研 究

電気空気圧サーボ方式によるピストンシリンダの位置決め*

小山 紀** 密田 速夫*** 原田 正一**

Positioning of Piston with Electro-Pneumatic Servo-System

Osamu Oyama, Hayao Mitsuda, Masakazu Harada

Recently, various studies on positioning with pneumatic pistons have been carried out by using proportional valves or pulse method, etc., but the accuracies of positioning by these methods are still insufficient. A new electro-pneumatic servo-system is proposed to realize higher accuracy. The system has an analogue proportional control circuit which uses a new electro-pneumatic converter. The converter is composed of a flapper driven by solenoid, a pneumatic micrometer and a pneumatic relay. A high converting gain with wide linear range can be obtained by the device, and it can be less expensive.

The reproducibility of positioning of the servo-system was tested with a 50mm bore and 50mm stroke piston cylinder. As a result, standard deviations of the stopping position could be reduced to less than 0.004mm in the best condition of friction with replaced piston seals.

1. 緒言

近年、空気圧機器をより高度な自動化機器へ応用することへの関心が高まり、空気圧ピストンシリンダをより高い精度で位置決めする研究が、あいついで報告されている。ピストンを低速で移動させてブレーキにより停止させるもの¹⁾²⁾、電磁弁を用いてピストンへの空気流量を不連続に変えるもの³⁾、比例制御弁を用いるもの⁴⁾⁵⁾、等がある。しかし、これらの方式による無負荷あるいは慣性負荷の場合のピストンの停止位置のばらつきは $1/10 \sim 5/100$ mm程度であり、まだ十分な精度を得られているとは言えない。さらに電磁弁を用いたものは、位置決めにかかる時間や負荷の変動に対する応答性の問題が考えられ、また比例制御弁は高価であり、空気圧機器の価額面での利点が損われる可

能性がある。

本研究では新たな比例形電空変換器を試作し、これを用いてピストン位置サーボ系を構成した。そしてその停止位置の精度を測定した結果、無負荷すなわちピストンおよびロッドの質量による慣性負荷のみの状態で、 $1/100$ mm以内のばらつきに収めることができたので報告する。この電空変換器は、膜形リレー⁶⁾とノズルフラップ機構を用いたもので、直線性にすぐれたものが安価に製作できる。また可動部が軽いので、高速動作にも利用可能である。ただし今回試作したものは後述のように、その動作の時定数は0.14Sであり、あまり速い応答をしているとは言えない。制御回路は比例動作形であるが、条件によっては位置の微分信号をフィードバックすることにより、ピストンの振動を防いでいる。

本文ではまず動作原理を述べて、つぎに試作した位置サーボ機構の停止位置精度の実験結果について述べる。

* 昭和59年5月22日 原稿受付

** 明治大学工学部

*** 立石電機

2. 記号

A	: ピストン有効面積	(cm^2)
C	: 粘性摩擦係数	(Ns/m)
E_1	: 目標値を与える電圧	(V)
E_2	: 位置信号電圧	(V)
F	: クーロン摩擦力	(N)
K_1	: 電空変換倍率	(Pa/V)
K_2	: 位置信号変換倍率	(V/m)
K_3	: 速度フィードバック変換倍率	(Vs/m)
M	: ピストン質量	(kg)
N	: 個数	
P_1, P_2	: シリンダ内圧力	(Pa)
P_s	: 供給圧力	(Pa)
T	: 電空変換器の時定数	(s)
v	: ピストン移動速度	(m/s)
x	: ピストン位置	(m)

3. 動作原理

空気圧ピストン位置サーボ機構の略図をFig. 1に示す。ピストンは両ロッド形のものを用い、一方のロッドに位置をフィードバックするためのポテンショメータを、他方に位置測定用のリニアエンコーダを取り付けた。なお、これらを同一のロッドに取り付ければ、片ロッド形のピストンでも良い。制御系は差動増幅器と膜形電空変換器とで構成されている。シリンダの一方には、一定の圧力 P_2 が加わっている。目標値を与える電圧 E_1 が印加されると、電空変換器よりの出力 P_1 がシリンダの他方に加わり、ピストンは移動する。そしてフィードバックされた位置信号の電圧 E_2 と E_1 とが比較され、ある一定の値となった時にピストンは静止する。スイッチ S はピストンをストロークエンドに戻すためのものである。静止位置の誤差を小さくするには、電空変換倍率 K_1 か位置信号変換倍率 K_2 を大きくすれば良いが、条件によりピストンの移動は振動的になる。このため E_2 を微分して、速度フィードバックを行なうことにより系を安定化して、振動を抑制する。

電空変換器をFig. 2に示す。入力信号はコイルに印加され、コイルに駆動されたフラップと空気マイクロメータとで高倍率の電空変換が行われる。さらに、膜を用いた空気リレーにより出力インピーダンスの変換が行われ出力される。定常的には、この膜はほとんど力を受けない。

Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup

Fig. 2 Schematic of electro-pneumatic converter

Fig. 3 Block diagram of servo-system

電空変換器の特性は一次遅れで近似できるから、この位置サーボ機構のブロック線図はFig. 3のように表される。ただしピストンに加わる外力は考えないものとする。ここで M はピストン質量、 T は電空変換器の時定数、 C はピストンシリンダ間の粘性摩擦係数、 A はピストンの有効面積、 F はクーロン摩擦力を示す。さらに v はピストン速度、 x はピストン位置を示す。ピストン停止位置付近での安定性を調べるために、 E_1 から x への一巡伝達関数 $I(s)$ はFig. 3より外乱 $AP_2 + F \cdot \text{SGN}(v)$ の影響を無視することにより

$$I(s) = \frac{AK_1(K_3s + K_2)}{MTs^3 + (M + CT)s^2 + C_3}$$

ともとめられる。

それぞれの変数に数値を与えて、実験条件の近傍でのピストン動作の安定領域を求めた計算例をFig. 4に示す。 K_1 および K_2 を大きくして、いわゆる系の剛性を高めると、ある所で不安定になる。しかし K_3 を増して速度信号のフィードバック量を増加することにより、系を安定化できることが示されている。

4. 実験結果

空気圧ピストンシリンダは内径50mm行程50mmの無給油式の両ロッド形（昭和空圧OLCM50-5）を使用した。ピストンとロッド部を加えた質量は774gである。動作に伴う摩擦力を小さくするために、ピストンのシールをO形リングと交換した。これにより最大静止摩擦力を1/2程度に軽減できた。ピストンには外力は加わっていない状態で実験を行った。シリンダの一方に加える圧力 P_2 は49kPaである。ピストン動作における摩擦力を測定するために、ピストン両側に圧力差を与えて、その移動速度を調べた結果をFig. 5に示す。圧力差と速度とはほぼ直線関係となった。したがってピストンの有効面積がその受圧面積と等しいと仮定すると、Fig. 3における C および F の値はそれぞれ123.7Ns/m、31.7Nとなる。

位置の測定はリニアエンコーダ（日本光学デジマイクROMU 1001）と専用リードアウト（MC101）とで行ない、GPIB回線を通じてマイクロコンピュータで記録、処理した。分解能は1μmである。

電空変換器には厚さ1mm直径30mmのゴム膜を使用した。空気マイクロメータ部の供給オリフィス内径1.6mm検出ノズル内径3mmで、空気リレー部の供給オリフィス内径1mmベント内径2mmである。供給圧力98kPaとした。

試作した電空変換器の入力電圧と出力圧力との関係をFig. 6に示す。出力の上昇側と下降側とでヒステリ

Fig. 4 Stable region of servo-system

Fig. 5 Relation between pressure difference and piston velocity

Fig. 6 Static characteristics of electro-pneumatic converter

シスがあるが、これはフラップとして使用したオーディオ用スピーカの性質によるものである。ただし信号変化の範囲がせまくなると、このヒステリシスも小さくなる。精度の高いフラップを用いれば良いが、ディザ信号を加える方法も有効である。しかし今回はディザ信号は使用していない。電空変換器の出力にピストンシリンダをつなぎ、ステップ入力を加えてその出力圧力を調べた結果、時定数 $T = 0.14s$ の一次遅れの特で近似できた。

差動増幅器は、オペアンプ回路と電力増幅用のトランジスタ素子とで構成されている。差動増幅器の感度は入力電圧の範囲によって3段階に変化する。ピストンの目標位置付近での感度が最も高くなるようになっている。電空変換器と組合せた電空変換倍率 K_1 を、目標位置付近で 100 kPa/V から 800 kPa/V まで変化させた。

ポテンシオメータによるピストン位置とフィードバック電圧との変換倍率 $K_2 = 76 \text{ V/m}$ である。

5. 実験結果および考察

実験装置の温度は制御されていないため室温変化の影響を受ける。したがって、実験の前後で室温が変化していないことを確認した。

Fig. 7 Relation between E_1 and X

目標値を与える電圧 E_1 とピストン位置 x との関係を Fig. 7 に示す。電圧の変化に対応してピストン位置も直線的に変位しており、任意の場所への位置決めが可能であることがわかる。

E_1 を連続的に正弦波状に変化させたときの x の変位を Fig. 8 に示す。 E_1 に対して x も正弦波状に追従している。

次に再現性精度の実験結果を示す。実験方法は E_1 を手動のポテンシオメータにて目測で調節して目標位置を設定する。スイッチ S を切替えることにより、連続50回ストロークエンドから移動させ停止位置を記録する。つぎに1ないし2分放置の後、同様な測定をする。これを5回繰返し各々50回毎の標準偏差を求める。そしてこの標準偏差の値が最大と最小の組を除いた3組の150回の測定結果に対する標準偏差を用いて、再現性精度の評価を行なう。

Fig. 8 Relation between E_1 and X

Fig. 9 Histogram of stop position

まず速度フィードバックを行わない状態で、電空変換倍率 K_1 のみを変えた場合のヒストグラムを Fig. 9 と Fig. 10 に示す。ただし、目標値は前述のように目測にてほぼ 30 mm になるように初期設定したため、各々の停止位置の平均値は一致しない。標準偏差の値はそれぞれ 0.041 mm 、 0.011 mm となり、 K_1 の値が小さい場合には精度が悪いことが示された。

Fig. 10 Histogram of stop position

Fig. 11 Histogram of stop position

Fig. 12 Histogram of stop position

K_1 の効果を調べるために、さらに K_1 の値を大きくしたときピストンが振動を起し止まらなかった。これは Fig. 4 より速度フィードバックを行わない場合には、Fig. 10 の条件がほぼ安定限界であることから示されている。このため $K_3 = 3.6 \text{ Vs/m}$ として速度フィードバックを行った。このときの実験結果の例を Fig. 11 に示す。標準偏差の値は 0.004 mm となり、かなり高精度で位置決めができることが示された。

位置決めを行なうためには、ピストン移動速度も状態変数として取扱う必要がある。

Fig. 13 に各部の信号波形を示す。上より E_2 、その微分信号、電空変換器の入力電圧、 P_1 である。ピストンはストロークエンドより動き始めて、オーバーシュートを起こすことなく I_3 程度で停止している。

6. 結論

膜形の電空変換器を用いて空気圧ピストンシリンダのサーボ機構を試作した。シールを O 形リングに交換したピストンを用いて位置決めの再現性を調べた。サーボ機構の感度を高くすることにより、平均停止位置よりのずれの標準偏差の値は 0.004 mm となり、高精度の位置決めを行なうことができた。ただし標準のシールを用いても、その標準偏差の値を 0.01 mm 程度にできることが著者らにより示されている⁷⁾。

外力および慣性負荷を与えた場合の実験は現在進行中であり、条件に応じて PID 制御などを検討している。

Fig. 13 Experimental signal forms

同一の条件で、 $K_3 = 4.8 \text{ Vs/m}$ とさらに速度フィードバック倍率を大きくした場合の実験結果を Fig. 12 に示す。標準偏差の値は 0.011 mm となって前者より悪くなっている。これは速度フィードバック量が多くなり、ピストン移動速度が遅くなったためで、より高精度で

参考文献

- 1) 山藤：スプリングブレーキによる空気圧シリンダの位置決め、油圧と空気圧、第10巻第3号、147 / 151 (1979)
- 2) 浅沼、石田、小川、藤原：学習機能を持つロックアップ機構付空気圧シリンダの位置決め装置、昭和58年春季油空圧講演会講演論文集、83/86 (1983)

- 3) 花房, 高木: 空気圧シリンダのパルス駆動に関する研究(第1報, 圧力応答とピストンの運動解析), 油圧と空気圧, 第7巻第3号, 148/154(1976)
- 4) 田中: 電気空気圧比例制御弁を用いた空気圧サーボ機構の設計, 昭和54年秋季油空圧講演会講演論文集, 13/16(1979)
- 5) 石田, 小川, 藤原, 小根山: 電空比例弁を用いた空気圧シリンダのマイコンによる位置決め制御について, 昭和56春季油空圧講演会講演論文集, 9/12(1981)
- 6) G.J. Janu: Utilization of Miniature Diaphragm-Leakport Devices in Fluidic Applications, ASME 72-WA/FLCS-10, 1/12(1972)
- 7) 小山, 原田: 膜形電空変換器を用いた空気圧ピストンシリンダ位置決め機構, 昭和56年春季油空圧講演会講演論文集, 1/4(1981)