

ノズルフラッパを応用した非接触変位変換器の基礎的研究

段 野 勝*・嵐 明 裕**

Fundamental Study on Application of Nozzle Flapper in Noncontact Displacement Transducer

Masaru Danno and Akihiro Arasi

The nozzle flapper mechanism has widely been used as a transducer which converts displacement of the flapper into pneumatic pressure. In this study, the nozzle flapper is utilized for a pneumatic servosystem which converts the displacement of the flapper into displacement of an object. From this displacement, for example, electrical signal will be obtainable by using a differential transformer. For the servo control system, this device may be applicable as a highly sensitive null detector. Back pressure of the nozzle flapper which is caused by movement of the flapper is supplied to a pneumatic cylinder, and its nozzle is attached to a piston of that cylinder. The piston and nozzle, therefore, move with the flapper.

1 はじめに

ノズルフラッパは一般に変位を空気圧に変換する機構であるが、本研究は変位をノズルフラッパの機構を利用して非接触で物体の変位に変換する機構に関するものである。この変位は例えば差動変圧器の原理によって電気信号に変換することもできる。

この装置の原理は、フラッパの変位によって対向するノズルとの間隔に変化が生じ、この変化によってノズル背圧が変化する。これを空気圧シリンダに加えてピストンに変位を与える。ピストンはノズルに直結されているので、ノズルが移動し、はじめに設定したノズルフラッパの間隔を保ちながらフラッパの変位にノズルが追従する。

本研究では、ノズルフラッパ機構に使用する絞りの径、ノズル径、供給圧力、ノズルフラッパ間隔等を与えてフラッパに対するノズルの追従性、ノズルの移動速度など諸特性を明らかにし、実用性の検討を行うものである。装置に使用するシリンダは片ロッドベロフラムシリンダで、これを使った実験的検討並びに動特性については次回に譲る。

* 機械工学科 ** 機械工学専攻大学院生

すでに E.O.Doebelin は、ノズルフラップを応用した非接触変位計測について述べている。¹⁾ 装置に使用した供給圧力は 0.3MPa で、ノズル背圧が 0.2MPa となるよう絞りを調整している。この場合フラップの受ける力は 10~100 mN で、再現性は 2.5 μm であったとしている。またノズルに直結するピストンの移動に線形出力を持つ差動変圧器を利用して電気信号を得ている。詳細についての記述はないがフィードバック制御と動的解析²⁾でこの問題に触れている。

2 原理並びに構造

非接触変位変換器の構造として次の2つの機構について検討した。その1つは図1に示す構造で、圧力調整弁から供給された一定圧力 P_s の空気は直径 d_3 及び d_2 なる絞りを通して、それぞれ片ロッドシリンダのヘッド側とピストン側に供給される。ヘッド側の空気は直径 d_4 なる絞りを通して排出され、ピストン側の空気は直径 d_1 なるノズルとフラップの間隙を通して大気に出される。フラップが停止しているときは、ヘッド側圧力 P_r 並びにピストン側圧力 P_c はヘッド側有効受圧面積を A_r 及びピストン側有効受圧面積を A_c とすれば、

$$A_r P_r = A_c P_c \dots\dots\dots (1)$$

なる関係を保って一定圧力となっている。フラップがピストン側に移動すると、ノズルフラップ間隔 x_0 は小さくなり P_c が増加してピストンはヘッド側に移動する。フラップが停止すると再び式(1)の関係を保ってノズルは停止する。フラップがこれと反対に移動すると、 P_c は減少して反対方向に移動する。このようにしてノズルとピストンはフラップの移動に追従する。

他の1つは図2に示すような対向ノズル構造で、圧力調整弁から供給された定圧の空気は直径 d_3 及び d_2 なる絞りを通して先と同様シリンダに供給される。この装置ではヘッド側の空気は単に絞りを通して大気に排出されるのではなく、 d_4 なるノズルとフラップの隙間から放出される。

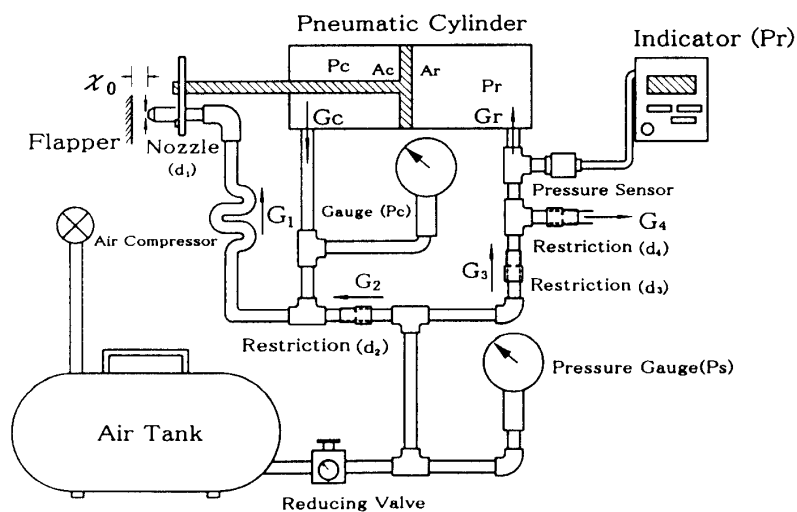


図1 変換器の構造（方法1）

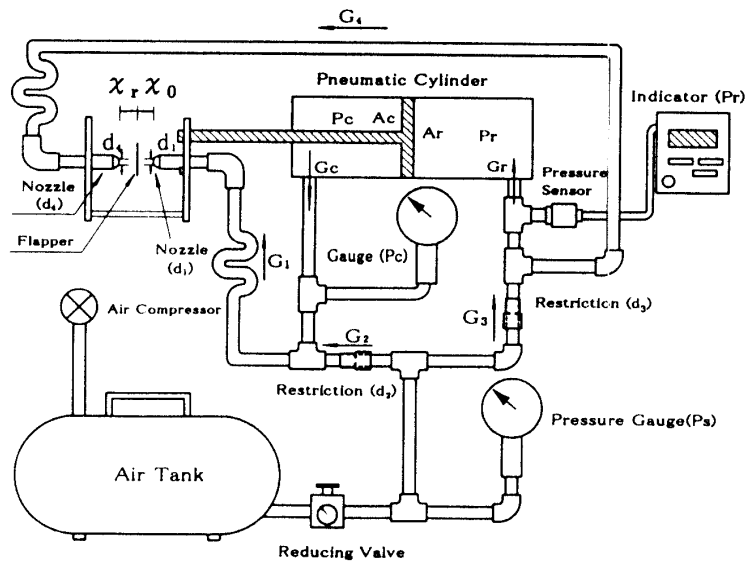


図2 変換器の構造（方法2）

ピストン側の空気も直径 d_1 なるノズルとフラップの隙間から放出される。このようにして、2つのノズルはその間にあるフラップの動きに対して差動的に動作する。フラップが停止している時は、先と同じく式(1)の関係を保つ。以後図1に示す装置を方法1、図2に示すそれを方法2と呼ぶこととする。使用予定の装置の諸元を表1に示す。

表1 装置の諸元

使用シリンダ	$A_r = 45.4 \text{ cm}^2$	$A_c = 42.3 \text{ cm}^2$
ベロフラム	$\mu = 200 \text{ Ns/m}$	$p_r = 0.2 \text{ MPa}$
シリンダ	$p_s = 0.3 \text{ MPa}$	

3 特性解析（方法1）

3.1 フラップが停止している場合

絞りあるいはノズルフラップを流れる空気の質量流量を $G \text{ kg/s}$ とし、上流側の圧力を P_u 、下流側のそれを P_d とし、圧力変化が断熱的に変化して再び元の温度になるものとする、 $P_u/P_d > 0.528$ の範囲では

$$G = CF \sqrt{\frac{2\kappa}{RT(\kappa-1)}} \cdot P_u \sqrt{\left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} \quad \dots\dots\dots(2)$$

によって与えられる。 F は絞り又はノズルフラップの開口面積で、 κ は比熱比、 C は流量係数、 R はガス定数、及び T は絶対温度である。式(2)において F を $\pi d_g^2/4$ 、 C を C_3 、 P_u を P_s 及び

P_d を P_r と書くことにより、絞り径 d_3 なるオリフィスを流れる空気の質量流量 G_3 を得る。同様に取り扱うことにより絞り径 d_4 なるオリフィスを流れる空気の質量流量 G_4 を得る。フラップが停止しているとき空気はシリンダに流入しないので $G_3=G_4$ となり、また $C_3=C_4$ と近似すれば

$$(d_3/d_4)^2 = \frac{P_r}{P_s} \left\{ \left(\frac{P_a}{P_r} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_a}{P_r} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\}^{\frac{1}{2}} / \left\{ \left(\frac{P_r}{P_s} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_r}{P_s} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad \dots\dots\dots(3)$$

比熱比を $\kappa=1.4$ とし、表 1 の諸元で示したように $P_s=0.3\text{MPa}$ 、 $P_r=0.2\text{MPa}$ とすれば

$$d_3/d_4 = 0.833 \quad \dots\dots\dots(4)$$

となる。 d_3 及び d_4 はこの比を満足すればよいが、それぞれの値の取り方は空気消費量とフラップに追従する速度に影響を及ぼすこととなる。次にピストン側についても、絞り d_2 を流れる空気の質量流量 G_2 とノズルフラップを通して大気中に流出する空気の質量流量 G_1 は等しい。 $A_c/A_r=\alpha$ とおけば式(1)の關係を用いて式(5)を得る。

$$\frac{d_2^2}{4d_1x_0} = \frac{P_r}{\alpha P_s} \left\{ \left[\left(\alpha \frac{P_a}{P_r} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\alpha \frac{P_a}{P_r} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right] / \left[\left(\frac{P_r}{\alpha P_s} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_r}{\alpha P_s} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad \dots\dots\dots(5)$$

式(5)中の x_0 は、フラップが停止してノズルフラップが平衡状態(一定置)を保っている距離である。(以下これを平衡状態という) 表 1 の諸元を採用すると $\alpha=0.932$ であり、大気圧 $P_a=0.1\text{MPa}$ であるので、

$$x_0 = d_2^2/3.09d_1 \quad \dots\dots\dots(6)$$

を得る。この平衡値 x_0 からのフラップ移動の変化分を x とすれば、ノズルフラップの間隔変化が背圧変化に対して有効に働くためには、 $\pi d_1(x_0+x) < \pi d_1^2/4$ すなわち

$$4(x_0+x) < d_1 \quad \dots\dots\dots(7)$$

でなければならない。ただし x の右方向の移動を正とする。

3.2 ピストン及び負荷の持つ静摩擦力の影響

フラップが移動を始めると、僅かな移動であってもこれを見逃すこと無くピストンは直ちにそれに追従して移動しなければならない。しかしピストン及び負荷の静摩擦力 f に打ち勝つまでは移動を始めない。ここではこれを感度と呼ぶことにする。今、式(5)を係数 α を用いて P_r を P_c に変換すれば x_0 は

$$x_0 = \frac{d_2^2}{4d_1} \frac{P_s}{P_c} \left\{ \left[\left(\frac{P_c}{P_s} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_c}{P_s} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right] / \left[\left(\frac{P_a}{P_c} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_a}{P_c} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad \dots\dots\dots(8)$$

と表わすことができる。式(8)から d_1 、 d_2 をパラメータとし x_0 を x だけ増減させたときの P_c との關係を作図(図 3)した。今平衡状態を論じていて、 P_r は 0.2MPa としているので、式(1)の關係から $P_c=0.215$ の圧力(図中の破線)と各曲線との交点からの変化が x である。この点の勾配 dP_c/dx

dx を求めた。静摩擦 f に打ち勝つのに必要なフラップ変位 x は $A_c \angle P_c > f$ でなければならないので、

$$A_c x dP_c / dx > f \quad \dots\dots\dots (9)$$

式(9)を用い x と f の関係を絞り径 d_1 、 d_2 をパラメータとして示せば図4のようである。図4において例えば $d_1=3$ 、 $d_2=2\text{mm}$ の場合 6.5N の静摩擦を持つ負荷に対しては約 $5.0\mu\text{m}$ のフラップの移動が生じるとノズルすなわちピストンが駆動する。このことは d_1 及び d_2 が小さいほど感度が良くなることが分かる。

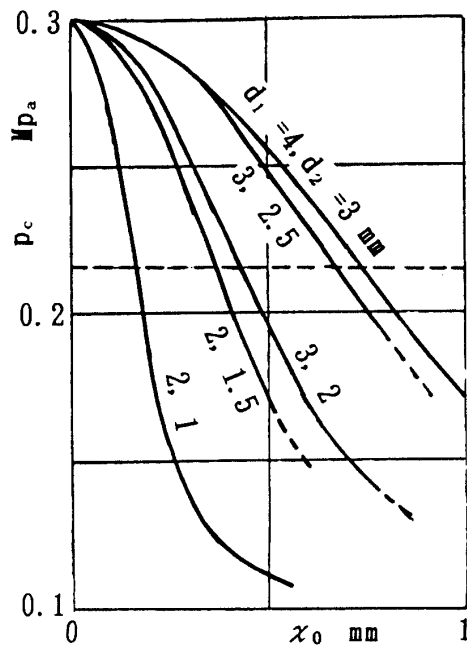


図3 ノズルフラップの特性

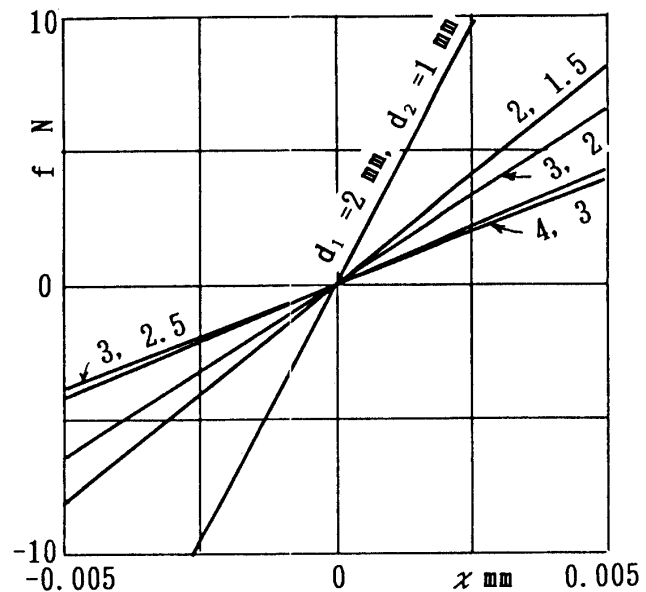


図4 変換器の感度

3.3 フラップの定速運動

フラップが一定速度で右方向(正)に動くと、ノズルフラップ間隔 x_0 が $x_0 + x$ と幾分大きくなってノズル背圧 P_c は小さくなり $P_c A_r$ と $P_c A_c$ の差によって、ノズルはフラップの移動に追従して運動する。またこの場合式(7)の関係から、 $x_0 + x$ がノズル径の $1/4$ となったとき最大速度となる。フラップが左方向に動くときはその逆で x_0 が $x_0 - x$ と幾分小さくなりノズル背圧 P_c が大きくなって同様に反対方向(負の方向)に追従する。この場合は $x_0 - x = 0$ で最大速度となる。ノズルの移動速度は、この範囲内でフィードバック動作によってフラップの速度に等しくなって追従する。またこの x と速度の関係は P_c の値の他に、装置中の絞り径などの要素の定数に支配される。そこでこれらの関係を考察する。今図1に示す内径 d_1 なるノズルフラップから流出する空気の質量流量 G_1 、及び内径 d_2 なる絞りを通る空気の質量流量 G_2 を式(2)に示す関係を用いて表わすものとする。ピストンの移動によってピストン側から流出する空気のそれを G_c とし、ピストンの移動速度を v とすれば

$$G = A_c \rho_c v$$

ここで ρ_c は空気の密度 kg/m^3 で圧力 P_c は $P_c = \rho_c RT$ なる関係があるものとする。 $G_c = G_1 - G_2$ でなければならないので

$$v = RT(G_1 - G_2)/(A_c P_c) \dots\dots\dots(10)$$

先に延べた G_1 、 G_2 を用いて整理すると、

$$v = \frac{C \pi}{A_r} \sqrt{\frac{2RT \kappa}{\kappa - 1}} \left\{ d_1 (x_0 + x) \left[\left(\frac{P_a}{P_c} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_a}{P_c} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]^{0.5} - \frac{d_2^2}{4} \frac{P_s}{P_c} \left[\left(\frac{P_c}{P_s} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_c}{P_s} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]^{0.5} \right\} \dots\dots(11)$$

以後各絞りの流量係数は等しく C と表わすものとする。次にピストンの負荷質量を m とし、粘性摩擦係数を μ とすれば

$$A_r P_r - A_c P_c = m dv/dt + \mu v + f \dots\dots\dots(12)$$

本節においては $dv/dt=0$ であり、図 4 から分かるように f の影響は小さく、これを無視すると式(12)は

$$A_r P_r - A_c P_c = \mu v \dots\dots\dots(13)$$

先と同様、 $G_r = A_r \cdot v \cdot \rho_r$ 及び $\rho_r = p_r/RT$ であり $G_r = G_3 - G_4$ であるので、式(2)の関係をを用いて整理すると

$$v = \frac{\pi C}{4 A_r} \sqrt{\frac{2RT \kappa}{\kappa - 1}} \left\{ d_3^2 \cdot \frac{P_s}{P_r} \left[\left(\frac{P_r}{P_s} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_r}{P_s} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]^{0.5} - d_4^2 \left[\left(\frac{P_a}{P_r} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_a}{P_r} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]^{0.5} \right\} \dots\dots(14)$$

式(11)、(13)及び(14)の三つの式を用いることによって、フラップの運動によって生ずるノズルフラップの間隔変化 $x_0 + x$ とその速度の関係を求めることができる。しかしこれらの計算は難しいので、図式的表現によって各部での空気圧の変動の様子や、 x や v の関係を求めることとした。いま一例として $d_1=4\text{mm}$ 、 $d_2=3\text{mm}$ の場合 $x_0=0.73\text{mm}$ であると、式(6)からノズルは停止していることが分かる。ただし d_3 は 4mm に d_4 は 4.8mm に調整されている。いまフラップを左方に運動させるとノズルもこれに伴って運動しノズルフラップの相対間隔 x_0 が $x_0 - x=0.4$ になったとき P_c と v の関係は式(11)を用いて図 5 の $P_c \sim v$ 曲線を得る。次に式(13)を用いることによって $P_c \sim v$ 曲線は $P_r \sim v$ 曲線(破線)に変換することができる。このとき横軸は P_c 又は P_r を示す。式(14)は P_r の関数であるので横軸に P_r をとって示せば同図による $P_r \sim v$ 曲線(Eq.14)を得る。この曲線と先に求めた $P_r \sim v$ 曲線の交点が $x_0 - x=0.4$ すなわち $x=0.33$ のときの速度 v を示す。ただしこの場合 $x_0=0.73\text{mm}$ で v は負であるので、運動方向は左となる。同様の計算を種々の $x_0 + x$ について行い横軸に x をとり縦軸に v をとって示せば図 6 を得る。この場合、 $x=0.27\text{mm}$ のとき $x_0 + x=1\text{mm}$ となり式(7)から v が右方向の最大値 0.056m/s を与える。 $x_0 + x=0$ すなわち $x=-0.73$ のとき最大値で、 -0.136m/s を与えることになる。ここで最大値

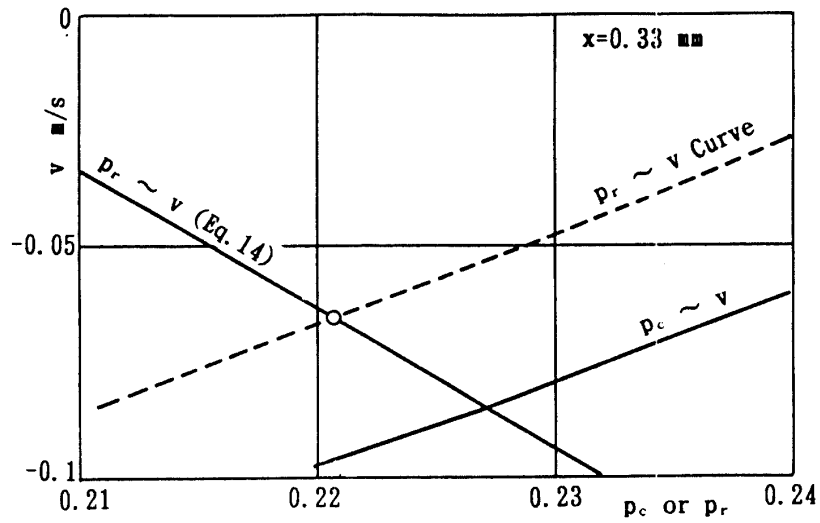


図5 x を与えたときの v の計算

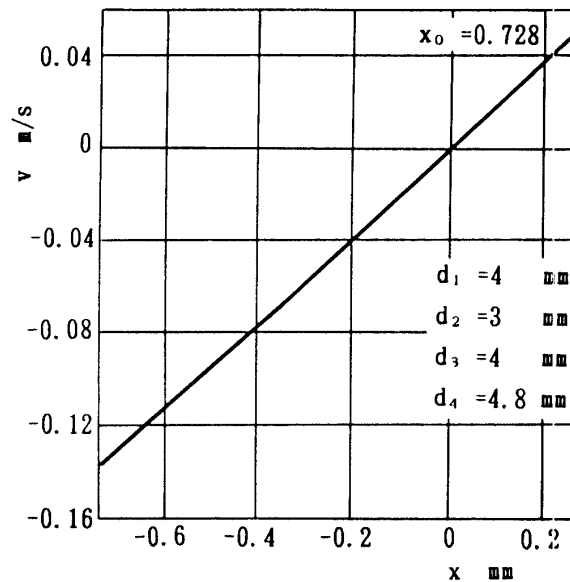


図6 x と v の関係

とはフラップに追従する最大速度で、これ以上のフラップ速度では追従しない。表 2 に各種絞り及びノズル径に対する最大追従速度を表としてまとめた。

表 2 最大追従速度 m/s (方法 1)

d_1	d_2	d_3	d_4	速度 (正方向)	速度 (負方向)
4mm	3	4	4.8	0.050	-0.136
3	2.5	4	4.8	0.012	-0.107
3	2	4	4.8	0.060	-0.081
2	1.5	4	4.8	0.018	-0.050
2	1	4	4.8	0.050	-0.027

4 特性解析 (方法 2)

先に述べた特性解析(方法 1)に準じて理論的検討を実施したが紙面の都合上得られた結果のみを要約する。まずピストン及び負荷の持つ静摩擦力に打ち勝ってノズルを動かすために必要なフラップ変位 x は方法 1 に比べ約 $1/2$ となり、感度は二倍となる。また絞り d_1 、 d_2 、 d_3 、 d_4 の種々のパラメータを与えたときフラップに追従する最大速度は表 3 のようである。

表 3 最大追従速度 m/s (方法 2)

d_1	d_2	d_3	d_4	速度 (正方向)	速度 (負方向)
4mm	3	3	4	0.172	-0.139
3	2.5	2.5	3	0.185	-0.166
3	2	2	3	0.120	-0.108
2	1.5	1.5	2	0.045	-0.037
2	1	1	2	0.031	-0.027

5 おわりに

高いゲインを持つノズルフラップを用いたサーボシステムとして非接触変位変換器の基礎的研究を実施した。装置を試作し、その予備実験を実施しているが、本研究では絞り、ノズルフラップ間隔など取り扱うパラメータが多いので検討事項が多く、すべてを実験に委ねることは難しい。したがって今回は理論的に検討した結果について論述することとした。なお変換器の機構は二種類とし、その一つはノズル一個がフラップに対向している場合を方法 1 とし、対向ノズルの間にフラップを置いた場合を方法 2 として取り扱った。得られた結果を要約すると次のようである。

1. フラップの僅かな移動でも見逃すことなくノズルを動かすことのできるピストンと負荷の静摩擦力の大きさを求めた。その結果方法 1 では条件によって $5\mu\text{m}$ のフラップの移動で 6.5N の摩擦に打ち勝つことができる。方法 2 の場合は約二倍の摩擦に打ち勝つことができ、いずれの場合も摩擦の影響は無視することができる。

2. フラップに対するノズル追従速度は装置内の絞り半径を適当に選ぶことによって方法 2 の場合は方法 1 に比べて約三倍以上の速度とすることができる。

参考文献

- (1)E.O.Doebelin, Measurement Systems Application and Design, (1983), 293, McGraw-Hill.
- (2)E.O.Doebulin, Dynamic Analysis and Feedback Control, (1962), 142, McGraw-Hill.

(平成11年12月3日受理)