研 究

空気圧シリンダの定速駆動に関する研究*

宮 田 慶一郎** 早 川 恭 弘***
花 房 秀 郎**

Studies on a Constant Speed Drive of a Pneumatic Cylinder

Keiichiro MIYATA, Yasuhiro HAYAKAWA, Hideo HANAFUSA

In many industrial applications, open-loop control which uses on-off valves and restrictors are widely used for constant speed drive of pneumatic cylinders.

This paper describes the conditions and characteristics of constant speed drive of pneumatic cylinders. First, we derived the conditions for the constant speed drive based on the equation of motion and equations of pressure change in cylinder chambers. It was shown that pressure in both chambers must be constant for constant speed drive. In case where air is exhausted with a choke velocity, the outlet restriction determines piston speed uniquely as well as the conventional meter-out circuit. Steadystate pressure of the forcing side is determined by the inlet restriction and this affects the velocity response when motion starts. In the conventional meter-out circuit, the inlet restriction is given only by the inlet valve and large overshoot occurs at the start of motion. To get a fast response with a small overshoot, the inlet restriction should be adjusted properly.

The size of optimum inlet restrictions was calculated for various reference speeds and loads by using basic equations and a method to estimate the size of inlet restriction by using friction forces was discussed.

Experiments were carried out and the effectiveness of inlet restriction for desirable motion was confirmed.

1. 結 言

空気圧駆動は自動化、省力化の一分野として重要な役割を果たして来ており、近年ではより確実に高精度の動作が要求されるようになってつつある。このような背景から空気圧シリンダのフィードバック制御に関する研究が活発に行われるようになって来た¹⁻³⁾。

しかしながら現状では、実際に用いられている駆動系は空気圧シリンダとオンオフ弁および絞り等による開ループ方式が圧倒的に多く、このような駆動系についても、系の構成パラメータおよび駆動方式と駆動特性との関係を明らかにし、望ましい特性を実現していく必要がある。このような駆動系において安定な一定

速度での駆動を行うための基本回路としては、従来からメータアウト回路およびメータイン回路が知られており、これらの回路を用いたときの動特性の研究⁴⁾や温度変化に関する研究⁵⁾が報告されている。しかしながら定速駆動の条件についてピストンの運動に基づく解析的な検討は行われていないようである。また良好な定速駆動を実現するには始動時の速度応答に大きなオーバーシュートなどが生じないことが重要であるが、このような観点からの検討も行われていないようである。

本研究ではまず運動方程式と圧力変化式に基づいて、固定絞りをを用いて定速駆動を実現するための条件を明らかにし、シリンダの給気側と排気側の2つの絞りをともに適切に定めることが必要であることを示した。つぎに始動時に行過ぎの小さい速度応答が得られる給気側絞りの最適値が存在することを数値計算から明らかにし、駆動条件と速度応答特性との関係についても検討を行った。最後に実験を行って、本方法によって

*昭和63年5月23日 原稿受付

**立命館大学理工学部

(所在地 〒603 京都市北区等持院北町)

***奈良工業高等専門学校

良好な定速駆動が行えることを確かめた。

2. 主な記号

- A : ピストン受圧部面積
 b : 粘性摩擦係数
 F_c, F_s : クーロン摩擦係数および静摩擦係数
 G : 空気の流れ
 L : ストローク
 L_d : 初期相当すきま長さ
 M : 負荷質量
 p : 圧力
 P_a : 大気圧力
 P_s : 供給圧力
 R : ガス定数
 s : 絞りの有効断面積
 T_a : 大気温度
 t : 時間
 V : シリンダ室容積
 v : ピストン速度
 y : ピストン変位
 κ : 比熱比

添字 1, 2 はそれぞれ Fig. 1 の 1 側および 2 側を示す。

3. 解 析

3.1 基礎式⁶⁾

Fig. 1 に示す駆動回路を考える。ここで次の仮定を置く。

- 1) 空気は理想気体である。
- 2) シリンダ室内の空気の状態変化は等温変化である。
- 3) クーロン摩擦係数は一定である。

簡単のためシリンダは両ロッド型とするが、片ロッド

Fig. 1 Pneumatic drive system

型でも同じ議論が成り立つ。

シリンダ室内の圧力変化は次式で表される。

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{RT_a}{V_1} G_1 - \frac{p_1 A}{V_1} v \quad (1)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = -\frac{RT_a}{V_2} G_2 + \frac{p_2 A}{V_2} v \quad (2)$$

弁の有効断面積は絞りに比べて十分大きくその影響は無視できるとする。絞りを通る質量流量は次式で与えられる。

$$G_i = s_i p_u \sqrt{2/RT_a} \cdot \varphi(p_d/p_u) \quad (i=1, 2) \quad (3)$$

$$\varphi(z) = \sqrt{\kappa/(\kappa-1)} \cdot \sqrt{z^{2/\kappa} - z^{(\kappa+1)/\kappa}} \quad (0.528 \leq z \leq 1)$$

$$\varphi(z) = \sqrt{\kappa/(\kappa+1)} \cdot \sqrt{\{2/(\kappa+1)\}^{2/(\kappa-1)}} \quad (0 \leq z \leq 0.528)$$

ここで p_u, p_d はそれぞれ絞りの上流および下流の圧力を表す。

ピストンと負荷の運動方程式は

$$M \cdot (dv/dt) + b \cdot v + F_c \operatorname{sgn}(v) = A(p_1 - p_2) \quad (4)$$

で表され、始動条件式は次式で表される。

$$p_1 - p_2 > F_s/A \quad (5)$$

3.2 定速駆動条件

ピストンが一定速度 v_0 で動くための条件は(4)式から

$$A(p_1 - p_2) - b v_0 - F_c \operatorname{sgn}(v_0) = 0 \quad (6)$$

である。 b と F_c が一定であるとする

$$\frac{d}{dt}(p_1 - p_2) = \frac{dp_1}{dt} - \frac{dp_2}{dt} = 0 \quad (7)$$

を得る。(1), (2)式を代入すると

$$\frac{RT_a}{V_1} (G_1 - \frac{p_1 A}{RT_a} v_0) + \frac{RT_a}{V_2} (G_2 - \frac{p_2 A}{RT_a} v_0) = 0 \quad (8)$$

となる。 $V_1 = A(L_d + v_0 t)$, $V_2 = AL - V_1$ であるから

$$(L - L_d)(G_1 - \frac{p_1 A}{RT_a} v_0) + L_d(G_2 - \frac{p_2 A}{RT_a} v_0) - v_0 t \{ (G_1 - \frac{p_1 A}{RT_a} v_0) - (G_2 - \frac{p_2 A}{RT_a} v_0) \} = 0 \quad (9)$$

となる。これが任意の $t(>0)$ について成り立つには次の2式が成立しなければならない。

$$(L - L_d)(G_1 - \frac{p_1 A}{RT_a} v_0) + L_d(G_2 - \frac{p_2 A}{RT_a} v_0) = 0 \quad (10)$$

$$G_1 - \frac{p_1 A}{RT_a} v_0 - (G_2 - \frac{p_2 A}{RT_a} v_0) = 0 \quad (11)$$

これらがともに成り立つためには

$$G_1 - \frac{p_1 A}{RT_a} v_0 = 0 \quad \text{かつ} \quad G_2 - \frac{p_2 A}{RT_a} v_0 = 0 \quad (12)$$

でなければならない。これはそれぞれ p_1 と p_2 が一定でなければならないことを表している。

2 側は音速で排気されているとすると(3)式から

$$G_2 = s_2 p_2 \sqrt{2/RT_a} \cdot \varphi_a \quad (13)$$

であるから(12)式から

$$s_2 = A v_0 / (\sqrt{2RT_a} \varphi_a) \quad (14)$$

を得、 s_2 は目的とする速度 v_0 に対し一意に決まる。1側については亜音速で給気されているとすると、(3)と(12)式から

$$s_1 = \frac{A v_0 p_{10}}{\sqrt{2RT_a} P_s \varphi(p_{10}/p_s)} \quad (15)$$

が得られる。 p_{10} は定速で動いているときの1側シリンダ室内圧力である。このような1側と2側の流れの条件はいわゆるメータアウト方式として周知であるが、従来のメータアウト方式では s_2 のみに注目し、 s_1 については特に触れられていない。 s_1 は給気側の弁の有効断面積に相当し、これに対応した p_{10} が存在すれば十分時間が経過した後は p_1 は p_{10} に収束し定速駆動が実現されたのであるが、始動後のピストン運動に対する考慮はなされていない。 s_1 が適切でなければ定速状態に到達するまでに長い時間を要し、定速駆動が実現できない可能性がある。逆に始動後のピストン運動と圧力変化を考慮して s_1 を定めれば、速度の行過ぎ等の小さい望ましい速度変化が得られる可能性があり、次章でこのような条件について検討する。1側が音速で2側が亜音速の場合はメータインの形となり、また両方ともに音速あるいは亜音速の場合も考えられるが、いずれの場合も(3)式、(6)式および(12)式を用いて同様の議論が展開できる⁷⁾。

4. 始動時の速度応答を考慮した s_1 の決定

4.1 s_1 による始動時の速度応答の変化

本節では(1)~(15)式を用いた数値計算によって、 s_1 の違いによる始動時の速度応答の変化を明らかにし、適切な応答を得るための条件について検討する。数値計算にはRunge-Kutta法を用いた。

計算に用いた系の諸元をTable 1に示す。これは後に示す実験装置と対応している。ピストンは始め左端から L_d の位置にある。 L_d は絞りとピストンの間の容積をピストン断面積で割った初期相当すきま長さである。両シリンダ室は始め供給圧に等しい初期圧にあり、右方向への駆動の間、2つの弁はともに開いている。

Table 1

A	$=10.55$	$[\text{cm}^2]$	M	$=40$	$[\text{kg}]$
L	$=30$	$[\text{cm}]$	L_d	$=2$	$[\text{cm}]$
P_s	$=0.274$	$[\text{MPa}]$	s_2	$=0.265$	$[\text{mm}^2]$
F_s	$=38.8$	$[\text{N}]$	F_c	$=25.8$	$[\text{N}]$

Fig. 2 Response of pressure and velocity

$v_0 = 5 \text{ cm/s}$ のとき2側の絞りは(14)式から $s_2 = 0.265 \text{ mm}^2$ となる。このとき s_1 を変えて圧力と速度の変化を求めた結果をFig. 2に示す。まず2側が音速で排気され、圧力差による力が静摩擦力を越えた時点でピストンは動き出す。静摩擦力が動摩擦力より大きいのでこの差に対応する力でピストンは加速される。ピストンが動くことに起因して1側では圧力低下が生じるがその大きさは s_1 の大きさによって異なる。この圧力低下はピストンを加速する力を減少させる役割を有するので、 s_1 によって速度変化も異なったものとなる。

図で(a)は s_1 が大きい場合で始動後もピストン移動による1側の圧力低下が小さく、ピストンは加速されて目標速度を行過ぎる。速度の行過ぎが大きくなると2側の圧力増加が生じ、また1側の圧力低下も多少小さくなってピストンは減速され、以後振動的な応答を繰

り返ししながら目標速度に収束する。(c)は s_1 が小さい場合でピストン始動と同時に p_1 は急激に低下し、短時間で目標速度に達するのに十分な駆動力が与えられず、ゆるやかに目標速度に近づく。(b)は始動後の変化速度と目標速度の2乗誤差積分が最小となるような s_1 の値を用いた場合で、ピストン始動と同時に p_1 が低下し、速度が目標値に達する時刻に(6)式の定速駆動条件を満たす圧力差が生じ、行過ぎのほとんどない良好な定速駆動が実現できる。このように速度の行過ぎの小さい始動を行うには給気側の絞りが重要な役割を果たすことが示された。

4.2 駆動条件と速度応答特性

始動時の速度応答は目標速度や負荷などによって変化するので、望ましい応答を得るための s_1 も異なる値となる。ピストン断面積 A と目標速度 v_0 および供給圧 p_s が与えられると(15)式から s_1 は p_{10} によって決まり、 p_{10} は(6)式から p_{20} によって決るから、望ましい応答が得られる場合の p_{20} の値がわかれば s_1 の大きさも求められる。始動直前では

$$p_1 - p_2 = p_s - p_{2s} = F_s / A$$

であり、定速状態では

$p_{10} - p_{20} = (F_c + b \cdot v_0) / A$ が成立する。ただし p_{2s} は始動直前の p_2 の値である。ここで、 $p_{20} / p_{2s} = n$

とおくと

$$p_{10} = n(p_s - F_s / A) + (F_c + b \cdot v_0) / A$$

を得、 n がわかれば(15)式から s_1 が求まる。数値計算結果

Fig. 3 Optimum inlet flow area for various velocity and load

を n について整理することにより、摩擦力のみを用いて合理的に s_1 を決めることが可能になる。

計算結果をFig. 3に示す。計算では初期容積の影響を小さくするため $L_d = 0.5 \text{ cm}$ とし、他のパラメータはTable 1と同じにした。縦軸は始動後0.5秒間の速度の2乗誤差積分を最小にする s_1 および n である。同一負荷で v_0 が大きくなると目標速度に到達するまでの時間が長くなり、 p_{20} は p_{2s} より小さくなるので n の値は小さくなり、 s_1 の値は大きくなる。同じ速度に対し負荷が大きくなった場合も同じ理由で n が小さくなる。また速度が大きくなるにつれて負荷による n の違いが大きくなる。しかしながら n の値は0.9~1.0の間にあり、速度と

Fig. 4 Non dimensional integrated squared error of velocity vs. velocity

(a) $F_s = 38.8 \text{ N}$, (b) $F_s = 38.8 \text{ N}$, (c) $F_s = 51.8 \text{ N}$

Fig. 5 Integrated squared error of velocity vs. initial position

負荷による変化の傾向も単純であるので、これから最適な s_1 の目安を見出すことは容易である。

無次元化した2乗誤差積分 $\overline{ISE}$ の値をFig. 4に示す。無次元化の基準値には速度が始動時の加速度 $(F_s - F_c)/M$ で直線的に v_0 まで変化すると仮定したときの2乗誤差積分 $I_0 = v_0^3 M / (3(F_s - F_c))$ を用いた。負荷および速度が小さい場合には $\overline{ISE}$ はほぼ1であるが、これらが大きくなると1より小さくなる。これは目標速度に達するまでの時間が長くなり、その間圧力差による力で加速されるためである。

始動時の速度応答は p_1 の圧力変化に大きく影響される。 p_1 の変化に影響を与えるパラメータとして初期相当すきま長さ L_d の効果を調べた結果をFig. 5に示す。 n は $L_d = 0.5\text{cm}$ のとき $\overline{ISE}$ が最小となる値を用いた。図中の(a), (b)から今の場合 L_d が4~5cm程度までは $\overline{ISE}$ はほぼ同じであるが、これ以上の値になると応答が悪くなることがわかる。図(c)は(b)と同じ $M = 20\text{kg}$ で初期加速度が(a)と同じ値になるよう $F_s = 51.8\text{N}$ とした場合で、 $L_d \leq 2\text{cm}$ で $\overline{ISE}$ が(a)とほぼ同じ値になっており、 L_d が小さいときは、初期加速度が同じであればほぼ同じ速度応答となることがわかる。

5. 実 験

5.1 実験装置および方法

実験装置の概略をFig. 6に示す。駆動系の諸元はTable 1と同じである。シリンダは市販の両ロッド型を用い、負荷は自作の台上にローラベアリングを置きその上に載せた。圧力は半導体圧力変換器で検出し、位置はポテンショメータで検出した。これらをA/D変

Fig. 6 Experimental apparatus

換器を通してミニコンピュータに読み込み、速度の計算等を行って、結果をXYプロッタに出力した。 s_1 , s_2 の調整には市販のスピードコントローラを用い、絞りの特性はあらかじめ測定しておいた。

実験方法はまず弁1, 2をとともにONにして両シリンダ室を加圧した後、2側のみを「放出」側へ切換えた。

5.2 実験結果

実験では始動時の速度応答に対する s_1 の効果を確かめた。Fig. 7はFig. 2と同じ条件での実験結果で、図中

(a)

(b)

(c)

Fig. 7 Experimental results

の破線はFig. 2の計算値を示している。(a)は s_1 が大きい場合で速度応答には大きなオーバーシュートが生じ、次第に減衰して一定速度となる。計算値は最初のピークおよび減衰振動の周期については実験値とほぼ一致している。計算では粘性摩擦係数は微小と考え零としたため振動が長く残るが、実際には零でないため実験値の方が早く減衰している。(b)は s_1 を最適値にした場合で、わずかにオーバーシュートが見られるが短時間で定速駆動が実現されている。摩擦力が一定値であればこれに対し最適な s_1 が定まる。ISE最小の基準では立ち上がり時間を短くして若干のオーバーシュートは許容するような速度波形となるため、摩擦力が変動すると小さなオーバーシュートが生じやすい。オーバーシュートを生じないようにするには s_1 を最適値より小さい値に設定すればよい。(c)は s_1 が小さい場合で速度は非振動的に増大し、短時間で目標速度に到達できない。

圧力の変化については(a)、(b)では実験値と計算値はほぼ一致しているが、(c)では途中から計算値が実験値より小さな値となった。しかしながら圧力差は実験値とほぼ同じであるため速度変化への影響はほとんど見られない。

Fig. 8は目標速度が3 cm/sおよび10 cm/sに対し最適の s_1 を用いた場合で、摩擦力の変動に起因すると思われる速度変動が生じているが、満足できる定速駆動が得られていると言える。計算値は実験値とほぼ一致しており、他の駆動条件についても4章の計算結果が適用できると考えられる。

Fig. 8 Experimental results for different velocity

6. 結 言

本研究では実用上重要である固定絞りをを用いた場合の空気圧シリンダの定速駆動について、始動時の速度応答に注目して良好な定速駆動を得るための条件について検討した。

まず基礎式に基づいて定速駆動を実現するための条件を求め、シリンダの給気側と排気側の2つの絞りをともに適切に定めることが必要であることを明らかにした。つぎに数値計算を用いて、始動時に行過ぎ等の小さい速度応答を与える給気側絞りの最適値が存在することを示し、駆動条件と最適な絞りの大きさとの関係を明らかにした。最後に実験を行って、本方法によって良好な定速駆動が行えることを確かめた。

参 考 文 献

- 1) 則次：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，20-8，754/761 (1984)
- 2) 則次・和田：マイコン制御によるPCM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，23-3，253/259 (1987)
- 3) 山藤・小林・石橋：空気圧シリンダの最適制御，日本機械学会論文集 (C 編)，53-487，575/762 (1987)
- 4) 竹中・浦田・滝沢：空気圧駆動シリンダの動特性，日本機械学会論文集 (第2部)，35-279，2287/2292 (1969)
- 5) 香川・石井・黒下：空気圧シリンダのメータアウト制御特性に関する考察，昭和62年秋季油空圧講演会講演論文集，109/112 (1987)
- 6) Shearer, J.L. et al.: Fluid Power Control, MIT Press, 1960
- 7) 宮田・早川：空気圧シリンダの定速駆動に関する研究，昭和59年春季油空圧講演会

会 告

資格 摘要	名誉会員	正 会 員	学生会員	賛助会員	合 計
元. 1. 15 会 員 数	3	1,099	33	89	1,224
元. 3. 15 会 員 数	3	1,100	38	89	1,230
差引増減(△)	0	1	5	0	6

〔入会者名〕

(正) 蒔 田 泰 育 (東京精密測器㈱)
 飯 村 彥 郎 (東北大学)
 楠 瀬 正 (三菱重工業㈱)
 田 島 一 (日本発条㈱)
 遠 山 稔 (第三設計工業㈱)
 新 堀 武 儀 (日本発条㈱)
 花 村 良 文 (いすゞ自動車㈱)
 (学) 吉 島 茂 (岐阜大学)
 黄 泰 栄 (横浜国立大学)
 渡 邊 光 博 (日本工業大学)

佐 藤 隆 (東京精密測器㈱)
 河 田 康 夫 (ヘグランド日本㈱)
 西 森 政 義 (三菱自動車工業㈱)
 井之口 岩 根 (日産自動車㈱)
 阿 部 典 視 (㈱東京計器)
 藤 田 壽 憲 (石川職業訓練短期大学校)
 近 藤 豊 (東京工業大学)
 石 田 明 央 (武蔵工業大学)