621-762. 63:621. 891. 2

ピストンリングの動的潤滑論*

(第3報, 油膜厚さの測定)

古 浜 庄 一**, 角 忠 幸***

A Dynamic Theory of Piston-Ring Lubrication
(3rd Report, Measurement of Oil Film Thickness)

by Shoichi FURUHAMA and Tadayuki SUMI

Some experimental studies are made on the oil film thickness of the piston-ring which was obtained theoretically in the 1st report.

The similar apparatus as in 2nd report is used, and the 1st method of this work is the measurement of the electric resistance between the cylinder and whole body of the piston-ring or its certain local parts, and the 2nd method is the measurement of the circumferential displacement of the gap of ring.

From these experiments, it is shown that the appearance of variation and the absolute value of the thickness of oil film measured against the phase of a stroke and a $\mu U/W$ which is determined by the running condition coincide approximately with the results of theoretical calculation.

1. ま え が き

第2報⁽¹⁾においては第1報⁽²⁾で得たピストンリングとシリンダ間の理論的潤滑特性の計算結果を, ピストンリングの摩擦力の測定によって証明することができた. またその際実測の摩擦係数は運転条件できまる $\mu U/W$ がある値より小となれば理論値よりはずれて大きくなり, その点の条件からピストンリングは流体潤滑域を離れるものと思われるが, そのときの $\mu U/W$ を理論値より推定すれば油膜厚さが約 1.5μ となるので, リングおよびシリンダ表面の荒さより考えて妥当なことがわかった. しかしこのことは油膜厚さを直接測定したものではなかった. またその他の状態のときの油膜厚さの行程に対する変動および絶対値が果して理論計算どおりのものかどうかについては, 摩擦力特性の実測値からは推定しにくい. 一方ピストンリングの油膜厚さを知ることは, その潤滑性のみでなく熱流れの問題などを検討する場合にもきわめて重要な課題であり, 第1報の理論値を実測によって確認することが望ましいことである.

さて平軸受の油膜厚さの測定は従来電気容量法によって成功されている⁽³⁾⁽⁴⁾にもかかわらず, ピストンリ

ングの場合その例がないのは主としてつぎのごとき困難性に基づくものと思われる. (1) 油膜厚さがきわめて小. (2) 細い形状と作動状態より, その作用に変化を与えることなくリング自体へ加工を施すことが制限される. (3) 周方向の油膜状態が微視的または巨視的に一様でないかも知れない. (4) リング周辺の状態が測定に適しない等.

2. 油膜の電気抵抗の測定

2.1 目的 R. Poppinga はすでに 1941 年リングとシリンダを電極として, その間の電気抵抗を測定して⁽⁵⁾, ピストンリングは上下死点付近においては電氣的に無抵抗に近く, 行程中央では絶縁状態にあることを知った. 本報においてもまずこれと類似の方法によってつぎのことがらを検討した. (1) 電気容量法のごとき方法で油膜厚さの測定が可能かどうか. かかる方法では他にも問題はあがあるが, まずリングとシリンダが油膜によって絶縁されていることが必要であり, ピストンリングの場合は平軸受に比して油膜厚さが小であると想像されるとともに全周が一様な厚さでないことも考えられ, たとえ巨視的には一様であってもリングおよびシリンダ面の凹凸によってごく一部が金属接触したり, また薄い油膜で隔離されていても電圧をかけることにより放電によって絶縁が破壊されることが起らないかどうかを検討する. (2) 油膜生成の定性的

* 昭和 35 年 4 月 2 日 第 37 期通常総会講演会において講演, 原稿受付 昭和 35 年 9 月 24 日.

** 正員, 武蔵工業大学(東京都世田谷区玉川等々力町 1).

*** 学生員, 武蔵工業大学.

状態を観察する。このことは前記 Poppinga がすでに行なっていることがらであるが、本実験に使用したごとき寸法のリングの場合について確かめるとともに、リング全体を電極とした場合のほか、その一部に小電極をつくったときについても実験する。(3) リングの周方向および幅方向の各異なった位置に小電極を設けて位置による油膜状態の違いを観察して、第1報の理論式に仮定したごとき油膜厚さの変化によってリングは果して半径方向に一樣に曲がるものであるか、あるいは周方向に波状の変形が起ったり、リング断面の軸を中心にねじられるなどの複雑な変形がなされているか否かを検討する。

2.2 実験装置 ピストン部以外の装置は第2報の摩擦力測定に使用したものと同一のもので、内径 76 mm のシリンダが行程 90 mm で往復運動するもので、潤滑油も前報と同じ R-40 (昭石製、添加剤のない鉱物油) を使用した。本実験ではリング全体を電極とする場合ピストンのリングみぞの部分は電氣的に絶縁する必要があるので、ピストンの構造は第1図のごとくリングみぞ部を電気絶縁材料(デブコンA)①で製作し、上下アルミ合金製スカート②とともにボルト⑤で締付けて一体とした。背圧は第2報の一定背圧作動の場合と同様ゴムタイヤ③内に圧縮空気を作用せしめる構造とした。リングに固定された電気導線は④

第 1 図

第 2 図 電極部拡大図

の穴より外部に引き出す。リング全体を一つの電極とする場合は 0.2 mm のエナメル被覆銅線をリング切れめの近くの背面にハンダ付けする。局部電極取付けの方法はリングの断面寸法が 3×3 mm であり張力、強度に対する影響を少なくするためとリング潤滑面に発生する高圧力によって電極が押込まれることのないために第2図のごとき構造とした。すなわち 0.6φ と 0.3φ の段付穴の中へ 0.5φ 黄銅電極に 0.2φ エナメル被覆銅線を接合したものを絶縁性接着剤で固定する。また導線は各電極位置より切れめ部までリング背面に設けたみぞの中を沿って導出される。局部電極の位置は第3図に示すごとき周方向では切れめより約 60° の位置に①および③を、切れめの反対側に②を設けた。これらの3点はまた軸方向にも図のごとく①が上端にごく近く、②が中央、③が下端付近の位置としてある。

第4図は電氣的配線図で 1.5 V の電池の一方をシリンダへ他方を 300 Ω の抵抗を経てピストンリング電極に接続し、300 Ω 抵抗の両端の電圧の変化を四現象ブラウン管オシログラフによって観察した。

2.3 実験結果 以上の装置によってブラウン管に現われる像は最低線の油膜の抵抗が 300 Ω に比して非

第 3 図

第 4 図

常に大なる場合、すなわちリング面が絶縁されているもので、最頂部は油膜の抵抗が小でリングとシリンダが短絡されているとみなせる場合を示す。なお時間マークは1本線が T.D.C., 二重線が B.D.C.を示す。

まず第5図は局部電極3箇所を同時に観察したもので、2と3の位置の現象はほとんど同形であり、1はそれに比して絶縁度が高い現象を示している。このことはリング面がすり合わされてその上下端がだれたため、特に1は第3図でわかるごとくリング上端

の位置で、それにより油膜厚さが大となっているものと考えられる。これらのことから油膜の変動に対するリングの変形については、第1報で仮定したごとくリングはほぼ一様に単純な曲げ運動を行ない、その断面は回転運動はなくシリンダ面に対して直角な移動のみと考えてよいことがわかった。また周方向に対する油膜厚さの変化は少なく、予想以上に一様な油膜状態にあり、波状の変形も起っていないものと想像することができる。そこで第6図は2と3の二つの電極位置の

第 5 図 局部電極による位置の影響

状態を運転条件の変化に対して示す。第7図はリング全体を一つの電極とした場合の結果である。

これらの記録より前記のリング位置に対する一様性の他に下記のことがわかる。(1) リング全体を極としたときと局部電極の場合との違いは少ない。(2) 主として上下死点付近で油膜の収縮または金属接触が起っている。(3) その他のときでも放電現象と類似の多くのピーク状線が現われ、リングはシリンダに対して完全絶縁状態にはないことが多いことがわかり、この点

より電気容量法またはこれと同種の電氣的測定は非常に困難であることがわかった。(4) しかし行程中央部は比較的油膜が厚く多くの場合絶縁状態にあることがわかった。

3. 切れめ部の周方向変位の測定

3.1 測定装置 前節の実験によってリングおよびシリンダを電極として電氣的に直接油膜厚さを測定することが困難なことがわかり、また一方油膜厚さの増

第 6 図 局部電極による油膜の電気抵抗の測定例

減によってリングはほぼ全円周が一様に収縮または拡張せしめられることがわかったので、つぎにリング切れめ部の寸法の変化を測定して油膜厚さを求めた。この方法はリング一端に近いところをピストンのリングみぞにすきまなく回止めし、他端の円周方向の変位を RCA-5734 可動陽極管の陽極に連動せしめて電氣的に拡大して読取るもので、その変位はシリンダ内面が完全な円筒である場合には油膜厚さの変化の約 2π 倍である。ただし実際にはシリンダ内面の円筒誤差を油膜厚さの変化量に対して無視できるほど小とすることが

$P_b = 10 \text{ kg/cm}^2$

20 kg/cm²

30 kg/cm²

できなかったので、あらかじめ円筒誤差によるリング端の変位を測定しておいて、全変位量からその値を差引いたものを油膜厚さに相当するものとした。具体的な装置の構造および測定法についてつぎに列記する。

(1) ピストン部以外の装置は前節または第 2 報の実験装置とほぼ同じものを使用した。

(2) ピストンリング部付近と往復シリンダのリングに接する部分の表面温度をできるだけ同一にするように加熱した。その際シリンダ内面の温度分布は第 8 図の写真のごとく熱電対を ぜんまい に沿って取出して測定した。

(3) ピストン部の断面図を第 9 図に、リング切れめ部の変位を 5734 管の陽極に接続する部分を第 10 図の写真で示し、接続用金具④を付したリングを第 11 図に示す。これら三つの図の符号は共通である。①はその油膜厚さが測定される 76ϕ , $3 \times 3 \text{ mm}$ 断面の鋳鉄製ピストンリングで、一端下方に ② の突起を固定しそれがピストンのリングみぞの一部につくられたくぼみ ③ に周方向の がた がなくそう入される。他端の近くに ④ の金具が固定される。さらにその上に固定されている ⑤ は 5734 管 ⑦ の陽極にはめ込まれている ⑥ のみぞに周方向に がた がなくそう入されているので、結局 ④ の周方向の変位によって陽極 ⑦ が真空管の付根を中心に振れて電氣的变化を生じ、その変化をオシログラフで観察する。リングへの背圧は前節と同様に ⑧ の圧縮空気がゴムタイヤ ⑨ を経て作用する。シリンダとの案内面 ⑩ の部はシリンダとラップ仕上し、リング部は直径で 0.1 mm 逃がっている。⑪ は油穴、⑫ は熱電対植込箇所、⑬ はピストン部を測定機本体に締付けるための つば である。

(4) シリンダの円筒誤差はリングおよびシリンダ面をベンジンで清浄し、背圧を加えて手動でクランク軸を回転し、クランク角度に対するオシログラフの振れを読んだ。

(5) そこでオシログラフの振れに相当するリング端の金具④の周方向の変位 $\Delta l'$ と半径方向の油膜厚さ h の間にはつぎの関係があり、

$$h = \Delta l' / 2\pi \left(\frac{l-s}{l} \right) \dots\dots\dots (1)$$

ここで $\Delta l' = \Delta l' - \Delta l''$

$\Delta l''$: シリンダの円筒誤差による変位

l : シリンダ内面の全周長さ

s : 第 11 図に示すごとくストップ②と金具④の周に沿っての長さ

これより h が求まる。

3・2 測定結果 第 12 図はオシログラフの記録例で油温 80°C で回転数と背圧を変化せしめたときのリング端の変位 $\Delta l'$ (縦軸) の時間 (またはクランク角, 横軸) に対する変動のvariety方を示す. 図においてクランク角の位相が刻んである横線は h の絶対値を求めるための基準線に当り, 全図を通じて一定の位置としてある (シリンダ面を求めたときと同一にしてある). $1\,000\text{ rpm}$, $P_b=10\text{ kg/cm}^2$ の線図中に描き足したシリ

ンダ円筒誤差による $\Delta l''$ 曲線および縦軸の目盛も全図を通じて共通なものである. 図でわかるごとく $\Delta l''$ が油膜厚さ h による Δl とほぼ同程度の大きさを有するので, 本図より直接油膜厚さの変動経過を知ることとは不便であるが, 全図を総体的にみることにより高回転, 低背圧で $\mu U/W$ の値が大なるほど油膜厚さが全体的に大となることは明らかである.

第 13 図は油温 80°C , 背圧 10 kg/cm^2 の場合の回

第 7 図 リング全体を極としたときの測定例

転数の影響を示すもので、第 12 図の記録より油膜厚さ h を求めたものである。同様にして第 14 図は 80°C 1000 rpm における荷重の影響を示す。これらの図中にはたとえば第 14 図で背圧が大なるとき B. D. C. 後に理解しにくい h 増大の山が現われるなどの問題点も含まれているが、これらのことはおそらく実験上の不

備によるものと思われる、かかることを別にすれば大約つぎのことが明らかにされた。(1) 時間的に変動しない背圧が作用しているとき、油膜厚さは下死点、上死点の順に極小となり、行程中央付近で大となる。(2) 第 15 図は第 13, 14 図のごとき測定値の行程中の極大値 h_{2m} を運転条件できまる $\mu U/W$ に対してプロットし、実線で示す理論値(第 1 報参照)と比較するものである。ここで注意すべきことは、リングおよびシリンダの表面は実物では $1\sim 2\mu$ 程度の凹凸を有するが、理論計算に使用した表面の輪郭は単純な曲線であり凹凸

第 8 図 往復シリンダの温度測定法

第 9 図 ピストン断面図

第 10 図 リング切れめ部の写真

第 11 図 供試ピストンリング

の平均線とみなすべきものである。このことは第2報の結果では h_2 が約 1.5μ で流体潤滑域をはずれ両面の突部の直接接触が起りはじめる現象として表われた。本実験の場合シリンダ面を示す $h_2=0$ 線が両面の凹凸のどの部分に相当するか明確ではないが、おそらく平均線と突部の先端との中間のある位置と思われ、平均線とその位置との差を測定値に加えたものが理論値に相当するはずである。

これらのことより h_2 が小なる範囲のものを理論値と比較することは困難であり、また全体の測定値が理論値と一致しない原因の一つともなっている。

以上のことを考慮すれば測定された油膜厚さの絶対値も第1報の理論値に、その範囲においてよく一致している。結局ピストンリングの油膜厚さをほぼ正しく実測することができ、それによって動的潤滑論の証明を実験的に行なうことができた。

第 12 図 オシログラフ写真の一例

第 13 図 80°C , $P_b=10\text{ kg/cm}^2$ における回転数の影響

第 14 図 1000 rpm, 80°C における背圧の影響

4. 結 論

以上ピストンリングの潤滑油膜の厚さに関する、油膜の電気抵抗の測定および切れめ部周方向の変位の変化量の測定の両結果を総合すれば、細部にわたっては不十分な点も含まれているが、総体的にはつぎのごきことがわかった。(1) ピストンリングが一定荷重を受けて一定油温の条件で往復運動している場合、その油膜は上下死点で薄く、行程中央付近で厚くなる状態を繰返している。(2) 全体の油膜は $\mu U/W$ が大なるほど厚くなる。(3) その値は第 1 報の理論値とほぼ一致している。(4) 油膜の収縮、拡大は主としてピストンリングの切れめ部が周方向に変位することによる半径方向への単純なる突出および後退運動によるもの

第 15 図 理論値との比較

で、リングの複雑なねじれまたは波状の変形は認められなかった。(5) これら諸事項は第 1 報の理論計算の結果およびその仮定の正しいことを証明するものである。

本研究は昭和 34 年度文部省科学研究費による補助を受けた。実験に協力された武蔵工業大学 中村富一および多田寿雄氏に深く感謝する。

文 献

- (1) 古浜, 機械学会論文集, **25**, 158 (昭 34-10), 1034.
- (2) 古浜, 機械学会論文集, **24**, 148 (昭 33-12), 1032.
- (3) K. Kollmann u. H. L. Hockel, *MTZ*, **14**, 5 (1953).
- (4) A. M. Sahin, *MTZ*, **18**, 2 (1957).
- (5) R. Poppinga, *Dtsch. Kraftf.-Forsch.*, Ht. 54, (1941), Berlin: VDI-Verlag.

日米チャックの性能比較

工作用機器工業会では、さきに昭和 34 年度競輪資金から 40 万円の補助をうけてアメリカのクッシュマン社製スクロールチャック、四つづめ単動チャックを購入、工業会に設けた性能解析委員会の手で、34年11月から 35 年 8 月までの 9 箇月間、その性能解析を行なったが、このほどその結果をまとめた。

これによるとクッシュマン社はアメリカでも著名なチャックメーカーであるが、その製品は外観、仕上、機能、精度、寿命、部品の互換性の面で国産品よりとくにすぐれているという点はみられず、国産品のほうが優秀であるという結論がでた。また国産品はアメリカ品の 1/3 という低価格であるところから、国産チャックは品質価格とも十分な輸出競争力をもっていることがはっきりしたので、同工業会ではアメリカ向け輸出伸長に力を入れるべきであるとしている。

なお、注目すべき点つぎのとおり。

○部品の互換性＝スクロールチャックについてはピニオン、四つづめ単動チャックについてはねじ棒ストッパに互換性があるだけでスクロールチャックの本体とスクロール、本体とつめは現物合わせ、または選択はめあいと思われる。

○部品の加工仕上げ＝ピニオンスクロールのベベルギヤは総行フライスによる一度切り加工である。また、スクロールは焼入れ、焼もどし後、超硬バイトで高速切削を行なっているだけで研削はされていない。

○センタ振れ、つめの浮上がり、面振れ＝5 万回の繰返し正逆回転テストの結果 1 万回を越えるところからセンタ振れ、つめの浮上がりが相当大きく出た。

(服部 敏夫)