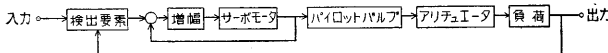


# 高速度電気油圧サーボ機構の理論および設計法

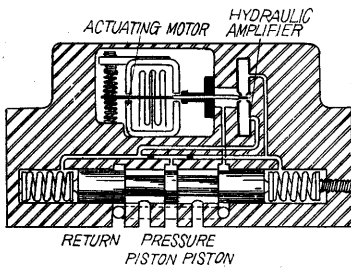
富 成 裏

## § 緒 言

油圧式サーボ機構は古くから水力発電機、艦船の操舵機構、各種の兵器に採用されている。それは、比較的小さな力でパイロットバルブを操作することにより、極めて大きな油圧を制御することができるからである。しかし大きな油圧、あるいは流量を制御するパイロットバルブを操作するには、やはり数ワットあるいは数十ワットの機械入力が必要とする。一方最近サーボ機構の検出要素のうち電気的方式のもの急激な発展のため、パイロットバルブの動きを電氣的に制御する必要が生じた。数年前までは第 1 図のようにパイロットバルブを電氣的サーボモータを使用した。計器用サーボ機構で操作するものが多かったが、これではサーボ機構の周波数応答は、



第 1 図 計器サーボを前段とする油圧サーボ



第 2 図 サーボバルブ

ほとんど計器用サーボに支配されてしまう。このため、油圧方式が本来特徴とする大馬力、急速応答のうち後者を十分発揮させることが困難であった。ところが 1955 年位から主として米国で研究開発されたサーボバルブ (第 2 図参照) が、最近にいたり、極めて豊富に、各種類のものが各社から発売され、サーボ機構の目的である高速、大馬力という点が一挙に解決されようとしている。さらにサーボバルブへの入力信号は数十ミリワットの電氣的信号であるため、サーボの補償は、電子管あるいはトランジスタにより極めて正確、簡単、小型に達成せられ、高精度の電氣的検出要素 (たとえば, Inductosyn, Nulltrax 等は数ミクロン以下の精度をもつといわれる) を結合することができる。サーボバルブはまた原理上、極めて小型になるため、大馬力を出すためには高圧油圧源を使用しなければならず、構造も高度な精密さを要求する。さらに応答周波数も数百サイクルに達するため、サーボバル

ブの設計、あるいはサーボバルブを使用した高性能電気油圧サーボの設計においては従来この方面の研究では必ずしも十分とはいえない。近時各所で活発な研究が行なわれているが、ここでは筆者が採用した、**signal-flow diagram** と、アナログ計算機による理論と、設計方法を紹介する。

## § 1. signal-flow diagram およびそれを使ってアナログ計算機で力学系を simulate する方法

自動制御系の表示に使われるブロック線図の中の各ブロックは、ある要素への入力と出力間の関係を示し、入力間には相互干渉がない。しかるに一般の物理現象のうちこのようなことはほとんど無く、入力と出力の関係は四端子マトリックス的に結合している。たとえばある力学系に力  $f_1$  を加えると、力を加えた側に変位  $x_1$  が発生すると同時に、もう一方の側に力  $f_2$  と変位  $x_2$  があらわれる。これを式で示すと次のようになる。

$$f_1 = Af_2 + Bx_2 \quad (1)$$

$$x_1 = Cf_2 + Dx_2 \quad (2)$$

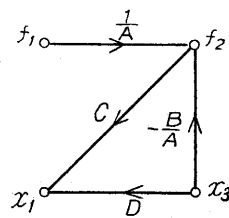
あるいは

$$\begin{pmatrix} f_1 \\ x_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A & B \\ C & D \end{pmatrix} \begin{pmatrix} f_2 \\ x_2 \end{pmatrix} \quad (3)$$

(1) において

$$f_2 = \frac{1}{A}f_1 - \frac{B}{A}x_2 \quad (4)$$

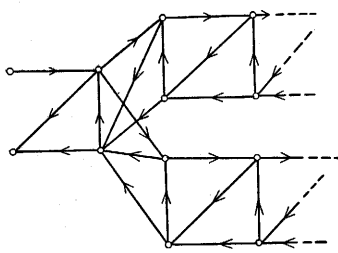
である。これは他端に発生する力  $f_2$  は、駆動側の力  $f_1$  と出力側の変位  $x_2$  との結果であることを示している。また式 (2) は駆動側に発生する変位は、 $f_2$  と  $x_2$  との結果



第 3 図 四端子マトリックスの signal-flow diagram

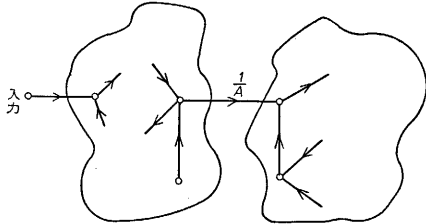
であることを示している。以上の関係を **signal-flow diagram** に示すと第 3 図のようになる。一般の物理系はこのような系が縦続あるいは並列に連結したものであり、**signal-flow diagram** ではたとえば第 4 図のようになっている。油圧回路ではさまざまな力や変位がお互いに関係し合って存在し、パイロットバルブの出力から先は負荷にいたるまで前記のような **signal-flow diagram** が組み合わさっている。もしも第 4 図の中のあるマトリックスが  $C, D$  を欠くような場

合、第5図のように signal-flow diagram は二つに分割され、その間には相互干渉がなくなり、整理して二つの



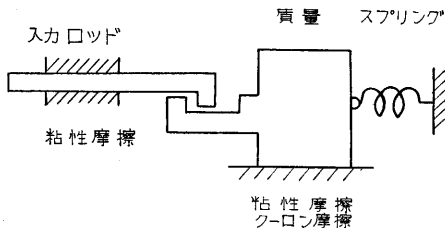
第4図 一般の signal-flow diagram

ブロックにまとめることができる。このような状態が一般のブロック線図である。油圧回路では高周波までを正確に考える場合その signal-flow diagram はブロックに分割することができない。そのた



第5図 二つのブロックに分割可能な場合

め、その伝達特性は複雑な形となり、あるいはパイロットバルブの圧力流量特性、軸力、負荷側に存在するガタ、クーロン摩擦等の非線形が随所に介入するので、等価伝達関数法によってもとうていその解析的取扱いは不可能である。signal-flow diagram では、その系に出現する変数、パラメタは自然の形そのままに表わされるので、各 transmittance をそのままアナログ計算機で simulate してゆくと、自然にアナログ計算機の演算用ブロック線図ができ上がってくる。このようにしてできたブロック線図は模擬回路法という方法で、自動制御系のシンセシスには適した使い方である。ただしこの方法では時として微分が必要になるが、演算増幅器の安定性を考慮すれば、後に記す近似微分回路を使わざるを得ないが、目的とするサーボ系の周波数特性を考えて適当に近

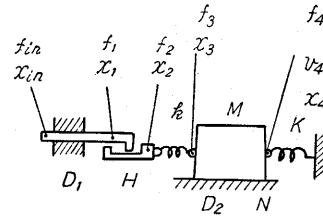


第6図 ガタとクーロン摩擦をもつ力学系

似すれば精度は十分である。ここで signal-flow diagram とアナログ計算機により、第6図のような非線形な機械系を取り扱ってみよう。

第6図の入力ロッドに一定の力が加わったときの、入力ロッドの変位、入力ロッドと質量がぶつかったときの力、質量の変位の様子を求めてみる。その前に第7図のように第6図の系のガタの部分において質量との間にス

プリングが存在すると考え、その剛性  $k$  を非常に大きなものと考えれば実際の場合に相当する。(実際無限大の剛性とは存在しないのであるから、アナログ計算機で剛体の衝突を取り扱うときはこのように考えて演算ブ



第7図 アナログ計算機用モデル

入力ロッド部分

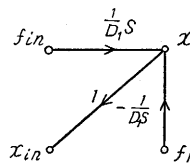
$$f_{in} = D_1 s x_1 + f_1 \quad (5)$$

$$x_{in} = x_1 \quad (6)$$

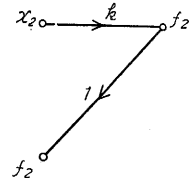
(5), (6) より

$$\begin{pmatrix} f_{in} \\ x_{in} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} D_1 s & 1 \\ 1 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} f_1 \\ x_1 \end{pmatrix} \quad (7)$$

第3図の求め方を参考にすれば、(7)の signal-flow diagram は第8図のようになる。



第8図 (7) の signal-flow diagram



第9図 (10) の signal-flow diagram

スプリング  $k$

$$x_2 = \frac{1}{k} f_3 \quad (8)$$

$$f_2 = f_3 \quad (9)$$

これより

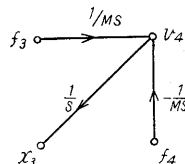
$$\begin{pmatrix} x_2 \\ f_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{1}{k} & 0 \\ 1 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} f_3 \\ x_3 \end{pmatrix} \quad (10)$$

この signal-flow diagram は第9図のようになる。

質量  $M$

$$f_3 = M s v_4 + f_4 \quad (11)$$

$$x_3 = \frac{1}{s} v_4 \quad (12)$$



第10図 (13) の signal-flow diagram

これより

$$\begin{pmatrix} f_3 \\ x_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Ms & 1 \\ \frac{1}{s} & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} v_4 \\ f_4 \end{pmatrix} \quad (13)$$

この signal-flow diagram は第10図のようになる。

粘性摩擦  $D_2$  とクーロン摩擦  $N$

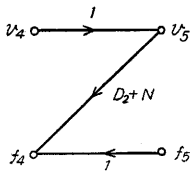
$$v_4 = v_5 \quad (14)$$

$$f_4 = (D_2 + N)v_5 + f_5 \quad (15)$$

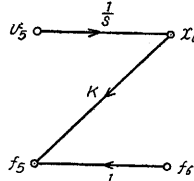
これより

$$\begin{pmatrix} v_4 \\ f_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ D_2 + N & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} v_5 \\ f_5 \end{pmatrix} \quad (16)$$

この signal-flow diagram は第 11 図のようになる。



第 11 図 (16) の signal-flow diagram



第 12 図 (19) の signal-flow diagram

スプリング  $k$

$$v_5 = sx_6 \quad (17)$$

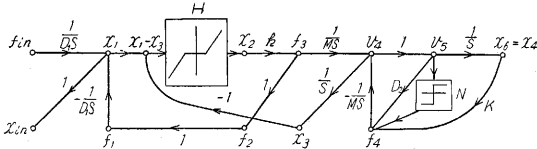
$$f_5 = kx_6 + f_6 \quad (18)$$

これより

$$\begin{pmatrix} v_5 \\ f_5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} s & 0 \\ k & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_6 \\ f_6 \end{pmatrix} \quad (19)$$

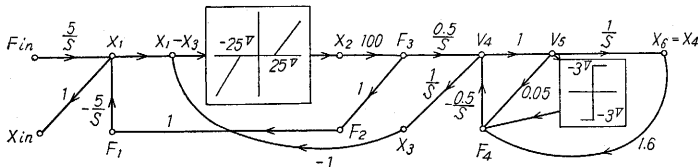
この signal-flow diagram は第 12 図のようになる。

第 8 図から第 12 図を結合し、ガタ  $H$  を考えるとこの系全体の signal-flow diagram は第 13 図のようになる。

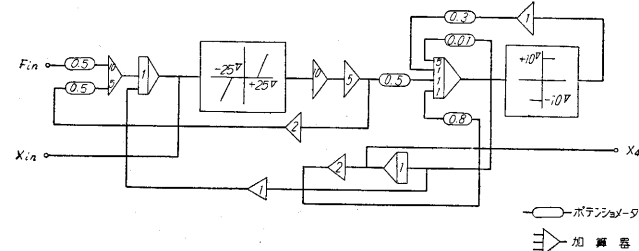


第 13 図 第 7 図の signal-flow diagram

実際の数値として  $k=800 \text{ kg/cm}$ ,  $M=1 \text{ kg}$ ,  $H=\pm$



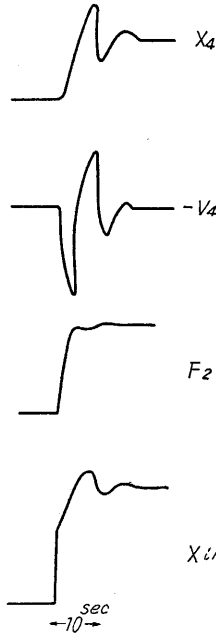
第 14 図 第 13 図の machine equation



第 15 図 第 14 図の演算回路

$0.05 \text{ cm}$ ,  $D_1=0.1 \text{ kg/cm/sec}$ ,  $D_2=0.025 \text{ kg/cm/sec}$ ,  $N=\pm$

$3 \text{ kg}$  として  $c, g, s$  単位を使用し, time scale factor  $s=1,000 \text{ S}$ , force scale factor  $f=10^5 \text{ F}$ , velocity scale



factor  $v=200 \text{ V}$ , displacement scale factor  $x=0.2 \text{ X}$  として

machine equation を求め, これを第 13 図に入ると第 14

図のようになる. これをアナログ計算機のブロック線図で示すと第 15 図のようになる. この

系へ  $20 \text{ kg}$  の力を急に加えたときの各変数のレスポンスを第 16 図に示す. signal-flow dia-

gram を用いると, 以上のように複雑な系を直ちに表示することができ, かつアナログ計算機

によりそのまま simulate することができ, 非線形性の影響も

実在系を想像しながら求めることができる. (アナログ演算の

もう一つの方法, 積分回路法ではこの点が直観的でないので,

筆者は, 自動制御系の研究では

模擬回路法がよいと思っている).

以上のような signal-flow diagram の特徴を利用して, 以下各種サーボバルブ, 配管, 負荷等の取扱い理論

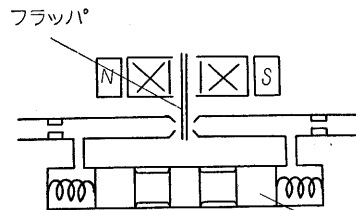
を展開し, アナコム計算の 1 部を示そう.

第 16 図 ステップ 応答

§ 2. サーボバルブの伝達特性

### § 2. サーボバルブの伝達特性

サーボバルブの原理を示すために第 17 図を示す. これはスプリング平衡方式といわれるものである. フラップが中点から変位すると, 両側のノズル背圧が変化し,



第 17 図 スプリング平衡方式 サーボバルブ

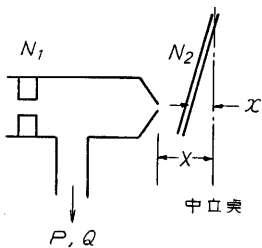
その差圧とスプリングが平衡し, パイロットバルブ内のスプールが変位し, 油の流れを切り換えて制御する. フラップはトルクモータへの電流数十ミリアンペアで制御される. ここでは第 20 図に示されるような, フォースフィードバック方式について詳細に解析し, その特徴, 設計基準を示そう.

2.1 フラップの動きと、スプールの動きの関係

一般にサーボバルブの特性は最大流量と、入力電流対流量の周波数特性の二つが主な目安となるが、負荷の状態によりこの周波数特性は相当変化するものである。これは流量および出力圧力によりスプールに軸力が働くためである。すなわち相互干渉が存在する。この干渉は後程考慮されるので、ここではフラップの動きと、油圧のかからない状態のスプールの動き間の伝達特性を求めてみよう。

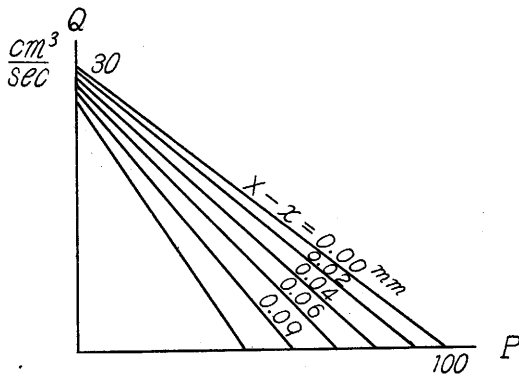
2.1.1 ノズルフラップの4端子マトリックス

第 18 図において、フラップの中立点からの変位  $x$  対出力圧力  $P$ 、出力流量  $Q$  の関係を 4 端子マトリックスで



第 18 図 ノズルフラップの関係

示そう。この関係は上流側、下流側のノズル  $N_1$ 、 $N_2$  の形状により変わってくるが、その 1 例を第 19 図に示す。これは実験で求めたものであり、その図の求め方は次の通りである。まずフラップとノズル  $N_2$  の間隔 ( $X-x$ ) をある一定値にし、 $N_2$  の背圧側を開放にしたとき、すなわち  $P=0$  としたときの流量を縦軸上に取り、



第 19 図 ノズルフラップの圧力流量特性

次に背圧側の出口を閉じたときの圧力を横軸上に取り、この 2 点を直線で結ぶ。以上の実験を各種の  $x$  について行ない、得られたものを第 19 図に示す。ノズルフラップの圧力流量特性である。この図を見て分かることは、圧力流量特性は相当広い範囲にわたり、互いに直線的な関係があることである。(圧力流量曲線は上記のように直線で代用し得ることは、他の実験、計算から確かめられている)。いろいろの実験結果から、ノズルとフラップの間隔の最良の値は、ノズル  $N_2$  の孔の直径のだいたい  $1/10 \sim 1/5$  とした場合である。ただしこのような関係に

あるときは、ノズルからの噴流がフラップにおよぼす力が、特殊な状態になるところに合致するので、サーボバルブの設計上注意しなければならない。これに関しては後ほど説明することにする。さて以上のようなことから、中立点からの微小量  $\Delta x$ 、 $\Delta P$ 、 $\Delta Q$  の間には次の関係があるとしてよい。

$$\Delta x = \left( \frac{\partial x}{\partial P} \right)_Q \Delta P + \left( \frac{\partial x}{\partial Q} \right)_P \Delta Q \quad (20)$$

各量は圧力流量特性の線形範囲内で変化するものとすると (20) は

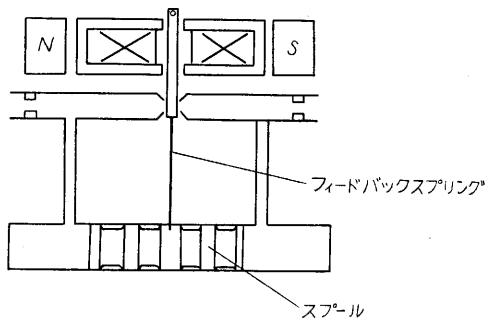
$$x = \left( \frac{\partial x}{\partial P} \right)_Q P + \left( \frac{\partial x}{\partial Q} \right)_P Q \quad (21)$$

としてよい。ここで  $(\partial P / \partial x)_Q$ 、 $(\partial Q / \partial x)_P$  はそれぞれ三極真空管の増幅定数  $\mu$ 、相互コンダクタンス  $g_m$  に相当するものと考えられるから (21) はさらに次のようにかくことができる。

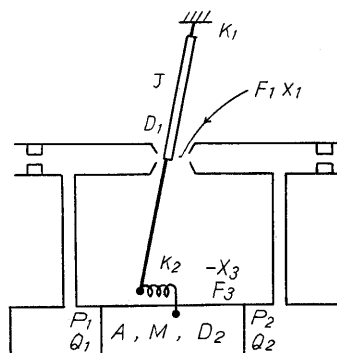
$$\begin{pmatrix} x \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{1}{\mu} & \frac{1}{g_m} \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P \\ Q \end{pmatrix} \quad (22)$$

2.1.2. フォースフィードバック方式にした場合の力学

この形式のものは米国 Hydraulic Research Co, Moog Servo Controls Co で採用されている形式である。これは各部の寸法、定数を適当にすることにより周波数応答

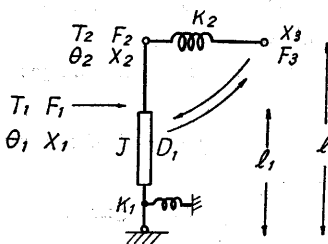


第 20 図 フォースフィードバック方式サーボバルブ



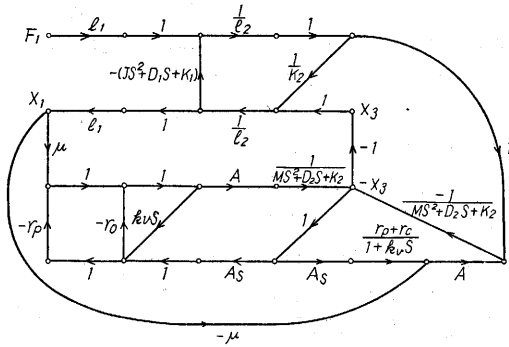
第 21 図 第 20 図の原理図

特性の幅を任意に変えることができ、また原理的にトルクモータの共振周波数は直接伝達関数の中に現われないので極めて興味深いものである。この型の構造を第 20 図に示すが、考え方を容易にするため第 21



第 22 図 第 20 図をさらに原理的にした図

図のようにする。フラップに力  $F_1$  が加わるとスプールは  $-X_3$  変位し、スプリング  $K_2$  によりフラップ先端には  $F_3$  が生じ、これと  $F_1$  とで  $X_1$  が決まる。



第 23 図 フォースフィードバック方式サーボバルブの signal-flow diagram

これをさらに原理的にかくと第 22 図のようにかける。フィードバックスプリングをもつフラップはこのようなリンク装置と考えられる ( $F_1 X_1$ ) と ( $F_3 X_3$ ) との間には図に示すようなフィードバックがあるので、このループを考えることにする。記号の意味を図のようにすると、リンクに関して次のようになる。

$$\begin{cases} T_1 = J s^2 \theta_2 + D_1 s \theta_2 + T_2 \\ \theta_1 = \theta_2 \end{cases} \quad (23)$$

または

$$\begin{pmatrix} T_1 \\ \theta_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & J s^2 + D_1 s + K_1 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_2 \\ \theta_2 \end{pmatrix} \quad (24)$$

$$\begin{pmatrix} T_2 \\ \theta_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} l_2 & 0 \\ 0 & 1/l_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_2 \\ X_2 \end{pmatrix} \quad (25)$$

$$\begin{pmatrix} F_2 \\ X_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 1/K_2 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_3 \\ X_3 \end{pmatrix} \quad (26)$$

$$\begin{pmatrix} F_1 \\ X_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1/l_1 & 0 \\ 0 & l_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_1 \\ \theta_1 \end{pmatrix} \quad (27)$$

(24)~(27) をまとめると

$$\begin{pmatrix} F_1 \\ X_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{l_2}{l_1} + \frac{1}{K_2 l_1 l_2} (J s^2 + D_1 s + K_1), & \frac{l_1}{K_2 l_2} \\ \frac{1}{l_1 l_2} (J s^2 + D_1 s + K_1), & \frac{l_1}{l_2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_3 \\ X_3 \end{pmatrix} \quad (28)$$

次に  $X_1$  と ( $X_3, F_3$ ) 間の関係を考える。

$$\begin{pmatrix} X_1 \\ F_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1/\mu & 1/g_m \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{pmatrix} \quad (29)$$

ここではフラップに対する噴流の影響を考えないことにしている。

$$\begin{pmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1/A & 0 \\ 0 & A s \end{pmatrix} \begin{pmatrix} M s^2 + D_2 s + 1 & 1 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} -X_3 \\ A P_2 + F_3 \end{pmatrix} \quad (30)$$

$$\begin{pmatrix} A P_2 \\ -X_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A & 0 \\ 0 & 1/A s \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{pmatrix} \quad (31)$$

$$P_2 = r_p Q_2 - \mu x \quad (32)$$

ここに  $r_p = \mu/g_m$  で内部抵抗に相当するものである。

ここでノズルからスプールへの管路の抵抗を  $r_c$ 、この部分の油の体積が示す剛性を  $k_c$  とし、 $r_p$  の代わりに  $(r_p + r_c)/1 + k_c s$  を用いると、油の圧縮性、粘性を考えに入れることができる。(24)~(32) より signal-flow diagram を作ると第 23 図のようになる。フラップに加わる力  $F_1$  すなわちトルクモータへの電流を独立変数としたときのサーボバルブの四端子マトリックスは第 23 図から求めることができる。また ( $F_3 - X_3$ ) から先に、油圧配管、負荷の signal-flow diagram を接続してゆくと、電気油圧サーボ機構のアナログ計算機によるシミュレーションが可能となる。

次に無負荷の場合の  $F_1$  から  $-X_3$  までの伝達関数を計算し、その結果知りうることを論じ、さらに実験結果と比べてみよう。 $F_1$  から  $-X_3$  までの transmittance は次式のように計算される。

$$\begin{aligned} \frac{-X_3}{F_1} &= \frac{2\mu A l_1}{K_2 l_2} - 1 \Big/ \frac{M J}{K_2 l_1 l_2} s^4 + \left[ \frac{J(D_2 + 2r_p A^2) + M D_1}{K_2 l_1 l_2} \right] s^3 \\ &+ \left[ \frac{l_2 M}{l_1} + \frac{K_1 M + D_2 D_1}{K_2 l_1 l_2} + \frac{J}{l_2 l_1} + 2r_p A^2 \frac{D_1}{K_2 l_1 l_2} \right] s^2 \\ &+ \left[ (D_2 + 2r_p A^2) \left( \frac{K_1}{K_2 l_1 l_2} + \frac{l_2}{l_1} \right) + \frac{D_1}{l_2 l_1} \right] s \\ &+ 2\mu A + \frac{K_1}{l_1 l_2} \end{aligned} \quad (33)$$

ここで注意すべきことは直流ゲインは次式で与えられるので

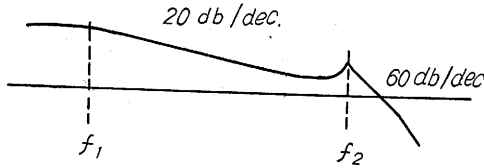
$$\left( \frac{-X_3}{F_1} \right)_{s=0} = \frac{2\mu A l_1^2 - K_2 l_1 l_2}{2K_2 \mu l_1 l_2 A + K_2 K_1} \quad (34)$$

$2\mu A = K_2 l_2/l_1$  の関係があるとき直流ゲインはゼロとなることである。(34) は静的に考えても求めることができる。実際の数値を代入して考えるとき、実際の設計においては、直流ゲインは次式のごとく考えてよい。

$$\text{直流ゲイン} \left( \frac{-X_3}{F_1} \right)_{s=0} = \frac{l_1}{K_2 l_2} \quad (35)$$

次に周波数応答曲線はどの周波数でピークをもつかを考えてみよう。 $s = j\omega$  とおいたとき、 $\omega$  が共振周波数付近においては (33) の分母の虚数部はほとんどゼロでなければならぬ。その理由は、実際の数値を入れると、

(33) の周波数応答は第 24 図のようになり、20 db/dec の減衰がピークをへて 60 db/dec の減衰になる傾向をもつからである。



第 24 図 (33) の周波数応答  
ゆえに共振周波数  $f_2$  は大体次のように与えられる。

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(D_2 + 2r_p A^2)(K_1 + K_2 l_2^2) + K_2 D_1}{J(D_2 + 2r_p A^2) + MD_1}} \quad (36)$$

実際には次のように近似してよい。これが設計基準となる。

$$\text{共振周波数 } f_2 \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_1 + K_2 l_2^2}{J}} \quad (37)$$

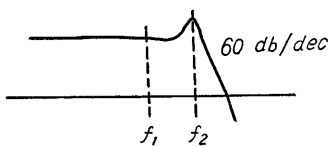
次に第 1 折点周波数  $f_1$  は大体次のように与えられる。

$$f_1 \approx \frac{1}{2\pi} \left( 2\mu A + \frac{K_1}{l_1 l_2} \right) \left[ \frac{(D_2 + 2r_p A^2) \left( \frac{K_1}{K_2 l_1 l_2} + \frac{l_2}{l_1} \right) + \frac{D_1}{l_1 l_2}}{K_2 l_1 l_2} \right] \quad (38)$$

実際の設計基準としては次式で十分である。

$$\text{第 1 折点周波数 } f_1 \approx \frac{\mu K_2 l_1 l_2}{2\pi r_p K_1 A} \quad (39)$$

(35), (37), (39) よりフォースフィードバック方式のサーボバルブの設計方針を推論することができる。直流ゲインを大きくするには、フィードバックスプリングの強さ  $K_2$  を小さくする。またトルクモータとフラップ間の



第 25 図  $f_1, f_2$  がほとんど同じの場合

る。

ここで注意すべきことは、トルクモータの共振周波数は  $\sqrt{K_1/J}/2\pi$  であるが、(33) から明らかなように、フォースフィードバック方式サーボバルブの共振点は、そのトルクモータの共振点より高くできることである。これはトルクモータの設計が楽になることを示す。

### 2.1.3 フォースフィードバック方式サーボバルブの実験

筆者の設計した実験用サーボバルブをフォースフィードバ

ク方式にした場合の諸定数は次のようなものである。

使用圧力  $P_s$  : 100 kg/cm<sup>2</sup>

使用油 Standard vacuum gargoyle DTE oil light

ノズルの直径  $N_1, N_2$  とも 0.6 φ

トルクモータアマチュアの慣性モーメント  $J = 51.7 \text{ gm cm}^2$

スプールの質量  $M = 20 \text{ gm}$

フィードバックスプリング  $K_2 = 7 \times 10^6 \text{ gm/sec}^2$

スプールの断面積  $A = 0.502 \text{ cm}^2$

ノズルフラップ増幅定数  $\mu = 2.613 \times 10^9 \text{ gm/sec}^2 \text{ cm}^2$

ノズルフラップ相互コンダクタンス

$$g_m = 0.8 \times 10^3 \text{ cm}^2/\text{sec}$$

ノズルフラップ内部抵抗  $r_p = 3.266 \times 10^6 \text{ gm/sec} \cdot \text{cm}^4$

トルクモータアマチュア間スプリング

$$K_1 = 0.931 \times 10^9 \text{ gm cm}^2/\text{sec}^2$$

アマチュア長さ  $l_1 = 3.5 \text{ cm}$

フラップ長さ  $l_2 = 5.6 \text{ cm}$

(以上いずれも c, g, s 単位)

以上の数値を (35), (37), (39) に入れると

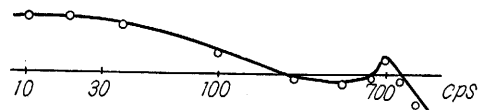
直流ゲイン =  $0.448 \times 10^{-7} \text{ sec}^2/\text{gm}$

共振周波数 = 756 cps

第 1 折点周波数 = 37.6 cps

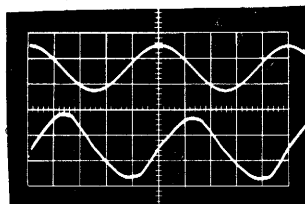
これより必要とするトルクモータの性能が分かる。いま  $F_1$  として 150 gm を加えると直流ゲイン定数より、スプールの作動範囲を  $\pm 0.1 \text{ mm}$  とすればトルクモータは最大  $\pm 300 \text{ gm}$  の力を出せれば十分である。差動電流 20 mA で 300 gm の力を出しうるトルクモータの設計は容易である。

第 26 図は本例における実験結果で、スプールの動きの周波数応答を求めたものである。計算結果とよく一致している。写真 1 は 100 cps におけるスプールの動き、およびステップ応答を示す。



第 26 図 実験用サーボバルブの周波数応答

フラップの動きも 0.01~0.02 mm 以内で十分線形範囲内で作動している。これはこの方式の特徴の一つである。



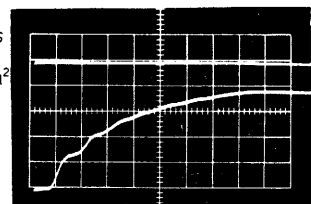
入力 100 cps

$P_s = 100 \text{ kg/cm}^2$

出力

1目盛

2m sec/cm



ステップ

応答

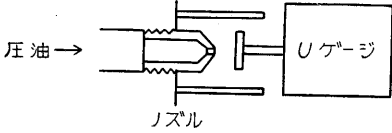
1目盛

1m sec/cm

写真 1

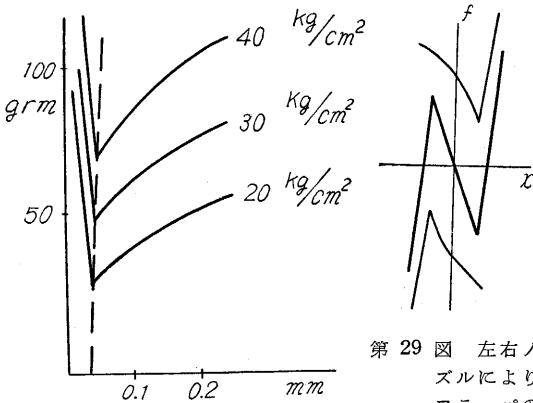
2.2 ノズルフラップ部分の設計に対する注意

サーボバルブ単体の実験において、ノズルとフラップの調整条件によりサーボバルブが激しく発振することがある。この原因と目されること、およびその回避法は次のようなものである。



第 27 図 ノズル噴流に関する実験

ノズルの噴出口の正面に第 27 図のように U ゲージ (非接着抵抗線歪計) をおき、ノズルとゲージ間隔を横軸、噴流による力を縦軸にとり、ノズル背圧をパラメータにすると第 28 図のような特性がえられる。左右のノズルの噴流による力の合成は、第 29 図のようになり、著し



第 28 図 フラップの受ける力とノズルフラップ間隔の関係

第 29 図 左右ノズルによりフラップの受ける合成力対変位の関係

い非線形性をもち、中立点では負の複元力を示すので、これがサーボバルブの安定に大きな影響を与えている。また第 28 図に示されるディフ付近の様相は、フラップの周囲に cavity が発生すると大きく変化するので、サーボバルブの設計においては、この室内の圧力を 5kg/cm<sup>2</sup> 位に保ち、流れの状態を考慮してその付近の設計をすることが良い。さて次にこの非線形性がどのように影響するか signal-flow diagram から考えてみよう。

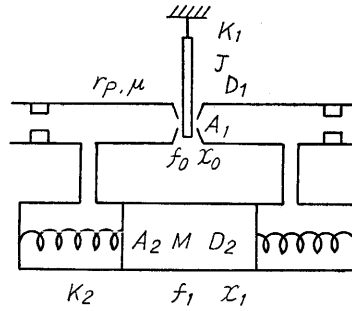
中立状態における左右ノズル背圧を  $P_0$ 、それからの変動を  $\Delta P$  とすると、フラップの微小変位  $\Delta x$  により生ずるフラップへの力  $\Delta f_n$  は次式で与えられる。

$$\Delta f_n \approx A(\Delta p - \Delta p') + AP_0 N \Delta x \quad (40)$$

2.2.1 スプリング平衡方式サーボバルブにおける影響

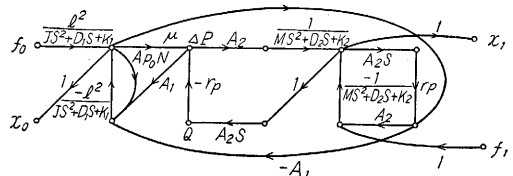
この方式の構造を第 30 図に示す。2.1.1 および 2.1.2 に示したと同様の手法により、この形式のサーボバルブ

の signal-flow diagram をかくと第 31 図のようにな



る。ここにおいてフラップの入力アドミッタンスを計算すると次式のようになる。

第 30 図 スプリング平衡方式サーボバルブ



第 31 図 スプリング平衡方式サーボバルブの signal-flow diagram

$$\frac{x_0}{f_0} = \frac{l^2}{JS^2 + D_1S + K_1} / 1 - \frac{4l^2 A_1 A_2^2 \mu r_p S}{(JS^2 + D_1S + K_1) [MS^2 + (2A_2^2 r_p + D_2)S + K_2]} + \frac{l^2 (A_1 P_0 N + 2A_1 \mu)}{JS^2 + D_1S + K_1} \quad (41)$$

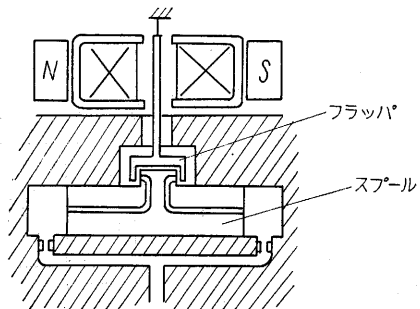
(41) の特性方程式は次式で与えられる。

$$JMS^4 + (D_1M + 2A_2^2 r_p J)S^3 + [K_1M + 2A_2^2 r_p D_1 + JK_2 + Ml^2 (AP_0N + 2A_1\mu)]S^2 + (2K_1A_2^2 r_p + D_1K_2 + 2l^2 A_1 P_0 N A_2^2 r_p)S + K_2[K_1 + l^2 (A_1 P_0 N + 2A_1 \mu)] = 0 \quad (42)$$

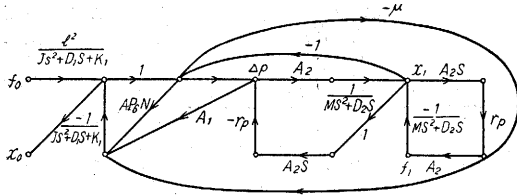
Hurwitz の条件のうち、最も安定性に影響を与えるのは (42) より次の不等式が成立しなくなるときである。

$$2K_1A_2^2 r_p + D_1K_2 > 2l^2 A_1 P_0 A_2^2 r_p |N|$$

(N は第 29 図から分かるように、変位が小さい間は負である) これよりこの形式のサーボバルブにあっては、フラップのバネ定数  $K_1$  を大きく、その長さ  $l$  をできるだけ短くし、トルクモータのダンピング  $D_1$  を大きくすると安定なものがえられることが分かる。



第 32 図 位置フィードバック方式サーボバルブ



第 33 図 位置フィードバック方式サーボバルブの signal-flow diagram

2.2.2 位置フィードバック方式サーボバルブにおける影響

この方式の構造を第 32 図に示す。その signal-flow diagram を第 33 図に示す。フラップの入力インピーダンスは次式で与えられる。

$$\frac{x_0}{f_0} = \frac{l^2}{JS^2 + D_1S + K_1} \left[ 1 + \frac{l^2}{JS^2 + D_1S + K_1} \cdot \frac{M(A_1P_0N + 2A_1\mu)S^2 + 2(A_1P_0N - A_1\mu)A_2^2r_pS}{MS^2 + 2A_2^2r_pS + 2\mu A_2} \right] \quad (43)$$

(43) の特性方程式を求め、Hurwitz の条件より、この方式のサーボバルブの安定性を決める figure of merits は次式で与えられる。

$$\mu A_2 D_1 + A_2^2 r_p (K - l^2 A_1 \mu + l^2 A_1 P_0 N) > 0 \quad (44)$$

$N < 0$  であるから、この方式ではアマチュアのスプリング  $K$  を強くしないと不安定になりやすいことを示す。

2.2.3 ノズルフラップの調整が、サーボバルブの特性に与える影響

第 29 図を求めた方法により、ノズルとフラップの間隔により、噴流による力がどのように変化するか分かる。これを表にすると第 1 表のようになる。総合すると①の場合が最も良好と考えられる。①の条件ではフラップとノズルの間隔は極めて狭くなる。この間隔が 0.02 mm 以下になると、いわゆる silting と呼ばれる現象を生じ、油の流れが停止したり、減少したりして不安定になるから、ノズルの孔を普通より大きく  $1.5\phi \sim 2\phi$  としてノズル、フラップ間隔を 0.1 mm ~ 0.15 mm とすると良い。

第 1 表

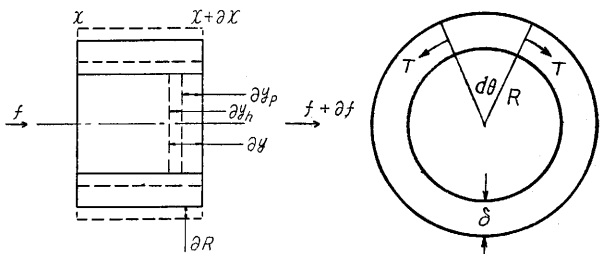
ノズルフラップ間隔	① 0.08D 以下	② 0.08D ~ 0.2D	③ 0.2D 以上
サーボバルブとしての直線性	良	優	悪い
ノズル噴流による力の変位に対する関係			
サーボバルブ自体の安定性	優	悪い	良

§ 3. 配管の伝達特性

高性能電気油圧サーボ機構を設計しようとして、サーボバルブを採用するとき、サーボバルブの周波数帯域は数百サイクルに達している。このためサーボバルブとアクチュエータの間を配管で接続するとき、配管が高周波域で示す伝達特性を確かめておく必要がある。一般に配管内を進行する正弦波の波長が配管の長さに対し無視しえない場合、この系は分布定数系として取り扱わなければならない。このとき運動方程式は波動の式となり、時間領域での解はベッセル関数を含み、周波数領域では  $S$  に関する無理式を含むから、そのままではサーボ機構のシミュレーションは不可能である。ここでは配管内の油の状態を示す方程式を導き、その近似的取扱い方を示すことにする。

3.1 配管内の油に関する運動方程式

配管の単位長さに関するふくらみに関する剛性を  $k_p$ 、質量を  $m_p$ 、配管内の単位長さ当たりの油の剛性を  $k_h$ 、体積を  $v$ 、質量を  $m_h$ 、管壁と油の間の粘性抵抗の単位長さ当たりの  $r$  とする。配管の入口から  $x$  の点における長さ  $\partial x$  の部分を考える。左断面に作用する力を  $f$ 、右断面に作用する力を  $f + \partial f$  とする (第 34 図参照)。この部分の管内の油を一つの物体と考え、力  $f$  により  $\partial y$  だけ圧縮されかつ管壁が管軸と直角の方向にふくらむ。また左右の断面に働く力の差  $\partial f$  により、油は  $y$  だけ移動する。極小部分  $\partial x$  の油の質量は  $m_h \partial x$ 、管の質量は  $m_p \partial x$ 、粘性抵抗は  $r \partial x$ 、油の剛性は  $k_h / \partial x$ 、管の剛性は  $k_p / \partial x$  であるから次の式がえられる。



(a) 配管の微小部分 (b) 管の断面 第 34 図

$$(m_h \partial x) s^2 y + (r \partial x) s y = (f) - (f + \partial f) \quad (45)$$

$$\therefore \partial f = -(m_p s^2 + r s) \partial x \cdot y \quad (46)$$

$f$  あるいは圧力  $p$  により油が圧縮され、管が管軸に直角方向に変形する。第 34 図(a)において油の圧縮による断面の変位を  $\partial y_h$ 、管の変位による断面の変位を  $\partial y_p$  とする。油に関して次の関係がある。

$$f = -k_h \frac{\partial y_h}{\partial x} \quad (47)$$



第 34 図 (b) を参照すると、管に関して次の関係がある。

$$p\delta x R \partial \theta = \rho_p \delta x R \partial \theta \frac{d^2(\partial R)}{dt^2} + T d\theta \quad (48)$$

ただし  $m_p = 2\pi\rho_p$  とする。

$$\frac{T}{\partial \theta x} = E \frac{\partial(R\delta\theta)}{R\delta\theta} \quad (49)$$

$E$  は管壁の材質のヤング率である。

(48), (49) より

$$R\dot{p} = \rho_p R \frac{d^2(\partial R)}{dt^2} + E\delta \frac{\partial R}{R} \quad (50)$$

Laplace 変換して整理すると

$$\partial R = \frac{R}{\rho_p R S^2 + \frac{E\delta}{2}} \dot{p} \quad (51)$$

一方向の関係が存在する。

$$-a\partial y_p = 2\pi R \partial R \partial x \quad (52)$$

(51), (52) より

$$\partial x_p = -\frac{2}{\rho_p R S^2 + \frac{E\delta}{2}} \partial x \cdot p \quad (53)$$

(47) より

$$\partial y_h = -\frac{a\partial x}{k_h} p \quad (54)$$

また次の関係がある。

$$\partial y = \partial y_h + \partial y_p \quad (55)$$

(53), (54) を代入して

$$\partial y = -\left(\frac{a}{k_h} + \frac{2}{\rho_p R S^2 + \frac{E\delta}{2}}\right) \partial x \cdot p \quad (56)$$

(46) より

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = -\frac{1}{a} (m_h S^2 + r S) \frac{\partial y}{\partial x} \quad (57)$$

(56) を代入して

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{a} (m_h S^2 + r S) \left(\frac{a}{k_h} + \frac{2}{\rho_p R S^2 + \frac{E\delta}{2}}\right) p \quad (58)$$

$m_p, k_p$  を用いると

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = (m_h S^2 + r S) \left(\frac{1}{k_h} + \frac{1}{R^2 m_p S^2 + k_p}\right) p \quad (59)$$

流量を  $q$  とすると、

$$q = a s y \quad (60)$$

(46), (60) より

$$q = -\frac{a^2 s}{m_h S^2 + r S} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (61)$$

(59) の一般解は次式で与えられる。

$$p(s, x) = \alpha(s) e^{-\gamma(s)x} + \beta(s) e^{\gamma(s)x} \quad (62)$$

(61), (62) より

$$q(s, x) = \frac{\alpha(s)}{Z_c(s)} e^{-\gamma(s)x} - \frac{\beta(s)}{Z_c(s)} e^{\gamma(s)x} \quad (63)$$

ここで

$$r(s) = \sqrt{(m_h S^2 + r S) \left(\frac{1}{k_h} + \frac{1}{R^2 m_p S^2 + k_p}\right)} \quad (64)$$

$$Z_c(s) = \frac{1}{a^2} \sqrt{s \left(\frac{1}{k_h} + \frac{1}{R^2 m_p S^2 + k_p}\right)} \quad (65)$$

であり、 $r(s)$  は伝播定数、 $Z_c(s)$  は特性インピーダンスと呼ばれるものである。 $r(s)$  は管内における油の圧力または流量波形の伝播の様態を示し、 $Z_c(s)$  は進行波形が入力側あるいは負荷側で反射するときの様態を示す。

### 3.2 配管の接続マトリックス

配管の入力側  $x=0$ 、出力側  $x=l$  における圧力、流量をそれぞれ  $(p_0, q_0)$ 、 $(p_l, q_l)$  とすると (62), (63) より

$$p_0 = \alpha(s) + \beta(s) \quad (66)$$

$$q_0 = \alpha(s)/Z_c - \beta(s)/Z_c \quad (67)$$

$$p_l = \alpha(s) e^{-\gamma(s)l} + \beta(s) e^{\gamma(s)l} \quad (68)$$

$$q_l = \frac{1}{Z_c} \alpha(s) e^{-\gamma(s)l} - \frac{1}{Z_c} \beta(s) e^{\gamma(s)l} \quad (69)$$

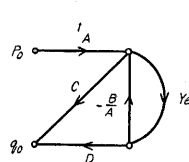
(66)~(69) より接続マトリックス ( $\Gamma$ ) が求められる。

$$(\Gamma) = \begin{pmatrix} \frac{1}{2} (e^{\gamma(s)l} + e^{-\gamma(s)l}), & \frac{1}{2} Z_c (e^{\gamma(s)l} - e^{-\gamma(s)l}) \\ \frac{1}{2Z_c} (e^{\gamma(s)l} - e^{-\gamma(s)l}), & \frac{1}{2} (e^{\gamma(s)l} + e^{-\gamma(s)l}) \end{pmatrix} \quad (70)$$

または

$$(\Gamma) = \begin{pmatrix} \cosh \gamma(s)l, & Z_c \sinh \gamma(s)l \\ \frac{1}{Z_c} \sinh \gamma(s)l, & \cosh \gamma(s)l \end{pmatrix} \quad (71)$$

### 3.3 配管入力側におけるアドミッタンス



第 35 図 負荷のある配管の signal-flow diagram

配管の出口に負荷があり、そのアドミッタンスを  $Y_l$  とすると、入口におけるアドミッタンス  $Y_0$  は次のように求められる。接続マトリックス ( $\Gamma$ ) の各要素を  $ABCD$  で示すと、この場合の signal-flow diagram は第 35 図のようになる。

$$Y_0(s) = \frac{q_0(s)}{P_0(s)} = \frac{C + DY_l}{A + BY_l} = \frac{1}{Z_c} \frac{1 - m_l(s) e^{-2\gamma(s)l}}{1 + m_l(s) e^{-2\gamma(s)l}} \quad (72)$$

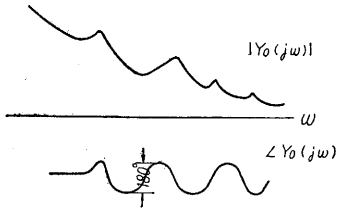
ただし  $m_l(s)$  は次式で与えられ、負荷における反射定数といわれるものである。

$$m_l(s) = (Z_l - Z_c) / (Z_l + Z_c) \quad (73)$$

次に  $e^{-\gamma(s)l}$  のもつ意味を考えると、これは周波数領域において入力と出力間の伝播ひずみを示すもので、減衰ひずみ  $\alpha$  と位相ひずみ  $\beta$  とに分けられる。  $\alpha, \beta$  は次のように与えられる。

$$e^{-\gamma(s)l} = e^{-(\alpha + j\beta)l} = e^{-\frac{2\pi l}{\lambda} \tan^{-1} \left[ \frac{1}{2} \tan^{-1} \left( \frac{r}{m\omega} \right) \right]} e^{-j\frac{\omega l}{c}} \quad (74)$$

ただし  $\omega$  は周波数、 $\lambda$  はその周波数における波長、 $c$  は無歪伝播速度である。 ( $c = 1/\sqrt{mk}$ , ただし  $\frac{1}{k} = \frac{1}{k_h} + \frac{1}{k_p}$  (72), (74) か



第 36 図  $Y_0$  の周波数特性

ら  $Y_0$  の周波数特性を求めると第 36 図のようになる。低周波においては配管の影響をあまり受けず負荷のアドミッタンスと同じであるが、負荷のインピーダンス  $Z_l = 1/Y_l$  が  $Z_c$  より大きくなるような高周波になると、図のように配管の長さ  $l$  がちょうど 4 分の 1 波長に相当する周波数でピークを生じ、それ以上では 3 倍、5 倍…でピークが、2 倍、4 倍でディップを生ずる。また位相もこのピークを境として  $\pm 90^\circ$  間で急激に変化する。第 36 図のように  $Y_0(j\omega)$  は超高周波で一定の値に減少してゆくが、普通油圧サーボにおける各種の現象はこれよりかなり低い周波数における問題であるから、特性インピーダンス、伝播定数は (64), (65) のように厳密である必要はなく、配管の質量を無理したときのもので十分である。このとき  $r(s), Z_c(s)$  は次のようになる。

$$r(s) = \sqrt{\frac{m_h s^2 + r s}{k}} \quad (75)$$

$$Z_c(s) = \frac{1}{a^2} \sqrt{\frac{k(m_h s + r)}{s}} \quad (76)$$

ただし  $\frac{1}{k} = \frac{1}{k_h} + \frac{1}{k_p}$

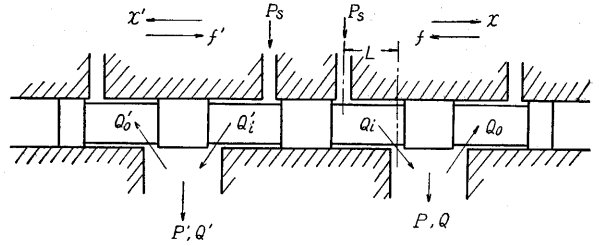
§ 4. パイロットバルブと配管の結合問題

サーボバルブを使用する高速油圧サーボにおいては、サーボバルブ内の小さなスプールで高圧 (50 kg/cm<sup>2</sup> ~ 300 kg/cm<sup>2</sup>) で、しかも相当な流量 (5~50 l/min) の作動油を制御しなければならない。そのため油の流れによりスプールにはいろいろな軸力が働き、前に求めたサーボバルブの伝達関数に大きな影響を与える。ここでは負重合のスプールに関して、Lee と Blackburn の与えた式と signal-flow diagram により、その状態を説明してみよう。

4.1 スプールと負荷の関係

第 37 図にスプールとスリーブ間の制御オリフィスの

関係図を示す。流量  $Q_i, Q_0, Q$ , 圧力  $P_s, P$  は図に示した意味のものとする。  $P_s$  の供給孔と上流側オリフィス間、下流側オリフィスと戻り油孔間の間隔は等しく、



第 37 図 スプールとオリフィスにおける関係図

$L$  である。力と変位の正方向は図に示すようにする。また負重合の量を  $u$  とする。流入流量  $Q_i$  によりスピールの受ける力を  $f_i$ , 流出流量  $Q_0$  によるものを  $f_0$  とすると、Lee, Blackburn の式は次のようになる。

$$f_i = C \frac{\rho Q_i^2}{A_i} + \rho L \frac{dQ_i}{dt} \quad (77)$$

$$Q_i = \alpha(u+x) \sqrt{P_s - P} \quad (78)$$

$$Q_0 = \alpha(u-x) \sqrt{P} \quad (79)$$

$$A_i = (u+x)W, A_0 = (u-x)W \quad (80)$$

ただし  $C, \alpha$  は比例定数、 $A_i, A_0$  は流入、流出側オリフィスの面積、 $W$  はオリフィスの幅である。(77)~(80) より

$$f_i = \frac{C\rho\alpha^2}{W} (u+x) (P_s - P) + \rho L \frac{dQ_i}{dt} \quad (81)$$

$$f_0 = -\frac{C\rho\alpha^2}{W} (u-x) P + \rho L \frac{dQ_0}{dt} \quad (82)$$

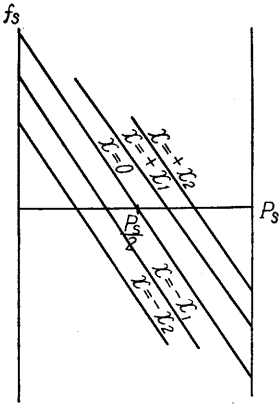
この部分で流入、流出する油によりスプールが受ける力  $f$  は

$$f = f_i + f_0 = -\frac{C\rho\alpha^2}{W} [(u+x)P_s - 2uP] + \rho L \frac{d(Q_i + Q_0)}{dt} \quad (83)$$

(83) 右辺の第 1 項を静的な力  $f_s$ , 第 2 項を動的な力  $f_d$  と呼ぶことにする。以上の説明とまったく同様にして、スピールの左側において発生する力  $f'$  も求められる。

$$f' = \frac{C\rho\alpha^2}{W} [2uP' - (u-x)P_s] - \rho L \frac{d(Q_i' + Q_0')}{dt} \quad (84)$$

静的な力  $f_s$  と  $P$  との関係をも、スピールの変位  $x$  をパラメータとして図示すると第 38 図のようになる。これにより次のことが分かる。いま  $x = +x_1$  の位置にスプールがあるとき、アクチュエータに負荷がかかり  $P$  が増大してゆくと  $f_s$  は減少してゆき遂に負の力となりスプールの右側に押す力となる。またスピールの左側の制御オリフィス部分においては、アクチュエータに負荷が



第 38 図 スプールの受ける静的軸力

かかる  $P$  が減少するので、 $f_s'$  はスプールの右側に押す力となる。結局負荷によりスプールの正のフィードバックが加わり、安定性に影響を与える。スプールが中立点に静止し、アクチュエータに負荷がないと、 $P$  は  $P_s/2$  となっている。  $P_s/2$  を  $P_0$  とし、このときからの変動値を  $p$  とする。このとき以上の静的な力の和  $f_s, total$  は (83), (84) より

$$f_s, total = \frac{C\rho\alpha^2}{W} [2xP_s - 2u(p-p')] \quad (85)$$

次に動的な力の和を求める。

$$Q_0 \approx \sqrt{P_0} \cdot \alpha(u-x) \left(1 + \frac{p}{2P_0}\right) \quad (86)$$

$$Q_0' \approx \sqrt{P_0} \cdot \alpha(u+x) \left(1 + \frac{p'}{2P_0}\right) \quad (87)$$

$$Q_i + Q_0 = Q + 2Q_0 \quad (88)$$

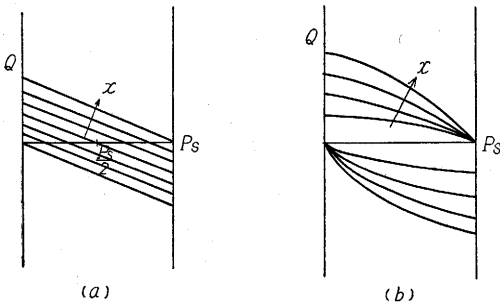
$$Q_i' + Q_0' = Q' + 2Q_0' \quad (89)$$

(83), (84), (86)~(89) より

$$f_d, total = \rho L \left[ \frac{dQ}{dt} - \frac{dQ'}{dt} + \frac{\alpha u}{\sqrt{P_0}} \left( \frac{dp}{dt} - \frac{dp'}{dt} \right) - 4\sqrt{P_0} \alpha \frac{dx}{dt} \right] \quad (90)$$

### 4.2. スプール、配管、負荷に関する signal-flow diagram

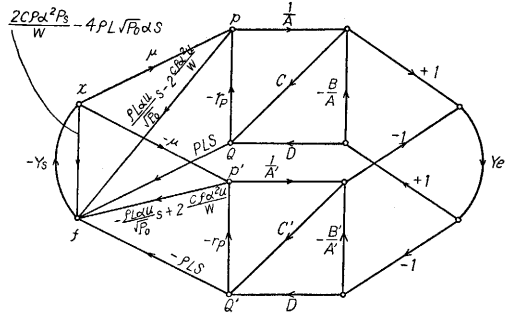
サーボバルブ内のスプールは 4 方弁を形作っているが、4 方弁は左右の 3 方弁がプッシュプルに作動しているものと考えられる。3 方弁の圧力流量特性は第 39 図に示すようなものである。(a) は負重合、(b) はゼロ重合



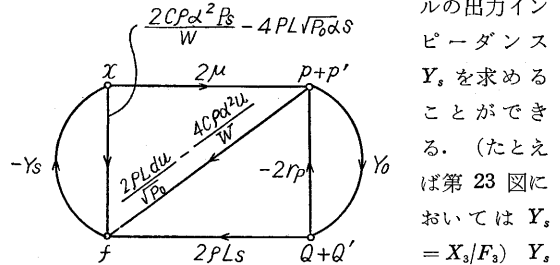
第 39 図 3 方弁の圧力流量特性

の場合のものである。負重合の場合は、ノズルフラップにおけるように、 $r_p, \mu, g_m$  を定義することができる。

ゼロ重合、正重合では、これら 3 定数は非線形であるから、高周波域まで解析を進めるためには、後述のようにアナログ計算機を使用しなければならない。ここでは負重合の場合を取り扱う。前に説明したサーボバルブの signal-flow diagram 中、スプールに発生する力と変位間の transmittance を計算して、サーボバルブのスプー



第 40 図 スプール、配管、負荷の結合を示す signal-flow diagram



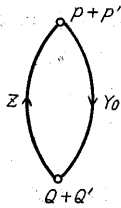
第 41 図 配管が左右対称のとき  $Y_s$  を求めることができる。(たとえば第 23 図においては  $Y_s = X_3/F_3$ )  $Y_s$  と (85), (90) より signal-flow diagram は第 40 図のように求められる。左右の配管の状態が等しい場合は第 41 図のようになる。 $Y_0$  は 3.3 で説明したように、配管の入口から負荷の方を見た場合のアドミッタンスである。4 方弁の増幅定数、内部抵抗は 3 方弁のその 2 倍であることが分かる。

### 4.3 サーボバルブを使用した時生ずる配管の squealing

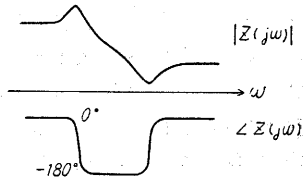
高性能サーボバルブを、少し長い配管を通してアクチュエータに結合するとき、油圧  $P_s$  を上げてゆくと配管が高周波で音を発し、激しく振動することがある。この原因は次のように考えられる。第 41 図において、 $(Q+Q')$  から  $(p+p')$  へ戻る transmittance をまとめ、これを  $Z$  とする。

$$Z = \frac{2 \left[ \rho L - \left( \frac{\rho L \sqrt{P_0} \alpha}{g_m} \right) s + \frac{C\rho\alpha^2 P_j}{W g_m} \right] Y_s + \frac{1}{g_m}}{\left[ 2 \left( \frac{\rho L \alpha u}{\sqrt{P_0}} - \frac{\rho L \sqrt{P_0} \alpha}{\mu} \right) s + \frac{C\rho\alpha^2 P_s}{W \mu} - \frac{4C\rho\alpha^2 u}{W} \right] Y_s + \frac{1}{2\mu}} \quad (91)$$

このとき第 41 図は第 42 図のようになり、この系の安定性は、第 42 図のループゲイン  $ZY_0$  により決めら



第 42 図 第 40 図をまとめた時の signal-flow diagram

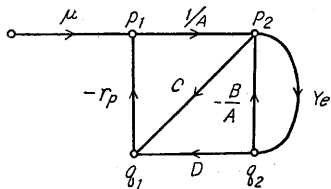


第 43 図 軸力を考えたときのパイロットバルブの出力インピーダンスの周波数特性

れる。(91)の周波数応答は第 43 図のようになる場合が多い。これに第 36 図を重ねてみると  $ZY_0$  の位相が  $180^\circ$ ,  $|ZY_0| \geq 1$  の付近で発振することが分かる。

§ 5. 配管の伝達特性の近似計算法

配管の接続マトリックスは (70) または (71) で示されるが、これはそのままでは  $s$  に関する無理関数で、サーボ機構の設計に関する限り、そのままでは使用できないので、高速油圧サーボ機構で実現可能な 100 cps あたりの中間周波数までの計算法を示し、それ以上の周波数域で設計上問題とすべき点を付け加えておく。



第 44 図 軸力を無視したときのパイロットバルブ配管、負荷の signal-flow diagram

ある供給圧力  $P_s$  のもとで、増幅定数  $\mu$ 、内部抵抗  $r_p$  をもつパイロットバルブが、配管を通じてアドミッタンス  $Y_i$  をもつ負荷に接続されている場合、スプールの動き  $x$  と、負荷側の流量  $q_2$  との間の伝達関数を求めてみる。この場合の signal-flow diagram は第 44 図のようになる。ただし  $p_1, q_1$  はパイロットバルブの出口における流量と左右両ポート間の圧力差、 $P_2$  はアクチュエータ内における負荷両側の圧力差である。ここでは簡単のためスプールに働く軸力は無視することにする。

第 44 図より

$$\frac{q_2}{p_1} = \frac{Y_i}{A + BY_i + Cr_p + Dr_p Y_i} \quad (92)$$

(72) より

$$\frac{q_2}{p_1} = \frac{2e^{-\gamma(s)l}}{(Z_c + r_p)(Z_c + Z_l)} \cdot \frac{1}{1 + \frac{r_p - Z_c}{r_p + Z_c} \cdot \frac{Z_c - Z_l}{Z_c + Z_l} \cdot e^{-2\gamma(s)l}} \quad (93)$$

(73) の示す物理的意味および取扱いを低周波、中間周波にわたり考えてみよう。

まず  $j\omega \approx 0$  の極低周波では (93) を変形して

$$\frac{q_2}{p_1} = \frac{2Z_c}{(Z_c + r_p)(Z_c + Z_l)e^{\gamma(s)l} + (r_p - Z_c)(Z_c - Z_l)e^{-\gamma(s)l}} \quad (94)$$

ここで

$$[Z_c(j\omega)] = \left[ \frac{1}{a^2} \sqrt{\frac{k(m_h j\omega + r)}{j\omega}} \right]_{\omega \rightarrow 0} \rightarrow \infty \quad (95)$$

$$[r(j\omega)] = \left[ \sqrt{\frac{j\omega}{k} (m_h j\omega + r)} \right]_{\omega \rightarrow 0} \rightarrow 0 \quad (96)$$

ゆえに (94) は

$$\left( \frac{q_2}{p_1} \right)_{\omega \rightarrow 0} \rightarrow 1/r_p + (Z_l)_{\omega \rightarrow 0} \quad (97)$$

すなわち、インピーダンスはバルブの内部抵抗と、負荷のインピーダンスの和である。

次に中間周波数での取扱いを考えよう。特性インピーダンスは  $j\omega \approx r/m_h$  近辺では複素無理関数となり、そのままでは油圧サーボのシミュレーションには取扱い不可能である。一般に高圧油圧サーボ機構において使用される油の種類および配管の太さでは、 $r/m_h$  の値は 100 rad/sec すなわち 15 cps 位である。一方配管内の現象を集中定数系として取り扱わなければならない周波数域は、配管の長さが管内を進行する正弦波の波長に比し無視しえない程度の場合である。しかるに高速油圧サーボでは長くても 100 cm 位である。ゆえに 15 cps 位の周波数では集中定数系に近いものとして取り扱ってもよい。(71)における双曲線関数を展開し、初めの 2 項を取ると、配管の接続マトリックス ( $\Gamma$ ) は中間周波域では次のようにしてよい。

$$(\Gamma) = \begin{pmatrix} 1 + (r(s)l)^2/2, & Z_c(r(s)l + (r(s)l)^3/6) \\ (r(s)l + (r(s)l)^3/6)/Z_c, & 1 + (r(s)l)^2/2 \end{pmatrix} \quad (98)$$

配管の全長に関する剛性、油の質量、粘性抵抗をそれぞれ  $K_p, M_h, R$  とすると、特性インピーダンス、伝達定数は次式のようになる。

$$r(s)l = \sqrt{\frac{l}{k} s(m_h s + r)} = \sqrt{\frac{s}{K} (M_h s + R)} \quad (99)$$

$$Z_c(s) = \frac{1}{a^2} \sqrt{\frac{k}{l} \frac{(m_h s + r)}{s}} = \frac{1}{a^2} \sqrt{\frac{K(M_h s + R)}{s}} \quad (100)$$

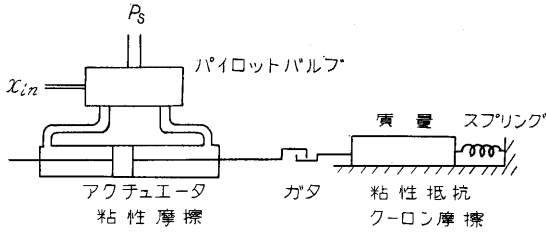
(98)~(100) より

$$(\Gamma) = \begin{pmatrix} 1 + \frac{1}{2} \frac{s}{K} (M_h s + R), & \frac{1}{a^2} (M_h s + R) \left[ 1 + \frac{1}{6} \frac{s}{K} (M_h s + R) \right] \\ a^2 \frac{s}{K} \left[ 1 + \frac{1}{6} \frac{s}{K_p} (M_h s + R) \right], & 1 + \frac{1}{2} \frac{s}{K} (M_h s + R) \end{pmatrix} \quad (101)$$

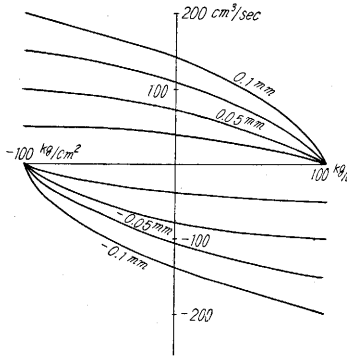
(92), (101) から中間周波域での伝達関数を求めればよい。実際の計算には Bode 線図と Nichols 線図を利用する。

次に高周波での注意を付け加えよう。それは周波数応答における振幅特性は大体中間周波域での計算方法を延

長して大差はないが、位相特性は大いに異なる。それは分布定数系として取り扱った場合、波の進行速度による“むだ”時間が位相の遅れを著しく大きくするためである。



第 45 図



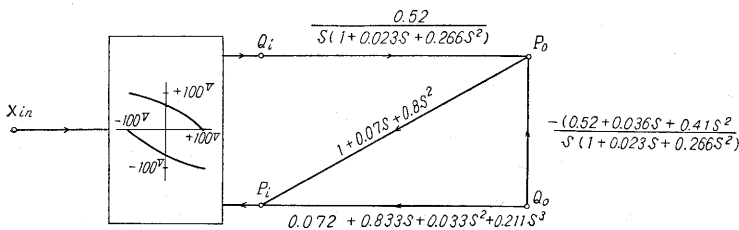
第 46 図 ゼロ重合パイロットバルブの圧力流量特性

る。設計においては配管の長さ \$l\$ と、進行速度 \$C = 1/\sqrt{m\_h k}\$ による“むだ”時間 \$T\_d = l/C\$ が存在するとして位相遅れを求めれば十分である。

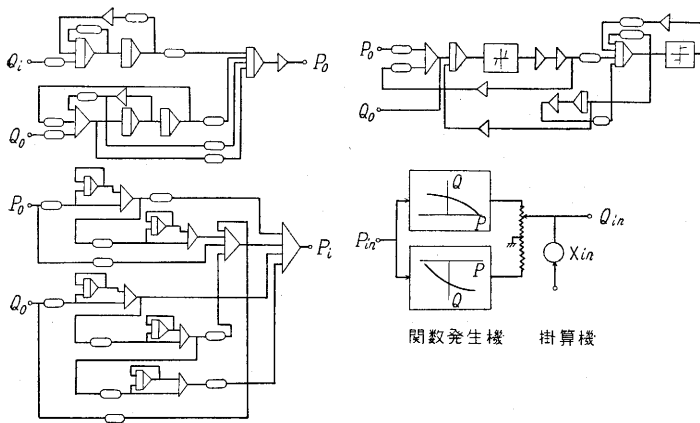
§ 6. 高速油圧サーボ機構のアナログ

計算機による simulation

以上述べたところにより、サーボバルブを使用した油

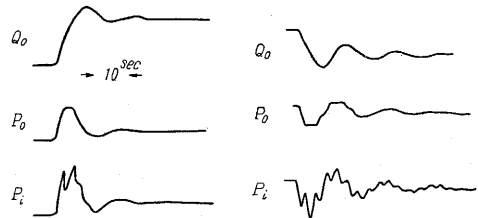


第 47 図 例題の machine equation



第 48 図 第 47 図と負荷の演算回路

圧サーボ機構をだいたい理論的に設計することができ。しかし油圧サーボの負荷は大低の場合大きなクーロン摩擦をもっていたり、ガタの存在により高周波で振動の原因になったりする。またこれら非線形性に加え、スプールに働く軸力、正重合、ゼロ重合の場合の圧力流量特性等を考えると、理論的に設計するより、系をアナログ計算機で正確に simulate し、これから最適設計条件を求める方がはるかに便利である。アナログ計算機による simulation は、いままでに示した signal-flow diagram の各 transmittance を適当な scale factor により計算機の演算回路で実現し、signal-flow diagram 通りに各演算回路を組み合わせればよい。このようにして得られた演算回路は、いわゆる模擬回路法といわれるものである。(このほかに、signal-flow diagram を、注目す



(a) 入力大 スプール \$0 \to 0.1\$ mm  
(b) 入力小 スプール \$0 \to 0.02\$ mm  
第 49 図 アクチュエータ速度のステップ応答

(a) 入力大 スプール \$0 \to 0.1\$ mm  
(b) 入力小 スプール \$0 \to 0.02\$ mm  
第 49 図 アクチュエータ速度のステップ応答

る 2 点間に関してまとめ、得られた伝達関数から演算回路を組み立てる積分回路法がある。この方法によれば、計算機の各電圧変化は、直接系の各点のレスポンスを示すこととなり同時記録することができる。また油圧サーボのように非線形が各所に存在するときはさらに有利になると思われるただし筆者の経験によれば、signal-flow diagram 中に微分 \$s\$ をもつ transmittance が存在するとき、(これは signal-flow diagram 作成途上できるだけ少なくするよう考えるべきである) これをそのまま演算回路で作ると、演算増幅器そのものの発振になやまされるから、注目する周波数以上は微分動作をしない、いわゆる近似微分回路を使わなければならない。

次に筆者がいままで行なった計算の 1 例を次に示す。(第 45 図参照)パ

イロットバルブの圧力流量特性はゼロ重合のもので、第46図に示す。

配管の長さ  $l=100$  cm

配管の剛性  $K_p=10^4$  kg/sec<sup>2</sup>

配管の直径  $D=5$  φ

配管内油の質量  $M_h=0.016$  kg

配管内油の粘性抵抗  $R=1.4$  kg/sec

(101) より4端子マトリックス定数を求める。

$$A=D=1+0.7 \times 10^{-4}s+0.8 \times 10^{-6}s^2 \quad (102)$$

$$B=0.26 \times 10^2(1.4+1.60 \times 10^{-2}s+6.45 \times 10^{-5}s^2+4.25 \times 10^{-8}s^3) \quad (103)$$

$$C=3.84 \times 10^{-6}s(1+0.233 \times 10^{-4}s+2.66 \times 10^{-7}s^2) \quad (104)$$

ここで scale factor を次のように選び、パイロットバルブと配管の signal-flow diagram を求めると第47図のようになる。

time scale factow  $s=1,000$  S

pressure scale factor  $p=10^5$  P

flow rate scale factor  $q=200$  Q

spool displacement scale factor  $x=0.01$  X

負荷は第6図のようなものとし、その scale factor 等はそのまま用いる。その結果得られた演算用ブロック線図は第48図のようになる。

アクチュエータの断面積  $1$  cm<sup>2</sup>

負荷の質量  $M=1$  kg

負荷の粘性摩擦

$$D_s=0.01 \times 980 \frac{\text{kg} \cdot \text{cm}}{\text{sec}^2} / \frac{\text{cm}}{\text{sec}}$$

のような簡単な負荷の場合、スプールに二種類の大きさのステップ入力を与えられたとき負荷の速度の応答を第49図に示す。入力が小さいとダンピングが小さく振動的になることが分かる。

### § 結 語

以上の事柄は筆者が目下研究途上のものであり、紙都合都合十分に説明ができなかったが、詳細は末記の文献を参照されたい。なお多くの誤りもあることと思われる

るので、お気付きの点はご指導下されんことを望む。

最後に実験用サーボバルブの製作に絶大なる援助を賜った津上製作所、津上社長、武藤氏、畑佐氏、日立川崎工場松本氏、アナログ計算機の使用を許していただいた東芝鶴見研究所高橋義造氏、日立中央研究所阿部善右衛門氏、三浦武雄氏、日本原子力研究所三井田純一氏、昌雄氏の各位に深く感謝する。また文部省科学試験研究原“高速度油圧サーボ機構に関する研究”の委員会において日ごろご鞭達いただいている東大藤井教授、大島助教授、東工大池辺助教授、および各位に深謝いたします。

(1960. 3. 7)

### 参 考 文 献

- 中田 孝 線形制御要素のマトリックス解法  
自動制御論 高橋安人編 共立出版
- 山田 直平 国枝寿博 ラプラス変換・演算子法 コロナ社
- 池辺 洋 油圧案内弁サーボモータ  
自動制御論 同上
- 池辺 洋 パイロット弁方式油圧サーボモータの力学  
自動制御 Vol. 4 No. 3
- 大島康次郎 サーボ弁 自動制御 Vol 4 No. 3
- S. Y. Lee, J. F. Blackburn Contributions to Hydraulic Control 1~6 ASME 1952~4
- J. L. Shearer, Dynamic Characteris of Valve Controled Hydraulic Servomotors ASME. Vol. 76, No. 6 1954
- T. Y. Feng Static and Dynamic Control Characteristic of Flapper-Nozzle Valves ASME. Series D Vol. 81
- 富成 襄 高速高圧バルブピストンの伝達関数  
機械学会秋期講演大会前刷 昭和 33 年
- 富成 襄 ノズルフラップがサーボバルブの安定性におよぼす影響  
機械学会関西支部 205 回講演会前刷 昭和 34 年
- 富成 襄 高速油圧サーボバルブの設計、解析、実験  
機械学会秋期講演会前刷 昭和 34 年
- 富成 襄 制御用バルブピストン系における singing の発生機構  
機械学会関西支部 206 回講演会前刷 昭和 34 年
- 富成 襄 高速油圧サーボ機構における配管の伝達特性(理論と計算法)  
機械学会第 37 期通常総会講演会前刷 昭和 35 年
- 富成 襄 高速油圧サーボ機構における配管の伝達特性(アナログ計算機による検討)  
機械学会関西支部 207 回講演会前刷 昭和 35 年

(49 ページよりつづく)

- 155, 昭 34~7, pp. 703~708
- 27) 筆者: 同 第 4 報, 日本機械学会論文集, 25, 155, 昭 34~7, pp. 708~711
- 28) L. Iscol and R. J. Altpeter: Frequency Response of Multipass Shell and Tube Heat Exchanger, ASME Paper, No. 59-IRD-4, 1959-3
- 29) M. Masubuchi: Dynamic Response and Control of Multi-Pass Heat Exchangers, ASME Paper, No. 59-IRD-6, 1959-3
- 30) A. R. Catheron, S. H. Goodhue and P. D. Hansen: Control of Shell and Tube Heat Exchanger, ASME Paper, No. 59-IRD-14, 1959-3
- 31) 清水浩, 宗像健: 向流型熱交換器の過渡応答について, 日本機械学会九州支部講演会(60周年記念)前刷, 昭 32-10
- 32) 高橋安人: 流量変化に対する熱交換器の応答, 自動制御, 6, 1, 1959, pp. 2~7
- 33) H. J. Morris: The Dynamic Response of Shell and Tube Heat Exchangers to Temperature Disturbances, Paper for the 41st National Meeting. AIChE, Sept. 1959
- 34) L. F. Fricke, H. J. Morris, R. E. Otto and T. J. Williams: Process Dynamics, Automatic Control and Analog Computer Simulation of Shell and Tube Heat Exchangers, Paper for AIChE, Dec. 1959