差動 PWM 方式による油圧アクチュエータ系の
ディジタル制御*末松良一^{*1}, 山田宏尚^{*2}, 武藤高義^{*3}Digital Control of Hydraulic Actuator System by the Method
of Differential-Pulse Width Modulation

Yoshikazu SUEMATU, Hironao YAMADA, and Takayoshi MUTO

This study deals with a hydraulic actuator system operated by two 3-way solenoid valves in PWM-Digital mode. It has been often pointed out that there are practical problems to be solved in the PWM system. For example, (1) Accuracy of positioning control becomes considerably insufficient, because the system is affected by on/off action of the solenoid valves, and (2) Serious nonlinearity appears in the valve characteristics as a result of the switching behavior of the valves. As a method to overcome these defects, a new concept of PWM control, that is, a differential PWM method, is proposed in this study. In the method, the pressure difference for driving the actuator is given by pulse trains which are modulated by Duty-input to the valves. The dynamic characteristics of the system, controlled by the proposed method, are investigated by experiment and digital simulation. Consequently, the availability of the proposed method is confirmed.

Key Words: Hydraulic Control Systems, Hydraulic Actuator, Solenoid Valve, Differential-PWM, Digital Control

1. ま え が き

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⁽¹⁾⁻⁽⁸⁾.

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⁽⁹⁾や, 自己学習機能の導入によるパルス幅調整法⁽⁷⁾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, 二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期待される.

そこで本報では, 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による検討を行い, これをもとに差動 PWM 方式がもたらす良好な制御性能についての検証をする.

2. 主 な 記 号

p_s : 供給圧力(一定)

q_j, p_j : 管路 j ($j=1, 2$) 内の流量と圧力

a_{pj} : 管路 j の断面積

p_a, p_b : シリンダ左, 右室内の圧力

p_{or} : オリフィス下流側の圧力

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

* 平成元年3月10日 東海支部第38期総会講演会において講演, 原稿受付 昭和63年8月1日.

^{*1} 正員, 名古屋大学工学部 (〒464 名古屋市千種区不老町).

^{*2} 准員, 名古屋大学大学院.

^{*3} 正員, 岐阜大学工学部 (〒501-11 岐阜市柳戸1-1).

C_{v11}, C_{v21} : 弁 1, 2 の P → A ポート流量係数

a_{v11}, a_{v21} : 弁 1, 2 の P → A ポート開口面積

(図 1 参照)

l_j : 管路 j の管長

R_{fj} : 管路の流動抵抗係数 ($=8\pi\nu/a_{pj}$)

ν, ρ : 油の動粘度と密度

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

A_s : シリンダの断面積

K : 油の体積弾性率

x : ピストンの変位 (基準長 $x_0=5.0\times 10^{-3}$ m)

m : アクチュエータ (ピストン) の質量

c : 粘性減衰係数

f_d : アクチュエータに作用するクーロン摩擦力

ϕ : 弁内ポペットの半頂角

d : 弁座の直径

t_a, t_b, t_c, t_d : 弁の切り換えに関する特性値

t_0 : 基準時間 ($=0.025$ s)

f_c : PWM 搬送波の振動数 ($=1/T_c$)

D : デューティ ($=$ 弁のオン時間幅 / T_c)

v : 弁への入力電圧

代表的な無次元量

$$G_{11}=a_{v11}/a_{v1(\max)}, \quad Q_j=q_j/q_0$$

$$P_j=p_j/p_s, \quad P_a=p_a/p_s$$

$$F_1=q_0Kt_0/(V_{a0}p_s), \quad (q_0 \text{ は弁の最大流量})$$

$$N_1=A_sx_0/V_{a0}, \quad E=A_sx_0/(q_0t_0)$$

$$\zeta=ct_0/m, \quad F_d=t_0^2f_d/(mx_0)$$

$$L_1=Kt_0q_0/(a_{p1}l_1p_s), \quad R_j=t_0/R_{fj}$$

$$J_1=a_{p1}p_st_0/(\rho l_1q_0)$$

3. 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 1 に示す。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 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。例えば図で、弁 1 をデューティ $D=50\%$ 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、これをデューティ制御する場合を考える。いま、弁 1, 2 に対するデューティをそれぞれ D_1, D_2 とし、これらを、差圧パルスの時間平均 $\overline{\Delta p}$ との関係で表してみる (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 $f_c=20$ Hz における実測値である) を図 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⁽⁵⁾は、図 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、変調パルス幅をあらかじめ大きめに与える) 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

図 1 PWM 油圧アクチュエータ系

図 2 従来法における Δp - D 特性

形は、一般的な制御要素としても好ましい特性とはいえない(急こう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2の曲線 a, b に基づく PWM 方式)を、それぞれ従来法 1, 2 とよぶ。

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、二つの弁の切り換えのタイミングを変えらることによって、 Δp -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 の圧力パルスをも、また D_2 によって p_b の圧力パルスをつくりだすものとする。ここで $\Delta D = 0$ のときには、図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 とともに同時であるため、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 ΔD の値での諸波形を次のようにしてつくりだす。

図3の(a), (b)をもとに、 $\Delta D > 0$ の場合を述べる。いま、図(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_p 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_p だけ減少させる。これによれば、波形 p_a, p_b が図(b)中のようにえられる。したがってパルス列 Δp が図示のように与えられ、このとき ΔD は次式を満たす。

$$\Delta D = \frac{2t_p}{T_c} \times 100(\%) \quad (1)$$

$\Delta D < 0$ 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 $\bar{x}$ は、次式で表される。

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

$$\bar{x} = \dot{x}_{\max} \cdot \frac{2t_p}{T_c} \quad (3)$$

式(2), (3)に式(1)を用いれば次の2式が得られる。

$$\overline{\Delta p} = \Delta p \cdot \Delta D / 100 \quad (4)$$

$$\bar{x} = \dot{x}_{\max} \Delta D / 100 \quad (5)$$

すなわち、理想弁においては、アクチュエータの駆動力である $A_p \overline{\Delta p}$ および平均速度 $\bar{x}$ は ΔD 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、 $f_c = 20 \text{ Hz}$ における実測結果の2例を図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、弁の個体差のため、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でるためである。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すれば、容易にその補正を行うことができ、その結果として、図中の破線(曲線 b)のような特性がえられる。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っていることがわかる。ただし、 ΔD の比較的大きな範囲で、飽和帯などの非線形が存在するが、

(a) $\Delta D = 0$ のとき

(b) $\Delta D > 0$ のとき

図3 差動 PWM 法の原理

これに基づく制御性能の低下は、實際上、問題とならないといえる。

このように、差動 PWM 方式では、二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。

4. 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。本章では、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つつ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 5 に示す。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 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⁽⁸⁾。
- (3) 弁の運動（ボペット部の変位 y ）に関しては、図 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⁽⁸⁾。

このような仮定をもとに各関係式を導き、それらをブロック線図表示すれば、系のモデル化図が図 7 のように得られる。ただし、システムの構成を概略的に示すことを主目的としたこの図の場合、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、文献(8)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されうる。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。

5. 系の応答性能

本章では、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 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 6）の各実測値を表 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、 $t_s=0.5$ ms として実験を行った。

まず図 8 (a)～(c) は、従来法 1 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 Δp 、および弁への入力デューティ D_1, D_2 と ΔD の各波形が示されている。図によれば、 ΔD のパルス幅がある大きさ以下になったとき、圧力差 Δp が変

図 4 差動 PWM 法における Δp - ΔD 特性

図 5 システムの構成図

図 6 弁の切り換え特性

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り、ここでは応答 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のPWM方式に変えたときの実験結果を図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、この点は改善される)。

図10(a)の実験値に対応するシミュレーション結果を図11示す。

以下に、差動 PWM 方式を採用したときの実験結果

表1 主な実験諸元

Solenoid valve	Actuator	Other parameters
stroke of popet $=2.58 \times 10^{-4}$ m $\phi=0.785$ rad $d=6.0 \times 10^{-3}$ m	$A_s=3.98 \times 10^{-4}$ m ² maximum stroke $=18$ mm $V_0=6.78 \times 10^{-6}$ m ³ $m=0.267$ kg	$p_s=1.96$ MPa, $\rho=859$ kg/m ³ $\nu=8.5 \times 10^{-5}$ m ² /s $K=1.58 \times 10^9$ Pa, $f_c=20$ Hz $l_1=0.10$ m, $l_2=0.15$ m $a_{pj}=0.785$ cm ²

表2 弁の切り換え特性値
(測定精度 0.5 ms)

Valve-1	Valve-2
$t_0=4.5$ ms	$t_0=4.5$ ms
$t_b=5.5$ ms	$t_b=5.5$ ms
$t_c=8.0$ ms	$t_c=11.0$ ms
$t_d=10.0$ ms	$t_d=14.0$ ms

(a) システム全体図

(b) Line-A

(c) Line-B

図7 制御系のブロック線図表示

とシミュレーション結果とを比較検討する。

まず、弁の個体差補正を行っていない場合（図4の曲線a）におけるステップ応答の実験結果を図12(a)～(c)，また図12(a)に対応するシミュレーション結果を図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、 Δp 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_c 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_c の違い（その値は弁2のほうが大きい）によるものであることが知られた。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、以下、その場合を補正型

(a) ピストン変位

(b) 差圧 Δp

(c) 弁への入力信号

図8 従来法1における実験結果

図9 従来法1におけるシミュレーション結果

差動 PWM 方式とよぶことにする。

図14(a)～(d)，図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、上記までに対する新たな比較変量として、 $\Delta p, \Delta D, p_a$ などの各波形が付加されている。

まず、系の応答性能に注目すると、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 Δp の波形〔図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むだ時間 t_c の個体差（表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_c の個体差を正確に補正したシミュレーション結果（図15）によれば、 Δp に関する先のような変動は消滅しており、実験の

(a) ピストン変位

(b) 差圧 Δp

(c) 弁への入力信号

図10 従来法2における実験結果

図11 従来法2におけるシミュレーション結果

(a) ピストン変位

(b) 差圧 Δp

(c) 弁への入力信号

図 12 差動 PWM における実験結果
(補正なしの場合)

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される。

次に、図 14 と 15 の一致状況についてみると、上述した波形 Δp 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。

なお本補正形差動 PWM 方式の制御精度を調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えられる応答 x の最小変位(分解能)を測定したところ、約 $15 \mu\text{m}$ であった。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(約 11 倍)。ただし、従来法においても、弁の半開状態での使

図 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 Δp

(c) 弁への入力信号

(b) シリンダ左室内の圧力

図 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 Δp

(c) 弁への入力信号

(d) シリンダ左室内の圧力

図 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)

用を許せば、微少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されよう。

6. あとがき

本報では、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、二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、二つの弁の切り換

え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せば、従来の PWM 方式に比べて、制御要素としての優れた特性が得られ、また高精度の位置決めが可能となる。

文 献

- (1) Hesse, H. and Möller, H., *Ölhydraulik und Pneumatik*, 16-11 (1972), 451.
- (2) Mansfeld, G. and Tersteegen, J., *Ölhydraulik und Pneumatik*, 22-11 (1978), 647.
- (3) Lühmann, B. and Vorbrink, W., *5. Aachener Fluidtechnisches Kolloquium*, (1982), 289.
- (4) 田中, 機論, 50-457, C (1984), 1594.
- (5) 田中, 機論, 50-458, B (1984), 2663.
- (6) 則次, 計測自動制御学会論文集, 20-8(1984), 84.
- (7) 小柳・ほか 2 名, 油圧と空気圧, 18-2 (1987), 139.
- (8) 武藤・ほか 2 名, 油圧と空気圧, 19-7 (1988), 564.

討 論

〔質問〕 中野秀夫〔相模工業大学〕

(1) 実系における圧力源 p_s の変動はどの程度であったのか実測値があればご提示願いたい。可能ならば、弁の入力信号または差圧 Δp との時間関係を含めてご提示を願う。

(2) 論文では、管路 l_1, l_2 内の流体の挙動に対して集中定数モデルを用いている。しかし、シリンダ内の圧力波形が方形波状であることを考えると、管路内の圧力脈動はかなりの高調波成分を含むことが推測される。したがって、管路長がある程度長くなれば波動伝ばの影響がピストン変位に現れてくるものと考えられる。このような影響がとくに位置制御精度にどの程度現れてくると予測なされているのかご教示願いたい。

〔回答〕 (1) 本実験では、上流側管路（管長 l_1 , 図 5 参照）の上流端に、容量（体積 $2.9 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ ）およびこの容量部に接続するアキュムレータ（気体容積 $3 \times 10^{-3} \text{ m}^3$, 設定圧力 1.4 MPa）を取付け、できるだけ定圧油源となるよう配慮した。実際に、圧力源圧力 P_s は、測定精度範囲内で一定であることを確認した。

(2) ご指摘のとおり、本研究では管路 l_1, l_2 内の流体の挙動については、一自由度集中定数モデルにより、シミュレーションを行っている。 l_1, l_2 を分布定数系とした場合についてもシミュレーションを行ったが、ピストン変位の時間的挙動については、管路を一

自由度集中定数近似した場合と同様であり、少なくとも本研究で対象とする系の上流および下流の管路内流動は、それぞれ一自由度系によって十分な精度で近似できると判断している。

次に、上流側、下流側管路長の影響についてだが、管路長をやや長くした（ $l_1=0.75 \text{ m}$, $l_2=1.2 \text{ m}$ ）実験では、シリンダ右左室には、管路の油柱の振動による圧力変動が、本論文で対象とした場合（ $l_1=0.1 \text{ m}$, $l_2=0.15 \text{ m}$ ）に比してやや大きく現れる。しかし、この油柱の振動によるシリンダ右室、左室の圧力変動は、ほぼ同位相、同振幅で生じるので、ピストン両側の差圧力自体には、ほとんど影響を与えない。したがって、ピストンの位置決め精度は、上流および下流の管路内の波動伝ばの影響をほとんど受けないといえる。このことは、管路長を種々に変えたシミュレーション結果によっても確認した。

〔質問〕 水野雅彦

〔㈱豊田中央研究所機械力学研究所〕

実験結果でステップ入力を与えているにもかかわらず差圧信号に細かいパルスが発生している理由は制御バルブの個体差から生じているのか。

〔回答〕 ご指摘のステップ応答実験に現れる差圧波形の細かい変動〔本論文図 14(b)〕については、本文中に述べたように、二つの弁のむだ時間の個体差を

制御のサンプリング時間 0.5 ms 以上の精度で補正できないことに主要因があると考えている。この圧力変動は、その振幅および時間幅ともに、ピストン変位に大きな影響を与えないほど小さいものだが、実験のサ

ンプリング周期をより小さく設定すれば、本論文で提案した手法により、さらに高精度なピストン変位の位置決めが実現できると思う。