

油圧式倣い削り装置の動特性に就いて

薄 正 四* 松 本 源 次 郎**

The Dynamic Characteristics of Oil Pressure Copying System

By Masashi Susuki and Genjirō Matsumoto

Kawasaki Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

The copying system, which is in a trend of wider adoption everywhere there is a demand on the higher accuracy and efficiency of machining, is raising several interesting problems when taken up as a field of automatic control engineering.

Hitachi copying attachment was once introduced in the previous issue, with some descriptions of its construction, features, and other general characteristics mainly viewed from the phase of its practical utility.

Again in this issue the writers publish their study on this mechanism discussing this time its dynamic characteristics from the theoretical viewpoint. On the theoretical standing the writers conducted experimental measurement of time constants of controlling system which influence decisively the accuracy of the copying system, using an assortment of pilot valve having various, both negative and positive, overlaps, and they further investigated into various factors effecting the time constants.

As a result, the writers could confirm the following:

- (1) The time constant turns out to be about 0.01~0.06 sec in the above scale of measurement. Although these values are conditioned by the overlaps given to the pilot valve used, they provide a valuable datum for the decreasing of themselves.
- (2) Time constants get something larger when the system is loaded, but that increment remains only slight with no significant effect, so long as the output is not used over the amount usually required for finishing.
- (3) The presense of air in oil being detrimental to the system, care should be exerted in this point at the time of design, manufacturing or operation.

〔I〕 緒 言

機械工作の高能率，高精度化を目標に，最近は“倣い削り”方式が機械工作の各方面に広く応用され，自動制御工学の進歩と共に急速な発達をなしつつある。即ち制御方式としては，油圧，空気圧，電気及び電子管等を単独或いは適宜組合せて性能の向上をねらい，既に発表されているものでも，その方式は極めて多種類に上つていて，完全自動化の実現へと歩を進めている。しかし現在

* ** 日立製作所川崎工場

世界を通じて工作機械に最も広く利用されているものは油圧式のものであり，これは構造と取扱が簡単で高精度である等の特長があるので一般工場に適しており，特に我国の現状に於ては最適のものと思われる。日立製作所に於てはこの新しい倣い削りの技術を，各工場に簡単に採り入れられるように，戦後他メーカーに先んじて最も利用範囲の広い油圧式旋盤用倣い削り装置の研究試作に着手し，改良を重ねて現在既に数十台の製品を出しているが，引続きフライス盤，平削盤及び形削盤等にも応用して，非常に好成績をあげている。

日立式倣い削り装置の構造、特長、倣い精度並びに一般的特性等、実用面を主とした研究結果に就いては既に発表済⁽¹⁾であるので、こゝでは自動制御理論の観点から行つた本方式の動特性に関する研究結果に就いて報告し、御参考に供したいと思う。

〔II〕 作 動 原 理

日立式油圧倣い削り装置を旋盤に取付けたものを第1図に示す。

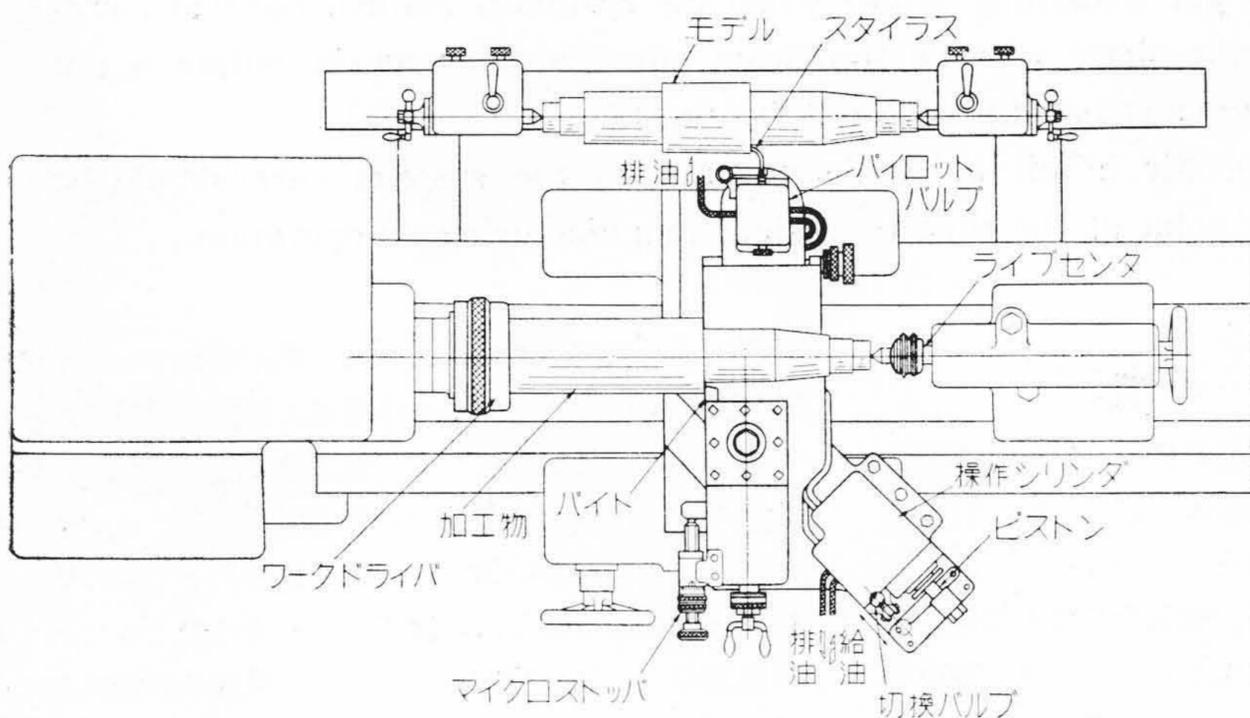
これは旋盤以外の工作機械に取付ける場合に於ても、その作動原理は全く同じであり、この制御系の作動原理を判り易く図示したものが第2図である。

第2図に於て(A)はパイロットバルブ、(B)は操作シリンダである。

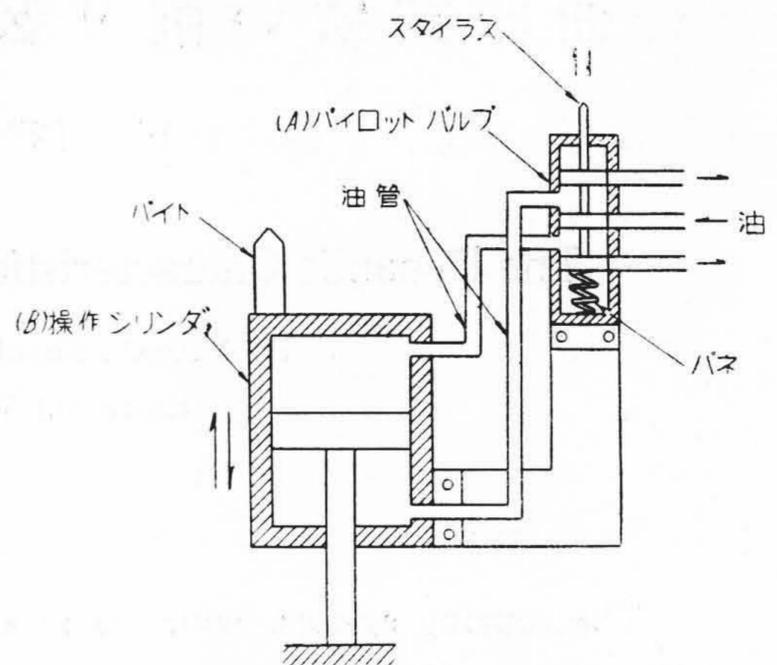
倣い触針(スタイラス)即ちパイロットバルブピストンは、ばねによつてテンプレート又はモデルに押しつけられているので、テンプレート等の形に応じて前後に運動し、操作シリンダのピストンの何れか一方の側に油ポンプからの高圧油を導入し、パイトの前進又は後退を行わせる。

操作シリンダの部分にはピストンを固定しシリンダが動くようになつていて、双物はシリンダと一体になつて動く。

尚パイロットバルブのスリーブもシリンダと一体になつているので、シリンダの前進後退運動はその儘パイロットバルブのスリーブの動きとなり、自動制御でいうフィードバックを行い、Closed Circuit を形成している。



第1図 日 立 式 旋 盤 用 倣 い 削 り 装 置
Fig.1. Hitachi Copying Attachment for Lathes



第2図 作 動 原 理 説 明 図
Fig.2. Diagram Showing the Principle of Operation

〔III〕 理 論

(1) 摩擦抵抗を考慮ぬ場合

第2図に於てパイロットバルブスリーブに対する触針即ちピストンの中立位置から測つた動き(弁の開度)を z cm とし、双物台(即ちシリンダ)の動きを x cm とする。パイロットバルブから毎秒流出する油量 q cm³/sec は弁の開度 z cm に比例するから、

$$q = kz \dots\dots\dots(1)$$

但し k : 比例常数

従つて dt sec 内に操作シリンダの一方の室に流れ込む油量は、

$$qdt = kzdt \dots\dots\dots(2)$$

又 dt sec に操作シリンダが dx cm だけ動くとし、操作ピストンの有効断面積を A cm² とすれば、 dt sec にシリンダの一方の室の容積は $A dx$ cm³ だけ増加する。油は非圧縮性で、配管等の容積変化並びに油の漏洩が全く無いとすれば

$$qdt = kzdt = A dx$$

なる関係が成立つ。

$$\therefore \frac{dx}{dt} = \frac{k}{A} z$$

今 $\frac{k}{A} = \frac{1}{T}$ とおけば、

$$\frac{dx}{dt} = \frac{1}{T} z \dots\dots(3)$$

即ち本制御系の特性は線型

であり、シリンダの速度はパイロットバルブの弁開度に比例する。

(3) 式をラプラス変換すると、

$$\frac{X}{Z} = \frac{1}{TS} \dots\dots\dots(4)$$

但し X, Z, S はそれぞれ $x, z, \frac{d}{dt}$ のラプラス変換である。

この $\frac{X}{Z}$ は伝達函数といわれるものであつて、 Z が正弦波状に変化する場合に $S=j\omega$ (ω は、正弦波の円振動数 rad/sec) とおけばよい。従つてこの場合の伝達函数は、

$$G(j\omega) = \frac{X}{Z} = \frac{1}{Tj\omega} \dots\dots\dots(5)$$

(5) 式より Z と X の振幅比

$$|G| = \frac{1}{\omega T} \dots\dots\dots(6)$$

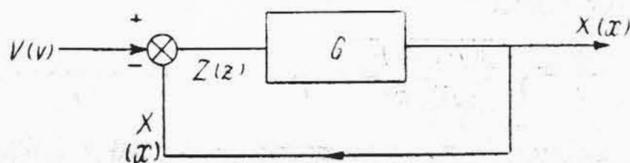
$$\text{位相差 } \angle G = -90^\circ \dots\dots\dots(7)$$

なる関係が成立する。

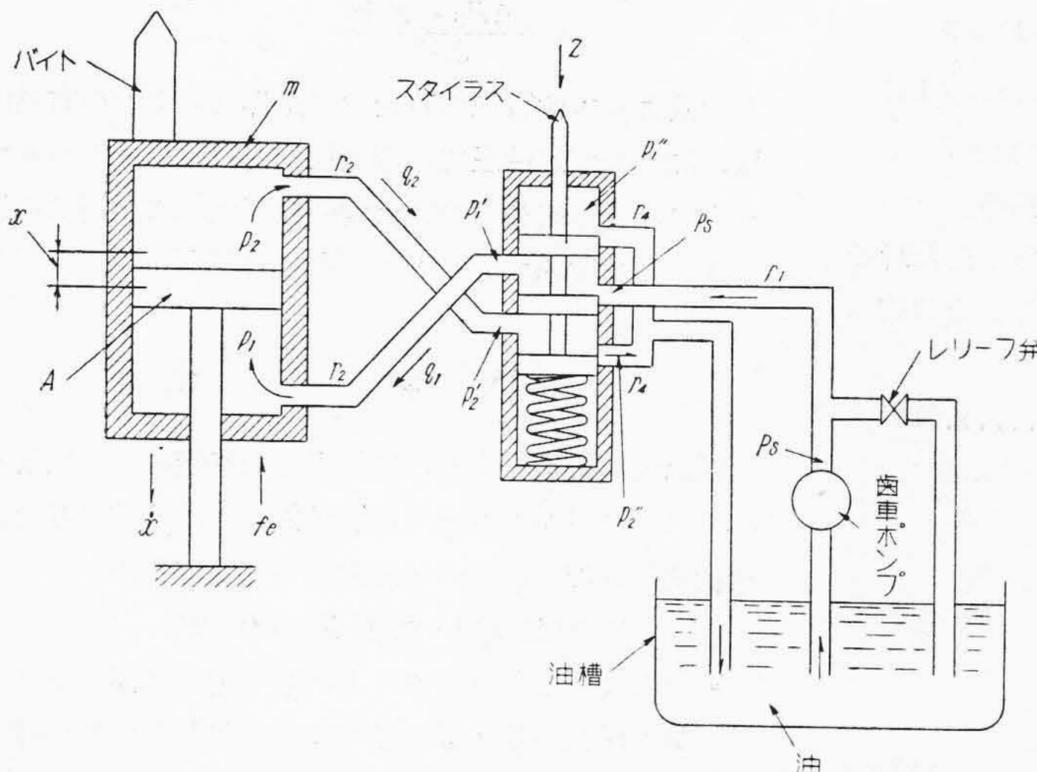
この制御系をブロック線図に描けば第3図のようになり、Closed Circuit を形成している。

第3図に於て、

- v : 入力信号 (触針の動き)
- x : 出力信号 (シリンダ即ち双物台の動き)



第3図 ブロック線図
Fig.3. Block Diagram



第4図 原理説明図
Fig.4. Diagram Showing the Principle

$z=v-x$: 誤差信号 (パイロット弁の開度)

V, X, Z : それぞれ v, x, z のラプラス変換

$G(S) = \frac{X}{Z}$: 伝達函数

である。

今 $z=v-x$ をラプラス変換すると

$$Z = V - X \quad \frac{X}{V} = \frac{1}{1 + Z/X}$$

となるから、これに(4)式又は(5)式を代入すると

$$\frac{X}{V} = \frac{1}{1 + TS} \dots\dots\dots(8)$$

$$\frac{X}{V} = \frac{1}{1 + Tj\omega} \dots\dots\dots(9)$$

となる。(8),(9) 式は制御系が単容量系で、安定な系であることを示している。且この場合 T は本制御系の時定数となるから (3),(4) 式の比例常数 T は、即ち本制御系の時定数と同一値をもつものであることがわかる。

(2) 摩擦抵抗を考えた場合

この場合の理論としては池辺氏の論文⁽²⁾があるが、その概略をのべる。

第4図に於て

- α : パイロットバルブポートの流量係数
- a : パイロットバルブポートの円周方向の長さ
..... cm
- z : パイロットバルブピストンの中立点よりの変位 (弁の開度)..... cm
- r : 使用油の単位体積重量 kg/cm³
- A : 操作ピストンの有効断面積 cm²
- m : 操作シリンダ及びこれと一体となつた双物台等の質量..... kg-sec²/cm
- x : 操作シリンダの変位量
..... cm
- f_e : 操作シリンダに働く外力
..... kg

- $p_1, p_2, p_1', p_2', p_1'', p_2'', p_s$:
油の各部に於ける圧力
..... kg/cm²g
- P_s : 油ポンプ送油圧力
..... kg/cm²g
- q_1, q_2 : 油の流量 cm³/sec
- r_1, r_2, r_4 : 油の管路抵抗
..... kg-sec²/cm⁸

とすれば、操作シリンダの運動方程式は、

$$m\ddot{x} = (p_1 - p_2)A - f_e \dots\dots\dots(10)$$

である。

仮定として、

(i) パイロットバルブにはオーバーラップはない。

(ii) $z \geq 0$ の時, $x \geq 0$

(iii) 油は非圧縮性である。

とする。

$z > 0$ の時

パイロットバルブのポートでは,

$$q_1 = \alpha a z \sqrt{\frac{2g}{r}(p_s - p_1')} = k z \sqrt{p_s - p_1'}$$

但し $k = \alpha a \sqrt{\frac{2g}{r}}$

即ち $q_1^2 / z^2 k^2 = p_s - p_1'$

同様に $q_2^2 / z^2 k^2 = p_2' - p_2''$

又配管中の流れを乱流と考えると

$$r_2 q_1^2 = p_1' - p_1 \quad r_2 q_2^2 = p_2 - p_2'$$

$$r_1 q_1^2 = P_s - p_s \quad r_4 q_2^2 = p_2''$$

又 $q_1 = q_2 = A \dot{x}$

$$\therefore -(p_1 - p_2) = \frac{2A^2}{k^2} \frac{\dot{x}^2}{z^2} + RA^2 \dot{x}^2 - P_s \dots (11)$$

但し $R = r_1 + 2r_2 + r_4$

$z < 0$ の時も同様に

$$-(p_1 - p_2) = -\frac{2A^2}{k^2} \frac{\dot{x}^2}{z^2} - RA^2 \dot{x}^2 + P_s \dots (12)$$

(10) 式に (11), (12) 式を代入して p_1, p_2 を消去すると

$$m \ddot{x} \pm \frac{2A^3}{k^2} \left(\frac{\dot{x}^2}{z^2} \right) \pm RA^3 \dot{x}^2 \mp (AP_s - f_e) = 0$$

而して f_e がクーロン摩擦の時は,

$z > 0$ の時 $f_e = +F$

$z < 0$ の時 $f_e = -F$

故に上式は,

$$m \ddot{x} \pm \frac{2A^3}{k^2} \left(\frac{\dot{x}^2}{z} \right) \pm RA^3 \dot{x}^2 \mp (AP_s - F) = 0 \dots (13)$$

複号は $z > 0$ の時は上側, $z < 0$ の時は下側をとる。

これが即ち操作シリンダの運動方程式である。

今 $z = I \sin \omega t$ なる正弦波状の入力信号を与えた時の操作シリンダの速度 \dot{x} を (13) 式より求めると近似的に次式によつて与えられる。

$$\dot{x} = Y_1 \sin(\omega t - \phi_1) + Y_3 \sin(3\omega t - \phi_3) \dots (14)$$

但し $\begin{cases} Y_1 = \sqrt{a_1^2 + b_1^2} & \phi_1 = \tan^{-1} \frac{-b_1}{a_1} \\ Y_3 = \sqrt{a_3^2 + b_1^2} & \phi_3 = \tan^{-1} \frac{b_1}{a_3} \end{cases}$

であつて,

$$a_1 = \sqrt{\frac{AP_s - F}{\frac{2A^3}{k^2 F^2} + 0.75 RA^3 - \frac{0.052 RA^3}{2} \dots (15) \frac{1}{Rk^2 F^2} + 0.59}}$$

$$b_1 = \frac{1.5 \pi m \omega}{8 \left(\frac{7A^3}{k^2 F^2} + 2RA^3 \right)} \dots (16)$$

$$\frac{a_3}{a_1} = \frac{1}{\frac{16}{Rk^2 F^2} + 4.72} \dots (17)$$

である。尚 \dot{x} を求めるに当つては系が非線型であるから \dot{x} は高調波を含むと考えなければならない。それでフーリエ級数に展開し、第3次高調波迄をとつてそれ以上は省略し、且つそれでも複雑になり簡単に解けないので、実験結果(後述)からみて $\left(\frac{a_3}{a_1}\right)^2 \ll 1, \left(\frac{b_1}{a_1}\right)^2 \ll 1$ とおき得ることが明らかとなつたから更にこの条件を入れて解くこととする。

ところが $\left(\frac{a_3}{a_1}\right)^2 \ll 1, \left(\frac{b_1}{a_1}\right)^2 \ll 1$ なる条件が成立つ場合は (15), (16), (17) 式よりみて m, ω, I が比較的小なる場合であることが判る。

更に実験結果から実際の装置では $R \approx 0$ とみなし得るので(後述)この場合 (15) 式は

$$a_1 \approx \sqrt{\frac{AP_s - F}{2A^3/k^2}} I \dots (18)$$

又 (17) 式より $a_3 \approx 0$

(16) 式より $b_1 \approx 0$ となり,

$$\dot{x} = \sqrt{\frac{AP_s - F}{2A^3/k^2}} I \sin \omega t \quad \text{となる。}$$

故に (3) 式より

$$\frac{\dot{x}}{z} = \sqrt{\frac{AP_s - F}{2A^3/k^2}} = \frac{1}{T} \dots (19)$$

なる関係が成立する。即ち摩擦を考えた場合も前項同様特性は略々線型となる。

而して時定数 T は次のように表わされる。

$$T = \frac{1}{\sqrt{\frac{(AP_s - F)k^2}{2A^3}}} \dots (20)$$

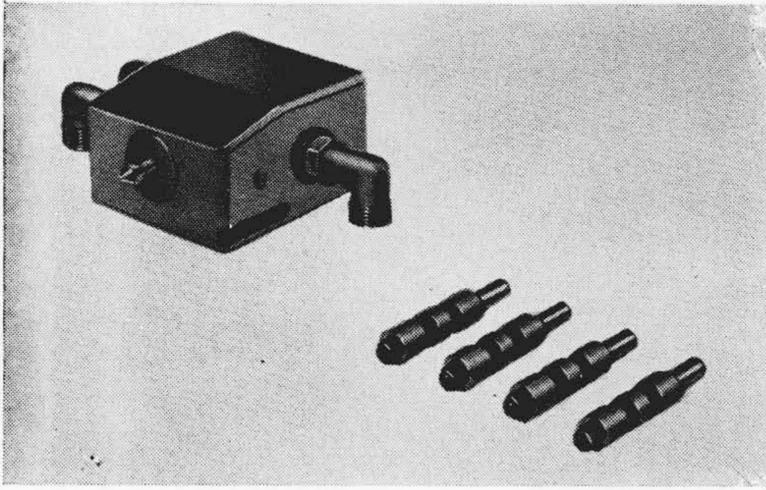
この式より本制御系の時定数は操作ピストンの有効断面積, 油ポンプ送油圧力, 摩擦抵抗, パイロットバルブポートの円周方向長さ及び流量係数, 並びに使用油の比重に主として関係することがわかる。

[IV] 実 験

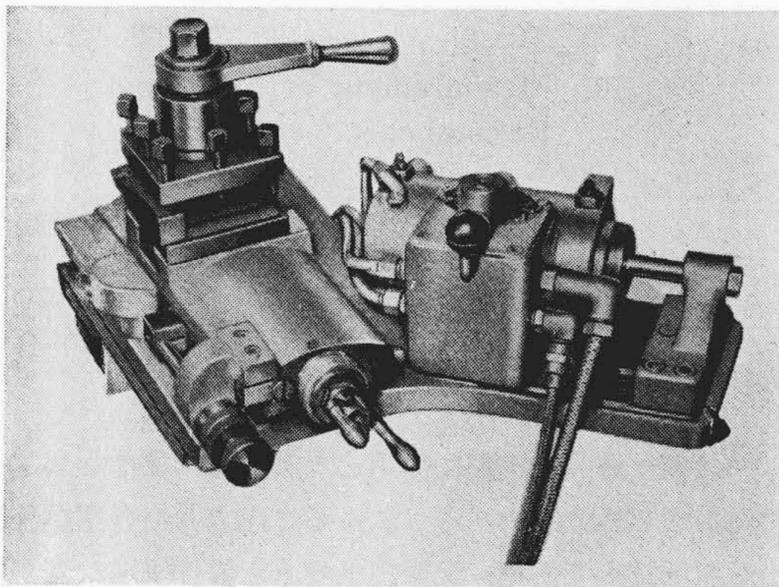
以上述べた理論より, 本制御系の時定数, 位相遅れ, パイロットバルブポートの流量係数, 油導管の抵抗, 摩擦抵抗及び配管途中の油圧変化等を測定した。

(1) 実験に用いた部品の仕様

実験に使用したパイロットバルブ並びに操作シリンダは, 第5図及び第6図に示す如き8尺旋盤用倣い削り装置の部品であり, パイロットバルブのオーバーラップを正或いは負にしたもの数種類に就いて実験を行つた。



第5図 実験に使用したパイロットバルブ
Fig.5. Pilot Valve Used in Experiment



第6図 実験に使用した操作シリンダ
Fig.6. Servo Cylinder Used in Experiment

便宜上パイロットバルブの番号を次のように定めて置く。

- No. 1: 正のオーバラップ最も大なるもの
- No. 2: No.1 より若干小なる正のオーバラップを有するもの
- No. 3: わづかに負のオーバラップを有するもの
- No. 4: 負のオーバラップ大なるもの

(2) 実験装置及び測定方法

(i) 時定数

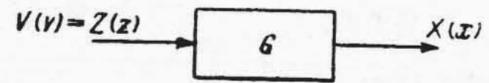
時定数を求める実験としては、

(a) パイロットバルブの弁開度に対するシリンダ速度を実験によつて求め、(3)式より時定数を求める方法

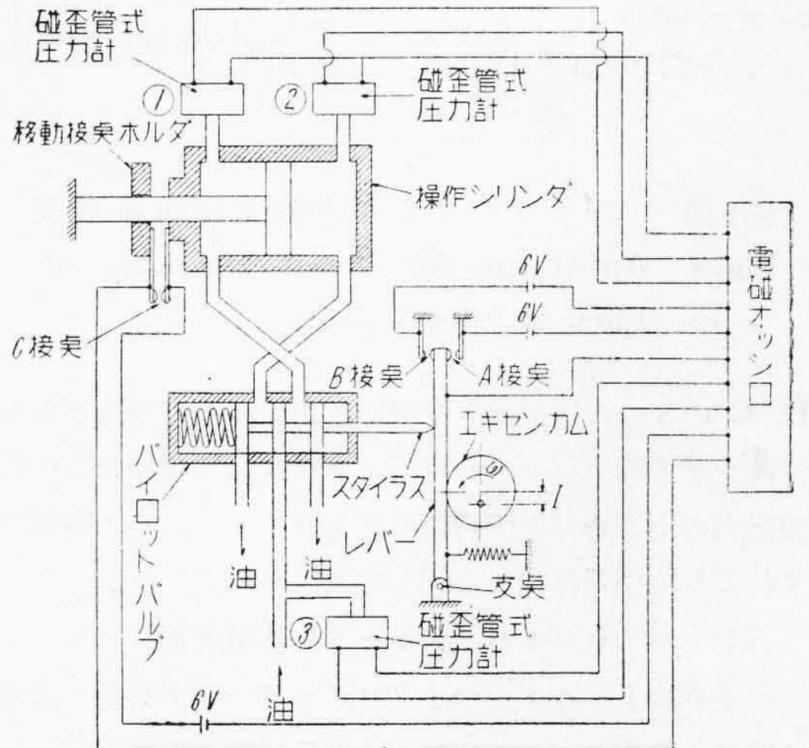
(b) 本制御系のフィードバック回路を切断した Open Circuit に於て、パイロットバルブピストンを正弦波状に動かした場合の操作シリンダの運動(周波数応答という)を実測し、(5),(6)式より時定数を求める方法

を行つた。

因に Open Circuit の場合のブロック線図は第7図のようになり、入力信号 V と誤差信号 Z は等しくなるの



第7図 ブロック線図 (オープンサーキット)
Fig.7. Block Diagram (Open Circuit)



第8図 実験装置説明図
Fig.8. Experimental Apparatus

で、パイロットバルブに与える入力信号は誤差信号 Z に相当するから、(5)式が適用出来るわけである。

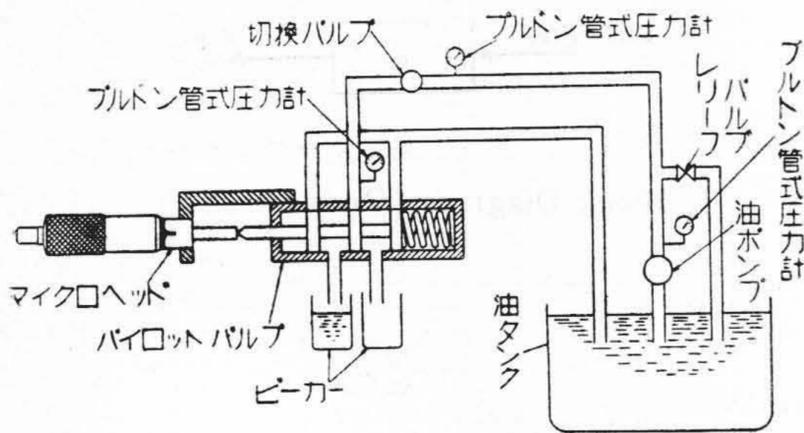
(a)の実験に対しては、パイロットバルブをマイクロメータヘッドにより種々の弁開度に調整しておき、配管途中の切換弁により油の通路の開閉を行い、シリンダ速度をストップウオッチにより測定し、 z cm 対 $\frac{dx}{dt}$ cm/sec の曲線を描き、この曲線の傾き角から T を求めた。

(b)の実験に対しては、第8図に示す如く、偏心カム及びレバ機構により入力信号として正弦波の運動(振幅 I , 円振動数 ω)をパイロットバルブピストンに与え、出力信号である操作シリンダの運動(振幅 x)を煤紙に直接記録するか、又はガイゲル振動計を用いて拡大して記録した。この測定値より円振動数の対数を横軸にし、縦軸には振幅比 $|G|$ の常用対数を取り、これを20倍したデシベル目盛(db)をとつて画く所謂ボデー線図(3)を引くと、横軸を切る点は $\omega T = 1$ となり $T = \frac{1}{\omega}$ となる故、この点の円振動数 ω より計算によつて時定数 T を求めた。

尙バイトで切削しながら実験を行うことが困難なため、切削を行わない無負荷時の場合と、切削力に相当する Dead Weight を刃物部に加えた場合に就いての周波数応答実験を行つた。

(ii) 位相遅れ

位相遅れ即ち(7)式の $\angle G$ の測定は第8図に示す A,



第 9 図 パイロットバルブ流量測定実験装置
Fig.9. Apparatus for Measuring Rate of Flow of Pilot Valve

B, C の 3 つの電気接点を用い、正弦波入力山の谷と谷の位置を示す時刻及びその時刻より稍遅れて現われる正弦波出力の山の時刻を同時にオツシロにとり、その時刻のずれより位相遅れ角 ($\angle G^\circ$) を見出した。

(iii) パイロットバルブポートの流量係数

パイロットバルブをマイクロメータヘッドを使つて或る開度に設置し、油の出口を大気圧に開放して一定入口油圧で出口より流出する油をピエカに受け、一定時間中の油量の増加により単位時間当りの流出油量を測定し、次式を用いて流量係数 α を求めた。(第 9 図)

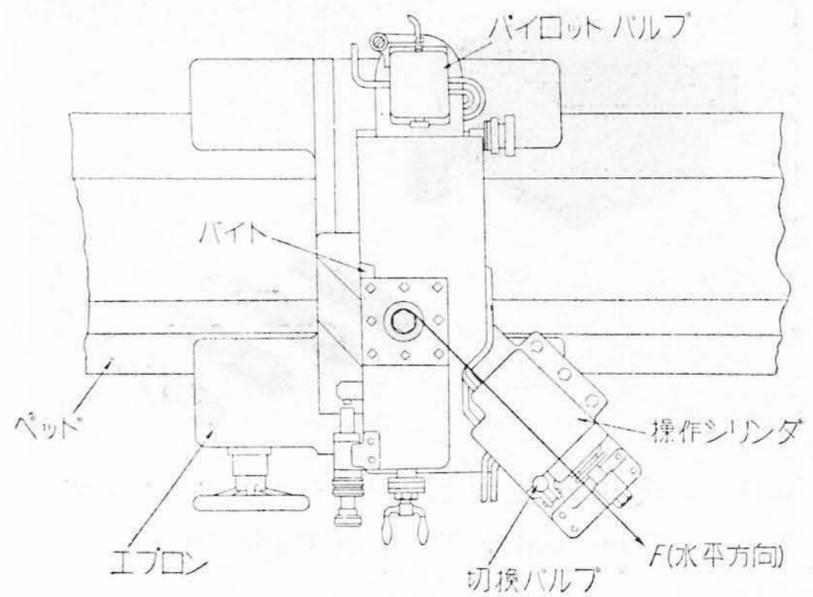
$$q = \alpha a z \sqrt{\frac{2g}{r} p_s}$$

但し

- q : 油 量 cm^3/sec
- α : ポートの流量係数
- a : パイロットバルブポート円周方向長さ .. cm
- z : パイロットバルブピストンの中立点よりの変位 (弁の開度) cm
- r : 使用油の単位体積重量 kg/cm^3
- p_s : パイロットバルブ入口の油圧 $\text{kg}/\text{cm}^2 g$
- g : 重力による加速度 $980 \text{ cm}/\text{sec}^2$

(iv) 油導管の抵抗

油ポンプから切換バルブ迄の油導管は内径 6 mm 長さ約 3 m の可撓管であり、切換バルブからパイロットバルブ迄の油導管は内径 6 mm 長さ 500 mm の可撓管と、内径 6 mm 長さ 800 mm の銅管を接続したものである。測定方法は (iii) の実験の際に管路の両端にブルドン管圧力計を取付け、流量 q と共に油ポンプの吐出圧力 (P_s)、切換バルブ入口の圧力 (p_k)、パイロットバルブ入口の圧力 (p_s) を測定した。管路の抵抗を表わす常数 r は、管内の油の流れを乱流と仮定し、油ポンプから切換バルブ迄の抵抗及び切換バルブからパイロットバルブ迄の抵抗をそれぞれ次式によつて計算した。



第 10 図 摩擦抵抗測定方法
Fig.10. Measurement of Frictional Resistance

$$r_1 = \frac{P_s - p_k}{q^2}$$

$$r_2 = \frac{p_k - p_s}{q^2}$$

(v) 摩擦抵抗

倣い削り装置を実際に使用している時に操作ピストンに作用する外力は、バイトによる切削力及び各摺動部分の摩擦抵抗等である。又摩擦抵抗も、操作シリンダが停止している時の静止摩擦抵抗と、実際に使用している時のように機械が振動している時とか、操作シリンダが前進後退している時のような動摩擦抵抗とは、その値が異なるであろうことは予想されるが、何にしろこれはあまり大きな値ではなく、従つて動特性に及ぼすその影響も大きくないので測定の容易な静止摩擦抵抗を測定した。実験は第 10 図に示すように操作シリンダを可動方向に水平に引張り、動き出す瞬間の力を測定した。

(vi) 油圧変化の測定

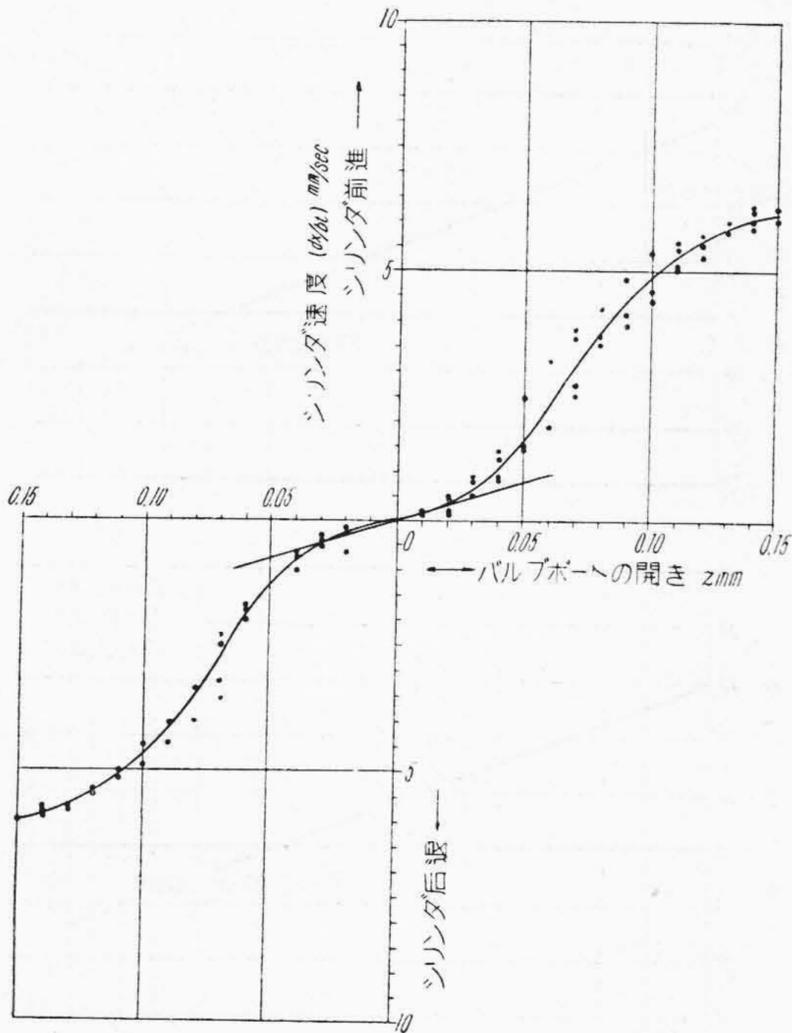
(i) の周波数応答実験の際、第 8 図に示す如く、パイロットバルブ入口及び操作シリンダの両側の圧力変化を磁歪管式圧力計を用いてオツシロに撮影した。磁歪管の励磁電流は 2,000 \sim 、電源は D.C. 250V である。

(3) 実験結果

(i) 時定数

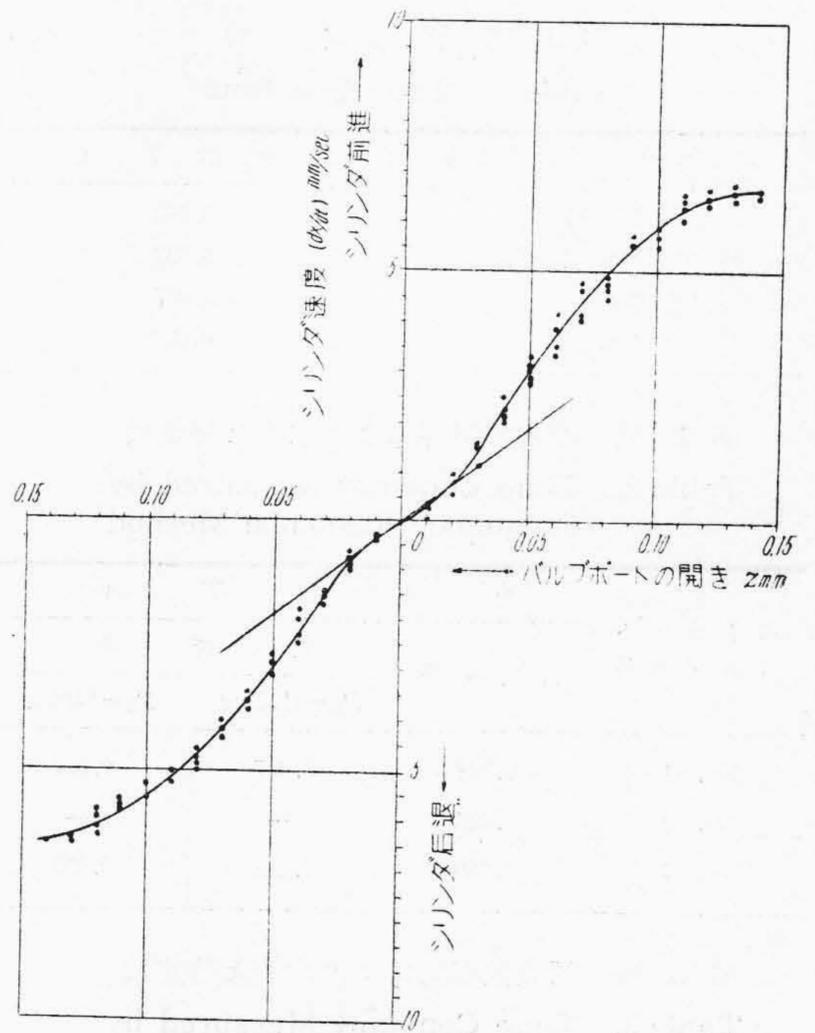
(3) 式を用いて時定数 T を求めるために、パイロットバルブの弁開度 (z)* と、シリンダ速度 ($\frac{dx}{dt}$) の関係を描くと、第 11 図～第 14 図の如き曲線となる。

* 実験の場合の弁開度 (z) はパイロットバルブピストンの中立位置からの変位量を示す。従つてバルブにはそれぞれ正又は負のオーバーラップがあるから、この (z) は理論でいう弁開度とは若干異なる訳であるが、この実験の目的に対しては、この見掛上の (z) をとつて差支えないと思われる。



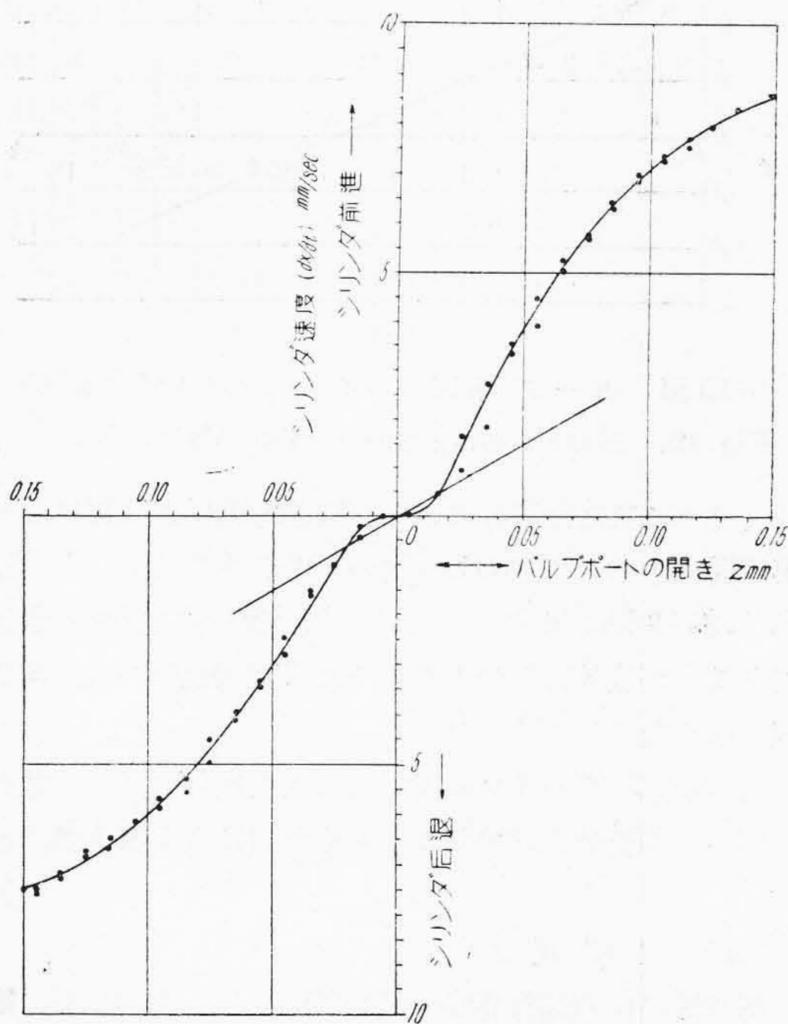
第11図 $z-dx/dt$ の 関 係
(パイロットバルブ No. 1)

Fig. 11. Relationship between z and dx/dt
(Pilot Valve No. 1)



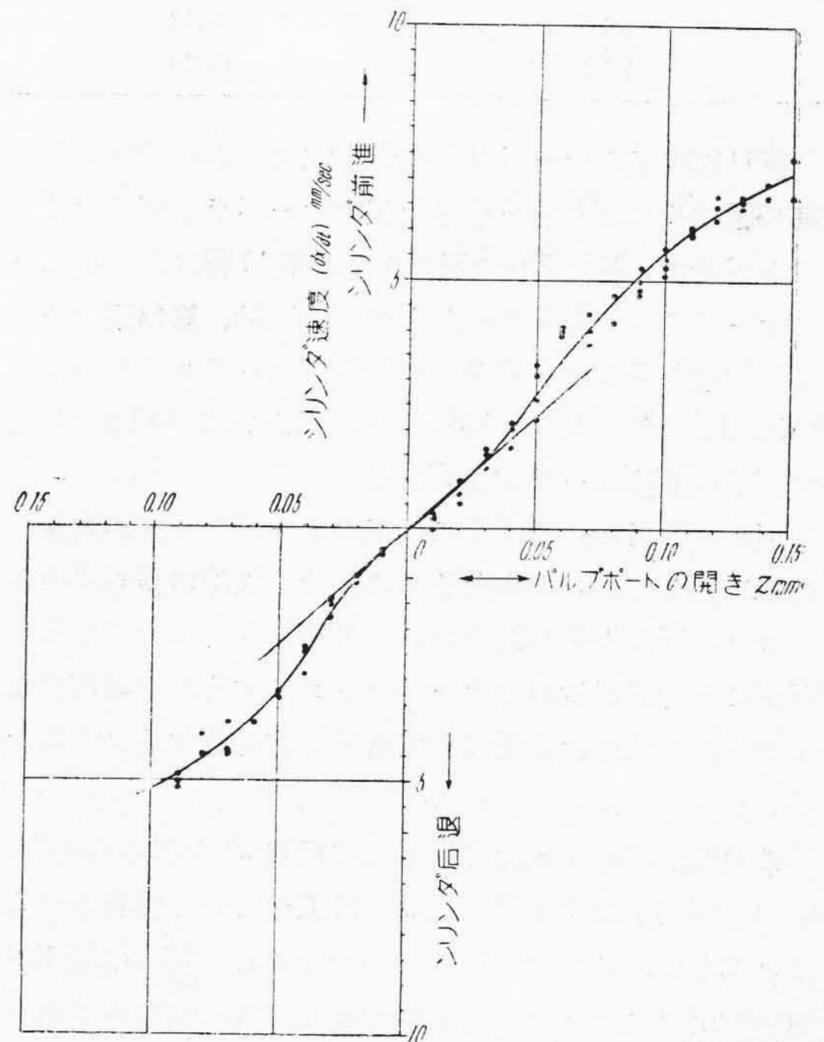
第13図 $z-dx/dt$ の 関 係
(パイロットバルブ No. 3)

Fig. 13. Relationship between z and dx/dt
(Pilot Valve No. 3)



第12図 $z-dx/dt$ の 関 係
(パイロットバルブ No. 2)

Fig. 12. Relationship between z and dx/dt
(Pilot Valve No. 2)



第14図 $z-dx/dt$ の 関 係
(パイロットバルブ No. 4)

Fig. 14. Relationship between z and dx/dt
(Pilot Valve No. 4)

第 1 表 時 定 数

Table 1. Time Constant

パイロットバルブ番号	時 定 数 T (sec)
No. 1	0.063
No. 2	0.033
No. 3	0.027
No. 4	0.022

第 2 表 周波数応答により求めた時定数

Table 2. Time Constant Measured by Frequency Response Method

パイロット バルブ番号	時 定 数 T (sec)		
	無 負 荷 時	負 荷 時	
		$P_1=81.2\text{ kg}$	$P_1=148\text{ kg}$
No. 1	0.038	0.047	0.087
No. 2	0.015	—	—
No. 4	0.039	0.056	0.059

第 3 表 周波数応答により求めた時定数

Table 3. Time Constant Measured by Frequency Response Method

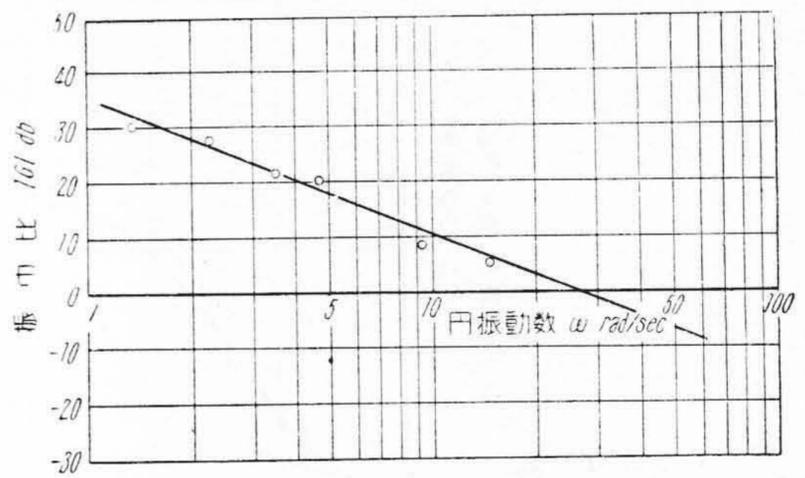
入 力 振 幅 (mm)	時 定 数 T (sec)
0.04	0.015
0.08	0.013
0.10	0.012
0.12	0.010

第11図は正のオーバーラップ最も大なるもの (No. 1), 第12図はそれより若干小さな正のオーバーラップのパイロットバルブ (No. 2) の値であり, 第13図はわづかに負のオーバーラップをもたせたもの (No. 3), 第14図はそれより大きな負のオーバーラップをもつたパイロットバルブ (No. 4) の例である。油ポンプ吐出圧力は $10\text{ kg/cm}^2\text{g}$ で, 使用油はタービン油である。

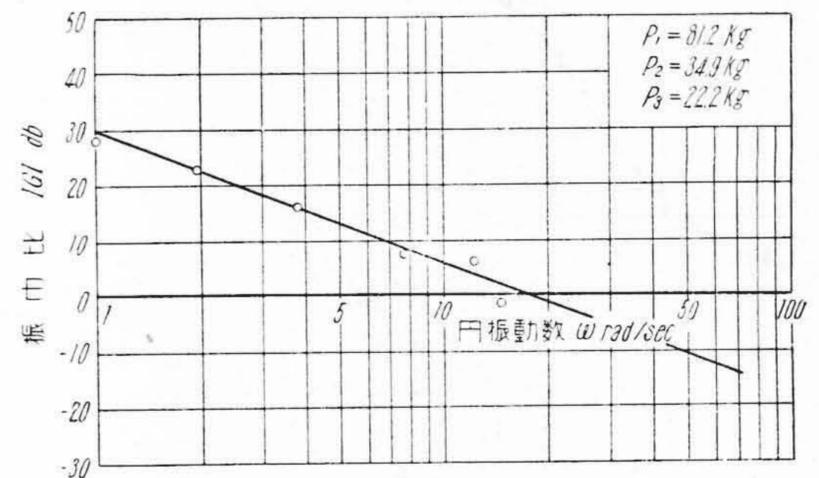
図によつてわかるように, 正のオーバーラップが大きくなるに従つて, z の小なる所に於ける曲線の傾斜は小さくなり, 所謂不感帯が現われて非線型性をもつてくる。所がこれを或程度負のオーバーラップにすると不感帯はなくなり, z の小なる所に於ても線型性を有するようになる。

この結果に (3) 式を適用して時定数 T を求める場合, z の比較的小なる場所を近似的に直線を以て代表させることにした。これは (3) 式に於ける z と $\frac{dx}{dt}$ の関係が傾斜直線で示されているからであり, 且つ実際使用中の z は Feed-back 回路があるため極めて小さな値であるからである。その結果求めた時定数を第1表に示す。

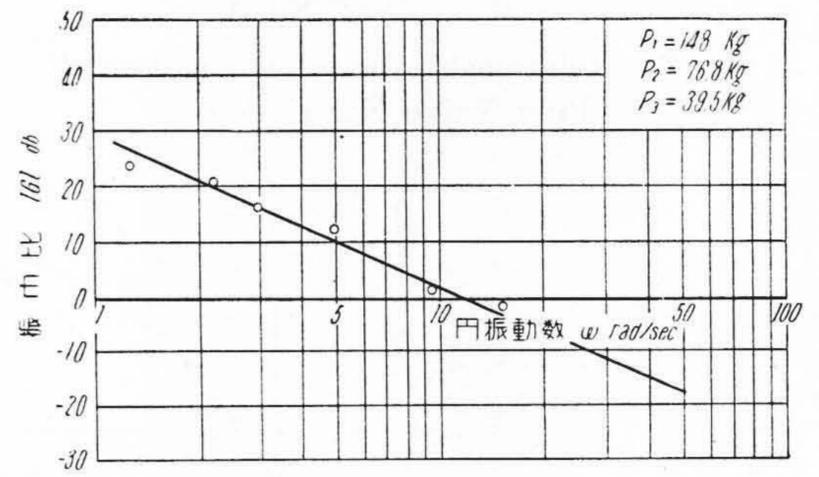
次に周波数応答法により時定数を求めるため, 入力振幅 0.04 mm , 油ポンプ吐出圧力 $10\text{ kg/cm}^2\text{g}$ で入力周波



(a)



(b)



(c)

第 15 図 ボーデ線図 (パイロットバルブ No. 1)

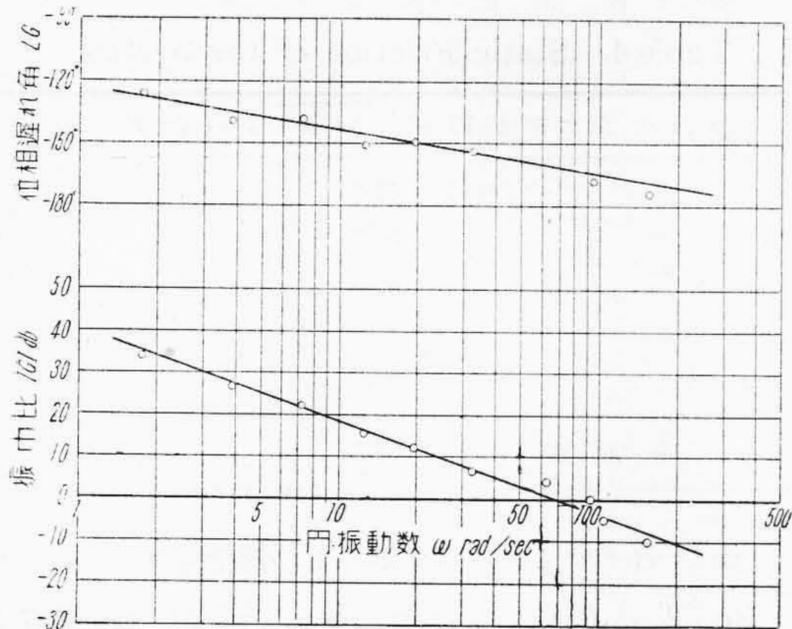
Fig. 15. Bode's Diagram (Pilot Valve No. 1)

数を色々に変えた場合のボーデ線図を画いた。第15図~第17図はかくして求めた線図の一例であり, 図中 P_1, P_2, P_3 は第18図に示すような切削力に相当する重錘の重さである。周波数応答法より求めた T を表示すると, 第2表の如くなる。

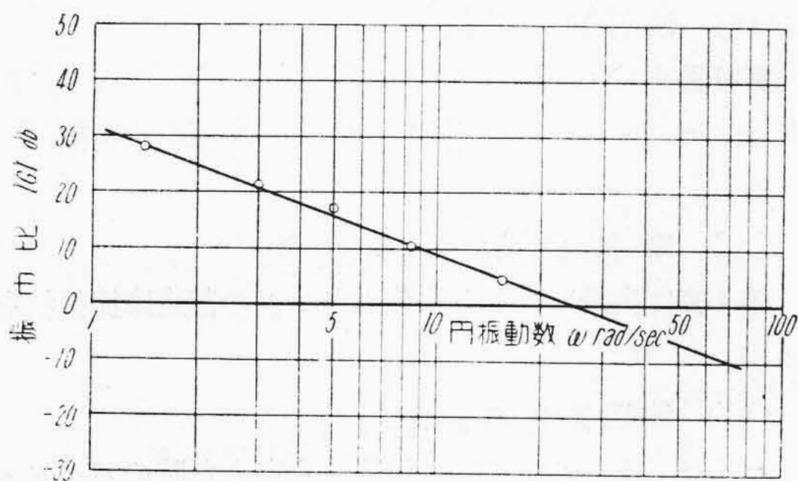
尚 No. 2 のバルブに就いて, 入力振幅を色々変えた場合の周波数応答実験より求めた時定数を第3表に示す。

(ii) 位 相 遅 れ

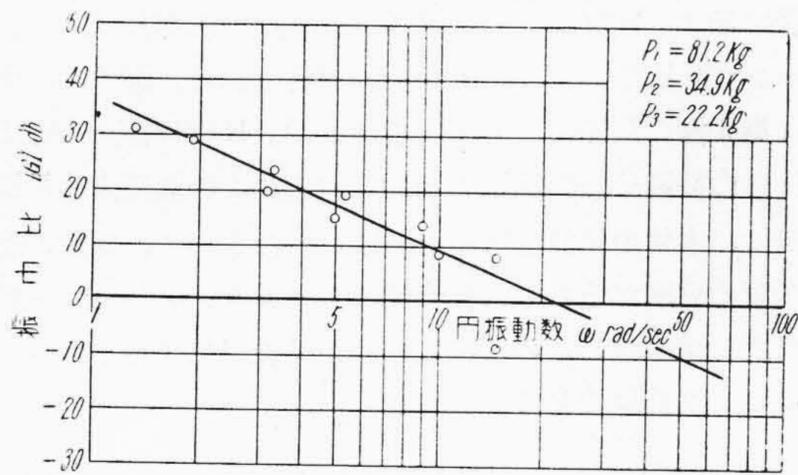
第19図は位相遅れ測定の際の, 電気接点 A, B, C (第8図参照) の接触及び分離の状況を示す線図であつて, 位相遅れ角は図の e の長さを示す時間で表わされ, h の長さが1サイクルを示すから, 位相遅れ角 $\angle G^\circ$ は次式で見出される。



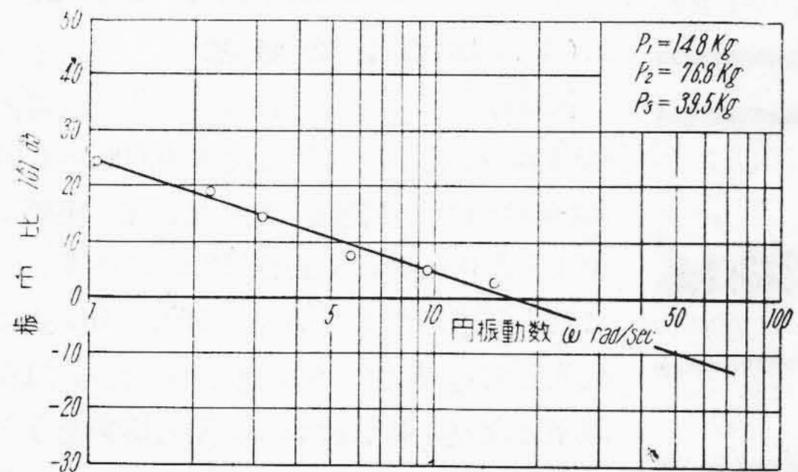
第16図 ボーデ線図 (パイロットバルブ No. 2)
Fig.16. Bode's Diagram (Pilot Valve No. 2)



(a)

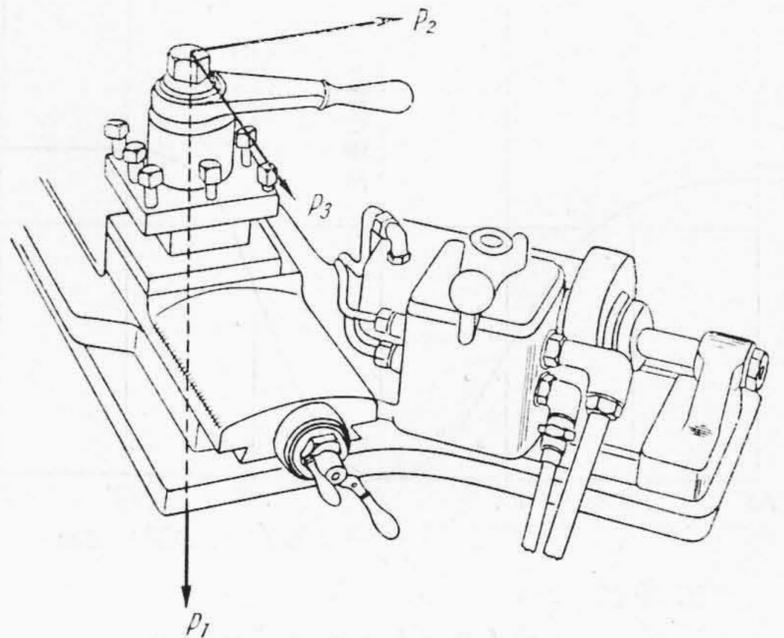


(b)

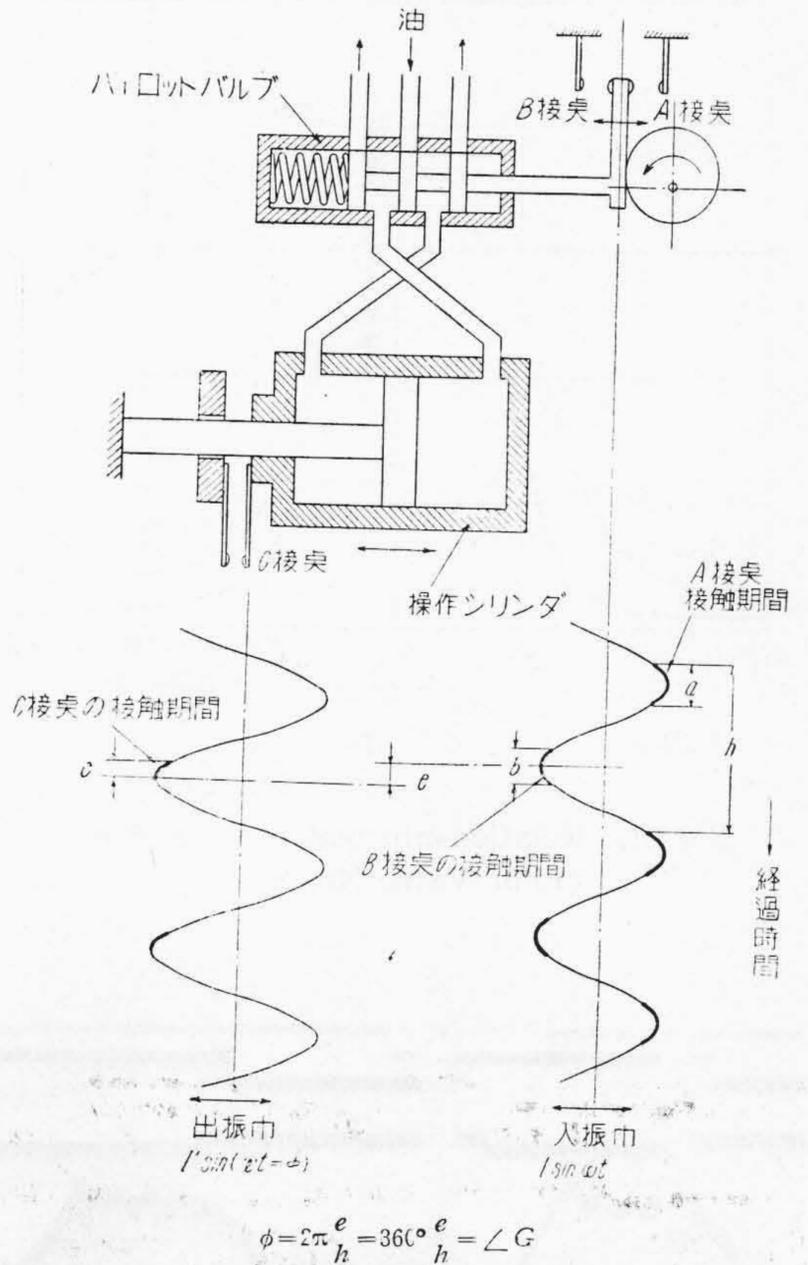


(c)

第17図 ボーデ線図 (パイロットバルブ No. 3)
Fig.17. Bode's Diagram (Pilot Valve No. 3)



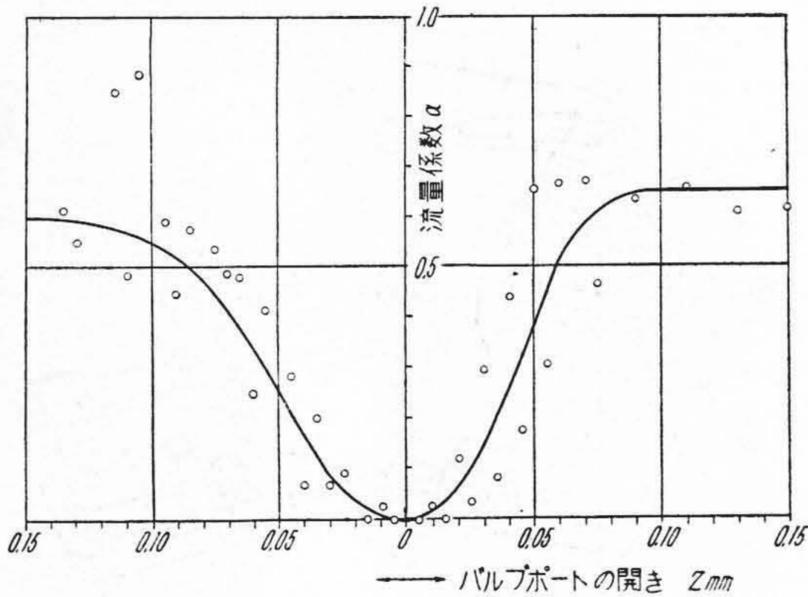
第18図 切削力に相当する重錘の加重方向
Fig.18. Loading Direction of Dead Weight Equivalent to Cutting Force



第19図 位相遅れの測定法を示す原理図
Fig.19. Principle of the Measurement of Phase Lag

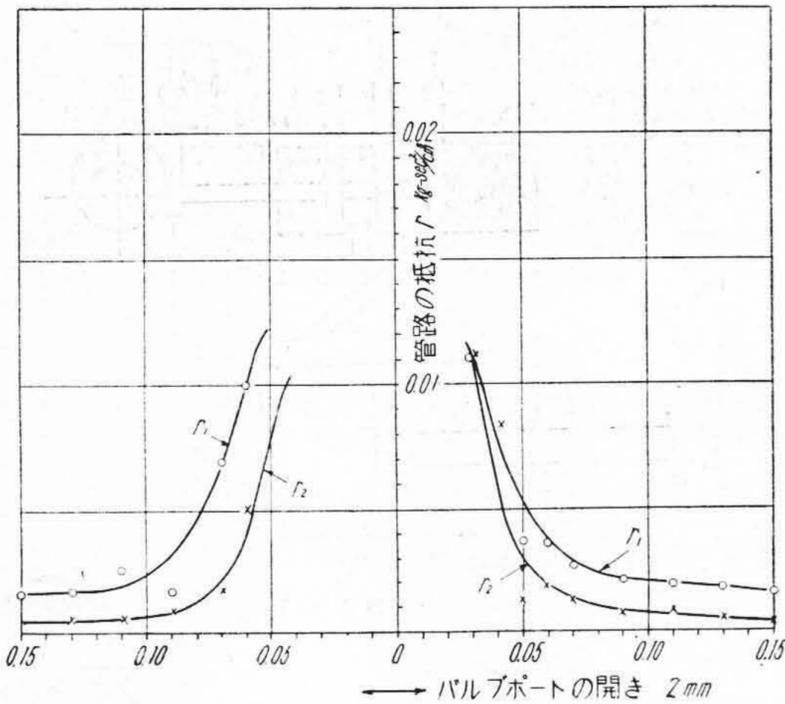
$$\angle G^\circ = 360^\circ \times \frac{e}{h}$$

かくの如くして求めた位相遅れ角と、入力周波数の関係を第16図に示す。



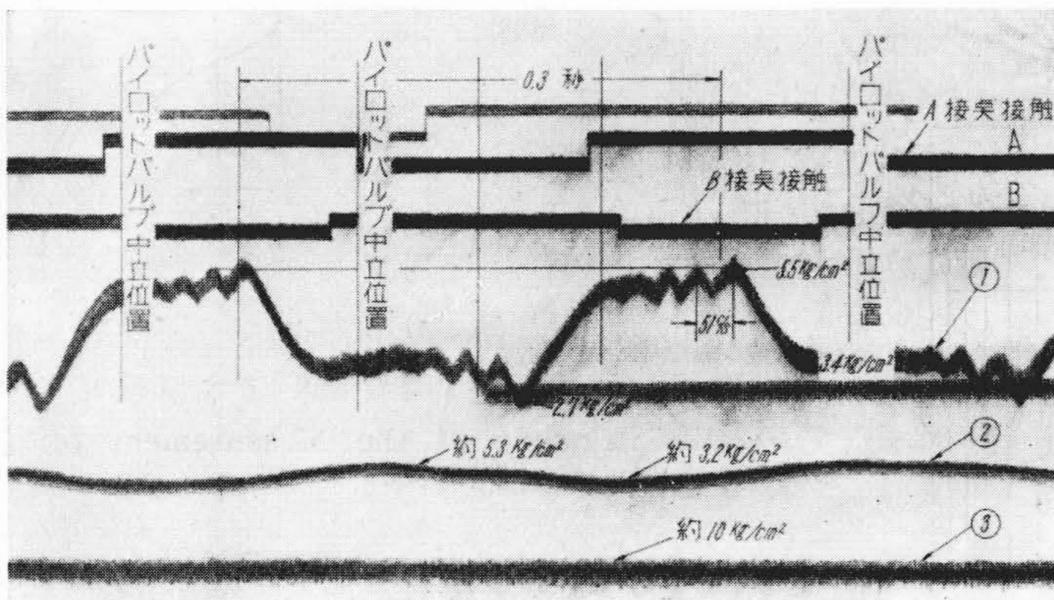
第 20 図 $z-\alpha$ の 関 係
(パイロットバルブ No. 2)

Fig. 20. Relationship between z and α
(Pilot Valve No. 2)



第 21 図 $z-r$ の 関 係
(パイロットバルブ No. 2)

Fig. 21. Relationship between z and r
(Pilot Valve No. 2)



第 22 図 油 圧 変 化
Fig. 22. Oscillogram of Oil Pressure Variation

第 4 表 静 止 摩 擦 抵 抗

Table 4. Static Friction of the System

操作シリンダが動き出す時の水平力 F (kg)	
	65.2
	64.2
	66.6
	57.5
	57.5
平均値	62.2

(iii) パイロットバルブポートの流量係数

No. 2 パイロットバルブに就いて測定した流量係数 (α) とポートの開き (z) との関係を図示すると第 20 図の如くなる。油ポンプ吐出圧力は $10 \text{ kg/cm}^2\text{g}$ である。

(iv) 油導管の抵抗

第 21 図は No. 2 パイロットバルブに就いて行つた抵抗 r_1, r_2 と、ポートの開き (z) との関係を示す線図である。

(v) 摩 擦 抵 抗

第 4 表は実験に供した操作シリンダの静止摩擦抵抗を示す。

(vi) 油圧変化の測定

パイロットバルブに正弦波入力を与えた時のパイロットバルブ入口と、操作シリンダの油圧変化の一例を第 22 図に示す。同図は入力振幅 0.04 mm 、周波数約 $3 \sim$ 、油ポンプ吐出圧力 $10 \text{ kg/cm}^2\text{g}$ の場合である。図の①②③は第 8 図の測定箇所①②③を示し A, B は同図の A, B 接点の接触分離の状況を示してある。この油圧変化の測定は、大体の傾向を知るために行つたもので、3 箇の磁歪管の感度がそれぞれ相当異なつており、①以外は感度が悪い儘測定したので、この測定値を以て正確な値とすることは危険である。

[V] 実験結果に対する検討

(1) 油導管の抵抗

実験結果によると、油導管の抵抗は可撓管 1 m の長さに対して大体 $0.0003 \sim 0.01 \text{ kg-sec}^2/\text{cm}^8$ の範囲になつておる。実際に使用した可撓管の全長約 10 m に換算し、これより求めた抵抗 R を (15), (16) 式に代入しても、 R を含まぬ他の項に比べて 1% 以下となり、数値計算には殆ど影響を与えない。同様に (17) 式の $\frac{a_3}{a_1}$ の値も殆ど 0 に近くなり、實際上 (20) 式が成立つと考へても大きな違いはないように思われる。

(2) 流量係数及び時定数

(3) 式を用いて求めた時定数 T の値は、正のオーバーラップの小なるもの程小となり、負のオーバーラップではこれの大なるもの程小となる。又 z と $\frac{dx}{dt}$ の曲線の形も線型性を有してくる。 T の値は実験に供したパイロットバルブの範囲では無負荷時約 0.01~0.04 sec 程度の間でありこれによつて概略の値を知ることが出来る。この値と、周波数応答によつて得たボデー線図より求めた T の値即ち第 2 表の無負荷時の値を比較して見ると、その値に ± 0.02 sec 程度の差があることが判る。この原因としては、測定の誤差の他に、油中に介在する空気のため、理論式を立てる際に想定した油が非圧縮性であるという仮定が崩れたため、操作シリンダの可動部分の質量が影響してきたためと思われる。このことは位相遅れが理論値では -90° であるべきものが、それより大きな遅れ角を表わしている結果からも想像出来よう。切削力に相当した重錘をかけて実験した時の時定数 T は、無負荷の時に較べて大となつている。これは無負荷時の特性の時定数のみをもつて倣い削り装置の時定数と考え、切削時の精度を云々することの不可なることを示しているが、切込 0.1mm, 送り 0.3 mm/rev 位の所謂仕上削りの程度では、無負荷の場合と殆ど時定数が変わらないと考えて良いようである。

次に前述の理論に於ては、ポートの流量係数 α は、ポートの開きに無関係に一定であると仮定した。所が第 20 図によれば α は一定でなく、而もその測定値に若干のバラッキがある。そこで今少しこの流量係数の内容を考えて見よう。第 20 図に示す値は、或る時間内にポートから出る流出量を測り、その値をもとにして計算から流量係数を求めたものである。所が実験によるとポートからの流出量は、ポートを開いた瞬間には比較的多く、時間がたつにつれて漸次減少して行き、やがて一定値に落付く傾向があり、その傾向はポートの開きの小さい時に特に著しい。いゝ換えれば、ポートの開きが同じでも、流量係数はポートを開いた瞬間からの時間の経過と共に減少して行く傾向になつているので、第 20 図の値はそれらの平均値に相当する値を示している訳である。従つて実際に倣い削り装置が作動する時のように、短時間で而もポートの開きの小さいような場合では、流量係数は第 20 図の値より相当大きいであろうことが考えられる。

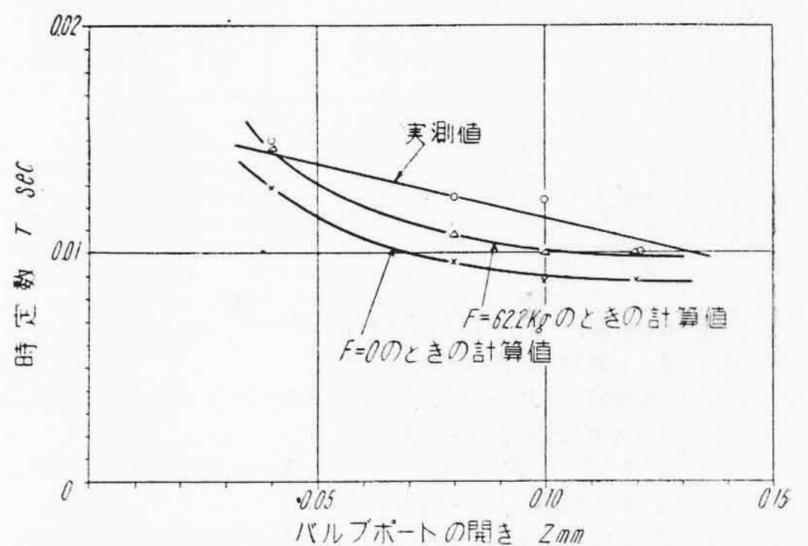
然し以上の他に、特にポートの開きの小さい所では、次のような理由によつて、流量係数の低下及び実験値のバラッキが考えられる。

- (1) オーバラップ正の場合は、不動帯の影響が大きく現われる。
- (2) ポートの開き (z) が非常に小さい時は、(z) が

第 5 表 計算と実験による時定数の比較

Table 5. Comparison of Calculated Value and Measured Value on Time Constant

	計 算 値			実 験 値	
	α	T (sec)	備 考	入力振幅 (mm)	T (sec)
$F=62.2$ $F=0$	0.44	0.0147 0.013	ポートの開き $z \cong 0.04$ 相当	0.04	0.015
$F=62.2$ $F=0$	0.6	0.0108 0.00955	$z \cong 0.08$ 相当	0.08	0.013
$F=62.2$ $F=0$	0.65	0.00999 0.00882	$z \cong 0.10$ 相当	0.10	0.012
$F=62.2$ $F=0$	0.65	0.00999 0.00882	$z=0.12$ 相当	0.12	0.01

第 23 図 $z-T$ の関係、計算値と実測値の比較Fig. 23. Relationship between z and T , Comparison of Calculated Value and Measured value

流体の境界層の厚さに comparable になつて非常に抵抗が大きくなる。

- (3) (z) が小なる時は、ピストン及びスリーブの間のラジアル遊隙による油洩れとか、ピストンの角部のダレ、凹凸等の影響が現われる。

以上のような事項を考慮に入れ、それぞれの弁開度に相当する実験値の流量係数を用い、且つ

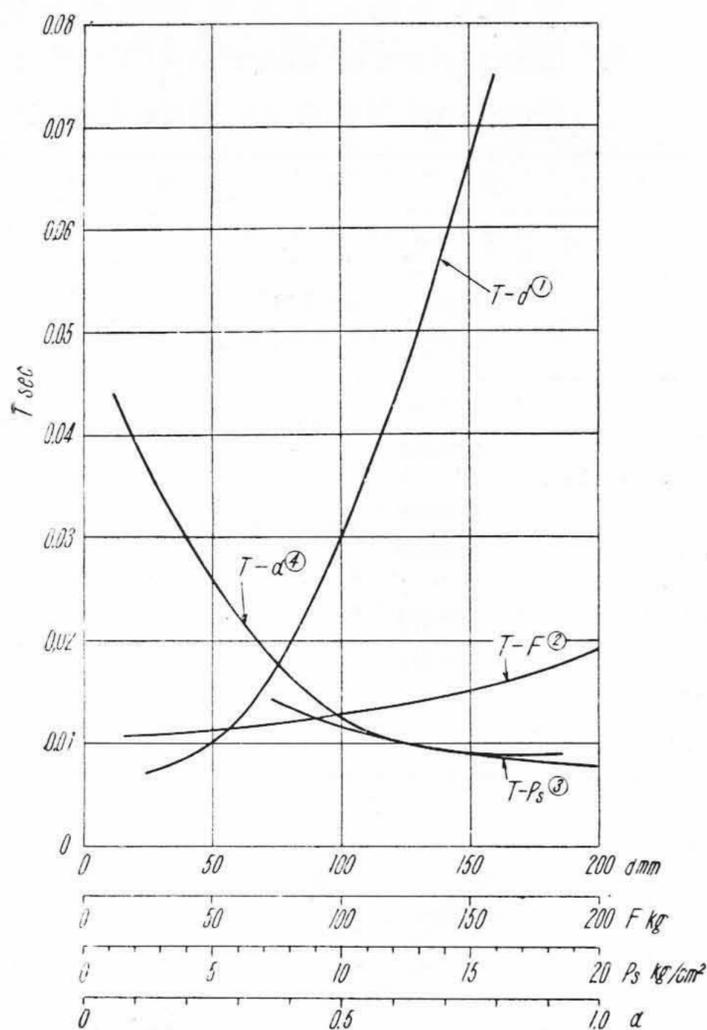
$$A = 28.3 \text{ cm}^2 \text{ (シリンダ直径 } d=6 \text{ cm)}$$

$$P_s = 10 \text{ kg/cm}^2\text{g}$$

$$F = 62.2 \text{ kg (第 4 表の平均値)}$$

として (20) 式を使つて時定数 T を計算し、さきの実験値 (第 3 表) と比較すると、第 5 表を得る。第 23 図はこれを図示したものである。この結果によれば、計算値と実験値がほぼ一致していることが判る。

次に (20) 式を用いて時定数 T と、 $P_s A F k$ の関係を図示すると、第 24 図のようになる。第 24 図では A, k の代りに、操作シリンダのピストン直径 d 及び流量係数 α をとつてある。図からわかるように、倣い削り装置の性



- ① $\alpha=0.55, P_s=10 \text{ kg/cm}^2, F=60 \text{ kg}, k=1,211 \text{ cm}^3/\text{sec}\cdot\text{kg}^{1/2}$
- ② $\alpha=0.55, P_s=10 \text{ kg/cm}^2, A=(\pi/4)d^2=28.3 \text{ cm}^2, k=1,211 \text{ cm}^3/\text{sec}\cdot\text{kg}^{1/2}$
- ③ $\alpha=0.55, F=60 \text{ kg}, A=(\pi/4)d^2=28.3 \text{ cm}^2, k=1,211 \text{ cm}^3/\text{sec}\cdot\text{kg}^{1/2}$
- ④ $P_s=10 \text{ kg/cm}^2, F=60 \text{ kg}, A=(\pi/4)d^2=28.3 \text{ cm}^2, k=1,211 \text{ cm}^3/\text{sec}\cdot\text{kg}^{1/2}$

第 24 図 $T-d, T-F, T-P_s, T-\alpha$ の関係
Fig. 24. $T-d, T-F, T-P_s$ and $T-\alpha$ Relationship

能を向上させるため、時定数を小さくするのに最も効果のあるのは、流量係数 α を出来るだけ大きくすること及び操作ピストンの直径 d を小さくすることであつて、 P_s とか F は、余り大きな影響を与えない。然し (20) 式が成立つためには、 $(AP_s - F) > 0$ でなければならないから、 d 即ち A を小にすると、 P_s を大きくしなければならず、油ポンプの性能、価格等の面より若干の制約がある。

次に時定数とオーバーラップの関係を考えて見よう。第 1 表及び第 2 表によればパイロットバルブのオーバーラップを減じて行き、負の値にするに従つて時定数は小さくなつて行く傾向を示している。たゞ第 2 表の No. 4 だ

けが逆に時定数が増加しているが、これは使用油の粘度の影響及び油中に含まれる気泡等によるものと考えられる。たゞその後行つた幾つかの実験から見て、正のオーバーラップの小なるもの、或いはオーバーラップの負なるものの方が時定数は小さくなる傾向を示している。

[VI] 結 言

- 今迄の実験並びに検討から次のことがいえると思う。
- (1) 倣い削り装置の時定数は制御系を線型と仮定した (3) 式或いは (20) 式によつて表わして差支えない。
 - (2) 実験に供したパイロットバルブに於ては、無負荷時に於ける時定数は、大体 0.01~0.06 sec であつた。
 - (3) 切削力に相当する力を加えて測定すると、時定数は若干大きくなるが、仕上削り程度の力では、殆ど影響は現われなかつた。
 - (4) 時定数を小さくするためには、ポートの流量係数を大きくすることが最も得策であらう。尚この他に、ポンプの吐出圧力を大きくするとか、摺動抵抗を小さくするとか、又は操作ピストンの有効面積を小さくするとかが考えられるが、これらは設計上相当の制約があるので余り多くは期待出来ない。
 - (5) 油中に介在する空気のため、油が圧縮性になつて性能が害される。設計、製作並びに使用上この点は厳に注意すべきであらう。

終りに臨み、本研究に関し種々御指導、御援助を賜つた東京工大池辺氏並びに日立製作所社内各位に対し、深甚の謝意を表すると共に、電気関係の測定を担当された日立製作所川崎工場の片山君及び機械部門を担当せられた股野君に対し、衷心より感謝の意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) 寺田, 森: マシナリー (昭 28-6)
- (2) 池辺: 計測 (昭 28-3)
- (3) Harold Chestnut and Robert W. Mayer: Sevomechanisms and Regulating System Design Vol. 1 (1951)