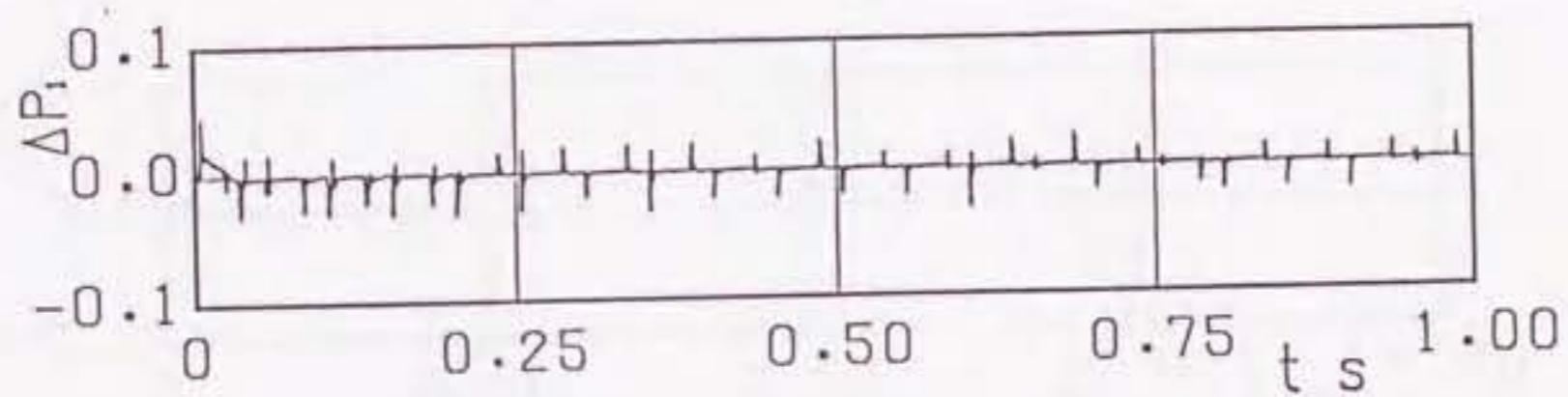
Cross sectional area of actuator-piston	$A_1$ (m <sup>2</sup> )	$3.975 \times 10^{-4}$
Cross sectional area of load-piston	$A_2$ (m <sup>2</sup> )	$2.135 \times 10^{-3}$
Mass of actuator	$m_1$ (kg)	0.397
Mass of load piston	$m_2$ (kg)	1.53
Circumference of spool land	$r_s$ (m)	$3.456 \times 10^{-2}$
Mass density of fluid	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	859
Length of pipeline j	$l_1$ (m) $l_2$ (m)	0.10 0.15
Cross sectional area of pipeline j	$a_{oj}$ (m <sup>2</sup> )	$7.85 \times 10^{-5}$
Nominal value of displacement x	$x_0$ (m)	$1.0 \times 10^{-2}$
Nominal value of displacement y	$y_0$ (m)	$1.0 \times 10^{-2}$
Nominal value of time t	$t_0$ (s)	0.025



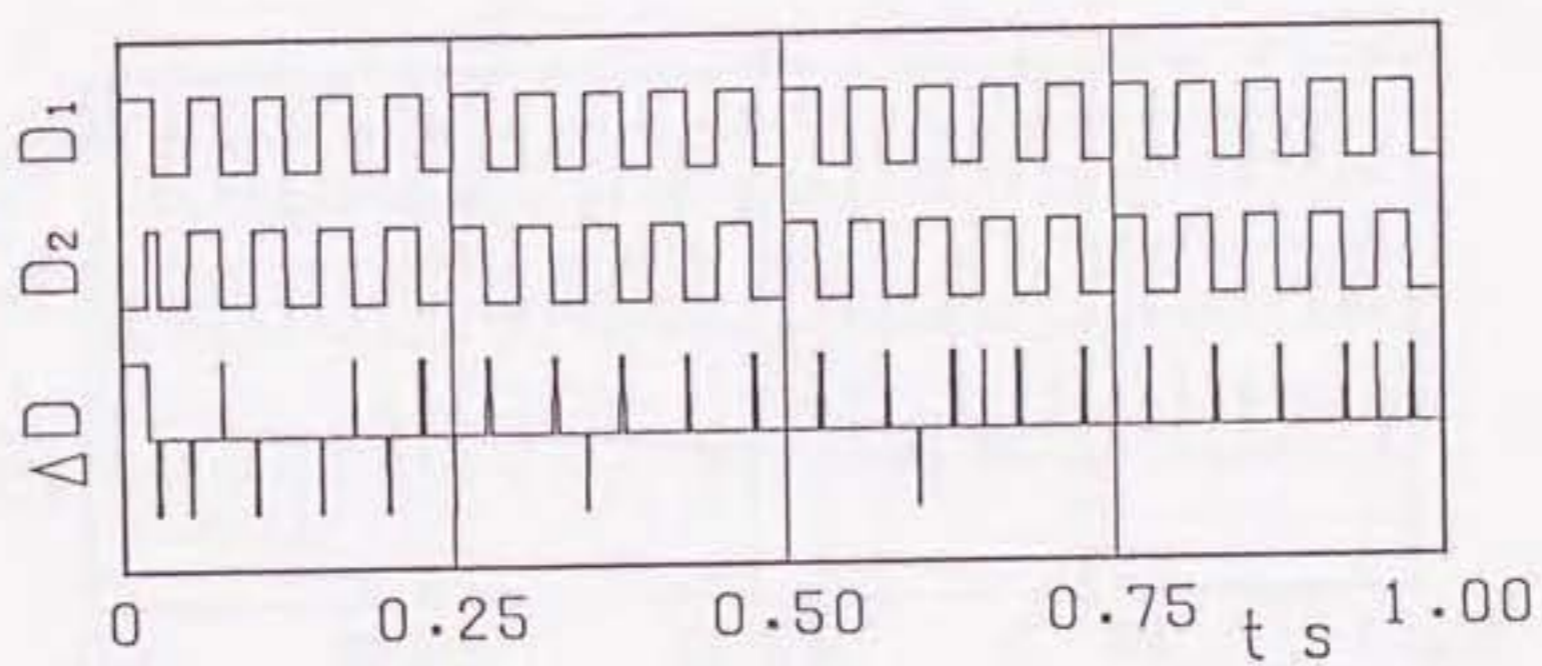
(a) アクチュエータおよび負荷ピストン変位



(b) 制御力 u



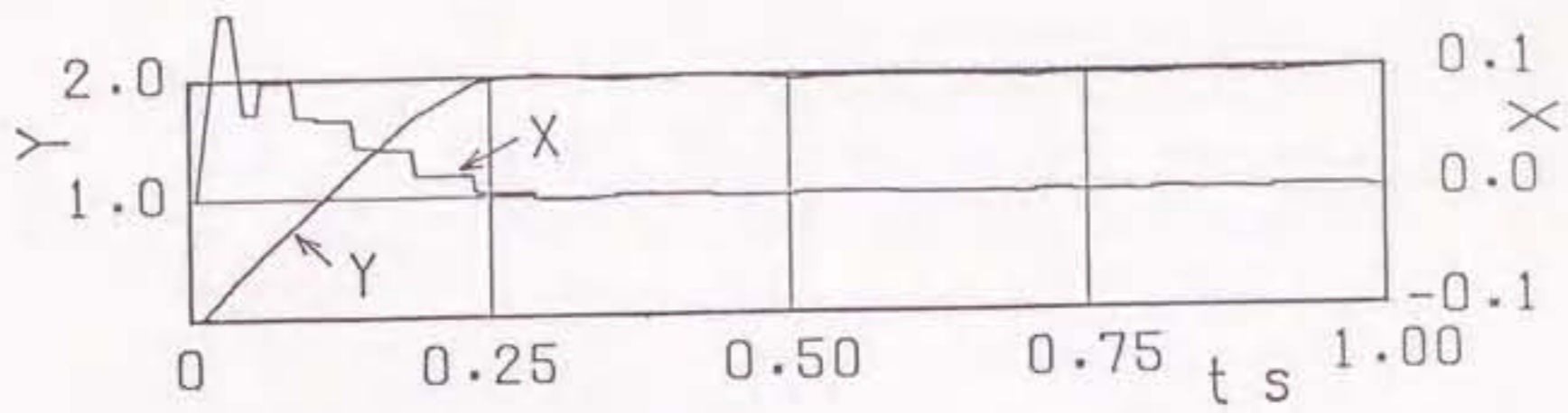
(c) 差圧  $\Delta p$



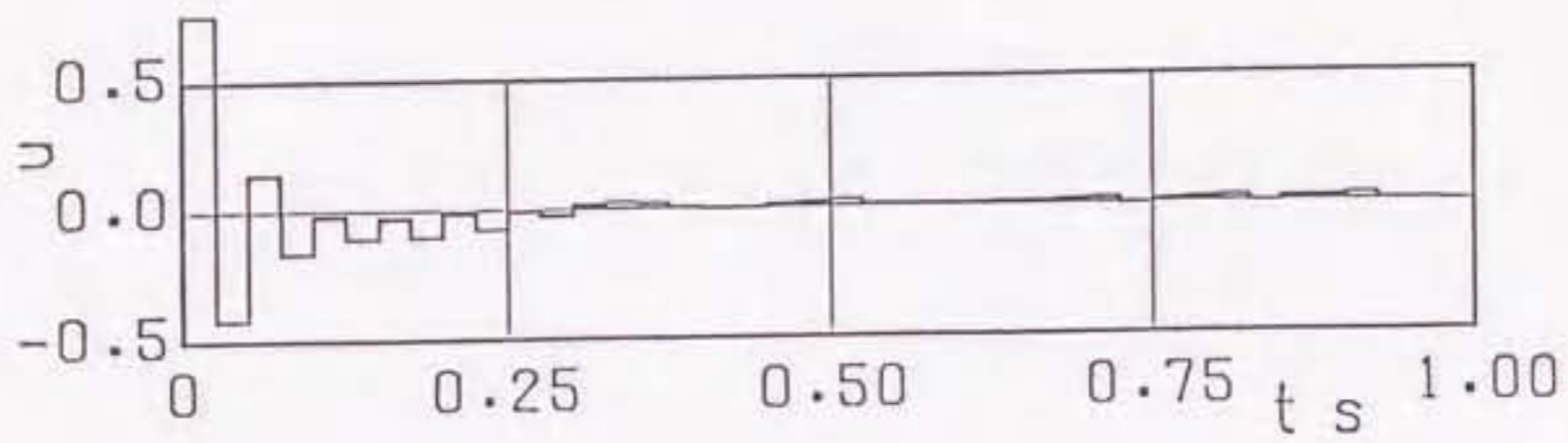
(d) 電磁弁への入力信号

図 4.6 実験結果

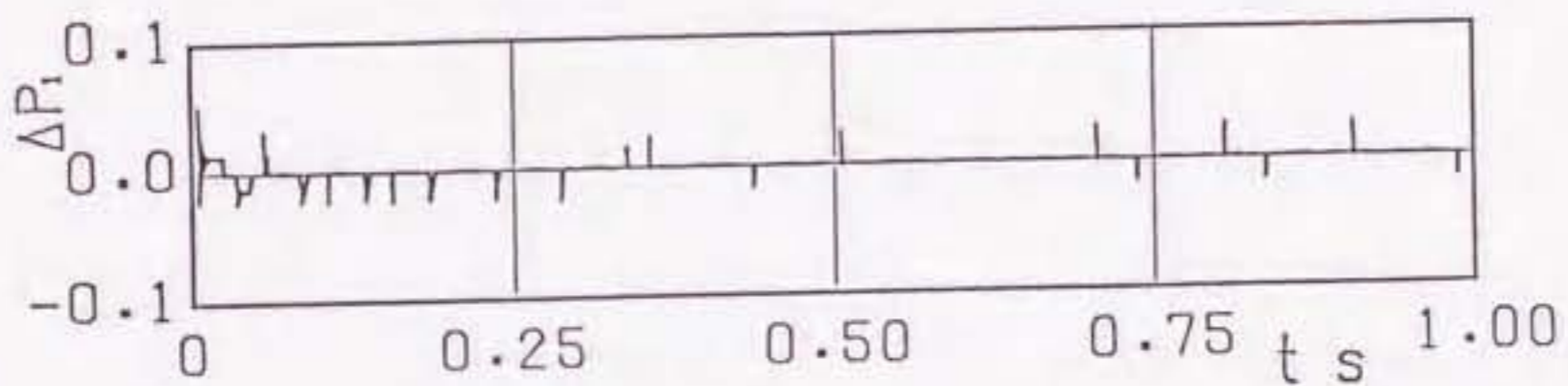
$$Q = \text{diag}[1, 0, 1, 0] \quad R = 1 \quad f_s = 40 \text{ Hz}$$



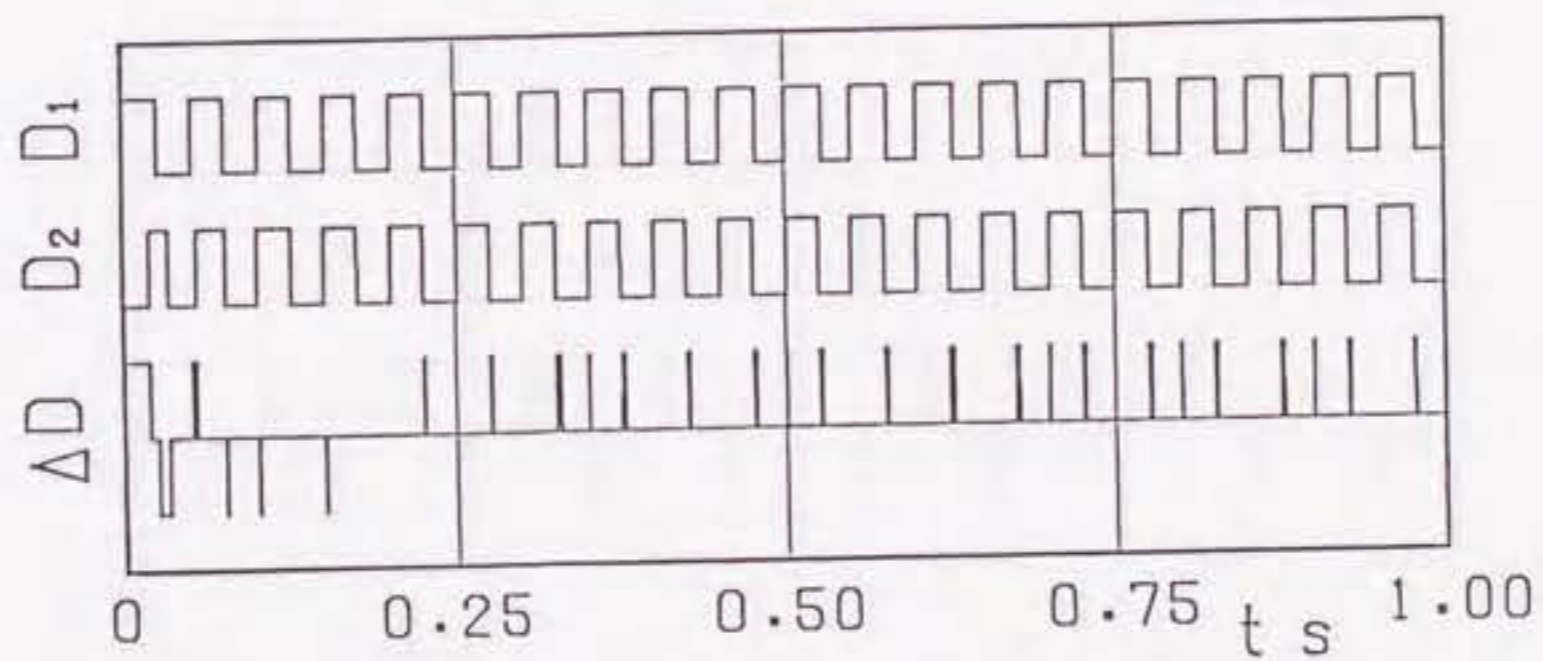
(a) アクチュエータおよび負荷ピストン変位



(b) 制御力 u



(c) 差圧  $\Delta p$

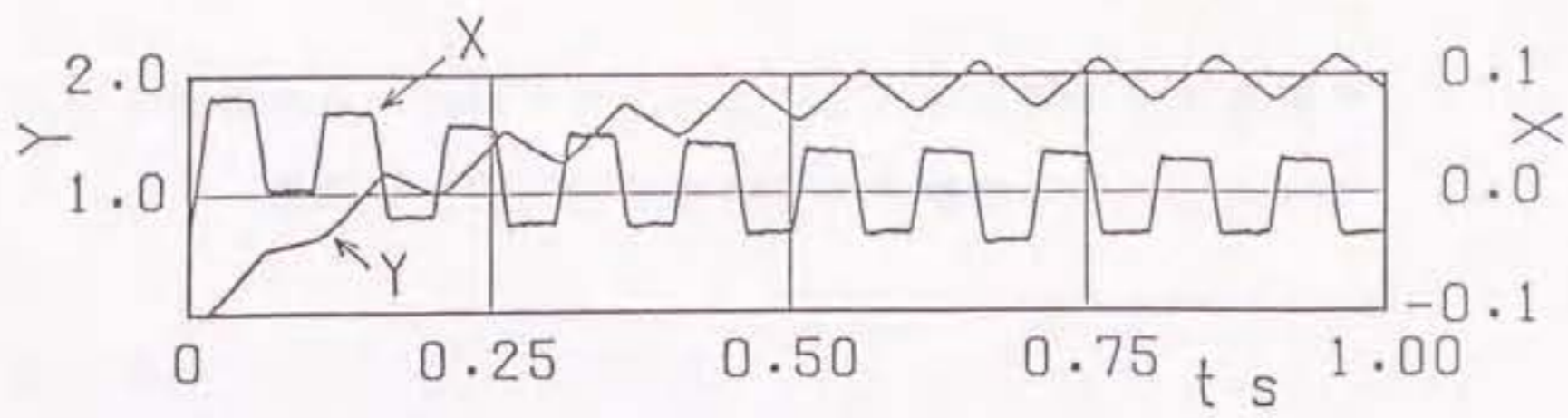


(d) 電磁弁への入力信号

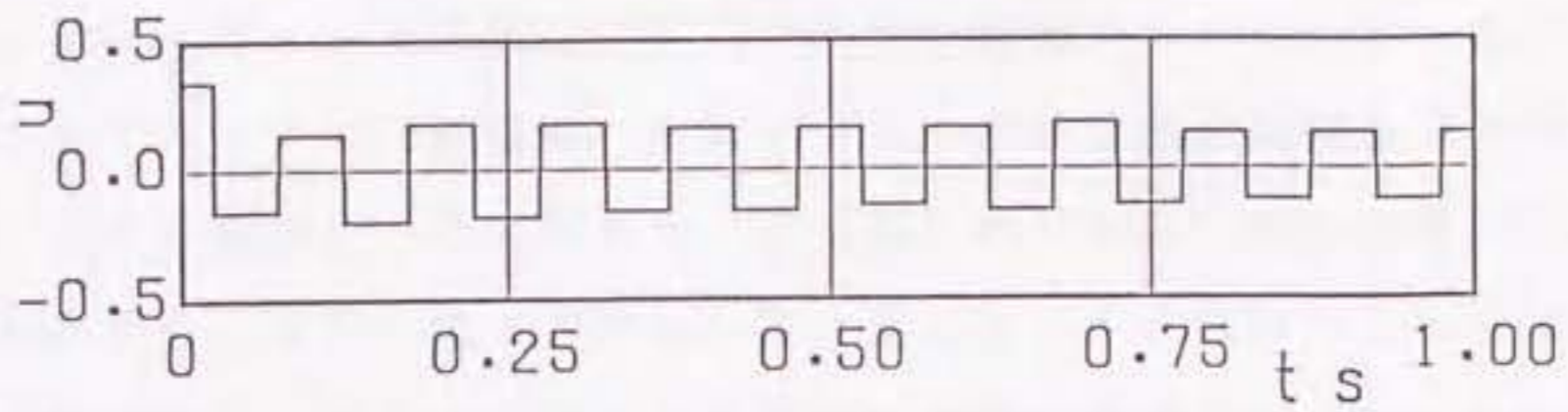
図 4.7 シミュレーション結果

$$Q = \text{diag}[1, 0, 1, 0] \quad R = 1 \quad f_s = 40 \text{ Hz}$$

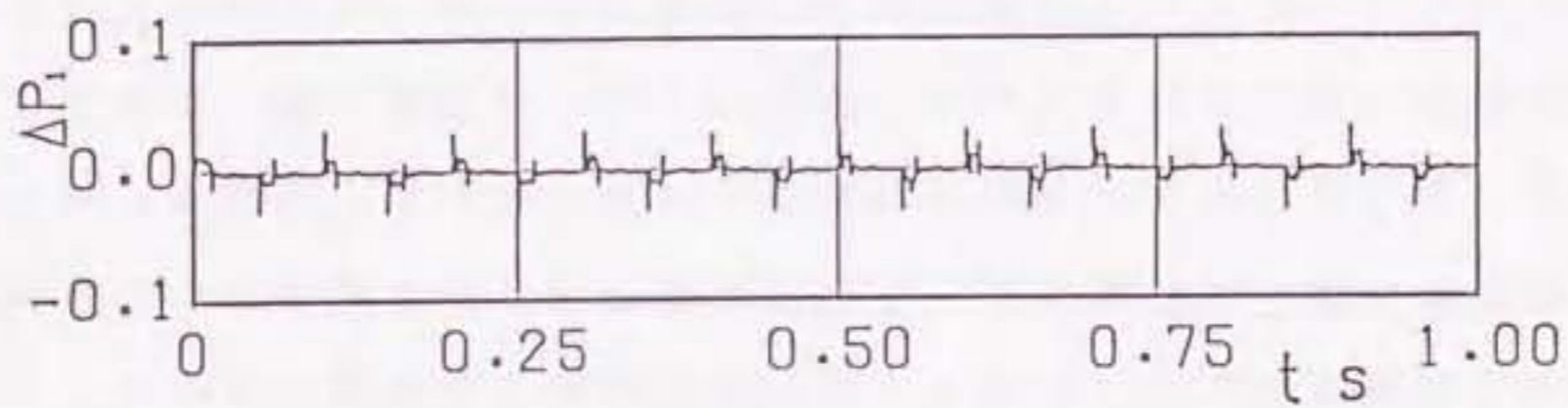




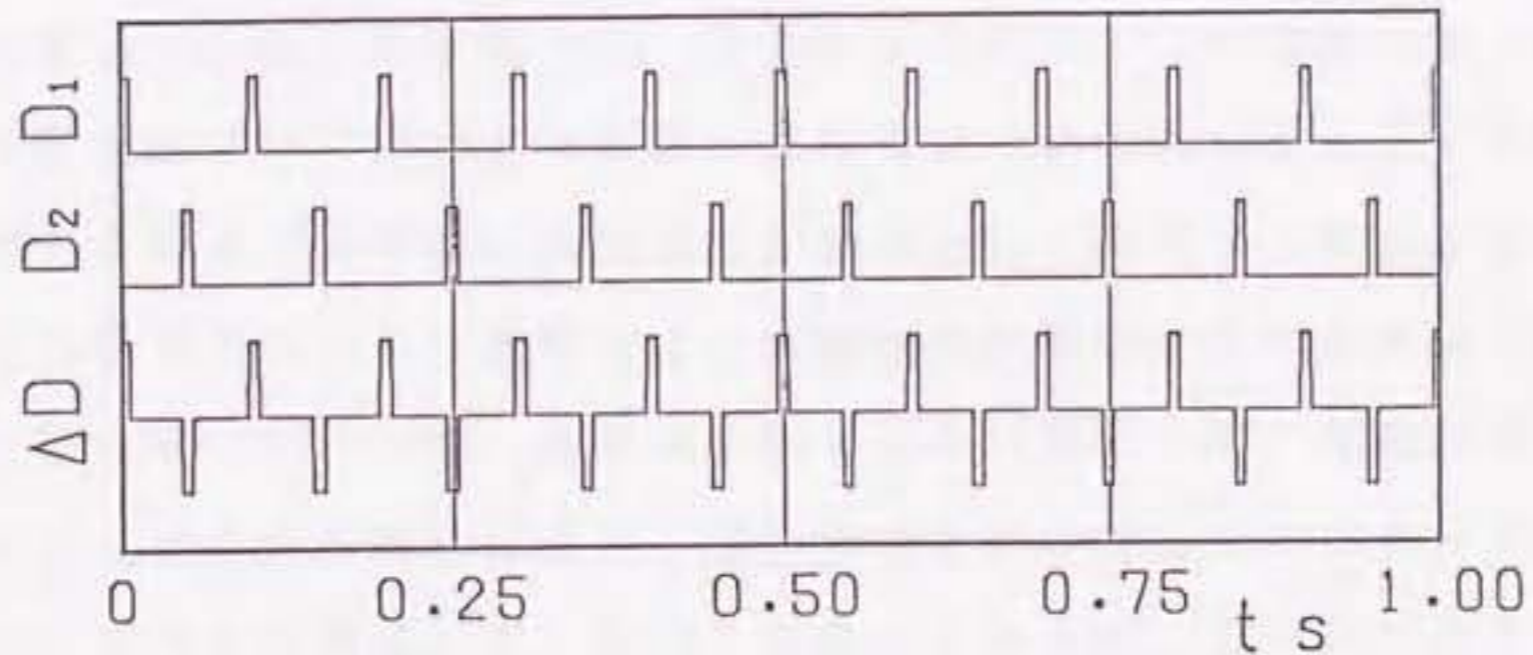
(a) アクチュエータおよび負荷ピストン変位



(b) 制御力  $u$



(c) 差圧  $\Delta p$



(d) 電磁弁への入力信号

図 4.8 従来法によるアクチュエータを用いた場合の実験結果  
 $Q = \text{diag}[1, 0, 1, 0]$   $R = 100$   $f_s = 20$  Hz

(負荷系に強制外力が存在する場合)

## 5.1 緒言

第3章で提案した差動PWM法は、2つの電磁弁の切り換えタイミングを調整することにより、ピストン前後の差圧パルスを任意幅で与えようとする方式であり、①微小なデューティ(変調率)に対しても、良好な線形的関係(差圧-デューティ特性)で系を駆動することができ、②位置決め精度の大幅な改善が可能となる等の特長を持つ。また、第4章では、アクチュエータの負荷として4方案内弁のスプールを接続し、負荷ピストンの位置決め制御を最適レギュレータによる設計法を用いて行った。負荷として案内弁スプールを接続した場合、アクチュエータに作用する主な外力は、クーロン摩擦力、粘性減衰力および、スプールのスラストの3力である。第4章のシステムの場合、スラストはクーロン摩擦力に比べて十分小さかったため、アクチュエータはその影響をほとんど受けず、良好な制御性能を得ることができた。しかしながら、クーロン摩擦力を越える大きさの外力がアクチュエータに作用する場合には、従来のシステムでは高精度での位置決めが困難となる。すなわち、デューティに比例する時間幅の差圧パルスを間欠的に与えてピストンを駆動する差動PWM法では、アクチュエータに(駆動力としての)差圧が働いていない時間幅では、外力によりピストンの変動が生じうる(同様のことは従来のPWM法により駆動した場合についてもいえる)。実際には、クーロン摩擦力を越える大きさの強制外力が負荷として作用する場合が少なくなく、このような場合においても高精度での位置決めが可能なPWM制御系の開発が望まれる。田中ら<sup>(16)(18)</sup>は、従来のPWM法を対象として、電磁弁の上流側管路に2個のチェック弁を取り付けて、ばね負荷が存在する場合においてもロック可能とするシステムを構成しているが、このシステムは、ロックによる定位置でのアクチュエータ保持を主目的として構成されており、応答波形が振動的となり高精度での位置決め制御が困難である等の欠点を持つ。

そこで、本章では、アクチュエータ(シリンダ)の上流および下流側管路にチェック弁を取り付けることにより、強制外力の存在に対してもロバストな制御特

性を持つ差動PWMアクチュエータ系を提案する。これによれば、差圧パルスが働かない時間幅で、クーロン摩擦力を越える大きさの強制外力が作用しても、チェック弁が作動し、アクチュエータはロックされる。従って、本システムによれば差動PWM法の特長を活かした高精度での位置決めが可能となる。そこで、本章で提案するアクチュエータに、クーロン摩擦力よりも十分大きい外力として、負荷系にはばね要素が存在する場合の制御性能について、実験およびシミュレーションの両面より検討を行い、本システムの制御性能について検討する。

## 5. 2 システムの構成と作動原理

本章で提案するチェック弁を付加したPWMアクチュエータ系の模式図を図5.1に示す。本システムは、第3章で扱ったシステム(図3.1)と基本構成は同じものであり、2個の3ポート2位置型電磁弁(以下、弁1, 2と略記する)、マイクロコンピュータ(コントローラ)、アクチュエータ(両ロッド式複動シリンダ)、差動トランス(位置検出器)およびA/D変換器を主要要素として構成されている。また、マイクロコンピュータは、入力信号の設定、制御力の演算、およびパルス幅変調などの役割をもつ。本システムでは、これに加えて電磁弁の上流および下流側にそれぞれ2個ずつのチェック弁I~IVを取り付けている。また、アクチュエータには負荷として、強制外力を与えるばねが接続されている。

いま、図5.1のシステムにおいて弁1をオン、弁2をオフとした場合を考えると、両シリンダ室内には $\Delta p (= P_1 - P_2) > 0$ の差圧が生じ、これによる駆動力が、ばね力より十分大きければ、ピストンは右方向( $x > 0$ )に駆動される。(このとき、チェック弁I, IVに対しての油の流れは順方向となるため、チェック弁は作動しない。)次に、弁1, 弁2を共にオンとした場合、外力が存在しなければ両シリンダ室内には差圧は生じずピストンは静止するが、実際には、ばね負荷が存在するため、ピストンは左方向( $x < 0$ )に移動しようとする。しかし、このとき生じる流れは、チェック弁Iに対して逆方向となるため、チェック弁が作動し、ピストンはロックされて静止する。また、弁1, 弁2を共にオフとした場合には、チェック弁IIIのクラッキング圧力を、ばね負荷によって生じる圧力より十分大きく設定することにより、アクチュエータをロックさせることができる。

以上のように、本システムでは、ばね負荷の存在に対しても確実にアクチュエータを動作させることができ、差動PWM法の原理を活かした高精度での位置決めが可能となる。

### 5.3 系の数学モデルとシミュレーション

図5.1に示す本章のシステムは、電磁弁の上流、下流側管路に4個のチェック弁が付加されており、電磁弁の高速でのオンオフ動作に伴って生じる管路内での非定常流動や、電磁弁の切り換え特性に加えて、チェック弁の動作特性も、システムの制御性能に重要な影響を及ぼすものと考えられる。

本章では、第2章で確立したPWM制御系に関する数学モデルおよびシミュレーション手法に基づき、電磁弁のおくれ特性、管路要素の存在を考慮に入れ、加えて、チェック弁の動特性をも考慮した系のシミュレーションを構成する。そこで、本節では、そのモデル化の結果ならびに数値シミュレーションの手法などについて概略的に述べ、後述する実験値との比較への準備とする。

系のモデル化に関連してのシステム構成図を図5.2に示す。ただし、図中において、 $p_s$ : 供給圧力、 $q_j$ ,  $p_j$ : 管路 $j$  ( $j = 1, 2$ )内の流量と圧力、 $q_{v11}$ ,  $q_{v21}$ : 弁1, 2のP→Aポート流量、 $q_{v12}$ ,  $q_{v22}$ : 弁1, 2のA→Tポート流量、 $V_a$ ,  $V_b$ : シリンダの右, 左室内の容積を表す。図示の系に対する支配方程式を導くにあたり、次の仮定を設ける。

(1)油源からの供給圧力 $p_s$ は一定とする。

(2)管路としては、上流および下流側管路(図5.2中の $l_1$ ,  $l_2$ )の影響のみを考慮するものとし、それらの関係を1自由度の集中定数系で近似する。

(3)弁の運動(ポペット部の変位 $y$ )に関しては、第3章の図3.6に示されるように、それを[むだ時間+一次曲線]の関係で表す。

このような仮定に加えて、チェック弁の運動方程式および通過流量に関する式を以下のように構成する。本システムで用いるチェック弁はアングル形のものであり、その構造図を図5.3に示す。いま、 $z$ : チェック弁内ポペットの変位、 $b_c$ : 同粘性減衰係数、 $k_c$ : ばね定数、 $z_0$ : ばねの初期縮み、 $A_c$ : 弁の受圧面積、 $p_{in}$ : 入口ポート側圧力、 $p_{out}$ : 出口ポート側圧力とすれば、チェック弁の

運動方程式はポベットの質量 $m_c$ を、十分小さいものとして無視すれば以下のようなになる（ポベット質量 $m_c$ を無視する仮定の妥当性については、シミュレーションによって確認した）。

$$b_c \frac{dz}{dt} + k_c (z + z_0) = A_c (p_{in} - p_{out}) \quad \dots\dots\dots (5.1)$$

つぎに、チェック弁を通過する流量 $q_c$ は、以下のように表される。

i)  $p_{in} \geq p_{out}$  のとき

$$q_c = c_c a_c \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{in} - p_{out})} \quad \dots\dots\dots (5.2)$$

ii)  $p_{in} < p_{out}$  のとき

$$q_c = -c_c a_c \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{out} - p_{in})} \quad \dots\dots\dots (5.3)$$

ここに開口面積 $a_c$ は、弁変位 $z$ の関数として、次式で与えられる。

$$a_c = \pi z \sin \phi_c (d_c - z \sin \phi_c \cos \phi_c) \quad \dots\dots\dots (5.4)$$

ただし、 $c_c$ ：チェック弁の流量係数、 $\rho$ ：油の密度、 $\phi_c$ ：チェック弁内ポベットの半頂角、 $d_c$ ：弁座の直径である。

以上のような仮定およびチェック弁の関係式をもとに系の構成式を導き、それらをブロック線図表示すれば、系のモデル化図が図5.4のように得られる。図中、上流側と下流側管路要素およびチェック弁の線図は、煩雑さを避けるため、それぞれを各1個のブロック要素（図中のLine-A, Line-B, Check Valve I～IV）にまとめ、それらの詳細図を同図の（b）、（c）、（d）（チェック弁Iのみ）に示した。

このようなブロック線図が与えられれば、各要素（積分、比例および非線形な

どの要素), ならびに信号間の関係にしたがって, 本数学モデルに基づくシミュレーションが実施できる.

#### 5. 4 系の応答性能

本節では, ステップ応答に関する実験値とシミュレーション結果との比較検討をもとに, 本システムの動特性, 制御性能について考察する. 本実験装置の主な諸元および実験条件を, 表5.1に, また, チェック弁に関する諸元を, 表5.2に示す. なお, コンピュータ制御におけるサンプリング時間は,  $t_s = 0.25 \text{ ms}$  として実験を行った.

まず, 従来のシステムにおいて, ばね負荷が存在する場合の応答性能について比較検討するために, 図5.1のシステムからチェック弁を取り除き, ステップ応答(目標値 $r$ を $x/x_0 = 0.5$ の大きさとする)の実験を行った結果を図5.5に示す. 図の(a)~(c)は, それぞれ, アクチュエータの変位 $x$ , 圧力差 $\Delta p$ , および弁への入力デューティ $D_1$ ,  $D_2$ と $\Delta D$ の各波形が示されている. また, 制御則は比例制御を用いた. 図によれば,  $x$ の応答波形は目標値に至らずに振動を生じていることがわかる. これは, 差圧パルスが与えられていない時間領域(すなわち弁1, 2が共にオンまたはオフとなっている状態)では, ばね力によりアクチュエータは $x < 0$ の方向に変動するためである. 次に, 図5.6は, 上記の実験値に対応するシミュレーション結果である(ここでは, 応答 $x$ の波形のみを示す). 実験値とシミュレーション結果はほぼよく一致しているといえる(なお, 応答 $x$ 以外の変量に対してもこれらと同程度の一致が得られた).

次に, 電磁弁の上流側管路のチェック弁I, IIのみを取り付けて制御を行った場合についての実験結果を, 図5.7(a)~(c)に, また図5.7(a)に対応するシミュレーション結果を, 図5.8に示す. これらの図によれば, 電磁弁が共にオンとなっている時間幅では, チェック弁が作動し, アクチュエータは静止しているが, 共にオフとなっている時間幅では, ばね力による $x < 0$ の方向への変動がみられ, 結果として, 応答波形は振動的になっている. 電磁弁の上流側のみチェック弁を持つこのシステムは, 田中らが構成したシステム<sup>(15)(18)</sup>に相当するものであり,  $x$ が目標値に達したところで, 弁1, 2を共にオンとするこ

とにより、アクチュエータをロックさせることができる。しかしながら、その応答波形は、実験およびシミュレーション結果が示すように振動的となるため、アクチュエータの高精度での位置決めは期待できない（同様のことは、従来のPWM法を用いて制御した場合についてもいえる）。そこで、本章では下流側にさらに2つのチェック弁を付加することにより、制御性能の改善を試みる。

上流および下流側にチェック弁を取り付けた場合（すなわち図5.1のシステム）において、まず、ばね負荷が無い場合における実験結果を、図5.9(a)~(c)に、また、図5.9(a)に対応するシミュレーション結果を、図5.10に示す。ただし、比例ゲインは、 $k_p = 0.58 \Delta D / \text{mm}$ としている。これらの図によれば、チェック弁の存在による応答性能の劣化はみられず、差動PWM法により、アクチュエータは目標値に高精度で制御されていることがわかる。

次に、ばね負荷を接続した場合における実験結果を、図5.11(a)~(c)に、また、図5.11(a)に対応するシミュレーション結果を、図5.12に示す。ただし、比例ゲイン $k_p$ は、先の場合と同じ値を用いている。これらの図によれば、図5.7の結果に現れていた応答 $x$ の振動がなくなり、応答波形は大幅に改善されている。しかし、目標値近傍でわずかな定常偏差が生じている。これは、目標値との偏差に比例する微小な時間幅の差圧パルスが与えられても、アクチュエータがばね負荷に抗して変位し得ないことに主な原因があると考えられる。そこで、定常偏差をなくすために、比例制御に積分補償を加えたPI制御を用いることを考える。すなわち、サンプリングタイム毎に目標値との偏差 $E (= R - X)$ を加算し、これに積分ゲインを乗じたものを制御力に加えて制御を行うことにする。

図5.13(a)~(d)、図5.14(a)~(d)に、PI制御を用いた場合の実験結果およびシミュレーション結果を示す。ただし、比例ゲイン $k_p$ および積分ゲイン $k_i$ をそれぞれ、 $k_p = 1.02 \Delta D / \text{mm}$ 、 $k_i = 0.31 \Delta D / \text{mm} \cdot \text{s}$ としている。また、これらの図の場合、新たな比較変数として、 $\Delta p$ 、 $\Delta D$ 、 $p_s$ などの各変動波形も同時に示した。これらの図によれば、定常偏差はなくなり、応答 $x$ はより高精度で位置決めされていることがわかる。

次に、図5.15(a)~(c)は、先と同じ比例および積分ゲインを用いた場合で、 $t = 0.2 \text{ s}$ で目標値 $r$ を、 $r = 0.25$ から $r = 0.5$ に切り換えた場合の実験

結果である。図によれば、目標値の変化に対しても適度の過渡特性を経てそれぞれの目標値に達している。図5.15(a)の実験値に対応するシミュレーション結果を、図5.16に示す。

次に、図5.17は、目標値 $r$ を $t=0.2$  sで、 $r=0.5$ から $r=0.25$ に切り換えた場合の実験結果である。図によれば後半の目標値に対して、わずかなオーバーシュートを生じているが、全体としてほぼ良好な応答性能が得られているといえる。なお、オーバーシュートの原因は、ピストンが $x < 0$ の方向へ駆動される場合、ばね力によりピストン速度が大きくなる（このことは、制御入力に対する出力のゲインが大きくなることに相当する）ためであると考えられる。図5.17(a)の実験値に対応するシミュレーション結果を、図5.18に示す。

さて、差動PWM法では、その作動原理より、目標値との偏差が零となったとき、弁1、2のデューティがともに50%で駆動される。このような駆動方式は、オンオフの繰り返しにより管路内に圧力脈動が生じることや、電磁弁の耐久性の点からも好ましいとはいえない。そこで、目標値との偏差の絶対値 $|E|$ が許容誤差範囲 $\varepsilon$ よりも小さくなるとき、電磁弁が共にオンまたはオフとなる状態でアクチュエータをロックする方式を考える。図5.19(a)~(c)は、電磁弁を共にオンの状態でロックする方式による結果を示す。ただし、ロックのための許容誤差範囲は、 $\varepsilon=0.04$  mmとしている。図によれば、応答 $x$ が目標値に達したところで、弁1、2が共にオンとなってアクチュエータがロックされており、これに伴って、圧力脈動も生じていないことがわかる。図5.19(a)の実験結果に対応するシミュレーション結果を、図5.20に示す。

次に、図5.21(a)~(c)は、電磁弁を共にオフの状態でロックさせる方式により制御を行った結果を示す。図によれば、応答 $x$ が目標値に達した後も、電磁弁が間欠的に動作している様子がみて取れる。これは、電磁弁が共にオフとなったときには、チェック弁IIIのクラッキング圧力によりピストンはロックされるが、このとき電磁弁2のP→Aポートおよびチェック弁IIIでの油のわずかなリークがあるため、アクチュエータが $x < 0$ 側に徐々に変動し、ロックのための誤差の許容範囲を越えてしまうことに主な原因があると考えられる。したがって、本システムにおいては、アクチュエータのロックによる定位置での保持は、電磁弁を共にオフとした場合よりも共にオンとしたときの方が良好に行うことができ



る。

図5.21(a)～(d)の実験値に対応するシミュレーション結果を、図5.22(a)～(d)に示す。電磁弁およびチェック弁におけるリークを考慮していない本シミュレーション結果によれば、ピストンのロックは完全に行われており、電磁弁およびチェック弁におけるリークを可能な限り小さくできれば、電磁弁を共にオフとしてロックさせることも可能となることが示唆される。

以上により、本章で提案したチェック弁をもつ、図5.1の系を用いれば、ばね負荷もしくはその他の強制外力が存在する場合においても、差動PWM法の特長である線形性、制御精度に優れた油圧アクチュエータ系の構成が可能となることが示唆される。さらに、上述したオートロック機構を備えることにより、制御整定時における電磁弁のオンオフ動作回数の大幅な減少が実現され、電磁弁の耐久性の向上が図られる。

## 5.5 結 言

本章では、PWMアクチュエータ系の上流、下流側管路にチェック弁を組み込んで構成することにより、差動PWM法の特長を活かしつつ、強制外力やばね負荷の存在等に対してもロバストとなる制御システムを提案した。そこで、本システムの制御性能について実験およびシミュレーションによる検討を行い、ほぼ以下のような結果が得られた。

(1) チェック弁を付加した本システムによる実験およびシミュレーションを行ったところ、負荷系にばね要素が存在する場合においても、PI制御を用いることにより、安定性、位置決め精度に優れた制御が可能となり、本システムの有効性が示された。

(2) 変位 $x$ が目標値に達したところで、弁1、2を共にオンでロックする方式を用いれば、オンオフ動作回数および圧力脈動が抑えられ、電磁弁の耐久性の面でも優れた制御システムの構成が可能となる。

(3) チェック弁の動特性を考慮した本シミュレーションの結果は、実験結果と良い一致を示し、本章で用いた数学モデルのの妥当性が確認された。

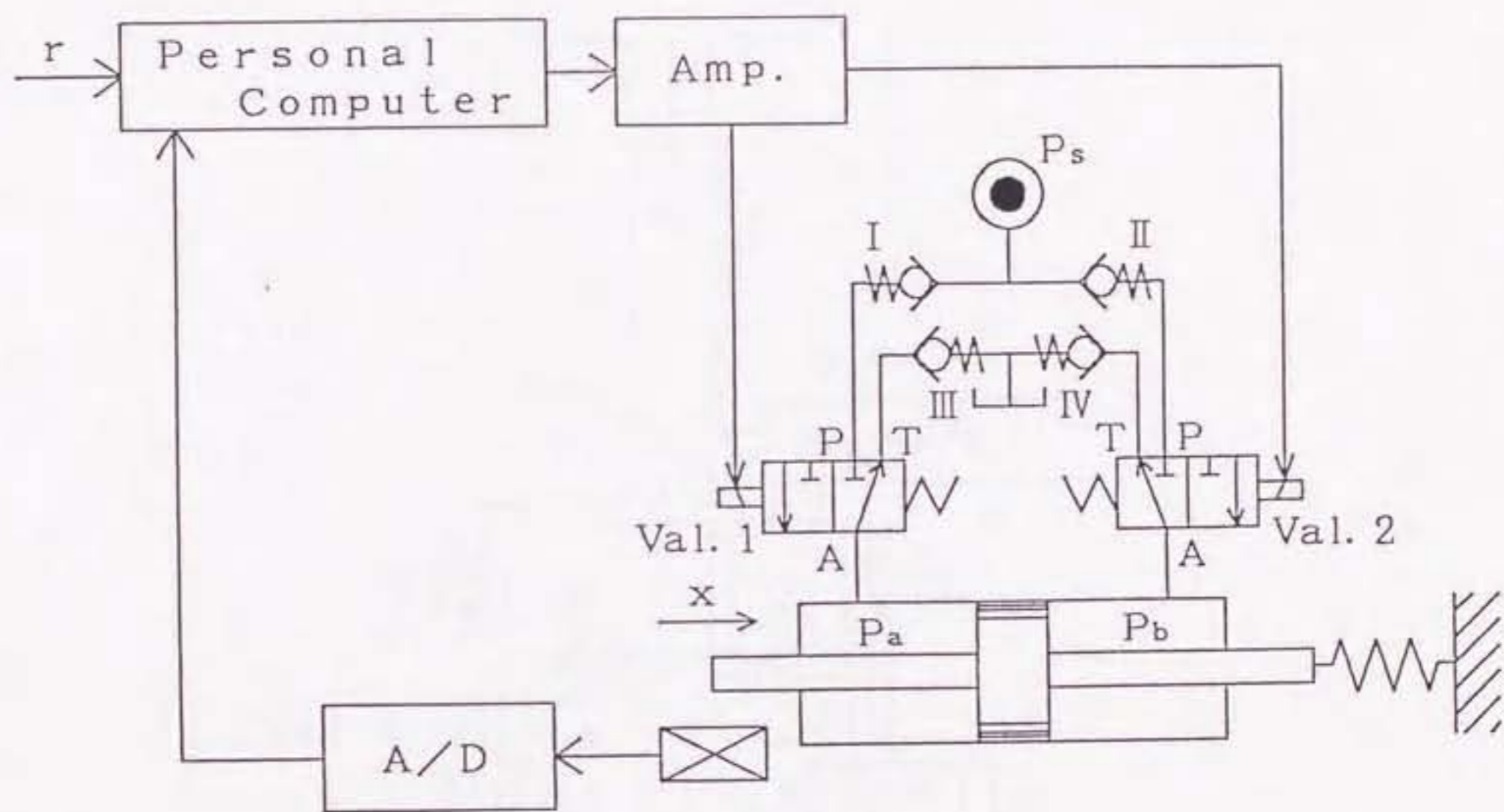


図5.1 PWM油圧アクチュエータ系

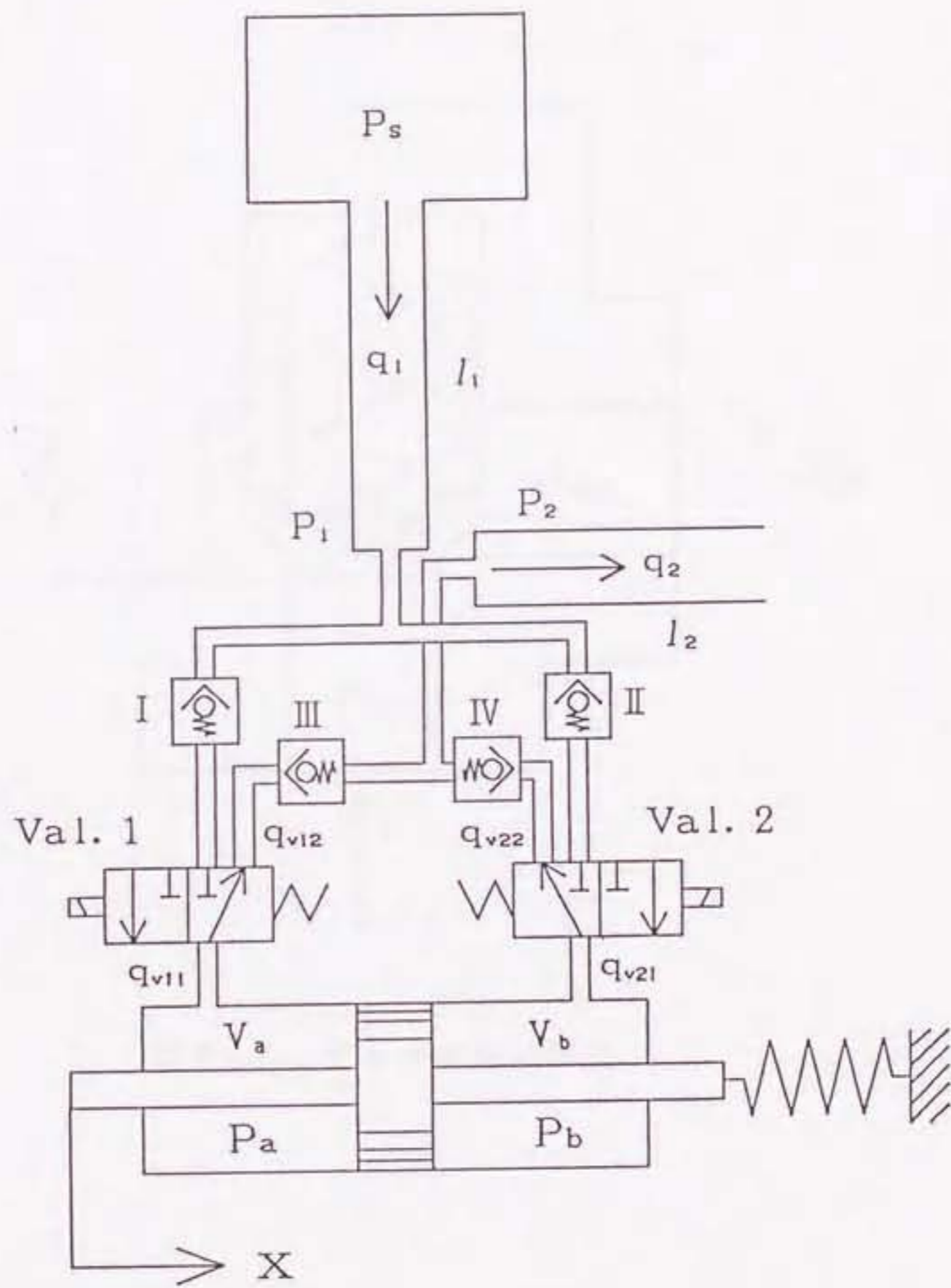


図 5.2 システムの構成図

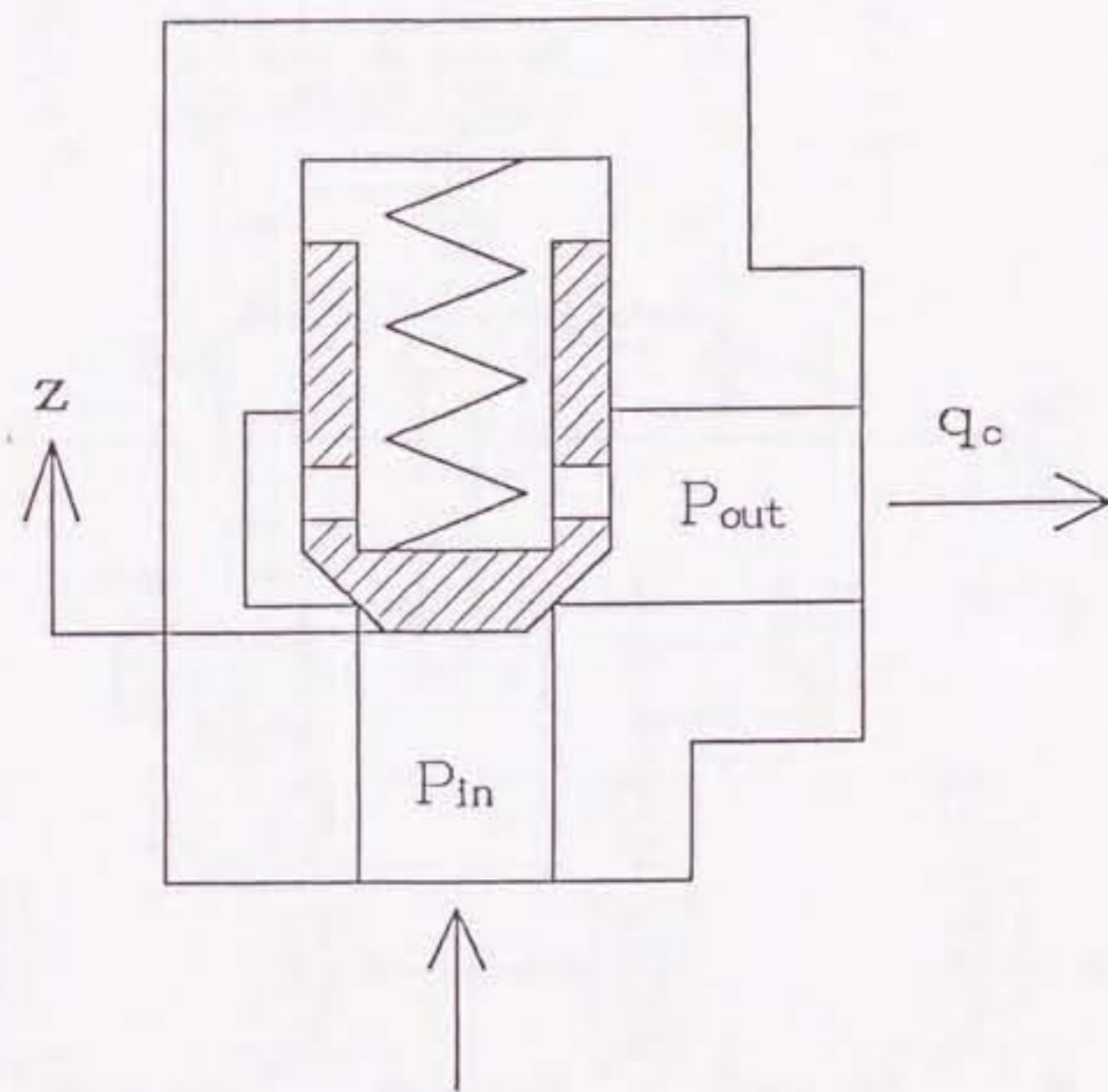
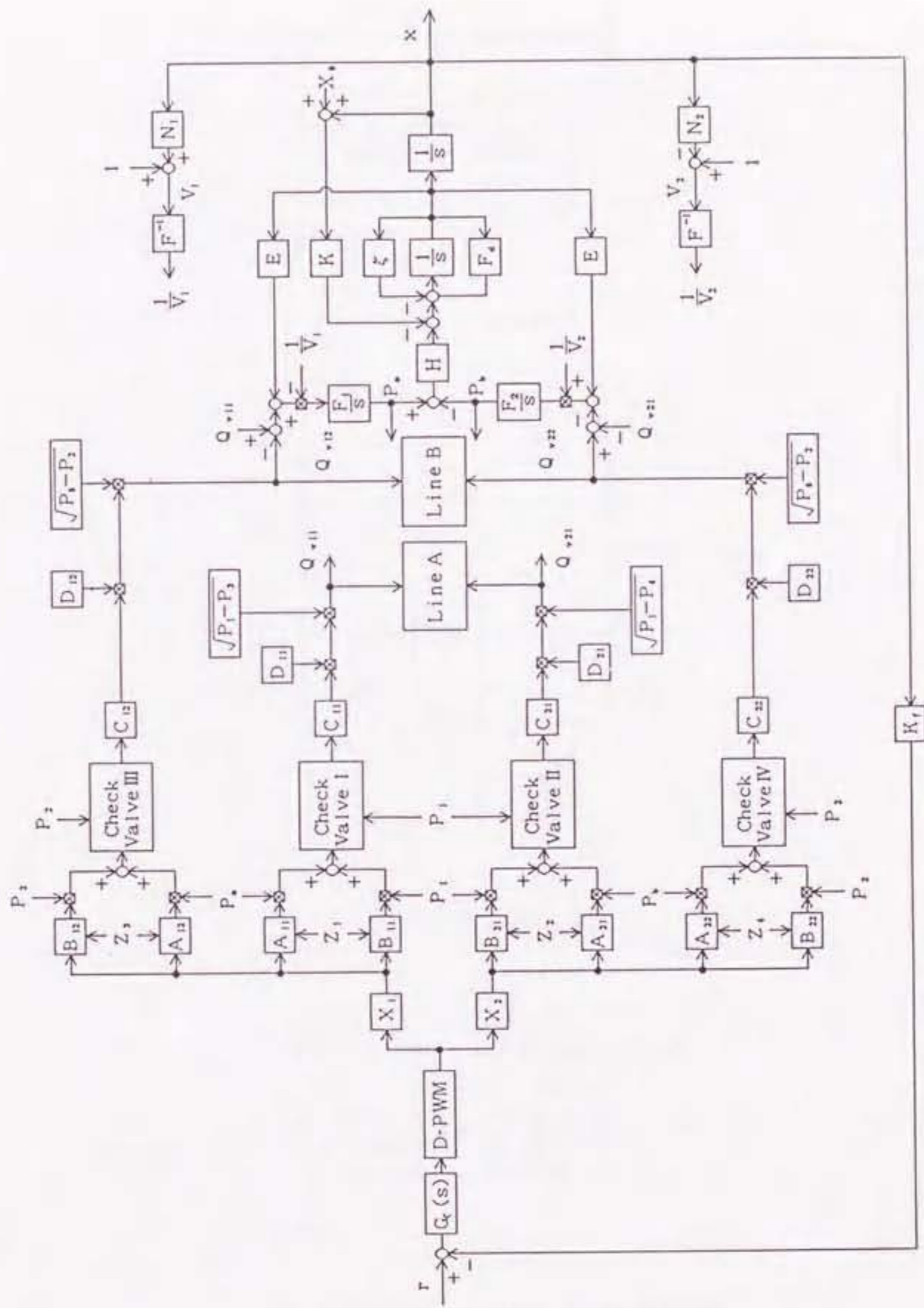
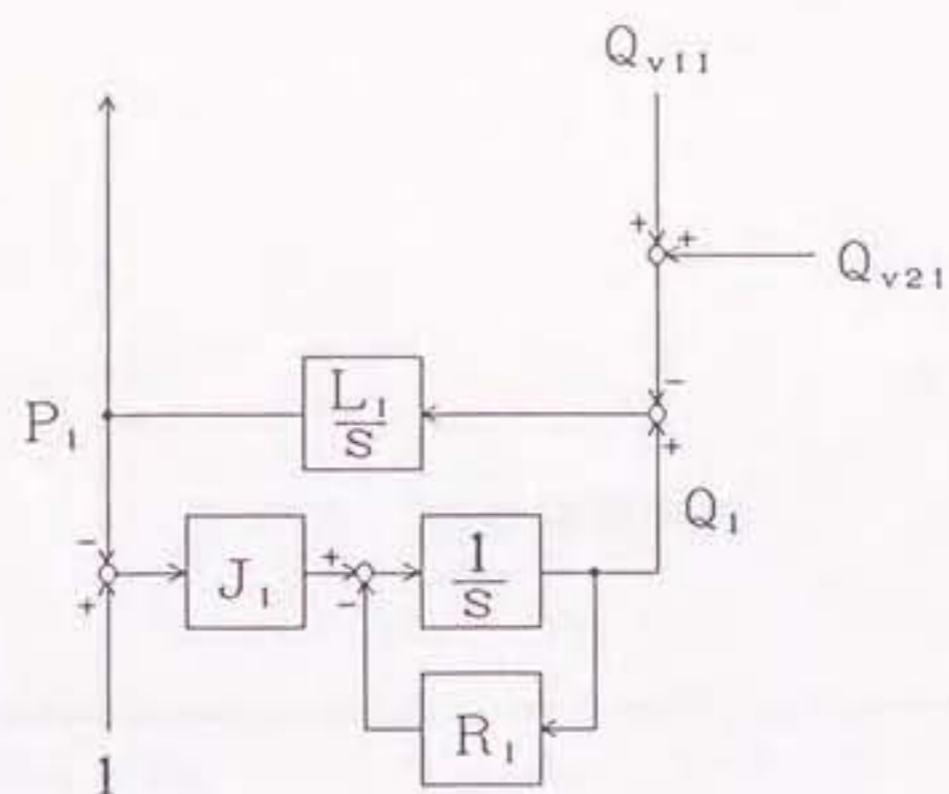


図5.3 チェック弁の構造

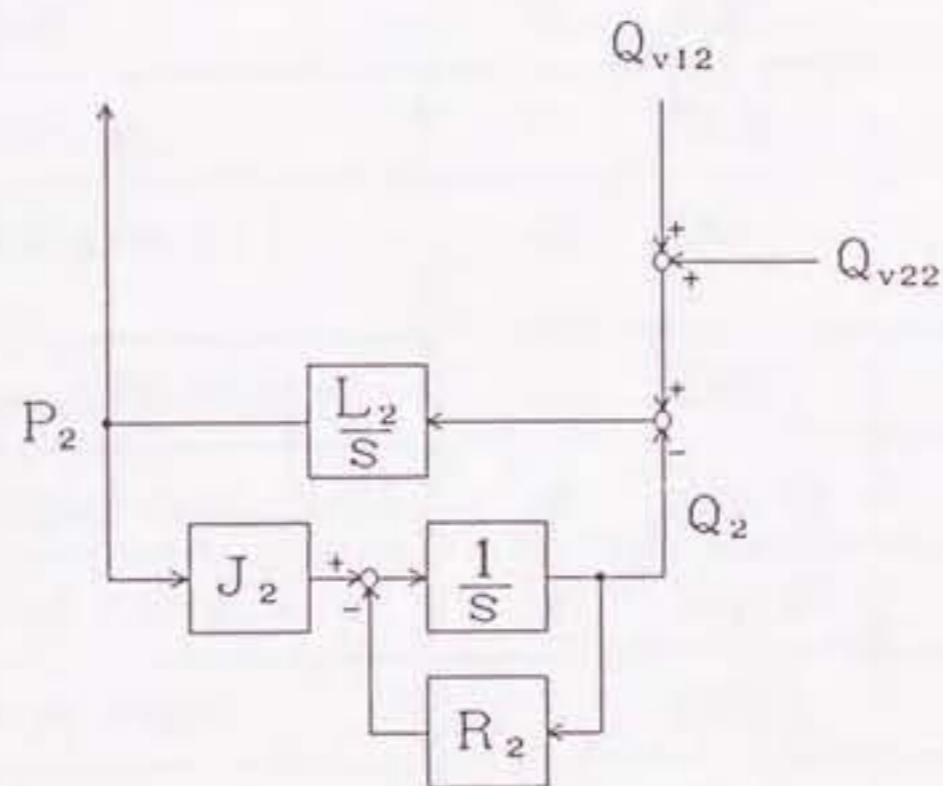


(a) システム全体図

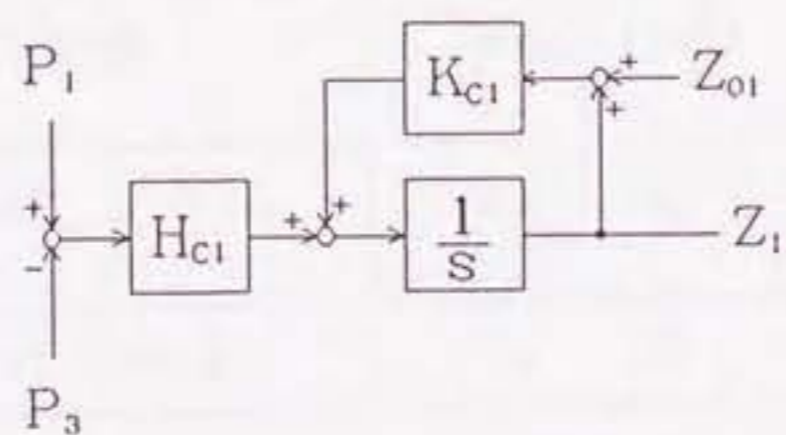
図5.4 制御系のブロック線図表示



( b ) Line-A



( c ) Line-B



( d ) Check Valve I の詳細図

図 5.4 制御系のブロック線図表示

表 5.1 主な実験諸元

Cross sectional area of actuator-piston	$A_s$ ( $m^2$ )	$3.85 \times 10^{-4}$
Initial value of $V_a$ and $V_b$ at $t=0$	$V_0$ ( $m^3$ )	$5.87 \times 10^{-6}$
Mass of actuator	$m$ (kg)	0.562
Constant of spring	$k$ (N/m)	$5.68 \times 10^3$
Initial compression of load spring	$x_s$ (m)	$7.2 \times 10^{-3}$
Supply pressure(constant)	$p_s$ (MPa)	1.96
Kinematic viscosity of fluid	$\nu$ ( $m^2/s$ )	$8.5 \times 10^{-5}$
Mass density of fluid	$\rho$ ( $kg/m^3$ )	859
Bulk modulus of fluid	$K$ (GPa)	1.58
Frequency of PWM carrier wave ( $= 1 / T_c$ )	$f_c$ (Hz)	20
Length of pipeline j	$l_1$ (m) $l_2$ (m)	0.10 0.15
Cross sectional area of pipeline j	$a_{p,j}$ ( $cm^2$ )	0.785
Nominal value of displacement $x$	$x_0$ (m)	$5.0 \times 10^{-3}$
Nominal value of time $t$	$t_0$ (s)	0.025

表 5.2 チェック弁の諸元

Half poppet angle	$\phi_c$ (rad)	0.785
Seat diameter	$d_c$ (m)	$1.0 \times 10^{-2}$
Mass of poppet	$m_c$ (kg)	$1.9 \times 10^{-2}$
Constant of spring	$k_c$ (N/m)	$1.34 \times 10^4$
Initial compression of poppet spring	$Z_{o1}$ (m)	$3.0 \times 10^{-3}$
	$Z_{o2}$ (m)	$3.0 \times 10^{-3}$
	$Z_{o3}$ (m)	$5.7 \times 10^{-3}$
	$Z_{o4}$ (m)	$5.7 \times 10^{-3}$
Cracking pressure	$P_{c1}$ (MPa)	0.51
	$P_{c2}$ (MPa)	0.51
	$P_{c3}$ (MPa)	0.97
	$P_{c4}$ (MPa)	0.97



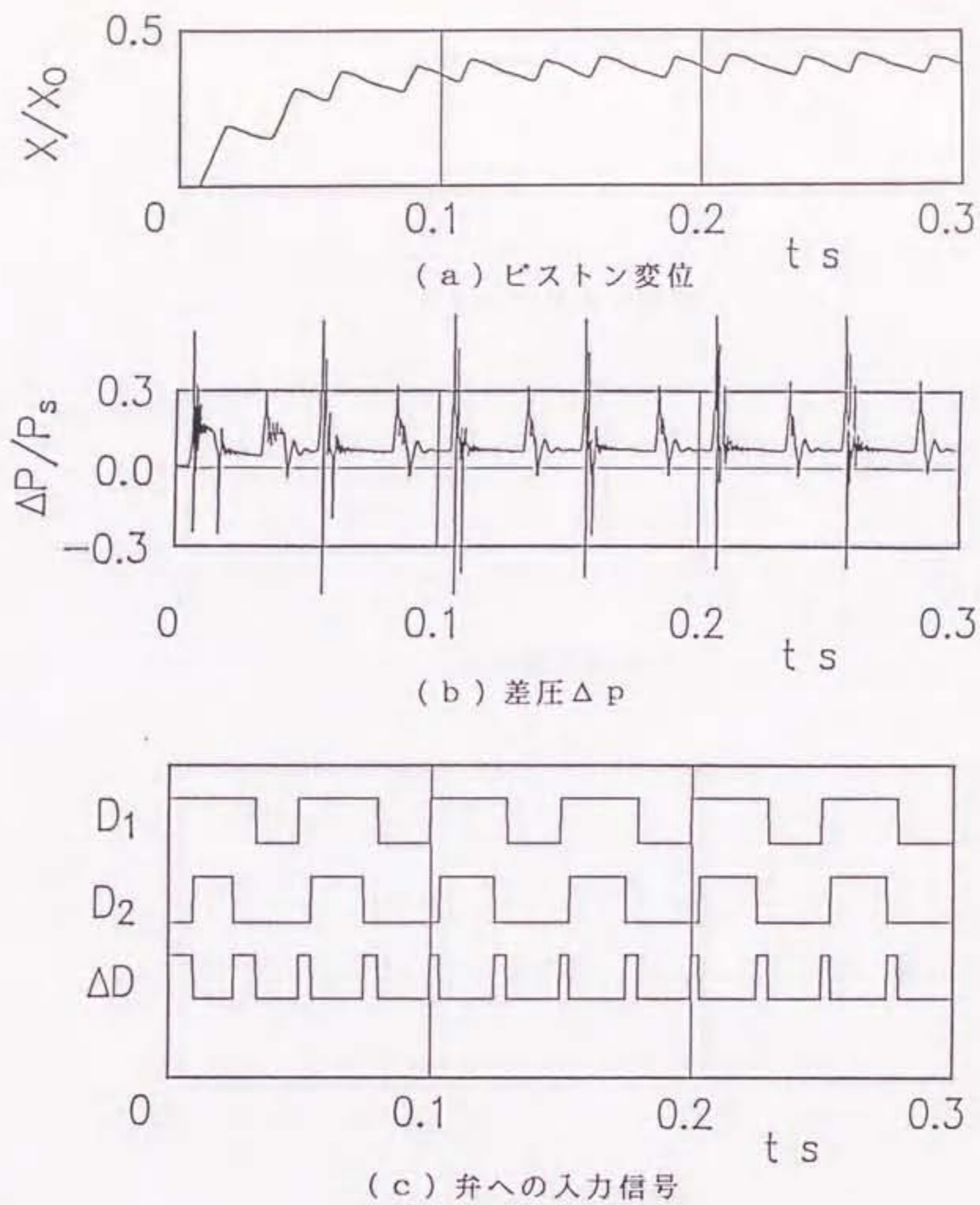


図5.5 従来システムにおける実験結果  
(比例制御 ばね負荷あり)

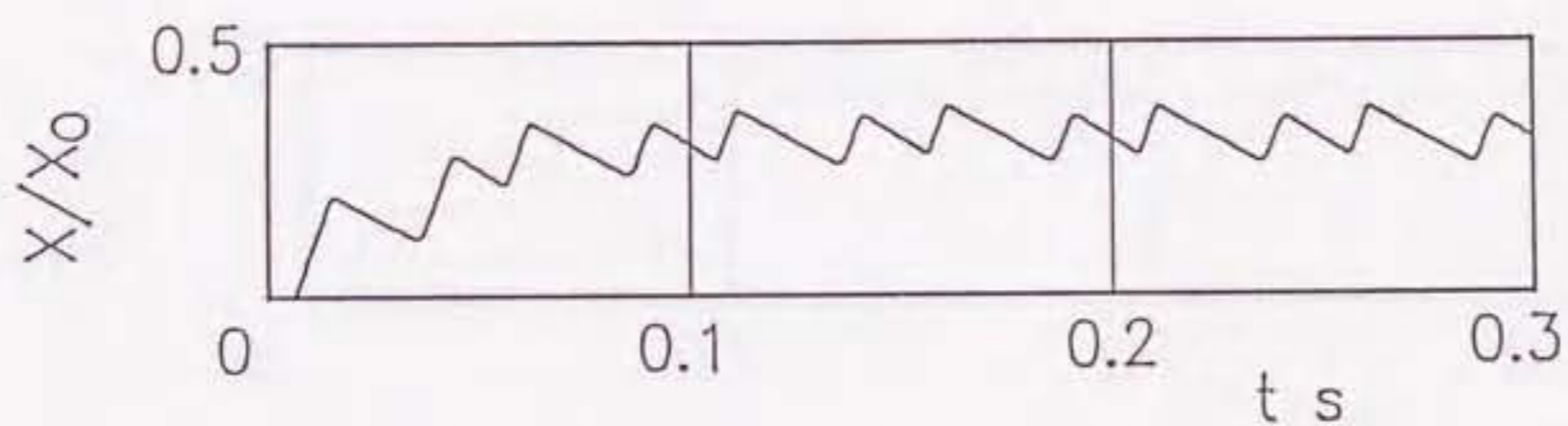
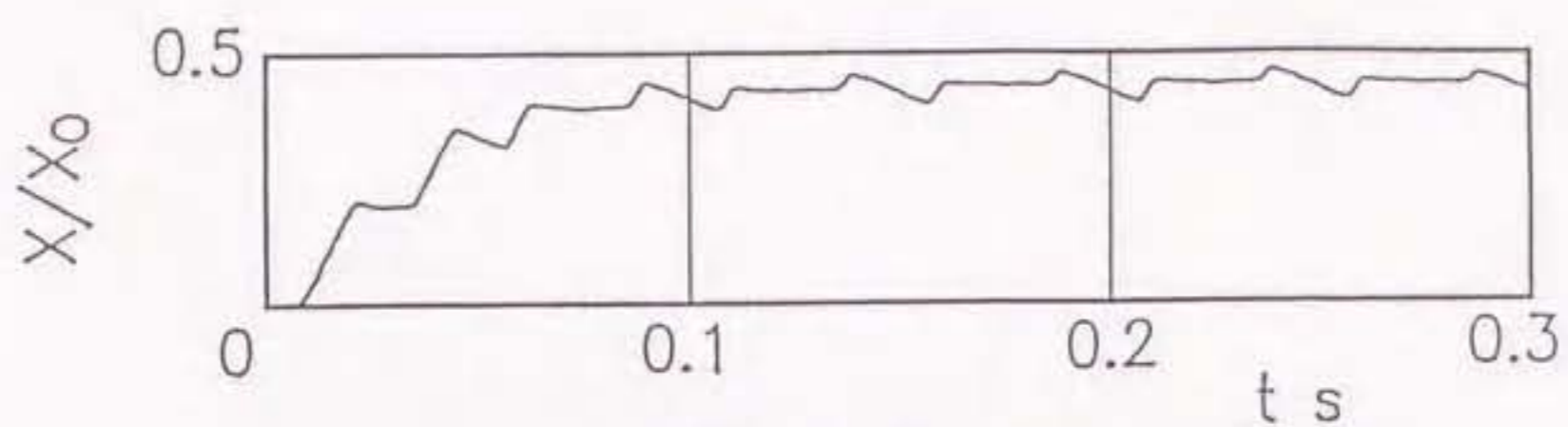
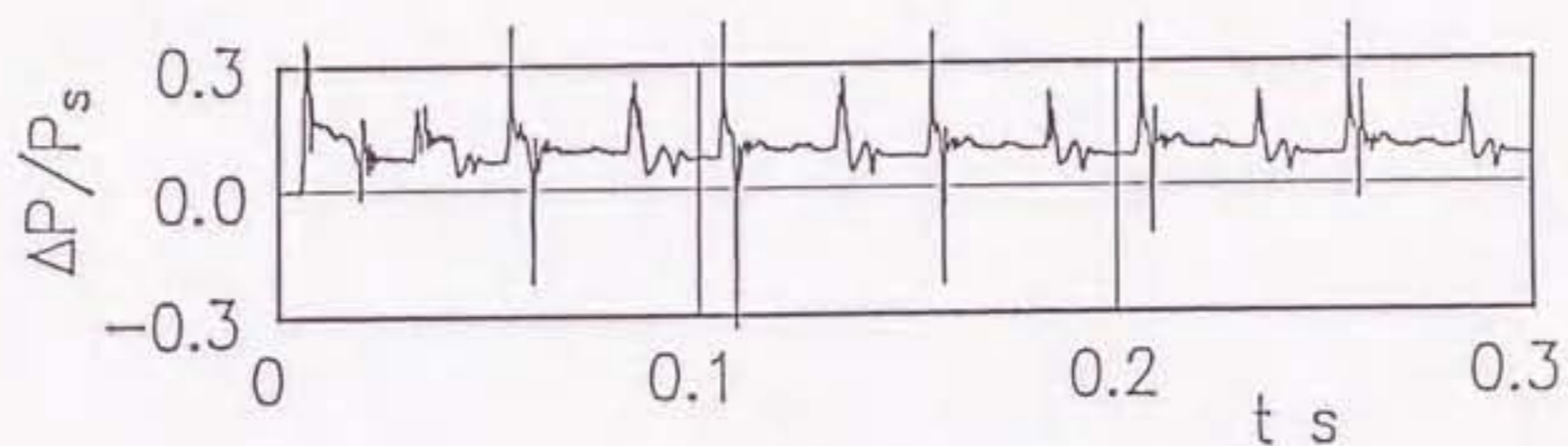


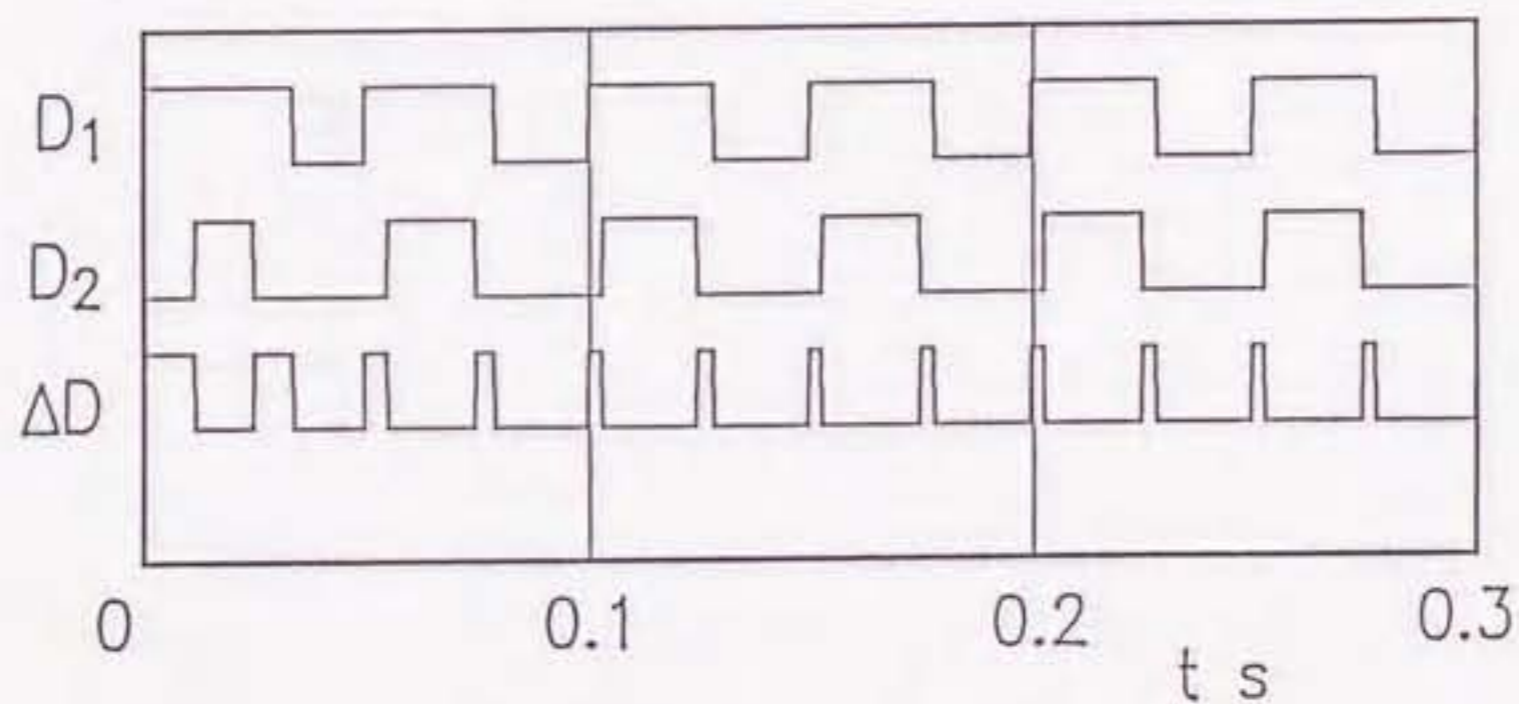
図5.6 従来システムにおけるシミュレーション結果  
(比例制御 ばね負荷あり)



(a) ピストン変位



(b) 差圧  $\Delta P$



(c) 弁への入力信号

図5.7 チェック弁 I, II のみを取り付けた場合の実験結果  
(比例制御 ばね負荷あり)

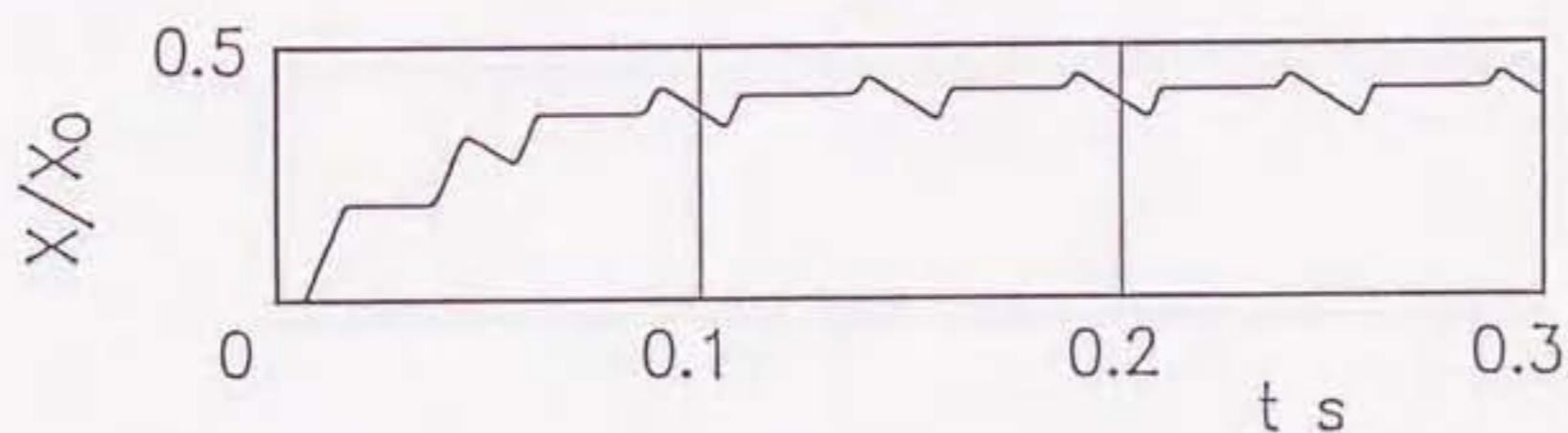
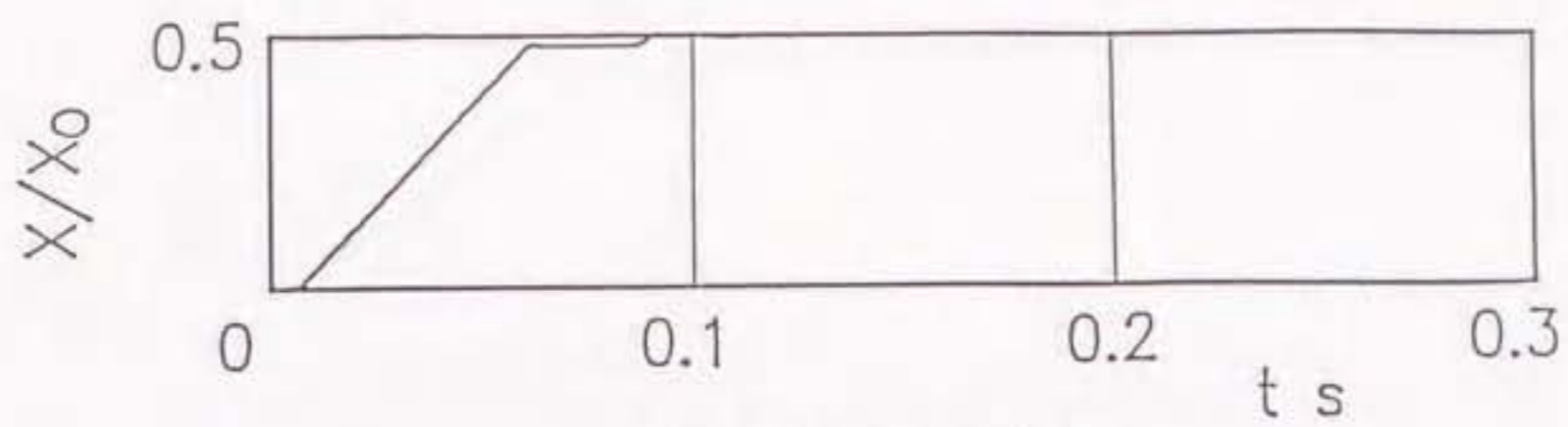
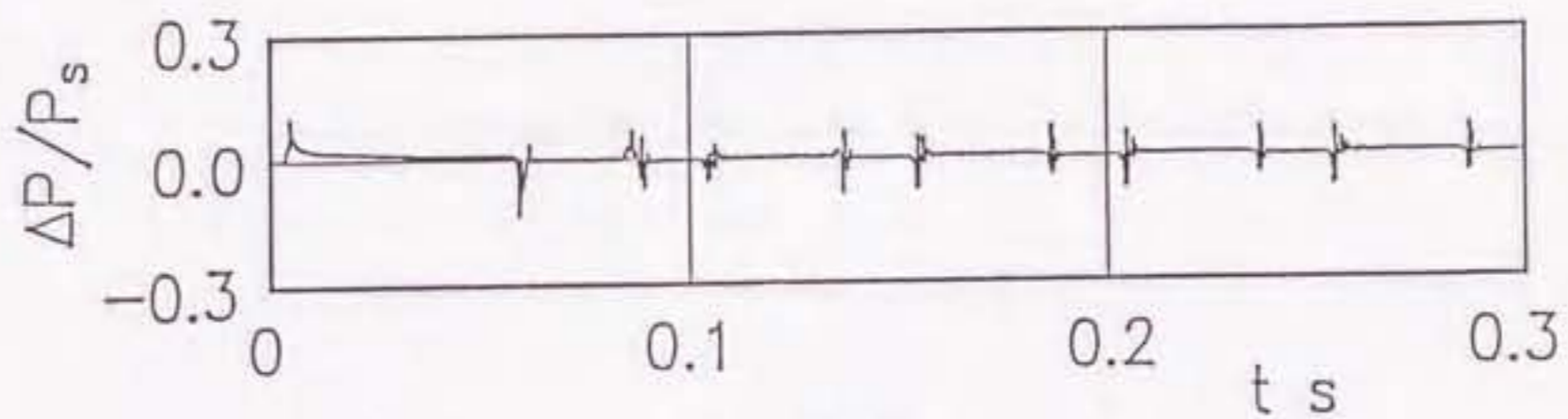


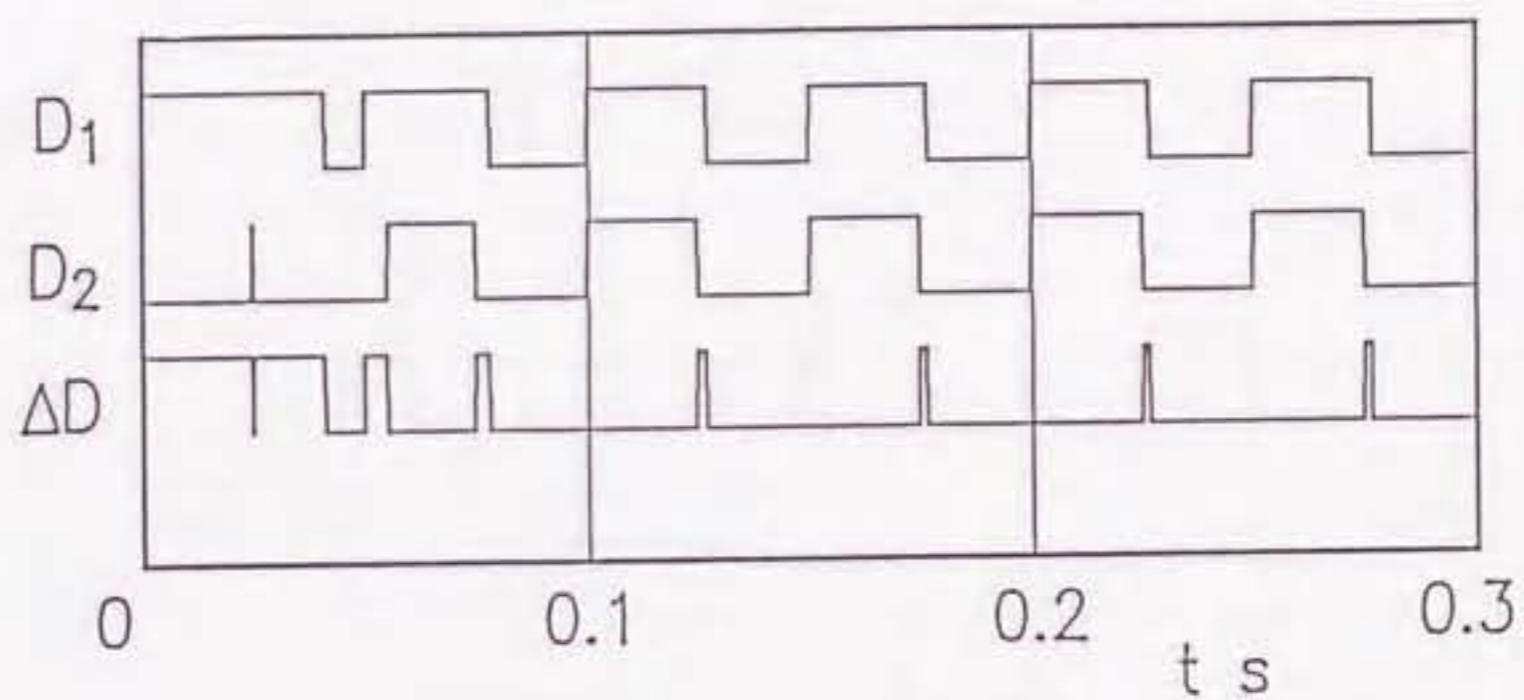
図5.8 チェック弁 I, II のみを取り付けた場合のシミュレーション結果  
(比例制御 ばね負荷あり)



(a) ピストン変位



(b) 差圧  $\Delta p$



(c) 弁への入力信号

図5.9 チェック弁 I ~ IV を取り付けた場合の実験結果  
(比例制御 ばね負荷なし)

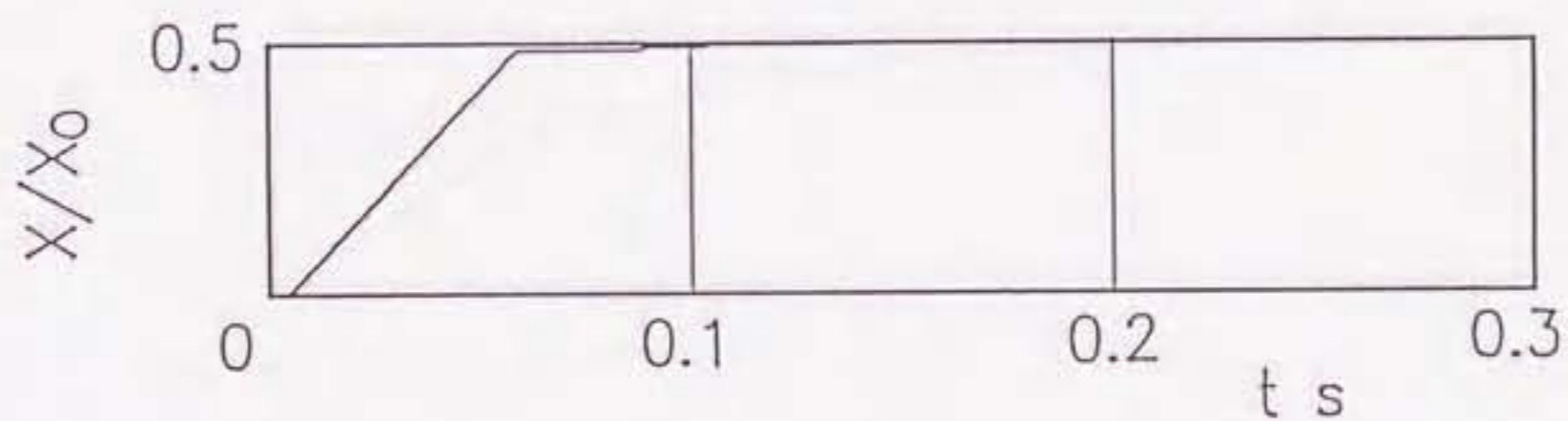
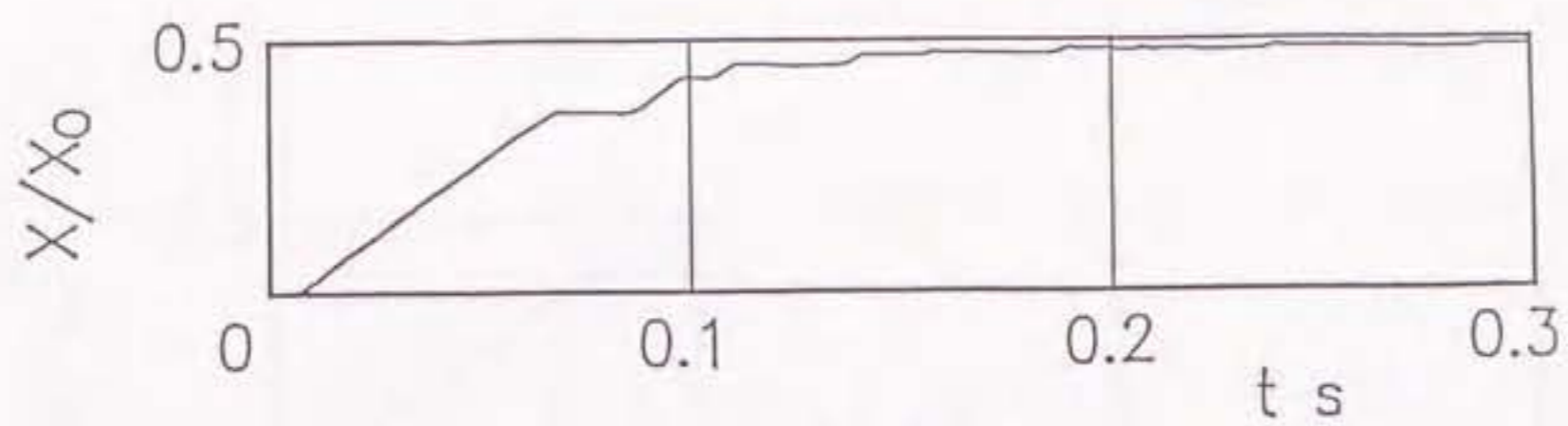
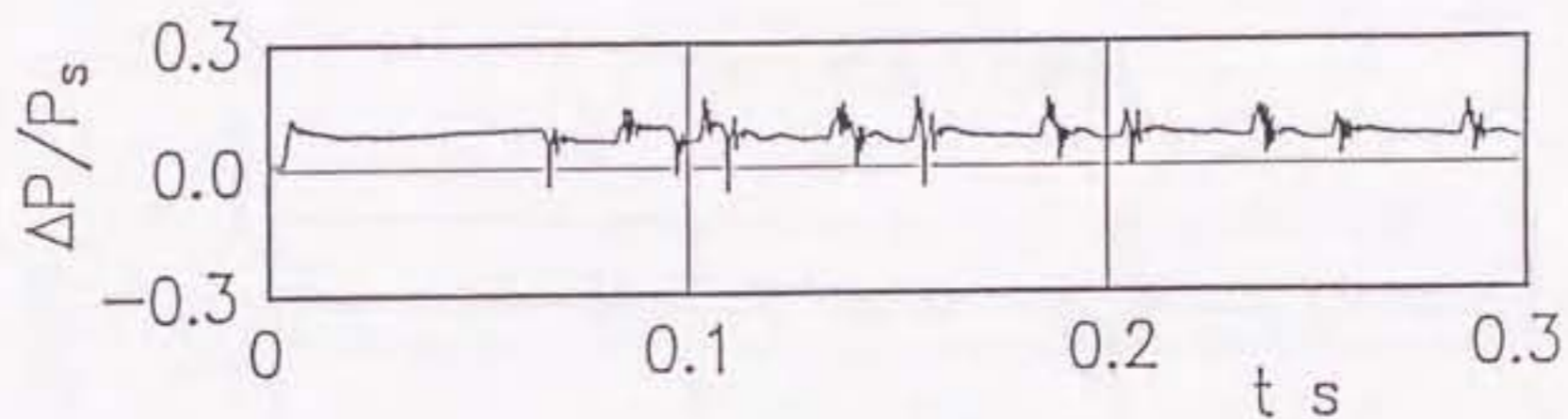


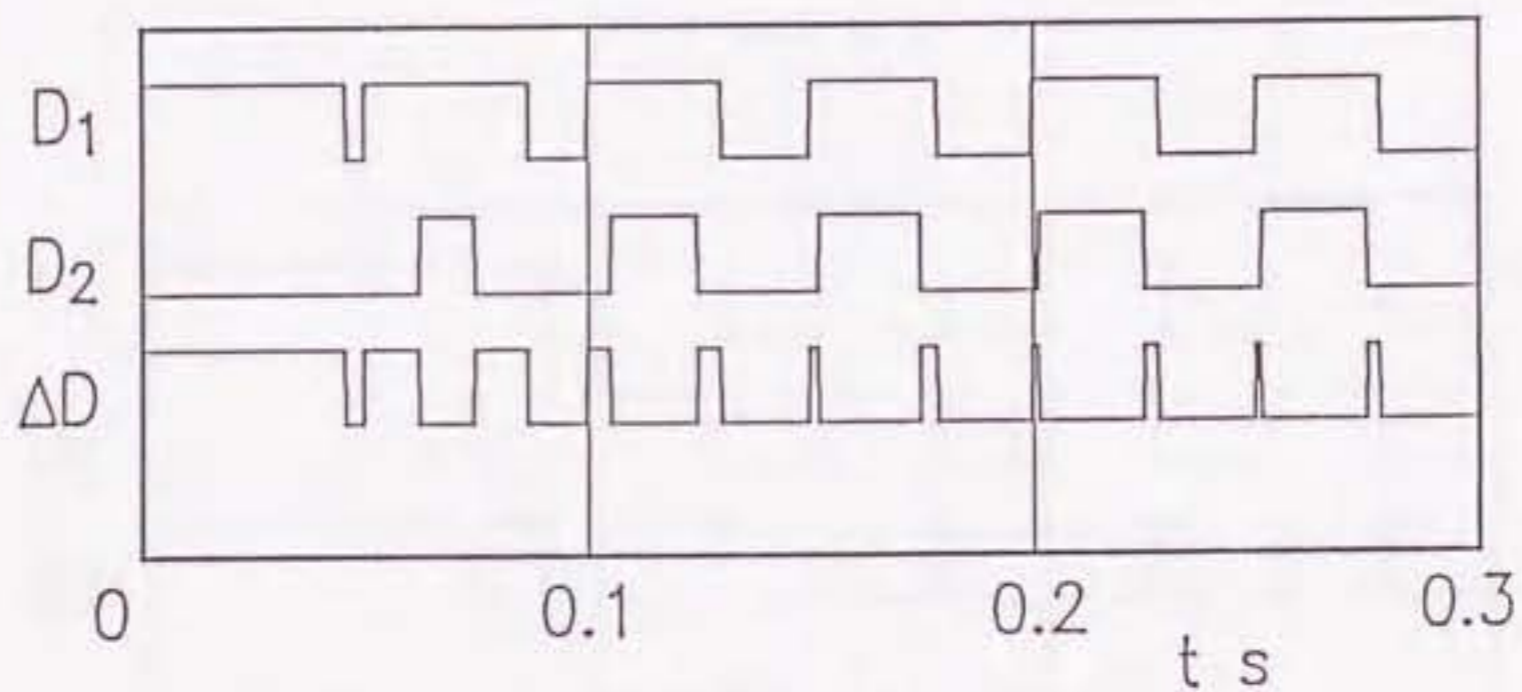
図5.10 チェック弁 I ~ IV を取り付けた場合のシミュレーション結果  
(比例制御 ばね負荷なし)



(a) ピストン変位



(b) 差圧  $\Delta p$



(c) 弁への入力信号

図5.11 チェック弁 I ~ IV を取り付けた場合の実験結果  
(比例制御 ばね負荷あり)

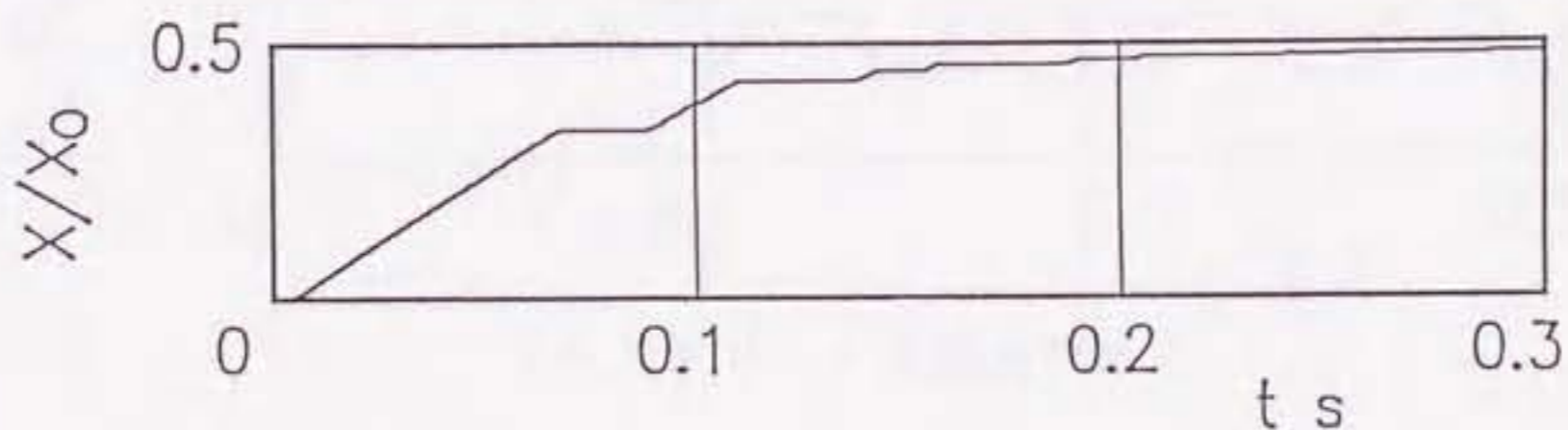
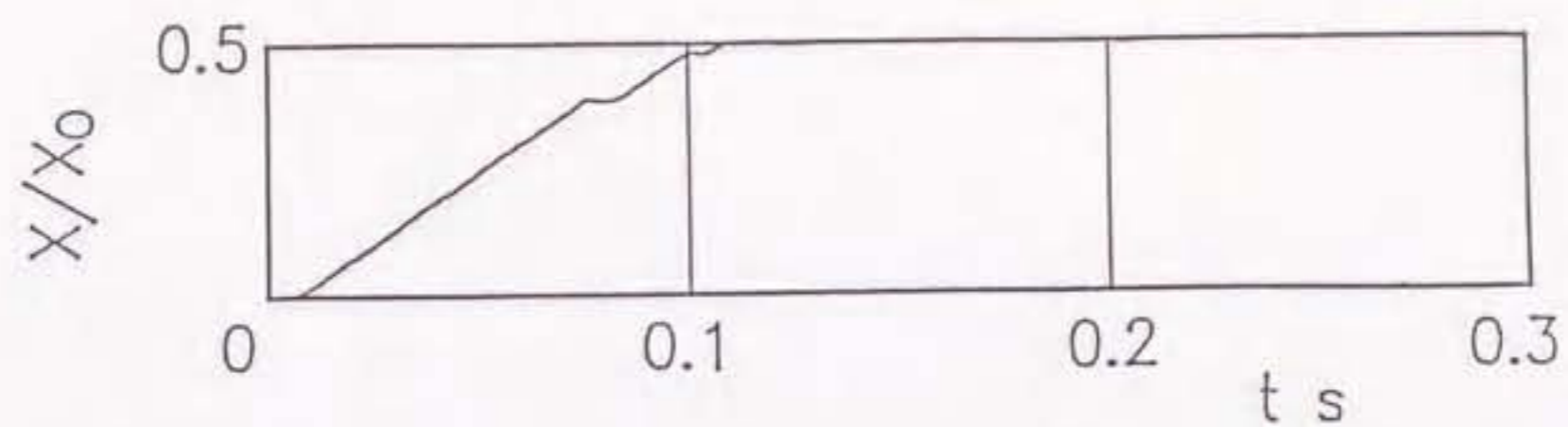
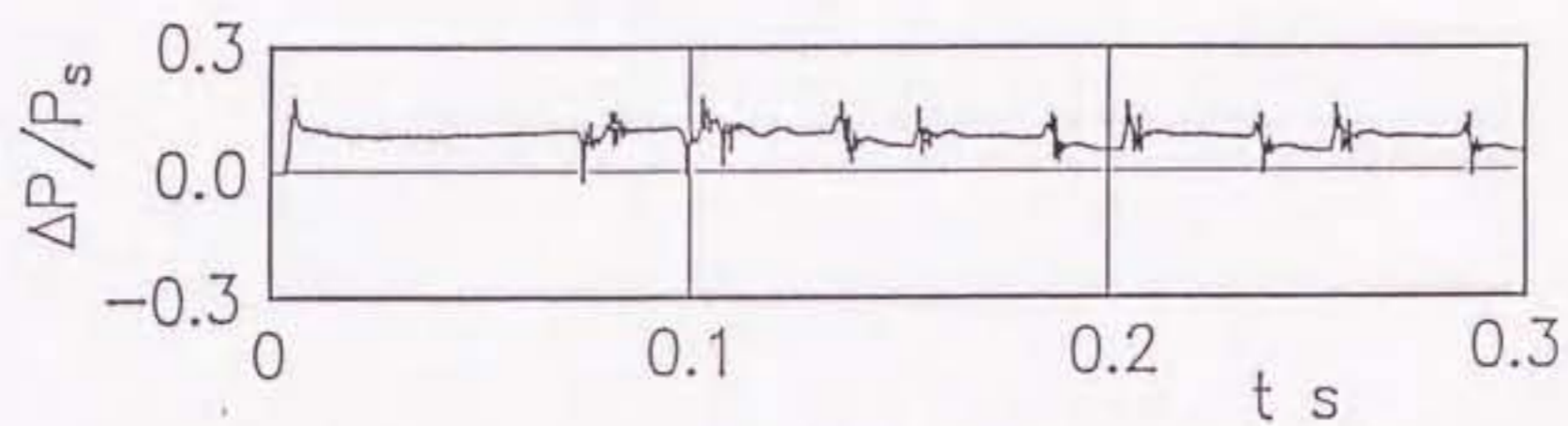


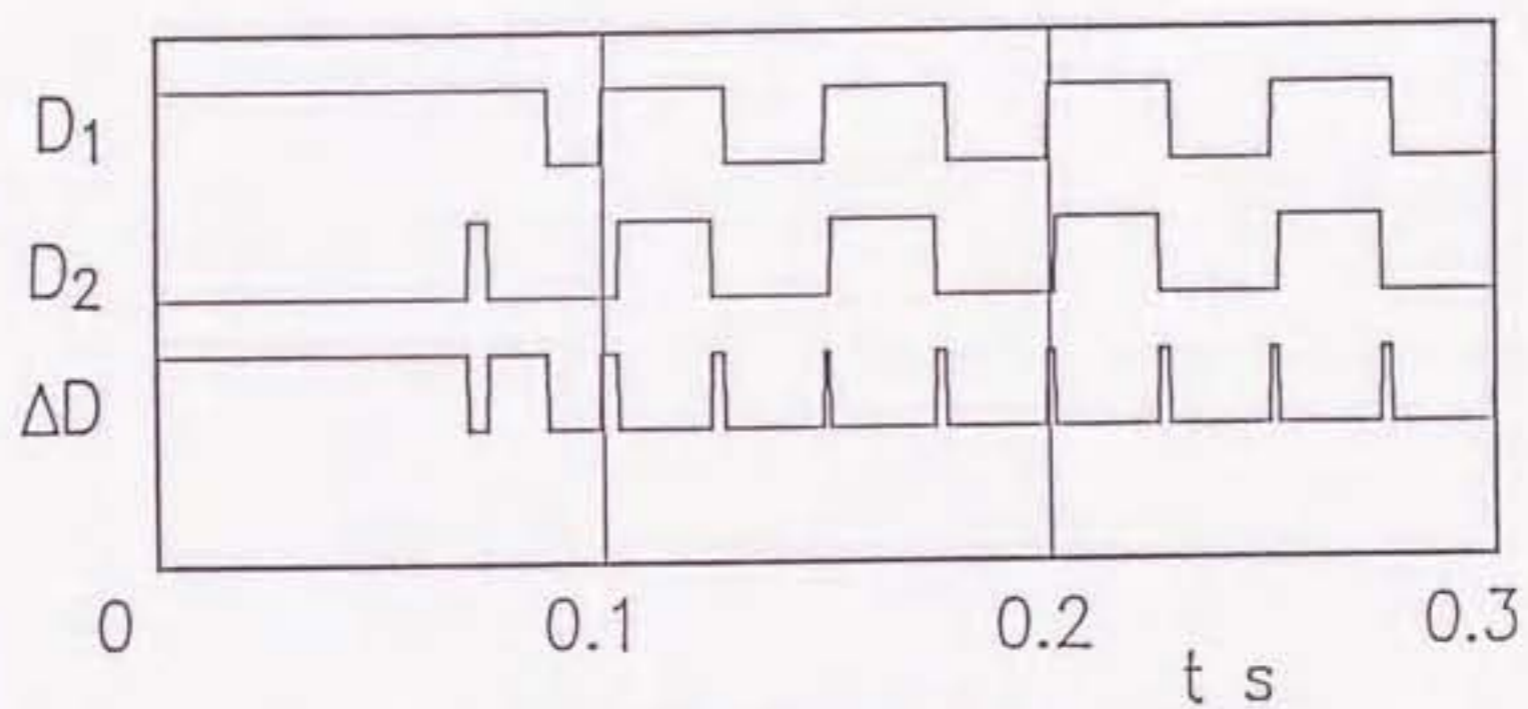
図5.12 チェック弁 I ~ IV を取り付けた場合のシミュレーション結果  
(比例制御 ばね負荷あり)



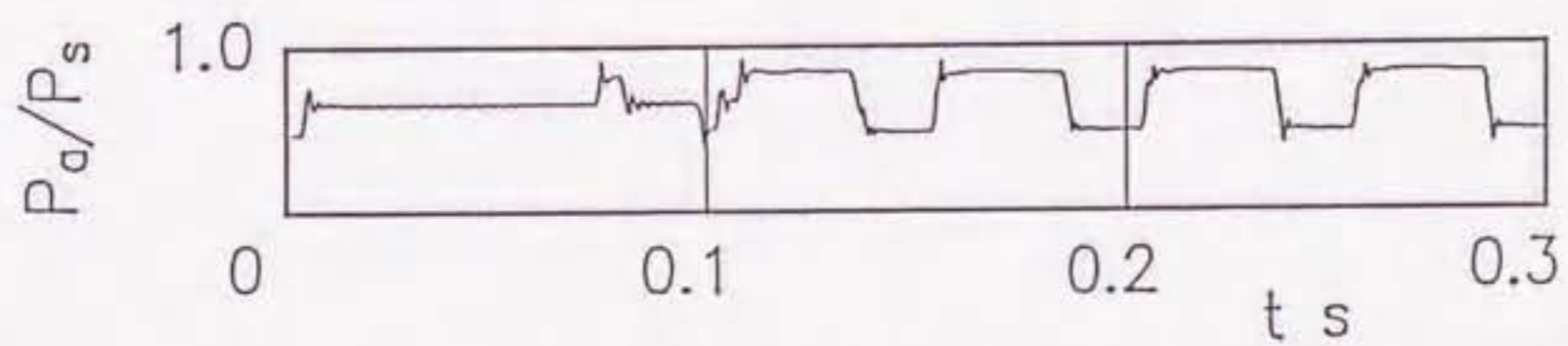
(a) ピストン変位



(b) 差圧  $\Delta p$

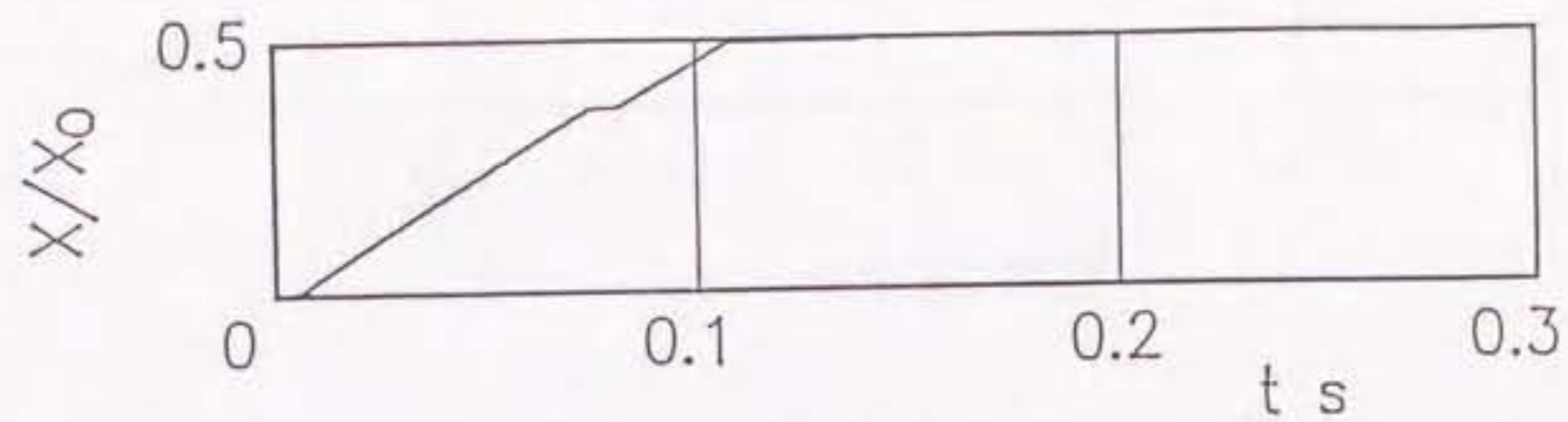


(c) 弁への入力信号

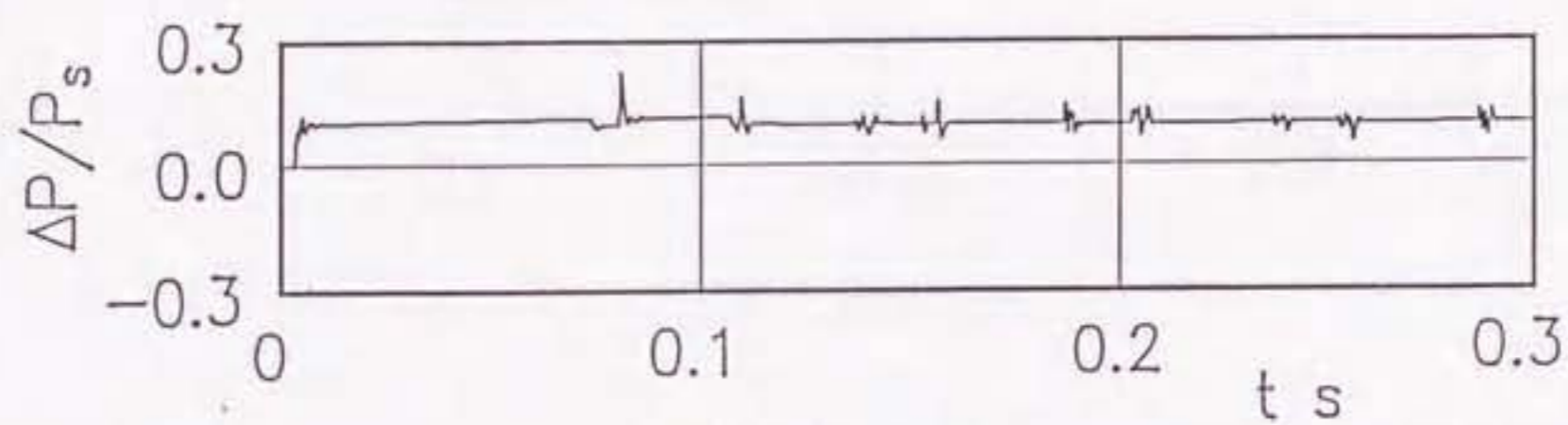


(d) シリンダ左室内の圧力

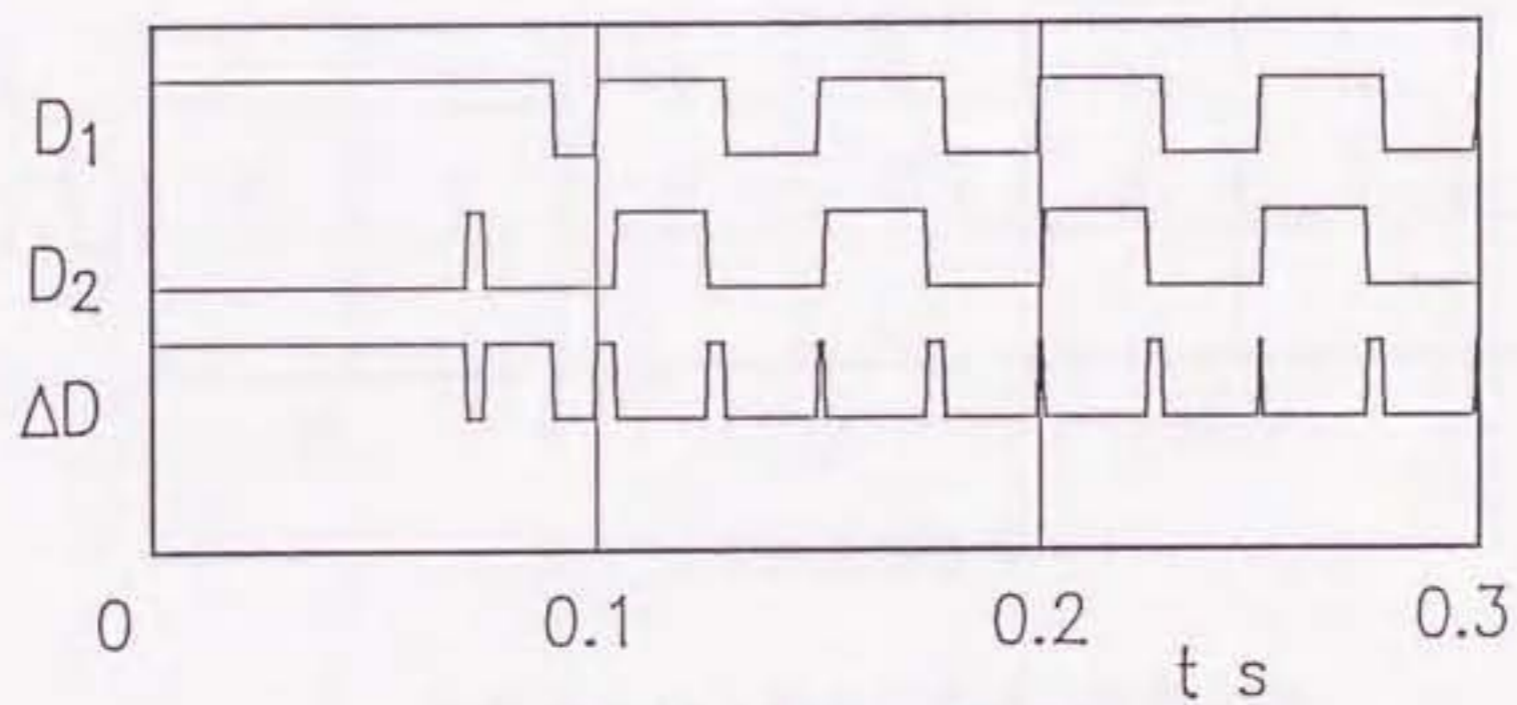
図5.13 チェック弁 I ~ IV を取り付けた場合の実験結果  
(比例+積分制御 ばね負荷あり)



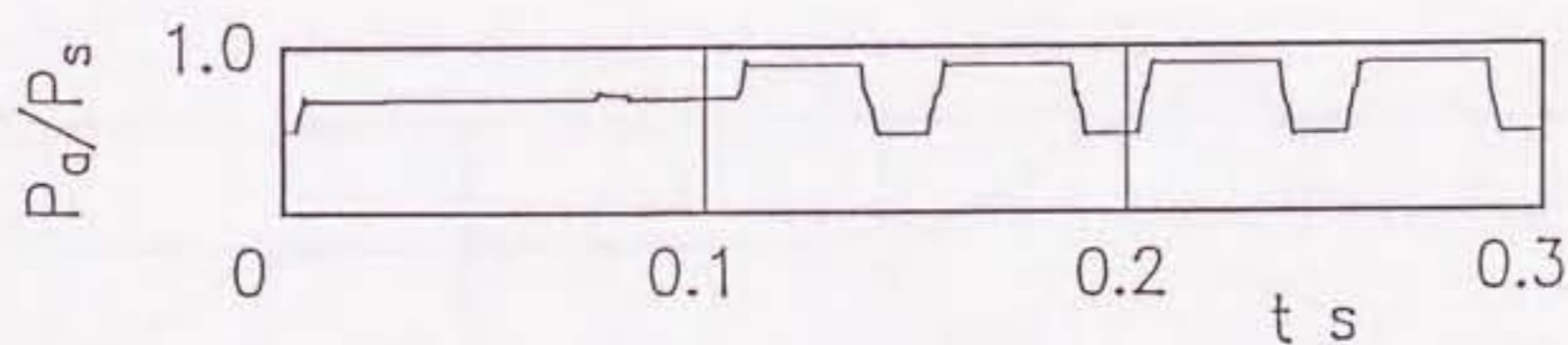
(a) ピストン変位



(b) 差圧  $\Delta p$

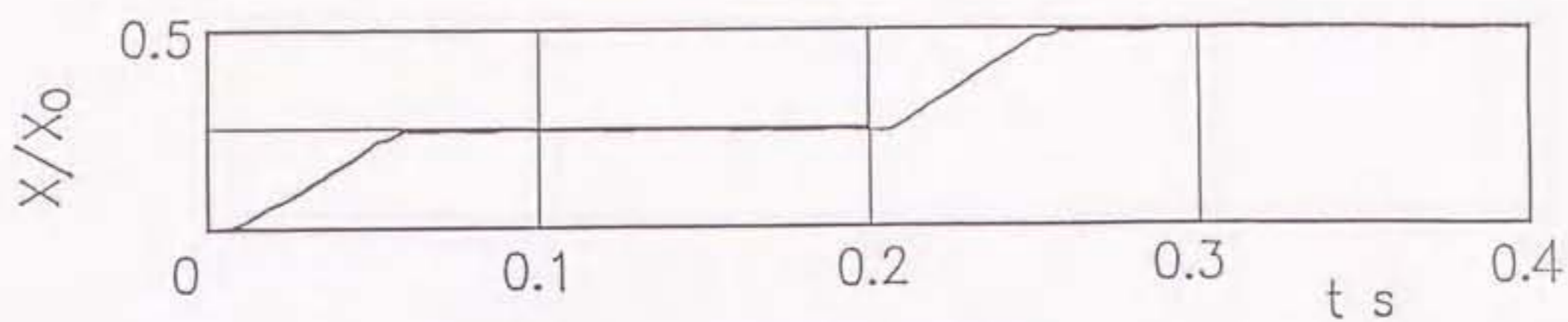


(c) 弁への入力信号

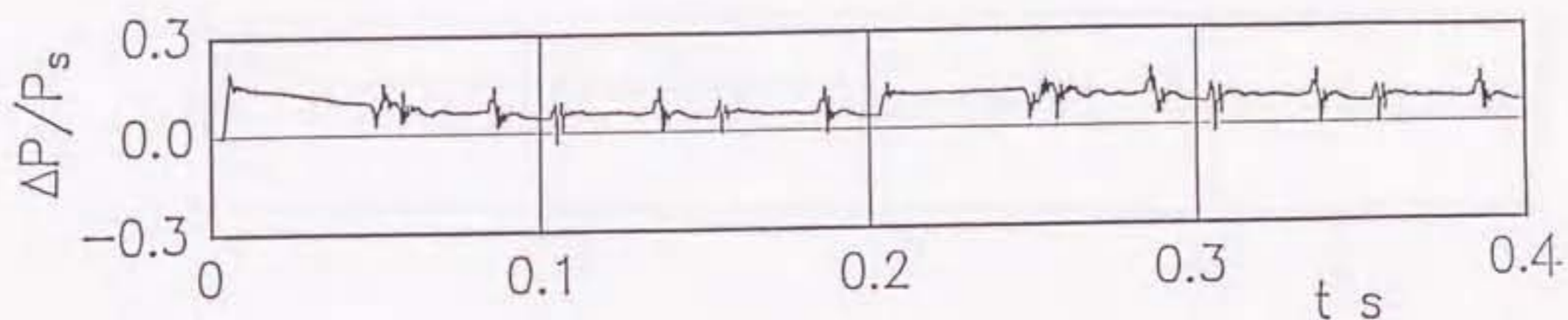


(d) シリンダ左室内の圧力

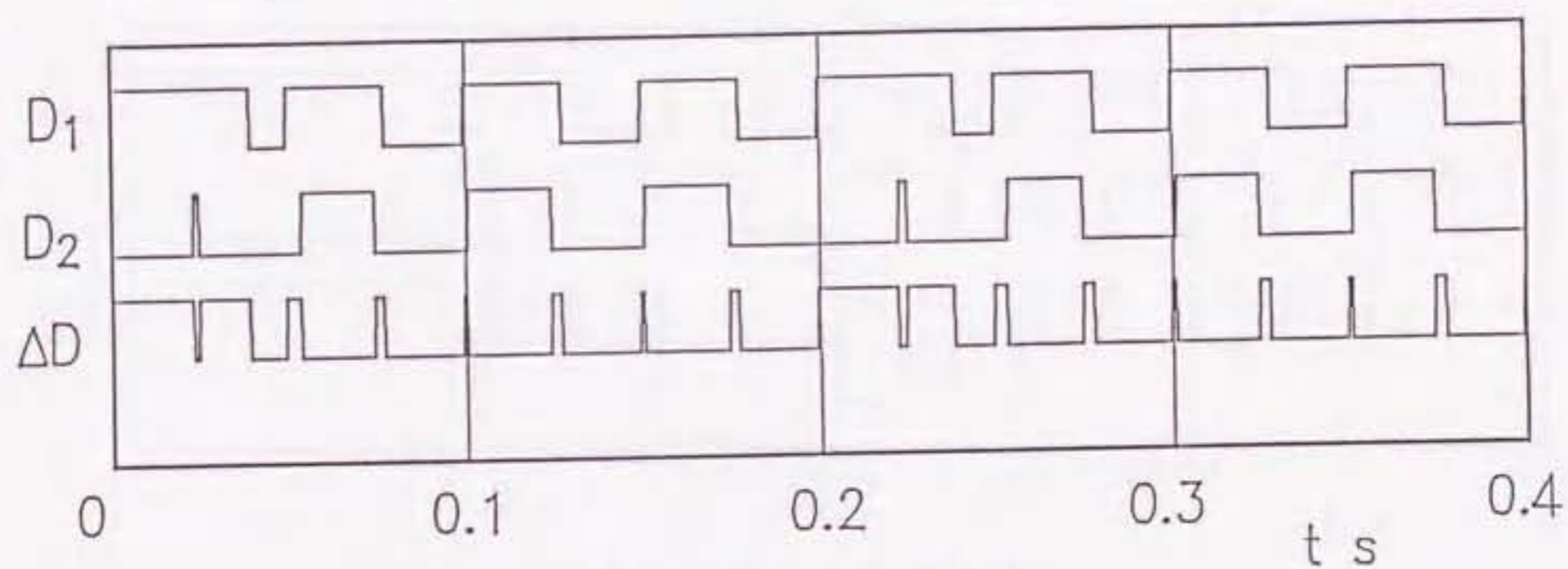
図5.14 チェック弁I~IVを取り付けた場合のシミュレーション結果  
(比例+積分制御 ばね負荷あり)



(a) ピストン変位



(b) 差圧  $\Delta p$



(c) 弁への入力信号

図 5.15 目標値を切り換えた場合の実験結果  
(比例+積分制御 ばね負荷あり)

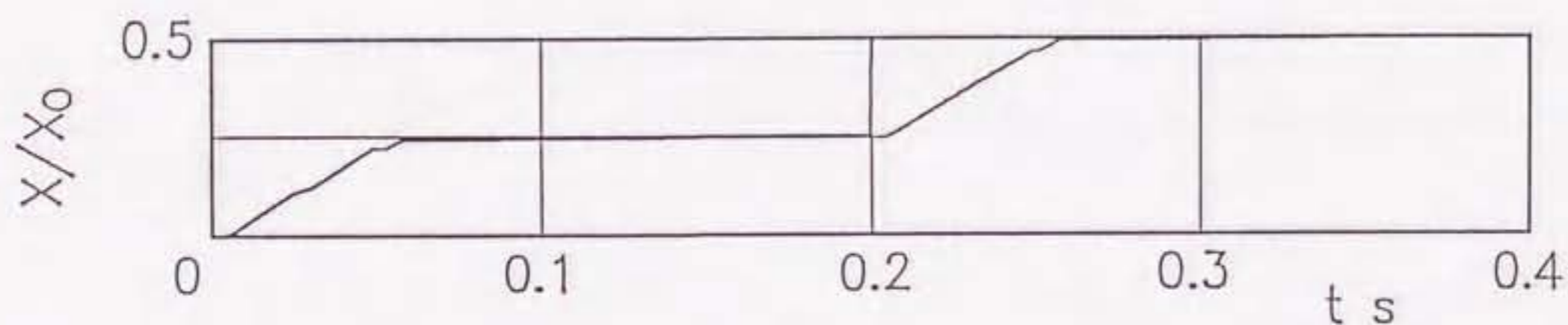
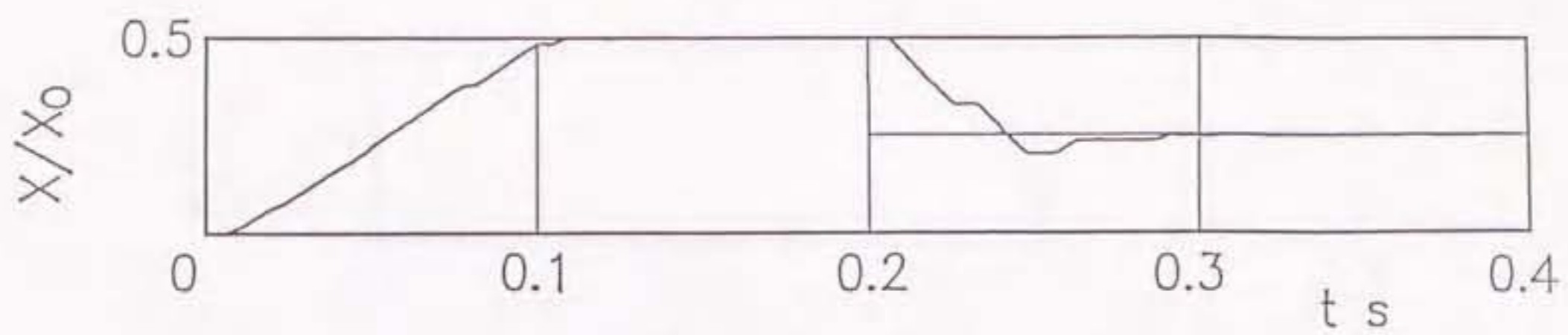
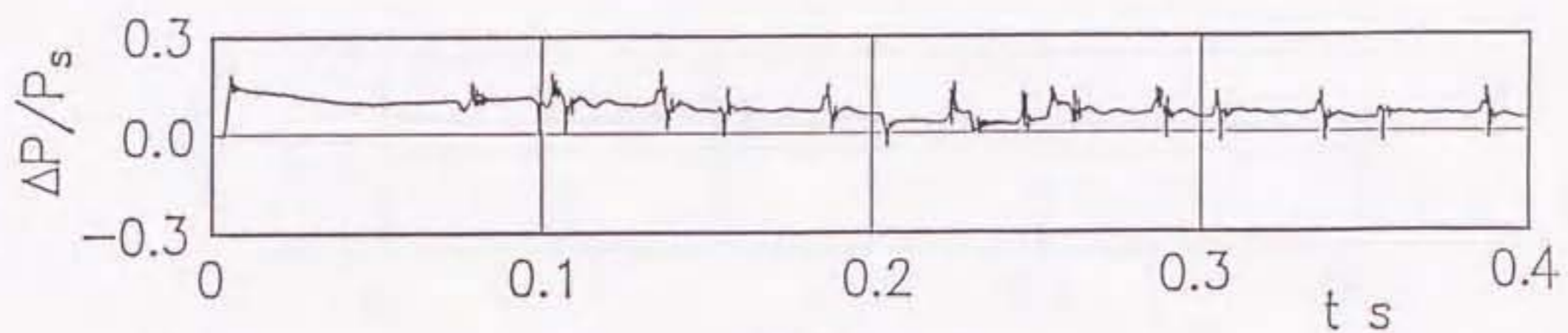


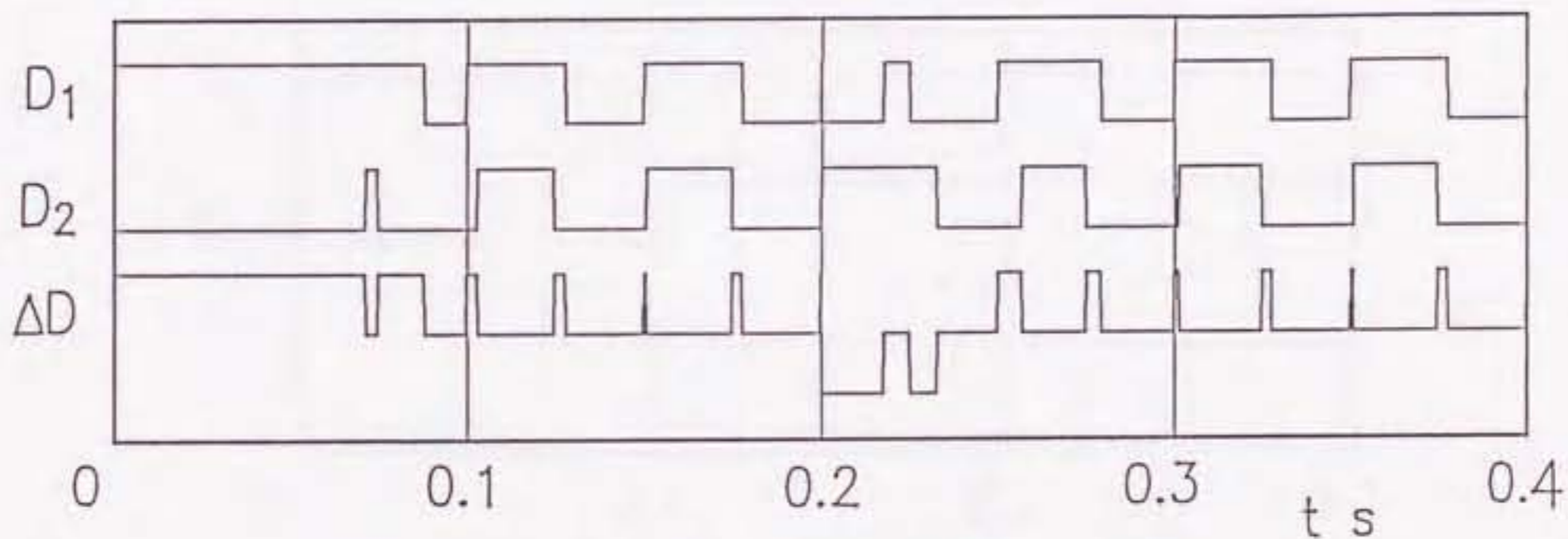
図 5.16 目標値を切り換えた場合のシミュレーション結果  
(比例+積分制御 ばね負荷あり)



(a) ピストン変位



(b) 差圧  $\Delta P$



(c) 弁への入力信号

図5.17 目標値を切り換えた場合の実験結果  
(比例+積分制御 ばね負荷あり)

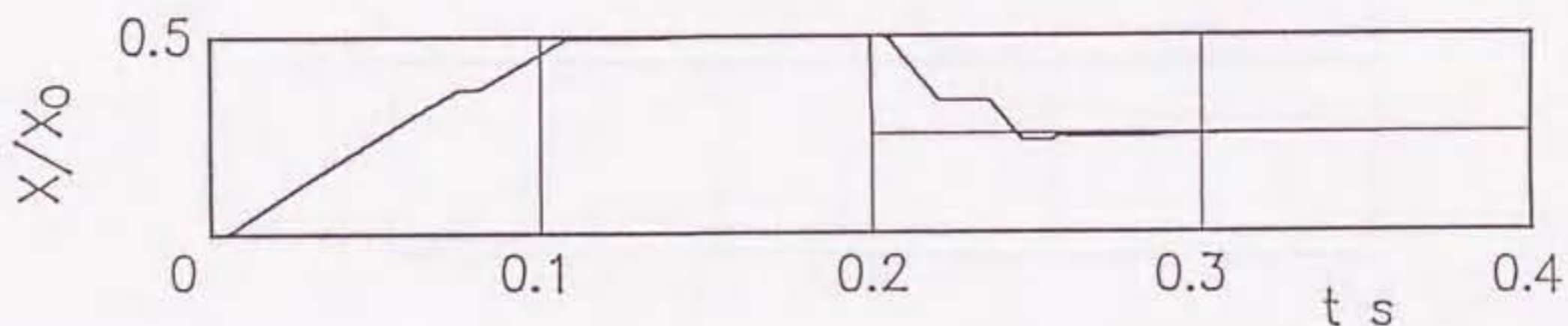
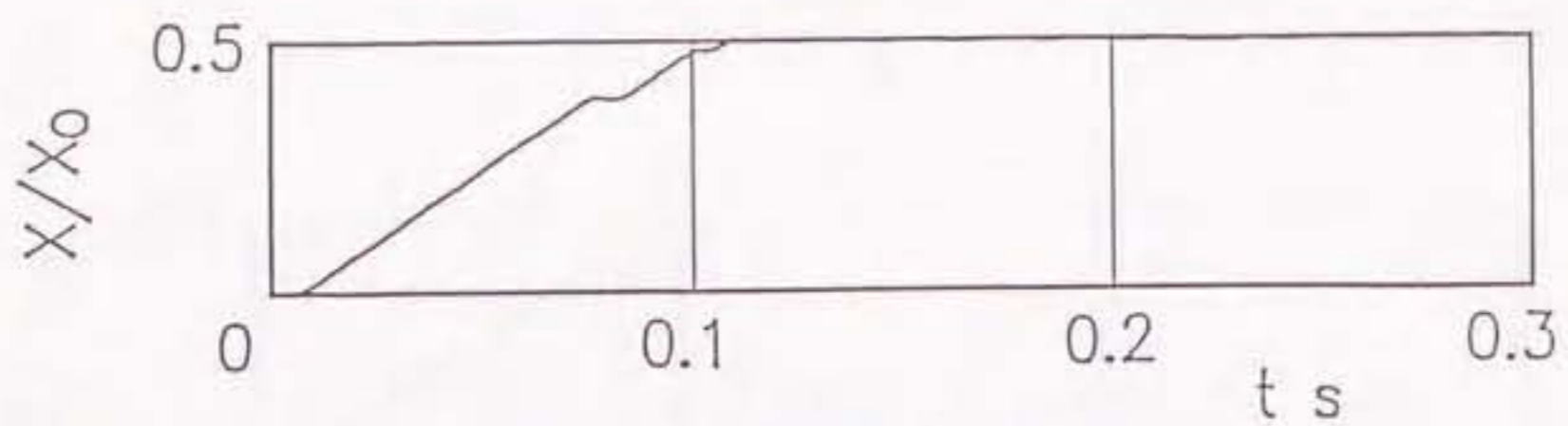
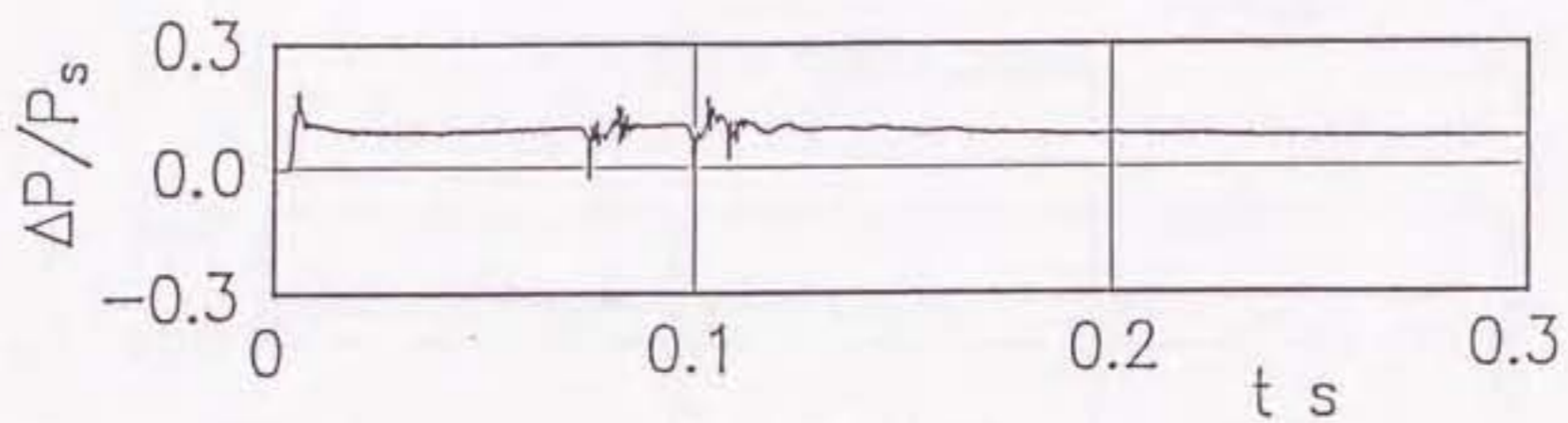


図5.18 目標値を切り換えた場合のシミュレーション結果  
(比例+積分制御 ばね負荷あり)

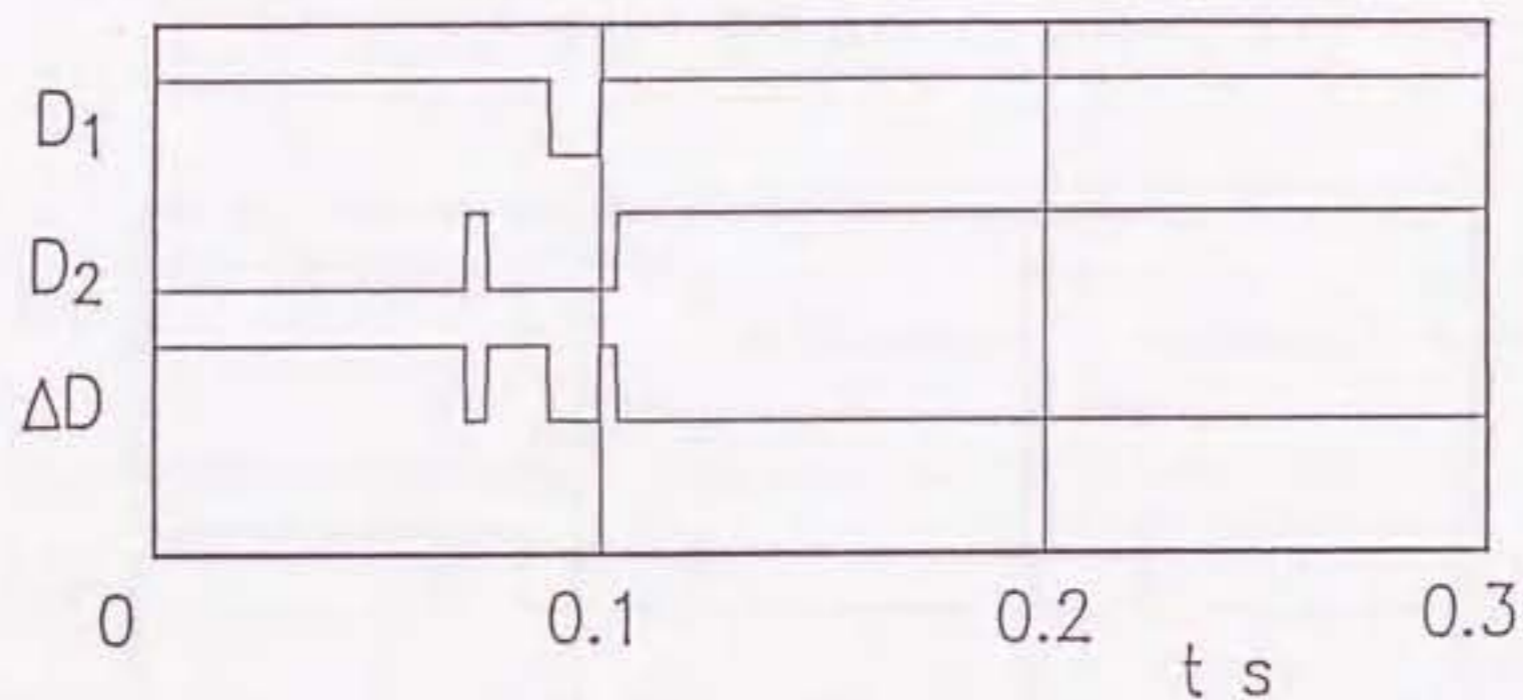




(a) ピストン変位



(b) 差圧  $\Delta p$



(c) 弁への入力信号

図 5.19 オンでロックした場合の実験結果  
(比例+積分制御 ばね負荷あり)

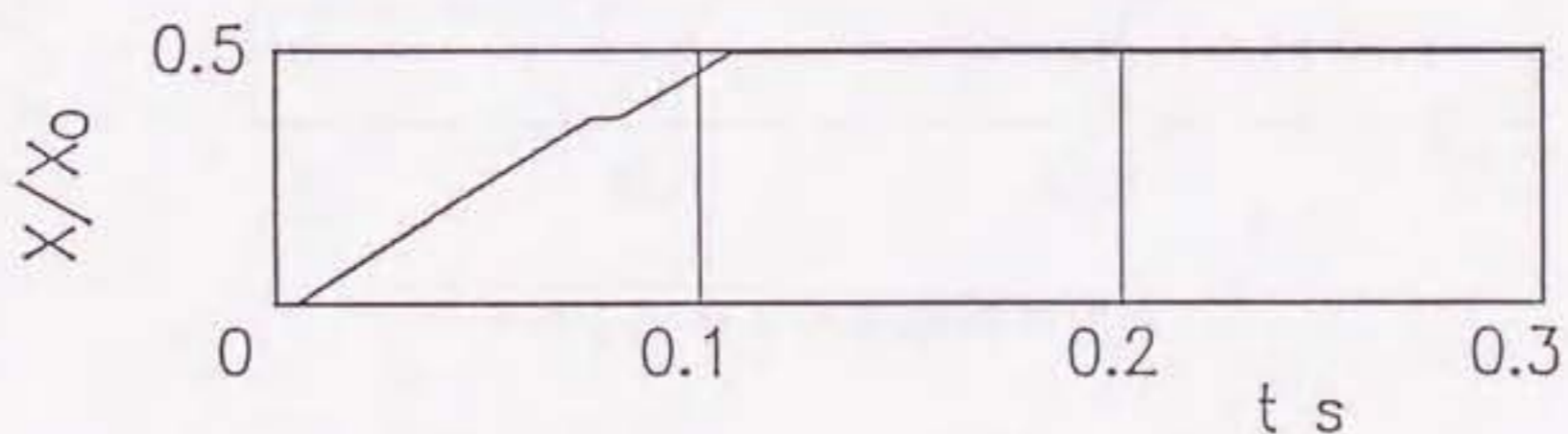
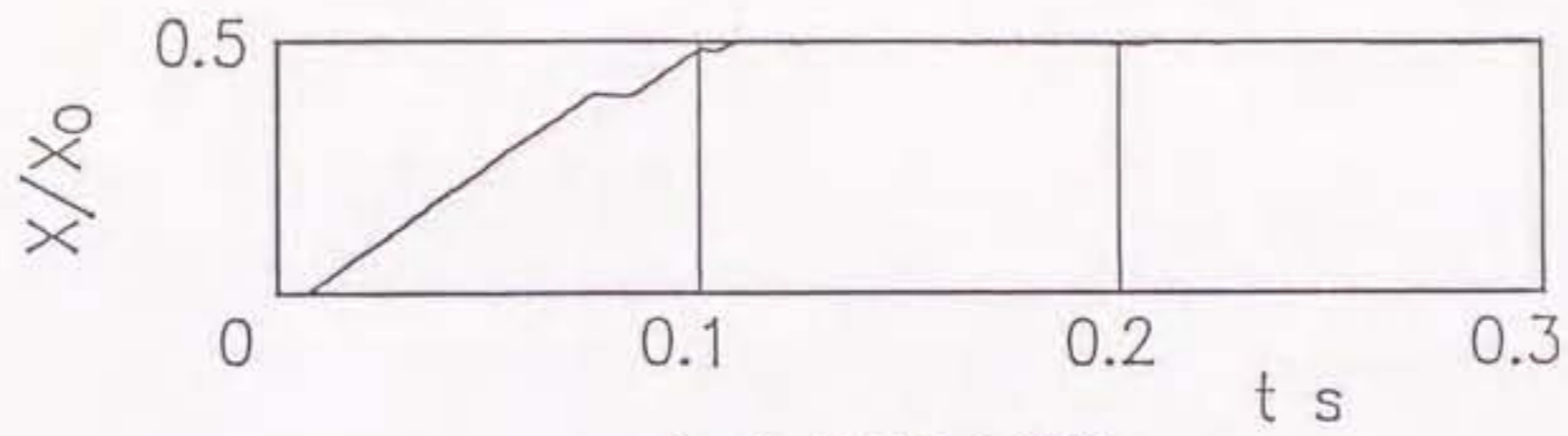
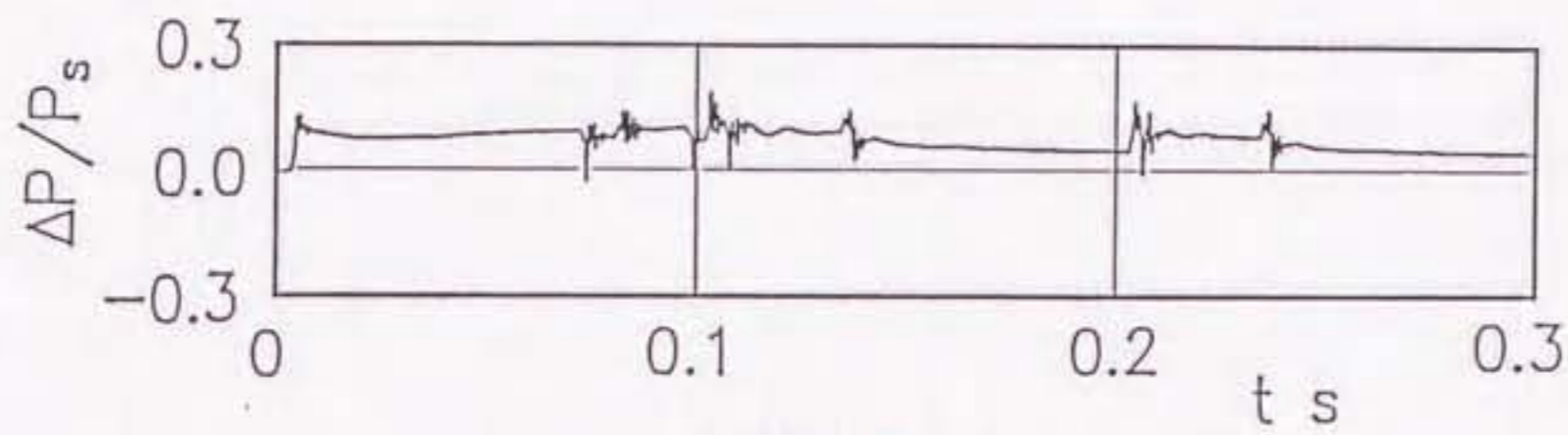


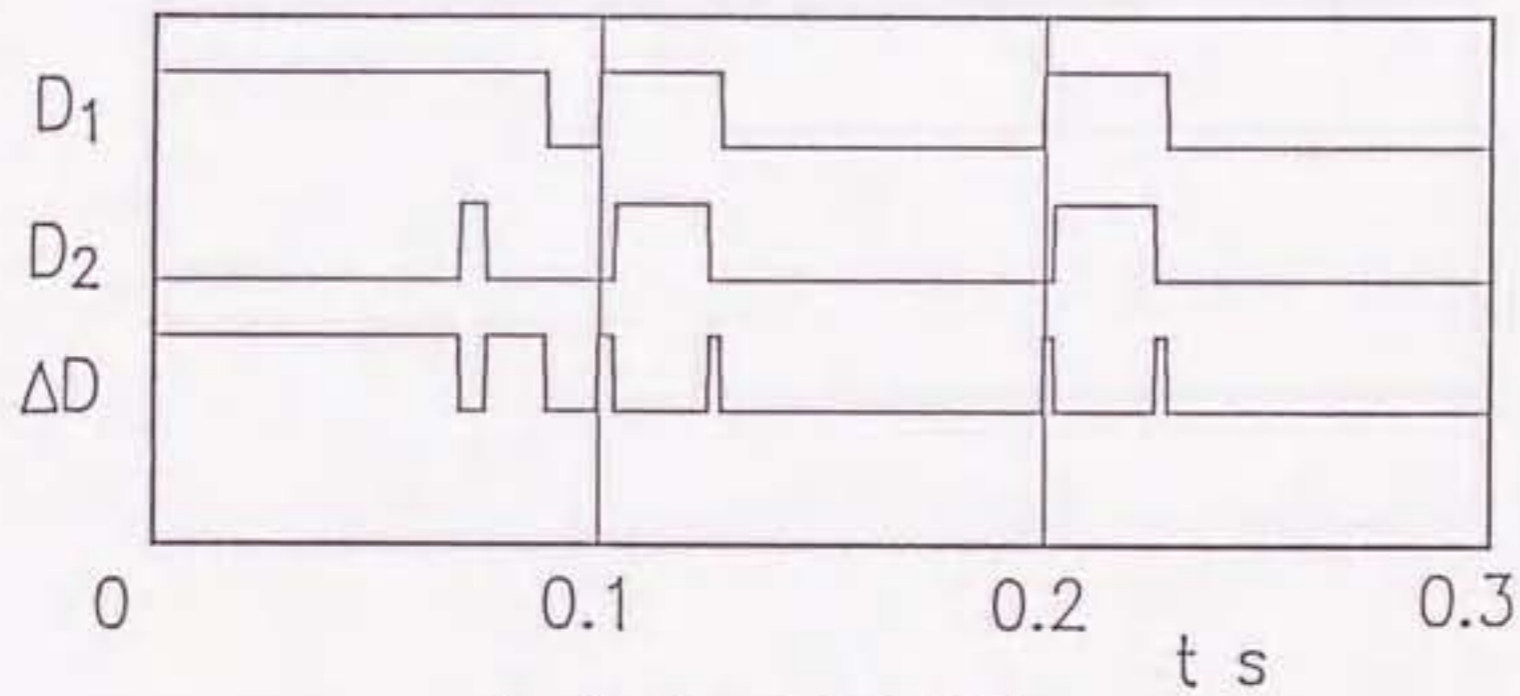
図 5.20 オンでロックした場合のシミュレーション結果  
(比例+積分制御 ばね負荷あり)



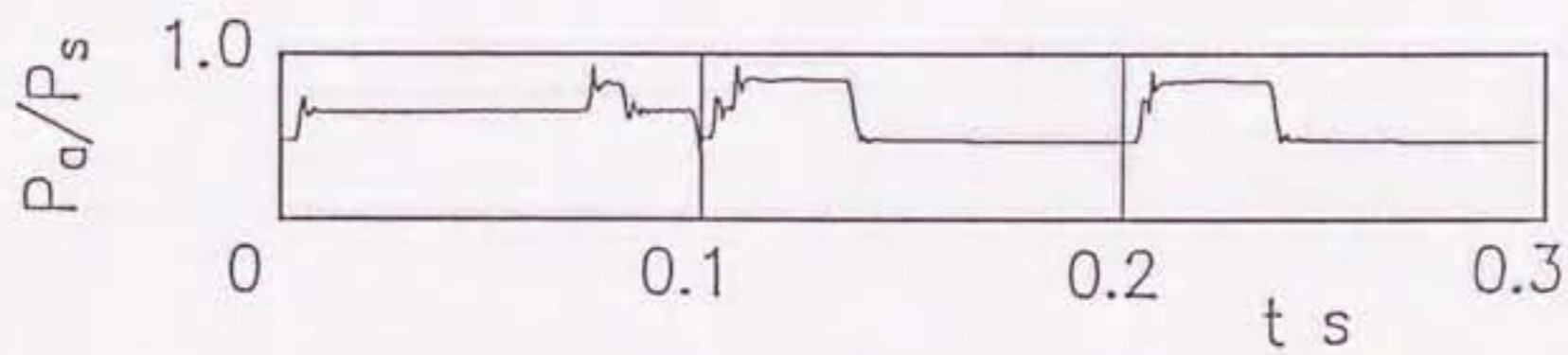
(a) ピストン変位



(b) 差圧  $\Delta p$

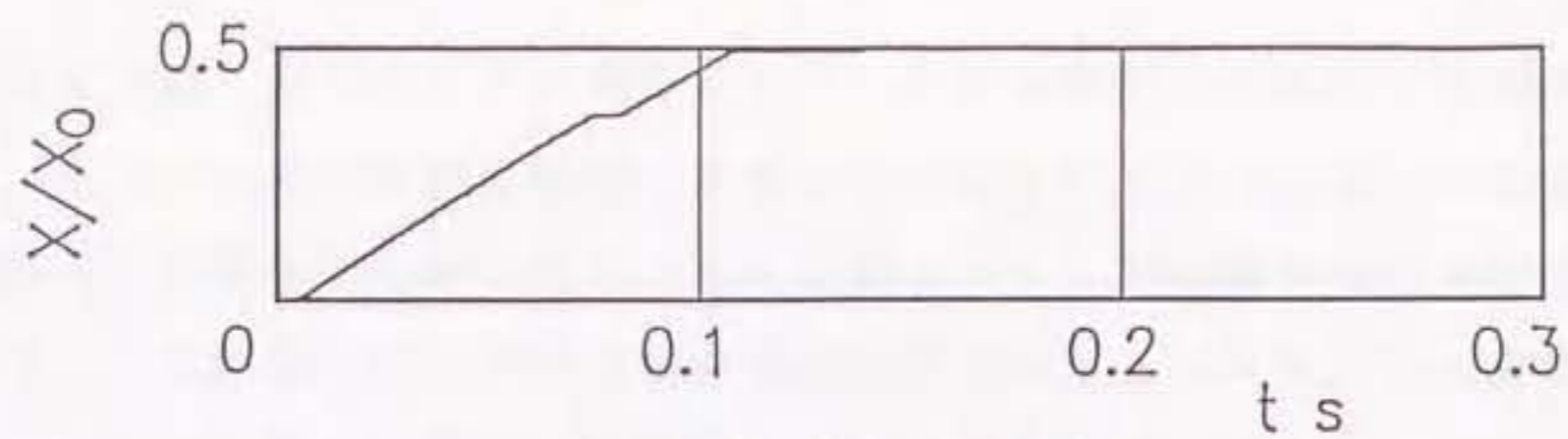


(c) 弁への入力信号

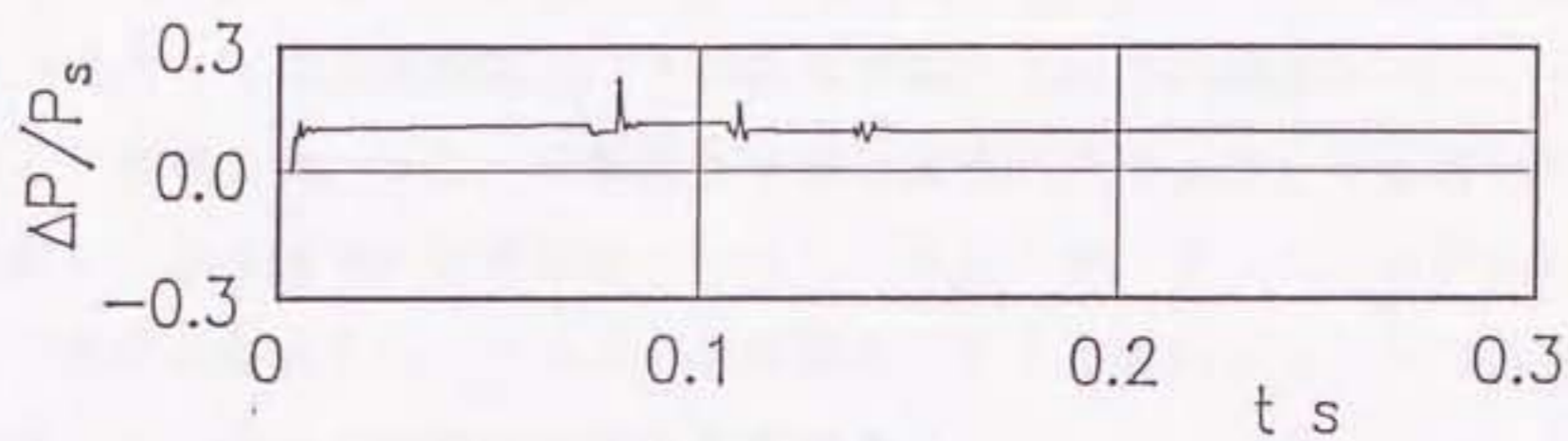


(d) シリンダ左室内の圧力

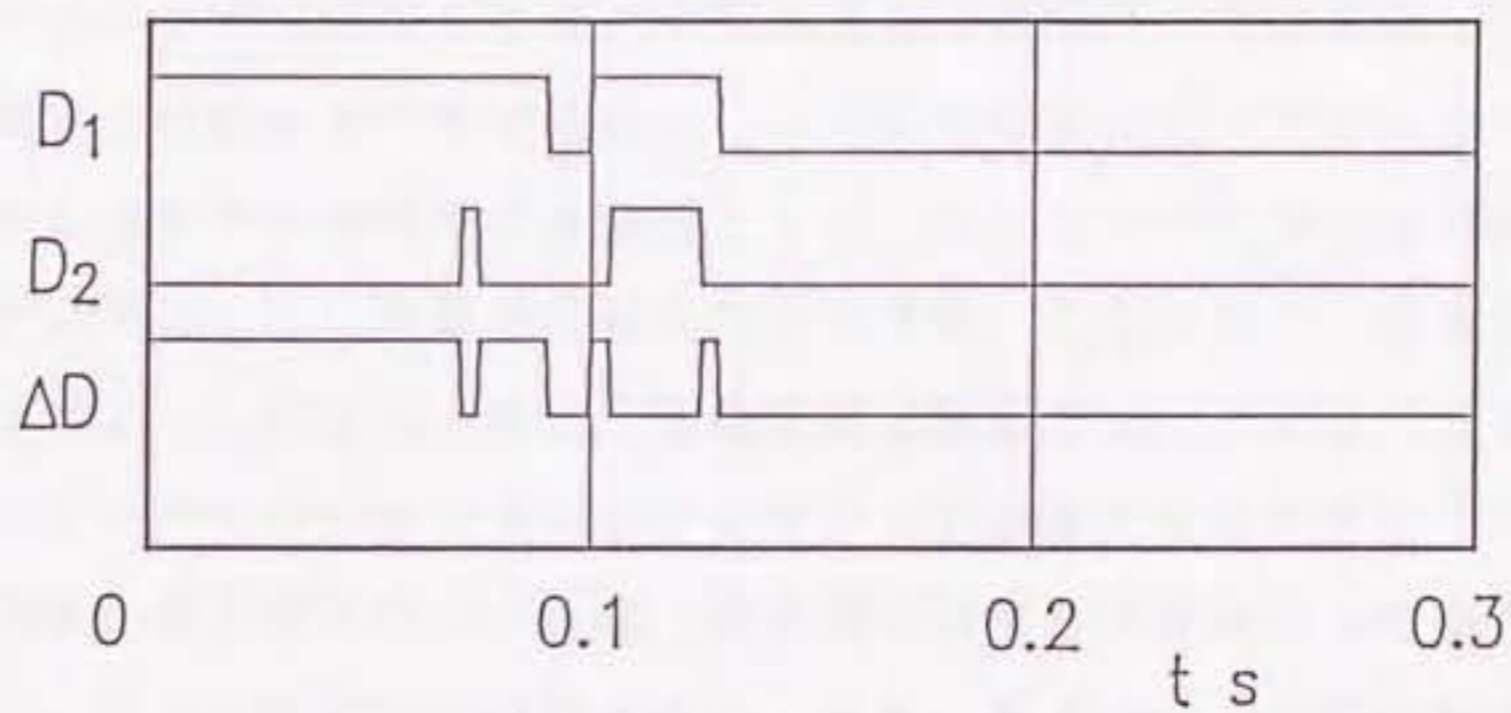
図5.21 オフでロックした場合の実験結果  
(比例+積分制御 ばね負荷あり)



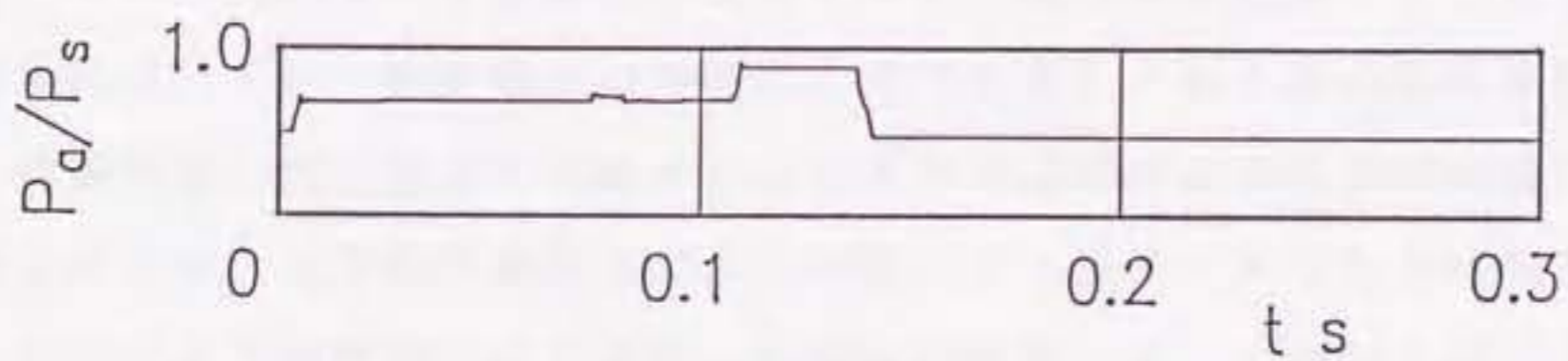
(a) ピストン変位



(b) 差圧  $\Delta p$



(c) 弁への入力信号



(d) シリンダ左室内の圧力

図5.22 オフでロックした場合のシミュレーション結果  
(比例+積分制御 ばね負荷あり)

## 第6章 結 論

本論文では、高速オンオフ電磁弁によりPWM駆動される油圧制御系を対象として、まず、弁の切り換え特性や管路要素の存在が与えるシステムの動特性、制御性能への影響を明らかにすることを目的として、系の数学モデルを構成した。そして、これに基づいてPWM制御系の動特性シミュレーションの開発を行い、あわせて系の応答性能に与える諸要素の影響などについて検討した。つづいて、従来のPWM法に比べ、線形性、制御精度に優れた新規のパルス幅変調制御法である、差動PWM法を提案し、その制御性能について実験とシミュレーションの両面より検討した。また、差動PWM法によるアクチュエータを用いたサーボ系を構成し、応用面での制御性能についても検討した。さらに、負荷系に強制外力をもつ場合においても、ロバストな制御系となるためのシステムの改良法について検討した。以下に各章の内容をまとめる。

第1章は序論であって、本研究の意義と目的を述べた。

第2章では、PWM制御系の個々の構成要素（電磁弁、管路要素、アクチュエータ）に関する数学モデルを構成し、2方向型電磁弁とアクチュエータ（シリンダ）よりなるPWM制御系を具体例として、シミュレーションを開発した。系のモデル化に際しては、電磁弁の切り換え特性を、むだ時間と一次曲線の表式で与えることによって記述し、また、管路要素に関しては、その数学モデルを、[イナータンス+キャパシタンス+レジスタンス]の集中定数系として近似表現した。実験結果との比較検討によれば、両者間に関するほぼ良い一致が得られ、本シミュレーションの妥当性が確認された。また、高速でオンオフ駆動される電磁弁は、それに接続される管路内で無視しがたい流体過渡現象をもたらし、PWM制御系においては、管路要素の存在によってもたらされる系の固有振動数の低下を、共振現象の発生防止の立場からも重視する必要があることが示唆された。

第3章では、3方向型電磁弁による油圧アクチュエータ系を具体例として、新しいデジタル制御法である差動PWM法を提案した。この方式は、2つの電磁弁の切り換えタイミングを調整して与えることにより、ピストン前後の差圧パルスを任意幅で与えることを可能にする方式である。シミュレーションと実験をもとに、従来法および差動PWM方式での各応答性能を比較検討した結果、微小な

デューティ（変調率）に対しても、良好な線形的関係（差圧-デューティ特性）で系を駆動することができ、位置決め精度の大幅な改善が可能となることが確認された。

第4章では、差動PWM方式の長所を活用発展させる具体例として、4方案内弁と負荷シリンダとより成る油圧サーボ系に対して、案内弁のスプールが、差動PWMアクチュエータに直結されて駆動されるシステムを構成し、本制御システムの最適レギュレータによる設計を試みた。本システムのステップ応答の実験およびシミュレーション結果によれば、安定性および応答性能に関する良好な結果が得られた。これに基づいて、パラメータ変動（スプール弁特性の流量係数の変化）を持つ本システムのような場合に対しても、最適レギュレータ設計法の有効な適用性が確認された。

第5章では、強制外力やばね負荷の存在に対してもロバストとなる制御システムを提案した。PWMアクチュエータ系の上流、下流側管路にチェック弁を組み込んで構成した本システムの実験およびシミュレーション結果によれば、差動PWM法の特長を活かした良好な制御性能が得られ、本システムの有効性が示された。また、変位 $x$ が目標値に達したところで、弁1、2を共にオンでロックする方式を用いれば、圧力脈動が抑えられ、電磁弁の耐久性の面でも優れた制御システムの構成が可能となることが示された。

以上、述べてきたように、本論文では、高速オンオフ電磁弁によりPWM駆動される油圧アクチュエータ系を対象として、動特性シミュレーションを開発し、また、線形性、制御精度の大幅な改善が可能となる差動PWM法を提案し、その応用例、改良法について検討した。

最後に、本研究の今後の課題と展望について述べる。

まず、差動PWMアクチュエータ系の性能面では、

- ①電磁弁の個体差を自動測定し補正を行う方式、また、制御中に個体差が変動する場合でも、それに応じて個体差の自動補正を行う方式の開発、
- ②高速駆動される電磁弁（例えばPZT素子を用いたもの）の使用による、さらに高応答な差動PWMアクチュエータ系の実現、
- ③適応制御・学習制御・ロバスト制御等の制御アルゴリズムの採用による制御系の高性能化、

④ソフトウェアの改良による、高機能化・インテリジェント化などの付加価値を有するシステムの実現、

を考えている。また、応用面では、

⑤アキシシャルピストンポンプの斜板角の制御による、パワーマッチングシステムの構成、

⑥自動車技術におけるアクティブサスペンションやアンチロックブレーキシステムに差動PWMアクチュエータを使用すること、

を今後の課題として考えている。

## 参 考 文 献

- (1)金澤磐夫, "油圧機器とエレクトロニクス", 油圧と空気圧, 17巻3号 (昭61-5), pp.167-174.
- (2)江木正夫, "油圧とエレクトロニクス", 油圧と空気圧, 18巻1号 (昭62-1), pp.26-27.
- (3)田中裕久, "油空圧のデジタル制御と応用", (1987), 近代図書.
- (4)大島茂, "油圧制御弁(オリフィス, ノズル等を含む)に関する研究の現状と展望", 油圧と空気圧, 20巻7号 (平2-5), pp.210-213.
- (5)井上直彦・井之口岩根・高橋建郎, "車両制御を支える電子油圧制御技術の現状と将来", 自動車技術, Vol.43, No.4(1989), pp.28-34.
- (6)田中裕久, "自動車における油圧技術", 油圧と空気圧, 21巻2号 (平2-3), pp.112-119.
- (7)中島吉男・本間和男, "電気油圧5値オンオフサーボ気候の実験的検討", 昭和56年春季油空圧講演会講演論文集, (昭56-5), pp.73-76.
- (8)光岡豊一, "P F M方式空気圧駆動", 昭和49年春季油空圧講演会講演論文集, (昭49-11), pp.69-72.
- (9)則次俊郎・和田力, "マイコン制御によるP C M方式デジタル空気圧サーボの構成", 計測自動制御学会論文集, Vol.23, No.3(昭63-3), pp.253-259.
- (10)早川秀幸・日比昭・市川常雄, "高速オンオフ電磁弁による油圧管路・容量系の圧力制御に関する研究", 機械学会論文集, 53巻, 485号, B編 (昭62-1), pp.14-19.
- (11)田中裕久・田中弘義・荒木一雄, "三方向形高速電磁弁の電子油圧デジタル制御", 機械学会論文集, 50巻, 458号, B編 (昭59-10), pp.2663-2666.
- (12)則次俊郎, "パルス幅変調方式による電気・空気圧サーボ系の構成", 計測自動制御学会論文集, 20巻, 8号 (昭59-8), pp.754-761.
- (13)梨和哲美, "高速電磁弁を使用した電気-油圧デジタルサーボ機構(第一報 高速電磁弁の静特性)", 小松技報, Vol.28, No.3(1982), pp.181-186.
- (14)堀越敏映・坪田横雄・小柳覚・荒川秀治, "建設機械のための電気・油圧制御方式", 油圧と空気圧, 14巻, 2号 (昭58-3), pp.129-133.

- (15) 則次俊郎・花房秀郎, "空気圧シリンダのパルス幅変調方式速度制御(低速駆動時における一定速度送り)", 油圧と空気圧, 14巻, 7号(昭58-11), pp.505-512.
- (16) 田中裕久, "油空圧のデジタル制御", 油圧と空気圧, 16巻, 1号(昭60-1), pp.3-11.
- (17) 則次俊郎, "空気圧アクチュエータのデジタル制御", 油圧と空気圧, 16巻, 4号(昭60-7), pp.227-234.
- (18) 荒木一雄・萩浦洋市・浜本智, "電子油圧デジタル制御機器 HYDIS について", 不二越技報, Vol.42, No.1(1986), pp.51-66.
- (19) H. Hesse, H. Möller, "Pulsdauermodulierte Steuerung von Magnetventilen", Ölhydraulik und Pneumatik, Vol.16, No.11(1972), pp.451-457.
- (20) G. Mansfeld and J. Tersteegen, "Elektrohydraulischer Positionierantrieb mit schnellschaltenden Magnetventilen und pulsmodulierter Ansteuerung", Ölhydraulik und Pneumatik, Vol.22, No.11(1978), pp.647-652.
- (21) K. Engelsdorf and P. Dunken, "Entwicklung und Erprobung eines Zweiwege-Miniatursitzventils", Ölhydraulik und Pneumatik, Vol.24, No.4 (1980), pp.293-298.
- (22) Lühmann, B. and Vorbrink, W., "Elektrohydraulischer Stellantrieb mit Abtastregelung - Einsatz eines Mikrorechners", 5th Aachener Fluidtechnisches Kolloquium, (1982), pp.289-306.
- (23) J. Tersteegen, "Schnellschaltendes elektrohydraulisches 3/2-Wegeventil Verknüpfungselement zwischen Mikroprozessor und Hydraulik", Ölhydraulik und Pneumatik, Vol.29, No.10(1984), pp.293-298.
- (24) 田中裕久, "高速電磁弁に関する研究", 機械学会論文集, 50巻, 457号, C編(昭59-9), pp.1594-1601.
- (25) 横田眞一・堆浩太郎・近藤豊, "超高速デジタル電気油圧変換器に関する研究(圧力キャンセラによる応答性能改善)", 平成元年春季油空圧講演会講演論文集, (平成-11), pp.89-92.



- (26)小柳祐三・小嶋英一・品田正昭, "自己学習機能を有する電子油圧デジタル位置制御システムの設計と性能", 油圧と空気圧, 18巻, 2号(昭62-3), pp.139-147.
- (27)武藤高義・山田宏尚・末松良一, "2ポート電磁弁による油圧アクチュエータのPWM制御", 昭和62年秋季油空圧講演会講演論文集, (昭62-11), pp.53-56.
- (28)武藤高義・山田宏尚・末松良一, "2方向型電磁弁による油圧アクチュエータのPWMデジタル制御", 油圧と空気圧, 19巻, 7号(昭63-11), pp.564-571.
- (29)T.Muto,H.Yamada,Y.Suematsu,"Digital Simulation of PWM-Hydraulic Actuator System",Proceedings of the 2nd International Conference, Fluid Power Transmission and Control(March 1989),pp.526-531.
- (30)T.Muto,H.Yamada,Y.Suematsu, "PWM-Digital Control of a Hydraulic Actuator Utilizing 2-Way Solenoid Valves",Journal of Fluid Control,Vol. 20, No.2(June 1990), pp.24-41.
- (31)末松良一・山田宏尚・武藤高義, "差動PWM方式による油圧アクチュエータ系のデジタル制御", 機械学会論文集(C編), 55巻, 516号(平元-8), pp.2053-2061.
- (32)末松良一・山田宏尚・武藤高義, "高速ON/OFF電磁弁を用いた小型油圧アクチュエータの高精度化", 電磁力関連のダイナミックス講演論文集(平2-6) pp.135-138.
- (33)T.Muto,H.Yamada,Y.Suematsu,"Digital Control of Hydraulic Actuator System Operated by Differential-Pulse Width Modulation",JSME International Journal(Series III),Vol.33,No.4(Dec. 1990), pp.641-648.
- (34)末松良一・山田宏尚・塚本哲也・武藤高義, "差動PWM法による電気・油圧サーボ系のデジタル制御", 平成2年春季油空圧講演会講演論文集(平2-5), pp.141-144.
- (35)末松良一・山田宏尚・塚本哲也・武藤高義, "差動PWM法による電気・油圧サーボ系のデジタル制御", 機械学会論文集(C編), 掲載予定.

- (36)山田宏尚・末松良一・小寺秀明・武藤高義, " ロック機構をもつ油圧アクチュエータ系の差動PWM制御(負荷系に強制外力が存在する場合)", 機械学会東海支部第40期総会講演会(平3-3), 講演予定.
- (37)山田宏尚・末松良一・小寺秀明・武藤高義, " ロック機構をもつ油圧アクチュエータ系の差動PWM制御(負荷系に強制外力が存在する場合)", 機械学会論文集, C編, 投稿中.
- (38)山藤和男・小林義武・石橋昌宏, " 空気圧シリンダの最適制御", 機械学会論文集, 53巻, 487号, C編(昭62-3), pp.757-762.
- (39)則次俊郎・和田力・伴野順一, " 電空制御弁の動作遅れを考慮した空気圧サーボ系の最適制御", 計測自動制御学会論文集, Vol.24, No.5(昭63-5), pp.490-497.
- (40)日本油空圧学会編, " 油空圧便覧", (1989), オーム社.
- (41)木村英紀・前田浩一・井上雄二郎・美坂佳助・高橋亮一, " 制御系設計プログラミング", (1985), 日刊工業新聞社.
- (42)古田勝久・川路茂保・美多勉・原辰次, " メカニカルシステム制御", (1984), オーム社.

## 謝 辞

本研究を結ぶにあたり、終始御懇篤なる御指導と御鞭撻を賜った名古屋大学工学部、末松良一教授に深堪なる謝意を捧げます。

また、本研究について数々の有益な御教示と御助言を賜った名古屋大学工学部太田博教授、安田仁彦教授ならびに福田敏男教授に対し、深く感謝申し上げます。

さらに、本研究を遂行するにあたり有益な御助言をいただいた岐阜大学工学部武藤高義教授ならびに実験装置の製作に際して御協力いただいた技官松浦英雄氏、また本研究に対し種々の御協力をいただいた名古屋大学工学部機械学科共通講座の修士小寺秀明君を始めとする諸兄に厚く御礼申し上げます。

平成3年1月



## 研究業績

### 1. 学術論文

(山田 宏 尚)

論文題目	発行年及び発表雑誌等の名称	著者
1. 2方向型電磁弁による油圧アクチュエータのPWMデジタル制御	日本油空圧学会 油圧と空気圧, 19巻 7号, pp.564-571. (昭和63年11月)	武藤高義 末松良一 山田宏尚
2. 差動PWM方式による油圧アクチュエータ系のデジタル制御	日本機械学会論文集(C編) 55巻, 516号, pp.2053-2061. (平成元年8月)	末松良一 武藤高義 山田宏尚
3. PWM-Digital Control of a Hydraulic Actuator Utilizing 2-Way Solenoid Valves	Journal of Fluid Control Vol.20, No.2, pp.24-41. (June, 1990)	T.Muto Y.Suematsu H.Yamada
4. Digital Control of Hydraulic Actuator System Operated by Differential-Pulse Width Modulation	JSME International Journal. 33-306(C), pp.641-648. (Dec., 1990)	T.Muto Y.Suematsu H.Yamada
5. 差動PWM法による電気・油圧サーボ系のデジタル制御	日本機械学会論文集(C編) (掲載決定)	末松良一 山田宏尚 塚本哲也 武藤高義
6. ロック機構をもつ油圧アクチュエータ系の差動PWM制御 (負荷系に強制外力が存在する場合)	日本機械学会論文集(C編) (投稿中)	山田宏尚 末松良一 小寺秀明 武藤高義

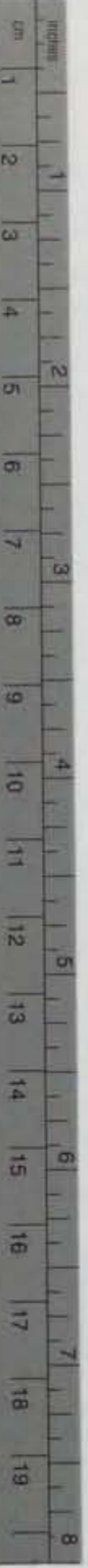
### 2. 国際会議発表

論文題目	発行年及び発表雑誌等の名称	著者
1. Digital Simulation of PWM-Hydraulic Actuator System	Proc. of the 2nd Int. Conf. Fluid Power Transmission and Control, pp526-531. (March 1989)	T.Muto Y.Suematsu H.Yamada

### 3. 国内会議発表

- (1)昭和62年日本油空圧学会秋期講演会  
「2ポート電磁弁による油圧アクチュエータのPWM制御」
- (2)平成2年日本油空圧学会春期講演会  
「差動PWM法による電気・油圧サーボ系のデジタル制御」
- (3)平成2年電気学会電磁力関連のダイナミクス講演会  
「高速ON/OFF電磁弁を用いた小型油圧アクチュエータの高精度化」
- (4)平成3年日本機械学会東海支部総会講演会  
「ロック機構をもつ油圧アクチュエータ系の差動PWM制御」





# Kodak Color Control Patches

© Kodak, 2007 TM: Kodak

Blue	Cyan	Green	Yellow	Red	Magenta	White	3/Color	Black
[Patch]	[Patch]	[Patch]	[Patch]	[Patch]	[Patch]	[Patch]	[Patch]	[Patch]

# Kodak Gray Scale



© Kodak, 2007 TM: Kodak

- A** 1 2 3 4 5 6 **M** 8 9 10 11 12 13 14 15 **B** 17 18 19

