ピストンポンプ・モータにおけるピストンの オイルホワール現象の実験的検証*

田中 嘉津彦^{*1}, 中原 綱光^{*2}, 京 極 啓 史^{*2}

Experimental Verification of Oil Whirl of Piston in Axial Piston Pump and Motor

Kazuhiko TANAKA^{*3}, Tsunamitsu NAKAHARA and Keiji KYOGOKU

^{*3} Fukui National College of Technology, Dept. of Mechanical Engineering,
Geshi, Sabae, Fukui, 916-8507 Japan

Piston motion which interacts with lubrication characteristics including friction force between the piston and cylinder has been measured in order to prove the oil whirl phenomena in an axial piston pump and motor which had been found theoretically in the previous paper. The piston motion has been measured by means of eddy current displacement sensors, comparing with calculated results. It has been verified that the piston has whirled in the cylinder under certain operating conditions and specifications, similar to the oil whirl phenomena as self-excited vibration in journal bearings. The phenomena have not occurred for wide clearance and short sealing part between the piston and the cylinder as the previous paper predicted them. The period of piston whirl has coincided with that of friction force variation.

Key Words: Oil Hydraulics, Piston Pump and Motor, Piston Motion, Lubrication, Self-Excited Vibration, Oil Whirl, Measurement

1. 緒 言

油圧ピストンポンプ・モータにおける基本的な作用要素であるピストンは、その挙動が機器の性能、耐久性、安定性等に大きく影響を及ぼし、さらにピストンとシリンダ間しゅう動部は軸受とシール性の相反する機能が要求される。機器のさらなる性能向上や高圧化・高速化設計開発の指向に当たって、トライボロジカルな観点からのピストン挙動の解明は必要不可欠である。しかし、ピストン挙動は潤滑特性とも相互作用があって複雑であるため、ピストンの運動特性についての報告は少ない。

例えば、京極ら⁽¹⁾⁽²⁾は実機を想定したモデル機において、ピストンとシリンダ間の摩擦力とともにすきまを測定し、摩擦特性とピストン挙動との関係について論じた。また、山口・谷岡⁽³⁾⁽⁴⁾はピストン挙動に関する理論を構築し、連接棒を有するピストンを対象にして挙動測定を行い、理論との比較を行っている。しかし、これらのピストン挙動に関する実験的研究におい

てはある一部の現象を捉えたものにすぎず、まだ不明な部分が多い。すなわち、ピストンはその球面軸受部とスリッパの摩擦特性に依存して回転運動する⁽⁵⁾にもかかわらず、先の実験的研究においては測定の都合上、または測定装置の構造上、ピストンの回転運動を拘束、無視した状態で、ピストン挙動の測定を行っているため、実際のトライボロジカルな現象を網羅した運動特性を明らかにしたとはいえない。

前報⁽⁶⁾では三次元座標系でのピストン挙動を混合潤滑理論と連立させて数値計算を行った結果、強制振動に重なってピストン回転周期の1/2周期であるオイルホワール現象が起こりうることを見出した。また、著者らは剛性の低いピストンの採用は流体潤滑作用の観点から有利であり、なじみが十分に進行していない段階では、ピストンは回転運動することを実験的に明らかにした⁽⁷⁾。ピストン頂部に高圧が負荷された場合には、ピストンとシリンダ間は作動流体がみたされた状態であると考えられ、ピストンの回転運動とその流体膜の流体力学的作用であるピストンの基本的な運動特性の把握は、機器の運転初期時における事故を防止する上からも必要と考える。つまり、ピストンがオイルホワールを起こす可能性がある場合に、剛性の低いピストンを用いると、ピストンが回転運動しやすい運

* 原稿受付 1998年8月28日。

^{*1} 正員、福井工業高等専門学校 (〒916-8507 鯖江市下司町)。

^{*2} 正員、東京工業大学工学部 (〒152-8552 東京都目黒区大岡山2-12-1)。

E-mail: katanaka@fukui-nct.ac.jp

転初期時においてはオイルホワールから曲げ振動を伴うオイルホイップ現象に成長し、摩擦・摩耗の増大や振動・騒音の増大などの可能性がある。

本報では、実機で生じるピストンの回転運動を考慮し、摩擦力とともにピストン挙動を渦電流式非接触変位計を用いて測定することにより、ピストンのオイルホワール現象を実験的に検証し、さらにオイルホワール発生条件に及ぼす諸パラメータについても実験により確認することを目的とする。

2. 測定方法および条件

図1は実機を想定したモデル機におけるピストンとシリンダ間の摩擦力、ピストン回転速度およびピストン挙動測定部の模式図である。モデル機は、二つのシリンダを有し、各シリンダ内にあるピストンの頂部には常に一定の圧力が作用する。ピストンは斜板の回転に伴って、シリンダ内を往復滑り運動する。この際、二つのシリンダは導通しているため、モデル機への供給動力が少ない状態でピストンは、斜板半回転においてポンプ作用を、残り半回転ではモータ作用を交互に行う。

ピストンとシリンダ間の摩擦力の測定は、文献(1)および(2)に示したように、ピストンの往復滑り運動に伴って生ずる力を浮動シリンダの周方向3位置に取付けられたロードワッシャに生ずる電荷を、チャージアンプにて電圧へ変換することにより検出した。

ピストン回転速度の測定は静電容量法⁽⁵⁾によった。このため、ピストンにはその端部から25 mmの範囲にわたって、周方向40本のスリット(幅および深さともに0.2 mm)を設け、同スリットと対抗する位置に厚さ0.5 mm、長さ10 mmの真鍮片を電極として配した。ピストンに設けられたスリットは、本研究におけるすべての測定条件においてシリンダ外にあり、ス

リットの存在によるピストン挙動や潤滑特性への影響はない。また本研究では全行程にわたってピストンは回転運動を行うように、式(1)で与えられる斜板に対するスリッパの押付け比 γ を0.15とした。

$$\gamma = \frac{d^2 \ln(r_2/r_1) - 2(r_2^2 - r_1^2) \cos \alpha}{d^2 \ln(r_2/r_1)} \dots \dots \dots (1)$$

ここで r_1 , r_2 はスリッパシールランド内外半径、 d はピストン径、そして α は斜板傾転角である。式(1)の分子は斜板に対するスリッパの押付け力と開離力の差分を、また分母はスリッパの押付け力を表し、スリッパは同比率が小さいほど斜板に対して浮動しやすくなる。

シリンダに対するピストン挙動は4個の渦電流式非接触変位計(A_x , A_y , B_x , B_y)を用いて測定した。以後、渦電流式非接触変位計は変位計と称する。変位計は図2に示すようにシリンダ内、ピストン頂部側に2個(変位計 A_x , A_y)、そしてシリンダ外、ピストン端部側に2個(変位計 B_x , B_y)配置し、変位計 A_x と A_y , B_x と B_y はそれぞれ同一平面内にあり、各平面は35 mmの距離だけ離れている。また、各変位計の添字 X および Y は、文献(6)で記した座標方向に一致する。ピストンとシリンダはそれぞれが円筒形状であるため、シリンダ内外に配した各変位計の出力電圧の定量的な較正は困難である。しかし、本研究ではピストン挙動の周期性評価を目的としているため、各変位計からの出力電圧の変動に基づいた定性的測定で十分である。ただし、後述するピストン挙動の数値計算結果との比較を容易にするため、ピストンに設けた座標系(後掲、図8)の各座標軸の正側にピストンが移動した場合に、変位計からの出力電圧は正になるようにした。

測定は表1に示す仕様を有するピストンとシリンダを用いて、特に記さない限り、表2の各条件下で運転

Fig. 1 Schematic diagram of apparatus

Fig. 2 Positions of eddy current displacement sensor

状態を 10 min 程度保った後に、測定システムの制約から斜板 8 回転分だけ行った。表 2 におけるピストンテーパ角 θ_T はその頂部から 3 mm の範囲にわたって設けた。またオーバハング比 λ は、ピストン BDC(下死点)位置におけるシリンダ内のピストン長とシリンダ外のピストン長の比であり、 λ の値が大きいほどシ

リンダ内にあるピストン長が長い、つまり軸受としてのシール長が長くなることを意味する。なお、表 3 は使用した作動油の性状である。

3. 測定結果および考察

機器運転条件としてシリンダ供給圧 P_d と斜板回転速度 N を、また設計条件としてピストンとシリンダ間の半径すきま c とオーバハング比 λ (シール長)を、それぞれパラメータとしたピストン挙動の測定結果を以下に記す。

3・1 運転条件 図 3 には横軸に斜板回転位相角(時間)を取り、シリンダ供給圧 P_d をパラメータにした場合の、斜板 4 回転分の摩擦力 F_f と、ピストン頂端部側に位置する変位計の出力電圧 V_{AX} , V_{AY} , V_{BX} および V_{BY} の測定結果を、ピストン回転速度 N_P とともに示した(出力電圧 V の添字 AX , AY 等は各変位計を意味し、摩擦力は斜板 2 回転で積算平均したものである)。トリガ信号の発生位置はピストン BDC に相当する。

供試ピストンは、前述したようにスリッパの斜板に対する押付け比 γ は比較的大きな値を有するが、このようなピストンにおいても図 3 に示すようにピストンの回転運動は複雑⁽⁵⁾である。しかしながら、行程全体にわたってピストンは回転運動を行い、その平均的な角速度は斜板のそれとほぼ一致する。このことは、以後に示すほとんどの測定においても同様であった。なお、ピストンが瞬間的に停止するようになるところもあるが、これは電極の振動ノイズによって FV 変換

Table 1 Specifications of piston and cylinder

	Piston	Cylinder
Inner/Outer diameter (mm)	19.476, 19.491	19.501
Diametral clearance $2c$ (μm)	10, 25	
Roughness Ra (μm)	0.10	0.15
Roundness (μm)	0.5	0.3
Cylindricity (μm)	3.0	1.5

Table 2 Experimental conditions

Swash plate angle α (deg.)	8
Cylinder P.C.D. (mm)	78
Supply pressure P_d (MPa)	5, 10, 15
Rotational speed of swash plate N (rpm)	500, 1000
Taper angle on top of piston θ_T (deg.)	0.1
Overhang ratio λ	0.7, 1.0, 1.5
Piston length L_P (mm)	90
Oil temperature ($^{\circ}\text{C}$)	50 ± 3

Table 3 Properties of hydraulic fluid

Density (g/cm^3)	0.873
Kinematic viscosity (cst)	46.20 (at 40°C) 6.87 (at 100°C)
Viscosity index	104

Fig. 3 Relationship between friction force and piston motion ($N=1\,000$ rpm, $\lambda=0.7$, $c=12.5\,\mu\text{m}$)

器の応答範囲を超えたためと考えられる。

本実験の範囲においてシリンダ供給圧 P_d が高圧に類する図 3(a)において、ピストン頂部と端部側に位置する変位計の出力電圧、すなわち V_{AX} と V_{BX} 、および V_{AY} と V_{BY} の変動を比較すると、それらの位相は異なっており、さらにこれらの出力電圧は斜板 1 回転を 1 周期、つまり斜板からの油圧反力作用周期の下で変動する。これよりピストンはピストン回転角速度 ($\equiv$ 斜板角速度) と一致した 104.7 rad/s の角速度でシリンダ内を旋回運動することがわかる。また摩擦力 F_f は、シリンダに対するピストンの滑り運動方向に対応して、ポンプ作用時には負の、モータ作用時には正の値を示す。その摩擦力作用方向の切換わりは斜板半回転ごとに生じ、斜板 1 回転を 1 周期としている。すなわち、このような摩擦力 F_f の変動周期も斜板の回転周期と一致する。

図 3(b)は図 3(a)で示した条件において斜板回転速度 N 、ピストンとシリンダ間の半径すきま c およびオーバハング比 λ を同一とし、シリンダ供給圧 P_d を減少、つまりピストンに作用する負荷を軽減させた場合である。ピストン端部側に位置する変位計 BX と BY の二つの変位計から出力電圧 V_{BX} および V_{BY} は斜板の回転周期と一致するが、これに対してピストン頂部側に位置する変位計 AX と AY の出力電圧 V_{AX} および V_{AY} は斜板 2 回転で 1 周期の変動を呈する。このように、図 3(b)の条件でもピストンは旋回運動するが、その角速度は図 3(a)の場合と異なり、ピストン回転角速度 ($\equiv$ 斜板角速度) の 1/2 である

52.4 rad/s で、ピストンは 2 回転で 1 回の旋回運動を完結する周期性を有する。さらに、摩擦力 F_f の変動周期も斜板 2 回転を 1 周期とするようになる。

図 4 は図 3(b)の条件において、斜板回転速度 N を 1000 rpm から 500 rpm へと低速にした場合の測定結果である。ピストン挙動を示す各変位計の出力電圧 V_{AX} , V_{AY} , V_{BX} および V_{BY} の変動周期と摩擦力 F_f のそれは図 3(a)と同様に斜板の回転周期と一致し、流体膜厚さが小さくなるような条件下でのピストンの旋回角速度は、ピストン回転角速度と等しくなることがわかる。

以上のことより、斜板回転速度(本実験ではピストン回転速度とほぼ等しい)が高速になる場合やシリンダ供給圧が減少するように、流体膜厚さが大きくなるような場合には、シリンダ内をピストンはピストン回転角速度の 1/2 の角速度で旋回運動する。つまり、ジャーナル軸受における自励振動であるオイルホワールと同様な現象が起こりうることが実験的に確認できた。ピストン頂部には高圧流体があるため、ピストンとシリンダ間に形成されるすきまにおいて流体膜破断は起こりにくく、流体がみたされた状態であると推察される。したがって、流体膜反力の連成項成分が大きくなる可能性があり、このことがピストンにおけるオイルホワール現象の発生の要因になっていると考えられる。

ピストン端部には斜板からの油圧反力の横分力が作用すること、そして摩擦力の変動周期はピストン挙動のそれと一致することを考慮すると、ピストンの旋回運動は、その軸心は傾き、シリンダとのすきまは小さく、つまり大きな偏心状態で生じていることが推察できる。ここが、外乱の小さい条件で、そして小さな偏心状態で起こる一般のジャーナル軸受におけるオイルホワールとは異なるところである。

3.2 設計条件 半径すきま c が小さい場合や軸受部としてのシール長を長くすることによって、ピストンとシリンダ間からの漏れは少なくなりこれに伴い軸受部の流体負荷容量は増大して、ピストン挙動も流体膜の動特性により一層影響されることが推察される。

そこで図 5 には、図 3(a)に示した条件に対してピストンとシリンダ間の半径すきま c を小さくした場合の測定結果を示す。図 3(a)と図 5 を比較すると、同一の運転条件であっても半径すきま c の減少に伴いピストン挙動およびそれによる摩擦力 F_f の変動は異なる。すなわち、ピストン端部側の挙動周期は斜板の回転周期と同じであるのに対して、頂部側はシリン

Fig. 4 Relationship between friction force and piston motion ($N=500$ rpm, $P_d=10$ MPa, $\lambda=0.7$, $c=12.5$ μ m)

Fig. 5 Relationship between friction force and piston motion ($N=1\,000$ rpm, $P_d=15$ MPa, $\lambda=0.7$, $c=5$ μm)

Fig. 7 Relationship between friction force and piston motion ($N=500$ rpm, $P_d=10$ MPa, $\lambda=1.5$, $c=5$ μm)

Fig. 6 Relationship between friction force and piston motion ($N=500$ rpm, $P_d=10$ MPa, $\lambda=1.0$, $c=12.5$ μm)

ダ供給圧 P_d を低圧にした図 3(b)と同様、斜板 2 回転で 1 周期の挙動となり、ピストンの旋回角速度はピストン回転角速度の $1/2$, 52.4 rad/s であり、ピストンは 3・1 節で述べたジャーナル軸受におけるオイルホワールと同様な挙動を呈する。

また、図 6 は図 4 の条件でピストンとシリンダ間のシール長を長くした場合、つまりオーバーハング比 λ を大きくしたときの測定結果である。図 6 においては、四つの変位計の出力電圧の変動は、すべて斜板 2 回転で 1 回の周期となっている。ピストン挙動および摩擦

力 F_f は、運転条件や半径すきまが同一であってもオーバーハング比に依存し、オーバーハング比が大きくなるとその挙動と摩擦力は斜板 2 回転で 1 回の周期性を有するものとなる。

図 7 は表 2 に示した油温よりも低い、 30°C のときの測定結果で、同測定においては前述してきた結果と異なり、ピストンはほとんど回転運動しない。しかし、同図の条件は図 6 の場合よりもオーバーハング比 λ を大きく、さらに半径すきま c を小さくしたものであり、これまで述べてきた結果から類推すると、ピストン挙動および摩擦力 F_f ともにそれらの変動周期は斜板 2 回転で 1 周期になることが考えられる。ところが、図 7 においては図 3(a)と図 4 で示した結果と同様、ピストンはシリンダ内を旋回運動するが、その角速度は斜板角速度と一致し、摩擦力 F_f の変動周期も斜板 1 回転で 1 周期となる。これより、ピストンの回転運動もその挙動および摩擦力の変動周期に大きく影響し、オイルホワールが起こるような機器設計条件でもピストンの回転運動がない場合には、オイルホワールは発生しないことが確認できる。なお、図 7 の条件においてピストンの回転運動がほとんど生じなかった理由として、同条件では作動油の粘性係数が大きいためスリッパと斜板間に十分な流体膜の形成がなされ、ピストンの回転運動に影響するスリッパは斜板に対して浮動した状態にあったことが考えられる。

ピストンポンプ・モータにおけるピストンのオイルホワールもジャーナル軸受における場合と同様、ピストンとシリンダ間のすきまを大きくする、またはオー

バハング比を小さくすることにより防止できることが確認された。さらには、ピストンの回転運動を拘束することもオイルホワール防止策の一つであるといえる。

3.3 数値計算結果との比較 3.2 節までに述べてきたピストン挙動の測定結果と、既報⁽⁶⁾で記した数

Fig. 8 Model of piston motion

値計算結果を比較検討する。既報では図8の運動座標系の下で、流体膜および粗さ突起部での分担荷重($\tilde{F}_H$, $\tilde{F}_A$)等を考慮して、ピストン挙動を式(2)～(5)に示す連立方程式として与えた。

$$\tilde{m} \ddot{\tilde{X}} = (\tilde{F}_H)_X + (\tilde{F}_A)_X + \tilde{W} \sin \alpha \cos \tau \quad \cdots (2)$$

$$\tilde{m} \ddot{\tilde{Y}} = (\tilde{F}_H)_Y + (\tilde{F}_A)_Y + \tilde{W} \sin \alpha \sin \tau \quad \cdots (3)$$

$$-\tilde{I}_X \ddot{\alpha}_X + \tilde{I}_Z \left(\frac{\omega_P}{\omega} \right) \dot{\alpha}_Y \\ = (\tilde{M}_H)_X + (\tilde{M}_A)_X - (\tilde{M}_f)_X + \frac{1}{2} \tilde{I} \tilde{W} \sin \alpha \sin \tau \quad \cdots (4)$$

$$\tilde{I}_Y \ddot{\alpha}_Y + \tilde{I}_Z \left(\frac{\omega_P}{\omega} \right) \dot{\alpha}_X \\ = (\tilde{M}_H)_Y + (\tilde{M}_A)_Y - (\tilde{M}_f)_Y - \frac{1}{2} \tilde{I} \tilde{W} \sin \alpha \cos \tau \quad \cdots (5)$$

Fig. 9 Comparison of piston motion by measured and computed results
($N=500$ rpm, $P_d=5$ MPa, $\lambda=0.7$, $c=12.5$ μ m)

Fig. 10 Comparison of piston motion by measured and computed results
($N=500$ rpm, $P_d=10$ MPa, $\lambda=0.7$, $c=12.5$ μ m)

図9と10には各ピストン挙動の測定条件を導入して、数値的に解かれた、各変位計位置における無次元化したピストン座標の結果を、斜板2回転分の測定結果とともに示した。なお、両図に示す測定においてもピストン回転角速度は斜板角速度とほぼ一致しており、また図10の測定結果は図4の一部分を再掲したものである。ピストン挙動が斜板2回転で1回となる周期性を、つまりオイルホワールが起こっている図9では、位相や特にピストン頂部側の変位計位置での測定結果 V_{AY} と計算結果 $\tilde{Y}_A$ には差異が見られるが、全体として定性的な変動傾向はほぼ一致している。このことは斜板1回転を1周期とするピストン挙動、すなわちオイルホワールが発生していない図10についても同様であり、これらのことより既報で記した数値計算は妥当であると考ええる。

4. 結 言

前報の理論計算により見出された、ピストンポンプ・モータにおけるピストンのオイルホワール現象を実験的に検証するために、ピストン挙動と摩擦力を測定した。その結果をまとめると次のようになる。

(1) ピストンの回転運動がある場合、機器の運転条件や設計条件によってはピストンにもオイルホワールが起こりうるという数値計算の妥当性がピストン挙動の測定結果より確認できた。

(2) ピストンにおけるオイルホワールも、ジャーナル軸受での場合と同様な対策を講ずることによって防止できることを実験的に確認した。

(3) ピストンのオイルホワールと摩擦力の変動周期は一致する。

文 献

- (1) 京極啓史・濱村有一・長沼徹郎・中原綱光, トライボロジスト, **35**-12(1990), 914-921.
- (2) 京極啓史・長沼徹郎・濱村有一・中原綱光, トライボロジスト, **36**-1(1991), 28-35.
- (3) 山口惇・谷岡豊, 機論(第2部), **41**-348(1975), 2399-2406.
- (4) 山口惇・谷岡豊, 機論(第2部), **41**-348(1975), 2407-2412.
- (5) 田中嘉津彦・中原綱光・京極啓史, 機論, **59**-560, C(1993), 1192-1197.
- (6) 田中嘉津彦・中原綱光・京極啓史・桃園聡, 機論, **64**-618, C(1998), 653-661.
- (7) 田中嘉津彦・京極啓史・中原綱光, 機論, **64**-626, C(1998), 3959-3967.