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1報 DiThCoシリンダの開発とその基本特性)

呉 春 男**, 北 川 能**

A Study of a Hydraulic Cylinder with built-in Compound Control Function of Displacement and Thrust (1st Report : Development of DiThCo Cylinder and its Basic Characteristics)

ChunNan WU and Ato KITAGAWA

A novel actuator with built-in compound control function of displacement and thrust is proposed, to realize simplicity and miniaturization of a complicated hydraulic system that requires displacement and thrust control. This actuator is a kind of compact hydraulic cylinder system, which consists of a stepping motor, a control valve with a spool and a slide sleeve, a hydraulic cylinder and a mechanical feedback mechanism. In the proposed actuator, with a mechanical displacement feedback and a mechanical pressure feedback, displacement and thrust control can be realized. The basic characteristics of this actuator in the compound control of displacement and thrust are investigated by mathematical model analysis. Through the preliminary experiments, it is confirmed that the actuator is very effective in the compound control of displacement and thrust. Finally, it is shown that the precision of this actuator can be improved by introducing a dither signal.

Key words : Hydraulics, Cylinder, Actuator, Static Characteristics, Digital Control, Compound Control, Position Control, Force Control, Mechanical feedback, Dither

1. 緒 論

従来の油圧アクチュエータで位置および力の複合制御を実現するためには複雑な制御手法が必要であり、油圧システムを構成する際にも精密な制御弁の使用及び各種センサの取り付けを考慮する必要があるため油圧システムの小型化と低コスト化は簡単ではなかった。特に多自由度の場合は小型化・簡素化がより難しくなるという難点があった。

そこで本研究では、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、サーボ弁や力センサを使用しないことでコストを下げ全体を一体構造にした新しい油圧アクチュエータとして「DiThCoシリンダ」を開発した。DiThCoは、「Di=Displacement(変位)」、「Th=Thrust(推力)」、「Co=Compliance(柔軟性)」の略称であり、DiThCoシリンダとは、位置・力制御及び剛性制御機能を内蔵した油圧アクチュエータシステムを意味し、次のような独創的な特徴を持っているものである。すなわち、DiThCoシリンダは小型ステッピングモータで駆動される制御弁と油圧シリンダを一体化したもので、これに加えて位置制御のための機械的位置フィードバック機

構および圧力フィードバックを受けるばね支持の可動スリーブを制御弁内に内蔵しており、位置だけでなく力および剛性の制御を一つのシステムで実現できるようになっている。

位置に関する拘束が全くない環境、すなわち外力が零の場合、DiThCoシリンダはステッピングモータ軸の回転角に比例して変位する。逆に変位しないように強制的に固定した場合、DiThCoシリンダはステッピングモータ軸の回転角に比例した力を発生する。外力を受けながら変位する場合、DiThCoシリンダは位置と力の複合制御を行う¹⁾。更にステッピングモータの本体および軸の回転角を測定すれば、両者のフィードバック重みを調整することにより、柔軟な剛性制御も可能となる。すなわち、機械的位置および圧力フィードバックによって、従来の煩雑な位置と力の複合的な制御が簡単に実現できる。

従来の油圧ステッピングシリンダ²⁾、電気油圧ステップモータ³⁾等はステッピングモータの回転角を与えてスプールを変位させ、油圧アクチュエータを駆動している。すなわち従来の油圧システムは、いずれもステッピングモータの回転を油圧により増幅して変位または回転角として出力するものであり、位置制御を目的とするものであった。またステッピングモータから制御弁への伝動方式として送りネジ伝動方式^{2)~4)}を採用していたので、サイズ、コストの制約があった。

*平成16年3月19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)

一方、金子らによって提案された位置式圧力制御サーボ弁⁵⁾は、トルクモータ入力に比例した変位を位置増幅部で拡大し、変位—油圧変換部でその変位に比例した油圧力を発生させるようにしている。これは、流量零近傍でも圧力を任意に制御しうる電気—油圧サーボ弁であり、力制御が可能となっている。

DiThCoシリンダは前述の金子らの圧力制御方式を可動スリーブの変位に適用し、シリンダ変位だけでなくシリンダ推力の制御も可能にした油圧アクチュエータであり、コンパクトなスチールベルトによる伝動方式を採用することにより、サイズの小型化と低コスト化を実現した。

DiThCoシリンダの位置だけでなく力や剛性も制御できるという利点から様々な作業分野への応用が期待される。すなわち、嵌め合い、押し付け、研磨、バリ取り等の接触作業、ネジ締め等の拘束作業、組立作業の制御が簡単化できるだけでなく、緩衝器、人間型ロボットの関節部の運動および歩行運動アクチュエータとしての応用も考えられる。

本報では開発したDiThCoシリンダの基本特性を試作機による実験ならびに単純化した静特性の解析により明らかにする。

2. おもな記号

- A : ピストンの受圧面積
- A_f : 可動スリーブの受圧面積
- f : シリンダのピストン推力
- F : 負荷に作用する外力
- k : 可動スリーブばね定数
- K_s : システムばね定数
- M : 慣性負荷質量
- p_1 : シリンダピストン側の圧力
- p_L : 負荷圧力
- p_s : 供給圧力
- p_t : タンク圧力
- 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
- w : 可動スリーブの変位
- 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 ($=r\theta$)
- θ : ステッピングモータ軸のモータ本体に対する回転角
- φ : ステッピングモータ本体の回転角

3. 構成と動作

3.1 DiThCoシリンダの構成

DiThCoシリンダは、Fig. 1に示すような構造で、ステッピングモータ、スプールのなばね支持の可動スリーブで構成された制御弁、シリンダ、機械的位置および圧力フィードバック機構で構成されている。

試作したDiThCoシリンダのサイズは、全長108 [mm]、幅44 [mm]、高さ57 [mm]、ストローク40 [mm]であり、非常にコンパクトな構造になっている。

3.2 作動原理

DiThCoシリンダの作動原理をFig. 2に示す。油圧回路は、差動回路となっており、シリンダのピストン両側の受圧面積比と可動スリーブ両側の受圧面積比は、いずれも2 : 1となっている。

DiThCoシリンダのピストンが位置に関する拘束を受けず、自由に移動できる場合は、機械的位置フィードバック機構によって、ステッピングモータ軸の回転角に比例する位置制御を行う。機械的位置フィードバック機構の構成は、ステッピングモータ、スプール弁、シリンダ及びスチールベルトからなっている。ステッピングモータ本体とピストンロッド、ステッピングモータ軸とスプールのそれぞれ別のスチールベルトで結ばれている。後者のスチールベルトはFig. 3に示す構造で、高剛性で伸びが少ない極薄 (0.05 [mm]) のSUS304Hを採用し、バックラッシュがほとんどない高精度の回転直動変換が可能である。前者も同様の材質のスチールベルトを用いている。Fig. 2のようにスプー

Fig. 1 Schematic Configuration of DiThCo Cylinder

Fig. 2 Working principle of DiThCo Cylinder

Fig. 3 Structure of steel belt

ルが中立位置にあるとき、ステッピングモータにパルスを与えると、モータ軸の回転によりスプールが移動して絞り口②が開き、油がシリンダに流入してピストンが移動する。ピストンの移動はスチールベルトによってステッピングモータ本体を軸とは逆方向に回転させる。その結果、スプールが中立位置に復帰すると、スプールの絞り口②が閉じてピストンが停止し、位置決めされることになる。

DiThCoシリンダが変位しないように強制的に固定した場合、機械的圧力フィードバック機構によって、ステッピングモータ軸の回転角に比例したピストン推力を発生する。DiThCoシリンダの機械的圧力フィードバック機構は、ステッピングモータ、スプール、可動スリーブ及び可動スリーブ両端を支えるばねから構成される。この場合、絞り口②が開いて油がシリンダに流入してもピストンは移動できないため、シリンダ室①の圧力が上昇し、その圧力がフィードバック通路③を介して可動スリーブの圧力室④に伝わり、ばね支持の可動スリーブに作用するため、可動スリーブはシリンダピストン側圧力 p_1 に比例して変位する。そしてスプールと可動スリーブの移動量が等しくなったところでスプールの絞り口②が閉じ、スプールの移動量に比例した圧力 p_1 すなわちピストン推力 f が発生することになる。

逆にシリンダピストンが外力によって押し込まれた場合も上記と同様な過程で、ピストンの押し込み量に比例したピストン推力が発生する。すなわち、この油圧シリンダはばね特性を有するアクチュエータとして作動する。

4. 静特性の解析

定常状態ではスプール弁を通る流量を零と考え、ピストンと可動スリーブの力のバランスを考慮してDiThCoシリンダの静特性を求める。ここでは、外部からピストンに作用する外力 F がある場合について検討する。

まず負荷圧力 p_L を次のように定義する。

$$p_L = p_1 - \frac{p_s}{2} \quad (1)$$

ピストン両側の受圧面積比が2:1となっているので、ピストンに働く静的な力の釣り合い式は次式で示される。

$$f = A p_1 - \left(\frac{A_f}{2} \right) p_s = A p_L = F \quad (2)$$

ただし、式(1)より $|p_L| \leq p/2$ であるから、

$$|f| = |A p_L| \leq A \left(\frac{p_s}{2} \right) \quad (3)$$

となり、ピストン推力 f は飽和特性を有している。

可動スリーブ両側の受圧面積比が2:1となっているので、可動スリーブに働く静的な力の釣り合い式は次式で表される。

$$2kw = A p_1 - \left(\frac{A_f}{2} \right) p_s = p_s A_f \quad (4)$$

スプール移動量 $x = r(\theta - \varphi)$ とステッピングモータ軸の円周面変位すなわち入力 $z = r\theta$ 、ピストンの移動量 $y = R\varphi$ との関係は次式で表される。

$$x = r \left(\theta - \frac{y}{R} \right) = \frac{r}{R} (R\theta - y) \quad (5)$$

定常状態ではスプールと可動スリーブの移動量は等しくなるので、次式が成り立つ。

$$w = x \quad (6)$$

式(2)、(4)、(5)、(6)から、定常状態でのピストン推力 f は次式のように求められる。

$$f = K_s (R\theta - y) = F \quad (7)$$

$$\text{ただし、} K_s = 2k \left(\frac{A}{A_f} \right) \left(\frac{r}{R} \right) \quad (8)$$

である。ここで、 K_s はDiThCoシリンダ固有のシステムばね定数である。

まず $F = f = 0$ の場合、式(7)から次式が得られる。

$$y = R\theta \quad (9)$$

すなわち、DiThCoシリンダに作用する外力が零の場合は、ステッピングモータの入力 θ に比例して変位する位置制御系となる。

次に $y = 0$ の場合、式(7)より次式となる。

$$f = K_s R\theta \quad (10)$$

すなわち、DiThCoシリンダが変位しないように強制的に固定した場合、ステッピングモータの入力 θ に比例して推力 f を発生する力制御系となる。

さらに $\theta = 0$ の場合、式(7)は次式となる。

$$f = -K_s y \quad (11)$$

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ると、DiThCoシリンダはピストンの押し込み量 y に比例した推力を発生する。その比例係数は固有のシステムばね定数 K_s であり、ピストン推力の方向はピストン変位 y と反対方向となる。

一般の場合は式(7)で表されるように、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。その比例定数は固有のシステムばね定数 K_s である。

以上のように、DiThCoシリンダの位置と力の複合制御の静特性が導出された。

5. 実験及び考察

5.1 DiThCoシリンダの試作機的设计概要

従来の電気-油圧アクチュエータはサイズ、コストの制約がある。そこで、本試作機では、サイズの小型化とコンパクトな構造をもつDiThCoシリンダの開発を目指し、また式(8)に示すシステムばね定数 K_s がなるべく大きくなるように設計した。その仕様をTable 1に示す。

5.2 実験装置

試作したDiThCoシリンダの位置と力の複合制御特性を測定するためにFig. 4に示す実験装置を構成した。MATLABツールのSimulinkとReal-Time Windows Targetを使って、コンピュータからパルス信号を出力し、ステッピングモータのドライバによって増幅する。増幅したパルス信号はステッピングモータを介して、入力としてDiThCoシリンダに与えられる。ステッピングモータの脱調防止のために、試作したDiThCoシリンダでは無オリエンタルモータの脱調補正機能付きのASC34AKステッピングモータを使っている。ステッピングモータは入力パルス数に比例する回転角 θ を出力するので、DiThCoシリンダへの入力を回転角 θ で表す。1パルス入力に対する回転角 θ は 0.72° (500パルスで1回転)である。Table 1に示すピストン変位と推力の分解能は、1パルス入力に対するDiThCoシリンダの出力の変化を表している。

実験を記録するため、ポテンシオメータでスプール変位 x とピストン変位 y を測定し、ロードセルでピストン推力 f を測定する。シリンダのピストン側圧力 p_1 の変化は圧力センサで測定する。

5.3 位置と力の複合制御における基本特性実験

ステッピングモータに1秒おきに10パルスを与えてステップ状に回転させ、基本特性を調べた。供給圧力は $p_s = 4 \text{ [MPa]}$ である。その結果をFig. 5に示す。

DiThCoシリンダのピストンが移動してFig. 4の右の固定壁に突き当たるまでは、ピストンはステップ状に変位する。この場合、ピストンの変位に関する環境からの拘束がないので、式(9)に示すように、DiThCoシリンダはステッピングモータ軸の回転角 θ に比例して変位する位置制御を行っている。このとき、ピストン側圧力 p_1 は $p_s/2$ 近傍の値を保っている。

時刻26[s]でピストン変位が $y_m = 13 \text{ [mm]}$ となり、DiThCoシリンダのピストンは固定壁に突き当たって動かなくなる。これ以後、DiThCoシリンダは固定壁に対する推力をステップ状に発生し、位置制御から力制御に移行する。この場合のピストンの推力は $f = K_s(R\theta - y_m)$ で表される。Fig. 5から、ピストンの推力はステッピングモータ軸の回転角 θ の変化量に比例して増加していることが分かる。

時刻31[s]以後は、ステッピングモータを逆方向に回転させている。

以上より、DiThCoシリンダは位置と力の複合制御機能を内蔵したアクチュエータであることが基本特性実験から検証できた。

5.4 スプール変位の静特性

スプールはFig. 3に示すスチールベルトを用いる機構によって、ステッピングモータ軸の回転に応じた量だけ直線移動する。スチールベルトによる伝動方式の有効性を調べるため、供給圧力 $p_s = 4 \text{ [MPa]}$ で、回転角 θ とスプール変位 x 間の静特性を測定した。その結果をFig. 6に示す。

スプール変位 x は回転角 θ の入力に対し線形に変化しており、 θ の 7.2° ごとの変化に伴いスプール変位 x が 0.27 [mm] 変化することが分かる。ヒステリシスは 0.015 [mm] で、スプール変位の分解能 0.027 [mm] の半分程度であり、

Table 1 Design Specification

$A = 188 \text{ mm}^2$	Maximum Velocity = 200 mm/s
$A_f = 40.6 \text{ mm}^2$	Supply Pressure $p_s = 4 \sim 10 \text{ MPa}$
$k = 22.6 \text{ N/mm}$	Stroke = 40 mm
$R = 8 \text{ mm}$	Thrust (at $p_s = 10 \text{ MPa}$) = 921 N
$r = 2 \text{ mm}$	Resolution of Piston Displacement = 0.1 mm
$K_s = 52.3 \text{ N/mm}$	Resolution of Piston Thrust = 5.23 N

Fig. 4 Experimental apparatus

Fig. 5 Basic characteristics of DiThCo cylinder

十分なステップ位置精度を示している。これはスチールベルトによる高精度の回転直動変換を表している。

若干のヒステリシスの原因として、スチールベルトの伝動機構のバックラッシュが考えられる。一方、Fig. 2に示すように油流がタンクに戻る弁室⑤には管路抵抗による若干の背圧 p_b が存在しており、スプールは常に引き出す方向の小さな軸力を受けているので、スチールベルト伝動機構のバックラッシュがあったとしてもそれによるヒステリシスは小さく抑えられていると考えられる。

5.5 DiThCoシリンダ位置制御の静特性

位置制御におけるステッピングモータ軸の回転角 θ に対するピストン変位 y の静特性について調べるため、ステッピングモータ軸を10パルス ($\theta = 7.2^\circ$) のステップで回転させながら、ピストンを往復させて変位 y の静特性を測定した。以下の位置制御では、すべて供給圧力が $p_s = 8$ [MPa] で、DiThCoシリンダに接続した慣性負荷質量が $M = 15$ [kg] の場合について、実験を行った。その結果をFig. 7に示す。

全体的にピストン変位 y は所定の計算値とほぼ一致しており、ステッピングモータ軸の回転角 θ に比例する線形特性が得られているが、0.5 [mm] 程度の若干大きいヒステリシスが発生している。

ピストン変位 y のヒステリシスの原因について調べるため、ピストン変位 y のステップ量を増やして実験を行った。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ながら、ピストンを往復させて変位 y の測定を行った。その結果をFig. 8の左の図に示す。ステッピングモータ回転時に見られる p_1 と x のピークは、この瞬間にスプール弁が開きシリンダの圧力が上昇あるいは下降してシリンダに駆動力が発生していることを示している。

進行方向によって、ピストン変位 y に違いが存在している。同時に測定したスプール変位 x とピストン側圧力 p_1 にも変動が見られる。これは、フィードバック機構のバックラッシュだけでなく、スプール弁のオーバーラップやピストンの摩擦による影響もあると推察される。これらは、いずれも試作機の工作精度が十分ではないためと考えられ、試作機の工作精度を向上することによって、かなり改善できるはずである。しかし、工作精度の向上には限界があり、コストも高い。そこで、次にディザによるピストン変位 y の位置決め精度の改善効果について検討する。

5.6 位置制御におけるディザの適用

スプール弁では、その特性を改善するために比較的高い周波数の振動であるディザがしばしば用いられ、バックラッシュやヒステリシスを伴う非線形性を効果的に改善している。そこで、DiThCoシリンダにディザを与え、常に振幅が不感帯による圧力差（不感帯圧力）より大きくなる圧力信号を発生させれば、位置決め精度の改善が可能と

考えられる⁶⁾。

周波数が10 [Hz] で、スプールを0.15 [mm] の振幅で振動させるディザをステッピングモータの動作信号に付加してDiThCoシリンダに与え、5.5節のFig. 8と同じ条件で実験を行った。その結果をFig. 8の右の図に示す。なお、ディザの周波数と振幅は実験によって最適値を決めた。ディザを付加しない場合と比較して、進行方向によらずピストン変位 y はほぼ同じとなって著しく特性が改善されており、ディザによるピストン変位 y の振動も小さい。またFig. 8の右の図に示すピストン側圧力 p_1 とスプール変位 x にはディザによる振動が発生しており、不感帯圧力に打ち勝ってDiThCoシリンダを駆動しうる効果が得られている。

Fig. 6 Static characteristics of spool displacement x

Fig. 7 Static characteristics of piston displacement y

Fig. 8 Experimental results of displacement control

さらに5.5節のFig. 7と同じ条件で、ディザーを付加した場合のピストン変位 y のヒステリシスについて調べた。その結果をFig. 9に示す。ヒステリシスは0.05[mm]で、分解能0.1[mm]以内であり、きわめて正確なステップ位置精度を示している。

以上の結果から、ピストン変位 y の位置決め精度の改善に対するディザーの有効性が検証できた。したがって、DiThCoシリンダは良好な位置決め機能を有するアクチュエータとして構成可能なことが分かる。

5.7 ピストン推力の静特性

DiThCoシリンダのピストン推力 f の静特性について調べるため実験を行った。ここで、DiThCoシリンダのピストンは動かないように固定壁に固定し、ステッピングモータ軸を1パルス($\theta = 0.72^\circ$)のステップで回転させながら、ステッピングモータ軸の回転角 θ に対するピストン推力 f 、ピストン側圧力 p_1 、スプール変位 x および可動スリーブの変位 w を測定した。以下の力制御では、すべて供給圧力が $p_s = 4$ [MPa]の場合について実験を行った。その結果をFig. 10に示す。

全体的にステッピングモータ軸の回転角 θ にはほぼ比例する良好な特性を示している。実験結果からシステムばね定数 K_s を求めると49.7[N/mm]であり、Table 1に示す計算値52.3[N/mm]に近いことが分かる。図中の点線は式(3)からも分かるように飽和特性を示しているが、実験結果を見ると、 f 、 p_1 、 w とも計算値より若干早めに飽和する傾向を示している。この早めの飽和の原因としては、可動スリーブを支持するばねの非線形性やスプールおよび可動スリーブからの漏れによる供給圧力の低下などがあげられる。これらの問題は、構造やはめ合いなどに配慮しながら、スプール弁を精度よく製作することによって十分解決できると考えられる。

5.8 力制御におけるディザーの適用

DiThCoシリンダのピストン推力 f の精度を評価するために、ステップ出力実験を行った。Fig. 11は、DiThCoシリンダのピストンを動かないように固定壁に固定した状態で、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($\theta = 7.2^\circ$)のステップ状に回転させながら、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。

Fig. 11の左の図はディザーを付加しない場合の実験結果を示す。10パルスのステップ入力に対して、スプールの変位 x は同じステップ量で変化しているが、ピストン推力 f のステップ量は同じではなく、進行方向によって違いが存在している。同時に測定したピストン側圧力 p_1 も同じ現象が起きている。これは、スプール弁のオーバーラップによる不感帯の影響が大きいと考えられる。

Fig. 11の右の図は、周波数が10[Hz]で、スプールの振幅が0.075[mm]となるような実験で決めた最適な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。ディザーを付加しない場合と比較して、進行方向によらずピストン推力 f とピストン側圧力 p_1 のステップ量はほぼ同じとなっておりかなり特性が改善されていることが分かる。ディザーによるピストン推力の振動も小さい。なお、試作したスプール弁のオーバーラップ量の設計値は0.025mmであったが、力制御におけるヒステリシスの大きさや最適なディザーの振幅から、実際には0.075[mm]程度であると推測される。

また、位置制御と力制御では最適なディザーの振幅が異なっているが、これは力制御ではオーバーラップが不感帯

Fig. 9 Hysteresis of displacement control with dither

Fig. 10 Static characteristics of piston thrust f

Fig. 11 Experimental results of thrust control

の主な原因となるのに対し、位置制御ではそれに機械的位置フィードバック機構のバックラッシュによる不感帯が加わるためと考えられる。両者を併用した場合の最適なディザーはスプール弁の動特性調整と関わりがあるので次報で報告する。

以上の結果から、DiThCoシリンダにディザーを適用することによって、ピストン推力 f の精度の改善が可能であることが確認できた。したがって、DiThCoシリンダは良好な力制御機能を有するアクチュエータとして構成可能なことが分かる。

5. 9 外力によるピストン変位と推力の関係

DiThCoシリンダのピストンを $y = 0$ [mm] から $y = -5$ [mm] 近傍まで押し込みながら、ピストン変位 y の変化に応じたピストン推力 f の変化を測定した。その実験結果をFig. 12に示す。

DiThCoシリンダは外力によって押し込まれたピストン変位 y に比例して推力 f を発生し、ピストン側の圧力 p_1 とスプールの変位 x もピストン変位 y に応じて線形に変化することが分かる。したがって、DiThCoシリンダはシステムばね定数 K を有するアクチュエータとして作動することが確認できた。実験結果からシステムばね定数 K を求めると 49.9 [N/mm] であり、これは5. 7 節の静特性実験で得た値とほぼ等しく、Table 1に示す計算値 52.3 [N/mm] に近いことが分かる。

6. 結 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、新しい油圧アクチュエータとして「DiThCoシリンダ」を提案した。まずDiThCoシリンダの位置と力の複合制御における作動原理の説明ならびに基本特性の解析を行った。次に試作機を用いた基本特性実験を行い、DiThCoシリンダは位置と力の複合制御機能を内蔵したアクチュエータであることを確認した。さらに、DiThCoシリンダのピストン変位と推力の出力精度を改善するため、ディザーを適用した実験を行い、実験結果からその有効性を確認した。またDiThCoシリンダがシステムばね特性 K を有し、ピストンに作用する外力に比例して変位することを実験で検証した。

次報では試作したDiThCoシリンダの位置と力制御にお

Fig. 12 Relationship between the piston displacement y and the thrust f

ける動特性の検討を行い、動特性の調整法を提案するとともに、計算機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。

参 考 文 献

- 1) Matthew T. Mason, Compliance and Force Control for Computer Controlled Manipulators, IEEE Transactions on systems, Man, and Cybernetics SMC-11, 6 (June, 1981), pp. 418-432.
- 2) 関口純一, 藤中久己, 板垣敏宏: デジタル電気—油圧ステッピングシリンダの制御と応用, 油空圧化設計 Vol. 14, No. 7, 53-61 (1976).
- 3) 内田條治: デジタル電気—油圧サーボの開発動向, 油空圧化設計 Vol. 14, No. 7, 62-68 (1976).
- 4) 天明一郎: 電気—油圧パルスシリンダの制御と応用, 油空圧化設計 Vol. 14, No. 7, 34-39 (1976).
- 5) 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), Vol. 45, No. 389, 57-65, (1979).
- 6) 加藤博司, 西海孝夫, 小波俊文朗: ニューラルネットワークによる油圧サーボ系の制御 (不感帯を有する油圧モータシステムへのディザーの適用), JFPS春季フルードパワーシステム講演会講演論文集, 10-12 (2002).