研究論文

位置・力複合制御機能を内蔵した油圧シリンダに関する研究*

(第2報 DiThCoシリンダの動特性とその調整)

呉 春 男**, 北 川 能**

A Study on Hydraulic Cylinder with Built-in Compound Control Function of Displacement and Thrust

(2nd Report: Dynamic Characteristics of DiThCo Cylinder and its Improvement)

ChunNan WU, Ato KITAGAWA

A novel hydraulic actuator with built-in compound control function of displacement and thrust, and a method to improve the dynamic performance of an actuator were studied. Fundamental experiments and numerical analysis were conducted to examine the dynamic characteristics of the prototype hydraulic actuator. A sleeve orifice was introduced to improve the response of spool valve and a cylinder orifice was introduced to improve stability of the system, then their effectiveness was investigated by simulation study. From the experimental results with orifices, it was confirmed that the response of spool valve in thrust and displacement control and the stability of the system in displacement control were improved by orifices. Furthermore, the experimental results showed that adjusting the orifices was also effective in improving precision of the hydraulic actuator.

Key Words : Hydraulics Cylinder, Dynamic Characteristics, Compound Control, Position Control, Force Control

1. 緒 論

複雑な位置および力の複合制御を行う油圧駆動システムの簡素化と小型化を図るため、第1報¹⁾では新しい油圧アクチュエータとして位置および力の複合制御機能を内蔵した「DiThCoシリンダ」を提案し、単純化した静特性解析および試作機を用いた実験により、位置および力の複合制御機能を確認し、その有効性を明らかにした。

本報告では、試作機を用いた位置制御と力制御の動特性基礎実験により、DiThCoシリンダの動特性をまず実験的に調べ、検討課題を明らかにする。次に、動的挙動を確認するための数学モデルを構築し、数値シミュレーションを行い、その妥当性について検討する。さらに位置制御および力制御の動特性向上のため、2つの調整絞りによる絞り調整法を提案するとともに、数値シミュレーションおよび実験により、その有効性を明らかにする。

2. おもな記号

A : ピストンの受圧面積

A_c : シリンダ調整絞りの開口面積

A_s : スリーブ調整絞りの開口面積

A_f : 可動スリーブの受圧面積

B : ピストンの粘性摩擦係数

B_f : 可動スリーブの粘性摩擦係数

C_d : 流量係数

d : スプールの直径

f : シリンダのピストン推力

F : 負荷に作用する外力

k : 可動スリーブ支持ばねのばね定数

K_b : 作動油の等価体積弾性係数

K_s : システムばね定数

M : 慣性負荷質量

M_f : 可動スリーブ質量

p_1 : シリンダピストン側の圧力

p_2 : シリンダロッド側の圧力

p_f : 圧力フィードバック室④の圧力

p_L : 負荷圧力

p_s : 供給圧力

p_t : タンク圧力

Q_2 : シリンダロッド側の流量

Q_f : 圧力フィードバック室④に流入する流量

Q_L : スプール弁の絞り口②を通る流量

R : ステッピングモータ本体駆動リングの半径

r : ステッピングモータ軸の半径

V_1 : シリンダピストン側の容積

V_2 : シリンダロッド側の容積

w : 可動スリーブの変位

*平成16年7月28日 原稿受付

**東京工業大学大学院理工学研究科

(所在地 〒152-8552 東京都目黒区大岡山 2-12-1)

E-mail : kitagawa@cm.ctrl.titech.ac.jp

x : スプールの変位 ($=r(\theta - \varphi)$)
 y : シリンダのピストン変位 ($=R\varphi$)
 z : ステッピングモータ軸の円周面変位 ($=r\theta$)
 δ : オーバーラップの長さ
 δ_0 : オーバーラップと見なせる部分の長さ
 φ : ステッピングモータ本体の回転角
 θ : ステッピングモータ軸のモータ本体に対する回転角
 ρ : 作動油の密度

3. DiThCoシリンダの動特性の実験的検討

3.1 実験装置

試作したDiThCoシリンダの位置および力の複合制御の動特性を調べるために実験装置を構成した。その概略図をFig. 1に示す。位置制御実験では、ピストンに作用する外力 F を零に設定した。また力制御実験では、ピストンが変位しないように固定壁に強制的に固定した。

3.2 ステップ応答実験

位置制御の基礎動特性実験として、慣性負荷に対するピストン変位 y のステップ応答を調べた。その結果をFig. 2(a)の左の図に示す。慣性負荷質量 M が大きいほど、ピストン変位 y の立ち上がりが遅く、かつオーバーシュートが生じる傾向にある。例えば、 $M=45\text{kg}$ 場合のオーバーシュートはかなり大きくシステムの安定上の問題も生じてくる。従って、試作したDiThCoシリンダの位置制御の動特性に関して安定性と応答性の調整が必要であると言える。

次に、力制御の基礎動特性実験として、数段階の供給圧力 p_s に対し、ピストン推力 f のステップ応答を調べた。その結果をFig. 2(a)の右の図に示す。供給圧力が低いほどピストン推力 f の立ち上がりが遅く、供給圧力の増加によって、若干良くなることが分かる。しかし、供給圧力の増加によるピストン推力 f の応答性の改善は不便であり限界がある。従って、試作したDiThCoシリンダは力制御の動特性に関して応答性の調整が必要であると言える。

4. シミュレーションによる動特性の検討

本研究の主目的は、位置および力の複合制御において応答性と安定性の良いDiThCoシリンダを開発することにある。しかし、前章の実験結果により応答性と安定性の調整が必要であることが確認できた。DiThCoシリンダの動特性を調整するためには、過渡特性に及ぼす可動スリーブの影響を理解する必要がある。DiThCoシリンダはばね支持された可動スリーブにシリンダ圧力が圧力フィードバックされることに特徴がある。従って、可動スリーブの応答性と安定性が位置および力の複合制御の動特性に大きく影響する。しかし、可動スリーブはDiThCoシリンダのスプール弁内に内蔵されているため、その動作を実験によって調べることは難しい。そこで、シミュレーションによる解析を行うことにした。本章では、まず解析に必要な位置およ

び力の複合制御に関するDiThCoシリンダの動的な数学モデルを導出する。次に、導出した数学モデルに基づいてシミュレーションを行い、DiThCoシリンダの動特性に対する可動スリーブの影響を調べる。そして、DiThCoシリン

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

(a) Experimental results

(b) Simulation results with zero lap

(c) Simulation results with overlap

Fig. 2 Step response

まず $y = 0$ の場合、すなわち、DiThCoシリンダが変位しないように固定したとき、ステッピングモータの回転角 θ からピストンの推力 f までの伝達関数 $G_{f\theta}(s)$ と可動スリーブの変位 w までの伝達関数 $G_{w\theta}(s)$ は、次のようになる。

$$G_{f\theta}(s) = \frac{\hat{f}}{\hat{\theta}} = \frac{k_1 K_b A_r}{V_1 s + K_b k_2 + K_b G_2(s) A_f (A_s s + k_1)} \quad (12)$$

$$G_{w\theta}(s) = \frac{\hat{w}}{\hat{\theta}} = G_{f\theta}(s) G_2(s) \left[\frac{A_f}{A} \right] \quad (13)$$

ここで、 $G_2(s) = \frac{1}{M s^2 + B s + 2k}$ である。

次に $F = 0$ の場合、すなわち、DiThCoシリンダに作用する外力が零のとき、ステッピングモータの回転角 θ からピストンの変位 y までの伝達関数 $G_{y\theta}(s)$ と可動スリーブの変位 w までの伝達関数 $G_{w\theta^D}(s)$ は、次式で表される。

$$G_{y\theta}(s) = \frac{\hat{y}}{\hat{\theta}} = \frac{G_{f\theta}(s) G_1(s)}{1 + G_{f\theta}(s) G_1(s) \left[\frac{A_s}{r k_1} + \frac{1}{R} \right]} \quad (14)$$

$$G_{w\theta^D}(s) = \frac{\hat{w}}{\hat{\theta}} = G_{w\theta}(s) \left[1 - G_{y\theta}(s) \left[\frac{A_s}{r k_1} + \frac{1}{R} \right] \right] \quad (15)$$

ここで、 $G_1(s) = \frac{1}{M s^2 + B s}$ である。

さらに $\theta = 0$ の場合、すなわち、DiThCoシリンダのピストンが外力 F によって押し込まれたとき、外力 F からピストンの変位 y までの伝達関数 $G_{yF}(s)$ は、次のようになる。

$$G_{yF}(s) = \frac{\hat{y}}{\hat{F}} = - \frac{G_1(s)}{1 + G_{f\theta}(s) G_1(s) \left[\frac{A_s}{r k_1} + \frac{1}{R} \right]} \quad (16)$$

系全体の関係式を求めると式(17)になる。

$$\hat{y} = G_{y\theta}(s) \hat{\theta} + G_{yF}(s) \hat{F} \quad (17)$$

定常状態におけるピストン推力 f は外力 F の反力であるから、DiThCoシリンダの定常状態における推力 f は式(14)、(16)、(17)より次式で表すことができる。

$$f = F = K_r (R\theta - y) \quad (18)$$

$$\text{ただし、} K_r = 2k \left[\frac{A}{A_f} \right] \left[\frac{r}{R} \right] \quad (19)$$

である。ここで、 K_r は DiThCoシリンダに固有のシステムばね定数である。すなわち、DiThCoシリンダは外力がない場合のピストン変位目標値 $R\theta$ と実際のピストン変位 y の差に比例した推力 f を出力する。システムばね定数 K_r はその比例定数を意味する。式(18)は DiThCoシリンダの位置および力の複合制御の基本特性を表しており、前報に示した静特性の解析結果に等しい。

以上のように、位置および力の複合制御に関する DiThCoシリンダの線形動特性モデルが導出された。

さらに、DiThCoシリンダの線形動特性モデルの妥当性について確認するため、式(12)、(14)の伝達関数を用いて、Table 1 の条件でシミュレーションを行った。その結果を

Fig. 2(b)に示す。位置制御の場合、慣性負荷が大きいほど、ピストン変位 y のオーバーシュートが大きく不安定になる傾向にある。力制御の場合、供給圧力が低いほどピストン推力 f の立ち上がりが遅いが、供給圧力の増加によって、若干改善されることが分かる。すなわち、Fig. 2(b)のシミュレーション結果は Fig. 2(a)の実験結果と似た傾向を示している。

Fig. 5 Shape of the spool valve with overlap

しかし、シミュレーション結果と実験結果の間にはかなり大きな違いがある。例えば、位置制御のシミュレーション結果は実験結果と比べオーバーシュートが過大であり、力制御のシミュレーション結果は実験結果と比べ応答速度が30倍ほど速い。これらの原因として、スプールランドの形状が考えられる。試作したスプールは漏れを防止するためオーバーラップに設計されているが、加工精度が十分ではないためスプールランドのエッジが Fig. 5(a)のようなシャープエッジではなく、Fig. 5(b)のような丸みを帯びた状態になっている。Fig. 5(a)のようにオーバーラップ部分 δ の隙間の大きさが一定の場合については幾つかの研究があり、Eryilmazら³⁾のモデルでは弁閉時のオーバーラップ隙間流れと弁閉時のスプールエッジによるオリフィスの流れをうまく連結させており、またこれを用いて真田⁴⁾はオーバーラップの領域内で使用する水圧サーボ弁の流量特性を表現している。しかし、本スプールの隙間の大きさは Fig. 5(b)に示すように次第に大きくなっているためこのモデルは使用できない。そこで計算に便利な簡単なモデルとして、オーバーラップと見なせる部分 δ_o を含めてその外側の丸みを帯びた部分までを角度 β のテーパで近似し、スプール弁を通る流量を式(20)で近似的に表すことにした。

$$Q_L = \text{sgn}(p_1 - \text{sgn}(x-w) 2p_r) C_d \pi d (x-w) \sin \beta \sqrt{\frac{p_1 - \text{sgn}(x-w) 2p_r}{\rho}} \quad (20)$$

Fig. 2(c)は式(20)を用いたシミュレーション結果である。ここで、 β は実測が難しいので実験値によく合致する値をとることにし、 $\beta = 2^\circ$ とした。位置制御の場合、慣性負荷が大きいほど、ピストン変位 y の立ち上がりが遅くオーバーシュートが大きくなる傾向にある。シミュレーション結果は Fig. 2(a)の実験値に近い応答を示している。可動ス

スリーブ変位 w もピストン変位 y と同じ傾向を示している。すなわち、可動スリーブ変位 w とピストン変位 y のオーバーシュートは密接に関連している。力制御の場合、供給圧力が低いほどピストン推力 f の立ち上がりが遅いが、供給圧力の増加によって、若干改善されることが分かる。シミュレーション結果は実験値とは若干の差があるもののFig. 2(b)に比べればかなり実験値に近い応答を示している。可動スリーブ変位 w の応答もピストン推力 f と同じ傾向を示している。これは、可動スリーブ変位 w とピストン推力 f の応答が密接に関連しているためである。

以上のように、スプールの形状を考慮した線形シミュレーション結果はFig. 2(a)の実験結果を比較的よく再現しており、本シミュレーションに用いた位置および力の複合制御に関する数学モデルがほぼ妥当であることが確認できた。従って、以下のシミュレーションではスプールの形状をFig. 5(b)のように考慮することにした。

4.2 スリーブ調整絞りによる動特性の改善

油圧システムでは、いろいろな目的のために調整絞りが用いられている^{5)~7)}。そこで、可動スリーブ変位 w の応答がDiThCoシリンダの動特性に与える影響を調べるため、Fig. 6に示すように、フィードバック通路③にスリーブ調整絞りを設け、可動スリーブ変位 w の応答を調整することとした。この調整絞りはFig. 6の右の図に示されるようなもので、ワシヤの厚さにより開口面積が調整できる。

この場合の圧力フィードバック室④に流入する流量は式(21)によって表される。

$$Q_f = C_d A_s \operatorname{sgn}(p_1 - p_f) \sqrt{\frac{2(p_1 - p_f)}{\rho}} \quad (21)$$

スリーブの力の釣り合いは次式となる。

$$M_f \frac{d^2 w}{dt^2} + B_f \frac{dw}{dt} + 2kw = A_f p_f - \left| \frac{A_f}{2} \right| p_s \quad (22)$$

Fig. 6 Adjustment of sleeve orifice

上述の基礎式に基づいて、力制御におけるスリーブ調整絞りの効果を調べるためのシミュレーションを行った。なおスリーブ調整絞りの効果を詳しく調べるため、本節では線形化を行っていない流量特性式による非線形シミュレーションを行った。ここでは、Fig. 2に示すようにピストン推力 f の立ち上がりが遅い $p_s = 4 \text{ MPa}$ 場合について検討する。スリーブ調整絞りの開口面積 A_s の3段階の値に対するシミュレーション結果をFig. 7(a)に示す。スリーブ調整絞

りの開口面積を少し絞って中程度（図中のmedium）にすると、ピストン推力 f の立ち上がりが速くなり、応答性が良くなることが分かる。一方、可動スリーブ変位 w は、立ち上がりが若干遅くなり、整定時間が短くなる応答を示している。すなわち、可動スリーブ変位 w の立ち上がりが遅くなることにより、絞り口②を通る流量が増加し、ピストン推力 f の立ち上がりが速くなっている。また可動スリーブの整定時間が短くなることにより、ピストン推力 f も速く収束している。このように、スリーブ調整絞りによる力制御の応答性の向上が可能であることが分かった。しかし、スリーブ調整絞りを小さくしすぎる（図中のsmall）と、可動スリーブの変位 w ならびにピストン推力 f にオーバーシュートが生じて大きくなり、応答がかえって悪くなるので、適当な値に調整する必要がある。

(a) Thrust control with sleeve orifice

(b) Displacement control with sleeve orifice

(c) Displacement control with cylinder orifice

(d) Improvement of dynamic characteristics with sleeve orifice and cylinder orifice

Fig. 7 Simulation results of step response

次に、位置制御におけるスリーブ調整絞りの効果について調べるため、シミュレーションを行った。ここでは、Fig. 2に示すようにピストン変位 y のオーバーシュートが大きい $M=45\text{kg}$ の場合について検討する。シミュレーション結果をFig. 7(b)に示す。スリーブ調整絞りの開口面積 A_s が大きい場合に比べて中程度（図中のmedium）の場合は、可動スリーブ変位 w の立ち上がりが若干遅くなり整定時間も短くなるので、ピストン変位 y の立ち上がりが若干速くなり、オーバーシュートも小さくなることが分かる。しかし、スリーブ調整絞りをさらに小さく（図中のsmall）すると、可動スリーブ変位 w の応答はすぐ振動的となり、ピストン変位 y にも振動が発生するので、安定性に関する問題に生じる。すなわち、スリーブ調整絞りによるピストン変位 y の応答性の向上は可能であるが、不安定になる可能性があり、その調整範囲は限られている。

以上のように、スリーブ調整絞りで可動スリーブ変位 w の応答を調整することによって、スプール弁の動特性が調整でき、位置および力の複合制御におけるDiThCoシリンダの応答性の向上が可能であることが確認できた。

4.3 シリンダ調整絞りによる位置制御の動特性の改善

前節ではDiThCoシリンダの応答性を向上させるスリーブ調整絞りによる調整法を提案した。しかし、この方法だけではピストン変位 y の応答が振動的となりやすい問題があった。たとえスリーブ調整絞りを調整することによって、力制御の最適な応答性が得られたとしても、それが位置制御に最適とは必ずしも言えない。そこで、ピストン変位 y の応答を改善し、システム全体の安定性を調整するため、Fig. 8に示すようにシリンダロッド側に通じる油路に新たにシリンダ調整絞りを設け、速度フィードバックと同様の減衰効果を与えることにした。すなわちシリンダ調整絞りにより、ピストン進行方向とは逆方向のピストン速度に応じた力、つまり粘性抵抗力のような効果を与える圧力降下を発生させる。シリンダ調整絞りの形状はスリーブ調整絞りと同様である。

Fig. 8 Adjustment of cylinder orifice

この場合のピストンの運動方程式は

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} + B \frac{dy}{dt} = A \left(p_1 - \frac{p_2}{2} \right) - F \quad (23)$$

となる。シリンダロッド側の連続の式は式(24)で表される。

$$\frac{A}{2} \frac{dy}{dt} = Q_2 + \frac{V_2}{K_b} \frac{dp_2}{dt} \quad (24)$$

シリンダ調整絞りを通る流量 Q_2 は次式で表される。

$$Q_2 = C_d A_c \text{sgn}(p_2 - p_s) \sqrt{\frac{2(p_2 - p_s)}{\rho}} \quad (25)$$

上述の基礎式に基づき、シリンダ調整絞りがある場合のステップ応答についてTable 1の条件でシミュレーションを行った。本節のシミュレーションも線形化を行っていない流量特性式による非線形シミュレーションである。ここでは、Fig. 2に示すようにピストン変位 y のオーバーシュートが大きい $M=45\text{kg}$ の場合について検討する。シリンダ調整絞りの開口面積 A_c の3段階の値に対するピストン変位 y のステップ応答のシミュレーション結果をFig. 7(c)に示す。シリンダ調整絞りの開口面積 A_c が大きい場合に比べて中程度（図中のmedium）では、ピストン変位 y のオーバーシュートが改善され、可動スリーブ変位 w の整定時間も短くなっている。以上のように、速度フィードバックと同様の減衰効果を持つシリンダ調整絞りにより、ピストン変位 y のオーバーシュートの改善すなわちシステムの安定性につながる減衰特性の調整が可能であることが確認できた。しかし、シリンダ調整絞りを小さくしすぎる（図中のsmall）と、逆にピストン変位 y の立ち上がりが遅くなり応答性が低下するので、適当な値に調整する必要がある。

最後に、スリーブ調整絞りとシリンダ調整絞りを共に調整した場合の効果について調べるため、シミュレーションを行った。その結果をFig. 7(d)に示す。まず左の図のようにスリーブ調整絞りでピストン推力 f の応答を最適な値になるように調整する。その際のピストン変位 y のオーバーシュートは右の図のようにあまり変っていない。次にシリンダ調整絞りの調整を行う。シリンダ調整絞りの調整によりピストン変位 y のオーバーシュートは著しく改善されているが、一方、シリンダ調整絞りはピストン推力 f の応答には全く影響を与えていない。このように、スリーブ調整絞りでピストン推力 f の応答性を調整し、シリンダ調整絞りでピストン変位 y の安定性を調整すれば、両者の動特性向上を効果的に行えることが分かった。

5. 製作したDiThCoシリンダによる実験

前章のシミュレーション検討結果に基づき、DiThCoシリンダの再設計を行った。すなわち、応答性を調整するスリーブ調整絞りと安定性を調整するシリンダ調整絞りを追加し、DiThCoシリンダの動特性の向上を図った。本章では、改良したDiThCoシリンダの動特性実験を行い、改良前後の実験結果を比較して、調整絞りの効果を確かめる。

5.1 ステップ応答

スリーブ調整絞りの効果を力制御の実験によって調べた。その結果をFig. 9(a)に示す。スリーブ調整絞りをを用いることにより、ピストン推力 f の応答性が良くなっている。これは、Fig. 7(a)のシミュレーション結果の傾向とほぼ一致している。従って、スリーブ調整絞りによって、力制御の応答性の調整が可能であることが検証できた。

次に、シリンダ調整絞りの効果を実験によって調べた。その結果をFig. 9(b)に示す。シリンダ調整絞りを調整することにより、ピストン変位 y のオーバーシュートが改善されている。これは、Fig. 7(c)に示すシミュレーション結果の傾向とよく一致している。

最後に、スリーブ調整絞りとシリンダ調整絞りを共に調整した場合の効果を実験によって調べた。その結果をFig. 9(c)に示す。まずスリーブ調整絞りでピストン推力 f が良い応答になるように調整した状態で、ピストン変位 y の応答を調べた。ピストン変位 y の立ち上がりは若干速くなっており、応答性は幾分改善されているが、オーバーシュートはやや大きいままである。このとき、さらにシリンダ調整絞りを調整すると、ピストン変位 y のオーバーシュートが小さくなり、安定性が改善されるが、一方、ピストン推力 f には影響を与えないことが分かる。これは、Fig. 7(d)に示すシミュレーション結果の傾向とよく一致している。以上のように、スリーブ調整絞りとシリンダ調整絞りを併用することにより位置制御および力制御の動特性が共に良好になるように調整可能であることが確認できた。

Fig. 9 Experimental results of step response

5.2 周波数特性

本節では、入力としてパルス周波数変調 (PFM) した正弦波を用い、DiThCoシリンダの周波数特性を実験的に

調べ、調整絞りの効果を評価する⁶⁾。ここで、ゲインは振幅を基準値 (低周波域の値) で割って無次元化したものである。

力制御では、 $p_s = 4$ MPaの場合の周波数特性を調べた。Fig. 10(a)はスリーブ調整絞りで調整しないときと調整したときのピストン推力 f の周波数特性を比較したものである。スリーブ調整絞りで調整した場合の実験結果は、調整しない場合に比較して、ゲインと位相特性がわずかながら向上しており、位相遅れも小さくなっている。すなわち、スリーブ調整絞りを調整することによりピストン推力 f の周波数特性向上が可能であることが確認できた。なお実線は調整絞りのない線形動特性モデルによる計算値である。

位置制御では、 $p_s = 8$ MPa, $M = 15$ kgの場合の周波数特性を調べた。Fig. 10(b)は調整絞りで調整しないときと調整したときのピストン変位 y の周波数特性を比較したものである。スリーブ調整絞りとシリンダ調整絞りで調整した場合の実験結果は、調整しない場合に比較して、ゲインと位相特性が向上しており、周波数が6 [Hz] 程度まで対応でき、位相遅れも小さくなっている。以上のように、スリーブ調整絞りとシリンダ調整絞りを調整することによりピストン変位 y の周波数特性向上が可能であることが確認できた。

Fig. 10 Experimental results of frequency response

5.3 位置制御および力制御の出力精度

DiThCoシリンダのピストン推力 f の出力精度に対する調整絞りの効果を評価するために、ステップ出力実験を行った。Fig. 11は、入力として、ステッピングモータ軸を5秒おきに10パルス ($\theta = 7.2$ [°]) のステップ状に回転させ、スプールを往復させてピストン推力 f を測定した結果である。供給圧力は $p_s = 4$ MPaである。

Fig. 11(b)は、スリーブ調整絞りで調整した場合の実験

Fig. 11 Experimental results of thrust control

Fig. 12 Experimental results of displacement control

結果である。Fig. 11(a)に示すスリーブ調整絞りで調整しない場合と比較して、ピストン推力 f のステップ精度つまりステップ毎の幅の違いや進行方向によるステップ位置の違いが小さくなり、ステップ応答特性も改善されている。

Fig. 11(c)は、周波数が10 [Hz] で、スプールの振幅が0.075 [mm] となるディザーをステッピングモータの動作信号に付加した場合の実験結果であり、前報と同じ最適なディザー振幅によりFig. 11(b)より良いステップ精度が得られている。以上のように、ピストン推力 f の出力精度を改善するスリーブ調整絞りの効果が確認できた。

次にDiThCoシリンダのピストン変位 y の出力精度に対する調整絞りの効果を評価するために、ステップ出力実験を行った。入力として、ステッピングモータ軸を5秒おきに50パルス ($\theta = 36^\circ$) のステップ状に回転させ、ピストンを往復させてピストン変位 y の測定を行った。 p_1

= 8 MPa, $M = 15\text{kg}$ の場合の結果をFig. 12に示す。

Fig. 12(b)は、スリーブ調整絞りとシリンダ調整絞りを同時に調整した場合の実験結果である。Fig. 12(a)に示す調整絞りをを用いない場合と比較して、ピストン変位 y のステップ精度が改善されていることが分かる。またスプールの変位 x とピストン側圧力 p_1 の変動が小さくなる効果も見られる。

Fig. 12(c)は、周波数が10 [Hz] で、スプールの振幅が0.075 [mm] となるディザーをステッピングモータの動作信号に付加した場合の実験結果である。前報の位置制御実験では、最適なディザー振幅が0.15 [mm] であったが、シリンダ調整絞りとスリーブ調整絞りの調整によって、ディザー振幅が0.075 [mm] でよくなりかつ正確なステップ位置精度とステップ応答特性が得られている。すなわち、2つの調整絞りによりディザー振幅の再調整が可能となり、ピストン変位 y の出力精度を改善するうえで調整絞りの効果が大きいことが分かった。

また以上の絞り調整実験により位置制御と力制御に用いるディザー振幅が同じ最適値0.075 [mm] になるように調整できた。従って、調整絞りを調整することによって、DiThCoシリンダの位置制御と力制御の両方に使用できる最適なディザーが選択可能であることが確認できた。

6. 結 論

DiThCoシリンダの動特性を調べるため、試作機による基礎実験ならびに数学モデルによる解析を行った。動特性を改善する方法として、応答性の向上を目的とするスリーブ調整絞りと安定性の向上を目的とするシリンダ調整絞りによる絞り調整法を提案し、シミュレーションによる解析と絞り調整の実験により、その有効性を明らかにした。さらに、この絞り調整法がアクチュエータの出力精度の改善にも効果があることを実験で確認した。

DiThCoシリンダでは、ステッピングモータ軸の回転角とモータ本体の回転角をある重みでステッピングモータにフィードバックすれば、システムばね定数が見かけ上変更され、従って重みを調整することにより柔軟なコンプライアンス制御が可能となる。このようなDiThCoシリンダのコンプライアンス制御の詳細について次報で報告する。

参 考 文 献

- 1) 呉春男, 北川能：位置・力複合制御機能を内蔵した油圧シリンダに関する研究 (第1報 DiThCoシリンダの開発とその基本特性), 日本フルードパワーシステム学会論文集, 35-4, 70/76 (2004).
- 2) Merritt H.E.: Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, 94/101 (1967).
- 3) Eryilmaz, B., Wilson, B.H.: Combining Leakage and Orifice Flows in a Hydraulic Servovalve Model.

- ASME J. Dyn. Syst., Meas., Control, **122**, 576/579 (2000).
- 4) 真田一志：水圧駆動樹脂封止プレスのロバスト荷重制御器の設計手法に関する研究，日本フルードパワーシステム学会論文集，**34-3**，72/78 (2003).
- 5) Funk, J.E., Wood, D.J., Chao, S.P.：The transient Response of Orifices and Very Short Lines, Trans. ASME, **94-2**, 483/491 (1972).
- 6) 金子敏夫：位置式圧力制御サーボ弁に関する研究，日本機械学会論文集（C編），**45-389**，57/65 (1979).
- 7) 大島，市川：油圧制御弁における減衰用絞りの周波数特性，油圧と空気圧，**15-2**，73/81 (1984).