

# 油性試験機の研究

## (第 1 部)

試作振り子式油性試験機とその二三の試験結果<sup>(1)</sup>

Researches on Oiliness Testers. Part I—A New Oiliness Tester of Pendulum Type and Some of Its Test Results. *N. Soda. and H. Miyata.*

所 員 曾 田 範 宗  
元 技 手 宮 田 皓

### 目 次

1. 緒 言.....	204
2. 油性の試験法と試験機の要點.....	206
3. 振り子式油性試験機の働き方.....	208
4. 豫備実験.....	209
5. 豫備実験の結果とその考察.....	210
6. T型振り子式油性試験機の試作.....	217
7. 完成せるT型試験機の性能.....	222
8. T型試験機による実験結果とその考察.....	226
9. 結 言.....	232

### 梗 概

油性試験機において、各種潤滑油の比較試験を行ふべき基準をつぎの二因子においた。

(i) 境界摩擦の大小

(ii) 境界膜の強さ

本報告では、(i) を比較の基準とすべき試験機として、振り子式油性試験機を試作した経過、その試験結果、並びにその試験によつて知られた一二の事柄についてのべる。

研究の経過は二段にわかれる。第一段は豫備実験であり、これによつてわれわれは、振り子式

(1) 日本學術振興會第7特別委員會報告第32號に若干の訂正と補遺とを行つて發表するものである。

油性試験機が極めて精度の良好なる特性をもつことを知るに到つた。このデータを利用して、われわれは第二段の問題として、もつと小型で、且つ單獨で容易に試験の行へるやうな精度のよい振子式試験機を試作することを試みた。二三の型式を選び、その得失を比較したのち、T字型の振子型式がその目的にかなふことを推定し、これを試作した。

このT型振子式油性試験機の主要性能はつぎの通りである。

高さ=400 mm, 幅=700 mm

試験面=炭素鋼焼入ラッピング, 「平面—ころ面」組合せ

試験荷重=0~約 20 kg/mm<sup>2</sup> (最大壓力)

振動週期=約 4 sec, 使用温度=室温

標準試験条件(1)において、油性比較の基準たるべき境界摩擦係数 $f$ は、つぎの式から算出される。

$$f = 4.00 \times \frac{A_0 - A_n}{n}$$

ここに $A_0$ は初期振幅(ラジアン),  $A_n$ は $n$ 振動後の振幅(ラジアン),  $n$ はその間の振動回数を示す。

試験の結果はほぼ満足すべきものだった。ついでにはゆる油性向上剤の効果を試験するため二種の脂肪酸の添加の結果をしらべた。添加の効果は鮮明にあらはれた。そして各添加量に對する摩擦係数の低下の様子は定量的にもかなりよく指示され、この目的に對しても充分利用性のあることがわかつた。

尙試験の結果不飽和脂肪酸で正しい配列をしにくいものでも、摩擦係数の低下に對しては配列性をもつもの同様な(2)極めて顕著な油性向上効果をもちうることが示された。

## 1. 緒 言

潤滑油の油性の大小を比較決定すべき油性試験を研究し、更に進んで適當な試験機を試作しやうとするにあつて、最初に一應潤滑油の屬性としての油性の意味を考へておく必要がある。

油性の現象自體は油性といふ言葉のできるずつと以前から知られてゐたもので、いはゆる固體摩擦が、表面に油を塗るとずつと低下し、且つその低下の程度も油の種類によつて色々異るといふのも、畢竟油性の一概念である。油のこの性質に油性(oiliness)といふ言葉を與へたのは恐らくキングスベリ(1903)で、その後ハーディ、ダブルディ、パーカムショウ(1919, 1920, 1922, 1923)等に到つて初めて油性の系統的な研究が行はれてゐる。境界摩擦(boundary friction)といふ言葉もハーディの

(1) 本文7参照。

(2) 定量的には飽和脂肪酸ほど著しくはない。

案出かと思ふ。

参考のため従来行はれてきた油性の定義を下に挙げておく。

キングスベリ(1903)<sup>(1)</sup>:「潤滑油の作用が不完全であるやうな場合にも、なほ且つ摩擦を減少せしめる如き原因」

ハーシェル(1920)<sup>(2)</sup>:「油性とは、その油膜温度において同一粘度を有するやうな二種の潤滑油を同一条件の下に使用した場合、その摩擦に相違を生ぜしめるやうな原因」

ハーゼイ(1933)<sup>(3)</sup>:「油性とはその油膜温度及び油膜壓力において同一粘度を有するやうな二種の潤滑油を同一条件の下に使用した場合、その摩擦に相違を生ぜしめるやうな原因」

即ちハーシェルの定義では温度と粘度とを抑へた摩擦試験の結果から油性を規定するのであるが、これでは粘度の壓力係数の差異が油性の一部としてはいる結果になる。ハーゼイの定義はこの點を修正したものである。アメリカの自動車協會ではもつと工學的な見地からつぎのやうな簡単な定義を與へてゐる。<sup>(4)</sup>

「相異なる潤滑油を同一試験条件の下に比較した結果、その摩擦の差違が粘度に原因する差違よりも大きくあらはれた場合、この摩擦の差違をあらはす言葉が油性である」

ハーゼイの定義もアメリカ自動車協會の定義も結局同じ意味で、今日の一般に用ひられる油性の概念もまた工學的にはこれと同じである。即ち粘度に基因する差違を全部除外しても尚且つ摩擦に相違を生ぜしめるやうな油の性質である<sup>(5)</sup>。無論この場合、試験条件が同一である限り、摩擦面の材質も仕上げも寸法も全く同一であることを前提とする。これでは油自身に関する限り一應試験機の問題も明瞭になつたが、尙測定した各種潤滑油の油性の量的表示法に問題がのこる。たとへばいま油性をその摩擦係数で表示したとしても、摩擦面に鋼—鋼組合せを用ひて摩擦係数の小さかつた油は、鋼—ケルメット組合せを用ひてもやはり、小さな摩擦係数を示すだらうか。また小さいとしても、この組合せ金屬の變化による摩擦係数の變化は、ど

(1) A. Kingsbung. A new oil testing machine and some of its results. Trans. A. S. M. E., Vol. 24, 1903.

(2) W. H. Herschel. Viscosity and friction. Trans. S. A. E., Vol. 17, pt. 1, 1922.

(3) M. D. Hersey. Logic of oiliness. Mech. Eng., Vol. 55, 1933.

(4) H. A. Everett. High-pressure viscosity as an explanation of apparent oiliness. J. S. A. E., Vol. 41, 1937.

(5) この場合、かうした性質は全く現象的に定義してあつて、その現象の本質的な原因に關しては少しも觸れてない。従つてこの油性といふ言葉は全く工學的な表現で、その物理的定義は未だ「明確には」與へられてない。従つて粘性などとは全く異つた内容の言葉で、ディメンションなども無論なく、油性の大小を摩擦係数で表はすなども一つの便宜上の表現にすぎない。

の油についても平行的にあらはれるだらうか。実験の結果<sup>(1)</sup>によるとこの変化は必ずしも平行的ではない。従つて油の油性の量的表示は、たとへそれを摩擦係数のやうな物理量であらしたとしても、やはりそれは絶對的な比較量にはなり得ず、丁度ガソリン燃料におけるオクタン價を CFR モーターのやうな標準試験機で規定するやうに油の油性もまたある標準試験機を定めてそれを基準にして量的規定を與へるのが賢明なのではあるまいか。無論この際摩擦面の材質の組合せも適當なものを一種類に規定するのがよいと思ふ。そしてこの標準試験機による油性値と他の金屬組合せによる油性値との關係は第二の問題として別個に考察するのが賢明であらう。

以上を要約するとつぎの通りになる。

(1) 油性試験機は油の粘度の影響が理想的には全くはいらぬやうな試験条件を具備せねばならぬ。

(2) 油性試験機は試験面におけるあらゆる条件(材質、仕上げ、その他摩擦試験においては荷重、滑り速度等々)を一定に抑へて、ただその条件の下における油性値を測定比較すればよい。(これらの諸条件は必要なら適當に變化できるやうにしてもよい。)

(3) つぎにこの油性の標準測定値と他の試験条件の下における測定値との關係をしらべる。

## 2. 油性の試験法と試験機の要點

油性はその言葉のおこつた歴史からも明らかなやうに、境界状態における摩擦現象を支配する油の屬性である。従つて最もよく行はれる方法はこの境界摩擦を直接測定せんとする直接的方法であり、も一つはこの油性と一定の關係にある、油の他の屬性を測定して、それから油性の大小を推定しようとする間接的方法である。たとへば油の表面張力、固體面との接觸角、油滴の擴散、吸着膜の電氣抵抗、X線や電子線による廻折像の比較試験等は後者に屬する。

かやうな種々の試験法のうち、本研究においては前者の直接的な試験法について研究試験を試みたが、それは主につぎの理由による。

(1) 境界摩擦は摩擦面の發熱量の大小に直接影響し、且つ磨耗、焼付、その他の損傷をも直接支配してゐるから、できるなら摩擦係数を以て油性に量的表示を與へたいこと。

(1) W. E. Campbell and N. J. Summit. Studies in boundary lubrication. Trans. A. S. M. E., Vol. 61, 1939.

(2) 間接方法による試験結果と摩擦試験の結果との関係が未だ明確でなく、間接的試験結果をもつて直ちに境界摩擦面における潤滑性能を云々するには未だ信頼性に乏しいこと。

(3) 摩擦面の滑り速度、荷重、温度等の變化に對する油性性能の變化をしらべることが前者では比較的容易であるのに對して、後者ではそれが極めて困難であること、等々。

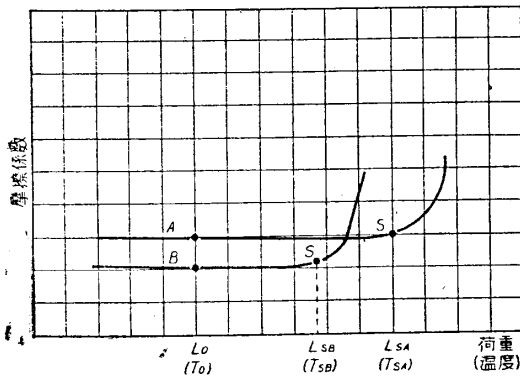
これらの諸點に鑑みて、間接的方法は未だ一般妥當性のある試験機としては採用するに足りないやうに思はれる。

以上のやうにして、試作すべき油性試験機はつぎの二項を正確に測定して、それを基準にして油性の良否を判定しようとするものである。

(i) 境界摩擦の大小

(ii) 境界膜の強さ

(i) は境界摩擦係数の小さいもの程境界状態における摩擦損失が少く、また發熱量も少くて、それだけ潤滑面の焼付を回避し得られようといふ觀念であり、(ii) は摩擦係数の大小よりも、むしろ直接境界膜の強靱さ、安定性を試験しようといふものである。即ち單なる摩擦係数の大小ではなくて、直接焼付きや齧りの初期状態があらはれるまで運轉状態を苛酷にしてゆき、その耐へ得られる最大荷重、最高温度をしらべて境界膜の強さを比較し、それによつて油性の大小を比較しようとするものである。換言すれば、(i) のみの試験で不充分であるといふ理由は、摩擦係数の大小による損失馬力の多少の大小や發熱量の多少の大小よりは、その境界膜が高温高壓に耐へるといふことの方が實際には重要であり、しかも常温常壓における摩擦係数の大小が必ずしも焼付温度、焼付荷重の高低に比例しないと思はれるからである。



第 1 圖

(荷重、温度双方に對する)も各種の潤滑油について個有のデータであり、境界膜の強さをあらはすものとして油性比較上の重要な指針となり得るものである。

たとへば荷重または温度を變化した場合の摩擦係数の變り方として第1圖のやうな關係が考へられる。荷重  $L_0$ 、またはある温度  $T_0$  における摩擦係数は B 油の方が A 油よりも小さいが、焼付荷重  $L_s$ 、または焼付温度  $T_s$  は B 油の方が低い。種々の潤滑油に對する摩擦係数の大小が、その油性を示す一つの指針であるやうに、この焼付または齧り點

本稿では振子式の試験機に関する研究と考察とを行つたが、それはこの種の試験機が後述するやうな種々の長所を備へてゐるので、使用法によつては實用にならぬかといふ豫想がなされたからである。

### 3. 振子式油性試験機の働き方

振子式油性試験は古くからいろいろなものが報告されてゐるが、その何れもが同じ原理のものである。(1)(2)(3) 即ち振子の支點に摩擦面を設けて、振子のダンピングが主としてこの個所の摩擦抵抗モーメントによつてなされるやうにしたものである。そしてこの摩擦面に種々の潤滑油を與へてその都度振子の初期振幅のダンピングを測定し、それから摩擦面における摩擦係数を算出し、油性を比較するものである。即ち、

$I$  = 支點のまはりの振子の慣性能率

$\theta$  = 振子の振れの角度

$t$  = 時間

$Mg$  = 振子の重錘の重量

$l$  = 振子の長さ

$F$  = 摩擦による抵抗モーメント

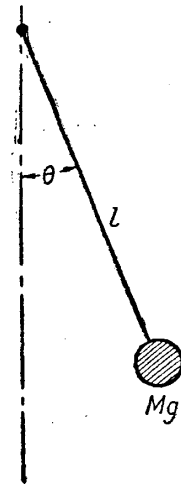
とすると、振子の運動は  $\theta$  の小さい附近では

$$I \frac{d^2\theta}{dt^2} + Mgl\theta \pm F = 0 \dots\dots\dots(1)$$

$F$  に  $\pm$  を附したのは、同じ第 2 圖の位置においても、振子が上昇してゐるときと下降してゐるときとで符號が相反するからである。後に實驗的にも證明されるやうに、 $F$  は境界状態においては大體一定（摩擦係数が滑り速度に大體無關係に一定である意）であるから

$$F = Mgl\theta_0 \quad (\theta_0 \text{ はある常數})$$

とおけば、(1) はつぎのやうになる。



第 2 圖

(1) T. E. Stanton. Boundary lubrication in engineering practice. The Engineer, Vol. 135, 1923.

(2) J. W. Donaldson and D. R. Hutchinson. Friction tests on lubricating oils. J. Soc. Chem. Ind., Vol. 52, 1933.

(3) S. Kyropoulos und E. I. Šhobert. Ein einfaches Verfahren zur Bestimmung des nichtviskosen Reibungskoeffizienten dünner Schmierschichten. Ing. Arch., Bd. 7, 1936.

$$I \frac{d^2\theta}{dt^2} + Mgl(\theta \pm \theta_0) = 0 \dots\dots\dots(2)$$

これは、 $I\ddot{\theta} + Mgl\theta = 0$  といふ運動が  $\frac{1}{4}$  振動毎に  $\theta_0$  だけダンプする運動をあらはす。故に初期振幅  $A_0$  が  $n$  振動後に  $A_n$  に歸したとすれば

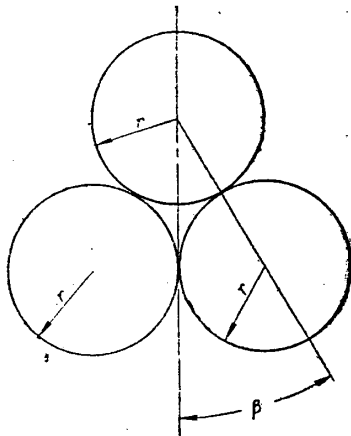
$$A_0 - A_n = 4n\theta_0 \dots\dots\dots(3)$$

となり、従つて

$$F = Mgl \frac{A_0 - A_n}{4n} \dots\dots\dots(4)$$

即ち(4)式によつて振子のダンピングから摩擦モーメントが算出できることになる。

即ち、われわれの場合(第3, 第4圖参照)には、摩擦係数  $f$  は結局近似的につぎの式で示される。



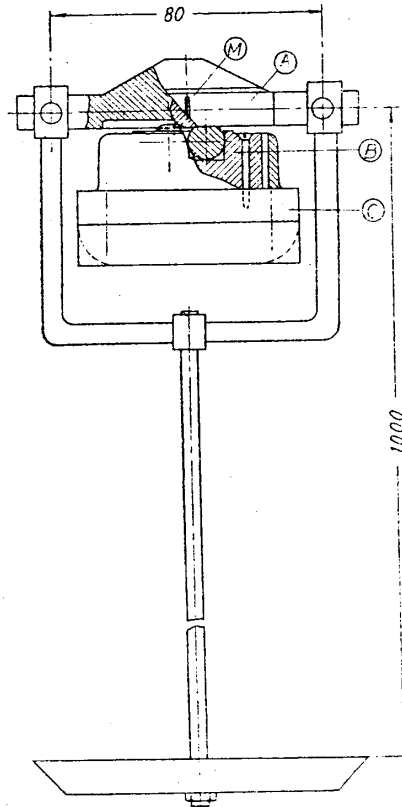
第 3 圖

$$f = \frac{l \cos \beta}{r} \cdot \frac{A_0 - A_n}{4n} \dots\dots\dots(5)$$

$f$  を決定するには  $A_0 - A_n$  及び  $n$  を実験的に求めればよいことになる。

#### 4. 豫備実験

振り式試験機の性能をしらべるために、豫備実験的に第4圖のやうな試験機を作つてみた。特に目新しいものはないが、たゞ油性を測定すべき摩擦部分に三つのローラーを積重ねて、線接觸に近い摩擦面を利用した点だけがやゝ従來の構造と異つてゐる。極壓潤滑油でも狙はない限り、ローラーの線接觸を利用した方が摩擦面も楽になり、取付け、交換等も容易



第 4 圖

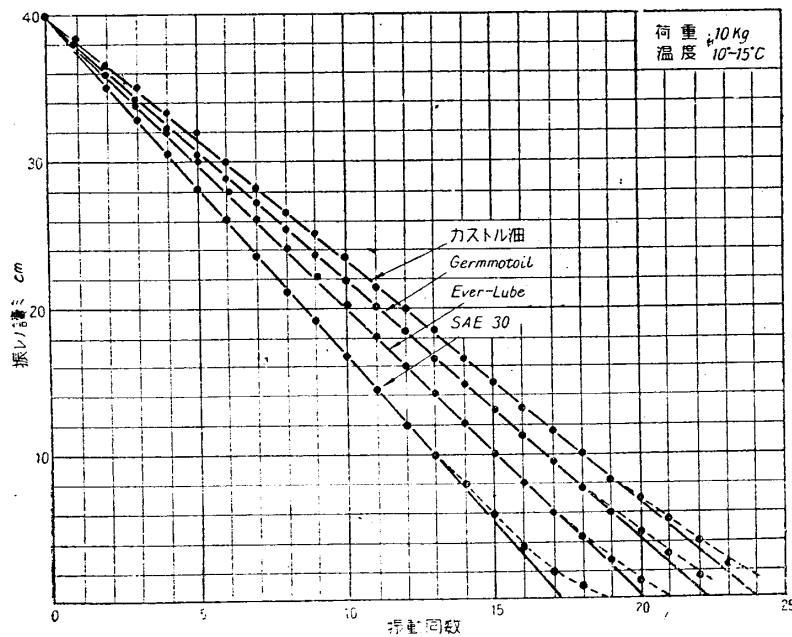
になる上に、接觸面の同一平均壓力に對して全接觸面積が大きいだけ、實驗の精度や再行性もよいのではないかと思はれたからである。

ローラーは SRO 軸受用のもので 13×13 の焼入クロム鋼である。上のローラーは A に固定して振子の支軸となり、下の二個のローラーはボックス B に固定してゐてその上の二つの線接觸部で振子の荷重を受ける。試験すべき油はボックス B に少量注入する。油の加熱装置は施してない。油の交換は、ボックス B が C 臺から植込ねぢをとつて取外せるので、その上でローラーも取外して洗淨を行ひ新しい油を注入する。上のローラーも同様にして洗淨する。振子の長さは 1 m で週期は約 2 sec である。荷重は下の皿にかける。振子に與へる初期振幅は約 5° で、この振幅が零に歸するまでには、油の種類によつて大體 15~25 振動を行ふ。この間光挺子によつて各振動毎に振幅をよみとり、それを曲線に作つて減衰の模様を求めた。圖の M がこのための鏡である。

### 5. 豫備實驗の結果とその考察

以上のやうな簡単な装置で行つた實驗の結果の一つを第 5 圖に示す。

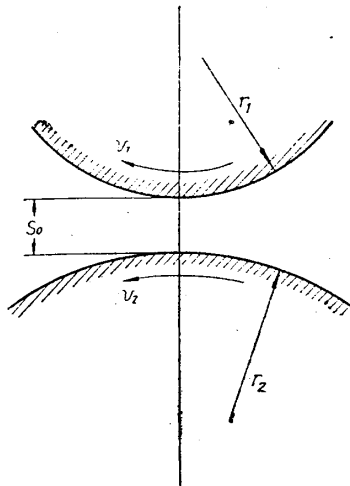
實驗はすべて室温で行ひ、その温度は 10~15°C の範囲内にある。この程度の範囲においては温度の影響による誤差は認められなかつた。第 5 圖は實驗に使用した



第 5 圖



種々の油のうち、油性の顯著に相違する四種の油に對する振子の減衰曲線で、縦軸は振子から 230 cm の距離に立てた衝立上の反射光點の動きを示し、横軸は振子の振動回数を示す。これはまた同時に時間をも示すものである。荷重、温度は圖に記入した通りである。圖から明らかなやうに各曲線はいづれも直線狀の減衰を示し、(2) 式において摩擦抵抗モーメントを一定なりと置いた假定は合理的だつたことがわかる。即ち各振動毎のダンピングの角度は大體一定とみてよいのであり、これは結局摩擦部分の摩擦状態が粘性摩擦ではなくてクーロン摩擦に近い状態、換言すれば境界摩擦であることを意味する。



第 5b 圖

いま假りにこの試験機の三つのローラーの間に油の粘性流れによる油膜が形成されたとするときその厚さがどの程度になるかをあたつてみよう。

二つの表面の滑らかなローラーが、互に滑りながら轉り接觸をしてゐるとき、そのローラーの間のできる油膜の最小厚さ  $S_0$  は近似的につぎの關係であらはされる<sup>(1)</sup> (第 6 圖参照)。

$$\left. \begin{aligned} S_0 &= 1.225\eta (v_1 \pm v_2) \frac{r'}{P/b} \\ r' &= \frac{2r_1r_2}{r_1+r_2} \end{aligned} \right\} \dots (6)$$

ここに

$\eta$  = 油の粘度,  $v_1, v_2$  = 二つのローラーの周速,  
 $r_1, r_2$  = 二つのローラーの半径,  $P$  = ローラーに

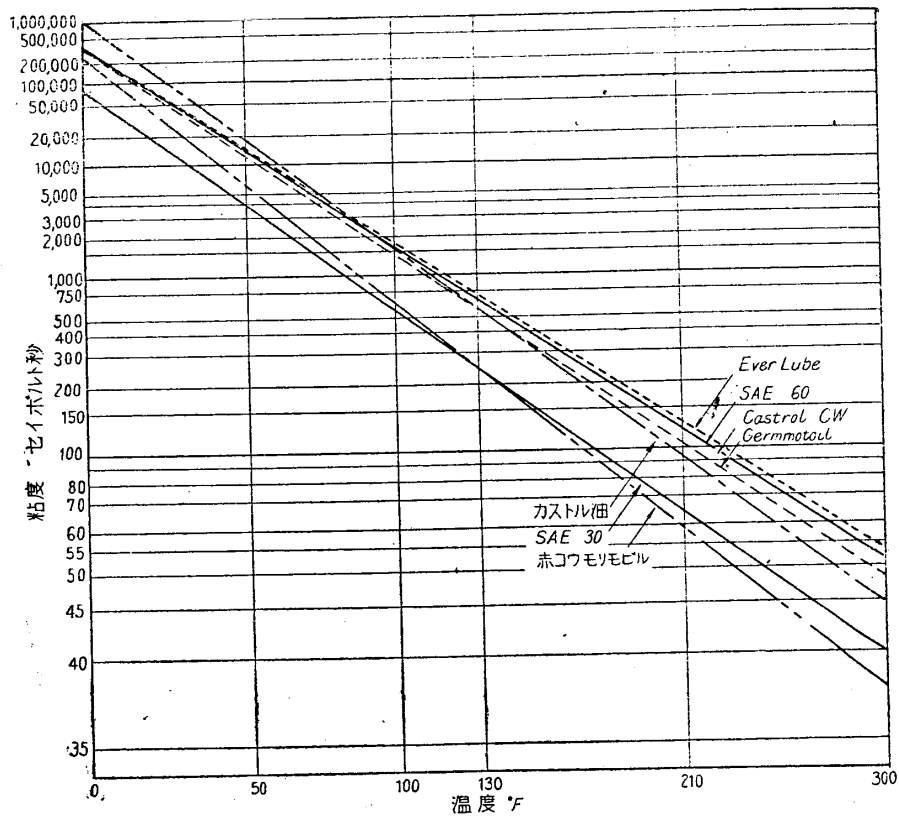
かかる荷重,  $b$  = ローラーの幅。

いまわれわれの場合に對して  $\eta = 1000$  cp,  $v_1 = 0.18$  cm/sec ( $\theta = 5^\circ$  に對する最大滑り速度),  $v_2 = 0$ ,  $r_1 = r_2 = 0.65$  cm,  $P = 5$  kg,  $b = 1.3$  cm とおき、これに對する  $S_0$  を上式から算出すれば

$$S_0 = 38.0 \times 10^{-8} \text{ cm}$$

となり、これは潤滑油炭化水素の分子の長さよりやや大きい程度である。そして現在の超表面仕上げを  $10^{-5} \sim 10^{-6}$  cm としてもそれより遙かに薄い膜である筈であるから、われわれの實驗装置から得られる摩擦係数は、粘性摩擦の範圍を脱して充分境界状態における値を與へるであらうといふことがこの方面からも推察できる。事實第 7 圖の各種の油の粘度曲線を第 5 圖と比較することにより、第 5 圖で示され

(1) W. Pepler: Druckübertragung an geschmierten zylindrischen Gleit- und Wälzflächen, VDI-Forsch. 391, 1938.

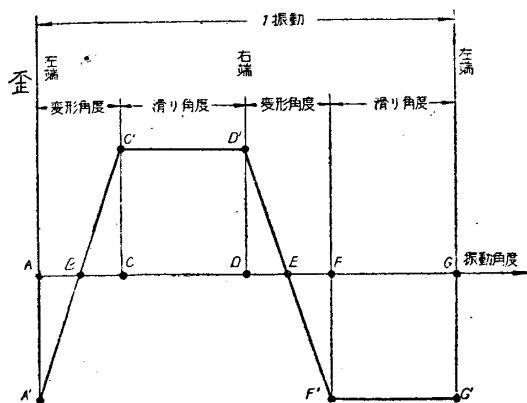


第 7 圖

た各種の油の油性の大小がその粘度の大小に無関係であることがわかる。

尙第5圖の實驗結果は、何れも振動の停止近くの數點において點線で示したやうに直線から上方に偏位し、一見粘性減衰か何かのやうに見え、少くも外見上停止點近くで急にダンピングが低下したやうに思はれる。この現象はつぎのやうに考へれば説明できる。

われわれは初めに振子のダンピングを考へる場合、摩擦面の滑りは振子が兩端で停止する中間の角度一ぱいにおこるものと考へ、その上でこの滑り摩擦がクーロンの法則に従ふものと假定した。この假定の結果が理論上各振動毎に一定角度の減衰を示すこととなつたものである。併し些細に摩擦面の状況を考へると、第8圖に示したやうに、ある瞬間に振子がいま左端に達したとすると、そのときの振子の支點は  $AA'$  なる歪を受けてゐる筈である。それはこの點の摩擦係数が大約0.1前後であることから考へて、相當大きな歪力を受けることが豫想できるからである。この歪  $AA'$  は振子が  $A$  から  $B$  まで右に動いたとき初めて零にもどり、更に右に移



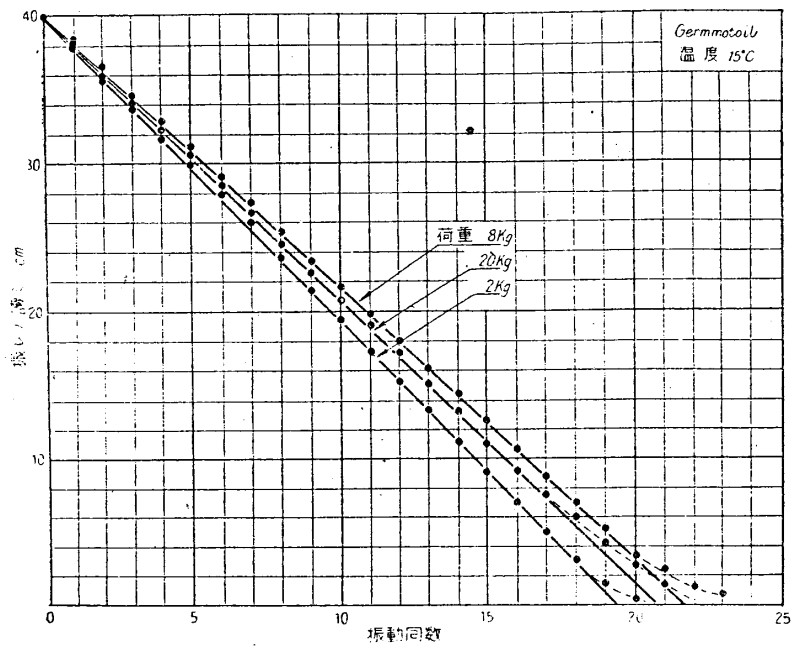
第 8 圖

動すると今度は前と逆向きの歪を増してゆき、C 點に達すると丁度歪應力と摩擦力とが釣り合ひ、そこから初めて滑りが生ずる。そしてそのまま CC' の歪を受けた状態で D なる右端に到達する。今度は今の動作を逆にくり返して E 點で一週期を終る。即ち見かけ上の振子の一振動中、實際に滑りを生じてゐるのは CD 及び FG の間だけで、他の部分 AC, DF の間では事實上滑つてゐないと考へ

られる。そしてこの AC, DF の間では弾性變形による僅かの内部抵抗と接觸面における局部的凹凸部分の僅かの滑りとがダンピングとして働いてゐるに過ぎない。従つて AC, DF 間におけるダンピングは、CD, FG 間におけるダンピングに比して常に省略できる程度に小さいとは云へないのであつて、一般に變形角度は振幅の大小にかゝらず一定と考へられるのに反して滑り角度は迅速に減衰するから、振幅が次第に小さくなつて變形角度と同じ程度になると振動の全振幅にわたつてクーロン摩擦によるダンピングが働くといふ假定は大きな誤差を生じてくる。極端な場合として、振幅が變形角度に等しい大いさまで減衰したとすると、もはや全面的な滑りはおこらず、従つて境界摩擦によるダンピングはなく、たゞ接觸部分の變形による僅かの内部抵抗と局部的な僅かのクーロン摩擦とによつて減衰することになる。この結果が振幅の小さいところでダンピングが低下したやうな形状を示すものと思ふ。

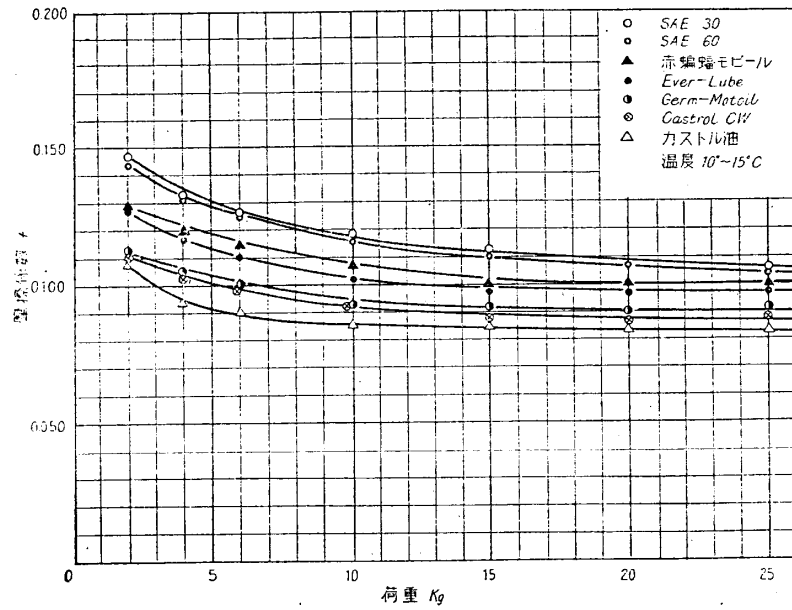
尙この變形角度は荷重の増加によつて同じく増加する筈であるから、荷重が大きい程振幅の大きいところで直線からの偏位が生ずることが豫想できる。實際の實驗結果は一般に上の理論の示す通りである。その例を第 9 圖に示す。(荷重 20 kg に對する直線が 8 kg に對する直線の下に出て、一見 20 kg に對する摩擦係数が 8 kg に對する摩擦係数よりかなり大きいやうに見えるが、實際には 20 kg の荷重をかけた場合には振子の有效長さが 8 kg のときよりも大分短くなつてゐるので、(5) 式で計算すると  $f$  は結局 8 kg の場合よりやや小さくなる。)

以上のべたやうな解釋にもとづいて、直線から偏位したデータは除外して考へ、事實上全振幅にわたつて境界摩擦がダンピングとして働いてゐると考へられる部分のデータから平均の直線を作成した。



第 9 圖

以上のやうにしていろいろな潤滑油について荷重と摩擦係数との関係を求めた結果を一括して第10 圖に示す。



第 10 圖

横軸にとつた荷重は振子にかゝる全荷重であるが、これを接觸面における最大壓力及び平均壓力に換算すると第1表のやうになる。(1)

第 1 表

荷重 $P$ kg	0	2	4	6	8	10	15	20	25
$P_{max}$ , kg/mm <sup>2</sup>	0	10.3	14.9	18.3	21.1	23.7	29.0	33.4	37.3
$P_{mean}$ , kg/mm <sup>2</sup>	0	8.1	11.7	14.4	16.6	18.6	22.8	26.2	29.3

圖からつぎの事項が明らかになる。

(1) 各種潤滑油による摩擦係数の差違は、圖に示されたいかなる荷重においても明瞭に識別されるが、その大小関係は荷重の大小にかゝらず一定であり、従つてこの程度の荷重に對しては、荷重をいろいろ變へなくとも、一つの荷重に對して油性の比較試験を行へば一應油性の大小比較にまにあふ。

(2) 實驗に用ひた7種類の潤滑油のうち、最も油性に乏しいSAE 30と、最も油性に富むカストル油との摩擦係数の差は、荷重が増加するに従つて減少するやうである。故にある一つの荷重のみおさへてそれに對する摩擦係数を測定し、それによつて油性を比較するならば、あまり荷重の大きくないところを選んだ方が却つて比較に便であらう。

(3) 各種潤滑油の油性はその粘度に無關係と思はれる。(第7圖参照)

(4) 境界摩擦係数は荷重の増加と共に減少し、初めは急激に、爾後は徐々に低下し、次第に一定値に近づく。この傾向は從來一般の實驗結果と一致する。(2), (3), (4)

荷重を更に増加した場合、及び温度を上げた場合に、油の油性効果がいかにあられるかは、この實驗では取扱はなかつた。恐らくある荷重、ある温度において突然焼付きや齧りの徴候をあらはすものと思はれるが(第1圖参照)、これは不安定

(1) 換算にはつぎの式を用ひた。(ten Bosch: Maschinenelemente, III (1929). S. 60.)

$$P_{max} = 0.418 \sqrt{\frac{PE}{b\rho}}$$

$$P_{mean} = 0.785 \times P_{max}$$

こゝに  $P$ =接觸面にかゝる全荷重,  $E$ =ローラーの材質のヤング率,  $b$ =ローラーの接觸面の長さ,  $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2}$  ( $r_1, r_2$  は二つのローラーの半徑で,  $+$  は外接のとき,  $-$  は内接のとき.)

(2) W. B. Hardy and I. Bircumshaw. Boundary lubrication-Plane surfaces and the limitations of Amontons' law. Proc. Roy. Soc., Vol. 108, 1925.

(3) W. G. Beare and F. P. Bowden. Physical properties of surfaces. I-Kinetic friction. Phil. Trans. Roy. Soc., A. Vol. 234, 1935.

(4) L. M. Titivinsky and E. G. Fischer. Boundary friction in bearings at low speeds. J. App. Mech., Vol. 6, 1939.

な摩擦状態で、振子の安定な週期的運動が期待できず、従つて振子式の油性試験機でこの徴候を試験することは本質的に無理があるやうに思はれる。そのため、かやうな試験は全く行はなかつた。油の交換にあつて、いかにして摩擦面を洗滌するかは困難な問題である。これに關してはいろいろ議論があらうと思ふが、<sup>(1)</sup> 筆者等の実験によると、初めガソリンで十分に洗滌した後更にベンゾールで注意深く洗滌した後、手指を觸れぬやうにして暖氣乾燥を行つただけで一應満足すべき結果が得られるやうである。また油を交換する毎にローラーを回轉して摩擦位置をかへた。併し実験によると、荷重の大小にもよるが、ローラーのある取付位置に對して 30 回位試験をくり返し行つても、摩擦面の磨耗による影響は認められなかつた。

以上のやうにして振子式試験機に關する豫備實驗を行つたが、それから得られた結論をまとめるとつぎのやうになる。

(i) 振子式油性試験機は、その精度の高い點で他の試験機の追隨できぬ長所を具へてゐる。その理由の一つは、この試験では一つの摩擦係数を決定するには實は 20 回前後の觀測を行ひ、その平均として 1 本の減衰直線を求めた上でそれから算出してゐるからである。第二に、この試験機では試験摩擦面以外に何らの摩擦部分がなく、僅かに空氣の抵抗による減衰力が働くのみであるが、これは明かに省略できる程度に小さいからである。摩擦機構もまた極めて簡單で且つ自然なので、誤差の入るやうな複雑さが全くないといつてよいからである。實驗の結果によると、 $\pm 2\%$  の誤差範圍内にをさめることは容易である。

(ii) 油の試料が極めて少量ですみ、交換も亦容易である。

(iii) われわれの使用した豫備實驗用試験機では、振動週期が約 2 sec で、その振幅も小さく、振子の減衰状態をよみとるためには光挺子を用ひることを餘儀なくされた。これは試験機自體は簡單でも觀測を複雑にする。もしも光挺子を用ひずに直接振子の減衰の模様をとらうとすれば、少くもこの 2 倍の 4 sec 位の週期を必要とするが、そのためには振子の長さが 4 m にもなつて化學實驗室用には尨大になりすぎる。

(iv) 既に前にものべたやうに、振子式試験機では溫度上昇や荷重増加によつて油の境界分子層が破斷し始める點を見出すことは困難のやうである。しかしそれ以前の任意の荷重や溫度に對する平均摩擦係数を求めることは極めて容易である。

これを要するに、從來一般的に行はれてゐる油性試験機の最も大きな缺點の一つである精度の不良といふ點に關しては、この振子式の試験機は充分その缺點を補ふものであるから、もしも上の (iii) にのべたやうな缺點を何らかの方法で除去し、

(1) A. Fogg and S. A. Hunwicks. The static friction of lubricated surfaces. J. Inst. Pet., Vol. 26, 1940.

また (iv) の不足を一應抽象してこの問題に關する限り他の試験機に譲ることゝすれば、充分實用になり得る可能性が認められる。

この點を改良したものととして次項にのべる T 型振子式油性試験機を試作した。

### 6. T 型振子式油性試験機の試作

前にのべた振子式油性試験機を化學實驗室向きの使ひよいものにするには、つぎの二點を改良する必要がある。

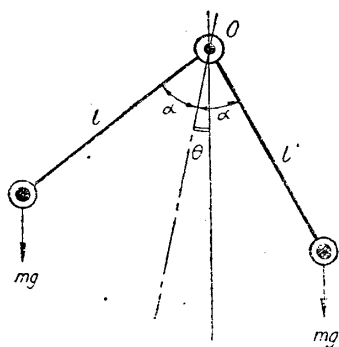
(1) 振子の週期を長くして、光挺子等を用ひずに直接ダンピングが読みとれるやうにすること。

(2) 振子の週期を長くすることによつて、試験機全體が大きくなることを避けること。

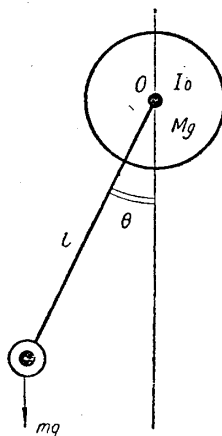
そこで振子の週期をのばすことになるが、そのためには色々な型式が考へられる。たとへば以下にのべるやうな種々の構造は何れもこの目的を達成するものであるが、一方これらの振子は、支點における摩擦力のダンピングが極めて有効に働くから、週期が長くなると同時に、一定の摩擦モーメントに對するダンピング角ができるだけ小さく、従つて靜止するまでなるべく多數回の振動を行ふことが望ましい。この見地から以下に二三の型式の是非をのべよう。なほ試作にあつては、振動週期が約 4 sec であることを目標とした。

[I] (第 11 圖) 週期  $T = 2\pi \sqrt{\frac{l}{g}} \times \frac{1}{\sqrt{\cos \alpha}} \dots \dots \dots (7)$

3 でのべたのと同じ考へ方で、 $\frac{1}{4}$  振動におけるダンピング角  $\theta_0$  は



第 11 圖



第 12 圖

$$\theta_0 = \frac{fr}{\cos \beta} \cdot \frac{1}{l} \times \frac{1}{\cos \alpha} \dots\dots\dots(8)$$

$f$  は摩擦係数で  $r, \beta$  は第 3 圖に示した通りである。

第 2 圖のやうな単振子の場合のダンピング角は  $\theta_0 = \frac{fr}{\cos \beta} \cdot \frac{1}{l}$  であるから、この [I] の型式では  $\alpha$  が  $90^\circ$  に近づくに従つて  $T$  は  $\infty$  に近づくが、 $\theta_0$  は  $T$  の増大の二乗の割合で増大するから、ダンピングが大き過ぎて實用になりさうもない。

[II] (第 12 圖)

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{l}{g}} \times \left(1 + \frac{I_0}{ml^2}\right) \dots\dots\dots(9)$$

但し  $I_0$  は 0 點につけた質量の 0 のまはりの慣性能率。

$$\theta_0 = \frac{fr}{\cos \beta} \cdot \frac{1}{l} \times \left(1 + \frac{M}{m}\right) \dots\dots\dots(10)$$

この型式では  $I_0$  を大きくとる割合に  $M$  を小さくすればよいので、要するに薄い大きな圓板をつければよいのであるが、實際問題としては、 $ml^2$  に比較して  $I_0$  を充分大きくとれば  $M$  も亦相當大きくなつて、この型式も亦不適當であることがわかつた。

[III] (第 13 圖)

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{l_1}{g}} \times \left\{ \frac{1 + \left(\frac{m_2}{m_1}\right) \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2}{1 - \left(\frac{m_2}{m_1}\right) \left(\frac{l_2}{l_1}\right)} \right\}^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots(11)$$

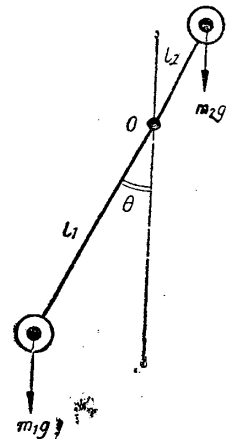
$$\theta_0 = \frac{fr}{\cos \beta} \cdot \frac{1}{l_1} \times \frac{1 + \frac{m_2}{m_1}}{1 - \left(\frac{m_2}{m_1}\right) \left(\frac{l_2}{l_1}\right)} \dots\dots\dots(12)$$

$m_2/m_1, l_2/l_1$  を色々かへてあたつてみた結果、この型式もまたいろいろな困難が認められた。

[IV] (第 14 圖)

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{l_1}{g}} \times \left\{ 1 + 2 \left(\frac{m_2}{m_1}\right) \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots(13)$$

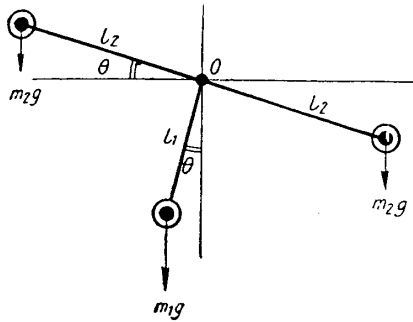
$$\theta_0 = \frac{fr}{\cos \beta} \cdot \frac{1}{l_1} \times \left\{ 1 + 2 \frac{m_2}{m_1} \right\} \dots\dots\dots(14)$$



第 13 圖

この型では  $l_2/l_1$  なる比が  $T$  の式にのみ入つてをり、 $\theta_0$  の式に入つておないのが特長で、もしも  $l_2/l_1$  を充分大きくとれば、 $\theta_0$  の方は少しも増加することなしに思ふままに  $T$  をのばし得る長所を具へてゐる。





第 14 圖

この性質は今までの振子にはなかつたもので、この性質を利用すれば週期も充分長く、ダンピングの充分小さい、換言すれば静止するまで充分多数回の振動を與へて、充分精度の高い減衰直線を與へることができる筈である。また  $m_2/m_1$  を一定に保つたまま、 $m_1$ 、 $m_2$  をいろいろかへれば、 $T$ 、 $\theta_0$  はそのままにして荷重の大小の影響も試験することができる筈である。

そこでこの [IV] の型式によつて小型の試

験機を試作した。

設計にあつてはまづ主要寸法をつぎのやうに定めた。

$$l_1 = 10 \text{ cm}, \quad l_2 = 30 \text{ cm}, \quad m_2/m_1 = 2$$

このときの週期は  $T = 3.9 \text{ sec}$  になる。

これに対するダンピング角は、

$$\theta_0 = \frac{fr}{\cos \beta} \cdot \frac{1}{l_1} \times 5$$

即ち週期は直接眼でよみとるに充分である。また  $r = 0.75 \text{ mm}$  として、前の豫備実験における単振り式試験機の  $\theta_0$  と、いまの型式の  $\theta_0$  とを比較すれば、 $f$ 、 $\beta$  も同じものとして、

豫備実験においては

$$\theta_0 = \frac{f}{\cos \beta} \times \frac{6.5}{1000} = \frac{f}{\cos \beta} \times 6.5 \times 10^{-3}$$

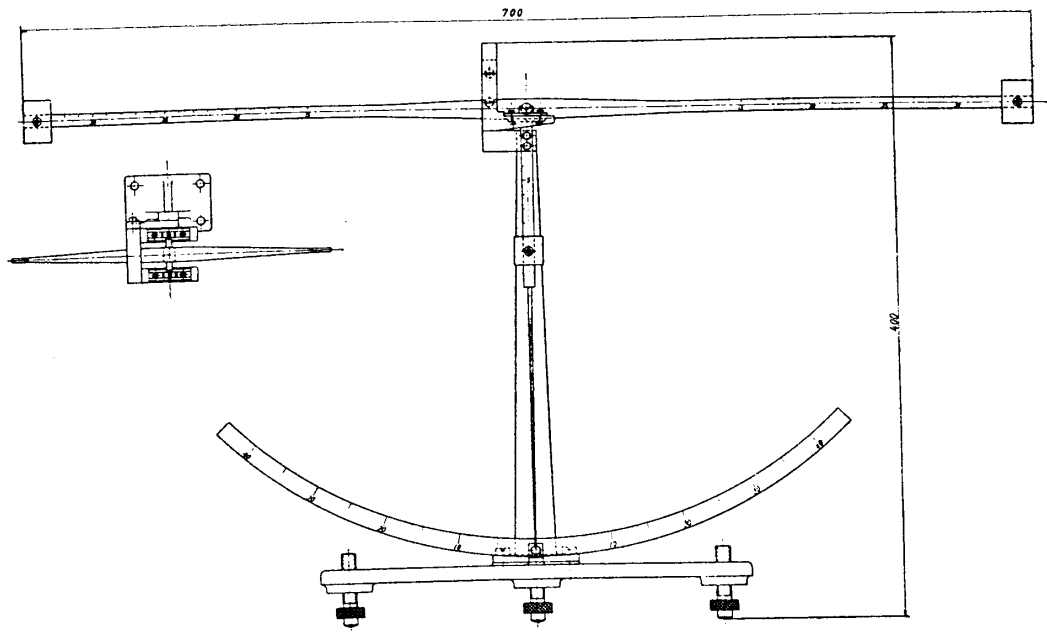
[IV] の型式では

$$\theta_0 = \frac{f}{\cos \beta} \times \frac{0.75}{100} \times 5 = \frac{f}{\cos \beta} \times 37.5 \times 10^{-3}$$

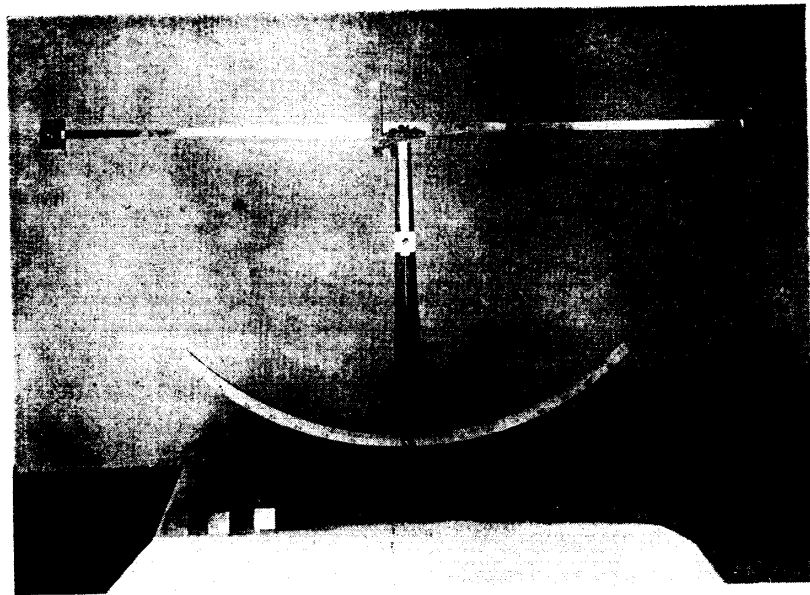
即ち [IV] の型式では前の 6 倍近くのダンピング角を有するわけであるが、もしも初期振幅を以前の約  $5^\circ$  に對して約  $30^\circ$  にとつたとすれば、やはり単振り式の場合と同じ程度の振動回数が得られるわけであり、充分精度の高い試験機が得られることになる。

かやうにして試作した T 型油性試験機の組立圖並びにでき上りの外觀を第 15、16 圖に示す。

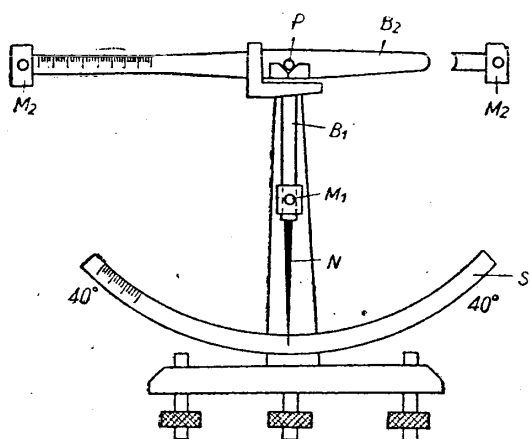
以下簡単にその構造を説明する (第 17、18 圖参照)。第 16 圖において  $B_1 B_2$  が T 型の振子をなし、 $P$  がその支軸である。 $M_1$ 、 $M_2$  は前に  $m_1$ 、 $m_2$  であらはした重錘で、 $P$  の中心からそれぞれ 10 cm、30 cm 距離にある。但し振子の週期を適



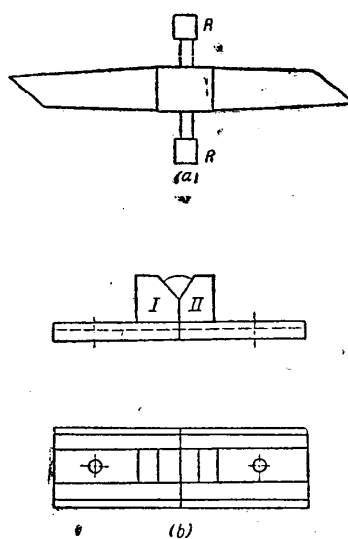
第 15 圖



第 16 圖



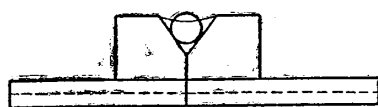
第 17 圖



第 18 圖

宜調節できるやうに、 $B_2$  は左右に 5 cm づつの餘裕をもち実際には 35 cm づつに製作した。 $M_2$  は適當に移動固定できる。 $B_1, B_2$  はデュラルミン製で  $M_1, M_2$  を除けば、支軸共で 97 g にすぎない。 $N$  は指針、 $S$  は目盛で、左右  $40^\circ$  まで刻んである。

振子の支軸  $P$  及び支臺  $Q$  の詳細を第 18 圖 (a), (b) に示す。 $P$  は焼入炭素鋼から削り出し、中央部は  $B_2$  梁に固定され、兩端に  $R$  なる小さいローラー状のピボットが削り出してある。その寸法は直径 1.5 mm × 長さ 2.5 mm で、表面は丁寧にラップしてある。 $Q$  は (b) 圖に示したやうに I, II の部分を合せて組立ててあり、 $P$  と同じ材質である。I, II には互に  $90^\circ$  をなす一組の面が作つてあり、これは焼入後金屬鏡狀にラップしてある。前にのべた  $R$  はこの一組の面の作る前後 2 個の溝に正しく支へられるのであつて、このときに生ずる 4 本の線接觸に近い接觸面が境界摩擦試験面を形成する。もしも初めに一組の面の間の溝に



第 19 圖

試験すべき油の少量を滴下すれば、それは第 19 圖に示したやうに二面間に安定なメニスカスを形成して保持される。そして直径 1.5 mm のピボットは容易にこの油滴中に浸され、従つて  $R$  と  $Q$  との接觸面は自然に完全に油の中に浸されるに到る。支臺  $Q$  の幅は 4 mm であるから、 $Q$  面にのせられた  $R$  は  $Q$  面の端までなほ 0.75 mm づつの餘裕をもつてゐる。このために  $R$  はその端まで完全に油の中に浸されると同時に、振動中におこる振子の僅かの軸方面の滑りによつても、

その接觸面積に變化を生ぜずにすることになる。

數十回の試験の後、Q面にははつきりと接觸部の磨耗痕跡が認められるようになる。軽い程度の漸く肉眼で認められる程の磨耗は事實上実験の再行性には影響なかつたが、それ以上磨耗の進行しない中に摩擦面を再びラップするのが正しい。油の交換は豫備実験における方法に準じて行ふ。

摩擦面の最大滑り速度は初期振幅を  $20^\circ$  として  $0.81 \text{ cm/sec}$ 、摩擦面の荷重は第2表に示した通りである。但し算式は豫備実験におけると同様で、 $P$ には重錘の全重量を示したが、 $P_{\max}$ 、 $P_{\text{mean}}$ の計算には( $P$ +振子自重)を用いた。(1)

第 2 表

$P \text{ kg}$	0	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0
$P_{\max}, \text{ kg/mm}^2$	0	11.8	14.5	18.8	22.2	25.3	28.0
$P_{\text{mean}}, \text{ kg/mm}^2$	0	9.3	11.4	14.8	17.4	19.9	22.0

この程度の滑り速度、荷重等に対して摩擦面が充分境界状態にあることは、前の推論及び実験結果からも容易に推察できる。

なほこの試験機によるデータから摩擦係数  $f$  を算出する式は、3にのべたと同様の考へで、理論的にはつぎのやうになる。

$$f = \frac{m_1 g}{m_1 g + 2m_2 g} \cdot \frac{l_1 \cos \beta}{r} \cdot \frac{A_0 - A_n}{4n} \dots \dots \dots (15)$$

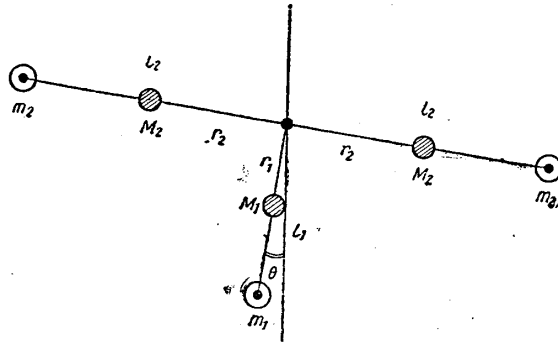
実際には振子の三つの腕に重錘をつけないときの振子自體の重量の影響がはいるのであり、設計の初めに當つて縦腕の重量による復元モーメントを充分小さくとつたのであるが、やはりこれらの影響は所詮免れることはできない。従つて嚴密にはこれらの修正を要するのであるが、これについては以下に項を改めてのべる。

## 7. 完成せる T 型試験機の性能

T 型試験機によるとき、摩擦係数  $f$  が (15) 式から算出できるのは、振子自體の重量が零のときであつて、実際にはこのまゝの式は用ひられない。振子自體の重量は、實測によると  $97 \text{ g}$  で、重錘の重量に対して決して省略できない程度である。

(1) 試験用に準備した重錘はつぎの通り。

$m_1 g, \text{ g}$	15	20	30	40	60	80	100	200
$m_2 g, \text{ g}$	30	40	60	80	120	160	200	400
$P, \text{ g}$	75	100	150	200	300	400	500	1000



第 20 圖

それで振子自體の重量を考慮したときの振子の運動を考えると、第 20 圖についてつぎの方程式が成立する。但し摩擦による減衰は考へぬ。

$$\left. \begin{aligned} I \frac{d^2\theta}{dt^2} + (m_1 l_1 + M_1 r_1) g \theta &= 0 \\ I &= m_1 l_1^2 + 2m_2 l_2^2 + M_1 k_1^2 + 2M_2 k_2^2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(16)$$

ここに、 $m_1, m_2, l_1, l_2$  等は既にのべたとほりであり、 $M_1, M_2$  は縦軸及び横腕の質量、 $k_1, k_2$  はそれぞれの支點軸のまはりの回轉半徑、 $r_1$  は縦軸の重心の支點からの距離である。

(16) 式から振動の週期  $T$  は

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{l_1}{g}} \times \sqrt{\frac{1 + \frac{M_1}{m_1} \left(\frac{k_1}{l_1}\right)^2 + 2\frac{m_2}{m_1} \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 + 2\frac{M_2}{m_1} \left(\frac{k_2}{l_1}\right)^2}{1 + \frac{M_1}{m_1} \frac{r_1}{l_1}}} \dots\dots\dots(17)$$

$M_1 = M_2 = 0$  とおけば

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{l_1}{g}} \times \sqrt{1 + 2\frac{m_2}{m_1} \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2}$$

となつて前の (13) 式に一致する。

また  $m_1 = m_2 = 0$  とおけば

$$T_0 = 2\pi \sqrt{\frac{r_1}{g}} \times \sqrt{\left(\frac{k_1}{r_1}\right)^2 + 2\frac{M_2}{M_1} \left(\frac{k_2}{r_1}\right)^2} \dots\dots\dots(17)'$$

となつて、これは重錘をつけないときの振動週期である。

(17), (17)' から  $r_1$  を消去すると

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{l_1}{g}} \times \sqrt{\frac{1 + \frac{M_1}{m_1} \left(\frac{k_1}{l_1}\right)^2 + 2 \frac{m_2}{m_1} \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 + 2 \frac{M_2}{m_1} \left(\frac{k_2}{l_1}\right)^2}{1 + \frac{4\pi^2 l_1}{g T_0^2} \left\{ \frac{M_1}{m_1} \left(\frac{k_1}{l_1}\right)^2 + 2 \frac{M_2}{m_1} \left(\frac{k_2}{l_1}\right)^2 \right\}}}$$

.....(18)

または振子自體の慣性モーメントを  $I_0 = M_1 k_1^2 + 2M_2 k_2^2$  として

$$I_0 = \frac{2m_2 l_2^2 - \left\{ \left( \frac{T}{2\pi \sqrt{\frac{l_1}{g}}} \right)^2 - 1 \right\} m_1 l_1^2}{\left( \frac{T}{T_0} \right)^2 - 1}$$

.....(19)

が得られる。そしてこの  $I_0$  は、 $m_1 g$ ,  $m_2 g$  をいろいろ變へてその都度  $T$  を實測することによつて實驗時に求められる。

$I_0$  が求まると、更に質量モーメント  $M_1 r_1$  も (17)' から求まる。即ち

$$M_1 r_1 = \frac{4\pi^2}{g T_0^2} \cdot I_0$$

.....(20)

各種の重錘を  $l_1 = 10$  cm,  $l_2 = 35$  cm,  $m_2 g / m_1 g = 2$  なるやうにとりつけて、その週期を實測した結果を第 3 表に示す。

第 3 表

	I	II	III	IV	V	VI	VII
重錘, g	$m_1 g = 0$	15	20	30	40	75	100
	$m_2 g = 0$	30	40	60	80	150	200
週期, sec	2.92	3.94	4.01	4.14	4.20	4.29	4.30

第 3 表の II, III, IV のデータから慣性モーメント  $I_0$  を求めると、

$$(I_0 g)_{II} = 21,000 \text{ g-cm}^2$$

$$(I_0 g)_{III} = 22,700 \text{ g-cm}^2$$

$$(I_0 g)_{IV} = 22,100 \text{ g-cm}^2$$

故に振子自體の慣性モーメント  $I_0 g$  は大體

$$I_0 g = 22,000 \text{ g-cm}^2$$

.....(21)

と見なされる。

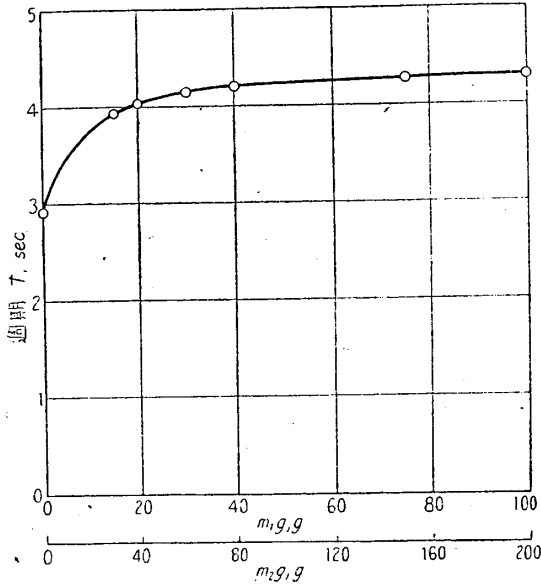
従つて (10)' から

$$M_1 g r_1 = 10.4 \text{ g-cm}$$

.....(22)

(21), (22) がきまれば, 振子の週期は各種の  $m_1g, m_2g$  について (17) 式から求められる。

第 21 圖の曲線は  $l_1=10\text{ cm}, l_2=35\text{ cm}, m_2g/m_1g=2$  の場合につき, 上のデータ



を用ひて各種の  $m_1g, m_2g$  に對する  $T$  の變化を計算から求めたもので, 圖上にプロットした點は第 3 表の實驗値である。

實際にはこの程度の緩速度範圍においては, 境界摩擦係數に及ぼす滑り速度の影響は極めて小さく, 事實上看過して差支へない。

つぎに摩擦係數を求める算式 (15) が, 振子の自重によつていかに修正されるかをみやう。

このときには第 20 圖からもすぐわかるやうに, (1) 式において

第 21 圖

$$Mgl = m_1gl_1 + M_1gr_1 \dots\dots\dots(23)$$

とおけばよい。従つて摩擦モーメントは

$$F = (m_1gl_1 + M_1gr_1) \frac{A_0 - A_n}{4n} \dots\dots\dots(24)$$

また振子の全重量を  $W$  とすれば

$$F = \frac{fWr}{\cos \beta} \dots\dots\dots(25)$$

にして,  $W$  は振子の自重  $w$  を算入すると

$$W = m_1g + 2m_2g + w \dots\dots\dots(26)$$

(24), (25), (26) から

$$\left. \begin{aligned} f &= C \frac{A_0 - A_n}{n} \\ C &= \frac{1 + \frac{M_1gr_1}{m_1gl_1}}{1 + 2\frac{m_2g}{m_1g} + \frac{w}{m_1g}} \cdot \frac{l_1 \cos \beta}{4r} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(27)$$

われわれの場合には  $\beta=45^\circ$ ,  $r=0.75$  mm,  $m_2g/m_1g=2$ ,  $w=97$  g,  $M_1gr_1=10.4$  g-cm,  $l_1=10$  cm を標準としてゐるから, それに対する  $C$  を求めると, 種々の  $m_1g$ ,  $m_2g$  に対して第 4 表に示したとほりである。(1)

第 4 表

重 錘, g	$m_1g=0$	15	20	40	60	80	100	200	$\infty$
	$m_2g=0$	20	40	80	120	160	200	400	$2 \times \infty$
$C$	2.53	3.48	3.64	4.00	4.18	4.29	4.36	4.52	4.71 <sup>†</sup>

後でのべるやうに,  $C$  の修正を行つても境界摩擦係数自體が運轉條件によつて異つてくるので, 比較のため, 何れかの運轉條件を一つ定めた方がいいはゆる油性試験においては便利である. 実際には, この試作試験機では荷重  $m_1g+2m_2g$  が 300 g をこえるとピボットの變形の影響らしきものがあらはれてくるので, あまり大きな荷重のところは使用できない. また徒らに摩擦面の磨耗を促進するのみでその必要もない. 一方あまりに輕荷重では週期がかなり短くなつてその効果があらはれる恐れがある上に, また充分境界状態を現出せぬかもしれぬおそれもある. それで結局,

$$\begin{aligned} m_1g &= 40 \text{ g} \\ m_2g &= 80 \text{ g} \end{aligned}$$

このときの週期は

$$T = 4.2 \text{ sec } (l_1 = 10 \text{ cm}, l_2 = 34 \text{ cm})$$

を以て標準試験條件に選んだ.

従つて  $f$  は第 4 表の  $C$  を用ひて, つぎの算式から求まる.

$$f = 4.00 \times \frac{A_0 - A_n}{n} \dots\dots\dots (28)$$

### 8. T 型試験機による實驗結果とその考察

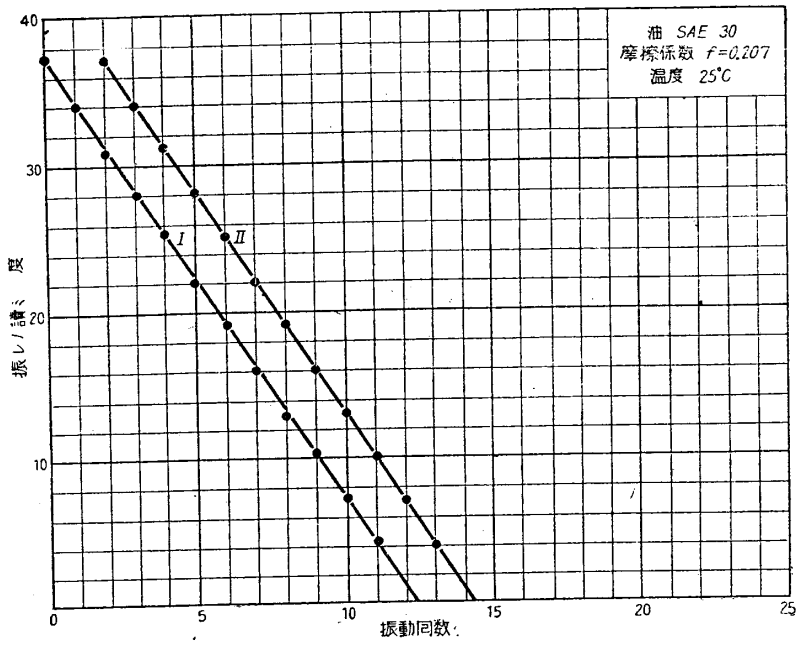
試験の結果は大體豫備實驗におけると同様であるが, ただ週期が約 4 sec にのびたため, ダンピングの測定に光挺子が不要になり, 直接眼でよみとれる點だけが相違する. そのために試験は一人ですみ, すべての取扱ひが極めて簡単になつた.

(1) 前報告(前掲1頁脚註)においては簡単のため  $M_1gr_1$  を省略し, 復元モーメントとして重錘によるもののみを用ひたため, (27) 式は簡単に

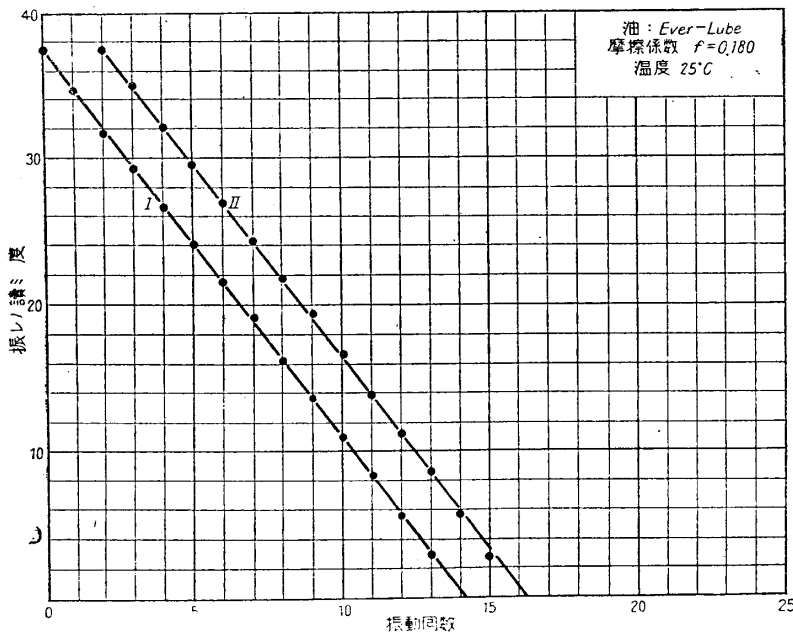
$$f = \frac{m_1g}{m_1g + 2m_2g + w} \cdot \frac{l_1 \cos \beta}{r} \cdot \frac{A_0 - A_n}{4n}$$

となり, 従つて (27) における係数  $C$  は常に一定値を使用した(但しこのときは  $l_1 = 11$  cm).

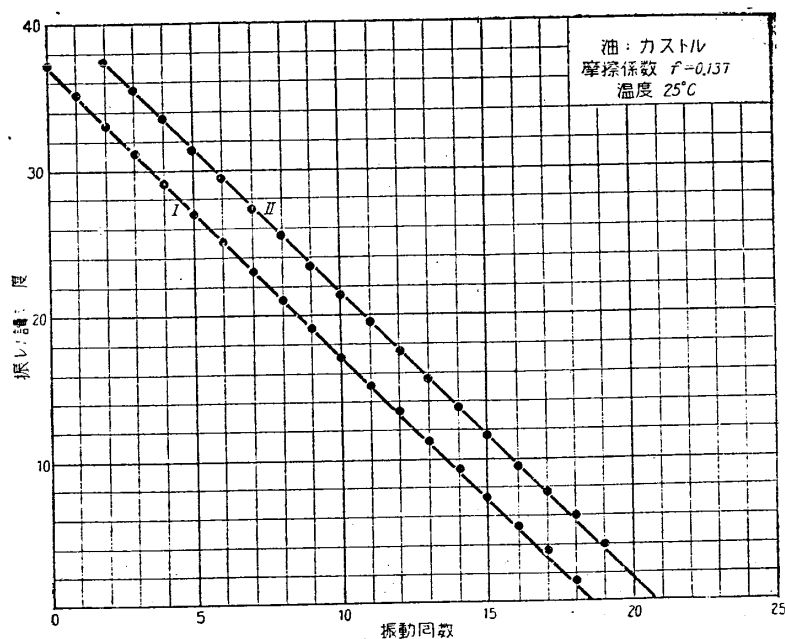




第 22 圖



第 23 圖



第 24 圖

比較のため、豫備実験に使用した各種潤滑油をそのまま使用して実験を行った。その結果の二、三を第 22~24 圖に示す。各線圖ともに連続して二回とつたデータをプロットしたものであるが、何れも綺麗に直線上にのり、且つ二つの直線は殆ど完全に平行してゐる。振動回数も週期も大體豫期した通りであつた。油の交換の際の洗滌が不十分であつたり、洗滌後のとりつけが不完全であつたりすると、時にこの直線の傾きが一回毎に多少偏位することがあつたが、後者は爾後取付けの際に一定の定規を用ふることによつてほぼ矯正することができた。

実験は何れも  $m_1g=40\text{ g}$ ,  $m_2g=80\text{ g}$ ,  $l_1=11\text{ cm}$ ,  $l_2=35\text{ cm}$  の場合のもので、このときの摩擦係数  $f$  はつぎのやうになる。(1)

$$f = 3.92 \times \frac{A_0 - A_n}{n}$$

実験温度は何れも約  $25^\circ\text{C}$ 、軸受面の荷重は第 2 表に示したやうに、 $P_{\max}=14.5\text{ kg/mm}^2$ ,  $P_{\text{mean}}=11.4\text{ kg/mm}^2$  である。

第 5 表は上式で算出した各種潤滑油の  $f$  である。

(1)  $l_1=11\text{ cm}$  となつてゐるのは前述した標準条件と異なるが、標準条件を選定するための豫備試験のデータをそのまま引用したのでこのやうになつた。本質的には何れでも差支へない。

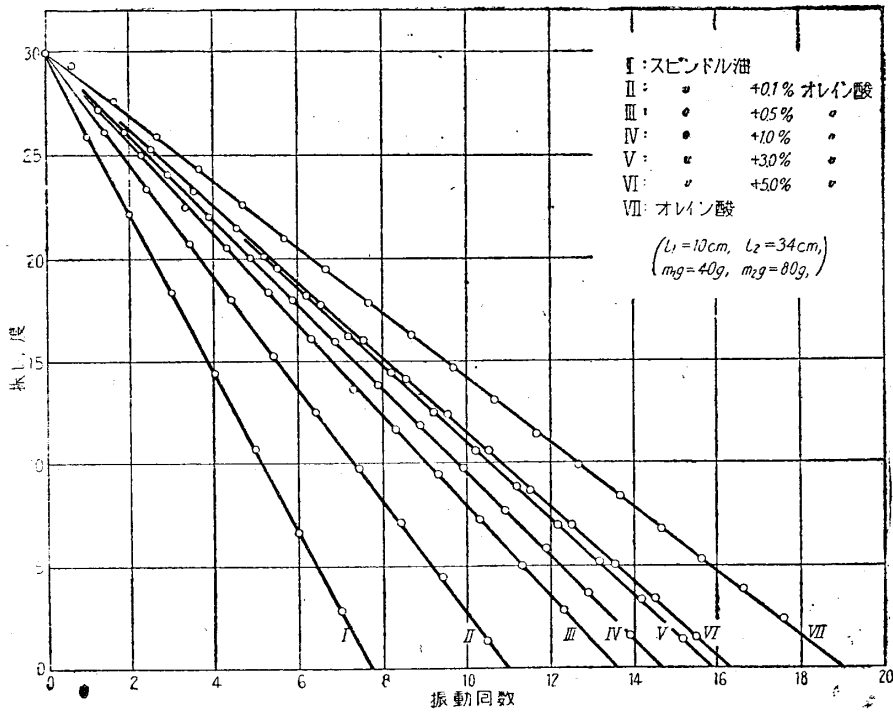
第 5 表

使用油	SAE 30	SAE 60	赤コウモリ リモビル	Ever Lube	Germ- motoil	Costrol CW	カストル油
$f$	0.207	0.200	0.192	0.180	0.158	0.157	0.137

第 5 表のデータを第 9 圖と比較すると、各種潤滑油に対する摩擦係数の相互順位が一致し、その相互関係も大體一致してゐることがわかる。ただこの場合には、豫備実験の場合に比較して  $f$  の絶対値が全體として多少大きくあらはれてゐるだけである。

この摩擦係数の大きくあらはれた原因は色々あらうが、先づ仕上面の差違、特に T 型試験機におけるローラー・ピボットの仕上げが豫備実験に用いたローラーに比較して不充分であつたこと、摩擦面積が豫備実験におけるよりもずつと小さいこと、また滑り速度が全體として豫備実験に於けるよりもずつと低く、それだけ静摩擦係数に近い高い値を示すだらう等が大きな原因と思はれる。

なほこの T 型試験機の性能をみるために、一二の飽和並びに不飽和脂肪酸分子の油性向上剤として効果を実験した結果を示さう。



第 25 圖

第 25 圖はスピンドル油に若干量づつのオレイン酸を添加して、0% より 100% に到るまでの各試料に對して、振子の減衰曲線がいかん變化するかを示したもので、既に前に示した幾多のデータの示すやうに、このときにも満足すべき精度の減衰直線が得られてゐる。そして極めて少量の添加劑に對しても、この試験機はかなりはつきりとその効果を示すことがわかる。各直線に對する添加量は圖中に示してある。

同様の直線群はパルミチン酸に對しても得られる。

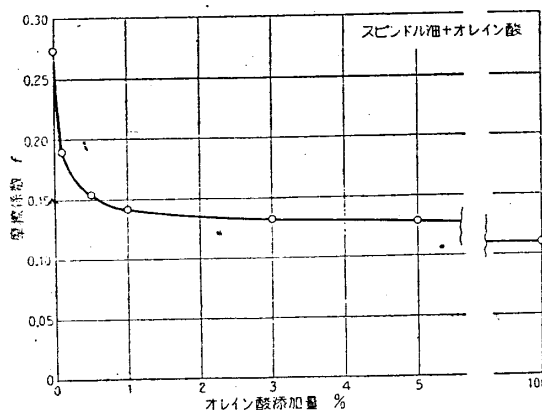
かやうにしてオレイン酸及びパルミチン酸に對して得られた各減衰直線から、(28) 式によつて摩擦係數  $f$  を算出し、各種添加量に對して表示すると第 6 表のやうになり、更にこれらを曲線で示すと第 26, 27 圖のやうになる。

第 6 表

番 號		I	II	III	IV	V	VI	VII
添 加 量 %		0	0.1	0.5	1.0	3.0	5.0	100
摩擦係數 $f$	オレイン酸	0.272	0.190	0.154	0.142	0.132	0.128	0.110
	パルミチン酸	0.272	0.156	0.129	—	0.118	0.115	—

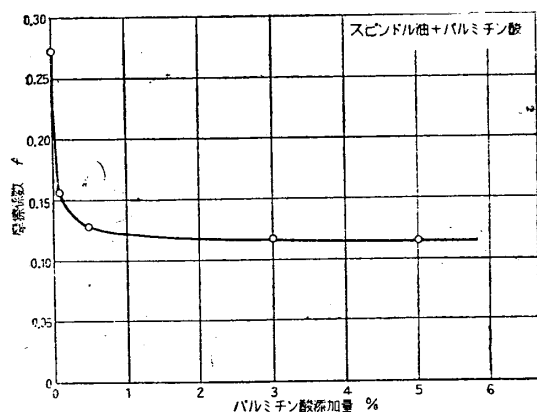
圖から明らかなやうに、これらの各點は何れも綺麗な曲線上にのり、各添加量に對する摩擦係數の低下の様子が、定性的のみならず、定量的にもよく知られる。即ち初めの 0.5% 位まではその添加の効果は極めて顯著で、100% 添加に對する低下の既に 70% 内外を低下し、あとは徐々に、そして 1% をこえるとほぼ飽和して殆ど平坦になる。

こゝにパルミチン酸は C が 16 の長鎖狀脂肪酸で、その金屬面上の配列も良好であることが知られてゐる(1)から、こゝに若干量の添加によつて著しい摩擦係數の低下のおこることは當然であらうが、オレイン酸は不飽和



第 26 圖

(1) Y. Suge. On lubricants. Part I—Physical properties of lubricants. Sc. Pap. I. P. C. R., No. 838, Vol. 34, 1938.



第 27 圖

何れにもせよオレイン酸の場合には、飽和脂肪酸のある種のもののように明瞭な配列は示されないが、やはり一種の不規則な且つ強力な吸着を行つてゐることは上の結果からも明らかに推定でき、いはゆる正しい配列を示さないものでも油性向上効果はやはりありうるわけである。

そこで再びかやうな摩擦係数の各種潤滑剤による相違をいかなる量を以てあらはすか、即ちいはゆる油性のあらはし方であるが、油性の本質はさておき、暫定的に摩擦係数なるディメンションのない物理量を以てすることはやはり一應認めていゝと思ふ。たゞ實際問題として、前にものべたやうにこの摩擦係数は単に潤滑剤のみでなく、その運轉条件によつてかなり相違するのであり、従つてそれらの運轉条件の相違にもかゝらず、それらに共通な絶対的油性値または摩擦係数を定めんとすることは不可能に近く、またその必要もないと思ふ。むしろ各種の油の定量的な比較、または大小関係の方が大切なのであるから、この意味ではある特定の試験機に對する特定の試験条件（主として試験荷重）を選んで、そこで比較試験をやつて充分目的を達し得る筈である。この意味で T 型試験機による  $f$  と豫備實驗における  $f$  とが絶対的に相違したとて、試験機として特に重大な意味はあるまい。要は各種の油の油性の大小関係を正確に示すことである。但しその絶対値は使用した標準試験機と運轉条件とに独自のもので、油のみに絶対的に與へられるものではない。従つ

- (1) 一般に同一系統の化合物では分子量の大きいほど摩擦係数の低いことが知られてゐる。<sup>(2),(3)</sup>
- (2) W. B. Hardy. Friction, surface energy and lubrication. "Colloid Chemistry, I" (By J. Alexander). New York, 1926.
- (3) F. P. Bowden and L. Leben. The friction of lubricated metals. Phil. Trans. Roy. Soc., Vol. 239, 1940.

て肝要なことは、いかなる試験機によつても、常に各種試料の油性値の相対的大小関係が一致することである。

## 9. 結 言

以上単振子式の油性試験機から出發して、T型振子式油性試験機を試作するまでの経過を敘述したが、これを綜合して結論的なことを抽出するとつぎのやうになる。

(1) 振子式油性試験機はその精度の高いことが何よりの長所である。T型のものは、構造も簡單で且つ輕量でもあるため、一人で試験することができ、また精度も高いから、化學實驗室的には一應實用できるだらう。

(2) 温度をかへて試験することは、不可能ではないが構造上不適當なので、この試験機には試みなかつた。(併しこれはつぎの試作品で試みる筈である。)

(3) 振子の型式上、このT型試験機では横腕の重錘と縦軸の重錘との比を一定にしておけば、荷重の全量が變つても週期には殆んど變化はないから、他の條件を一定にして荷重の大小のみの影響をみることができる。同様に、横腕または縦腕の重錘の位置を調節することによつて、他の條件を一定にして週期(平均滑り速度)の變化の影響のみをみることもできる。

しかし實際問題として、あまり大きな荷重を加へると、摩擦面の磨耗が著しく進み、且つピボット・ピンの撓みの影響があらはれてき、しかも荷重を大きくしてもその影響は齧りのおこらない範囲においてはやはり大體第10圖に示したと同様の経過を示すことが豫想できるので、このT型試験機としては特に大きな荷重のところは試みなかつた。その上、既に前にも述べた様に摩擦係數であらした油性値自身が既に一定の運轉條件を與へぬ限り、一義的に定まらぬ性質のものである以上、その必要もあるまい。要するにこのT型試験機は、常溫、小荷重(といつても數十kg/mm<sup>2</sup>の荷重を加へることは難くない)において、各種の油の油性の大小關係を實驗室的に簡單にチェックする程度の利用性をもつものといへよう。

(4) 摩擦面のうち、平面は比較的仕上げが容易であるが、ピボットの圓筒面の仕上げは充分になし得ない缺點があつた。摩擦係數が豫備實驗(ローラー軸受用のころを使用)におけるよりずつと大きくあらはれた最も大きな原因と思ふ。

(5) 本試験機の設計では、前に述べたやうに摩擦面の取付けの整一を期し難い缺點があつたが、それは取付けの際、適當な定規を用ひ、できれば擦合せ用のルージによつて、接觸面が正しい四本の直線で示されるやうに調整することによつて殆ど克服される。但しこの取付に關してはつぎの試作のときにも少し簡單にゆくやうに改めたい。

なほ本研究は主として日本學術振興會の研究補助費によるものであり、富塚所員の御指導によることが多かつた。末筆乍ら厚く謝意を表す。(昭和18年6月、於航空研究所發動機第一部)