

性的性質とところがり摩擦との間の深い関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、ヘルツの式で弾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、應力は弾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弾性的に異つてゐるし、また仕上面においても少くも5 $\mu$ 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、表層部分の弾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、その機構は即断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<sup>1)</sup>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

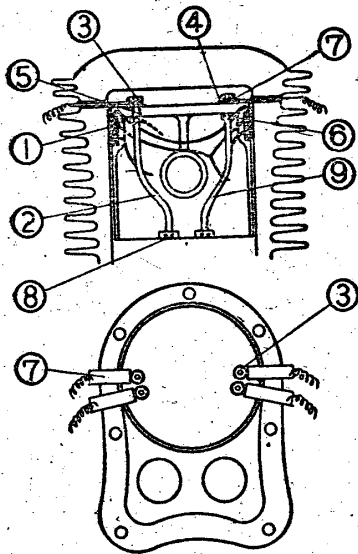
に悩まされてゐる小型高速機關についてリングの運動狀況が是非とも知り度いわけである。以前には、何しろ測定が困難であると思はれたので、大型機關の場合のそれから相似的に推察したのであるが、大型の場合と、小型の場合では、リングに作用するガス壓力差、摩擦力に對するその慣性力の割合がちがつてくるので簡単に云々は出来ないことになる。

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

リングの運動を測定した。ここにはその結果のうち主として Blow-By の機構に關係あると思はれるものを擧げてをく。

## 2. 實驗裝置及び方法

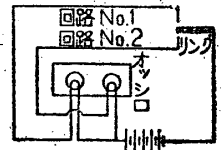
小型高速機關の場合には、さきに大型機關について用ひたように連接桿とクランクアーム、クランクアーム、とクランクケースとの間に各々 slip ring を用いて電流を導くことは、space の點や高速における刷子の跳りの點等から先づ困難であると思はれる。そこで筆者は次のような方法を考へた。つまり、各リング溝における接觸端子を絶縁して、ピストン頭部にやはり絶縁した摺動子に導き、別に隙間容積の中に絶縁した刷子をのぞかせておき、ピストンが上死點附近にきてから両者が摺動接觸するようにしたものである。少く共、Blow-By の機構を研究するときには、主に上死點近邊におけるリングの運動狀況が支配的影響をもつと筆者は考へてゐるので、此度はこの方法にて充分満足である。以下此の方法を説明してをかう。



第 1 圖

第 1 圖のように、ピストンの各ランドに孔 (2φ) を穿ち silica tube をはめて内部に金屬線を通して、ランドにおける端面は第 1 圖①に示すようにランドと同一平面になるように平らにした。②は曲つた鐵棒で上部にねぢをきつておき、ピストン頭にあけた孔を通して圖の様にはめる。孔の中はやはり silica tube ⑥をはめてピストンと絶縁する。ピストン頭の上下面とは絶縁パッキング (fibre 及び mica) ④で絶縁する。頭部の上下はナット③及び⑥にて締めて固定する。上部ナット③は刷子に対する摺動子としての作用をする。鐵棒②の下部は絶縁テープにて巻き、下端は絶縁してピストンに⑧のように固定する。金屬線の下端⑨は圖のように鐵棒に固定しておく。①は絶縁刷子で、ピストンが上死點附近にきたときに摺動子③と刷子⑦とが摺動接觸する。各刷子⑦の端はオッシロの各エレメントを通じて電池

の一極に、機關本體は電池の他の一極に接續して居るから③と⑦とが摺動して居る期間における電氣的回路は第 2 圖に示す



第 2 圖

ようなものとなる。したがつて、ピストンが上死點附近にある時、リングが着いてゐる方のランドにたいする回路には電流が流れ、はなれてゐる方のランドに對する回路には電流が流れないから、この電流變化からリングの上下各ランドに對する運動の様様がわかるわけである。第 1, 第 2 各リングに對して、上下各ランドに對する回路を夫々作つておく。結局リングは上, 下ランドに對する回路の切換スイッチの働きをしてゐることになる。リングから機關本體へはその圓周部を経て接續してゐるわけであるが、その間には、回路に 6V の電壓にて電流の通ることは、さきに確かめた通りである。摺動子⑦の軸方向の高さを調整することに依つて、③と⑦の摺動期間、つまりリング運動狀況の測定範圍は上死點前後各  $22^{\circ} \sim 35^{\circ}$  (上死點を含んで  $44^{\circ} \sim 70^{\circ}$ ) の曲軸角期間を得ることが出來た。

各ランドに於ける端子は、 $90^{\circ}$  おきに 4 ケ、 $180^{\circ}$  間隔に 2 ケ、及び只 1 ケの各場合について實驗を行つて運動は詳細に調べられた。

實驗用機關は Blow-By の特性研究に用ひた<sup>2)3)</sup>のものと同じである。調べたリングは基本的なものとしては  $k=0.048$  ( $k=W/D$ ,  $D$ =シリンダ徑,  $W$ =リング巾) であつて、その他  $k=0.036$ , 及び  $0.024$  のものについても實驗した。これら各巾のリングについてリング厚さ  $t$ , 筒内に嵌めた状態にての接目間隙  $G$ , 張力  $P_r$  とすれば、何れも  $t/D=0.036$ ,  $G/D=0.0024$ ,  $P=0.55 \sim 0.60 \text{ kg/cm}^2$  である。また側面間隙を  $S$  とすれば、 $k=0.048$  のものについては  $S/D=0.00119$  である。 $k=0.036$  及び  $k=0.024$  のものに對しても同一のピストンを用ひたから後二者の場合には、 $S/D$  は夫々、 $0.012$  及び  $0.024$  だけ増してゐる。

$k=0.048$  のものを使用した場合は、さきに調べた大型機關の場合に對して略々相似比  $1/2$  をもつ場合に相當する。

實驗は壓縮運轉を行つた。これら諸リングを用ひた場合、氣筒内のガス壓力をインヂケータに撮影したが實驗範圍内にて殆んど差違は認められなかつた。

## 3. 實驗結果と考察

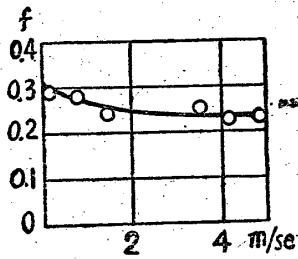
(1) 刷子の絶縁及び接觸狀況實驗。先づ、金屬線②, 端子③, 刷子⑦が機關に對して絶縁されてゐるか

如何か、即ち、刷子と端子とが接觸してもリングが各ランドの接觸點に接しなければ電流が流れないことを確めた。したがつて、電流の流れてゐる部分は少く共かならずそのランドの接觸點にリングの一部がくつついてゐることを示すことになる。

次に刷子と端子との接觸が其の摺動期間中常に完全であるか如何を調べた。鋼製バネ⑦の撓を可及的小さくすることによつて、使用回転數範圍にて接觸狀況は大體良好なものと思はれる。

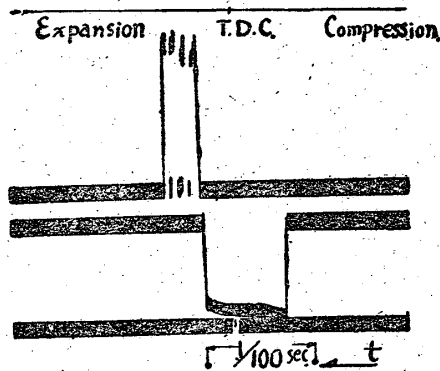
さて、前報の方法に依つて上死點付近のリングの摩擦特性を求めて見ると條件によつて、流體的特性を示す場合と境界的特性を示す場合があることがわかつた。次に各場合についての結果を述べよう。

(2) リング摩擦が境界的特性をもつ場合。運轉中ピストン頭に極めて少量の滑油飛沫をのこす程度に、滑油を制限して運轉した場合前報の方法によつて摩擦力を求めると第3圖のようになる。同圖には、摩擦係數にて示してある。筒壁温度は60°~70°であつた(100°位迄の實驗を目



第3圖

下行つてゐるが餘り相違はないようである。)滑り速度と共に摩擦係數は低下し、境界摩擦の特性を示してゐる。各回転數に對するリングの運動模様は第4~11圖



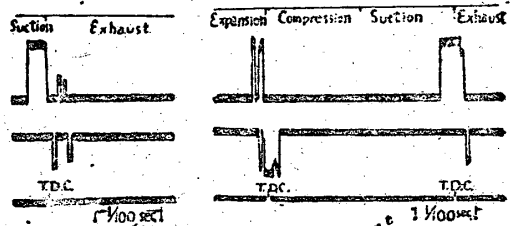
$k=0.042, N=1660$

第4圖 第一リング (リング數1本)

に示す。接觸は上のランドに2ヶ、下のランドに2ヶの場合である。圖中で上、下の各線が夫々上下の各ランドを含む回路に相當する。

この排氣行程末に、高速に於てリングが下から上のランドへ移行する際、リングは多少振動を伴ふことがある。そして、この移行は上向きの慣性力が下向きの摩擦力よりも大きくなつてから行はれるものであるが

曲軸角に對するリングの慣性力曲線と摩擦力曲線とが交はつたのち、上死點付近まで、略々相重つてゐるような回転數 ( $N=1770$  r.p.m.) に於ては、振動が上死點までつづいてゐる。(第5圖)更に高速になると、上死點付近における慣性力の増し方が大きくなるからほとんど振動をとまはせずに上のランドにくつつき終つてしまふ(第6圖)。



$k=0.042, N=1770$

$k=0.042, N=1970$

第5圖 第一リング (リング數1本)

第6圖 第一リング (リング數1本)

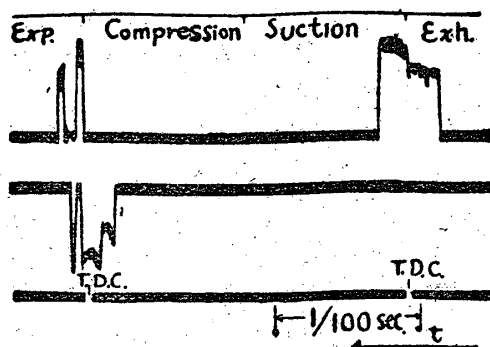
この振動について少し考へて見よう。摩擦抵抗が多少負性抵抗をもつてゐても、リングが一方のランドに全平面にくつついてゐる間は、そのランドの強い剛さのために實際上振動は認められない程度のものであると考へられる。ところが、慣性力が摩擦力にうちかかつて、リングの一部が下のランドからはなれ出すと、大きな disturbance をうけることになり、リングの弾性によつて振動が自勵されるか若しくは、リングが上下ランドの間隙内にて反撥のくりかへしをうけ、摩擦抵抗が負性であるためにこれが著しくなるのではないかと考へられる。何れにしても、更に高速になつて上向きの慣性力が増加すれば、この振動は減衰して上のランドにくつつききりになつてしまふ。しかし、或特定の回転數にては、この振動が上死點まで長期間つづいて起つてゐるから、摩耗の點から考へると、斯様な回転數を常用することは好ましくないのではないかと思はれる。

排氣、吸入行程に於けるリングの運動は、リング數によつて殆んど影響ない。次に壓縮、膨脹行程の運動の結果を述べよう。

a. リング數1本の場合

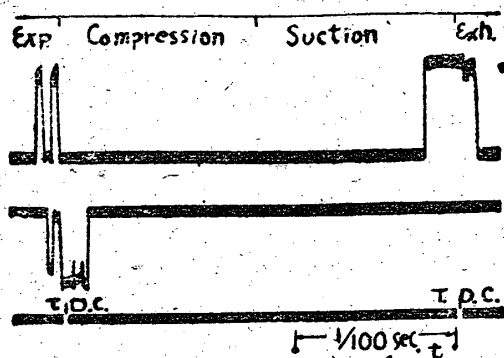
壓縮行程に於ては、第1リングは最高速度においても下のランドからはなれることはない。

膨脹行程にては、上向きの慣性力と摩擦力との和が下向きのガス壓力差にひとしくなつた時期から下のランドより離れ始めるわけであるが、一度はなれ出すとその後は軸方向の振動を伴ひながら終に上のランドにくつつきおわる(第4, 第6, 第7, 第8圖)。これは興味ある現象であつて、この程度の側面間隙の場合に



$k=0.048, N=2,440$

第7圖 第一リング (リング數1本)



$k=0.048, N=2,710$

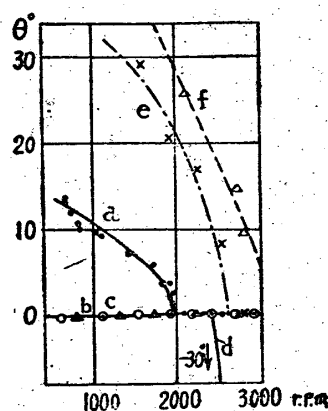
第8圖 第一リング (リング數1本)

かような現象が起れば、リング背面を通じて多量のガスの漏洩が期待できるわけで、この運動機構の理論的取扱い及びその際の際のガス漏洩特性の實驗及びそれとこの運動との關聯については後報に記述することにしてここにはこれらの實驗結果をもとにして極めて定性的な考へ方を述べておくに止めよう。リングが一度下のランドから離れ出すと、ガス壓力差もへつて、ついに上のランドにくつつく、すると脊通溝のガスは下方の大きく開いた側面から逃げ出して、その部の壓力が降る。そのため上向きの摩擦力は急にへつて、下向きの壓力のために再び下方におしやられる。するとまた前述のことを繰返へすのだと考へられる。

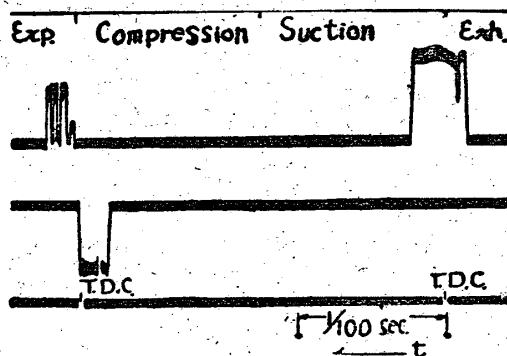
この振動數 (振動と考へて) を求めてみると、不規則であるが、大體 900~1,800 サイクル/毎秒の程度である。この寸法の切目をもつたリングの最低自由振動數は、平面内における曲げ振動に對して計算してみると大體 137 サイクル/毎秒であり、面に垂直な方向の振動數は兩切端固定とした場合に 161 サイクル/毎秒程度であるから、本實驗に於ける振動數は、これらの値より1桁も大きい。リングの全周に沿ふ摩擦力の不均衡から、リングのこの際の際の運動は局部的なことは想像されるのであるが、以上の結果や、ランドにおける接點の數を4ヶに増した場合に、リングの一部

が同時に上下兩ランドにくつついてゐるような状態の現はれてゐる點から考へて、リングのこの際の際の運動が局部的なものと思はれる。

同轉數の増すに従つて、この移行の起り始めの曲軸角は次第に上死點に近づき、ついに或同轉數に達すればこれは上死點直後にて行はれる。この曲軸角位置は第9圖に一括して示してあるが、巾の狭いほど、同一同轉數にては上死點より遠い位置で起る。 $\theta$  の正符號は上死點後を負符號は上死點前をあらはす。 $k=0.024$ に對しては、この位置は、測定可能範圍外にある。a は  $k=0.048$ , e は  $k=0.036$  の場合である。

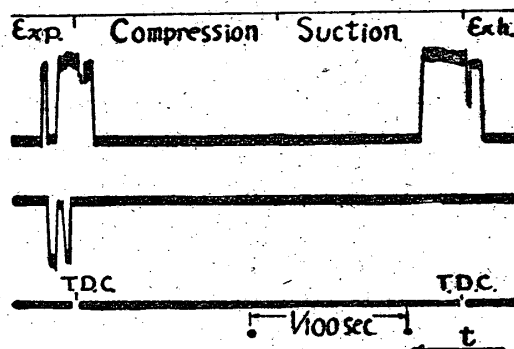


第9圖



$k=0.048, N=2,440$

第10圖 第一リング (リング數2本)



$k=0.048, N=2,440$

第11圖 第二リング (リング數2本)

## b. リング數2本及び3本の場合

第1リングは、1本のとときと同様に壓縮行程にては最高速度においても下のランドからはなれることはない。しかし、膨脹行程にては第10圖に示すように、低回轉から既に上死點直後で下のランドから離れ出す(第9圖 b)。この際やはり軸方向の振動を伴ひながら上のランドにつき終る。

第2リングは、低速にては第1リングと同様の運動を行ふが高速になると壓縮行程末に既に下から上のランドへ移行する(第11圖, 第9圖 d)。その後上のランドについてゐるが、上死點直後に第1リングが下のランドから離れ出して軸方向の振動を始めると同時に、第2リングも上下軸方向の振動を行ふことが分つた(第10圖, 第11圖)。此の現象も、リング1本の場合と本質的に同じであつて、第1リングが下のランドから離れ上のランドに移行する際、リング背面に大きなガス流通面積を作り、このため今迄上のランドについてゐた第2リングの上面に作用するガス壓力差が急に増して、第2リングは下方へおしやられる。すると、上のランドについた第1リングは溝壓力の減少により、再び下方におしやられ、それによつて流出するガスのため第2リングの背面壓力は増して再び上のランドへと移る。これを繰返へすものと考へられる。これは、リング1本の場合のとときと同様に興味ある現象で、やはりこの際多量のガスが漏洩することも期待出来るわけである。リングの數を増す程この現象の上死點にて起る回轉數が低下してゆくことがわかる。

リング數3本のとときも同様の結果を得た(第3圖c)。

(3) リング摩擦が流體的特性をもつ場合。運轉中ピストン頭へ滑油の飛沫が十分たまる程度に滑油を與へて實驗を行つた場合(筒壁温度 60°C)に、前法によつて上死點附近におけるリングの摩擦力を求めると滑り速度と共に増加してゐる。

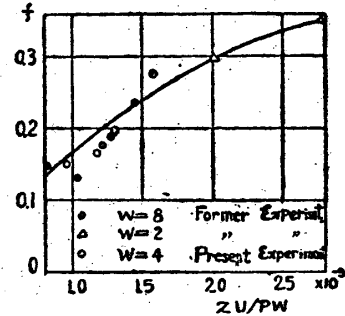
一般に、往復軸受の流體潤滑理論<sup>6)</sup>によれば 各行程位置の摩擦係數  $f$  は幾何學的相似の場合には、

$$f = F \left( \frac{ZN}{P}, \frac{S}{W} \left( \sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2\lambda} \right) \right)$$

にて表はされる。茲に、 $N$ =回轉數  $P$ =、荷重壓力、 $Z$ =滑油粘度、 $S$ =行程、 $W$ =リング巾、 $\theta$ =曲軸角である。そこで今以前の大型機關における二種のリング即ち Compression Ring ( $W=8$  mm,  $P=0.6$  kg/cm<sup>2</sup>) 及び Oil Ring ( $W=2$  mm,  $P=1.2$  kg/cm<sup>2</sup>) の場合の摩擦係數を

$$\frac{ZN}{P} \frac{S}{W} \left( \sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2\lambda} \right) \frac{2\pi}{60} = \frac{ZU}{PW}$$

に對して示すと第12圖のように略一つの曲線上にある( $U$ =相對滑り速度)。



第12圖

本實驗にて  $k=0.048$  ( $W=4$  mm,  $P=0.6$  kg/cm<sup>2</sup>) の場合には、略々これと幾何學的に相似な條件が充されてゐるから、このときの摩擦係數を同様に上の無次元數に對して示すと第12圖のように略同一曲線上にのることが分つた。

$Z$ は何れも筒壁温度に對する値をとつてある。ただし、この際摩擦係數が非常に大きいようであるが、これは油膜の厚さが薄いことから考へられるであらう。この潤滑状態を流體潤滑であると完全に規定するには更に  $Z$  や  $P$  を廣範圍にかへて實驗する必要があるが本論文の議論を進める範圍内においては、流體的特性をもつ場合と規定するに止めておこう。

さてこの場合のリングの運動であるが、これは、さきの大型機關の場合及び(2)の場合と比較して述べることにする。

吸、排氣行程は大型機關の場合と同様である。

壓縮膨脹行程は(2)の場合と傾向は略同様である。ただ、同一回轉數に對して膨脹行程において、第1リングが下から上のランドに移行し始める曲軸角位置が上死點から遠ざかつてゐる。これは摩擦力の減つたためであらう。(第9圖 f) 又この際の振動は、リング背面通路に於ける多量の油に依つて直ちに減衰してゐる様である。

## 文 献

- (1) 横堀武夫：機械學會論文集第13巻, 第45號(1947) 149~163
- (2) 横堀武夫：理工學研究所報告2(1948) 123~130
- (3) 横堀武夫：機械學會誌第51巻, 360號(1948-10) 362-364
- (4) 池邊常刀：理化學研究所彙報第14輯第9號(1935)
- (5) Den. Hartog: Mechanical Vibration (1940) 199.
- (6) 横堀武夫：航空研究所彙報 248號(1945) 4/12~135.