研 究

空気圧シリンダの駆動条件に関する一考察*

川 上 幸 男** 武 田 亮 一** 河 合 素 直***

Some Considerations on the Generalized Driving Conditions
of Pneumatic Cylinders

Yukio YAWAKAMI, Ryouichi TAKEDA, Sunao KAWAI

Pneumatic cylinders are used widely as low-cost actuators in various automatic assembly machines. Recently, high-speed driving of pneumatic cylinders have become an important subject of research, since these machines must be driven at high-speeds.

The authors have analyzed dynamic behavior of a pneumatic cylinder driven at a high-speed. It was found that the velocity response of the piston as well as the pressure response of the air in the cylinder chamber showed an oscillatory behavior when the pneumatic cylinder was driven at a high-speed, especially in the meter-out circuit. From an application of this oscillatory behavior, a new method of driving a pneumatic cylinder at a high-speed has been proposed. In this new driving method, the piston will be driven ideally, meaning that the response will be fast while the velocity at the end of the cylinder will be low, and the impact will be at an acceptable level.

In this report, the basic equations expressing the dynamic characteristics of pneumatic cylinders are normalized, and generalized conditions are derived for high-speed driving of the pneumatic cylinders with the proposed method. These conditions mean the generalized optimum relations between the adjustable orifice and load. From these relations, it is possible to adjust the optimum orifice areas for high-speed driving of pneumatic cylinders.

1. ま え が き

自動組立機械をはじめとする各種機械装置の操作部として、空気圧シリンダの需要は増加の一途をたどっている。操作部としての空気圧シリンダに関する技術的な課題を考えると、次の2点が現在大きく注目されている。その第一点は、自動機械のタクトの短縮化による要求にもとづく空気圧シリンダの高速駆動である。第二点は、空気圧シリンダを用いたシステムの位置決め制御である。前者は、現場からの生産性向上という要求の上に成り立つもので、空気圧シリンダのパッキンなどの材料の面からの検討、終端部における衝撃を緩和するための高性能クッションの開発などをも含むものである。後者は、エレクトロニクス技術を

応用した空気圧機器の制御という点から研究開発をも含めて多くの試みが行われている。

筆者らは、第一点として挙げた空気圧シリンダの高速駆動に注目し、空気圧シリンダのもつ特有な動特性すなわちシリンダ室内の圧力が振動的な挙動を呈することについて明らかにし、この現象を空気圧シリンダの高速駆動に効果的に応用する試みに着手している。この試みによれば、空気圧シリンダの高速性を保ちながら終端部での衝撃を緩和できるという利点が得られる。そして前報¹⁾では、まず空気圧シリンダを比較的低速で駆動する場合にはストロークのかかなりの部分を一定の速度でピストンが移動するのに対し、高速駆動の場合には定常速度に達する以前にピストンが終端部に到達することに注目して、この面から高速駆動時の空気圧シリンダの力学的挙動について考察を加えた。次に、高速駆動を実現する場合にピストン速度の応答が振動的になることを基礎式をもとに説明を加え、速度応答が振動的になることを応用することにより、より効果的に高速駆動が実現できることを提案し、実験に

*平成3年2月8日 原稿受付

**早稲田大学大学院

***早稲田大学

(所在地 〒169 東京都新宿区大久保3-4-1)

よってこの高速駆動を実現可能であることを確認することができた。この報告は、このような空気圧シリンダの高速駆動を実際に実現する条件を一般的な形で示すことによって、高速駆動を実現するための絞り（スピードコントローラ）の選定、調整を可能にすることを目的としたものである。

空気圧シリンダの動特性に関する研究は、Shearer²⁾以来数多くの成果が発表されているが、その多くは空気圧シリンダの位置決め制御から注目したもので、そこでは動作点近傍での線形化モデルが用いられている。このため、そこでの結果は高速駆動時の全ストロークにわたる応答を解析するためには不適当といわざるをえない。また、香川ら³⁾は、空気圧シリンダの動作特性の無次元化式を導出しているが、その結果をもとに本報で対象とする高速駆動あるいは振動的な応答には言及していない。なお、本報で積極的に利用しようとするメータアウト回路でのピストン速度の振動的な応答は、宮田ら⁴⁾の報告にみることができるが、振動的な応答の解析あるいはその積極的な利用に関する検討を行った報告はないようである。

2. 振動的な応答の積極的な利用について

図1に示すような一般的な空気圧シリンダの駆動モデルにおいて、メータアウト回路を用いて高速化を図るには、排気側の空気流量を操作する絞りの開度を大きくとることが考えられる。図2はこの排気側の絞りの開度を通常用いられているより十分大きく設定し、ピストンが定常速度に落ち付く前に終端部に到達してしまう場合の応答について基礎式より求めた計算結果を例示したものである（ここで、無次元数 Z_2 は排気側の絞りの開度を表している）。図より各結果とも応答が振動的になり、速度が定常になる以前にピストンは終端部に到達してしまっていることが解る。すなわち図中で、絞りの開度が小さい場合（1点鎖線）にはピストンの速度の応答が1周期以上振動してしまい、逆に大きい場合（破線）にはかなりの速度で終端部に衝突してしまう。これに対し、絞りの開度が適当な場合（実線）には速度が極小値をとる状態で終端部に到達する。このように、空気圧シリンダを高速駆動するにはある程度以上絞りの開度を大きくとることが必要で、このような条件を実現しないとシリンダ室内の圧力ばかりでなく速度の応答が必要以上に振動してしまい所期の目的を実現することができなくなる。そこで、逆にこの振動的な応答を空気圧シリンダの高速駆動に効果的に応用することを筆者らは提案しようとするものである。つまり、速度応答が振動的になるので速度が最初の極

Fig. 1 Schematic diagram of a pneumatic cylinder

Fig. 2 Calculated responses of high-speed driving of a pneumatic cylinder with the meter-out circuit (The effects of the dimensionless number Z_2)

小値をとる時点で終端部に達するような駆動法を考えることによって、高速駆動を実現し、しかも終端部に到達する時点での衝撃を小さくすることができることに注目したわけである。

空気圧シリンダの速度応答の振動的な現象を利用した高速駆動法を実用にするためには、一般的な形で絞りの開度などの条件を明らかにすることが必要となる。すなわち、試行錯誤でこの駆動法を実現するように絞りの開度を調整するのでは実用的でないで、使用条件をもとに絞りの開度を設定できるようにすることが必要となる。そしてこの条件を明らかにすれば、逆にこの結果は空気圧シリンダの高速駆動を実現する条件としての絞りの開度に関する指針をも提供することになる。そこで、本報では上述のような高速駆動条件を一般的な形で把握することを目的とする

3. 記号について

A : ピストンの受圧面積 [m^2], Cd : 絞りの流量係数 [$\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{Pa})$], c_p : 定圧比熱 [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$], c_v : 定容比熱 [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$], E : 使用条件の影響を表す無次元数, f : 摩擦力 [N], h : 比エンタルピ [J/kg], M : 空気質量 [kg], m : 可動部の質量 [kg], p : 空気の圧力 [Pa], R : 空気の気体定数 [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$], S : 絞りの有効断面積 [m^2], T : 空気の温度 [K], t : 時間 [s], U : 内部エネルギー [J], V : シリンダ室内の体積 [m^3], v : ピストン速度 [m/s], w : 質量流量 [kg/s], x : ピストン変位 [m], x_s : 全ストローク [m], Z : 絞りの開度を表す無次元数, κ : 比熱比, ρ : 密度 (添字, 肩文字) 0, 1, 2, a, s, * はそれぞれ初期状態, シリンダのヘッド側あるいはロッド側, 大気圧空気, 供給圧空気, 無次元量を表す。

4. 本報で対象とする系と基礎式

空気圧シリンダにより負荷を駆動する系を図1のようにモデル化する。このとき、空気圧シリンダにより負荷を駆動する系の動特性を表す基礎式は、シリンダ室内の空気についての連続の式、エネルギーの式、理想気体と仮定した状態方程式、負荷を含む可動部についての運動方程式、絞りの特性式などである。シリンダ室内の空気のエネルギー式を考えるにあたり、シリンダ壁との熱伝達の効果は断熱と仮定しても本報告で仮定するようなシステムでは大きな差異はない⁵⁾ので断熱と仮定する。このとき、各基礎式は次のようになる(ここでは、シリンダのヘッド側に空気が供給され、ロッド側から排気される場合について示す。)

[連続の式]

$$\frac{dM_1}{dt} = w_1 \quad (M_1 = \rho_1 V_1) \quad (1a)$$

$$\frac{dM_2}{dt} = -w_2 \quad (M_2 = \rho_2 V_2) \quad (1b)$$

[エネルギーの式]

$$\frac{dU_1}{dt} = h_s w_1 - p_1 \frac{dV_1}{dt} \quad (2a)$$

$$\frac{dU_2}{dt} = -h_s w_2 - p_2 \frac{dV_2}{dt} \quad (2b)$$

[状態方程式]

$$p_1 V_1 = M_1 R T_1 \quad p_2 V_2 = M_2 R T_2 \quad (3a)(3b)$$

[運動方程式]

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = A_1 (p_1 - p_a) - A_2 (p_2 - p_a) - f(x, \dot{x}) \quad (4)$$

f は摩擦を表す項で、解析では静止摩擦力と速度に比

例する動摩擦力との両者を考慮にいれている。

[絞りの特性式]

給気側の絞りの特性式は、臨界状態を境として次のように表される。

$$\bullet \quad 0.528 \leq p_1/p_s < 1$$

$$w_1 = S_1 \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \rho_s p_s \left\{ \left(\frac{p_1}{p_s} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_1}{p_s} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\}} \quad (5a)$$

$$\bullet \quad p_1/p_s < 0.528$$

$$w_1 = S_1 \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} \rho_s p_s \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{2}{\kappa-1}}} \quad (5b)$$

式(5)は次の近似式で置き換えることができる。

$$\bullet \quad 0.528 \leq p_1/p_s < 1$$

$$w_1 = Cd_1 \sqrt{p_1(p_s - p_1)} \quad (6a)$$

$$\bullet \quad p_1/p_s < 0.528$$

$$w_1 = Cd_1 p_s / 2 \quad (6b)$$

ただし、

$$Cd_1 = S_1 \sqrt{\frac{2}{RT_s}} \quad (7)$$

同様に、排気側の絞りの特性式は次式のようになる

$$\bullet \quad 0.528 \leq p_a/p_2 < 1$$

$$w_2 = Cd_2 \sqrt{p_a(p_2 - p_a)} \quad (8a)$$

$$\bullet \quad p_a/p_2 < 0.528$$

$$w_2 = Cd_2 p_2 / 2 \quad (8b)$$

ただし、

$$Cd_2 = S_2 \sqrt{\frac{2}{RT_2}} \quad (9)$$

[その他]

(シリンダ室内体積)

$$V_1 = V_{10} + A_1 x \quad V_2 = V_{20} - A_2 x \quad (10a)(10b)$$

(内部エネルギー)

$$U_1 = c_v M_1 T_1 \quad U_2 = c_v M_2 T_2 \quad (11a)(11b)$$

(比エンタルピ)

$$h_s = c_p T_s \quad h_2 = c_p T_2 \quad (12a)(12b)$$

以上の基礎式をもとに、空気圧シリンダの動的挙動を解析するわけであるが、後述するように以上の基礎式でその動的挙動を十分良好に表すことができることは確認してある⁵⁾。なお、摩擦の影響を一般的な形で考慮することがむずかしいので、応答の具体的な計算にあたってとくに断らない限り摩擦力は実験対象で測定した図3に例示するような結果を用いることにした。

前述の高速駆動条件を一般的な形で表すために、以上に述べた基礎式を無次元化して検討する。無次元化する基準量としては、表1に示すような値をとる。ここで、時間の基準量は、絞りの開度をシリンダの断面積にとり、シリンダの全ストローク内に空気を流入させるときの充填時間をとっている。このため、一般的

に用いられる空気圧シリンダの形状では、充填時間は数msとなり、無次元化時間 t^* は実時間 t に対して数100倍の値をとることになる。これらの基準量より先に示した基礎式を無次元化し、各無次元化した量記号については*を付して表すと、表2のように整理される。このとき、空気圧シリンダの使用条件は3個の無次元数 E 、 Z_1 および Z_2 で表すことができる。ここで、 Z_1 および Z_2 は絞りの開度を表すパラメータであり、 E は空気圧シリンダが駆動する負荷質量などに影響を受けるもので直接使用条件を表している。

5. メータアウト回路における高速駆動条件の検討

5.1 高速駆動条件

空気圧シリンダの高速化を図ろうとした場合、ピストンの速度応答を左右する絞りの開度の設定が重要な問題となってくる。そこでまず、絞りの開度の違いによりピストンの速度応答がどのように影響されるかについて調べておく必要がある。図4は数値計算により求めた速度応答を絞りの開度 Z_1 、 Z_2 により分類した結果である。この図より、排気側の絞りの開度 Z_1 に対して給気側の絞りの開度 Z_2 が非常に大きい、つまりメータアウト回路の場合にはピストンの速度応答が顕著に振動的になっていることがわかる（この振動的な現象についての詳細は前報¹⁾を参照のこと）。

本報では、このメータアウト回路での振動的な現象を効果的に高速駆動に利用する前述のような駆動法を実現する一般的な条件について明らかにする。メータアウト回路であることから $Z_1 \gg Z_2$ と仮定し、パラメー

タを一つ減らして二つの無次元数 E 、 Z_1 との関係で高速駆動条件を調べることにする。具体的には、 $Z_1 \gg Z_2$ より、給気側シリンダ室内圧力が給気圧力に等しいとして検討を進めることにした（実際に Z_1 が有限の大きさであるので、この影響については次節で検討する）。

計算は、まず使用条件を表す無次元数の値として具

Fig. 3 Experimental results of the friction characteristic

Table 2 The normalization of the basic equations

EQUATIONS	NORMALIZED EQUATION	
VELOCITY EQUATION	$\frac{dx^*}{dt^*} = v^*$	
EQUATION of MOTION	$\frac{dv^*}{dt^*} = E \{ A_1^* (p_1 - p_a) - A_2^* (p_2 - p_a) - f^* \}$	
ENERGY EQUATION	HEAD SIDE	$\frac{dp_1^*}{dt^*} = \kappa \left\{ \frac{w_1^* T_s^*}{V_1^*} - \frac{p_1^* A_1^* v^*}{V_1^*} \right\}$
CONTINUITY EQUATION	ROD SIDE	$\frac{dp_2^*}{dt^*} = -\kappa \left\{ \frac{w_2^* T_s^*}{V_2^*} - \frac{p_2^* A_2^* v^*}{V_2^*} \right\}$
VALVE CHARACTERISTIC EQUATION	ROD SIDE	(NOT CHOKED) $w_1^* = 2Z_1 \sqrt{\frac{p_1^* (p_2^* - p_1^*)}{T_s^*}}$
		(CHOKED) $w_1^* = Z_1 \frac{p_1^*}{\sqrt{T_s^*}}$
	HEAD SIDE	(NOT CHOKED) $w_2^* = 2Z_2 \sqrt{\frac{p_a^* (p_2^* - p_a^*)}{T_s^*}}$
		(CHOKED) $w_2^* = Z_2 \frac{p_2^*}{\sqrt{T_s^*}}$
PERFECT GAS EQUATION	$p_1^* V_1^* = M_1^* T_1^*$, $p_2^* V_2^* = M_2^* T_2^*$	
NOTES	(DIMENSIONLESS NUMBER) $E = \frac{A_1 p_s \tau^2}{m x_s}$, $Z_1 = \frac{S_1}{A_1}$, $Z_2 = \frac{S_2}{A_1}$	

Table 1 The standards of normalization

VARIABLE	SYMBOL	STANDARD
Flow Rate	w	$w_{\max} = \frac{A_1 p_s}{2} \sqrt{\frac{2}{RT_s}}$ (Maximum Flow Rate)
Mass of Air	M	$M_{\max} = \frac{x_s A_1 p_s}{RT_s}$
Time	t	$\tau = \frac{M_{\max}}{w_{\max}} = x_s \sqrt{\frac{2}{RT_s}}$ (Charging Time)
Displacement	X	x_s (Stroke)
Velocity	v	x_s / τ
Ram Area	A	A_1
Pressure	p	p_s (Supply Pressure)
Temperature	T	T_s (Supply Temperature)
Volume	V	$A_1 x_s$
Friction	f	$A_1 p_s$

Fig. 4 The classification of velocity responses (The effects of the valve opening areas in the supply and exhaust end)

体的な数値を与え、このときの応答を先の無次元数で表した基礎式を用いて数値計算により求め、ここで提案する高速駆動条件を実現できる無次元数 Z_2 の値を決定する方法によった。このとき、 E の値を与えれば試行錯誤による計算によって最適な Z_2 の値を図2の実線の応答のように決定することができる。このようにして求めた Z_2 の値を先に導いた無次元数 E との関係で整理したものを図5に示す。なお、参考のためにこのときの到達時間を図には併記してある。また、図6には以上の結果をもとに $E=1.5 \times 10^{-3}$ および 0.75×10^{-3} のときの応答の様相を例示しておく。

5.2 給気側の絞りの影響

さて、先の結果は給気側の絞りの影響はなく給気側シリンダ室内は供給圧力と等しいと仮定したので、ここで給気側の絞りの影響について検討しておく。現実の問題としてはここで提案する高速駆動条件を実現するとなると、配管などの抵抗の影響も無視できなくなるわけであるが、ここでは等価的にすべての抵抗はこの絞りで代表させるものとする。そこで、 Z_1 が有限の値であることの影響をみるために、 Z_2 は先に求めた結果、すなわちここで提案した高速駆動条件を満足する値を用い、 Z_1/Z_2 の値の影響を調べてみたものの一例が図7である。図から明らかなように、 Z_1/Z_2 の値を約4倍以上にとれば終端への到達時間は若干変わるが、 Z_1 の影響はほとんど無視してよいことがわかる。

5.3 排気側の初期圧力の影響について

以上の考察において、排気側のシリンダ室内の初期圧力は一般的な使用条件から供給圧力に等しいとしている。ここで、この排気側のシリンダ室内の初期圧力を何らかの方法で低くすることが可能な場合について

Fig. 5 Optimum conditions for high-speed driving of a pneumatic cylinder with the meter-out circuit

Fig. 6 Optimum velocity responses for high-speed driving of a pneumatic cylinder with the meter-out circuit

Fig. 7 Velocity responses subject to variation of the dimensionless number Z_1 representing the orifice area on the supply end

触れておく。その一例として排気側のシリンダ室内の初期圧力が大気圧の場合について応答を計算した結果を図8に示す。図から明らかなように、初期圧力を大

Fig. 8 Calculated responses of high-speed driving of a pneumatic cylinder with the meter-out circuit when the initial pressure on the exhaust end p_{20} is equal to the atmospheric pressure

気圧にとることができる場合には、ほぼ速度が零の状態では終端部にピストンを到達させることが可能であり、これはきわめて理想的な駆動条件といえることができる。しかし、絞りの開度の設定が不適当であると図8の例からも明らかなようにバウンドを生じるか、ピストンがかなりの速度で終端部に衝突してしまう。

以上のようにこのような条件は一般的ではないが、特殊の用途にはこのような駆動法も注目されてもよいように思われる。

5.4 摩擦の影響について

摩擦の影響が当然問題となるが、この影響を調べたものを図9に示す。図より、計算の結果では速度に比例する摩擦力、静止摩擦力が仮に2倍程度変化してもこの結果はほとんど影響を受けない。これは、定常速度が存在しないことから明らかなように駆動力が摩擦力よりもかなり大きいときにはじめて高速駆動が実現でき、この結果この程度の摩擦力の影響は無視できるためであると考えられる。

6. ピストンの移動時間の推定について

以上に、理想的な駆動条件について考察を進めてきた。実際に空気圧シリンダを使用する場合ピストンの移動時間（ストローク時間）が要求仕様として与えられることが多いので、この駆動条件時のピストンの移動時間を先の基礎式から推定することを考える。基礎式を線形化して速度の応答を表す式を求めると次のよ

Fig. 9 The effects of friction on the optimum conditions for the high-speed driving of a pneumatic cylinder

うになる。

$$a_2 \frac{d^2(\Delta v)}{dt^2} + a_1 \frac{d(\Delta v)}{dt} + a_0 \Delta v = b_0 \Delta p_1 \quad (13)$$

ここに、 $a_2 = m$

$$a_1 = \frac{\kappa m R T_{20} C d_2 - 2 \kappa m A_2 V_0}{2 V_{20}}$$

$$a_0 = \frac{\kappa A_2^2 p_{20}}{V_{20}}$$

$$b_0 = \frac{\kappa R T_{20} C d_2 A_1}{2 V_{20}}$$

上式から明らかなように、速度の応答は2次系となるので、ピストンの移動時間は上式で減衰を無視したときの応答の周期 $2\pi \sqrt{a_2/a_0}$ [s] と関連づけて考えることができよう（高速化を図ると上式中の v_0 の値が大きくなり、減衰係数 $\xi \equiv a_1/2\sqrt{a_2 a_0}$ の値は小さくなるので、周期をこのように近似的に表すことができる）。ここで前述のように、最高速度を経た後の極小値に達する時点でピストンが終端部に到達するような形でメータアウト回路の高速駆動を実現する場合には、この線形化した2次系の応答では図10に示すように大略1周期経過時にピストンが終端部に到達すると近似的に考えることができよう（図には比較のため先の基礎式をもとに数値計算により求めた速度応答についても例示してある）。したがって、終端部に到達するまでの時間を t_{end} [s] とすると、

$$t_{\text{end}} = 2\pi \sqrt{\frac{a_2}{a_0}} \quad (14)$$

と近似的に表すことができる。

そこで、この近似が妥当であるかどうかを調べるために、この結果と先の基礎式をもとに数値計算により

Fig. 10 The comparison of the velocity responses between the linearized solution and the exact solution

Fig. 11 The comparison of the time at the end of a stroke between the linearized solution and the exact solution

Fig. 12 (a) Experimental results where p_{20} is equal to the supply pressure

Fig. 12 (b) Experimental results where p_{20} is equal to the atmospheric pressure

求めた移動時間とを比較したものが図11である。図から明らかなように、両者はよく一致している。すなわち、このことから高速駆動時のピストンの移動時間を先に導いた線形化式(13)をもとに考えることが妥当であるものといえる。以上のことから、ピストンの移動時間が条件として与えられたときには、その時間に対応する駆動条件を近似的に式(14)より決定することが可能であることがわかる。したがって、この駆動条件の決定法は簡便かつ実用であると考えることができよう。

7. 実験による検討

以上で、速度応答の振動的な現象を利用し、速度が最初の極小値をとる時点で終端部に到達するような駆動条件を無次元数により一般的な形で表示することができた。そこで、実際の系で実験を試みることにした。空気圧シリンダとして、内径50mm、ストローク600mmのものを対象とした。可動部の質量については、40kgについて実験を行った。また、応答はピストン変位をポテンショメータにより測定した。図5に示す条件をもとに絞りの開度を設定して、対象となる空気圧シリンダ系の駆動を行ったピストン速度と変位についての実験結果を図12に例示する。図において(a)は排気側のシリンダ室内の初期圧力が給気圧に等しい場合、(b)は初

期圧力が大気圧に等しい場合についての応答を例示したものである。この例からも明らかなように、計算結果とよく一致しており、意図した空気圧シリンダの高速駆動が実現できることが確認される。なお、図12において立ち上がりは無駄時間が生じているのは、実験に用いた弁の切り換え時間の遅れによる影響を表している。

8. あ と が き

以上に、空気圧シリンダの動特性を表す基礎式をもとに空気圧シリンダの高速駆動を実現するときの力学挙動を解析し、有効な駆動法を実現する条件を無次元数で表示した結果について抄述した。得られた結果を要約すると次のようになる。

- (1) メータアウト回路で高速駆動を実現しようとする
と速度応答が振動的になることに注目し、速度が最初の極小値をとる時点で、ピストンが終端部に到達するような高速駆動法を提案し、それを実現する条件を無次元数により表すことができた。すなわち、空気圧シリンダの使用される条件を表す無次元数 E に対して、排気側の絞りの開度を表す無次元数 Z_2 を決定する実用に供しうる結果を得ることができた。そして、このような駆動法を採用するならば、高速化にともなって問題となるクッションの高性能化に対する要求を軽減することができるものと考えられる。
- (2) また、本報で提案した駆動法を実現する条件としての排気側絞りの開度を表す無次元数 Z_2 は、必要以上に速度応答が振動することを避けた高速駆動を実現するための条件にも対応する。すなわち、排気側絞りの有効断面積をここで導いた値よりも大きくとることにより、速度応答が1周期以上振動することが避けられ、所期の高速化を実現することができる。したがって、本報で得られた結果は、高速駆動を実現するための絞りの開度を設定するための指針としても意味をもつものである。

- (3) 給気側の絞りは、排気側の絞りの開口面積の4倍以上にとれば、その影響は無視することができ、ここで提案する駆動法を実現することができる。
- (4) 排気側シリンダ室内の初期圧力を大気圧にとると、先に述べた最初の極小値をとるとき速度が零に近い値をとることができ、理想的な高速駆動条件を実現することができる。
- (5) 本駆動法を用いたときのピストンがストローク終端部に到達するまでのストローク時間を、線形化した基礎式より近似的に求めることができた。これより、ストローク時間が要求仕様として与えられたときの駆動条件を逆に求めることが可能となった。

おわりに、本研究の端緒は日本工業大学町山忠弘教授に負うところ大であり、また本研究をすすめるにあたってSMC株式会社の支援を得たことを記して関係各位への謝辞に代える。

参 考 文 献

- 1) 川上・野口・河合：空気圧シリンダの高速駆動に関する一考察，油圧と空気圧，21-3，318/325，(1990-5)
- 2) Shearer, J.L.: Study of Pneumatic Processes in the Continuous Control of Motion With Compressed Air, Trans. ASME, Vol. 78, 233/249 (1956-2)
- 3) 香川・石井・黒下：空気圧シリンダ系の動特性に関するPCAIシステムの開発，昭和62年春季油空圧講演論文集，69/72，(1987-5)
- 4) 宮田・早川：空気圧シリンダの低速駆動に関する研究，第18回フルイディクスシンポジウム講演論文集，109/114，(1983-10)
- 5) K. Kawakami, J. Akao, S. Kawai, T. Machiyama: Some Considerations on the Dynamic Characteristics of Pneumatic Cylinders, J. Fluid Control, Vol. 19-2, 22/36, (1988-9)