工作機械油圧回路の解析

Analysis of Machine Tool Hydraulic Circuit

阿 武 芳 朗* Yoshirô Anno

内 容 梗 概

工作機械の油圧回路において実際の連続運転上問題となる粘度特性による圧力油の選択条件を論じ、回路管径を規準とした Re 数の変化に応じた継手類、絞り弁および回路全損失について測定し、特性を明らかにしこれらの結果を総合して流体的負荷と機械的負荷およびポンプ作動圧力によるテーブル定常ならびに非定常速度の式を導きこれらに基づいた回路特性の改善を論じている。

1. 緒 言

工作機械の油圧回路は一般に油圧力70 kg/cm²以下の低圧作動を行なうが、操作が複雑であり、負荷変動、油の粘度変化などに対する速度の均一性が要求されており、また速度範囲は 10~50,000 mm/min の広きにわたっている。従来この種の研究としては、G. Schlesinger⁽¹⁾、Hans Krug⁽²⁾、Walter Ernst⁽³⁾、E. M. Chaimowitsch⁽⁴⁾、R. Spies⁽⁵⁾ の諸氏により行なわれているが、いずれも油圧要素単体の性能、構造の追求に重きがおかれ、回路全体の動的解析については工作機械油圧回路の分野で体系づけられていなかった。最近の工作技術の進歩につれて、工作機械油圧回路も従来の経験的手法に重点の置かれた設計方法では解決の困難な問題が多い。本文では油圧回路の流体的基礎に基づいてその特性改善の実例を論ずる。

2. 油圧系の作動温度範囲

工作機械は通常 8 時間以上の連続運転を行なう。したがって周囲の気温変化と油圧系の温度上昇による圧力油の粘度変化が油圧系の性能に及ぼす影響が大きい。作動温度の最高については、アメリカJIC 規格にポンプ吸入側の許容しうる最高油温は 55℃ と規定されている。作動温度範囲について D. L. Ubbelohde 氏⁶⁰が規準を設けているが、通常始動温度の 16~20℃ の範囲は日本の冬期の工場始業時の温度の現状から高すぎる。また、通常作業温度範囲 30~70℃ の最高 70℃ は、工作機械の精度保持、圧力油の酸化による劣化現象を考慮すると高温にすぎる。

わが国の各地工業都市における年間最高,最低温度(気象庁発行 気象旬報1956~1960年)と,年間中の最低最高を示す旬間温度(気 象庁発行,主として農業のための気候表,1923~1960年)の統計を 第1図に示す。

始動温度の最高は最高旬間中の工場作業開始時間(午前7~8時)で20~25℃であり、始動温度の最低は最低旬間中の工場作業開始時間で、-4~+2.5℃である。

作業温度の最高は、年間最高温度の平均温度 35℃ に許容油温上昇を 20℃ として55℃ とする。これらをまとめて、作動温度の標準を新しく作成すると第2図に示すとおり危険低温度は 0℃ 以下危険高温度は 55℃ 以上となる。

3. 圧力油の選定

従来,油粘度を測定する標準温度としては、A.S.T.Mが、100°F、210°Fを規定し、JISタービン油規格が、50、80°C を規定しているが、いずれも工作機械の作動油温度範囲の実状に即していない。また、油温変化に対する粘度変化率に関する目安は、従来 A.S.T.M: D 567 に規定された粘度指数 V.1 値の式があるが、この値は目安で

あり、粘度指数の値から実際の粘度の値を求めることができず、また、 210° Fで、40 ssu(約4 c. s)以下の油は V. 1 算出用の標準油とかけ離れて計算の対象とはできない欠点がある。温度に対する油の粘度の関係式は、板谷氏(0)の式が実用的に $10\sim70^\circ$ C の範囲で簡便であり正確である。

第1図 工業都市の気温統計

上式で B_0 は温度に対する粘度変化の傾斜を表わす性質をもっている。第2図において、縦軸 0℃、横軸 $\log_{10}\log_{10}10$ (c. s) を基準におけば (1) 式を次のように変形し新しい定義を与えることができる。

$$B_0 = \frac{A_0}{t_{10}} \dots (2)$$

ここに Bo: 粘度変化率

 A_0 : $\log_{10}\log_{10}\nu_0$

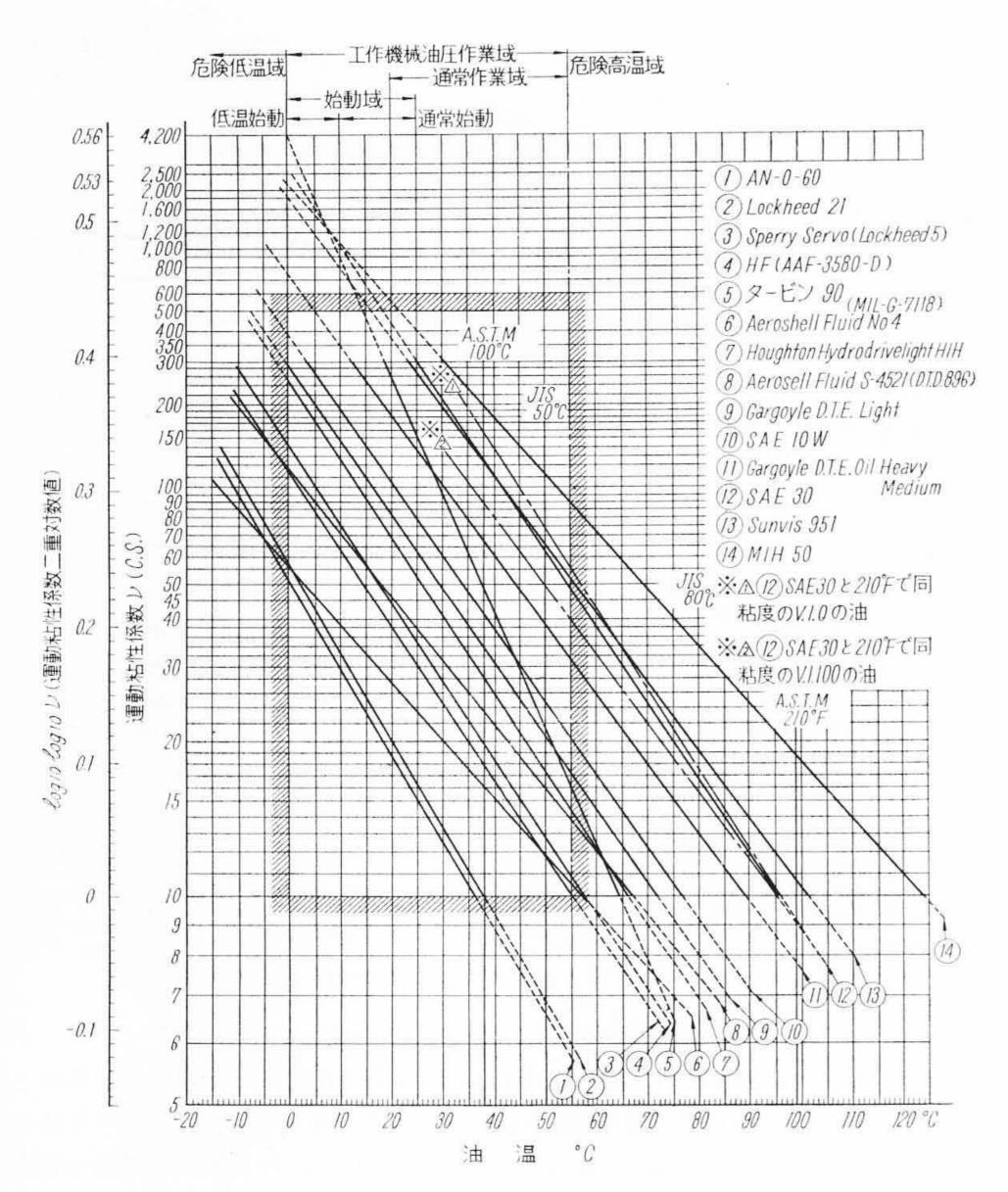
ν₀: 0℃ における運動粘性係数 (c. s)

* 日立製作所川崎工場 工博

t₁₀: 10 c.sになるときの油の温度 (℃)

上式(2)を用いた粘度変化率は第2図に示す各種圧力油の粘度線図の傾斜を表わすことになりその値を第1表に示す。0℃における粘度は,低温始動時の特性をチェックすることができ,通常 500c. s 以下がよい。 $t_{10}(10 \text{ c. s})$ になる温度 は,その油の作動最高温度の限界を知る目安となる(作動油の低粘性の限度は $10\sim15 \text{ c. s}$ とされている)。上記の0℃における粘度 (c. s) と 10 c. s になる温度 $t_{10}($ ℃)の 2 項を用いて温度に対する油粘度の変化率 B_0 を求めることができる。この新しい選択規準により,工作機械の実際運転に適した圧力油を決定することができる。

 B_0 の値は 60×10^{-4} 以下が良好であり第2図⑥⑦⑧⑨⑩相当油が適正油である。



第2図 各種圧力油の温度一粘度線図

4. 回路内圧力損失の解析

工作機械における油圧回路を構成する機器類は、外観、操作性のため一般にコンパクトに組み立てることが要求され、長い単純な直管による配管は少ない。特に方向切換弁、発停切換弁、パイロット弁などを一体に組み合わせた複合弁方式やマニホールド方式を使用し、結合、分解など保守の容易性を目標とした設計が多い⁽⁸⁾。圧油の流れによる直管の圧力損失については Moody 線図⁽⁹⁾により計算ができるが、継手、曲り管などの損失係数については,従来工作機械油圧回路に用いられるような小寸法のものの実験値は少ない。そこで本章では油圧配管用小寸法の規格の鋼管継手、銅管継手、高圧ゴムホースなどについてレイノルズ数との関連において定常流下の損失係数を調べた。

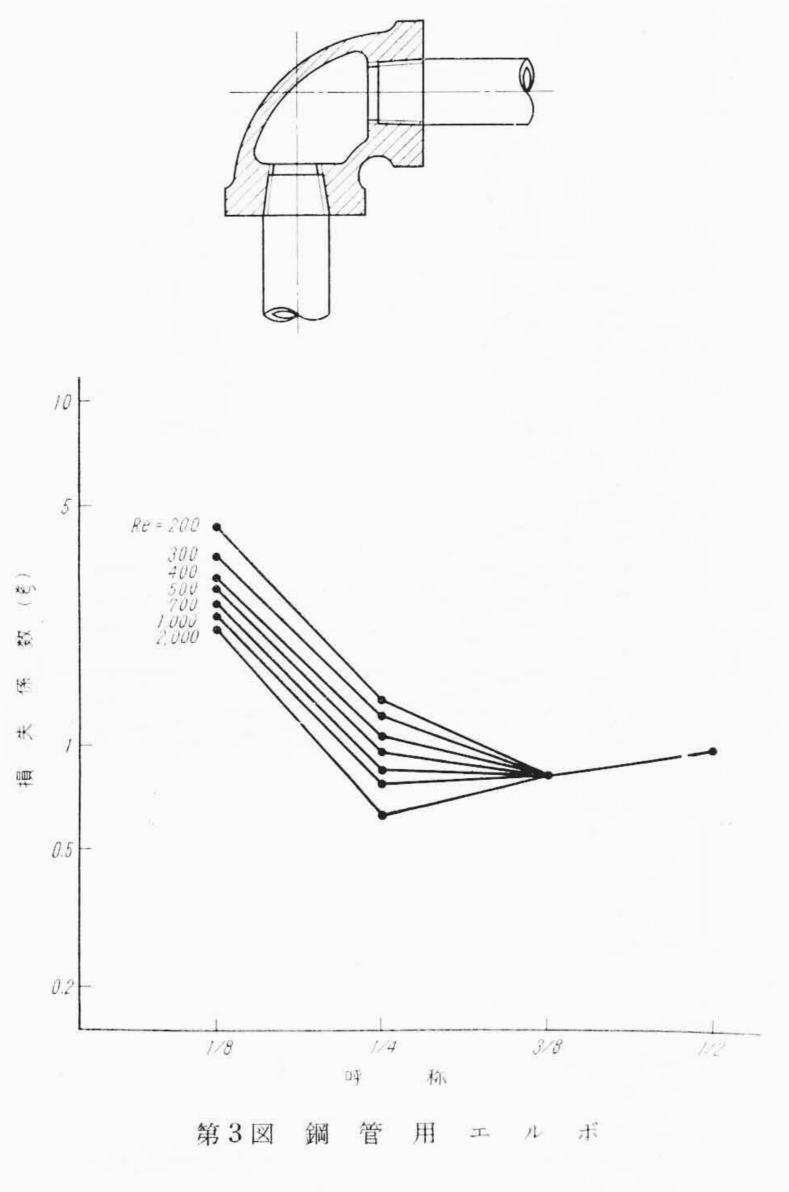
一般直線円管の圧力損失は Darcy の公式で表わされるが、継手、弁類の圧力損失も数式的には同形式で表現されている。

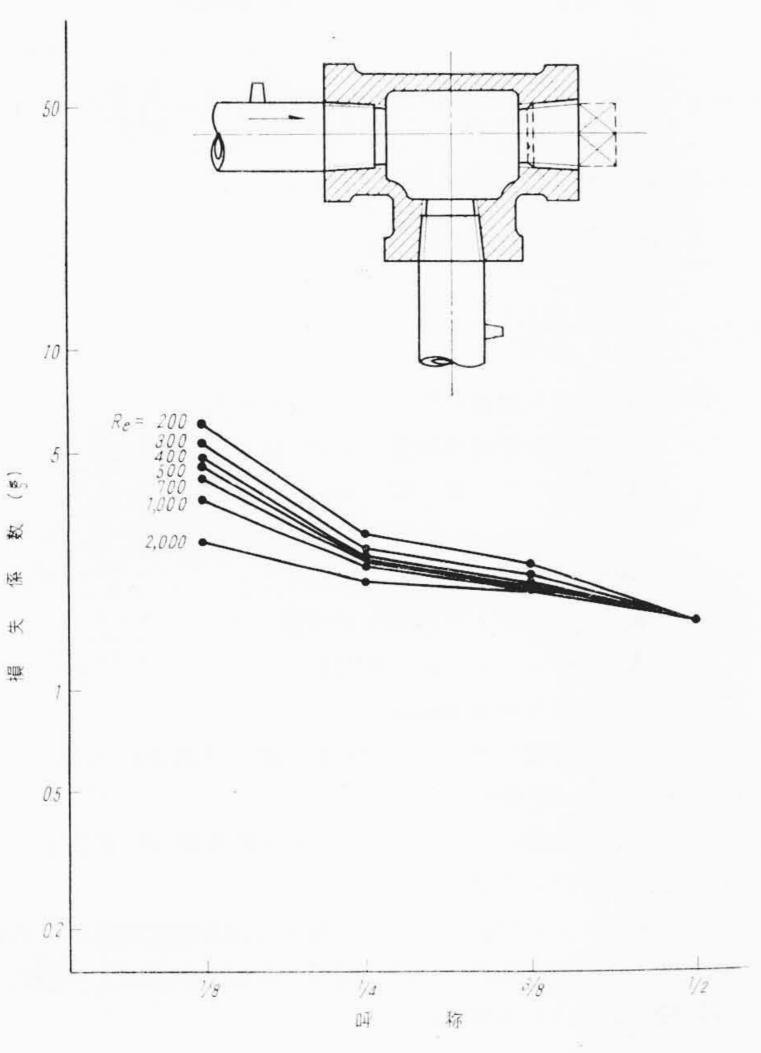
Darcy の公式では管摩擦係数 λ が含まれ、これは 64/Re の関係にあるので、レイノルズ数の関数であることは明らかであり、したがって油の運動粘性係数 ν (cm²/s)、流速 ν の値により変動する。 (3)式に示す損失係数は従来大形のものは一定値がとられているが、小形の継手は、その中に直線管の部分の影響が大きくなり、特に高圧ゴムホースなどは計算を容易にするため損失係数測定を管と継手の組み合わせにしたので、レイノルズ数の影響を必然的に受けることになる。これらの代表例を第 3~9 図に示す。

- (1) 鋼管用エルボ、T継手ともに、これらの相当内径の銅管継手に比べて損失係数 ξ の値が低く、また Re 数の影響も一般に少ない。
- (2) 銅管用ニップル,エルボ,メガネ式エルボは 一般に損失係数の値が大きく,特にメガネ式エルボ は損失係数が高くなる。
- (3) 各種継手類の管内径基準による Re 数の変化, すなわち管内流速,油粘度変化に応じた損失係数の 特性を測定すれば油圧配管系の損失圧力を運動状態

第1表 各種圧力油の粘度変化率

番号	油 名 称	0℃ における ν ₀ 運動粘性係数c.s.	0℃における ν ₀ の 二重対数値 Ao=log10 log10 νο	t10 ν=10 センチストー クスになる温度(°C)	$B_0 = \frac{A_0}{t_{10}}$ 油の粘度変化率	(参考値) V.I. 粘度指数
1	AN-0-60	51	0.234	36.5	64×10 ⁻⁴	
2	Lockheed 21	55.5	0.242	38.5	63×10^{-4}	Total Control
3	Sperry Servo (Lockheed 5)	110	0.309	55	56×10^{-4}	steen.
4	HF (AAF-3580-D)	146	0.335	59	57×10^{-4}	
5	タービン 90	4,300	0.560	63.5	88×10^{-4}	-
6	Aeroshell Fluid No.4(MIL-G-7118)	57.5	0.245	57.5	43×10-4	202
7	Houghton Hydrodrive Light HIH	250	0.389	67.5	58×10-4	110
8	Aeroshell Fluid S-4521(D.T.D.896)	128	0.323	68	48×10^{-4}	167
9	Gargoyle D.T.E Light	310	0.396	72	55×10 ⁻⁴	103
10	SAE 10W	400	0.415	78	53×10 ⁻⁴	107
11	Gargoyle DTE Oil Heavy Medium	750	0.459	91	51×10 ⁻⁴	111
12	SAE 30	2,900	0.539	98	55×10 ⁻⁴	53
13	Sunvis 951	1,900	0.516	103	50×10-4	91
14	MIH 50	4,200	0.559	125	45×10 ⁻⁴	102

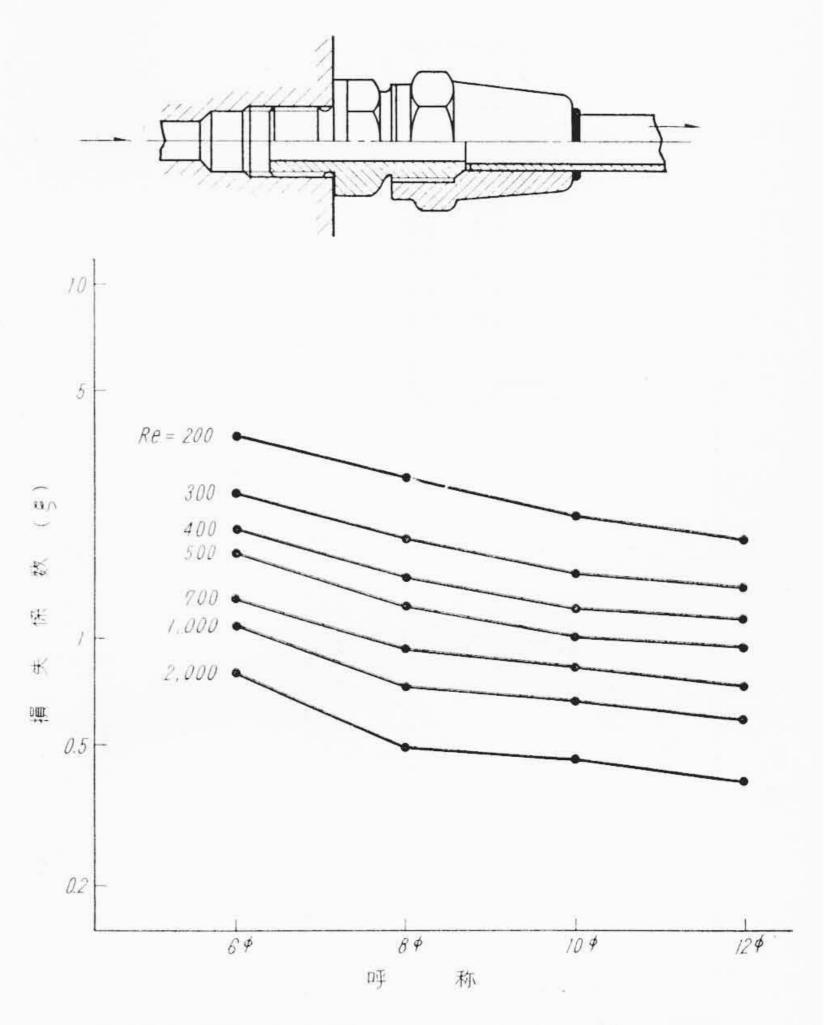




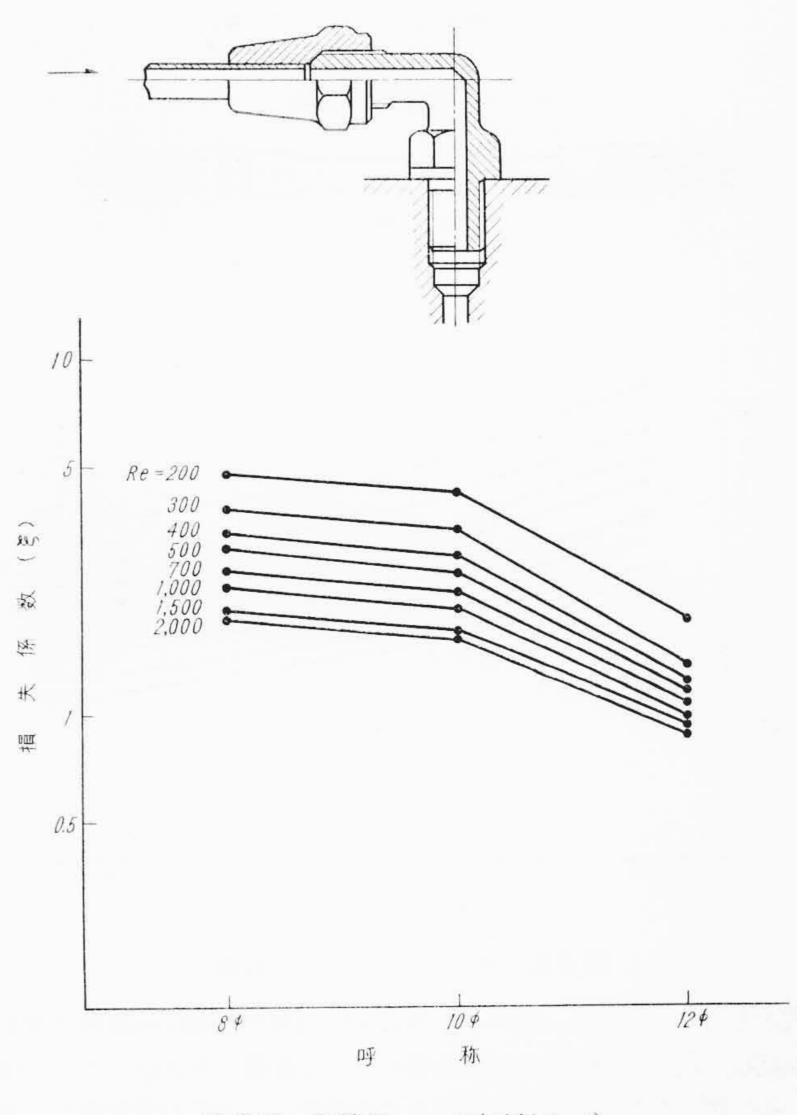
第4図 鋼

の変動に応じては握することができる。
(4) 損失係数は比較的大きい値であっても Re 数の影響の少ないものは工作機械用継手として有効である。

管 用



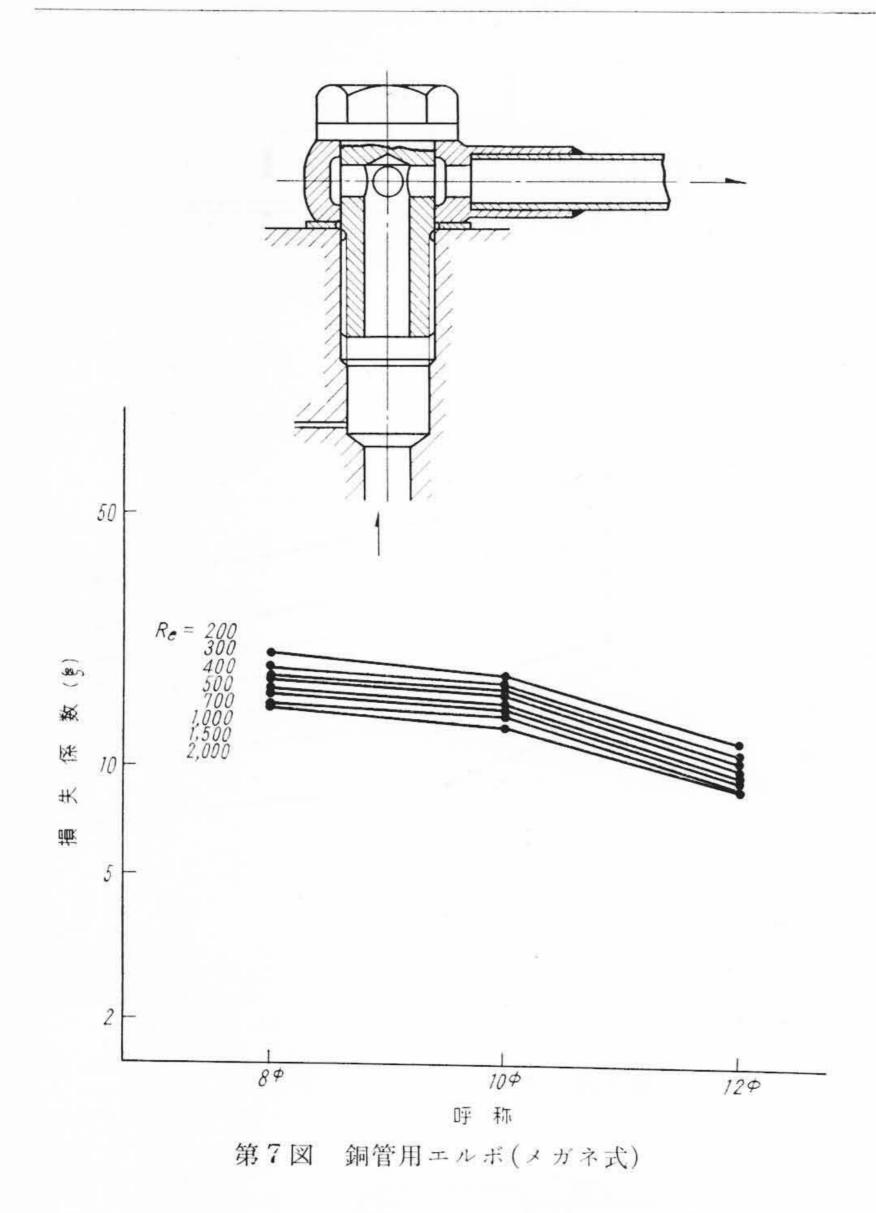
第5図 銅管用ニップル(平行ネジ)

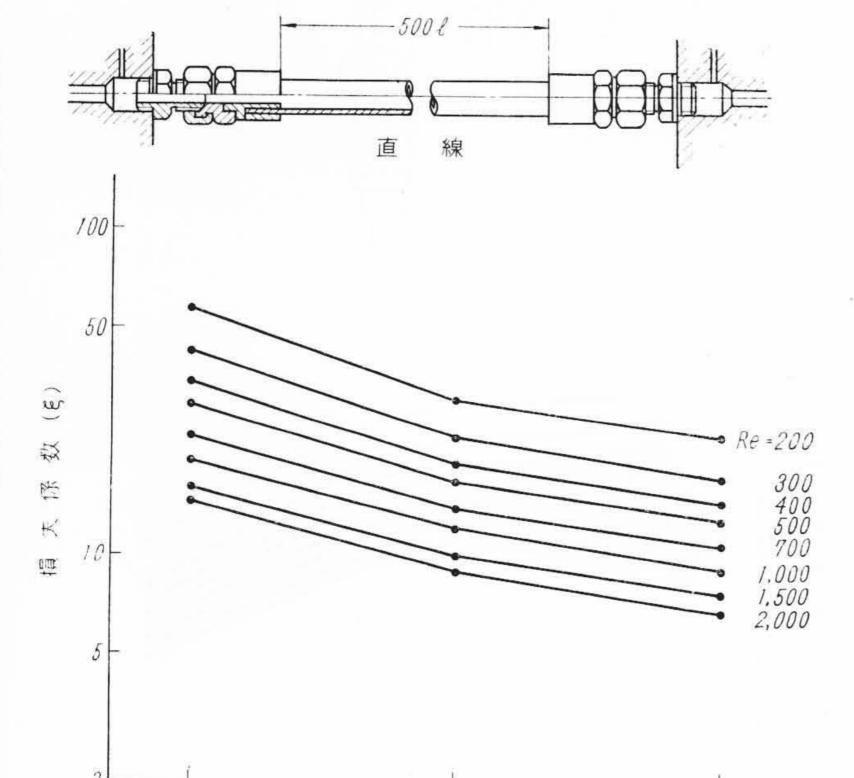


第6図 銅管用エルボ(平行ネジ)

5. 流量調整絞り弁の性能

一定吐出量ポンプ使用の開放回路を使用する場合に適正なテーブル送り速度を得るためには,回路内流入油を制限する流量調整絞り 弁が必要となる。流量調整絞り弁は,単純絞り弁が一般に簡単な方





第8図 ゴムホース(中圧用直線)

呼

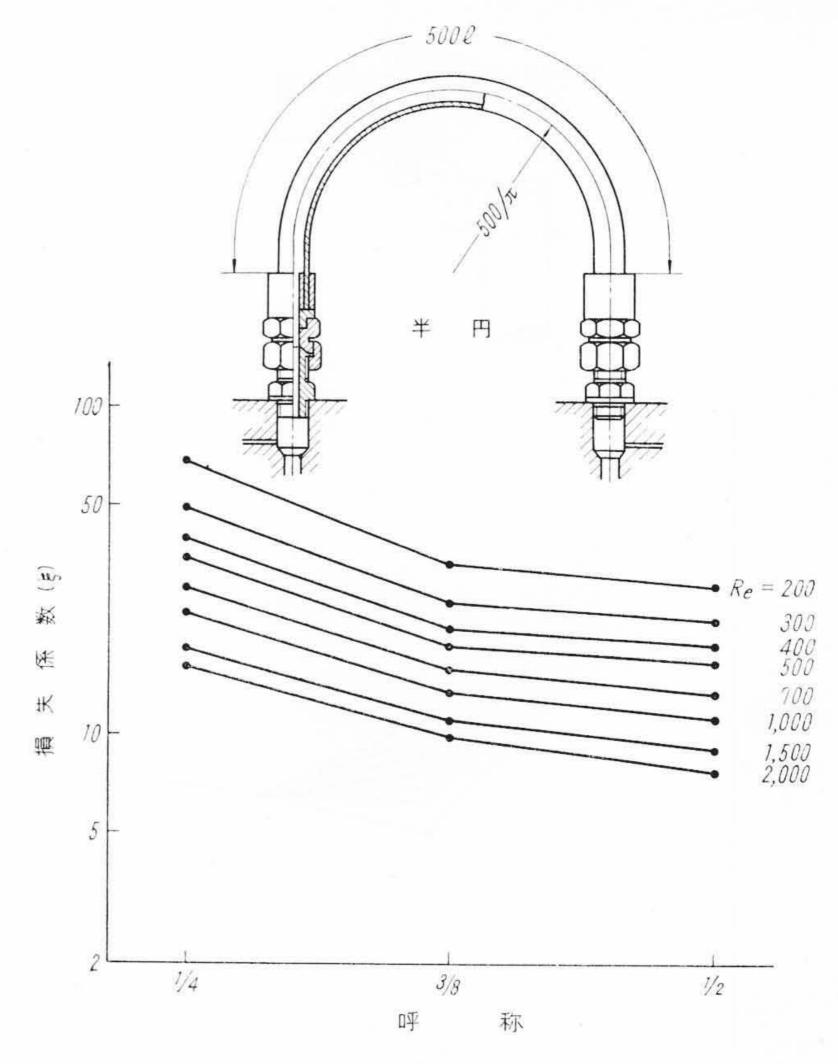
3/8

称

1/4

式として用いられる。絞り弁における圧力損失は油圧回路内のおもな抵抗となり、回路全体の抵抗値に与える影響が大きい。ここでは一般に用いられる3種の単純絞り弁の形状による圧力損失性を、油粘度との関連において比較した。

絞り弁の流量特性は一般に、絞り断面積に比べ長さが比較的に長いチョーク形絞りと、絞り断面積に比べ長さが短かいオリフィス形絞り弁に大別することができる。これらの絞りにおける入口、出口、圧力差 ΔP と絞り弁を流れる流量 Q_d の関係は基本的に次の一般式で表わしうる。オリフィス形絞り弁では



第9図 ゴムホース(中圧用ベンド)

$$\Delta P = \frac{\xi \gamma v_{d}^{2}}{2 g} = \frac{\xi \gamma}{2 g} \frac{Q_{d}^{2}}{A_{d}^{2}} = \frac{\gamma}{2 g} \frac{Q_{d}^{2}}{\alpha^{2} A_{d}^{2}} = K_{2} Q_{d}^{2}$$
......(4)

チョーク形絞り弁では次式で表わされる。

$$\Delta P = \frac{8 \pi \nu \gamma l Q_d}{g A_d^2} = K_1 \nu Q_d \dots (5)$$

$$\text{Total } \left(K_1 = \frac{8 \pi \gamma l}{g A_d^2}\right)$$

ここに *AP*: 絞り前後の圧力差 (kg/cm²)

 Q_d : 絞り弁通過流量 (cm^3/s)

 A_d : 絞 り 面 積 (cm^2)

l: チョーク長さ (cm)

α: 流 量 係 数

K2: オリフィス形絞り弁常数

 K_1 : チョーク形絞り弁常数

va: 絞り弁通過流速 (cm/s)

したがって各形の絞り弁は、次の特性比較が予想されうる。

(1) オリフィス形絞り弁

(i) 一定圧力油の比重 γ , および絞り断面積 A_a に対して流量変化による圧力変動が大きい。

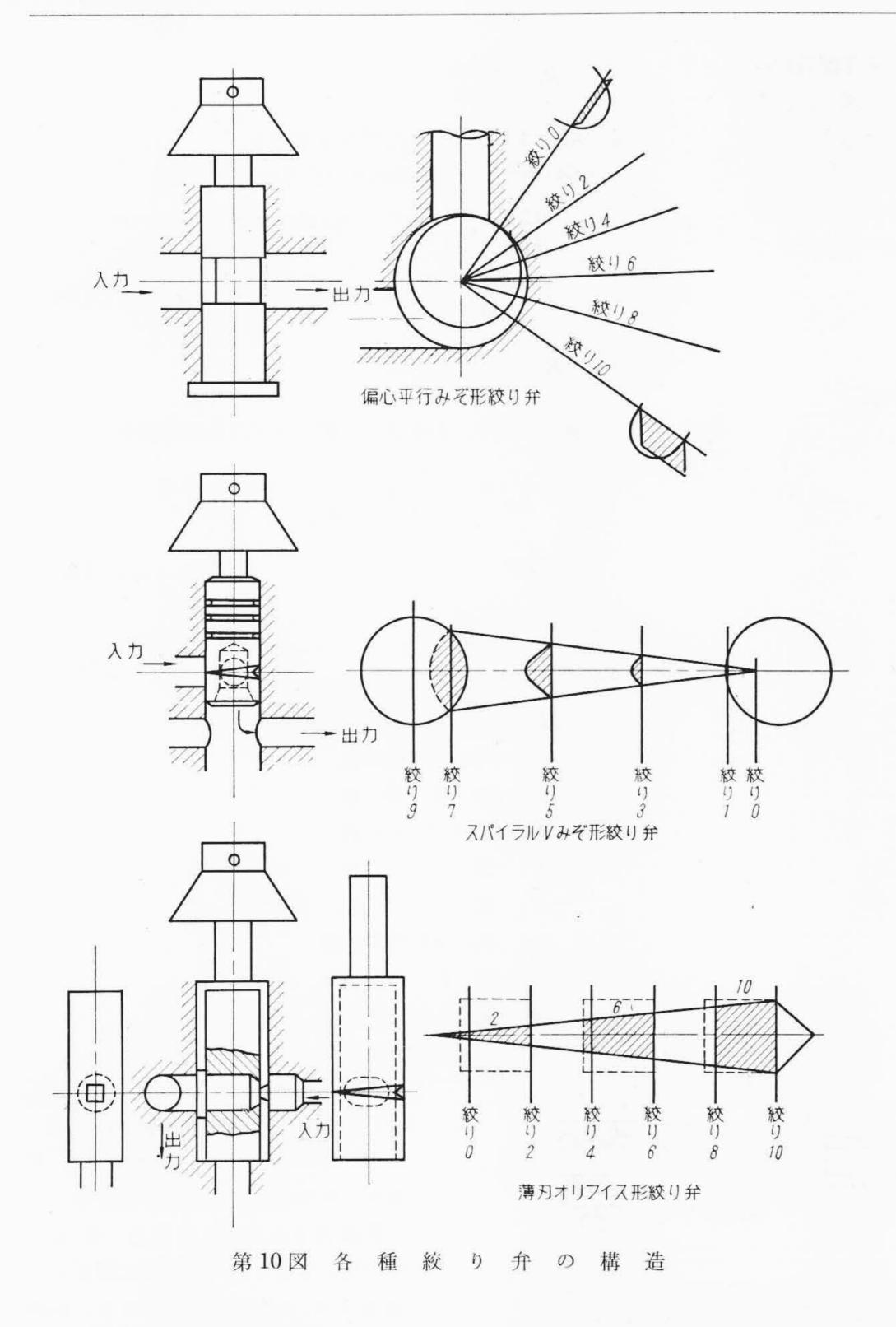
(ii) オリフィス形絞り弁の圧力損失の油の精度変化による影響は、Re 数の損失係数に及ぼす関係で決定されるが、一般にその影響は少ないと予想される。

(2) チョーク形絞り弁

(i) 一定圧力油の比重および絞り断面積 A_a に対してチョーク長さlおよび流量変化による圧力変化はいずれも直線的に変化する。

(ii) チョーク形絞り弁の圧力損失は油の粘度変化に対し直線 的に変化する。

1/2

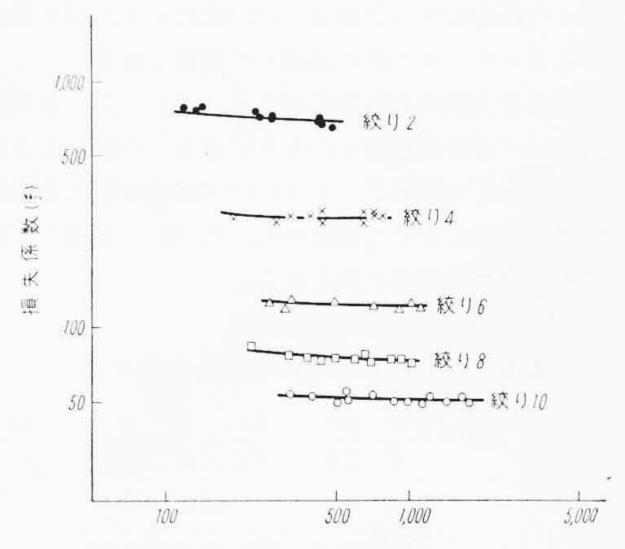


実際の絞り弁は2箇の形式が混合された性能として表われること が多い。

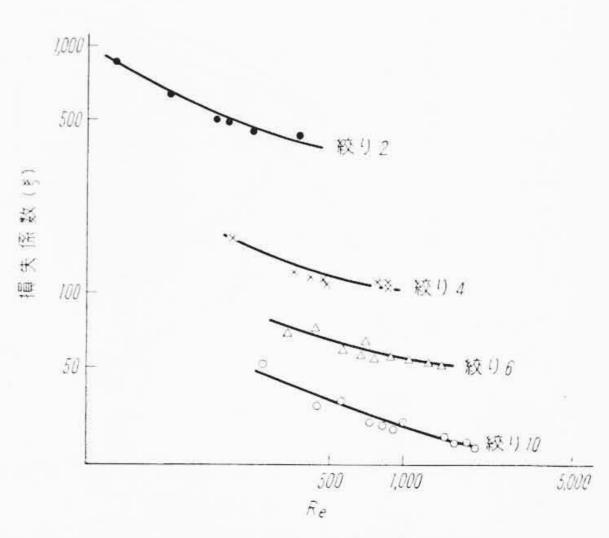
各種単体絞り弁を 第 10 図 に示すようなスパイラル V みぞ形,偏心平行みぞ形,薄刃オリフィス形のものについてその特性を油粘度 $20\sim55$ c. s に変化させ前後圧力差と通過流量の関係,および配管標準内径 12 mm ϕ の Re 数に対応する損失係数を求めると第 $11\sim13$ 図のようになり,これらの絞り開度に対する損失特性は 第 14 図 のようになる。また(4)式の変形として $\Delta P = K_3 Q_{a}$ として検討すれば次のようになる。

- (i) 薄刃オリフィス形は各絞り開度にわたって油粘度変化の影響をうけず m ÷ 2 の値を示す。高流量制御に適したものである。
- (ii) 偏心平行みぞ形は各開度にわたってオリフィス形とチョーク形の中間の値を示し $m=1.4\sim1.64$ となる。この弁形状は一般低流量制御に適している。
- (iii) スパイラル V みぞ形は開度の少ない所(絞り開度 $1 \sim 3$)では $m \rightleftharpoons 2$ の値を示し、開度の大きい所(絞り開度 $5 \sim 10$)では $m = 1.5 \sim 1.8$ の変動を示す。この弁形状は特に低流量制御に適した形状である。

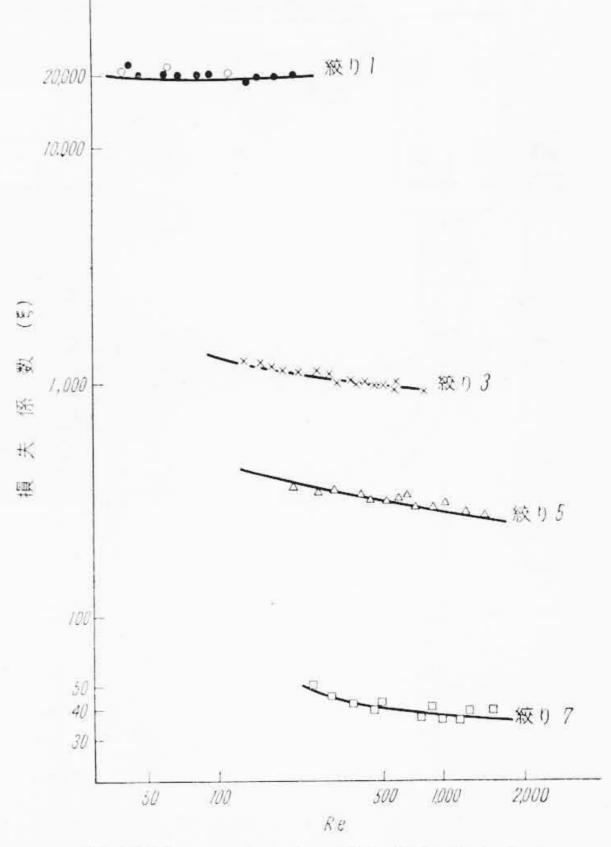
上記の結果から専用機、フィードユニットなどの低速送りを主とするものにスパイラルVみぞ形を使用し、平面研削盤などの高速送りを主とするものには薄刃オリフィス形を使用し、それぞれの特性



第11図 薄刃オリフィス形絞り弁の 損失係数



第12図 偏心平行みぞ形 絞り弁の損失係数



第13図 スパイラルVみぞ形絞り弁の 損失係数

を発揮させることができた。

6. 回路内の総合圧力損失

油圧回路内の圧力損失の発生部を区分すれば、円管直線部、円管ベンド部、継手類、複合制御箱部、シリンダ出入口部などとなる。

H

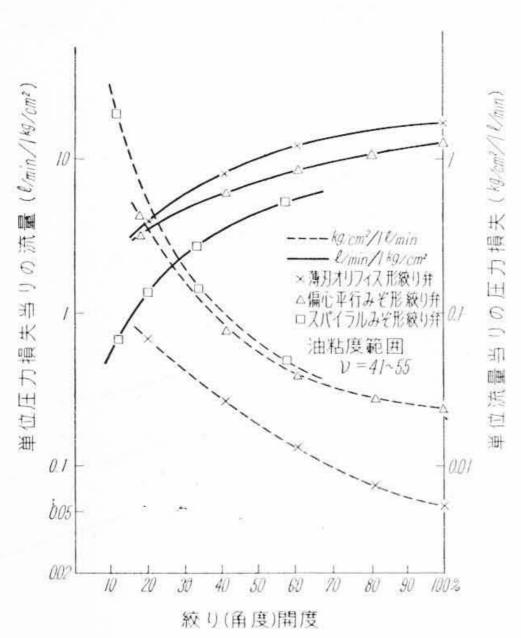
個々の圧力損失の計算は,(3)式に示した損失係数を基準配管内径によるレイノルズ数に関連して集積したものとして取り扱えば,実用的な圧力損失の計算ができる。また一方,油圧回路は総合の圧力損失が一定の油粘度 ν のもとに求まった場合にこれが他の作動温度における圧力損失P,あるいは回路内を流れる流量を求めて回路の作動の見通しをたてるために,P, Q, ν を用いて表示することができれば簡明な実用の式となる。

(1) 一般円管内の圧力損失

層流の場合は Darcy の公式を変換する。

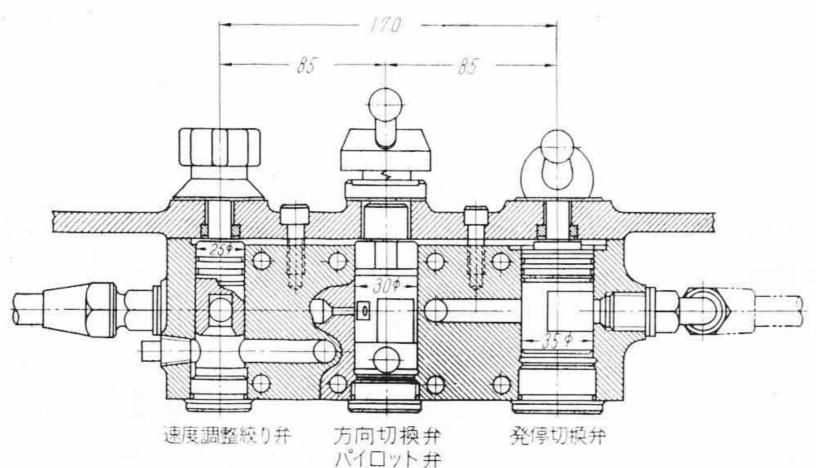
$$\Delta P = \lambda \frac{l}{d} \frac{\gamma v^{2}}{2 g} = \frac{64}{Re} \cdot \frac{l}{d} \frac{v^{2}}{2 g} = \frac{64 \nu l \cdot Q \cdot \gamma}{d^{2} \frac{\pi}{4} d^{2} \cdot 2 g}$$

$$-R_{1} \nu Q \dots (6)$$



第14図 各種絞り弁の特性

7-7ル駅砂ビストフ 32 154 32



第15図 工作機械実態油圧回路

ただし
$$R_1 = \frac{128 \, l \gamma}{d^4 \pi a}$$

乱流の場合は Blasius の式⁽¹⁰⁾を変換する。 $\lambda=0.3164/Re^{0.25}$ の値を Darcy の公式に代入すると

$$\Delta P = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \cdot \frac{l}{d} \frac{\gamma v^{2}}{2g} = \frac{0.3164 \cdot lp \cdot v^{2} \cdot \nu^{0.25}}{v^{0.25}d^{0.25}d \cdot 2g}$$

$$= \left(\frac{0.000247 \, l \cdot \gamma}{d^{4.75}}\right) \nu^{0.25} \cdot Q^{1.75} = R_{1}' \cdot \nu^{0.25} \, Q^{1.75} \dots (7)$$

ただし
$$R_1' = \frac{0.000247 \cdot l \cdot \gamma}{d^{4.75}}$$

(2) 管継手,曲り,急拡大,急縮小などの局部的損失

$$\Delta P = \xi \frac{\gamma}{2 g} v^2 = \frac{\xi \gamma}{2 g} \left(\frac{Q}{\frac{\pi}{4} d^2} \right)^2 = \frac{8 \cdot \gamma \cdot \xi}{\pi^2 d^4 g} Q^2$$

$$\Delta P = R_2 Q^2 \dots (8)$$

ただし
$$R_2 = \left(rac{8 \, \gamma \xi}{\pi^2 d^2 g}
ight)$$

ここに Ap: 回路内各部の圧力損失

APt: 回路内全圧力損失

λ: 円管内摩擦係数

ξ: 損 失 係 数

Re: レイノルズ数

l:管 長

d: 管 内 径

γ: 油の単位体積重量

v: 管 内 流 速

g: 重力加速度

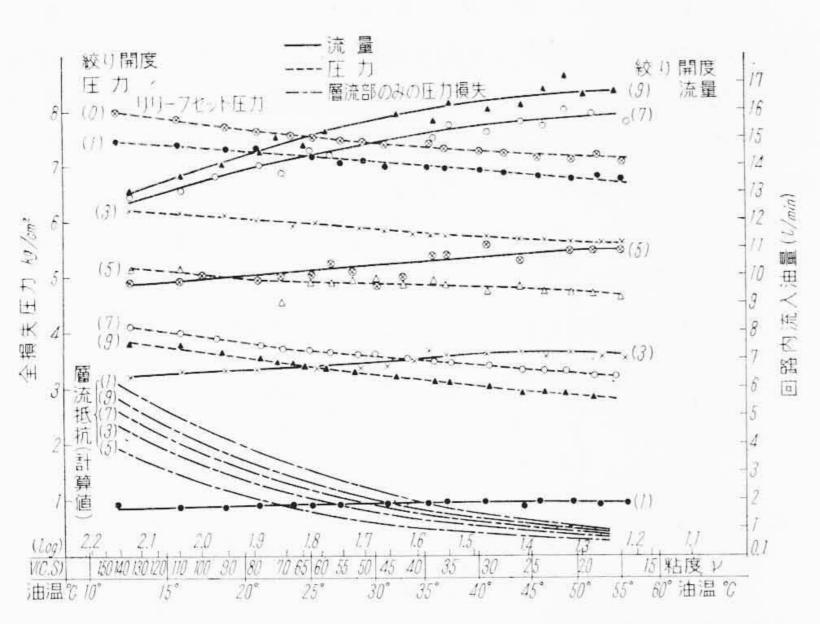
ν: 油の運動粘性係数

したがって回路内の各部の損失は、 $R_1 \nu Q$, $R_1' \nu^{0.25} Q^{1.75}$ または $R_2 Q^2$ のいずれかの形で表示することができる。

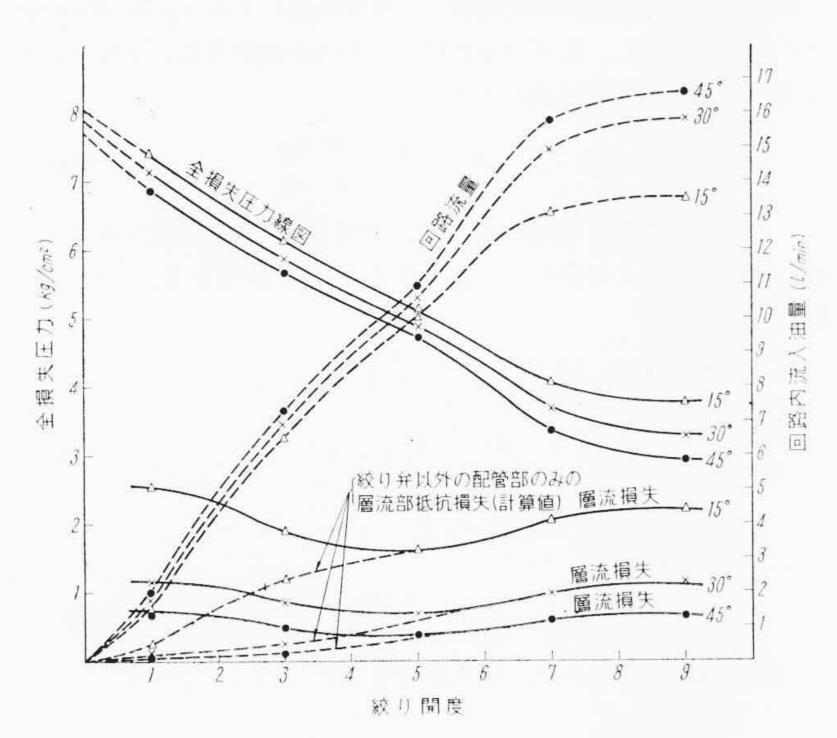
 R_2 に含まれた ξ は油粘度の影響を受けないものとし、油粘度に関係する損失は R_1 に関係すると考えて、回路全体の圧力損失の常数は R_1 、 R_2 のいずれかに含まれるものとする。この場合工作機械の油圧回路では管内流れが乱流になる流速は一般に採用されないので対象外とする。このように仮定すれば、回路の全圧力損失は油粘度に直接影響される層流部分と、油粘度の影響を受けない渦流部分の二つからなりたっているとみなすことができる。

$$\Delta P_t = R_1 \nu Q + R_2 Q^2 \quad \dots \quad (9)$$

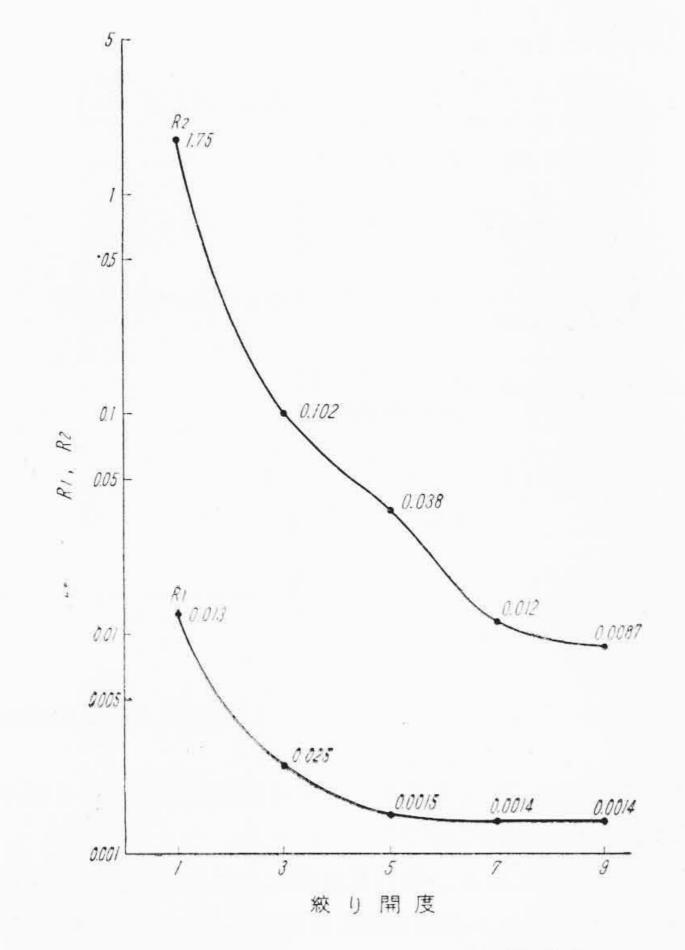
第15図に示すような平面研削盤の実際油圧回路の全圧力損失を測定した。使用油は、D.T.E ライト油で、油温度はポンプ吸入側において、13~55℃に変化させ、流量計吐出口とタンクもどり口の温度の平均を回路内流入油温度とした。流量調節用の絞り弁開度は0(全閉)、1、3、5、7、9(全開)の6段階に変化させた。上記の条件で各絞り開度に対してそのときの全損失圧力と流量の測定値を第16図に示す。さ



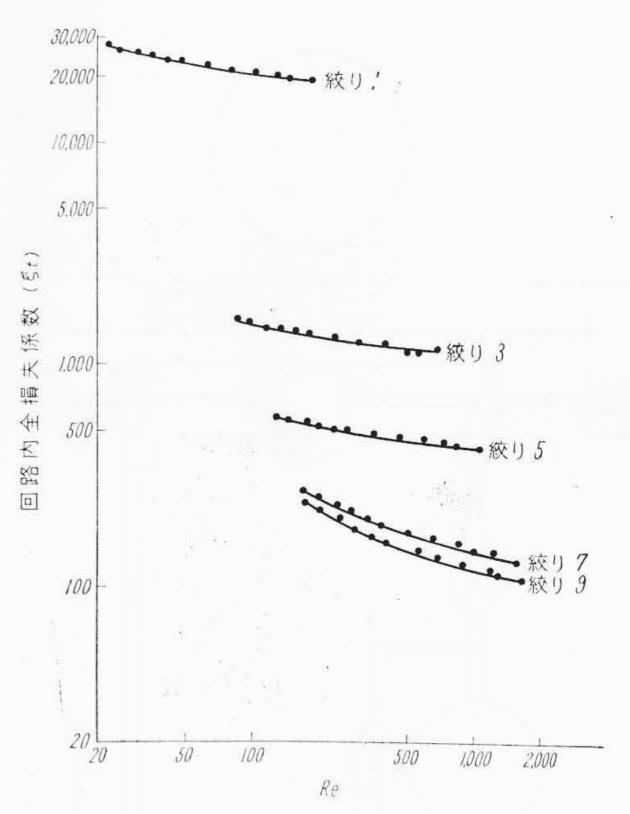
第16図 工作機械の油圧回路の特性



第17図 絞り弁開度による全回路の特性



第18図 全回路, 圧力損失の R₁R₂常数



第19図 回路内全損失係数

第2表 全回路損失係数の内訳 d=1.2cm 圧力油 D.T.E.ライト油

絞り弁 開 度	油 温 (℃)	油粘度 (ν c.s)	油の流速 (vcm/s)	Re	回路全損 失係数 <i>ξt</i>	配管損 失係数 ξf	絞り弁損 失係数 <i>ξ</i> 0	ξ _f /ξ _t (%)
1	50	21	0.28	160	20,000	250	19,750	1.2
	30	47	1.02	235	1,260	100	1,160	8.1
3	40	32	1.05	293	1,180	90	1,090	7.7
	50	21	1.06	607	1,140	75	1,0€5	6.5
	30	47	1.55	258	470	100	370	21.0
5	40	32	1.57	589	430	75	355	17.6
	59	21	1.61	919	410	60	350	14.6
	30	47	2.18	503	170	80	90	48.3
7	40	32	2.27	852	150	65	85	42.8
	50	21	2.33	1,332	130	50	80	39.0
	30	47	2.31	533	140	80	60	55.2
9	40	32	2.39	896	120	60	60	50.4
	50	21	2.45	1,400	110	5)	60	45.0

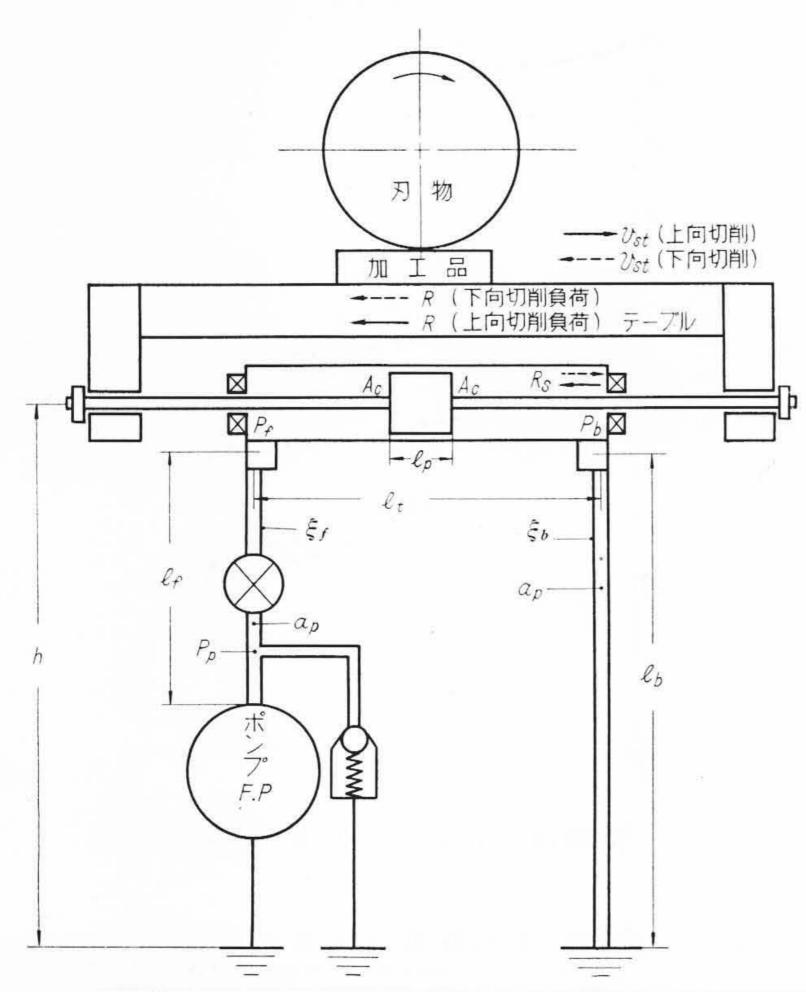
らに 15, 30, 45 度の油温別に整理して、各絞り弁開度に対する流量, 圧力損失の線図をつくると第 17 図のようになり、先の(9)式において ΔP : kg/cm², ν : c. s, Q: l/min の単位として各絞り弁開度に対する R_1 , R_2 の値を、15, 30 および 45 度のときの油の粘度、実測流量、圧力を基本式(9)に代入して求めると 第 18 図 のようになる。

第16 図に求められた回路内全損失圧力,流量,油粘度の測定値より,回路の全損失係数 ξι を Re 数と各絞り開度に関係させて計算すると第19 図のようになる (ただし Re 数は回路内標準管内径12 mm を基準とした)。これによれば,本油圧回路の Re 数範囲は20~2,000 の範囲となっており, ξι の値は100~28,000 に及んでいる。一方,先の実験により求められた回路内各種配管用継手類の損失条件を用いて,絞り弁以外の配管継手について,順次,28 個所の損失を積算すると第2表のようになる。これによれば複雑な配管継手の計算は絞り1に対しては不要ということになり,絞り5より絞り9 (開放)の範囲で計算することが有効である。

上記の解析により平面研削盤の油圧回路の運転特性をは握し、運 転条件変動による特性を予測することが可能になった。

1. 日本の新

日



第20図 テーブル定常, 非定常速度の要素

7. テーブル速度

しゅう動テーブルの速度には、回路内油流が定常流速度に達して 等速運動をしている定常速度(いわゆる工作機械の送り速度)と運 動の切り換え、発進、ならびに停止などを行なう場合の油流が非定 常流にあるときの非定常速度に分けることができる。いずれの場合 もテーブルに掛る切削力、摩擦力などの機械的負荷と油圧回路内流 体負荷抵抗、ならびにポンプ作動圧力により決定される。上記の関 係を表わす基本式により、油温上昇による速度の変動、負荷による 速度の変動、負荷に対する必要ポンプ圧力を求めることができる。

基本式を求めるための回路の要素を第20図に示す。

符 号

 A_c : シリンダ有効面積 (cm^2)

Pp: ポンプ作動圧力 (kg/cm²)

h: シリンダ位置高さ (cm)

 P_f, P_b : シリンダ前圧, シリンダ背圧 (kg/cm^2)

αρ: 管路内径面積 (cm²)

v_{st}: テーブル定常速度 (cm/s)

v: テーブル非定常速度 (cm/s)

t: 発進後の経過時間 (s)

R_{tf}: テーブル摩擦力 (kg)

Rs: パッキン箱摩擦力 (kg)

R: 切削力負荷 (kg)

 ξ_f, ξ_b : 入力側回路損失係数, もどり側回路損失係数

 $\xi_t = \xi_f + \xi_b$: 全回路損失係数

 C_1 , C_2 , C_2 : 回路の常数 (kgs²/cm², kgs²/cm, kg)

 $l_f, l_b, l_\iota, l_\rho$: シリンダ前圧側管路長さ、背側管路長さ、シリンダ

全長, ピストン長さ (cm)

W: テーブル, ピストン重量 (kg)

x: 前圧側ピストン変位 (cm)

7.1 定常速度の基本式

第20図にてテーブルピストン上における力の釣合を考えると次のようになる。

$$A_c(P_f - P_b) - R_s - R_{tf} \pm R = 0$$
(10)

(10) 式において切削力Rは上向き切削で Θ 符号,下向き切削では Θ 符号となる。 シリンダのピストンの単位面積当たりの前圧力 P_{ℓ} ならびに背圧力 P_{ℓ} はベルヌイの式と連続の式を用いれば,テーブル定常速度 V_{st} で表わすことができる。

$$P_{f} = P_{p} - \frac{\gamma}{2 g} v_{s}^{2} t \left(1 - \left(\frac{A_{c}}{a_{p}} \right)^{2} (1 - \xi_{f}) \right) - \gamma h \dots (11)$$

$$P_b = \frac{\gamma}{2 g} v_{st}^2 \left(\left(\frac{A_c}{a_b} \right)^2 (1 + \xi_b) - 1 \right) - \gamma h \dots (12)$$

$$V_{st} = \sqrt{\frac{A_c P_b - R_s - R_{tf} \mp R}{\frac{\gamma}{2 a} \frac{A_c^3}{a_b^2} (\xi_b + \xi_f)}} = \sqrt{\frac{C_3}{C_1}} \dots (13)$$

$$C_1 = \frac{\gamma}{2 a} \frac{A_c^3}{a_b^2} (\xi_b + \xi_f)$$

$$C_3 = A_c P_b - R_s - R_{tf} \mp R$$

7.2 非定常速度の基本式

発進用切換弁開度は発進直前に全開度に達しており、 R_s , R_t , の値は一定値とみなし、配管内弾性はないものと仮定する。ピストンロッド上の運動方程式は次のようになる。

$$A_c(P_f - P_b) - R_s - R_{tf} \mp R = \frac{W}{g} \frac{dv}{dt} \dots (14)$$

シリンダピストン両側の前圧 P_f , 背圧 P_b は非定常流ベルヌイの式と連続の式により次のように表現することができる。ただし P_b は一定とする。

(15), (16)式を(14)式に代入整理する。

$$C_{2} \frac{dv}{dt} + C_{1}v^{2} = C_{3} \qquad (17)$$

$$\begin{cases}
C_{1} = \frac{\gamma}{2g} \frac{A_{c}^{3}}{a_{p}^{2}} (\xi_{f} + \xi_{b}) \\
C_{2} = \frac{\gamma}{g} \left(\frac{A_{c}^{2}}{a_{p}} l_{f} + \frac{A_{c}^{2}}{a_{p}} l_{b} + A_{c} l_{t} - A_{c} l_{p} + \frac{W}{\gamma} \right) \\
C_{3} = A_{c} P_{p} - (R_{tf} + R_{s} \pm R) \\
\frac{dv}{dt} = K_{1} - K_{2}v^{2} \qquad K_{1} = \frac{C_{3}}{C_{2}} \qquad K_{2} = \frac{C_{1}}{C_{2}}
\end{cases}$$

$$\int_0^v \frac{dv}{K_1 - K_2 v^2} = \int_0^t dt \quad (t = 0 \ \text{の とき } v = 0 \ \text{とする})$$

$$v = \sqrt{\frac{K_1}{K_2}} \cdot \frac{(e^{2t\sqrt{K_1K_2}}-1)}{(e^{2t\sqrt{K_1K_2}}+1)}$$

$$v = \sqrt{\frac{C_3}{C_1}} \left(1 - \frac{2}{\frac{2t}{C_2} \sqrt{C_1 C_3} + 1} \right)$$

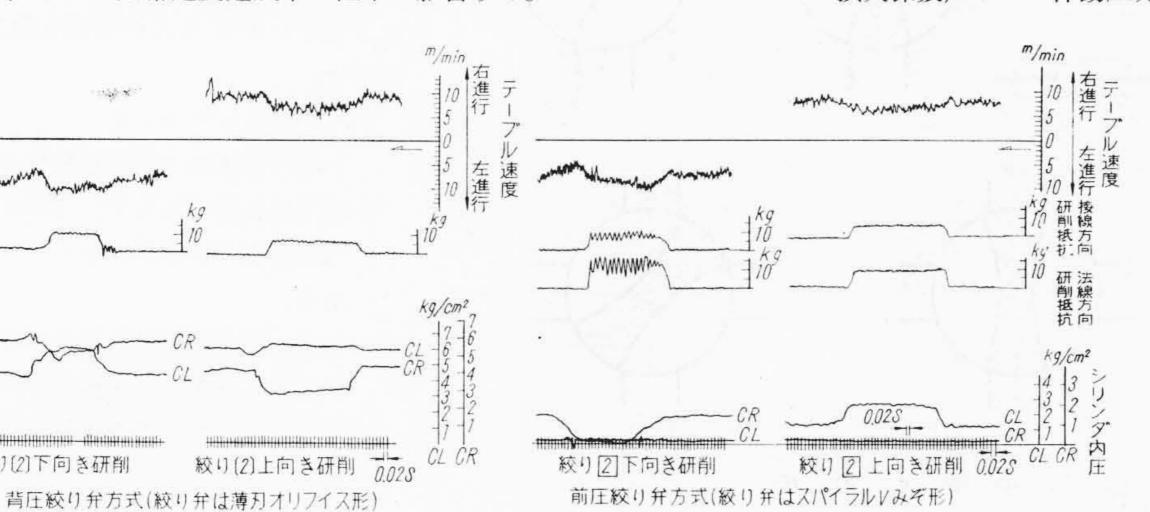
$$=v_{st} \cdot \left(1 - \frac{2}{\frac{2t}{C_2} \sqrt{C_1 C_8} + 1}\right) \quad \dots (18)$$

$$(18)$$
式において $\left(1-\frac{2}{e^{\frac{2t}{C_2}\sqrt{C_1C_3}}}\right)$ は発進より t 単位時間経

過したときのテーブル定常速度に対する達成率を示すことになる。 基本式により定性的に次のことがいえる。

(1) テーブルに掛る切削力R負荷は上向き、下向きの負荷の方向(すなわちテーブル運動方向に対向するか、同向するかの問題)を確認する必要がある。

- (2) 定常速度は上向切削力によりシリンダ前圧力が増加し、減速され、下向切削力により前圧力は減少して、増速される。
- (3) 非定常速度は上向切削力により C_3 が減少し、下向削り力により C_3 が増大し、これに応じて同じ経過時間 t に対して減速する。
- (4) 大形工作機械のようにテーブル摩擦力 R_{tf} , パッキン箱摩擦力R, が切削力R に比べて大きい比率を占めると、定常速度の値、または定常速度達成率の低下に影響する。



第21図 絞り弁方式による研削中のシリンダ内圧, テーブル定常流速度の変動

(5) 回路の損失係数 ξ_f , ξ_b , ξ_l はそれぞれ回路内 Re 数に応じて変化する。すなわち油温上昇により損失係数は減少し,定常速度は増大し,また定常速度達成時間は減少する。油温低下の場合は上記の逆となる。

(6) シリンダ有効面積 A_c , 配管内面積 a_p は定常速度 v_{st} , 非定常速度 v に大きい影響を与えるのでその選定に気をつける。

上記の基本式により油温,油粘度の回路のレイノルズ数,回路全 損失係数,ポンプ作動圧力,テーブルしゅう動摩擦力,ピストンパ

> ッキン摩擦力, 切削力の大きさ方向, ならびにテーブルしゅう動速度(定常, 非定常) の関係が求められる。実測と して

パイプ内径面積 $a_p=1.13\,\mathrm{cm}^2$ シリンダ有効面積 $A_c=5.06\,\mathrm{cm}^2$ 入力,出力側管路長さ $l_f+l_b=150\,\mathrm{cm}$ シリンダ内油柱長さ

 $l_t - l_p = 30 \text{ cm}$

シリンダ位置高さ

h = 100 cm

第3表 定常速度の測定値と計算値(切削無負荷の場合)

絞り開度	油 温 (℃)	油粘度ストークス	回路の レイノ ルズ数 d= 1.2cm $)Re$	回路全損 失係数 ∉t	ン摩擦力 R_s+R_{tf}	ポンプ 作動圧力 P_p (kg/cm^2)	回路の 常数 C1 (kg•s²/ cm²)	回路の 常数 Cs (kg)	オシロ グラフ 実測定 常速度 vst (m/min)	計算に よる定 常速度 vst (m/min)
3	25	0.67	165	1,360	6.35	6.0	0.053	24.00	12.4	12.80
	26	0.64	166	1,350	6.38	6.0	0.052	23.98	12.5	12.85
5	25	0.67	238	502	7.4	6.25	0.020	19.18	18.0	18.40
3	25	0.67	238	502	7.4	6.3	0.020	19.40	18.0	18.45
7	22	0.80	257	220	8.4	4.85	0.0086	16.20	23.0	26.10
	22	0.80	268	215	8.6	4.9	0.0084	16.15	24.0	26.40
9	25	0.67	360	163	9.2	4.6	0.0064	14.00	27.0	28.10
	25	0.67	373	160	8.8	4.8	0.0063	15.45	28.0	29.90

の場合について計算値と実測値速度を求めると第3,4,5表のようになる。

第21 図は第4表に示す絞り弁方式を異にした油圧駆動平面研削におけるオシログラムの実例であり、前圧背圧絞り弁方式による速度変動の計算はいずれも基本式(13)で行なって実測値とほぼ合致することを示している。

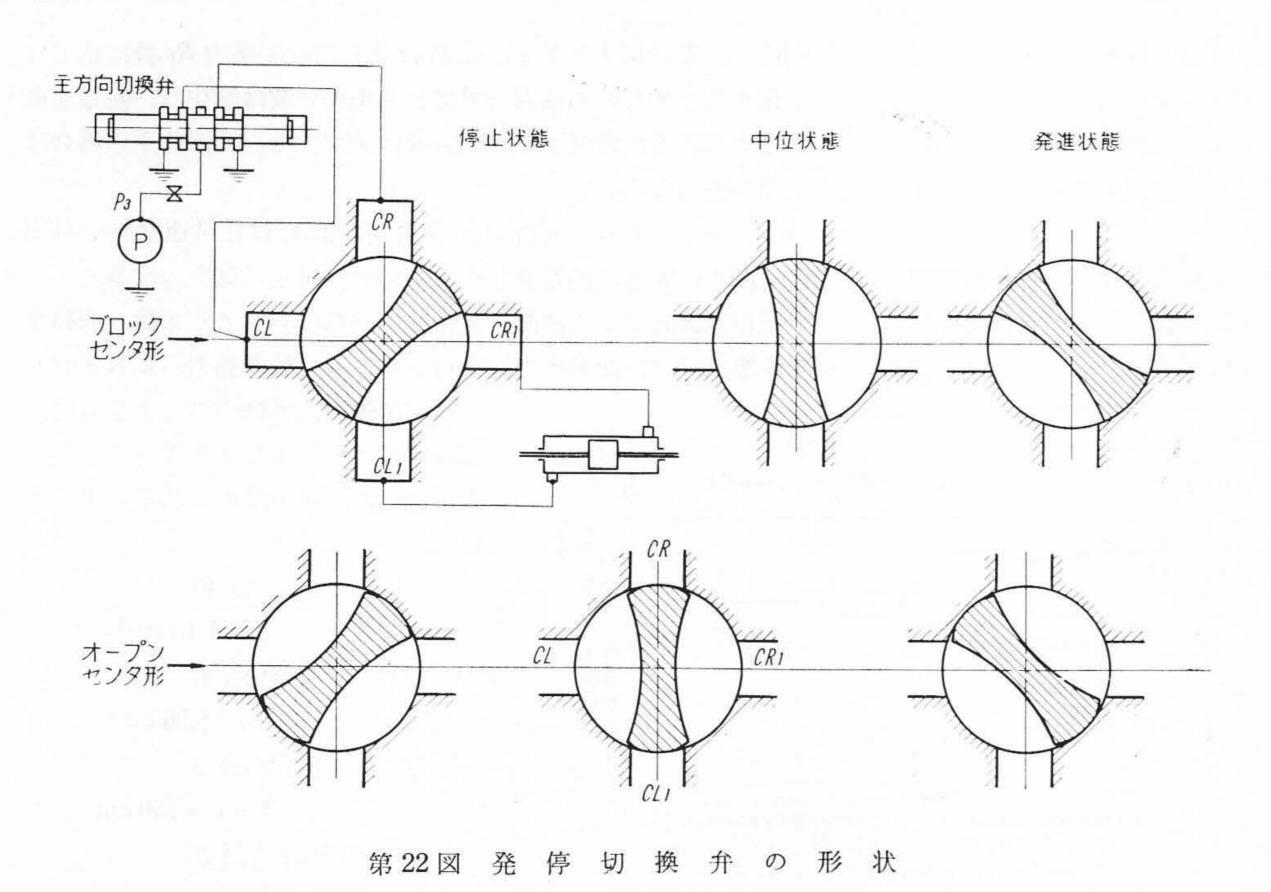
本解析により負荷変動に対応するシリンダ背圧,シリンダ面積, ポンプ作動圧力の適切な選定が行なわれた。

第4表 定常速度の測定値と計算値(切削負荷のある場合)

	絞り開度	油温開度	油粘度	回路のレイ ノルズ数 (d=1.2 cm)	損失係数	テーブル+パッキン摩擦力	切削刀	ポンプ 作動圧力 P_p (kg/cm^2)	回路の常数 C1 (kg•s²/cm²)	回路の定数 Cs (kg)	オシログラフ実測 テーブル定常速度		計算によるテーブル定常速度	
2		(℃)	ストークス	Re		$R_s + R_{tf}$ (kg)	$R \pmod{\mathrm{kg}}$				研削前	研削中	研削前	研削中
Mr	1 {上向	20.0	0.87	23	27,000	5.0	6.0	5.4	1.19	22.3	2.2	1.9	2.6	2.22
圧	(下向	28.2	0.56	36	24,000	4.7	6.2	5.3	1.056	22.12	2.7	3.2	2.74	3.1
前圧絞り	2 {上向	28.8	0.54	125	3,000	5.4	7.2	5.1	0.132	20.4	7.6	6.4	7.5	6.01
弁方式	【下向	32.0	0.475	116	3,000	5.2	8.6	4.25	0.154	16.3	6.2	7.4	6.01	7.62
力式	3 ∫上向	45.0	0.26	382	1,200	6.1	6.4	4.3	0.0528	14.65	11.1	9.5	9.85	7.95
	「下向	35.0	0.405	213	1,300	5.9	7.7	4.25	0.0572	15.6	10.1	12.7	9.9	12.25
背开	2 ∫上向	35.8	0.39	197	1,779	5.7	7.5	4.3	0.0784	16.05	8.6	6.8	8.6	6.2
背圧絞り	~ \下向	35.0	0.405	160	2,749	5.3	10.8	4.3	0.121	16.46	7.25	8.6	7.25	9.04
弁	3 ∫上向	35.6	0.395	266	516	6.7	6.0	3.85	0.0227	12.8	14.25	11.8	14.25	10.4
弁方式	√ \下向	35.8	0.39	264	761	6.3	8.0	3.58	0.0343	11.8	11.3	12.8	11.3	14.45

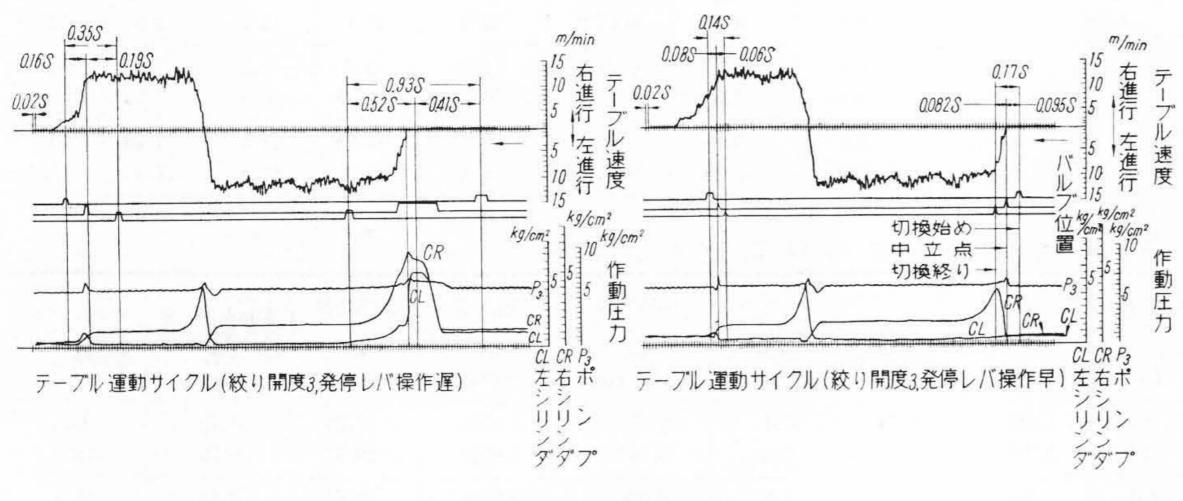
第5表 非定常速度の測定値と計算値

絞り開度	油 温 (℃)	油粘度ストークス	中立点より 全開までレ バ操作時間 (s)	回路のレイ ノルズ数 (d=1.2 cm) Re	回 路 全 損失係数 <i>\$t</i>	テーブルキ パッキン 摩擦力 $R_s + R_{tf}$ (kg)	ポンプ 作動圧力 P_p (kg/cm^2)	回路常数 C1 (kg·s²/cm²)	回路常数 C ₂ (kg·s²/cm)	回路常数 Cs (kg)	オシログラフ 実測発進一定 常速度到達時 間 <i>tr</i> (s)	実測tr時間の ときの計算に よる定常速度 達成率
3	25	0.67	0.4	165	1,360	6.35	6.4	0.053	0.0534	27.38	0.19	99.9
	26	0.64	0.085	160	1,361	6.05	6.6	0.052	0.0534	26.78	0.15	99.8
5	25	0.67	0.3	239	502	7.4	5.9	0.020	0.0534	22.83	0.28	99.8
	25	0.67	0.1	233	504	7.3	6.1	0.020	0.0534	23.98	0.24	99.6
7	22	0.80	0.08	257	220	8.4	5.7	0.0086	0.0534	20.83	0.31	97.8
	22	0.80	0.06	279	210	8.8	5.8	0.0084	0.0534	18.93	0.30	97.6
9	25	0.67	0.24	360	163	9.2	5.65	0.0064	0.0534	19.83	0.45	99.75
	25	0.67	0.055	373	160	8.8	5.7	0.0063	0.0534	20.43	0.33	94.6



定常速度 (イ) テ P3ポンプ圧力 発進弁中 CLシリンダ前圧 CRシリンダ背圧 位置 時間7 ー減速(オープンセンタ)ー- | - 定 常 - | - | - |加 速 減速(プロックセンタ) 定常速度 **=** (□) 停形 ロシリンタ前圧

第23図 テーブル運動特性線図 (発進,停止)



第24図 オープンセンタ形発停弁によるテーブル運動サイクル

8. 発停切換弁の選定

一般に工作機械で使用する発進, 停止用の 4 方切換弁が, 第 22 図

に示すようなオープンセンタ形か、ブ ロックセンタ形かによってその特性が 変化する。本章では停止位置で作動シ リンダ両端が4方切換弁で結合される 形式のものを検討する。この特性を手 動操作時間 0.14~0.93 s, テーブル速度 2~20 m/min の範囲で定性的に示した のが 第23 図 でありオープンセンタ形 によるオシログラムの実例を第24図 に示す。

(1) ブロックセンタ

- (a) 停止操作の減速特性が低速 域では良好であるが、20 m/min では停止の衝撃が大きく不安定で ある。
- (b) 停止特性は,停止操作速度 に鋭敏に支配され切換弁の停止操 作を早くした方が停止時間は長く なる。
- (c) 発進加速特性は設定速度の

大小に左右され, 高速になるほど発進時間 (発進より定常速度 に至る時間) は長くなる。

(2) オープンセンタ形

- (a) 発進加速特性は、ブロック形に比べて一般にすぐれてい る。これは中立点付近の特性変化で発進時のシリンダ前圧が高 いからである。
- (b) 停止特性はブロック形と同じく停止操作速度に支配さ れ,減速特性は同傾向であるが、一般にブロック形に比べて減 速特性はゆるやかで、高速時にはオーバランの危険がある。

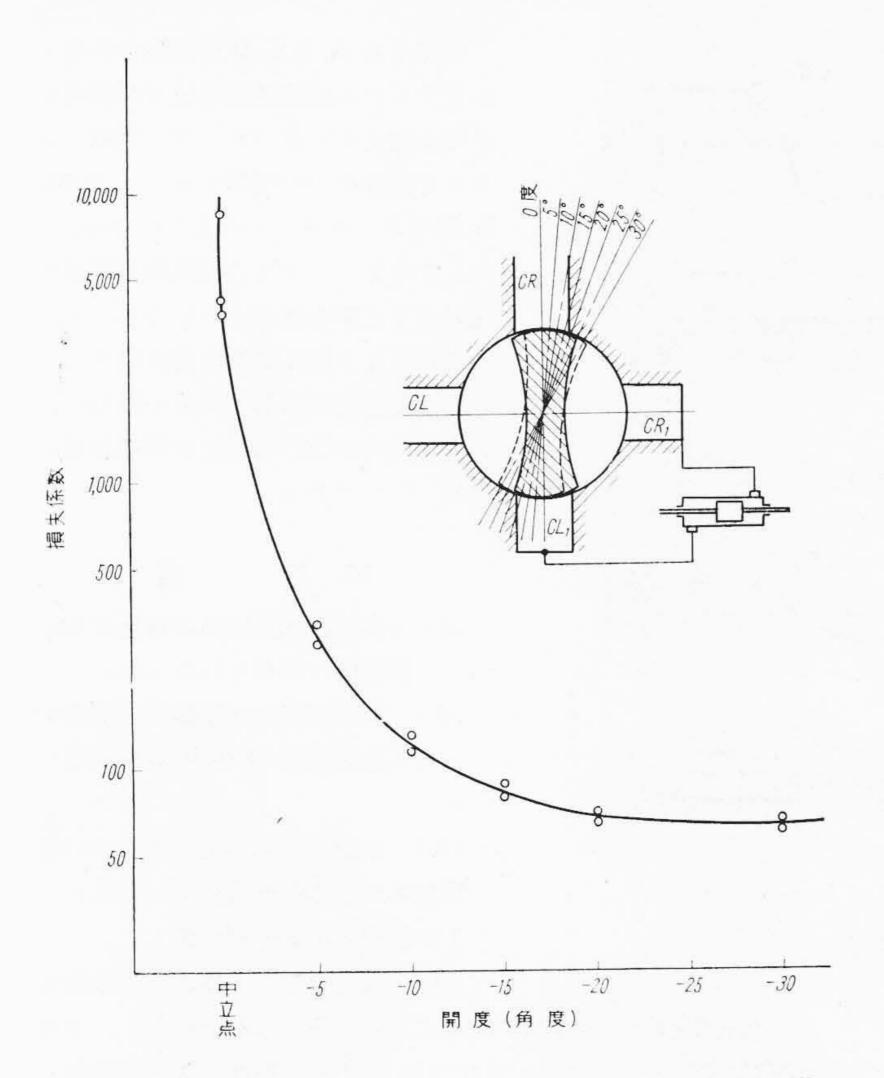
オープンセンタ形発停弁切換位置において第25図中の損失係 数の大きい点を, 切換弁の停の位置として与えれば, テーブルは 停止操作に際して絞りオリフィスの流体抵抗のブレーキ効果を得 ることができる。

切換停止位置を、5度、損失係数 $\xi=350$ の点を選択して絞り 開度7,9の高速時の停止運動のオシログラムを改善前と比較す れば第26図のようになる。このような改善によって発停の切換 操作速度の遅速によって停止時間が左右されなくなり、適当なブ レーキ効果を伴った有効なテーブルの停止操作が行なわれるよう になった。

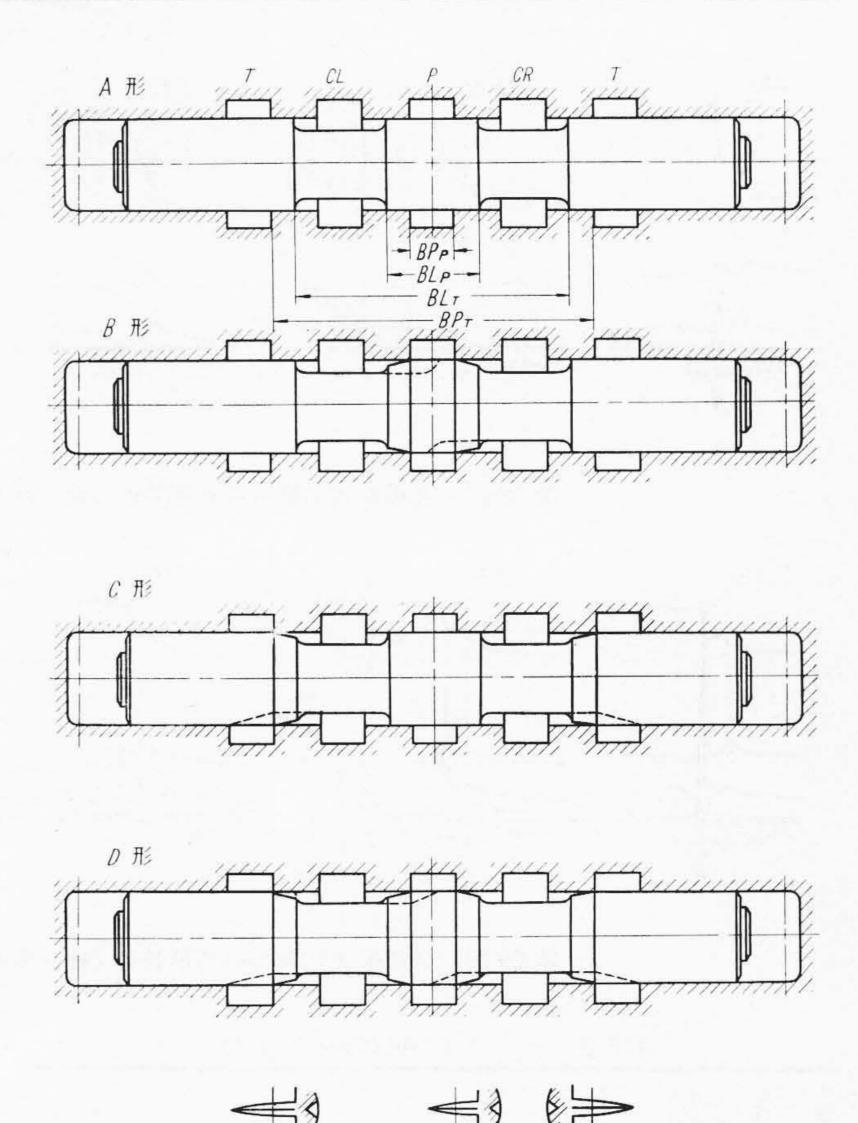
9. 方向切換弁の選定

4 方切換弁による方向切換時の衝撃 防止には,種々の方法があり特に10m/ min 以上の往復運動を行なう平面研削 盤, 平削盤, ホーニング盤などでは, ランドをテーパーショルダ形, 傾斜み ぞなどを入れたものがある。これはい わゆるオープンセンタ形の一変形であ る。また、回路全体に簡単な蓄積器を 追加する場合や効率を無視してピスト ン両端をオリフィスで通ずる方法もあ るが、低速度作動では好ましくない。 またシリンダ両端に互いに逆方向に安

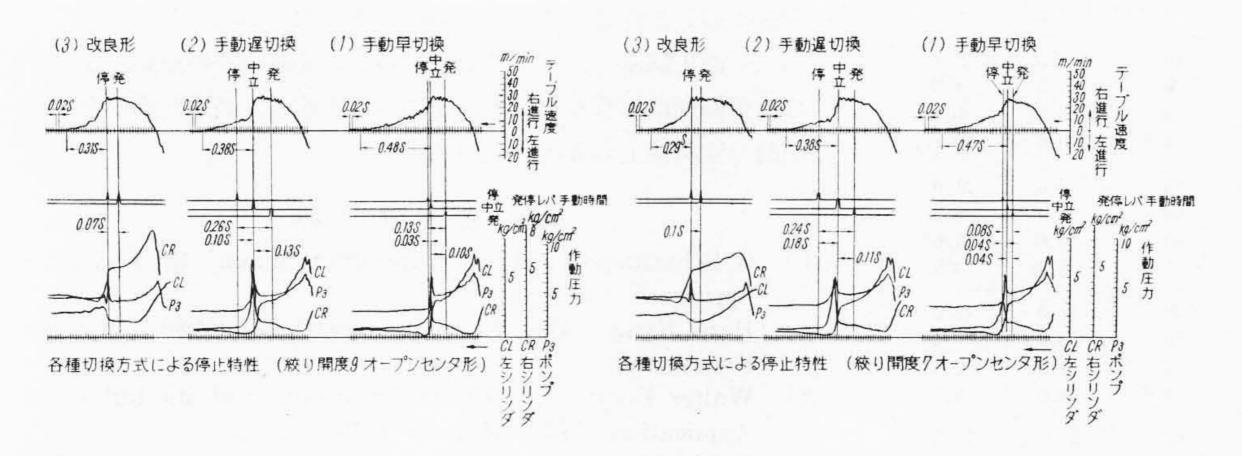
全バルブ2個を通じて発生衝撃圧力を低圧側に自動リリーフするの も一案である。いずれにしても、運動の慣性力との見合いで最終決 定すべきで、単に形式の選定で救済すべきではない。第27図に示



第25図 切換弁絞り開度による損失係数 (オープンセンタ形)



第27図 方向切換弁の形状



第26図 オープンセンタ形の停止特性の改善

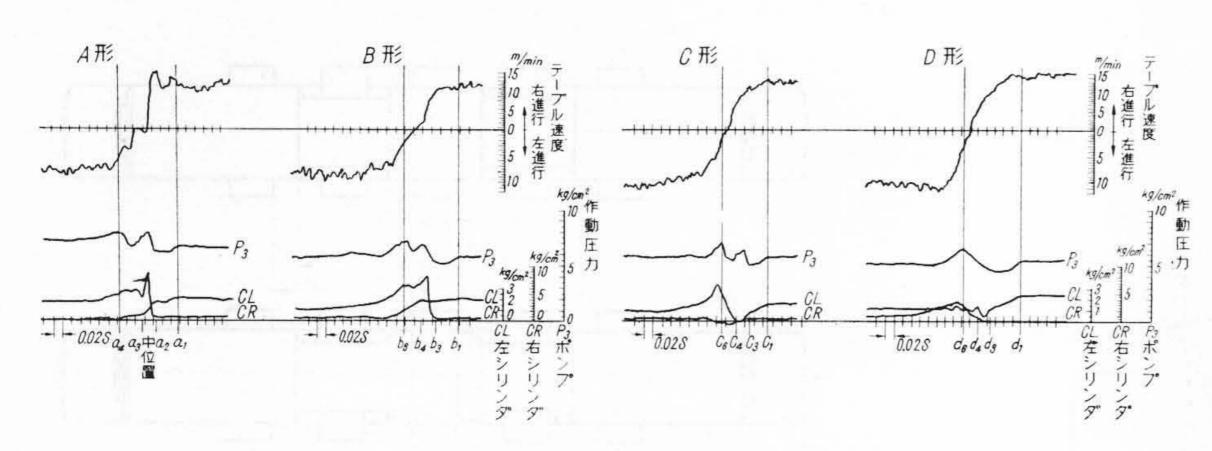
す各種 4 方切換弁の特性を定性的に述べると次のようになる。本特性の検討は 4 方切換弁径 22 mm ϕ , 切換時間 0.14 s, 油温 30~35℃, テーブル移動重量 $60 \, \mathrm{kg}$, テーブル移動速度 $2\sim30 \, \mathrm{m/min}$ の範囲で行なった。

- (1) A形切換弁(完全ブロック形)
- (a) 減速切換はポートのブロックによるシリンダ油の完全閉 込によって行なわれるので急激な減速が行なわれ高速時に大き い振動を発生する。
- (b) 逆方向加速は比較的良好である。
- (c) 切り換えオーバラン量は最も少ない。
- (d) テーブル速度8m/min以上の使用は困難である。
- (2) B形切換弁(もどり側半ブロック形)
 - (a) 減速切換は入力部とシリンダ両端が半ブロックされ、シリンダ油は圧力側でブロックされA形に次いで急激な減速が行なわれる。
 - (b) 逆方向加速特性は急激な減速時のシリンダ背圧の上昇により前圧との圧力差が少なく, 4形中最も不良となる。

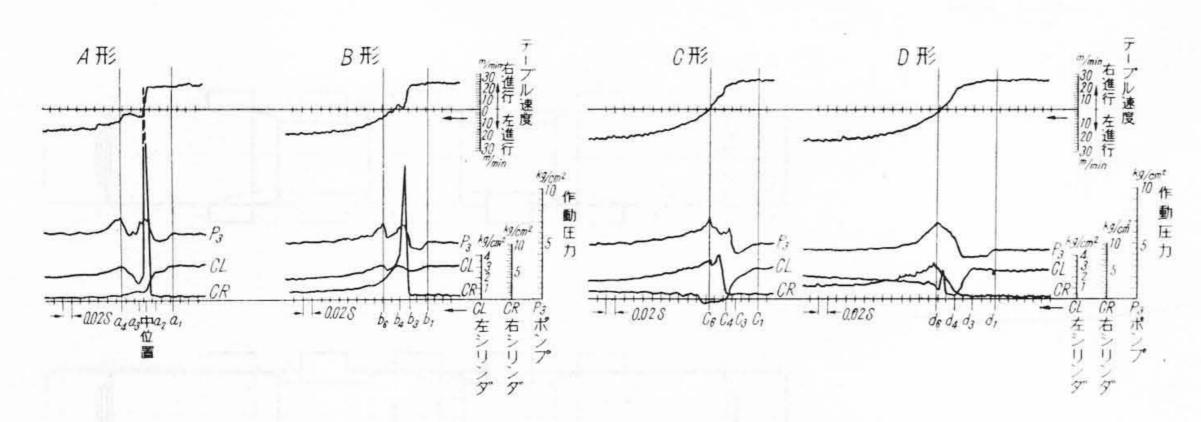
- (c) 切り換えしオーバラン量は 比較的少ない。
- (d) 切換振動の発生は、A形よりは低いが大きな改善は認められずテーブル速度 12 m/min 以上の使用は困難である。
- (3) C形切換弁(入力側半ブロック形)
 - (a) シリンダ両端部は、それぞれ別個に中立位置でもどり側Tに 半ブロックで連結し、適当なピー ク圧力を発生して減速作用するの

で適当な特性が得られやすい。

- (b) 減速に際してシリンダ背圧側は、0 kg/cm² まで下っておりテーブル慣性力により負圧を発生する。シリンダパッキンなどよりの空気混入のおそれがある。
- (c) 逆方向加速力は背圧力が, 0 kg/cm² まで下っているので 前圧との差圧力が大きく比較的良好である。
- (d) テーブル切換の振動発生は比較的低く, A, B形より相当改善され, 20 m/min 付近まで使用可能であり中速作動に最も適している。
- (4) D形切換弁(完全オープンセンタ形)
 - (a) 減速に際して前圧力の圧力低下を急激に行なって、次いで背圧力をゆるやかに上昇させて減速作用を行なうから、4種中最もゆるやかな減速が行なわれる。
 - (b) 逆方向加速は、先の減速時のブレーキ力で十分に圧力の上昇した背圧が逆に前圧となり、またこのときの背圧は、0kg/cm²付近まで十分下っており差圧力発生が大きく4種中最も加速特性が良好である。



第28図 各種形式切換弁の切換特性(絞り開度3)



第29図 各種形式切換弁の切換特性(絞り開度7)

第6表 テーブル切換運動時の振動

テーブル

スピンドルヘッド

(m/min)	の種類	上 下	前後	上下	前 後	上下	前 後
	A	0.8	2	2	5	0.8	2
1.5	В	0.8	2	3.5	5	0.8	1.1
1.5	С	0.4	1.5	1.0	5	0.6	0.7
775	D	0.3	1.0	0.8	1.2	0.5	0.7
	A	2.0	4.5	17	10	3.5	7.5
10	В	0.7	4	9	20	1.5	4.0
10	C	0.4	2	9	8	0.7	0.65
	D	0.6	1.1	1.8	1.5	0.6	0.8
	A	4.0	8.5	35	35	5.0	11.0
177	В	0.9	8	20	40	4.0	5.5
17	C	0.8	3	18	10	0.8	1.6
	D	0.6	1.1	2.6	1.5	0.75	0.9
	A	5.0	12	40	40	11.0	12.0
99	В	2	13.5	50	50	5.5	9.0
22	C	1.1	3.8	18	12	1.0	2.3
	D	0.6	0.9	3.6	1.6	1.0	1.2
	A	8.0	14	60	60	17.0	12.0
24	В	7.5	11	5 0	52	6.0	8.0
24	C	1.5	4	18	15	1.1	2.5
	D	0.5	1.5	3.7	1.6	1.2	1.5
測定器	ロイト	リンガー振	助計	圧 ナ	」 油	DTE	イト油
形 式	R S 151	.153(単位 /	1片振幅)	油 リリーフ	温 ク弁設定圧力	30℃ 7 kg/cm	1^2

- (c) 切換中立点において、各ポートは圧力ポートにわずか通じており、負圧発生のおそれはない。
- (d) 切換振動は最も少なく,最高 20 m/min 以上使用可能である。

上記の各 A, B, C, D 形切換弁特性としてテーブル速度調整用絞り弁開度を 3 種に変えたときのテーブル運動, シリンダ内油圧力の関係を示すと 第 28, 29 図のオシログラムのようになる。そのときのテーブル上の切換時の振動を記録すると第6表のようになる。上記の解析により特に高速往復作動を行なう平面切削盤に D 形切換弁を採用し, 切換振動の少ない有効な加減速運動を 得ることができた。

10. 結 言

以上工作機械油圧回路の特性改善に ついて基礎的な解析を行なった。

- (1) 油圧回路の作動範囲の実態による作動温度の使用基準を設定した。
- (2) 市販圧力油の選定の新しい使用基準による粘度変化率を提案し, 工作機械使用者の便に供した。
- (3) 流量調整弁の特性を比較測定
- し,低速作動,高速作動の制御に適した使用分類を行ない,平面 研削盤,フィールユニットなどに応用し,特性の改善を行なっ た。
- (4) 油圧駆動テーブルの往復運動における定常速度,非定常速度について定義し,その基本式を作成して流体負荷,機械負荷の変動に応じた作動圧力設定の使用基準を明らかにした。
- (5) 油圧駆動テーブルの発進,停止,切換時間の短縮,ならびに衝撃振動に影響を及ぼす諸元について論じ,高速作動の平面研削盤の性能向上の実例について述べた。

参 考 文 献

- (1) G. Schlesinger: Die Werkzeugmaschinen, Bd I (1936, Spriuger)
- (2) Hans Krug: Das Flüssigkeitsgetriebe (1960, Leipziger Druckhaus)
- (3) Walter Ernst: Oil Hydraulic Power and its Industrial Application (1949, Mcgraw Hill)
- (4) E. M. Chaimowitsch: Ölhydraulik Grundlagen und Anwendung (1959, VEB Verlag Technik Berlin)
- (5) R. Spies: Grundsatzliches über den Flüssigkeitsantrieb von Werkzeugmaschine 10, 257/65 (1941)
- (6) D. L. Ubbelohde: Tafellen zum Englerishen Viskosimeter (1907, Leipzig)
- (7) 板谷: 水力学, p. 28 (昭 34, 日本機械学会)
- (8) 阿武: 機械学会誌, 63, 492, p. 63 (昭 35)
- (9) F. Moody: T. A. S. M. E., 66, p. 671 (1944)
- (10) H. Blasius: VDI Forsh. heft p. 131 (1913)