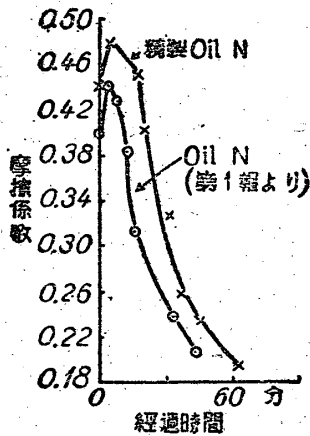


に上昇して温度をそこに保ちつゝ経過時間と摩擦係数との関係を求め、之を第1報に記載したoil Nのものと比較すると第5圖の如くなる。



第5圖

即ち硫酸、白土精製に依り酸化の感應時間が増大する事がわかる。

ま と め

貯藏に依り着色した潤滑油並に之を硫酸と白土とにより精製した油の摩擦係数を研究し次の結果を得た。

(a) 繰返し測定を行う場合には次の3種の型がある。

(i) 比較的少量の極性物質を含む場合に見られる型で、測定を繰返すに従い摩擦係数は低下し容易に定常値に達する。

(ii) 極めて微量の極性物質があるものに就いて見られる型で、測定を繰返えずに従い摩擦係数が低下し容易には定常値に達しない。

(iii) 精製せる油について見られる型で、初め摩擦係数は増大し後定常値に達するもの。

(b) 硫酸と白土で精製する事により酸化の感應時間が増大する。

文 献

- (1) 永井, 長谷川: 理工研報告, 3 (1949) 15.
- (2) 永井, 長谷川: 理工研報告, 2 (1948), 104
- (3) W. B. Hardy and Ida Doubleday: *Proc. Roy. Soc. London. A.* 104, (1923), 25.

球のころがり摩擦について

I. 球のころがり摩擦は滑り摩擦か

會田 範宗・薬師寺 薫

(1949年1月22日受理)

ころがり摩擦については、従来代表的なものとしてレイノルズ⁽¹⁾とトムリンソン⁽²⁾の理論がある。レイノルズは接觸面の弾性的伸縮によつて接觸面に滑りを生じ、それがころがりの抵抗となるという一種の滑り理論であり、トムリンソンのは物體が接觸して滑つたりころがつたりするさい、接觸面を構成する原子または分子の力の場が交叉することによつてそこにエネルギーの損失がおこり、それが摩擦損失となるという一種の凝着理論である。

これらの考えによると、接觸面の静的應力はころがる物體の中心に對して前後對稱であると考えられるが、接觸力の働く場合には接觸面における應力が静的垂直荷重をうけた場合とちがつて前後對稱でなくなり、合成力は進行方向に移動して、運動をさまたげよ

うとする抵抗のあらわれることも考えられる。

これらは力が静的に作用するものとして考えられることであるが、そのほかにも見のがせない諸性質があるようである。まず考えられるのは、ころがるにつれて前方の部分が壓縮され、后方の部分がもとにもどるさい、應力の弾性限界内においても應力の變化する速度によつて應力の差を生じ、それだけ前方でうける抵抗が大きくなることである。またかように材料が壓縮、膨脹による振動的應力をうけると、壓縮による局部的温度上昇によつて熱の傳導がおこり、分子間の内部摩擦損失のおこることも考えられる。

以上はほぼ弾性限界内の現象として考えられるものであるが、そのほかにも塑性的性質も見のがせないようである。すなわち接觸應力が弾性限界をこえて變形をおこすと、その塑性變形の仕事もまた摩擦の一原因となるはずである。その變形も單に表面におこるのみで

なく、ヘルツの式から計算すると、球と平面との接觸の場合には接觸面の中心から約 $0.47a$ (a は接觸面の半径) の深さのところに剪断應力最大の點が生ずるのであつて⁽³⁾、滑りはまずこの點におこると考えられる。事實球軸受においてはしばしば疲勞によつて層状の小薄片が剝離する(いわゆるピッティング)が、これはその證據である。さらに接觸面の凹凸部がころがりによつておしつぶされることもまた塑性による抵抗の一因をなすと考えられ、そのほかにも彈性的、塑性的接觸面の凝着、ころがり面に介在する油脂の粘性や表面張力なども摩擦抵抗の大きな要素をなすものと考えられる。

以上はだいたい二つの物體がともに幾何學的に正しい球面や平面をなすものと考えてのことであるが、實際には完全に幾何的に正しい形はえられないはずがなく、眞球度や表面の凹凸が問題になるはずである。これらの影響としては、上にのべたようにそれらがおしつぶされる場合は別として、ころがり完全な直線上の運動でなくなり、山や谷をこえてゆく上下運動をともなつたものとなるはずで、そのために生ずるポテンシャル・エネルギーの損失がやはり摩擦抵抗としてはいつてくるはずである⁽⁴⁾。又平面と球との接觸面には非常に大きな壓力が生ずるが、その接觸面が幾何學的に完全な形をとりえないために壓力の不規則分布を生じ、それがさらに大きな應力を生ずることが考えられる。

このようなことがころがり摩擦抵抗としてすぐ考えられるのであるが、これらの諸原因のうちいずれがもつとも支配的であるかは一にころがりの條件によるものである。われわれはこれらの諸因子を現實のころがりの條件とよく照らしあはせた上、そのときそのとき正しくそのころがり摩擦を解析し、そのときなにが決定的原因となつてゐるかをよくきわめて、けつして簡単に一般的ころがり摩擦の機構はこれなどと斷定してしまわないだけのゆとりがほしいと思う。ことに球のころがりころがりのころがりにくらべて格段に複雑であるから。

この研究はまず球のころがり摩擦の大部分が摩擦面の滑りと考えられるかどうかを主としてしらべたものである。

2

こうした反省ののち、われわれは一つの手近な球のころがり条件を與えて、そのころがり摩擦の解析を行つた。簡単のためころがり条件としては平面上の球のころがりをえらんだ。

實驗にもちいた装置はすでに報告した振子式の摩擦試験機⁽⁵⁾であり、その振子の支點に直径 $1/16$ の球軸受用の SKF の鋼球をはめこんでもちいた。この支點を各種材料の平面試験片でうけ、振子の振動の減衰からころがり摩擦を測定した。

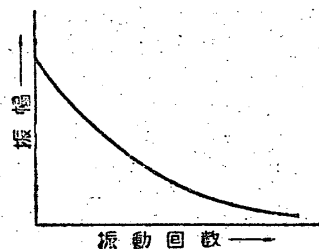
試験片の寸法は幅 5 mm、長さ 10 mm、厚さ 7 mm で、硬鋼、軟鋼、眞鍮、銅、アルミニウム、錫、鉛、ガラスなどで作り、表面はガラスをのぞいてカーボラダムのあるものから次第に細かいものへと研磨してゆき、最後には水とアルミナの混合液を用いてやわらかいフェルトでラップした。その後水道水で水洗したのち清浄な濾紙でぬぐい、暖氣乾燥して使用した。なお支點に用いた鋼球はベンゾールで十分に洗浄した。

荷重は 100 g から 1000 g までくわえた。振動週期は約 8 sec に調節し、振幅は 20° 以下で實驗した。

3

實驗の結果、一般にその減衰の模様は第 1 圖のような曲線を示した。もしも振子に加わる減衰力が速度に無関係ないわゆるクーロン摩擦ならその減衰は直線的であるべきである。

従つて實際の振子に働らく減衰力は速度に無関係な力のみではなく、速度の何乗かに比例する力が加わつてゐると思われ。いまかりに后



第 1 圖

者を速度に比例する力と考えると、その振動方程式は

$$I\ddot{\theta} + \mu\dot{\theta} + k\theta \pm M = 0 \dots\dots\dots (1)$$

となる。ただし M のまえの複號は $\dot{\theta} > 0$ のときは $+$ $\dot{\theta} < 0$ のときは $-$ である。ここに、

- I : 振子の慣性モーメント
- μ : 單位角速度に對する抵抗モーメント
- k : 單位角度に對する復原力モーメント
- M : 角速度に無關係な抵抗モーメント
- θ : 振子の角度

すなわち初期振幅を θ_1 とし、半週期ごとに數えて i 番目の振幅を θ_i とすると、(1) をといて

$$\theta_i = \frac{\theta_1}{V^{i-1}} - d \left(1 - \frac{1}{V^{i-1}} \right) \dots\dots\dots (2)$$

となる。ただし V は減衰比で

$$d = r \frac{V+1}{V-1} \dots\dots\dots (3)$$

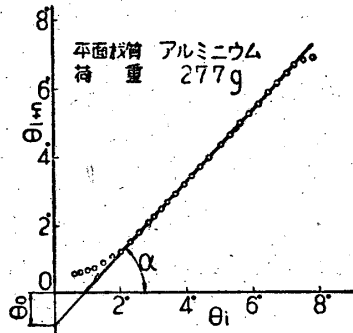
$$r = M/k \dots \dots \dots (4)$$

ゆえに $(i+n)$ 番目の振幅 θ_{i+n} は

$$\theta_{i+n} = \frac{\theta_1}{V^{i+n-1}} - d \left(1 - \frac{1}{V^{i+n-1}} \right) \\ = (\theta_1 + d)V^{-n} - d \dots \dots \dots (5)$$

第2圖のように横軸に θ_i , 縦軸に θ_{i+n} をとると, θ_i と θ_{i+n} とは i の種々の値に對して直線的關係になる。

一振動ごとの減衰は實際には非常に小さいので, 實驗値をこのように n を2から20のあいだに適當にえらんでプロットすると第2圖に示したようにほぼ直線



第2圖

上につて, (5) 式の關係の成立することがわかる。すなわち振子に働らく減衰力は速度に無關係な力と速度に比例する力との和と考えることができる。そして各實驗を通じて, 週期が一定の場合には V はほとんど變化しない。すなわち速度に比例する減衰抵抗はほぼ一定であつて, これはだいたい振子の空氣抵抗によるものと考えた。そして一應速度に無關係な減衰抵抗のみをころがり摩擦によるものと考えた。従つて第2圖から計算によつてころがり摩擦モーメント M をもとめた。

こうして實驗からえられた直線と縦軸とのまじわり位置, および直線と横軸とのなす角度は

$$\left. \begin{aligned} \theta_0 &= d(V^{-n} - 1) \\ \alpha &= \tan^{-1} V^{-n} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (6)$$

となる。

(6) を用いて V, d をもとめ (3) から r をえ, さらに (4) によつて M を算出した。

4

摩擦係数の測定のほか, 平面上にのこされたころがりの痕跡を顯微鏡でしらべ, その幅と長さを測定した。その痕跡はにぶい光澤の平面上にころがり部分だけは壓しつけられた光澤のある細長い楕圓形として残されていた。そしてアルミニウム, 錫, 鉛などの比較的やわらかい金屬では, 凹みの周縁がすべて少し盛りあがつており, 凹みの断面はだいたい球の半径よりやや大きい半径をもつた圓弧状をなしていた。たとえば錫では荷重 317 g において, 盛りあがりの頂點間の

幅は 0.5 mm, 頂點から凹みの底までの深さは 0.03 mm で, だいたい直徑 2.1 mm の圓弧状をなし, おなじく荷重 277 g ではだいたい直徑 1.84 mm の圓弧状をなしていた。凹みの幅は顯微鏡による測定結果と一致していたが, 凹みの直徑が鋼球の直徑よりやや大きくなつてゐるのは, 鋼球がころがるさいに, 凹みの底附近がかなり弾性的に變形することをものがたるものである。痕跡の幅は振動回数がますます, また振幅が大きいくほど大きく, これはころがりの反ぶくともなつて凹みが次第に發達することを示すものである。

5

上にのべたように $\theta_i - \theta_{i+n}$ 曲線は直線となり, ころがり摩擦係数の一定であることを示しているが, 第2圖にみられるように, 振動のはじめと振動おわりの振幅の小さいところとでは點が直線からはずれている。それはその部分の摩擦特性が他の部分と異つてゐるためである。

この振動のはじめにおこる點のはずれは, 軟鋼, 眞鍮, 銅等の場合には比較的高荷重のときにあらわれ, アルミニウム, 錫等のやわらかい金屬では輕荷重においてもすでにあらわれている。この部分においては振幅はややゆるやかに減少し, 二回の振動をへたのちはつぎの直線部分に移行するのである。これは處女面を球がころがる場合, はじめの數回振動は荷重や平面の材質いかんにかかわらず, だいたい幾何學的平面上に近い平面上でころがることができ, そのためその後ころがり面にできた凹みの中でころがるよりも (たとえばころがりの支點が凹みの中で振動ごとにわずかに上下するためのポテンシャル・エネルギーの損失ぶんだけでも) 一般に損失が少ないからであらう。凹みは比較的すみやかに發達するから, 數回振動でほぼ一定の減衰に達することもわかるし, また上にのべたような比較的硬い材料では高荷重において, 軟かい材料では輕荷重においてもあらわれるという事實も, 上の考え方で説明できる。しかしころがり面の塑性變形ははじめの數回振動でおわるものではなく, 上にのべた痕跡の測定からもみられたように徐々に發達してゆくものであり, それもまたころがり摩擦の一原因となつてゐるものと考えられる。

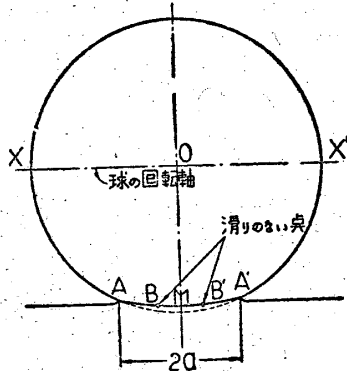
振動おわりの振幅の小さい部分にあらわれる直線からはずれはすべての實驗にみられたもので, だいたい $2^\circ \sim 1^\circ$ 附近からはじまり, それ以後靜止まではきわめて長時間を要する。この傾向は他のころがり摩擦の實驗⁽²⁾やおなじく振子式の滑り摩擦の實驗⁽⁵⁾にもあ

らわれているが、これは平面と球やころの接觸面の不均一性と接觸面の變形とのために、その接觸状態がこの附近である安定な位置におちつき、そのために振幅の小さい場合には接觸面が塑性的變形や滑りを生ずることなくただ前後に振動しているため、抵抗としては弾性的な内部摩擦のみが働らく状態に移るためと思われる。

6

球と平面との接觸は完全な平面や點ではなくて曲面であり、従つて回轉軸からの距離が各點ごとに異なるため、球のころがりにもなる接觸面上の各點の線速度がちがつき、接觸面に滑りが生ずるはずである。第3圖はその接觸の模様を示したもので、接觸面の變形のため球の接觸面は點線のような眞球面ではなくAM A' のようになる。

もしも接觸面の中央Mに滑りのない點があればAM, AM' の部分に働らく滑り摩擦は球を減速するように作用し、逆に周邊A, A' において滑りがなければこの部分の摩擦



第3圖

力は球を加速するように作用することになる。従つて実際にはA, A' とMとの中間のある點B, B' に滑りのない點が存在し、AB, A/B' に働らく摩擦力が球のころがりにおよぼす回轉モーメントは、BB' に働らく摩擦力の逆向きのモーメントと平衡しなければならぬ。この条件を満足するようにB, B' の位置をもとめると

$$BM = B'M = 0.348a \dots\dots(7)$$

となる(6), (7)。ただし $2a$ は球の接觸幅 AA' である。

接觸面の運動方向に直角な曲率半徑を ρ とすると、球の一回轉中になされる上の滑り摩擦の仕事 W は、全接觸面にそつて積分した結果

$$W = 0.0904 f \frac{a^2}{\rho} P \dots\dots(8)$$

となる。ただし P は荷重、 f は滑り摩擦係数である。

一方 λ を球のころがり摩擦係数とすると

$$W = 2\pi R \cdot \lambda P \dots\dots(9)$$

であるから、(8), (9) から

$$\lambda = 0.0144 f \frac{a^2}{\rho R} \dots\dots(10)$$

をうる。ただし R は球の半徑である。

(10) 式において ρ は正確に知ることが困難であるため、一應 $\rho = R$ とすれば λ はいかなる場合よりも大きい方に安全な値を與えることができる。 f は實測でき、 a は一應計算もできるが、そのほかに實測値(それは計算値よりつねに大きい)を與えて大きい方に安全側の λ をもとめた。

こうしてレイノルズのようにころがりを滑り摩擦のみと考へて、しかも大きい方に安全側にもとめた λ の計算値を、 λ の實驗値と比較した。第1表がそれで、計算値中の最小値は、 a に計算値を與えたものである。

第1表 λ の値

平面の材質	實驗値	計算値
硬鋼	0.00002	0.0000022
軟鋼	0.00004~0.00010	0.0000083~0.00003
眞鍮	0.000045	0.00002~0.000035
銅	0.00012	0.00001~0.00009
アルミニウム	0.001	0.00002~0.00018
錫	0.0012	0.00009~0.0009
鉛	0.0014	—
ガラス	0.000014	—

7

第1表にみられるように、銅、眞鍮の場合には λ の計算値はかなり實驗値に接近するのであるが、それすらも λ の可能な最大値に關してであり、一般にはそれよりもはるかに小さい値になる。これは表面上の滑りによるころがり抵抗のみからころがりを説明することは不可能であり、むしろある種の金屬(硬鋼、アルミニウム、錫等)においては、他の原因による抵抗はるかに大きいことを意味する。また硬い金屬よりも軟かい金屬においてころがり摩擦が大きいのは、接觸面積の増大にもなる滑り摩擦の増大によるものとするよりは、むしろその塑性的諸性質によるものとする方が妥當と思われる。

事實第1表をみると、 λ の値は一般に硬度の高いものは低く、硬度の低いものは高くあらわれている。そしてこの點からすぐころがり摩擦と硬度との關係に思いおよぶのであるが、ここに特に興味をひくのはハーバートの振子式の硬度計⁽⁸⁾である。それは原理的、構造的にはこの實驗に用いたものとほぼ同じであつてその減衰振動(きわめて長週期)をいろいろな角度からとらえて平面の硬度を規定するのであるが、たとえばその時間硬度がショアーの硬度と直線的關係にあることなどからも、硬度ところがり摩擦、従つて材料の塑

性的性質とところがり摩擦との間の深い關係が豫想されるのである。

同時にまたこうした振子式の方法で、同一個所を反ぶく的にころがることは、たえず平らな處女面をころがる場合とはよほど条件も異つており、事實第2圖の振動はじめにみられる低摩擦は、處女面のまだ凹みのできないときの特性を示すものである。従つてもしも振子式でない方法で實驗したら、またよほどちがつた結果が示されるはずである。

さらに二物體の接觸面積およびその接觸壓力は、ヘルツの式で彈性學的に與えられるが、しかしその式の成り立つ条件としては、物體は等方質であり、應力は彈性比例限度をこえず、また接觸面は球に比較して非常に小さく、かつ近似的に平面であることが前提されている。しかし焼き入れた硬鋼の表面層は内部と彈性的に異つてゐるし、また仕上面においても少くも5 μ 程度の表層は種々複雑な歪みをうけているはずである。そして一度高壓のもとに球がころがった部分は、表面層附近にその加工効果がのこるはずである。

その結果球が非常に小さいような場合には、表層部分の彈性的諸性質の變化のために、ヘルツの式が與える應力状態とはよほど異つた状態になつており、ヘルツの式からころがりや接觸の状態を推定することは相當危険であると思われる。そしてこの表面の變質層は

ころがり摩擦やころがりによる疲労破壊などにも大きな影響をもつものと考えられる。

以上のようにころがり摩擦、とくにころにくらべて球のころがり摩擦の問題はきわめて複雑した各種の原因のコンプレックスとして、その機構は即斷できないのであるが、ころがりは結局滑りだというレイノルズの理論は全面的には認めがたく、接觸壓力の比較的高い範圍をとり扱つたこの研究結果からみると、とくに塑性學的方面からしらべられねばならない問題が多々残存するようである。

文 献

- (1) O. Reynolds : *Scientific Papers*, 1 (1900), 111.
- (2) G. A. Tomlinson : *Phil. Mag.*, 7(1929), 905.
- (3) L. Föppl : *Forsch.*, 7 (1936), 209.
- (4) この原因にもとづく摩擦抵抗については近くに報告する。
- (5) 曾田範宗, 宮田皓 : 航空研究所報告, No. 276 (1943), 203.
- (6) A. Palmgren : *Eng.*, 107 (1919), 239.
- (7) H. L. Heathcote : *Proc. Inst. Aut. Eng.*, 15 (1920-1921), 569 ; *Mech. Wld.*, 70 (1920), 79.
- (8) E. Siebel : "Handbuch der Werkstoffprüfung.", 2 (1939), 349.

ピストンリングの溝内における運動

其の3. 高速機關に関する實驗

横 堀 武 夫

(1948年12月25日受理)

1. 序

筆者は、さきにピストンリングまはりの潤滑に関する基本的問題の一つとして、大型機關についてピストンリングの溝内に於ける運動を調べた¹⁾ことがある。然し、そのときは、大型であるため回転数は餘り高めるとは出来ないで最高1000 r.p.m. ばかりであつた。そして、第1リング及び油搔リングに就いて調べたのであつて、そのときのリングの摩擦特性は流體的様相を示してゐる場合であつた。ひるがへつて、Blow-Byの現象の究明といふ見地からは、屢々これ

に悩まされてゐる小型高速機關についてリングの運動狀況が是非とも知り度いわけである。以前には、何しろ測定が困難であると思はれたので、大型機關の場合のそれから相似的に推察したのであるが、大型の場合と、小型の場合では、リングに作用するガス壓力差、摩擦力に對するその慣性力の割合がちがつてくるので簡単に云々は出来ないことになる。

筆者は、此のたび特殊の方法を用ひて、小型高速機關の場合の測定に成功したので、高速の場合にリングの摩擦が境界及び流體的特性をもつ各場合について、又リング数が1~3本の各場合において、第1、第2