

タービン潤滑油の検討 (第3報)

—油性について—

高橋 治 男* 茂庭 喜 弘**

Studies on the Turbine Oils (Part 3)

— The Oiliness —

By Haruo Takahashi, D.S. and Yoshihiro Moniwa
Hitachi Research Raboratory, Hitachi, Ltd.

Abstract

Discussions about the necessity of the oiliness of turbine oils are often held in this country, but the arguments seem not to be based on the exact knowledge of the oiliness of new turbine oils.

The writers measured the oiliness of almost all kinds of turbine oils on the market in Japan, and discuss on that data how the oils differ in oiliness from each other and what sort of oiliness is needed in the actual use.

〔I〕 緒 言

タービン潤滑油に油性がどの程度に必要であるかについては、世上の議論は一致していない。境界潤滑が問題となる部分は、ベアリングおよび歯車であるが、Allis Chalmer 社の C.D. Wilson⁽¹⁾ はつぎのごとく述べている。

「タービン油の油膜強度を適当な添加剤の使用により改良することは、現在の設計のギヤやベアリングの負荷能力を増大するだろうから、望ましいかも知れない。しかし従来知る限りにおいては現用のタービン油がこの性質を欠くからといって特に面倒が起つたことはない。」

しかし電力中央研究所の河村氏ら⁽²⁾は油性良好なことをタービン油の必要条件と説いており、油性の良否の判定がタービン油選択に際して必要なりや否やに迷う向も少くない。

勿論油性良好なるに越したことはないが、果してどの程度までの油性が必要であるかを決定するには、現在使用されておる各種タービン油の油性の差を試験し、この差が実用運転成績上いかにあらわれていたかを実例に基づき検討することが必要であろう。

実用成績についての検討はかなり難しいことに属する

* 日立製作所日立研究所 理博

** 日立製作所日立研究所

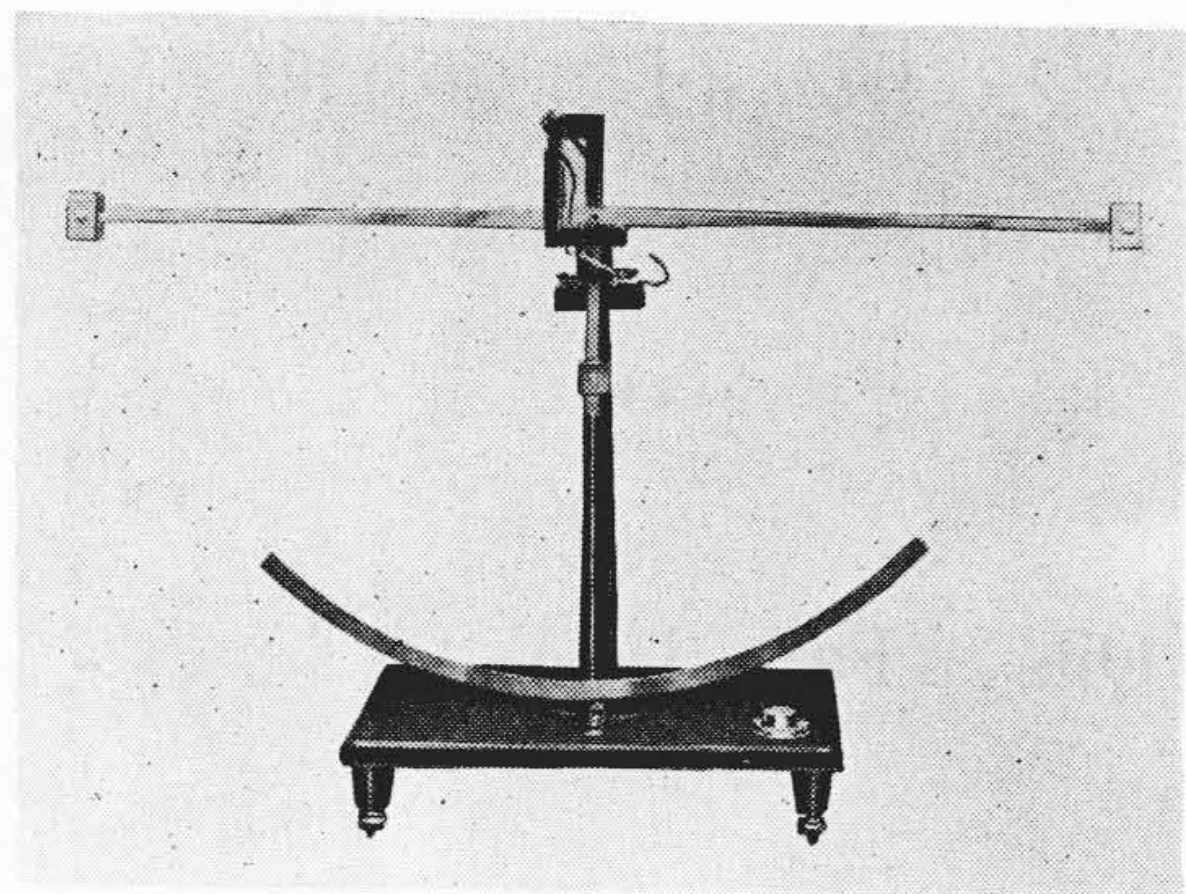
ので、直ちにこれを行うことはできないが、各種タービン油の油性の差の試験を行うことは難しくないので、われわれは本邦市販タービン油のほとんど大部分のものにつきこれを試験し、今日のタービン油の油性の実状を捉えんとした。

〔II〕 油性および油性の測定

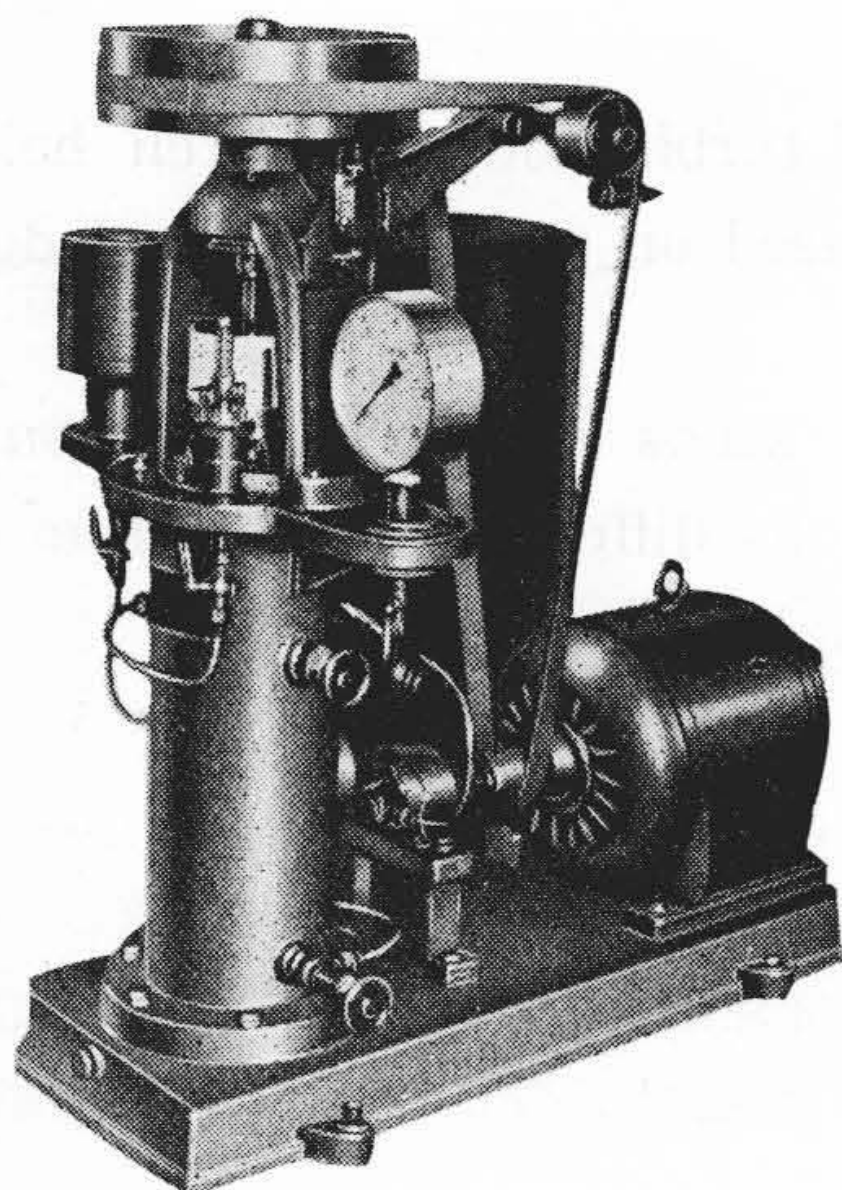
油性 (Oiliness) は、境界潤滑 (Boundary Lubrication) の場合に問題となる。境界潤滑は二つの物体がきわめて近く接触して動く場合の問題で、高圧、低速、低粘度などの原因により、物体間の潤滑油量が減少して分子数をもつて数える程度の薄層となつた場合に起り、この場合には摩擦は油の粘度には関係せず、ある種の物理化学的特性に関係してくる。この特性はたとえば油分子の物体への固着性とか、吸着配列の仕方とか、油分子の可撓性とかであり、現在なお研究されつゝある点である。

結局油性を比較測定するには、かゝる状態下に油を置いて摩擦係数を測定するとともに、その測定に際しての摩擦の起り方、油膜の強さ、ひいては焼付の起り方を検討せねばならない。

油性試験機には種々の型のものがあり、測定条件、測定事項も多少づゝ異り、油性の良否の順が試験機によつて異なることもあるといわれたこともあり、多少曖昧な点がないでもない。しかしそれらの検討は後日に譲るとし



第1図 振り子式摩擦係数測定機
Fig.1. Pendulum Type Boundary Friction Tester



第2図 四球式油性試験機
Fig.2. Four Ball Oiliness Tester

て、ここでは今日本邦で最も広く用いられており、現在機械学会潤滑油および潤滑部門委員会⁽³⁾で日本標準試験機として採用せんとしている振り子式摩擦係数測定機および四球式油性試験機によつて、タービン油を比較検討せんとした。

これらの機械は東大曾田教授の改良されたもので、その原理、性能については詳細の発表がある⁽³⁾⁽⁴⁾。こゝでは第1図および第2図にその外観を写真にて示し、以下に少しく説明を加えるのみとする。

振り子式摩擦試験は天秤状の形態をし、その振子の支点がローラー状ピボットでできており、これの支持台は三角状溝であつて、この間に線接触が行われる。この接触面に油膜を与え、荷重を適当にして境界潤滑状態を現出せしめ、そのときの摩擦係数を測定するのに、振子を振動せしめてその減衰よりこれを求めようとするものである。

測定を行つたときの条件は、全荷重 297 g、摩擦部に

かゝる最大圧力 14.5 kg/mm²、平均圧力 11.4 kg/mm²であり、最大滑り速度 0.6 mm/s、平均周期 4.0s、測定は室温で行つた。

四球式油性試験機は、上記の試験機よりさらに高圧における油性を測定するものであつて、軸受用鋼球3箇を平らに置き、これに上部より他の1球を接触せしめて三つの接触点を構成し、下の3箇を回転せしめて上球と摩擦せしめてその力を測る。荷重を漸次増加しつゝ摩擦力を求めついに焼付点まで測定を続ける。球の磨耗痕を顕微鏡により観察し、磨耗状況について知ることができる。

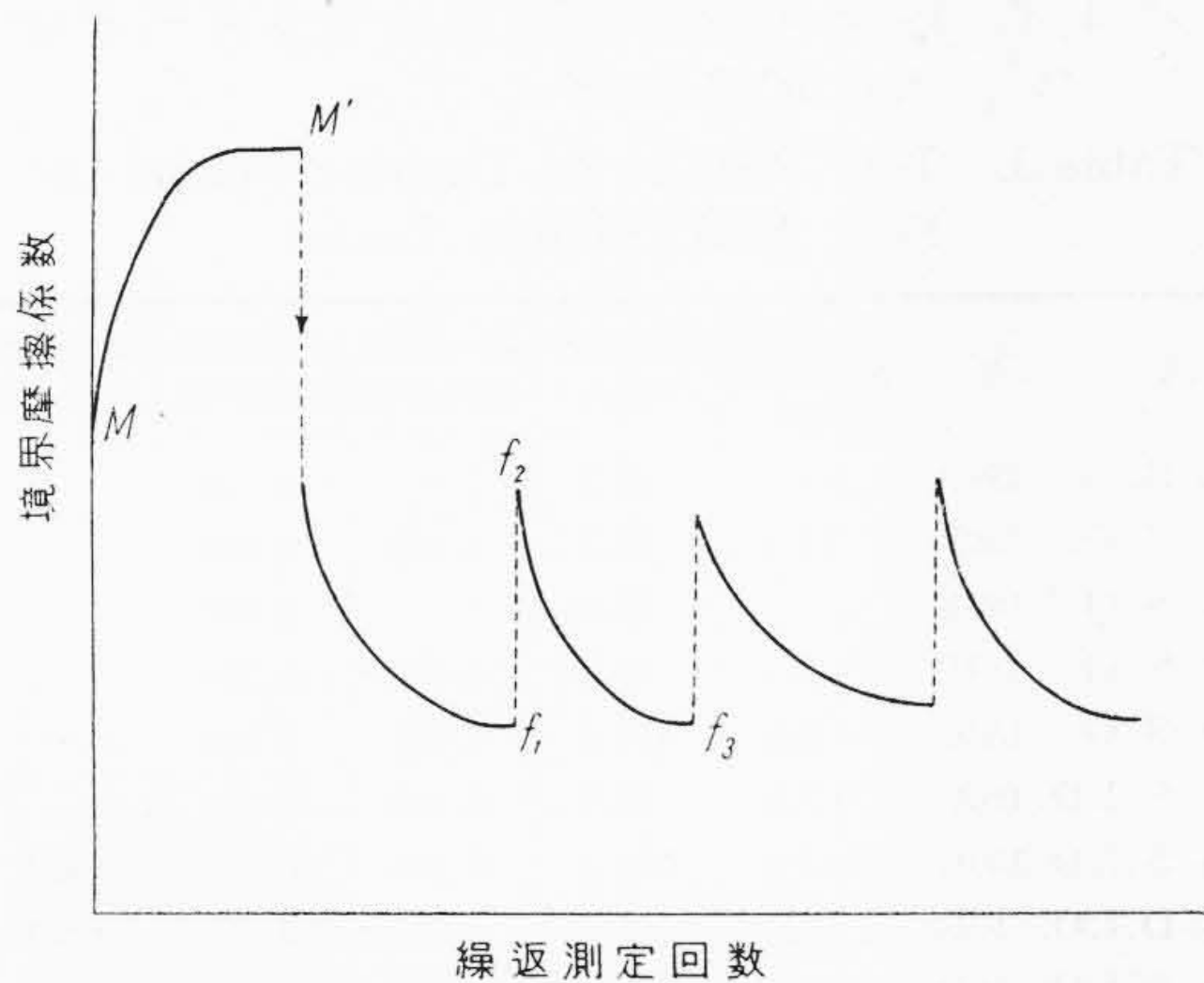
この試験機での試験条件は、縦軸回転数 200 rpm、鋼球径 3/4"、滑り速度 114 mm/s、負荷速度 0.5 kg/cm²/mn で標準状態での試験を行つた。

〔III〕 油性測定上の配慮事項

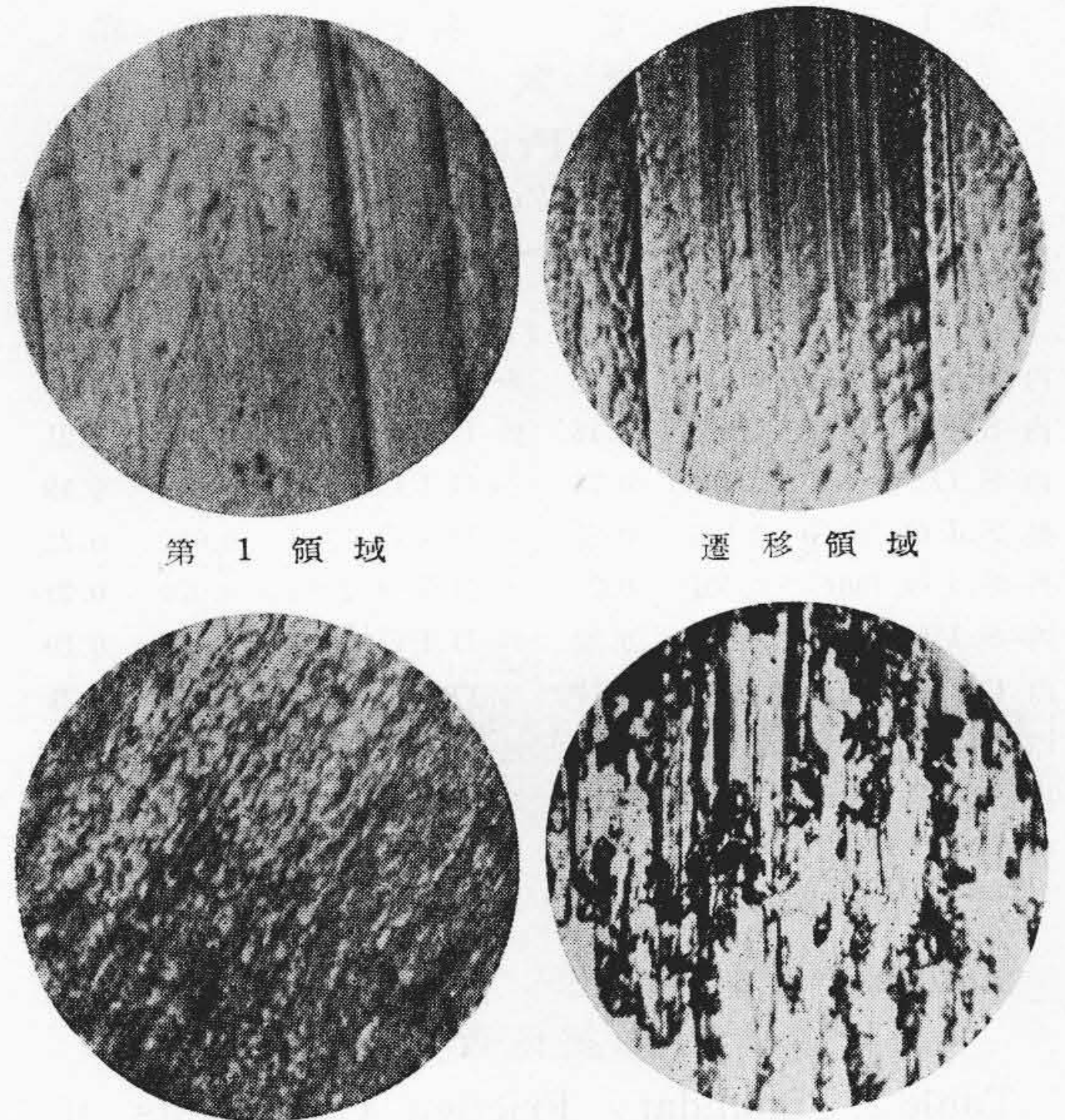
油性は摩擦面に附着した油の薄膜によつて呈せられる現象であるため、微量の他種油の残存によつて影響をうける。したがつて新しい油について測定する前に摩擦面を洗滌して全く清浄にせねばならない。曾田氏ら⁽⁴⁾はガソリン、ベンゼンなどを使用して洗滌し、永井氏ら⁽⁵⁾はガソリン、メチルアルコール、エチルアルコールなどを使用した方がよいと考えた。これらの溶剤を使つた場合でも、洗滌法にも注意が必要である。すなわち振り子式摩擦試験機のピボットおよび承台を洗滌するのに冷ベンゼンにて繰返し洗滌した後、摩擦係数を測定すれば 0.42、沸騰ベンゼン中に入れて繰返し洗滌した場合 0.45 弱、ソックスレー抽出器にベンゼンまたはアセトンにて 5~6 時間繰返し抽出洗滌した場合 0.466 となり、最後の方法による場合が最も高い。またこの方法によればきわめて再現性よく、この高い摩擦係数値をうる。したがつてこの値がほぼ完全に清浄な固体面の摩擦係数と思われる。

機械学会潤滑油および潤滑部門委員会で「振り子式摩擦試験機の標準固体摩擦係数」と称しておる値は 0.45~0.47 であり、上述の値は丁度これと一致する。

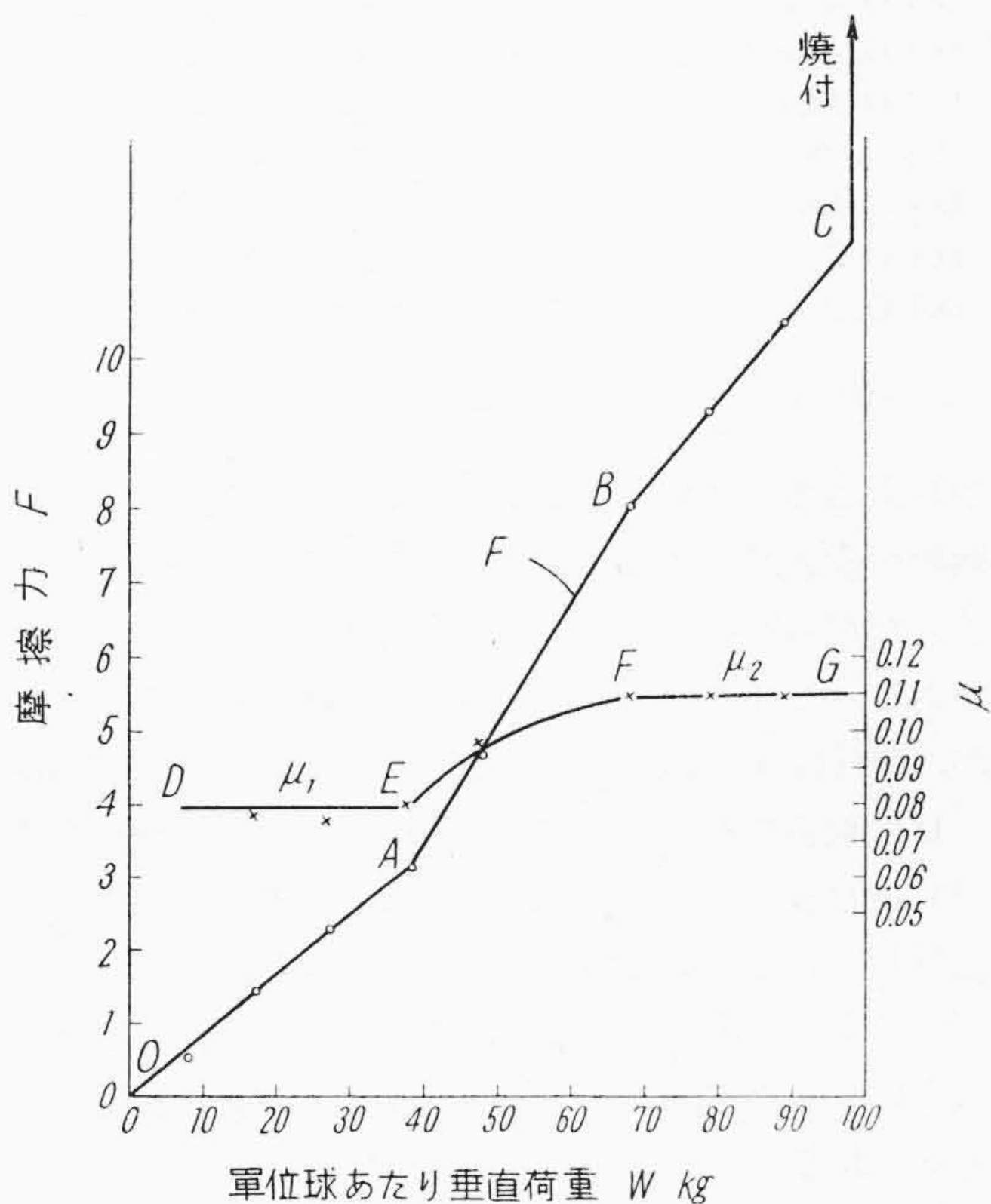
この試験機による測定の経過は第3図のごとくである。すなわち M より M' までは清浄摩擦面の固体摩擦係数の連続繰返測定値であつて、上述の標準固体摩擦係数に達するまで抽出洗滌を繰返し、最高値に達した M' 点において、試験油を摩擦面に滴下する。これより測定を繰返して行くと、摩擦係数は次第に低下して f_1 の最低値に到達する。こゝで振子の梁を少し動かすと再び摩擦係数は上昇し f_2 点に到るが、測定を連続して繰返して行くと、再び最低値 f_3 点に到つて安定する。この摩擦係数が大きい間は恐らくピボットが不安定な位置にあ



第3図 振り式試験機による測定説明図
Fig. 3. Figure for Explaining the Test Result by the Pendulum Type Tester



第5図 四球式油性試験機用鋼球磨耗痕の顕微鏡写真 (×100)
Fig. 5. Microscopic Photographs of Eroded Steel Ball Used in Four Ball Oiliness Tester



第4図 四球式油性試験機による測定例
Fig. 4. Example of Test Result by the Four Ball Oiliness Tester

り、別の力が摩擦モーメントを大にするように作用しておるのであつて、最低値に安定した場合がなんらの妨げなく振動作用が行われておる場合と考えられこの最低値をこの場合の境界摩擦係数としてとることとした。

四球式油性試験機では鋼球の洗滌は同じくベンゼンによるが煮沸洗滌に止めた。この場合は固体摩擦係数の測定は行わぬ。高圧のため直ちに傷ついてしまうからである。この機械による測定結果は第4図のごとくである。

すなわち垂直荷重を増加して摩擦力を測定し、OABCのごとき結果をうる。これより摩擦係数 μ を算出して図示すれば、DEFGの曲線となる。OAすなわち摩擦係数 μ_1 の領域においては、鋼球の摩擦点を顕微鏡にて点検するも引搔傷を認めない。すなわち未だ完全に油によつて潤滑が行われている。BCすなわち摩擦係数 μ_2 の領域においては、鋼球の接触点には激しい磨耗が起つており、加圧を進めれば、C点において焼付を示すものである。ABすなわち摩擦係数が μ_1 から μ_2 へ移る領域では、鋼球接触点の状況はこれら二状態の混合したような様相を示す。これらの状況は第5図の写真によつてあきらかであろう。これら3つの領域を、それぞれ第一領域、第二領域、遷移領域と称する。これらの領域が幾何の圧力範囲で現れるが、各領域内における磨耗の状況などを調べて油性の良否を判定する。

[IV] 油性測定結果

振り式摩擦係数測定機による結果を第1表および第2表(次頁参照)に示した。第1表はタービン油新油についての値、第2表は劣化タービン油および若干の機械油についての測定値である。表中所載の試油名称は第1報⁽⁶⁾にならつた記号により示してある。

この結果を見ると外油に比し内地油の方が一般に境界摩擦係数は小であり、内地油でも直溜油で溶剤精製でな

第 1 表 タービン新油の境界摩擦係数

Table 1. Boundary Friction Coefficients of Some New Turbine Oils

試油	酸価	境界摩擦係数	試油	酸価	境界摩擦係数
内-S.O. 180A	0.030	0.16	内-D.I.O. 180C	0.017	0.19
内-S.O. 180D	0.006	0.16	外-D.I.O. 90G	0.025	0.21
内-S.O. 180F	0.006	0.18	外-D.I.O. 220H	0.050	0.19
外-S.I.O. 90G	0.005	0.21	外-D.I.O. 120 I	0.080	0.22
外-S.I.O. 180G	0.001	0.21	外-D.I.O. 210 I	0.070	0.22
内-S.I.O. 180C	0.005	0.22	外-D.I.O. 90 J	0.030	0.19
内-D.I.O. 90B	0.124	0.17	外-D.I.O. 180 J	0.030	0.21
内-D.I.O. 120B	0.160	0.16	外-D.I.O. 210 J	0.040	0.21
内-D.I.O. 200B	0.012	0.17	外-D.I.O. 220K	0.060	0.19
内-D.I.O. 180C	0.017	0.21			

第 2 表 劣化タービン油および各種機械油の境界摩擦係数

Table 2. Boundary Friction Coefficients of Deteriorated Turbine Oils and Several Machine Oils

試油	境界摩擦係数	試油	境界摩擦係数
白スピンドル油	0.23	30 モビル油	0.18
150スピンドル油	0.20	不溶性切削油	0.12~0.15
110 ダイナモ油	0.20	劣化タービン油	
160 マシン油	0.19	外-D.I.D. 201 I*	0.16
車軸油	0.17	内-S.O. 180B†	0.16
120 シリンダ油	0.15		

(註) * 酸価 0.13 KOH mg/g † 酸価 0.51 KOH mg/g

いものの方が小さい値を示しておる。外油では、0.19~0.22 の範囲にあり、内地油では 0.16~0.21 の範囲にある。

直溜油の場合には溶剤精製でないので、天然成分で減摩に有効な物質が除去されずに残留することも考えられるし、これらは内地原油であつて油質が違ふことも考えられる。B社の二重抑制油は境界摩擦係数が小さく、C社のものはやゝ高い。これらはいずれもアラビア原油の溶剤精製後、防錆および酸化防止剤を添加したものであり、添加剤の差異によるものである。

第 2 表の劣化タービン油は、船舶に使用されたものである。機械油の各品種も、製造会社などによつて相当差があるが、こゝには各代表的なもののみを示した。これらの値に比較すると、タービン新油の場合、内地直溜油の 0.16 なる値はなかなか良い値であり、外油の 0.19~0.22 なる値もまず一般機械油なみとみなされ、かつこの値も多少の劣化によりたやすく減少すると思われる。

つぎに四球式油性試験機による試験結果を第 3 表に示した。この結果は、上述の振子式摩擦試験機の場合と異なり、各タービン油により複雑な差違を示している。まず

第 3 表 四球式油性試験機によるタービン油の試験結果

Table 3. Test Results of Turbine Oils by the Four Ball Oiliness Tester

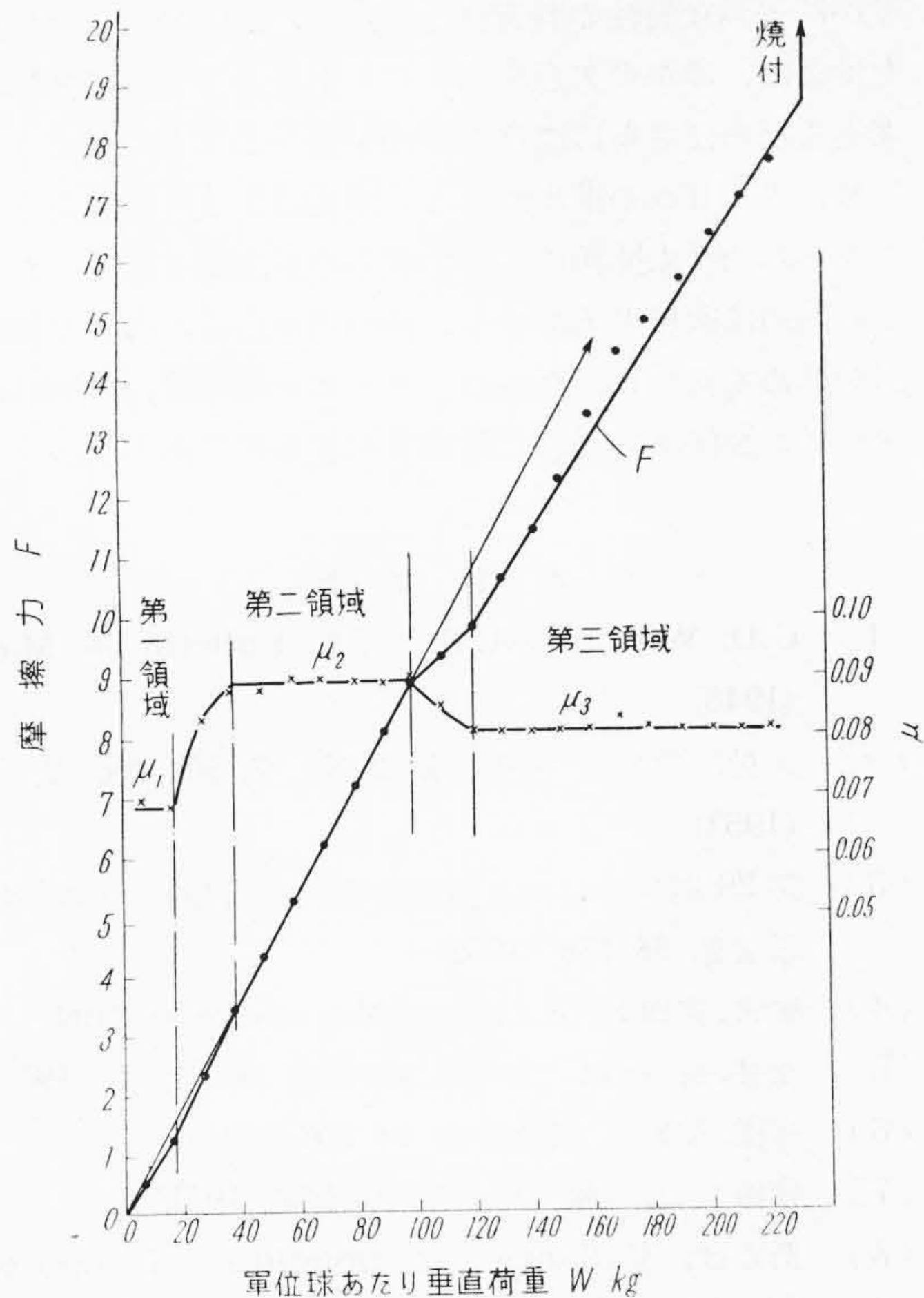
試油	第一領域 限界荷重 (kg)	焼付荷重 (kg)	第一領域 摩擦係数	第二領域 摩擦係数	第三領域 摩擦係数
内-S.O. 180A	—	89.1	—	0.110	—
内-S.O. 180D	17.4	99.4	0.069	0.099	—
内-S.O. 180E	—	68.6	—	0.108	—
内-S.O. 180F	7.1	89.1	0.046	0.240	—
内-S.O. 180C	7.1	109.6	0.072	0.102	—
内-S.I.O. 180C	7.1	78.9	0.048	0.090	—
外-S.I.O. 180G	17.4	263.4	0.068	0.089	0.081
外-D.I.O. 90G	17.4	191.6	0.068	0.088	0.081
内-D.I.O. 90B	37.9	140.4	0.076	0.097	—
内-D.I.O. 140B	37.9	150.6	0.085	0.096	—
内-D.I.O. 200B	58.4	109.6	0.086	0.106	—
内-D.I.O. 180C	7.1	78.9	0.046	0.092	—
内-D.I.O. 140C	7.1	78.9	0.060	0.085	—
外-D.I.O. 160H	37.9	89.1	0.077	0.092	—
外-D.I.O. 220H	48.1	109.6	0.085	0.096	—
外-D.I.O. 90H	24.0	89.1	0.068	0.092	—
外-D.I.O. 120 I	17.4	232.6	0.068	0.089	0.081
外-D.I.O. 90 J	17.4	119.9	0.074	0.092	—
外-D.I.O. 180 J	17.4	109.6	0.052	0.092	—
外-D.I.O. 210 J	17.4	171.1	0.058	0.090	—
外-D.I.O. 220K	7.1	99.4	0.072	0.102	—

(註) 荷重は鋼球一箇当りの垂直荷重を示す。

内地製直溜油では第一領域がないもの、すなわちこの試験機の荷重範囲では鋼球が磨耗を起さず測定しうる範囲なく、ただちに第二領域となり焼付まで行つてしまうものがある。これの振子式試験機での摩擦係数は小さかつたが、耐圧性すなわち油膜強度としては弱いことがわかる。D社製品のみやや高い第一領域限界荷重と焼付荷重を示しておる。二重抑制油になると、大抵はこれらの値が上昇している。C社製品のごとく、直溜油でも、単純抑制油でも、二重抑制油でも、これらの値がほとんど変らぬものもあるが、多くは添加剤により改善されるものと考えられる。

G社およびI社製品は第二領域で荷重を増加して行くと、焼付きに到らず、摩擦係数が急変して第三の領域を現出する。この様子の一例は第 6 図に示した。このことは再現性があり、これらの油の特長である。G社製品では、単純抑制油にも二重抑制油にも現われるから、防錆剤のせいよりも酸化防止剤のせいと考えられる。この現象は第二領域で磨耗が起つても焼付がなかなか起らぬため、接触面積が増大して見掛上摩擦係数が小さい第三領域が現われたものと考えられる。この場合酸化防止剤等が焼付を防止するような極圧添加剤的役目をするものではないかと考えられる。

第一領域荷重と焼付荷重との間には特に関連も見当ら



第6図 四球式油性試験機によるI社タービン油の試験結果

Fig. 6. Four Ball Oiliness Tester Test Result of a Turbine Oil Made by I-Co.

ず、前者の大きいものは後者も大きい傾向はあるが確然としない。第一領域摩擦係数、第二領域摩擦係数等の数値に到つては、その差に特に意義を求めることはなお難しいようである。

[V] 考 察

曾田氏⁽⁷⁾は潤滑油評価の項目として、発動機用潤滑油の場合、振子式試験機による境界摩擦係数、四球式試験機による焼付荷重、磨耗痕の大きさ、および耐熱性の四つを挙げている。タービン潤滑油の場合、耐熱性の代りにあきらかにA.S.T.M.安定度試験値をとるべきであるが、前三者の代りに何をとりべきであろうか。上述の測定結果からは油性の判定には、四球式試験機による第一領域荷重の大小の比較が有効であろうと考えられる。

河村氏⁽²⁾が水車潤滑油の場合に問題としておるのは振子式試験機による境界摩擦係数であるが、同氏はこれが0.157の油(酸価0.164)に、シリンダー油を加え、油性を0.143に改良したため、ガイドメタルの温度上昇、したがって焼付を防止できたことを報告しており、これより油性の必要を強調されたが、その際の油の50°C粘

度が前者で162.4、後者で207.8と記録されており、粘度の変化も大なることに注意せねばならない。

ベアリングの摩擦係数 μ とベアリング面の圧力 P 、回転数 N および油の粘度 Z との関係、すなわち μ と ZN/P との関係はベアリング設計および潤滑上の根本であつて、 ZN/P をある一定値(Bearing Modulus; これはベアリングの材質、構造に関係する。)以上にとる場合は、ベアリングは流体潤滑の状態に保ちうる。仮に河村氏の検討された場合、ベアリングが境界潤滑状態にあつても、粘度 Z を増大させただけでもこの状態から脱したわけであり、粘度の効果を検討した上で境界摩擦係数の影響を検討する必要がある。

ベアリングの焼付が問題になるのは、油粘度の不適當、油粘度の低下等が油の側から考えると主要原因となろう。油粘度の低下は油の劣化、油と異物特に水分の多量の混合などが原因となると考えられる。機械の側から考えると、設計、据付、運転の不適當なことがあれば問題で、特に振動を伴う場合、ベアリング面圧力 P の瞬時的増大を伴つて、流体潤滑域から境界潤滑域への移行が考えられる。油の粘度 Z を大きくとれば流体潤滑に有利であるが、油の流体摩擦損は増大して油温は上昇する。冷却系の効果とにらみ合せて、なるべく粘度の高いものを選ぶ方が安全である。

油性の必要なのはベアリングよりもむしろ歯車に対してである。ウォームギヤー、船用タービンの減速ギヤー等においては運転中絶間なく境界潤滑状態が現出する。この場合にも油の粘度が高ければ、歯あたりを弛めることができるため、最近の船舶用タービン油は180番よりも200~220の粘度のものを賞用する傾向にあるが、油性も改良されることが望ましい。しかしこの場合の油性としていかなるものを必要とするかについては、歯車自体とともに機械的研究を必要とするが、摩擦係数よりは油膜強度が大切であることと考えられる。前述の四球式試験機の測定結果からも、摩擦係数には著しい差は生じないことがわかる。油膜強度が強く四球式試験機でいえば第一領域が広く高荷重まで持ち、歯車面の滑り接触の間に磨耗痕を生ぜぬことが大切である。たゞしこのことは上記測定値で良好なものが良いという意味ではない。油膜強度測定が、歯車の接触と近似の条件(速度、温度等)で行われねばならず、上記測定結果にはまだ検討の余地がある。

[VI] 結 言

本報では近時本邦で油性がかなり問題とされるのに鑑み、各種市販タービン油の油性を振子式摩擦係数測定機および四球式油性試験機で吟味した結果を報告した。

前者による結果は、本邦製の直溜油の方が外国製の抑制剤入りタービン油にまさっているが、タービンにおける油性の意味から考えて、この振子式試験機による結果にはあまり意義を認めにくいと思う。

これに対し、後者の四球式試験機による結果は、油による差違が大きく、実際のタービンの場合、特に歯車の場合に関連して大いに考えさせられるものがある。タービン油の油性判定にこの試験機の本報の条件で良いか否かは検討し直さねばならぬが、かかる高圧での油膜強度こそタービン油の油性として要求さるべきもので境界摩擦係数よりも大切と考える。

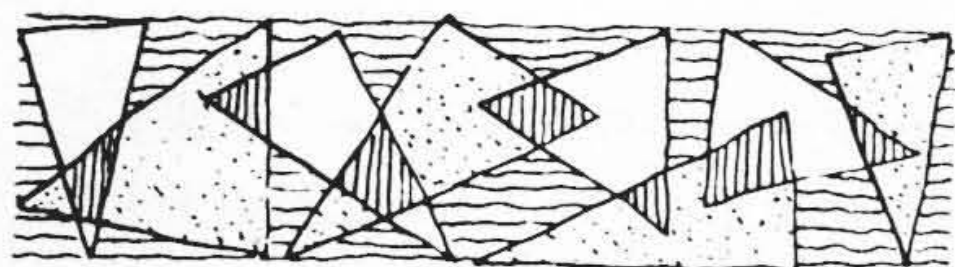
さて実際に使用されて、油性の良否が判然と現われるか否かという問題には簡単に答を出すことは難しい。ベアリングの場合、粘度適正、機械も良好でもときに何かのショックで面圧が増大し、境界状態が現出すると油性が問題になるが、これは異常状態と考えよう。歯車の場合には確実に油性が必要だが、歯車の材質、設計、工作、取付などが関係する上、使用法も関係する。特に歯車の馴染むまでの使い方が問題であり、これらを一定せぬと現在程度の油性差のタービン油の良否が出て来るか否かは問題である。

だからといって油性が問題でないとはいえない。すみ

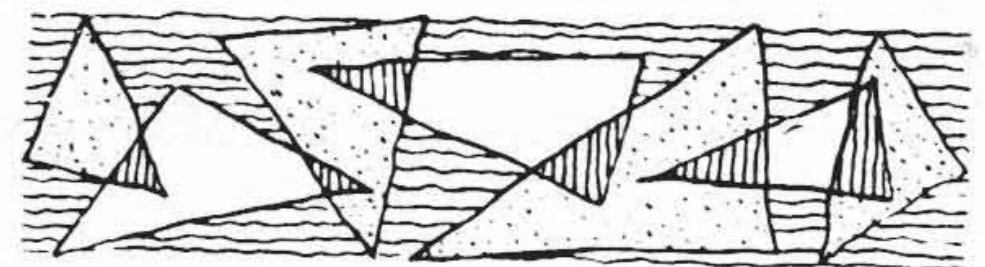
やかに妥当な油性の判定法を見出し、油性のすぐれた油を使えば、ほかの欠点を蔽うこともできよう。積極的に考えるならばさらに高度の使用を行うこともできよう。いや、タービンの進歩に伴うて現在はあまり問題にされておらぬ油性も問題になつて来るのが当然と思う。たゞこの問題は機械の方からも、油の方からも、なお今後検討を進めて行かねばならぬ。タービン使用者、石油会社、タービン製作者協同にて研究すべきものであろう。

参 考 文 献

- (1) C.D. Wilson: A. S. T. M. Bulletin 66 May (1948)
- (2) 河村, 黒沢: 電研月報 2 No. 2, 97, No. 3, 35 (1952)
- (3) 第 29 期潤滑油および潤滑部門委員会: 日本機械学会誌 56 133 (1953)
- (4) 曾田, 宮田: 東大航空研報告 第 276 号 (1943)
- (5) 永井, 長谷川: 東大理工研報告 第 7, 8 号 (1948)
- (6) 高橋, 茂庭: 日立評論 36 906 (1954)
- (7) 曾田: 日本機械学会誌 54 163 (1951)
- (8) 例えば, Vallance and Doughtie: Design of Machine Members, 210 (1951)



新 案 の 紹 介



実 用 新 案 第 409635 号

久 保 沢 稔

レ バ ー 装 置

基台に設けたピンを中心として揺動し得るようにしたレバーの貫通孔に押棒を挿入する。押棒は復帰バネにより常時は図示のように押し上げられている。レバーの下部には腕を設け、これに回転し得るようにベルクランクをとりつける。ベルクランクの一端は押棒の下端に接し、他端は被動機構例えば操作弁の弁杆に接している。

このレバー装置をパワーショベルに応用した例について作用を述べる。レバーをピンを中心として揺動するときはパワーショベルの旋回運動が行われ、押棒の頭部を押してベルクランクを時計方向に動かすときは操作弁の作動によりジッパーハンドル先のバケットの底蓋が開かれる。

このレバー装置は構造が簡単で、レバーの揺動に関係なく押棒の操作により被動機を作動させることができる。(富田)

