

工作機械用サーボ弁の解析と特性

The Analysis and Characteristics of a Servo-Valve for Machine Tool Service

大 島 康 次 郎* 金 井 昌 彦**
Yasujiro Oshima Masahiko Kanai

内 容 梗 概

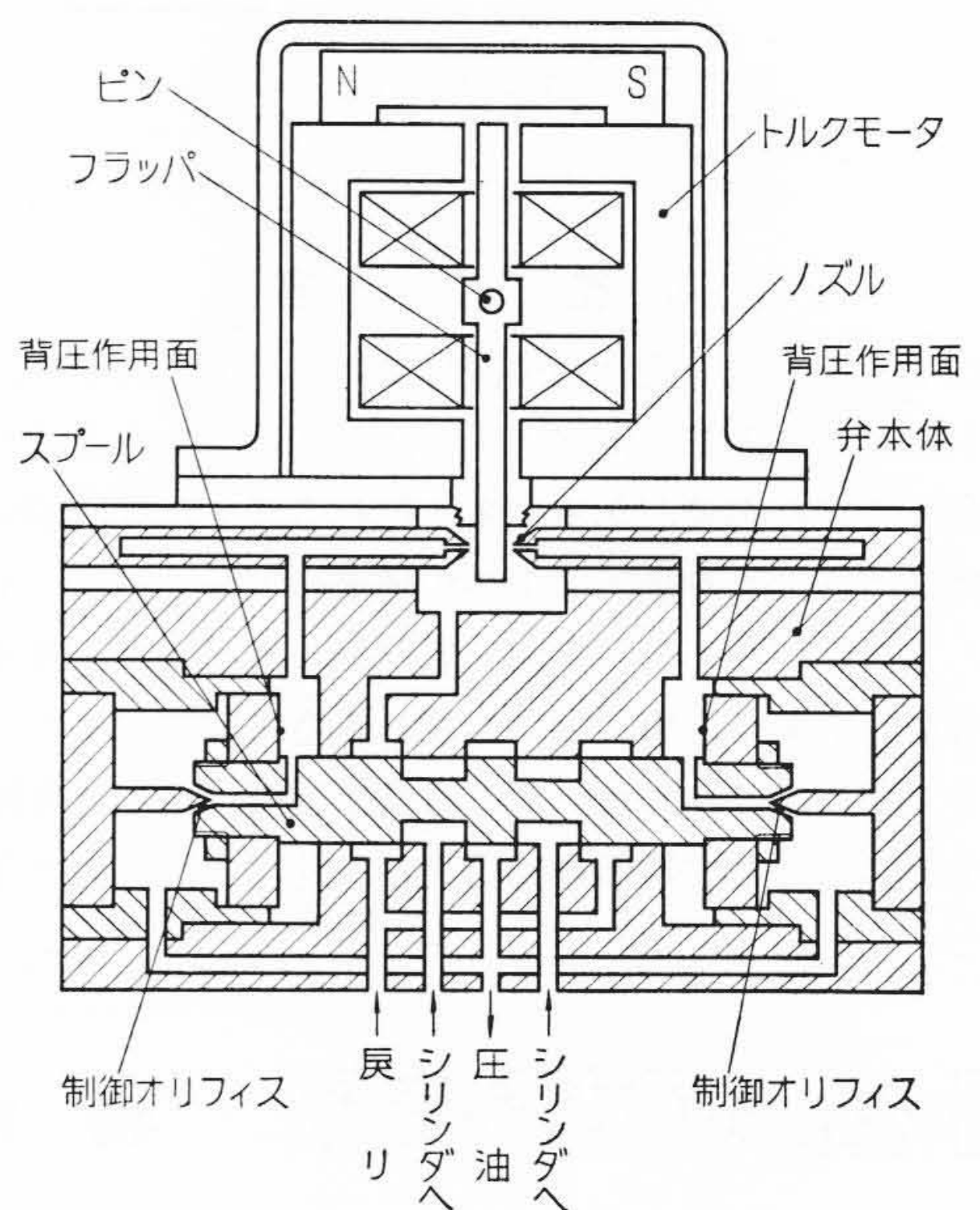
油圧サーボモータは電氣的サーボモータに比べて、応答特性のすぐれていることはよく知られている。最近サーボ機構の高性能化への欲求が高まりつつあるが、そのためにはパワー要素に油圧サーボモータを採用すれば好ましい結果が得られると考えられる。サーボ機構の構成にあたってはその偏差検出、信号増幅、さらに特性補償には電氣的または電子的手段を用いるのが一般的であるから、ここに電気-油圧変換要素としてサーボ弁が必要になる。本報告は筆者らが試作した油圧平衡方式のサーボ弁についてその理論的解析ならびに現在までに行つた性能実験によつて得られたその特性若干を記述するものである。

1. 緒 言

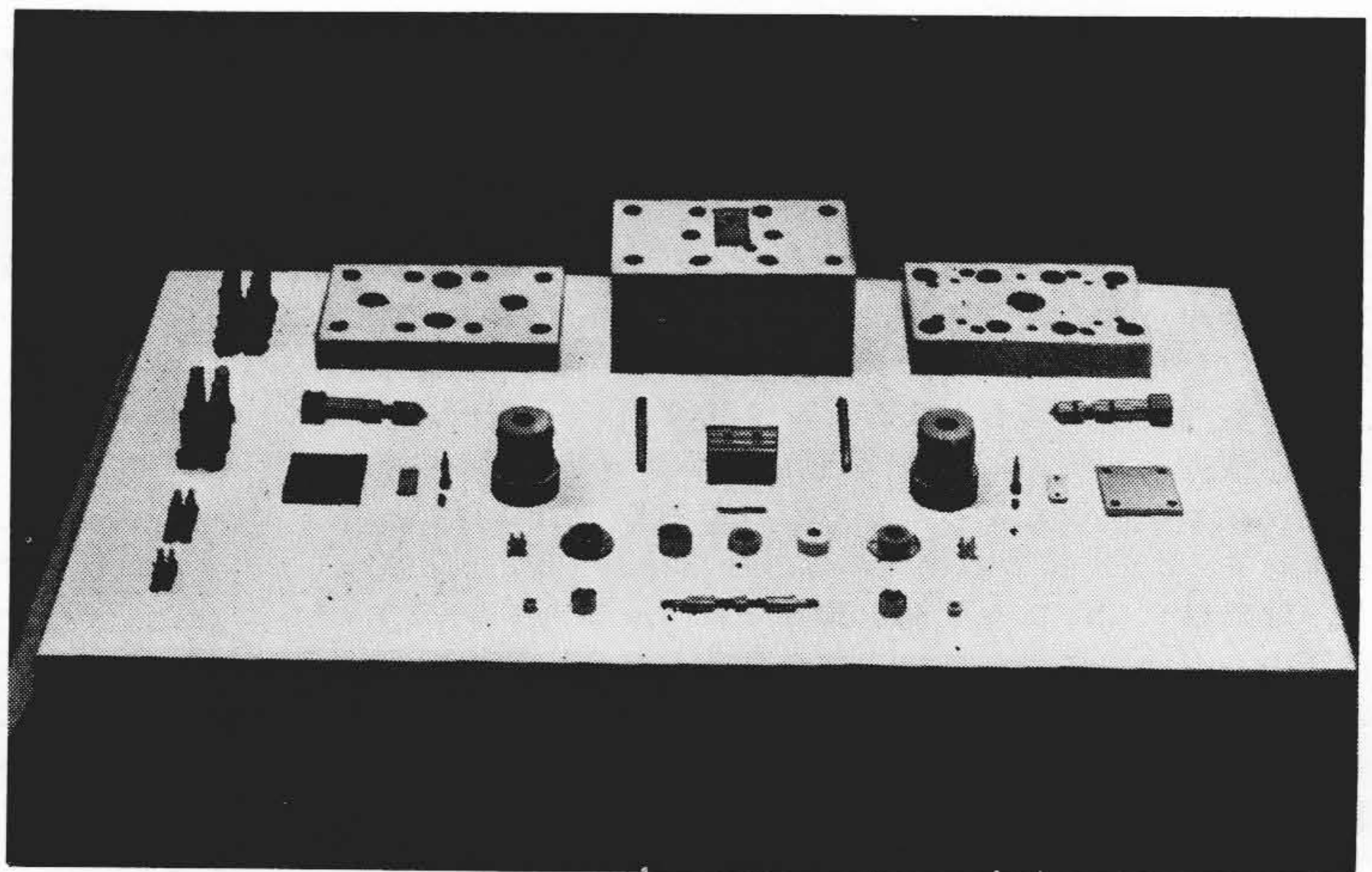
最近サーボ機構のめざましい発展に伴つてサーボ弁がとみに注目を集めるようになった。これは微弱な電氣的入力によつて高圧油の流量を変化し、パワーの大きい油圧サーボモータを駆動するサーボ機構の要素であるが、その応答のきわめて速応的なのが特長である。また油圧サーボモータは電氣的サーボモータに比べてトルク慣性比が大きいので、すぐれた応答特性をもつから、これとともにサーボ弁を用いれば速応的なサーボ機構が構成できる。ゆえに工作機械のならい制御や数値制御においてこれを利用することはきわめて妥当であるといえよう。筆者らは東京大学生産技術研究所において油圧平衡方式を用いたサーボ弁を考案し、その試作を行つていたが、機械試験所と日立製作所川崎工場との協同による工作機械の数値制御に関する研究において、パワーサーボに油圧方式を採用することになったので、試作段階であつたがこのサーボ弁を応用した。現在なおその特性についての実験を継続中であり、また実用化に際して改良すべき点が残されているが、中間的にこれについての理論的解析、構造、原理、および今までに得られた特性についての実験結果若干を報告することにする。

2. サーボ弁の構造と原理⁽¹⁾

サーボ弁の構造についてその概略を第1図に示す。トルクモータはフラップをピンで支持し、バネ作用をピンにもたせた構造をとつている。制御オリフィスは弁本体固定の円錐状突起と、スプール端面に設けた円錐孔とによつて形成している。

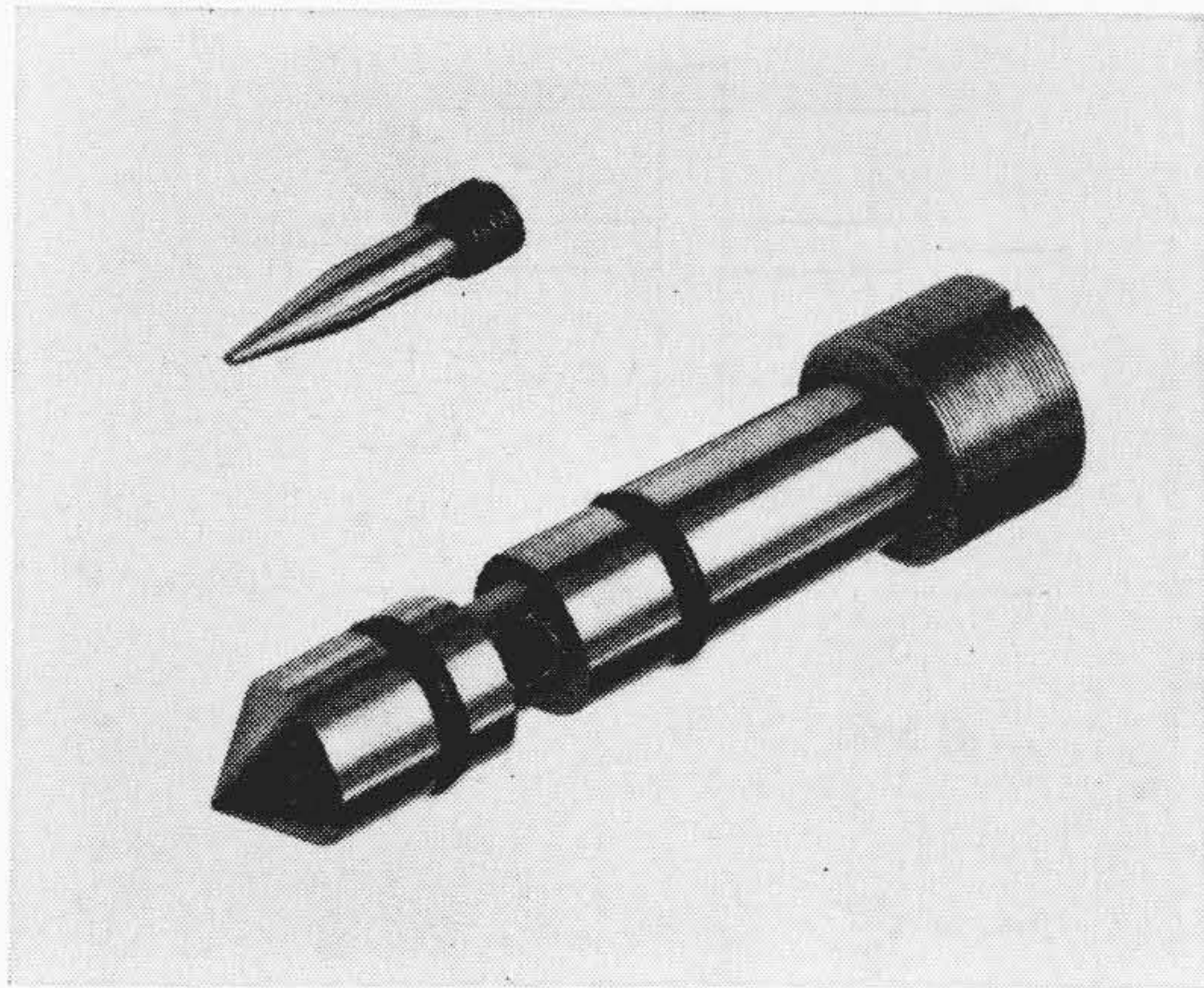


第1図 サーボ弁概略図



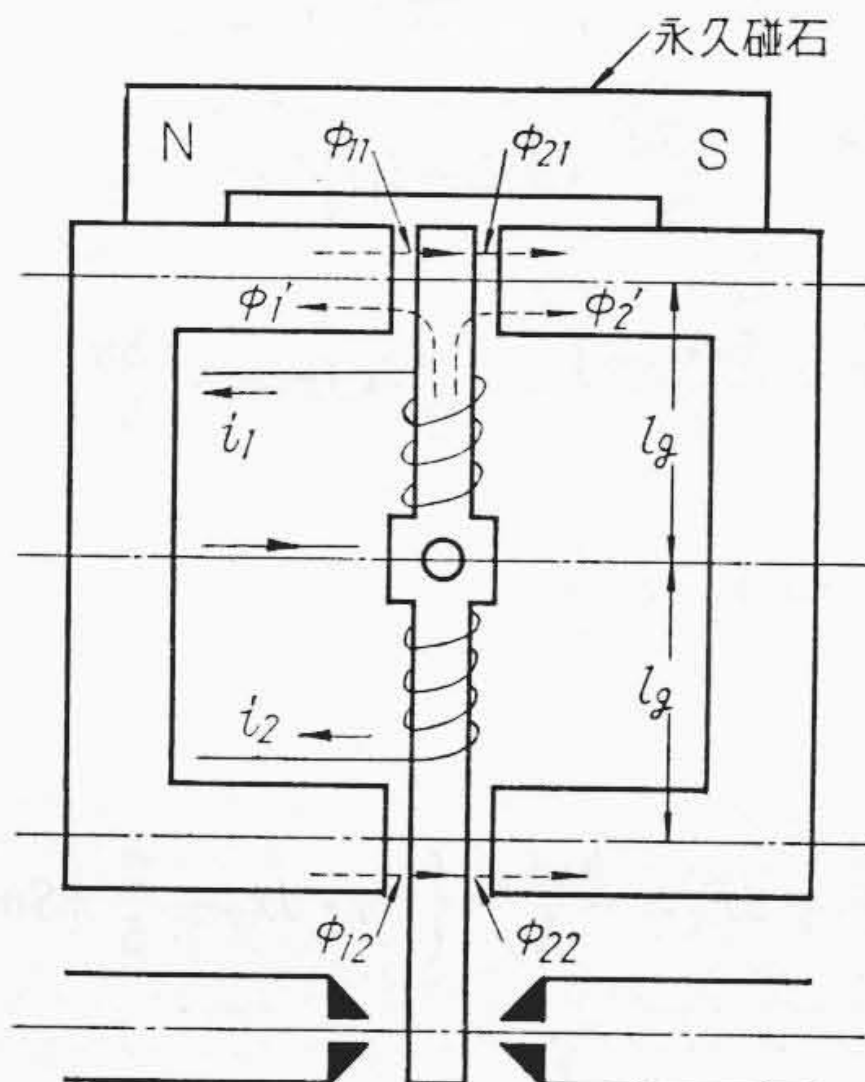
第2図 サーボ弁本体を構成する部品

* 東京大学生産技術研究所 工博
** 日立製作所川崎工場

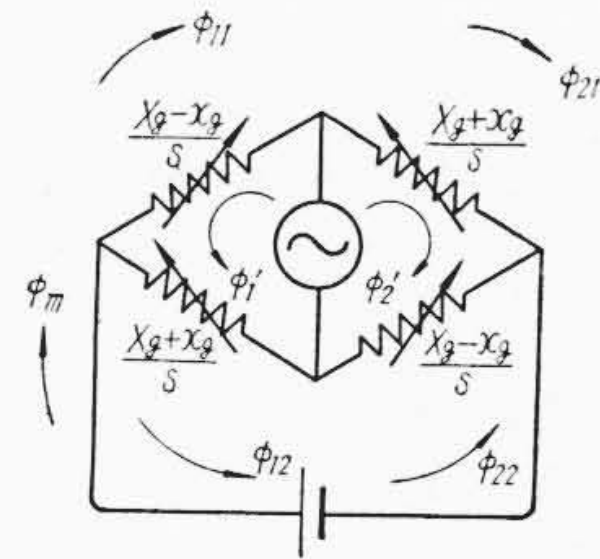


第3図 ノズルと制御オリフィス円錐状突起

このサーボ弁の動作原理は次のとおりである。サーボ増幅器からの電氣的入力がトルクモータのコイルに加えられる。コイルは二つあつて差動的になつてゐるのでこれに流れる電流の差に応じた磁束を生じ、これが永久磁石の磁束と作用しあつて磁極空隙部に磁氣力を生じる。その結果フラップはこの力によるねじりモーメントとフラップをささえるピンのねじれによるモーメントと釣合う位置まで動かされることになる。それによつて向い合つたノズルの間隙が左右で相違するからその背圧変化によつてスプール両端の背圧作用面に作用する油圧が相違し、この不平衡力によつてスプールは動かされる。圧油は制御オリフィスおよびスプール内部の通路を通り、ノズルに導かれるようになっており、背圧作用面について油圧が平衡する位置でスプールは静止する。したがつて電氣的入力に対してスプールの位置すなわち操作シリンダへいく圧油の流量が管制されることになる。第2図に



第4図 ト ル ク モ ー タ



第5図 電氣的等価回路

サーボ弁本体を構成する部品を、第3図にノズルと制御オリフィスの円錐状突起を示す。

3. サーボ弁の理論的解析

試作サーボ弁についてその設計の基礎となつた理論的解析を以下に記述する。なお簡単化のため油の圧縮性および質量、油圧回路の漏洩、スプールの摩擦、管路の流体摩擦、弁ポートにおける油の流動による力などはすべて無視する。

3.1 トルクモータのコイル電流、磁氣的吸引力、およびフラップの動き

第4図と以下に記すように記号を定める。第5図はトルクモータの電氣的等価回路である。

ni_1 : コイル1のアンペアターン

ni_2 : コイル2のアンペアターン

ϕ_m : 永久磁石による空隙部磁束の総和 (maxwell)

$\phi_{ab} (a=1,2; b=1,2)$: 永久磁石による各空隙部の磁束 (maxwell)

$\phi_{1'}$: コイル起磁力による左側空隙部磁束 (maxwell)

$\phi_{2'}$: コイル起磁力による右側空隙部磁束 (maxwell)

F_1 : 上部左側と下部右側における磁極吸引力 (kg)

F_2 : 上部右側と下部左側における磁極吸引力 (kg)

X_g : 空隙部の長さ (片側) (cm)

x_g : 空隙部におけるフラップの動き (cm)

S : 空隙部における磁極面積 (cm²)

まず磁極空隙部において永久磁石による磁束と起磁力とについて次式が導かれる。

$$\phi_{11} + \phi_{12} = \phi_{21} + \phi_{22} = \phi_m \quad (1)$$

$$\phi_{11} = \phi_{22} \quad (2)$$

$$\phi_{21} = \phi_{12} \quad (3)$$

$$\frac{X_g - x_g}{S} \cdot \phi_{11} = \frac{X_g + x_g}{S} \cdot \phi_{12}$$

すなわち

$$(X_g - x_g) \phi_{11} = (X_g + x_g) \phi_{12} \quad (4)$$

同様に

$$(X_g + x_g) \phi_{21} = (X_g - x_g) \phi_{22} \quad (5)$$

(4) 式から

$$\phi_{12} = \frac{X_g - x_g}{X_g + x_g} \cdot \phi_{11} \dots\dots\dots (6)$$

これを(1)式に代入して

$$\phi_{11} \left\{ 1 + \frac{X_g - x_g}{X_g + x_g} \right\} = \phi_m$$

すなわち

$$\phi_{11} \cdot \frac{2X_g}{X_g + x_g} = \phi_m$$

これと(2)式とから

$$\phi_{11} = \phi_{22} = \frac{X_g + x_g}{2X_g} \cdot \phi_m \dots\dots\dots (7)$$

これを ϕ_1 とおく。同様にして(1), (5)両式から,

$$\phi_{21} \left\{ 1 + \frac{X_g + x_g}{X_g - x_g} \right\} = \phi_m$$

が得られるから,

$$\phi_{21} = \phi_{12} = \frac{X_g - x_g}{2X_g} \cdot \phi_m \dots\dots\dots (8)$$

が導かれる。これを ϕ_2 とおく。

次に磁極空隙部においてコイル起磁力による磁束は次のようにかかる。

$$\left. \begin{aligned} \phi_1' &= \frac{4\pi}{10} \cdot \frac{n(i_1 - i_2)}{\frac{X_g - x_g}{S} + \frac{X_g + x_g}{S}} \\ &= \frac{\pi Sn}{5X_g} \cdot (i_1 - i_2) \\ \phi_2' &= \frac{4\pi}{10} \cdot \frac{n(i_1 - i_2)}{\frac{X_g + x_g}{S} + \frac{X_g - x_g}{S}} \\ &= -\frac{\pi Sn}{5X_g} \cdot (i_1 - i_2) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

 $\phi_1' = \phi_2' = \phi'$ とおく。

磁極空隙部における磁束による吸引力は

$$F_1 = k_\phi (\phi_1 + \phi')^2 \dots\dots\dots (10)$$

$$F_2 = k_\phi (\phi_2 - \phi')^2 \dots\dots\dots (11)$$

ここに

$$k_\phi = \frac{1}{8\pi S} \cdot \frac{1}{980 \times 10^3} = \frac{1.02}{8\pi S} \times 10^{-6} \text{ kg/maxwell}^2 \dots\dots\dots (12)$$

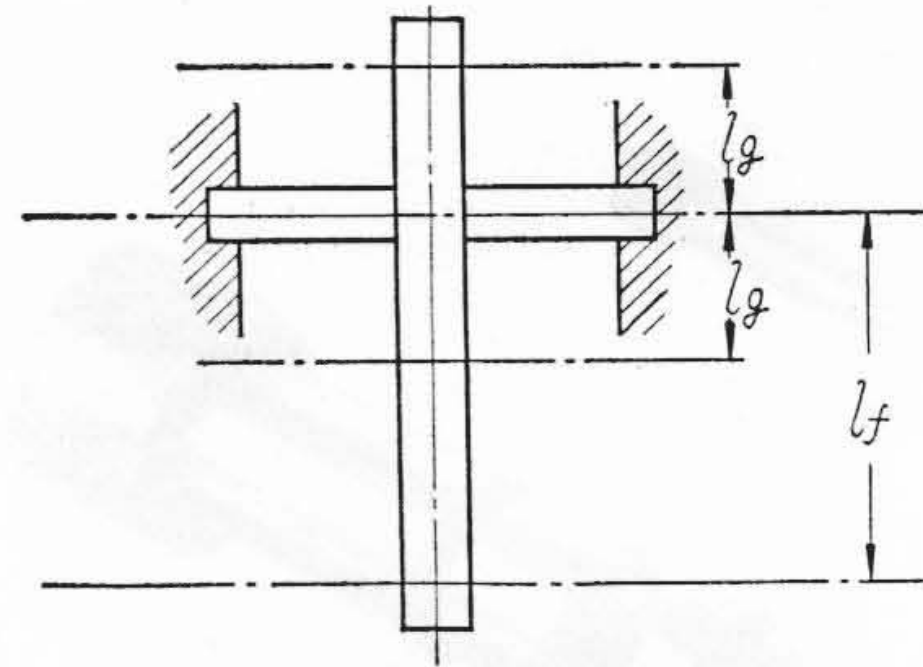
(10), (11)両式から,

$$\Delta F_1 = 2k_\phi (\phi_{1i} + \phi_i') (\Delta\phi_1 + \Delta\phi') \dots\dots\dots (13)$$

$$\Delta F_2 = 2k_\phi (\phi_{2i} - \phi_i') (\Delta\phi_2 - \Delta\phi') \dots\dots\dots (14)$$

ここに添字の i は初期条件をあらわす。

また(7), (8), (9)の各式から,



第6図 フラップとピン

$$\Delta\phi_1 = \frac{\phi_m}{2} \cdot \frac{\Delta x_g}{X_g} \dots\dots\dots (15)$$

$$\Delta\phi_2 = -\frac{\phi_m}{2} \cdot \frac{\Delta x_g}{X_g} \dots\dots\dots (16)$$

$$\Delta\phi' = \frac{\pi Sn}{5X_g} \cdot \Delta(i_1 - i_2) \dots\dots\dots (17)$$

さらに

$$\phi_{1i} = \frac{\phi_m}{2} \left(1 + \frac{x_{gi}}{X_g} \right) \dots\dots\dots (18)$$

$$\phi_{2i} = \frac{\phi_m}{2} \left(1 - \frac{x_{gi}}{X_g} \right) \dots\dots\dots (19)$$

初期条件として $x_{gi} = 0$, $\phi_i' = 0$ とすれば(18), (19)両式は

$$\phi_{1i} = \phi_{2i} = \frac{\phi_m}{2} \dots\dots\dots (20)$$

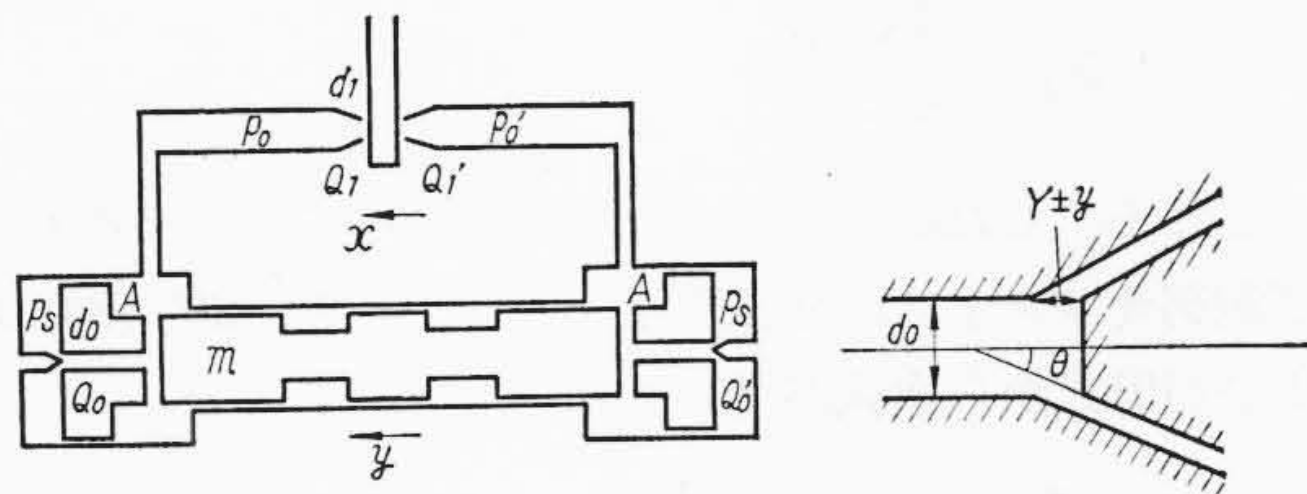
(12), (15), (16), (17), (20) の各式から(13), (14)両式はそれぞれ

$$\begin{aligned} \Delta F_1 &= 2k_\phi \cdot \frac{\phi_m}{2} \left\{ \frac{\phi_m}{2} \cdot \frac{\Delta x_g}{X_g} + \frac{\pi Sn}{5X_g} \right. \\ &\quad \left. \cdot \Delta(i_1 - i_2) \right\} = \frac{k_\phi \cdot \phi_m}{X_g} \left\{ \frac{\phi_m}{2} \cdot \Delta x_g \right. \\ &\quad \left. + \frac{\pi Sn}{5} \cdot \Delta(i_1 - i_2) \right\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta F_2 &= \frac{k_\phi \cdot \phi_m}{X_g} \left\{ -\frac{\phi_m}{2} \cdot \Delta x_g - \frac{\pi Sn}{5} \right. \\ &\quad \left. \cdot \Delta(i_1 - i_2) \right\} \end{aligned}$$

ゆえに

$$\begin{aligned} \Delta F_1 - \Delta F_2 &= \frac{k_\phi \phi_m}{X_g} \left\{ \phi_m \cdot \Delta x_g + \frac{2}{5} \pi Sn \right. \\ &\quad \left. \cdot \Delta(i_1 - i_2) \right\} \dots\dots\dots (21) \end{aligned}$$



制御オリフィス詳細

第7図 油圧回路原理図

3.2 トルクモータのコイル電流に対するフラップの応答

フラップを支持するピンについてトルクの釣合いから次の運動方程式が成立する。

$$\frac{J}{l_g} \frac{d^2 x_g}{dt^2} + \frac{b_f}{l_g} \frac{dx}{dt} + \frac{k_P}{l_g} \cdot x_g = 2l_g (F_1 - F_2) \dots\dots\dots (22)$$

ここに b_f はフラップの粘性抵抗係数、 J と k_P はそれぞれピンの軸線周りの慣性能率およびピンのバネ定数、 l_g はピンの軸線から磁極空隙部中心までの距離をあらわす。(22)式より $s = d/dt$ として、

$$\frac{J}{l_g} s^2 \Delta x_g + \frac{b_f}{l_g} s \Delta x_g + \frac{k_P}{l_g} \Delta x_g = 2l_g (\Delta F_1 - \Delta F_2) \dots\dots\dots (23)$$

これを(21)式に代入して($\Delta F_1 - \Delta F_2$)を消去すれば、

$$\left(\frac{J}{2l_g^2} s^2 + \frac{b_f}{2l_g^2} s + \frac{k_P X_g - 2k_\phi \phi_m^2 l_g^2}{2X_g l_g^2} \right) \cdot \Delta x_g = \frac{2}{5} \frac{\pi k_\phi \phi_m S n}{X_g} \cdot \Delta(i_1 - i_2) \dots\dots (24)$$

またノズル部分におけるフラップの動きを x 、ピンの軸線からノズルまでの距離を l_f とすると $x_g = (l_g/l_f)x$ であるから(24)式は次のようにかかれる。

$$\left(\frac{J}{2l_g l_f} s^2 + \frac{b_f}{2l_g l_f} s + \frac{k_P X_g - 2k_\phi \phi_m^2 l_g^2}{2x_g l_g l_f} \right) \Delta x = \frac{2}{5} \frac{\pi k_\phi \phi_m S n}{X_g} \cdot \Delta(i_1 - i_2) \dots\dots (25)$$

3.3 フラップの動きに対する弁スプールの応答

第7図および以下に示すように記号を定める。

- p_s : 供給油圧 (kg/cm²)
- p_0, p_0' : 左右のノズル背圧 (kg/cm²)
- X : 中立位置におけるノズル・フラップの間隙 (cm)
- x : ノズル部分におけるフラップの動き (cm)

- ρ : 油の密度 (kg・s²/cm⁴)
- d_1 : ノズルの直径 (cm²)
- d_0 : スプール内部の通路の直径 (cm)
- α_1 : ノズル・フラップ部分の流量係数
- α_0 : 制御オリフィスの流量係数
- θ : 制御、オリフィス部分のスプール端面に設けた円錐孔および弁本体固定の円錐状突起の軸線となす角度 (rad)

Q_0, Q_0' : 左右の制御、オリフィス部分における流量 (cm³/s)

Q_1, Q_1' : 左右のノズル・フラップ部分における流量 (cm³/s)

Y : スプールの片側のストローク (cm)

y : スプールの動き (cm)

A : スプールの背圧作用面の面積 (cm²)

f, f' : スプール左右の背圧作用面に作用する油圧の力 (kg)

m : スプールの質量 (kg・s²/cm)

b : スプールの粘性抵抗係数 (kg・s/cm)

油圧回路について次の諸式が成立する。

$$Q_0 = \alpha_0 \pi d_0 \sin \theta (Y - y) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_0)} \dots (26)$$

$$Q_0' = \alpha_0 \pi d_0 \sin \theta (Y + y) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_0')} \dots (26')$$

$$Q_1 = \alpha_1 \pi d_1 (X - x) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_0} \dots\dots\dots (27)$$

$$Q_1' = \alpha_1 \pi d_1 (X + x) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_0'} \dots\dots\dots (27')$$

$$Q_0 = Q_1 + A s y \dots\dots\dots (28)$$

$$Q_0' = Q_1' - A s y \dots\dots\dots (28')$$

$$f = A p_0 \dots\dots\dots (29)$$

$$f' = A p_0' \dots\dots\dots (29')$$

$$m s^2 y + b s y = f - f' \dots\dots\dots (30)$$

(26) (27)両式の対数をとって微分すれば、

$$\frac{\Delta Q_0}{Q_{0i}} = \frac{-\Delta y}{Y - y_i} + \frac{1}{2} \cdot \frac{-\Delta p_0}{p_s - p_{0i}} \dots\dots\dots (31)$$

$$\frac{\Delta Q_1}{Q_{1i}} = \frac{-\Delta x}{X - x_i} + \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta p_0}{p_{0i}} \dots\dots\dots (32)$$

さらに(28)式より

$$\Delta Q_0 = \Delta Q_1 + A s \Delta y \dots\dots\dots (33)$$

(31), (32), (33)式より

$$Q_{0i} \left(\frac{-\Delta y}{Y - y_i} + \frac{1}{2} \cdot \frac{-\Delta p_0}{p_s - p_{0i}} \right) = Q_{1i} \left(\frac{-\Delta x}{X - x_i} + \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta p_0}{p_{0i}} \right) + A s \Delta y \dots\dots (34)$$

同様に

$$Q_{0i}' \left(\frac{\Delta y}{Y+y_i} + \frac{1}{2} \frac{-\Delta p_0'}{p_s-p_{0i}'} \right) \\ = Q_{1i}' \left(\frac{\Delta x}{X+x_i} + \frac{1}{2} \frac{\Delta p_0'}{p_{0i}'} \right) - A_s \Delta y \dots (35)$$

初期条件として

$$\left. \begin{aligned} Q_{0i} &= Q_{0i}' = Q_{1i} = Q_{1i}' = Q_i \\ p_{0i} &= p_{0i}' = p_i \\ x_i &= y_i = 0 \end{aligned} \right\}$$

とすれば(34), (35)両式から

$$\Delta p_0 - \Delta p_0' = \frac{4}{\frac{1}{p_i} + \frac{1}{p_s-p_i}} \cdot \frac{\Delta x}{X} \\ - \frac{4}{\frac{1}{p_i} + \frac{1}{p_s-p_i}} \cdot \frac{\Delta y}{Y} - \frac{4A}{\frac{1}{p_i} + \frac{1}{p_s-p_i}} \cdot \frac{1}{Q_i} \cdot s \Delta y \dots (36)$$

また

$$\alpha_0 \pi d_0 Y \sin \theta \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_s - p_i) = \alpha_1 \pi d_1 X \sqrt{\frac{2}{\rho}} p_i$$

より

$$p_i = \frac{p_s}{1 + \left(\frac{\alpha_1 d_1 X}{\alpha_0 d_0 Y \sin \theta} \right)^2} \dots (37)$$

したがって

$$\frac{4}{\frac{1}{p_i} + \frac{1}{p_s-p_i}} = 4 \left\{ \frac{\left(\frac{\alpha_1 d_1 X}{\alpha_0 d_0 Y \sin \theta} \right)}{1 + \left(\frac{\alpha_1 d_1 X}{\alpha_0 d_0 Y \sin \theta} \right)^2} \right\} \\ \cdot p_s = k_{xy} \dots (38)$$

また(27), (38)両式より

$$\frac{4A}{\frac{1}{p_i} + \frac{1}{p_s-p_i}} \cdot \frac{1}{Q_i} \\ = \frac{4A \alpha_1 d_1 X \sqrt{\frac{S p_s}{2}}}{\pi (\alpha_0 d_0 Y \sin \theta)^2 \left\{ 1 + \left(\frac{\alpha_1 d_1 X}{\alpha_0 d_0 Y \sin \theta} \right)^2 \right\}^{3/2}} \\ = k_{sy} \dots (39)$$

ゆえに(36)式は次のようにかかれる。

$$\Delta p_0 - \Delta p_0' = k_{xy} \frac{\Delta x}{X} - k_{xy} \frac{\Delta y}{Y} \\ - k_{sy} \cdot s \Delta y \dots (40)$$

また(38)式より $\alpha_1 d_1 X / \alpha_0 d_0 Y \sin \theta = 1$ のとき k_{xy} は
最大値をとり

$$k_{xy} = p_s$$

でそのとき k_{sy} は

$$k_{sy} = \frac{A \sqrt{\rho p_s}}{\pi \alpha_1 d_1 X}$$

となる。したがってこのようにノズルフラップ部および制御オリフィスの寸法を定めれば, (29), (29') (30) および(40)式から次式が得られる。

$$ms^2 \Delta y + bs \Delta y = \frac{A p_s}{X} \Delta x - \frac{A p_s}{Y} \cdot \Delta y \\ - \frac{A^2 \sqrt{\rho p_s}}{\pi \alpha_1 d_1 X} \cdot s \cdot \Delta y$$

すなわち

$$\left\{ ms^2 + \left(b + \frac{A^2 \sqrt{\rho p_s}}{\pi \alpha_1 d_1 X} \right) s + \frac{A p_s}{Y} \right\} \Delta y \\ = \frac{A p_s}{X} \cdot \Delta x \dots (41)$$

3.4 トルクモータコイル電流に対する弁スプールの応答

(25)式および(41)式から Δx を消去して両式をまとめれば, コイル電流に対する弁スプールの動きの関係式が得られる。

$$\left\{ ms^2 + \left(b + \frac{A^2 \sqrt{\rho p_s}}{\pi \alpha_1 d_1 X} \right) s + \frac{A p_s}{Y} \right\} \Delta y \\ = \frac{2}{5} \frac{\pi k_\phi \phi_m p_s S A n}{X_g \cdot X} \cdot \Delta (i_1 - i_2) \\ = \frac{\left(\frac{J}{2 l_g l_f} s^2 + \frac{b_r}{2 l_g l_f} s + \frac{k_P X_g - 2 k_\phi \phi_m^2 l_g^2}{2 x_g l_g l_f} \right)}{\dots} \Delta (i_1 - i_2) \dots (42)$$

これは s についての 4 次式であるが, フラップの慣性および粘性抵抗を無視すれば次のように 2 次形要素として表わされる。

$$\left\{ ms^2 + \left(b + \frac{A^2 \sqrt{\rho p_s}}{\pi \alpha_1 d_1 X} \right) s + \frac{A p_s}{Y} \right\} \Delta y \\ = \frac{4}{5} \cdot \frac{\pi k_\phi \phi_m p_s S A l_g l_f n}{k_P X_g - 2 k_\phi \phi_m^2 l_g^2} \cdot \Delta (i_1 - i_2) \dots (43)$$

3.5 各変量間の動的関係

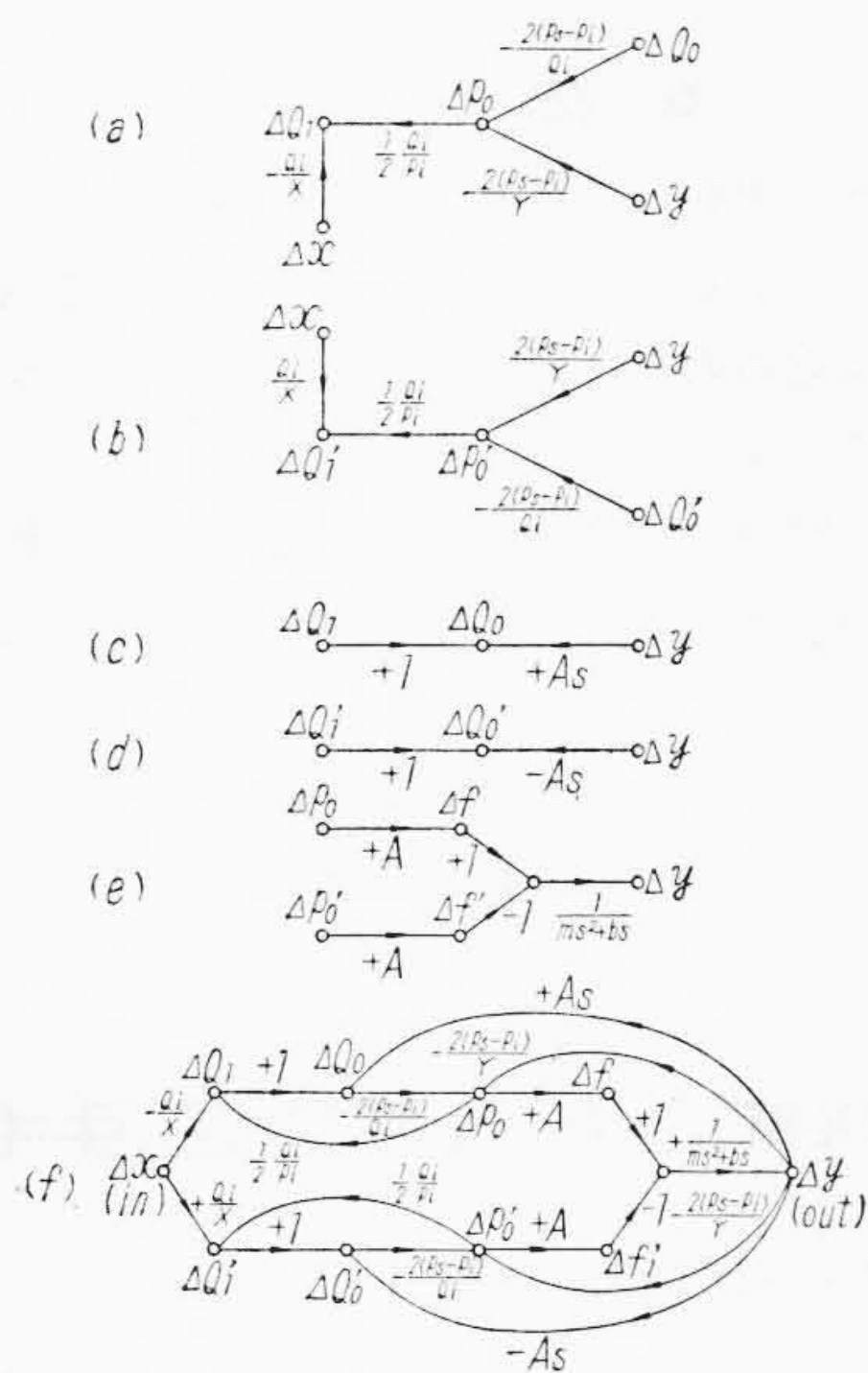
サーボ弁内の各変量間の関係については前節までに方程式であらわされ, トルクモータについてはさらに第 5 図にその動作原理を明らかにしたが, 弁本体について各変量間の力学的な結びつきを signal flow diagram で示せば次のとおりになる。

(31), (32) 式より

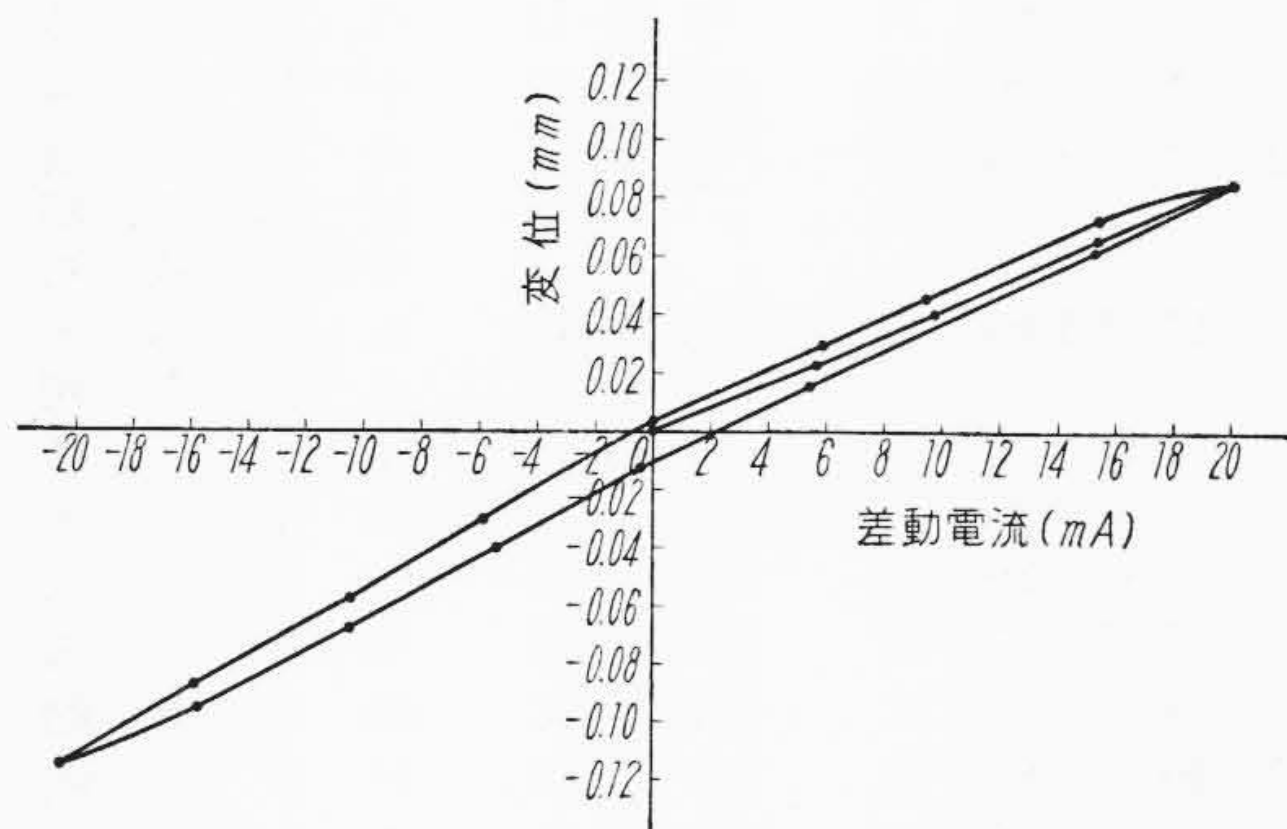
$$\Delta p_0 = - \frac{2(p_s - p_i)}{Q_i} \cdot \Delta Q_0 - \frac{2(p_s - p_i)}{Y} \Delta y \\ \dots (44)$$

$$\Delta Q_1 = - \frac{Q_i}{X} \Delta x + \frac{1}{2} \frac{Q_i}{p_i} \Delta p_0 \dots (45)$$

同様に



第 8 図 サーボ弁本体の signal flow diagram



第 9 図 差動電流フラップ変位特性曲線

$$\Delta p_0' = -\frac{2(p_s - p_i)}{Q_i} \cdot \Delta Q_0' \times \frac{2(p_s - p_i)}{Y} \cdot \Delta y \quad (44')$$

$$\Delta Q_1' = \frac{Q_i}{X} \Delta x + \frac{1}{2} \frac{Q_i}{p_i} \cdot \Delta p_0' \quad (45')$$

また

$$\Delta Q_0 = \Delta Q_1 + A_s \Delta y \quad (33)$$

と同様に

$$\Delta Q_0' = \Delta Q_1' - A_s \Delta y \quad (33')$$

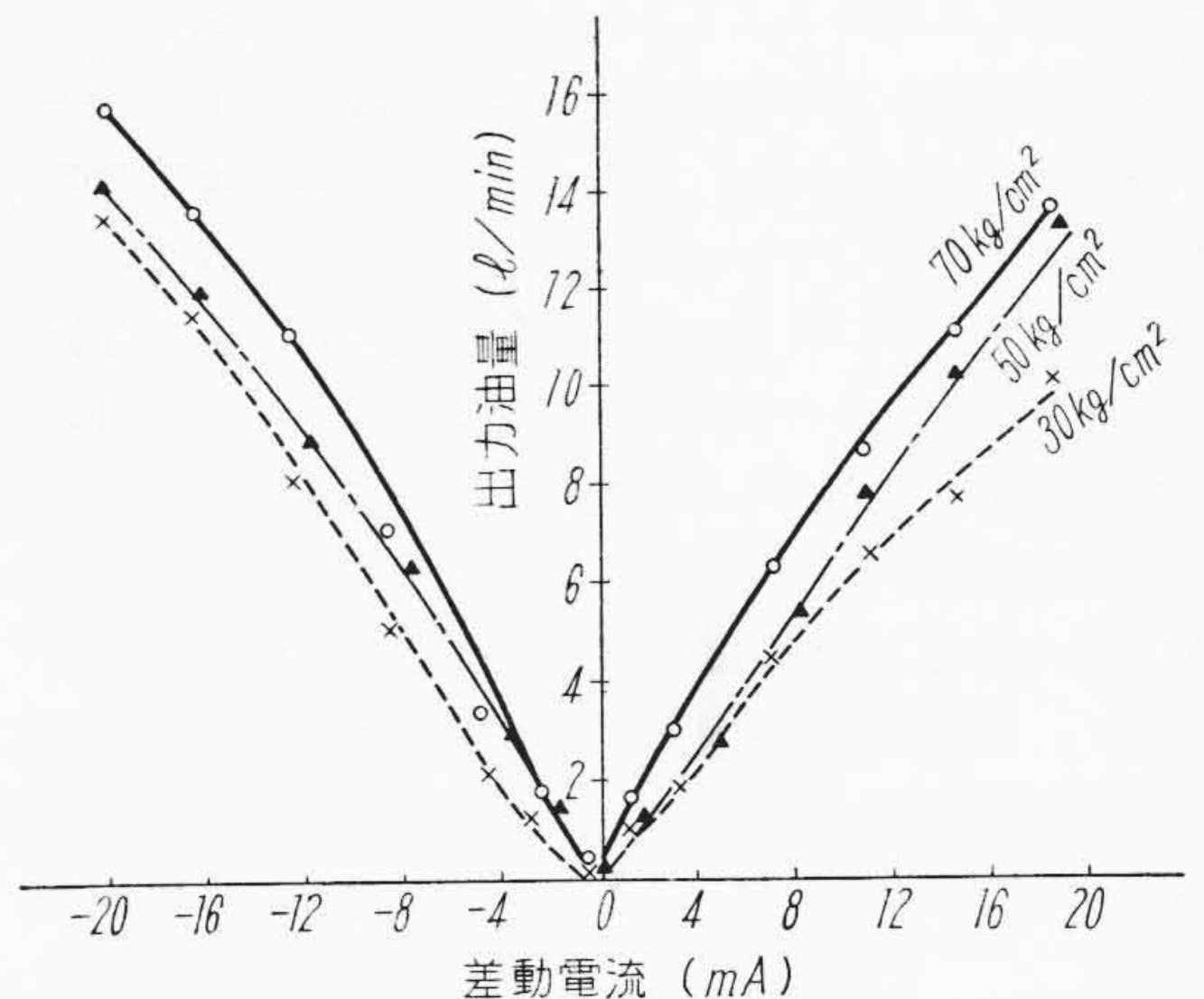
さらに (29), (29'), (30) 式から

$$\Delta f = A \Delta p_0 \quad (46)$$

$$\Delta f' = A \Delta p_0' \quad (46')$$

$$(ms^2 + bs) \Delta y = \Delta f - \Delta f' \quad (47)$$

(44), (45) 式の関係は第 8 図 (a) に, (44'), (45') 式の関係は (b) に, (33), (33') 式についてはそれぞ



第 10 図 サーボ弁の静特性

れ (c), (d) に, (46), (46'), (47) 式の関係は (e) 図に示す。(a) から (e) までの各図を結合すればフラップの動き Δx を入力とし, スプールの動き Δy を出力とする弁本体の中を流れる信号の有様は明らかとなり, (f) 図のようになる。

4. トルクモータの特性

トルクモータは中心電流を 10 mA, 最大差動電流を 20 mA に定めている。磁極空隙部における磁気吸引力は 1~2 kg になるように設計したのでノズルからの噴流によつてフラップが影響を受けるおそれはない。トルクモータの特性について最も注意すべき点は磁気回路におけるヒステリシスの問題である。ヒステリシスが大きいと制御系の性能を著しく害するから磁性材料の選択およびフラップの支持方法に特に配慮が必要になる。制御系の設計にあたってはトルクモータの特性は記述函数であらわし, 安定判別を行つてゲインの大きさを決める必要がある。第 9 図は実験の結果得られた差動電流—フラップ変位特性曲線である。このようにヒステリシスが 5 % 位であれば使用条件がさほど厳しくない限り, 問題とならない。次にトルクモータの動的特性としてフラップの固有振動数の大きさが重要であるが, 実験の結果は 400 c/s である。サーボ弁に要求される折点周波数の大きさが 100 c/s 前後であることを考えると, 上の数字はトルクモータが十分な帯域幅をもっていることを示している。

5. サーボ弁の静特性

サーボ弁の静特性はトルクモータ入力である差動電流に対する出力油量の関係であらわされる。出力油量は弁スプールの動きに対応する弁ポートの開きで与えられるから, (42) 式において $s = 0$ において得られる静的関

係に比例した特性としてあらわされるわけである。この実験の結果得られた特性曲線を第 10 図に示す。実験は供給油圧が 70 kg/cm², 50 kg/cm², 30 kg/cm² の 3 とおりの場合について行つた。これによれば直線性および対称性はおおむね良好であることが認められる。なお信号電流が ±2 mA の範囲内で不感帯の生ずるのを認めたので Dither と称する交流電圧をこれに重畳し、スプールに微小振動を与えてこれを取り去っている。周波数は 100 c/s である。また油温の変化による障害はあらわれていない。重要な定常状態特性として最大吐出流量および供給油圧を決定しなければならないが、これは制御系の特性を考慮しながら適当した数値を選定するのである。

6. 結 言

以上はサーボ弁の基礎的な解析と性能の一部を明らかにしたものであるが、今後サーボ弁の実用化が進むとともにさらに立ち入った研究を進め、信頼しうる設計資料を提供できるようにしなければならない。

おわりに実験の際終始御協力いただいた工業技術院機械試験所の左治木課長はじめ関係各位に深く感謝の意を表する。

参 考 文 献

- (1) 大島：自動制御 4, 3 (1957)

最近の日立製作所社員の工作機械に関する社外寄稿一覧 (その 1)

日本機械学会誌	巻 号	頁	発行年月	執 筆 者
MAPI の設備更新方式	59 巻 444 号	54 頁	(昭 31-1)	村 川 武 雄
設備投資の経済計算	60 巻 461 号	659 頁	(昭 32-6)	村 川 武 雄
マ シ ナ リ ー				
設備工作機械の老朽化とその対策	16 巻 7 号	681 頁	(昭 28-7)	花 岡 浩
ホブ盤の修理更生について	16 巻 8 号	802 頁	(昭 28-8)	小 川 正 典
高精度平削り作業	17 巻 8 号	727 頁	(昭 29-8)	花 岡 浩
				松 本 源 次 郎
高速送り旋削の実用化	17 巻 11 号	1,052 頁	(昭 29-11)	宇 佐 美 武 司
親マシンとしての中ぐり盤	18 巻 1 号	24 頁	(昭 30-1)	岩 瀬 泰 人 司
				八 木 研 防 光
トランスファー型専用工作機による電動機の製作	18 巻 3 号	203 頁	(昭 30-3)	葛 上 昌 夫
工作機械精度の経年推移について	18 巻 7 号	629 頁	(昭 30-7)	中 村 恒 夫
平削盤の精度規格と精度管理について (1)	18 巻 9 号	828 頁	(昭 30-9)	安 藤 芳 輔
平削盤の精度規格と精度管理について (2)	18 巻 10 号	862 頁	(昭 30-10)	阿 武 芳 輔
歯車の精度と運転性能 (1)	19 巻 4 号	309 頁	(昭 31-4)	阿 武 正 元
歯車の精度と運転性能 (2)	19 巻 5 号	436 頁	(昭 31-5)	明 山 正 元
平削盤の油圧駆動	19 巻 5 号	423 頁	(昭 31-5)	明 山 正 博
歯車の精度と運転性能 (3)	19 巻 7 号	649 頁	(昭 31-7)	松 本 源 次 郎
数値制御ミーリングマシン	19 巻 11 号	1,096 頁	(昭 31-11)	片 桐 真 一
マグネチック・クラッチ	20 巻 別冊	29 頁	(昭 32-1)	明 山 正 元
最近のフライス盤	20 巻 6 号	809 頁	(昭 32-6)	岡 部 礼 三
新しい工具材料とその熱処理	20 巻 8 号	1,073 頁	(昭 32-8)	松 倉 寿 一
機 械 技 術				花 岡 浩
現有工作機械の高速化	1 巻 6 号	1 頁	(昭 28-12)	小 柴 定 雄
超硬カッターの性能	2 巻 3 号	18 頁	(昭 29-3)	葛 上 武 司
プレーナ作業の能率化ミリングユニット	2 巻 4 号	16 頁	(昭 29-4)	宇 佐 美 武 礼 三
倣いフライス加工	2 巻 9 号	12 頁	(昭 29-9)	岡 部 健 之 輔
現在工作機械の自動化・倣いバイパス	3 巻 3 号	10 頁	(昭 30-3)	藤 原 忠 男
歯切ホブの精度規格	3 巻 4 号	56 頁	(昭 30-4)	栗 原 浩
工作機械の据付法	3 巻 5 号	1 頁	(昭 30-5)	花 岡 武 司
				宇 佐 美 久 雄
				森 本 源 次 郎
				宇 佐 美 武 司
				森 田 一 弘
				安 藤 恒 夫

P. 68 に続く