

指示電気計器の油制動装置

Oil-damping Devices for Electrical Indicating Instruments

篠原清之助*
Seinosuke Shinohara

要 旨

指示電気計器の制動装置としては、従来空気または電磁方式が用いられてきたが、これらに代わる独特の油制動方式を開発して計器の内部機構を小形簡素化し、計器の組立を容易にするとともに性能の向上を図った。また内部機構を大形計器と共用にして、新しく JIS で追加規定された 80 角小形広角度計器シリーズを同時に完成することができた。

本論文ではこれら改善の基礎をなした油制動方式に検討を加えてその実用性を明らかにした。

1. 緒 言

一般に計器には指示の読み取りを容易にするため、可動部の運動にブレーキをかけるいわゆる制動装置が必要である。指示計器の制動装置としては従来空気または電磁制動方式が採用されており、これは周知のとおり両方式とも固定部に制動箱または制動磁石を備え、可動部には制動翼を付属させている。したがって構造が複雑となりまた可動部自体の重量および慣性モーメントが増大して計器の特性を劣化させる。かつ空気制動箱または磁石の狭い間げきを制動翼が運動するものゆえ、その組立にはかなりの手数と細心の注意を要するなど計器製造上の弱点も有している。

しかるに新しく開発した油制動方式は、従来のものと同一寸法の軸受に油室を設けこれにシリコンオイルを封入して、ピボットおよび可動部軸間における油の粘性抵抗を利用して制動効果を与えるものであるから、制動翼、制動箱または磁石などは必要とせず、従来の制動方式に見られるような欠陥を一掃し、構造簡潔、組立容易で特性を向上させる効果を取ることができた。

本論文ではこの制動方式の理論式を実験により確認した過程について述べ、最後にシリコンオイルの特性に触れることにする。

2. 構造および特長

油制動装置の構造は図 1 に示すとおり、従来の軸受石ネジの一部に細工を施して油室を設け、この中に高粘度シリコンオイルを封入したものである。可動軸の先端部ならびにカラーの内側は油の流出を防ぐため粗面とすることが望ましい。これらを粗面としない丸棒のままのものと、粗面としたものとの比較では、100°C の恒温槽(そう)内で油口を下向けにした状態で、計器を 6 秒 1 回のインターバルで 12 万回動作させた結果、粗面のものは異常がなかったが、丸棒のままのものはごくわずかではあるが油の流出が認められたものがあつた。

この制動軸受はもちろん全機種に採用されたが、その代表例として可動鉄片形広角度計器について、従来品(電磁制動)との比較を図 2 に示す。

油制動計器は可動部の重量を著しく軽減することができたので、必然的に計器の消費ボルトアンペアを減少させることを可能にした。このことはまた電力計や力率計のようにこれまで電圧コイルの電流制限用として、別個に計器に外付けしていた抵抗器を不必要なものとし、計器と一体にすることができた。

計器には用途に応じ動作原理を異にする各種のものがある。たとえば三相電力測定用の二素子式電流計形計器では、構造上計器可動部の慣性モーメントがほかの計器に比べ大となるのはやむをえ

* 日立製作所那珂工場

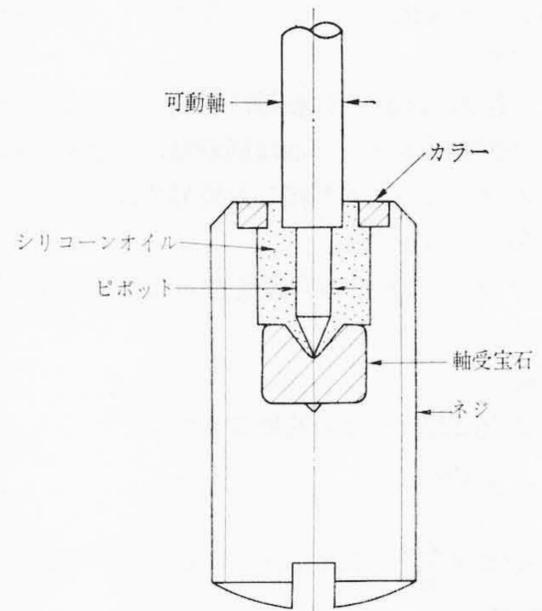
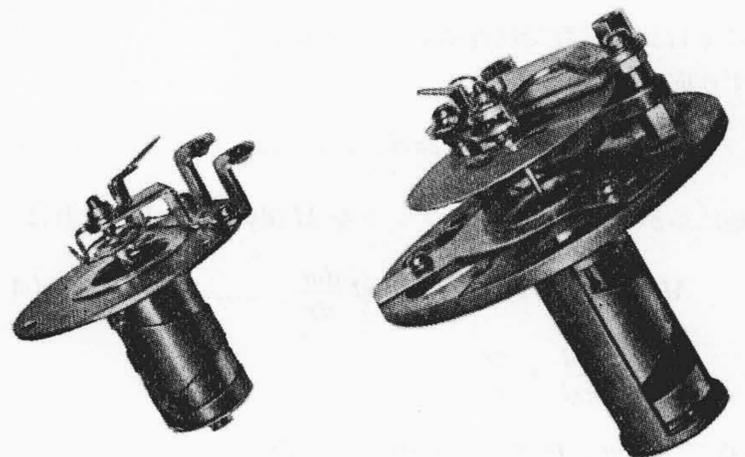


図 1 油制動軸受



左：油制動計器 右：電磁制動計器
図 2 可動鉄片形広角度計器の比較(可動部)

ないが、この場合でも空気または電磁制動方式では特別な制動装置を作るのは生産上不得策ゆえ、一般には制動効果が不足でもほかのものと共用としているのが現状である。一方油制動方式においては油の粘性または油室の深さを変更することにより、要求する制動常数が簡単に得られる特長がある。

3. 油制動方式の制動常数

可動軸の回転に対する油の粘性抵抗は可動軸およびピボットの円周面と、軸の端面(平板面)によって生ずるものとの和であるから、制動常数をこの二つに分けてそれぞれ求めてみる。

3.1 回転軸円周の制動常数

円筒内にそれと同心的に回転軸を配置し、その間げきを油をもって満たしたものについて考えてみる。ただし回転軸はその太さに比

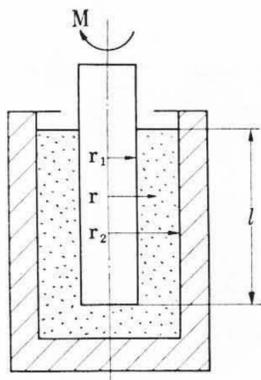


図3 同軸回転形流動

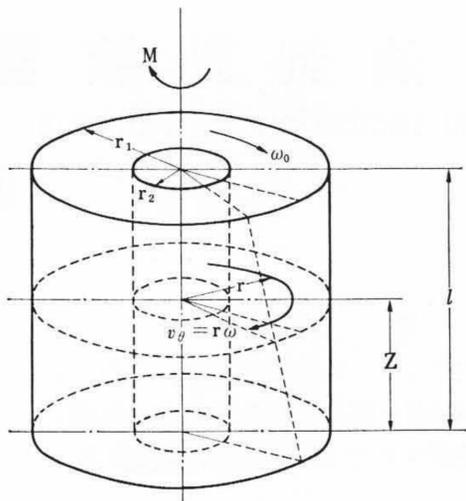


図4 ねじり形流動

べ油中にある長さ l (cm) がじゅうぶん大きく、端面の影響は無視できるものとする。

図のように半径 r_1 (cm) の回転軸に駆動力を与えて一定の角速度 ω_1 (radian/s) で回転させると、油は回転軸に引きずられてずり流動を起こす。この場合に面と油が接した境界ではすべりがなく油は面と同一速度で動くものとする。

任意の半径 r (cm) における角速度を ω とすると、速度 v (cm/s) は

$$v = r\omega$$

したがってこの点における油の速度こう配は

$$\frac{dv}{dr} = r \frac{d\omega}{dr} + \omega \dots\dots\dots (1)$$

ずりひずみ速度は $r \frac{d\omega}{dr}$ であるからニュートンの法則によりずり応力 τ_t (dyne/cm²) は

$$\tau_t = \eta \cdot r \frac{d\omega}{dr} \dots\dots\dots (2)$$

ここに η は比例常数で粘性率ポアズを示す。

全ずり応力は

$$\tau_t \cdot 2\pi r l = \eta \cdot r \frac{d\omega}{dr} \cdot 2\pi r l \dots\dots\dots (3)$$

回転軸にかかる制動力のモーメントを M (dyne-cm) とすれば

$$M = -\tau_t \cdot 2\pi r l \cdot r = -2\pi r^3 \eta l \frac{d\omega}{dr} \dots\dots\dots (4)$$

$$d\omega = \frac{-M}{2\pi \eta l} \cdot \frac{dr}{r^3}$$

$r = r_1$ で $\omega = \omega_1$, $r = r_2$ で $\omega = 0$ であるから

$$\omega_1 = \int_{r_2}^{r_1} d\omega = \frac{M}{4\pi \eta l} \left(\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2} \right) \dots\dots\dots (5)$$

制動常数を N_1 (dyne-cm/radian/s) とすれば

$$N_1 = \frac{M}{\omega_1} = \frac{4\pi \eta l}{\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2}} \dots\dots\dots (6)$$

3.2 回転軸端面の制動常数

軸の末端は平面であるからそれと同径の底面(円筒油室)を取り出して考え、その間に油をはさみ軸を回転させたとき、軸端面に生ずる制動について考えてみる。

実際には r_2 はピボットの半径で中空ではないので、軸が回転すると r_2 外周面により油は変形を生ずるが、計算の便宜上この変形はないものと仮定する。一方の板(底面)が静止しており他方の板(軸端面)が回転するから油は図4のようにねじりを生じ、その値は底面で0、軸端面で最大である。

おそい定常流動における運動方程式を速度成分で表わし、円筒座

標で示すと⁽¹⁾

$$\begin{aligned} \eta \left(r^2 v_r - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} - \frac{v_r}{r^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial r} &= 0 \\ \eta \left(r^2 v_\theta + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} - \frac{v_\theta}{r^2} \right) - \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} &= 0 \dots\dots\dots (7) \\ \eta r^2 v_z - \frac{\partial p}{\partial z} &= 0 \end{aligned}$$

ここに、

$$\begin{aligned} r^2 v_r &= \frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \\ r^2 v_\theta &= \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} \\ r^2 v_z &= \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \end{aligned}$$

- η : 粘性率 (poise)
- p : 静水圧 (dyne/cm²)
- v_r : 半径方向の速度成分 (cm/s)
- v_z : 高さ方向の速度成分 (cm/s)
- v_θ : 回転方向の速度成分 (cm/s)

ω は z の関数であるから

$$v_\theta = r\omega = rf(z) \dots\dots\dots (8)$$

また $v_r = 0, v_z = 0$

であるから

$$\begin{aligned} -\frac{\partial p}{\partial r} &= 0 \\ -\frac{\partial p}{\partial z} &= 0 \dots\dots\dots (9) \end{aligned}$$

$$\eta r \frac{d^2 f(z)}{dz^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} = 0$$

この形の流動では p は θ にかかわらず一定であるから

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} = 0$$

ゆえに

$$\frac{d^2 f(z)}{dz^2} = 0 \dots\dots\dots (10)$$

(10)式を z で2回積分して

$$\frac{df(z)}{dz} = c_1 \dots\dots\dots (11)$$

$$\omega = f(z) = c_1 z + c_2 \dots\dots\dots (12)$$

c_1, c_2 は積分常数である。

3.1と同様にすべりのない条件では

$$z = 0 \text{ で } \omega = 0 \text{ であるから } c_2 = 0$$

ゆえに

$$\omega = c_1 z \dots\dots\dots (13)$$

軸の角速度を ω_0 とすれば

$$\omega = \omega_0 \cdot \frac{z}{l}$$

(13)式に代入して

$$c_1 = \frac{\omega_0}{l} \dots\dots\dots (14)$$

回転軸端面において半径 r , 幅 dr の環状の面に働く応力成分を $\tau_{\theta z}$ (dyne/cm²) とすれば (11), (14) 式より

$$\tau_{\theta z} = \eta \cdot r \frac{df(z)}{dz} = \eta \cdot r \cdot \frac{\omega_0}{l} \dots\dots\dots (15)$$

これによって生ずるモーメント dM は

$$dM = \tau_{\theta z} \cdot 2\pi r \cdot dr \cdot r \dots\dots\dots (16)$$

面全体について積分した全モーメントは

表1 γ, β, α の関係

減幅率 γ	対数減幅率 $\lambda = \log_e \frac{1}{\gamma}$	$\beta = \frac{\lambda}{\sqrt{\pi^2 + \lambda^2}}$	$\alpha = \sqrt{1 + \frac{\lambda^2}{\pi^2}}$
1.0	0	0	1.0000
0.9	0.105	0.033	1.0006
0.8	0.223	0.071	1.0025
0.7	0.358	0.113	1.0064
0.6	0.510	0.163	1.0132
0.5	0.693	0.216	1.0241
0.4	0.916	0.280	1.0424
0.3	1.203	0.358	1.0700
0.2	1.620	0.458	1.1250
0.1	2.303	0.591	1.2380
0	∞	1.000	∞

$$M = \int_{r_2}^{r_1} \tau_{\theta z} \cdot 2\pi r^2 dr \dots\dots\dots (17)$$

(15)式を代入して

$$M = \int_{r_2}^{r_1} \eta \cdot r \cdot \frac{\omega_0}{l} \cdot 2\pi r^2 dr = \frac{\pi}{2} \eta \cdot \frac{\omega_0}{l} (r_1^4 - r_2^4) \dots (18)$$

制動常数を N_2 (dyne-cm/radian/s) とすれば

$$N_2 = \frac{M}{\omega_0} = \frac{\pi \eta (r_1^4 - r_2^4)}{2l} \dots\dots\dots (19)$$

4. 制動常数の実測

可動体を粘性液体中で振動を行なわせると、可動体は液体の粘性抵抗により制動作用をうける。この制動力は多くの実験により可動体の角速度に比例すると考えられているので制動力は

$$N \frac{d\theta}{dt}$$

となり、計器可動部の運動の方程式は次式で表わされる。

$$I \frac{d^2\theta}{dt^2} + N \frac{d\theta}{dt} + \tau\theta = T \dots\dots\dots (20)$$

- ここに、 I : 可動部の慣性モーメント (g-cm²)
- N : 制動常数 (dyne-cm/radian/s)
- τ : 制御スプリングの制御回転力 (dyne-cm/radian)
- T : 駆動回転力 (dyne-cm)
- θ : 可動部の回転角度 (radian)
- t : 時間 (s)

今指針の任意の振れ角度を θ_m とすれば $T = \tau\theta_m$ であるから $N^2 - 4I\tau < 0$ (不足制動) として(20)式を解くと、

$$\theta = \theta_m \left\{ 1 - e^{-\delta t} \left(\frac{\delta}{\omega} \sin \omega t + \cos \omega t \right) \right\} \dots\dots\dots (21)$$

ここに δ, ω は

$$\delta = \frac{N}{2I} \quad \omega = \sqrt{\frac{\tau}{I} - \left(\frac{N}{2I}\right)^2} \dots\dots\dots (22)$$

振動の周期を T_d とすると

$$T_d = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2\pi \sqrt{\frac{I}{\tau}}}{\sqrt{1 - \frac{N^2}{4I\tau}}} \dots\dots\dots (23)$$

減幅比を γ , 対数減幅率を λ とし

$$\lambda = \log_e \frac{1}{\gamma} \dots\dots\dots (24)$$

とすると

$$\lambda = \frac{N\pi}{\sqrt{4I\tau - N^2}} \quad \therefore N^2 = \frac{4I\tau\lambda^2}{\pi^2 + \lambda^2} \dots\dots\dots (25)$$

また可動部の固有周期を T_{d0} とすれば(23)式の $N=0$ として

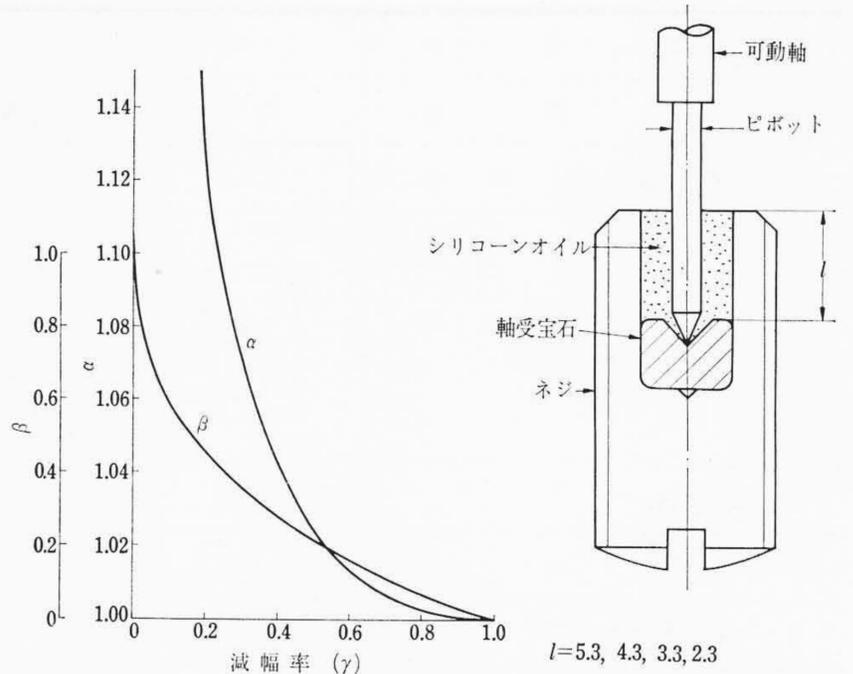


図5 減幅率 (γ) と α および β の関係 図6 油制動軸受 (実験用)

$$T_{d0} = 2\pi \sqrt{\frac{I}{\tau}} \dots\dots\dots (26)$$

$$\frac{T_d}{T_{d0}} = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{N^2}{4I\tau}}}$$

これに(25)式を代入すると $T_d/T_{d0} = \alpha$ とおき

$$\alpha = \frac{T_d}{T_{d0}} = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\lambda^2}{\pi^2 + \lambda^2}}} = \sqrt{1 + \frac{\lambda^2}{\pi^2}} \dots\dots\dots (27)$$

また(25), (26)式より

$$N = \frac{\tau}{\pi} \cdot T_{d0} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\pi^2}{\lambda^2}}}$$

$$\frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\pi^2}{\lambda^2}}} = \beta \quad \text{とおけば}$$

$$N = \frac{\beta}{\pi} \cdot \tau \cdot T_{d0} \dots\dots\dots (28)$$

以上の関係から γ に対する β および α の関係を求めると表1のようになり図5はこの関係曲線である。

以上の関係式より制動常数を実測によって求め、3.の理論式より算出した設計値との比較を試みた結果は次のとおりである。

まず3.の N_1 と $N_1 + N_2$ を求めることとし、 N_1 用として油制動軸受は図6の形状寸法のものを用いて4種類 (l 寸法 5.3, 4.3, 3.3, 2.3mm) 製作し、同時にピボットを長くして可動軸端面が油に接触しないようにした。 l 寸法の変更は実測の都度(つど)軸受を取り換えて行った。 $N_1 + N_2$ 用は図1のものを使用した。

まず JISC 1102 に準拠して最大目盛の 2/3 における制動曲線を実測し、これから減幅比 γ を求め図5から $\alpha = T_d/T_{d0}$ を求める。制動時の周期 T_d は実測により算出できるから T_{d0} が求められる。同

- ※(1) N_1 測定に使用した計器の可動部の慣性モーメントは、約 3.6 g-cm², $N_1 + N_2$ 用のそれは約 2.4 g-cm² である。
- (2) 当初計器設計に当たっては、可動部の慣性モーメント I は可動部を構成している各部品ごとに計算によって求めるほかはないが、製品については表2の実測値より

$$I = \frac{\tau T_{d0}^2}{4\pi^2}$$

として求めることができる。

表2 制動曲線および制動常数

制動常数	N_1	N_1	N_1	N_1	N_1+N_2	
軸受構造	図6	図6	図6	図6	図1	
軸受油室深さ	5.3	4.3	3.3	2.3	2.4	
制動曲線 (室温 23°C)						
回転力 T (g-cm/100°)	0.39	0.39	0.39	0.39	0.42	
減幅比 r	0.31	0.4	0.51	0.6	0.31	
T/radian (dyne-cm/rad)	219	219	219	219	236	
制動時の周期 (s) Td	0.89	0.86	0.824	0.783	0.67	
周期の比 $\alpha = \frac{Td}{Td_0}$	1.066	1.0424	1.024	1.013	1.066	
自由周期 (s) $Td_0 = \frac{Td}{\alpha}$	0.835	0.824	0.804	0.772	0.628	
制動常数 dyne-cm/rad/s	実測	20.4	16	11.5	8.78	16.5
	計算	27.8	22.6	17.5	12.4	24.6

様にして r から β を求めると (28) 式により N が求められる。このようにして求めた実測値と 3. の式から求めた計算値を比較したのが表 2 である。これより明らかなように制動常数 N は実測値が計算値よりいずれも約 30% 小さくなっている。これはシリコンオイルの粘性率が 1,000 センチストークス以下のものは、ずりひずみ速度によってほとんど変化なくニュートン流体としての挙動を示すが、1,000 センチストークス以上の高粘度油になると、ずりひずみ速度によってみかけの粘度が低下する。この傾向は高粘度油ほど著しくなるためであると思われる。図 7⁽²⁾ はその一例を示したものである。

5. 油制動方式の諸問題

5.1 シリコンオイルの一般特性

使用したオイルはメチル基のジメチルシリコンオイルである。以下参考までにその特性を述べる。

5.1.1 温度による粘性変化

シリコンオイルの最も大きい特長の一つは温度による粘性変化の少ないことであり、普通の石油系油の約 1/1,000 と称されておりこれが制動油として適している理由の一つである。

図 8 は一例として制動曲線が温度によりいかに変化するかを示している。JISC1102 によれば制動時間は 4 秒以下、振れ過ぎは静止振れ角度に対する % で表わし 50% 以下であるから、-10°C ~ +60°C の試験範囲ではじゅうぶん規格値を満足している。

5.1.2 熱酸化安定性

第二の特長は酸化してゲル化することがほとんどないことであり、これは最も重要な事からである。

図 9 は JISK 2569 に準拠して測定した熱酸化安定試験である。まずポンプの中に 4g の試料 5 個を入れて、一定の圧力になるまで酸素を封入し、次にポンプを高温に保つと油の酸化が促進される。それによって酸素を吸収して圧力が低下するから、ポンプに取り付けられた圧力計の指示により酸化の程度を判定することができる。一般の石油系油は温度が 150°C のとき 20h で圧力が

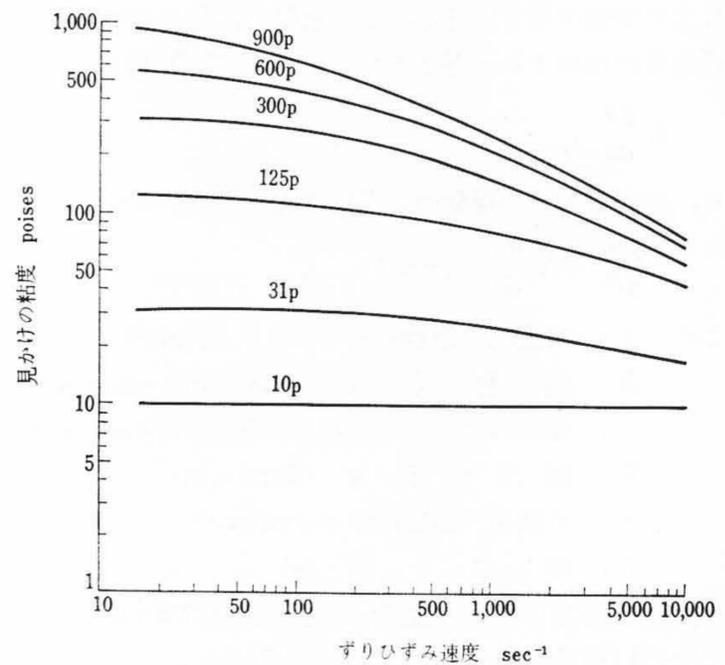


図7 シリコンオイルのみかけの粘度

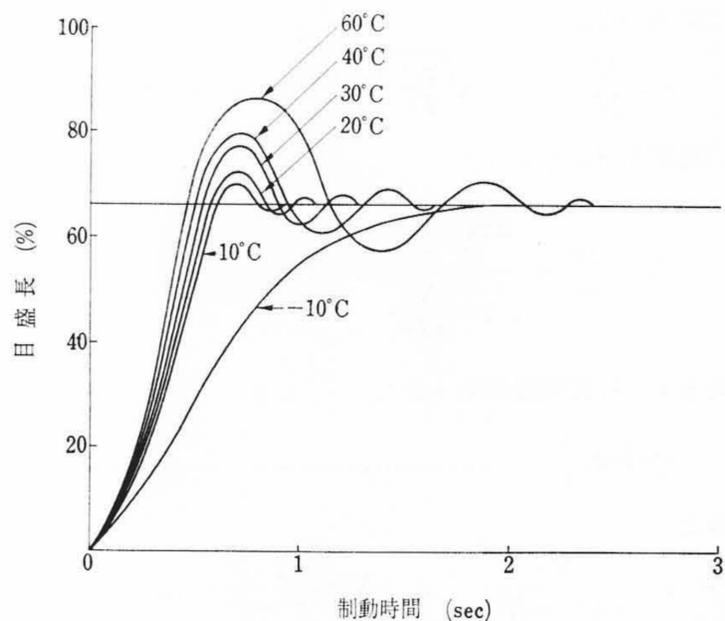


図8 油制動の温度特性

