斜板式アキシャルピストンモータの微速時における ピストンの摩擦特性*

松本 和幸^{*1}, 池谷 光栄^{*1}

Friction Characteristics between the Piston and Cylinder for Low-Speed Conditions in a Swashplate-Type Axial Piston Motor

Kazuyuki MATSUMOTO and Mitsuei IKEYA

It has become very important to improve hydraulic motor efficiency, especially in the starting and low-speed ranges, for finer hydraulic operation. From this point of view, this report aimed to provide technical data to help improve a swashplate-type axial piston motor's performance, particularly concerning the friction characteristics between the piston and cylinder. The effects on its friction characteristics are experimentally examined with regard to supply pressure, surface roughness, oil temperature, rotational speed, and so forth. The results show that the friction force depends heavily on the supply pressure, rotational speed, phase angle, and piston surface roughness, and that the reduction of friction force seems to be possible by changing the cylinder material or by the piston equipped with lubrication holes.

Key Words: Tribology, Friction, Hydraulics, Swashplate-Type Axial Piston Motor, Starting and Low-Speed Conditions

1. 緒 言

油圧斜板式アキシャルピストンモータ（以下斜板式モータ、または単にモータ）の近時の開発課題は、広範な使用条件のもと、従来よりの高エネルギー密度化（高圧化・高速化対策）に加え、より精細な制御性を果たすべく、特に起動時、微速時の挙動解析および性能改善に関する研究がより緊要な課題として取り上げられるに至った⁽¹⁾。

油圧モータの起動・微速時性能に大きな影響を及ぼすべき主要因を市販モータの構造から想定すると(1)ピストン〜シリンダ間、(2)スリッパ〜斜板間、(3)弁板〜シリンダ間、これら3部位挙動とそこでの損失を挙げることができる。特に要因(1)にかかわる挙動に注目すれば、ピストンの往復動方向および軸まわりの摺動特性の測定⁽²⁾、材質の組合せおよび表面粗さの影響の研究⁽³⁾などが行われてきた。しかしこれらの研究は比較的良好な潤滑条件が想定される中・高速回転域に対するものであり、潤滑不良が予想される起動・微速時の摩擦損失に関するがととき研究はほとんど行われていないようである。このことから著者らはピス

トン〜シリンダボア間の摺動抵抗が、弁板〜シリンダ間の漏れ特性に大きな影響があると指摘した⁽⁴⁾。

上述より、本研究においては市販モータのピストン〜シリンダボア間の微速時挙動と、そこでの摩擦特性を明らかにするために、まずピストンの摺動抵抗を計測する新方法を提案し、実験によって摺動特性を定量的に把握することにより、斜板式アキシャルピストンモータの起動・微速時性能の改善を果たすための基礎データを求め、技術開発資料の充実を図ることとする。

2. 主 要 記 号

CN_i : 供試シリンダ分類番号, $i=1, 2$

F_{p1h} : ピストン推力理論値

ΔF_{pl} : ピストン摺動抵抗

F_{pr} : ピストンに作用する横荷重

N : 斜板回転数

POO 01, PRA 01~04, PLU 01~02

: 供試ピストン分類番号

R_a : 表面粗さ (中心線平均粗さ)

T_H : 油温

φ_ω : 斜板回転位相角度 $\varphi_\omega=180^\circ$: (ピストン突出し長さ l 最大時)

* 原稿受付 平成3年1月7日。

^{*1} 正員, 長岡技術科学大学(〒940-21 長岡市上富岡町1603-1)。

3. 実験方法と実験装置

図1はピストン～シリンダボア間の摺動抵抗 ΔF_{pl} 計測装置を示す。シリンダに供給圧力 P_s を加えると、斜板によりピストン横荷重が働いて、ピストン～シリンダボア間に摩擦力が作用する。なお斜板角度 $\gamma=15^\circ$ とした。ここで本装置では、シリンダをラジアル方向、回転方向には動き得ず、かつスラスト方向には十分低荷重で動き得るようにボールスライド軸受でシリンダを支持し、同部位をカップリングボルト、同プレート、同ナットを経てロードセルに繋ぎ、ピストン～シリンダボア間の ΔF_{pl} を計測するようにしている。 P_s は、

圧力供給プレートからバランスピストンを経て、シリンダ内へ導く。このバランスピストンは静的にバランスするように設計することにより、圧力供給プレートと金属接触を生じないように配慮した。このような方策を取り入れる構造とするために、斜板回転式とした。この結果、本装置の挙動は $0^\circ \leq \varphi_\omega \leq 180^\circ$ ではモータ行程、 $180^\circ \leq \varphi_\omega \leq 360^\circ$ ではポンプ行程となる。

本装置固有のスラスト損失は、実測の結果被計測量 ΔF_{pl} の約10%であり、計測値への影響はさほど小さくなく ΔF_{pl} の実測値そのものをピストン摺動抵抗とした。また油温 T_H はピストン～シリンダボア間、スリッパ～スラストプレート間およびバランスピストン

表1 標準（市販品）ピストンおよびスリッパの仕様

	Dimension	Surface roughness	Material	Heat treatment
Piston POO 01	Diameter 24 [mm]	Ra 0.05 [μ m]	High strength steel SACM645	Nitrogenous
Cylinder CN1	Radial clearance 12 [μ m]	Ra 1.00 [μ m]	High strength brass equivalent to HB _s C3C	—

表2 実験に使用したピストンおよびシリンダの仕様

No.	Modification	Specification
POO 01	Standard	Ref. Table 1	
PRA 01	Surface roughness	R_a 0.04 [μ m]	
PRA 02	↑	R_a 0.09 [μ m]	
PRA 03	↑	R_a 0.15 [μ m]	
PRA 04	↑	R_a 0.36 [μ m]	
PLU 01	Lubrication	Ref. Fig.	
PLU 02	↑	↑	
CN1	Standard	Ref. Table 1	
CN2	Material	S45C R_a 0.36 [μ m]

図1 ΔF_{pl} 計測装置

～圧力供給プレート間から漏れる油の温度を計測することとし、 $T_H=50\pm3^\circ\text{C}$ となるよう管理した。なお作動油は日石スーパーハイランド 46 [動粘度 47.3 cSt, (37.8°C において), 6.98 cSt, (98.9°C において)]を使用した。

実験に使用したピストンおよびシリンダの仕様を表 1, 2 に示す。

4. 実験結果とその考察

実験結果とその考察は P_s などを変数に ΔF_{pl} および最大値 $\Delta F_{pl\max}$ の特性検討を主課題に行う。 ΔF_{pl} に関し、図 2 は $N=0.3\text{ rpm}$ の条件のもとで、モータ行程における φ_ω との関係を示す。同図および表 2 中図示のピストン、シリンダ間の相対位置関係から $\varphi_\omega \leq 45^\circ$ (本実験使用品仕様) では、ピストン肩部がシリンダ内にあることから、斜板からの反力によるピストン横荷重 F_{pr} は一定であり、かつ最も小さい値となる。したがって ΔF_{pl} は一定値が予想される。しかし、 φ_ω

が大きくなるに従ってピストン移動速度も増加することから、 $P_s=14.7\text{ MPa}$ ではわずかながら ΔF_{pl} の減少が見られる。 $\varphi_\omega=45^\circ$ を超えても ΔF_{pl} の増大が見られないのは、例えば $P_s=14.7\text{ MPa}$ では $\varphi_\omega \approx 65^\circ$ まではピストンが回転しているのが確認されることから、潤滑状態が良好なことによる。しかし、 φ_ω がこの領域を超えるとピストンの回転が認められず、 φ_ω がさらに大きくなるに伴い、 F_{pr} がより大きくなる結果 ΔF_{pl} が増大する。 $\varphi_\omega=90^\circ$ を境にピストン速度が徐々に減少して行くために潤滑状態が悪化し、 ΔF_{pl} は増大する。さらに φ_ω が増大し 180° に近づくと、ピストン速度がほぼ零になり、ピストン突出し長さ l も最大になるために ΔF_{pl} は急増する。

なお、参考として図 2 と同条件でのポンプ行程における φ_ω との関係を図 3 に示す。同図からこの場合もモータ行程と同じ傾向特性を与えるが、全位相角度でモータ行程と比べて 40% 以上大きな値を示す。これはピストン終端およびシリンダ始端において、モータ行

図 2 ΔF_{pl} - φ_ω 特性

図 4 $\Delta F_{pl\max}$ - P_s 特性

図 3 ΔF_{pl} - φ_ω 特性

図 5 $\Delta F_{pl\max}$ - N 特性

程では圧油によってピストンが押出されるために油膜の形成が容易であるのに対し、ポンプ行程では圧油に抗してピストンを押込むために油膜の形成が困難であることによるものと考えられよう。

以下本研究は斜板モータの微速時挙動を主題とすることから実験、解析範囲をモータ行程に限ることとする。 $\Delta F_{pl\max}$ に関し、図4は P_s に対する特性を、図5は N との関係を、図6は $F_{p\text{th}}$ との比に対する N との関係を示す。これらの結果から、 N の増加に伴い $\Delta F_{pl\max}$ は大幅に低下することがわかる。また N が一定であれば、 $\Delta F_{pl\max}$ は P_s にほぼ比例することと、 $\Delta F_{pl\max}/F_{p\text{th}}$ が P_s によらずほぼ一定であり、 $N=0.3$ rpm では最大13%の機械損失がピストン〜シリンダボア間にあることがわかる。

図7は、油温 T_H に対する関係を示す。 $\Delta F_{pl\max}$ は

図6 $\Delta F_{pl\max}/F_{p\text{th}}-N$ 特性

図7 $\Delta F_{pl\max}-T_H$ 特性

N の値にかかわらず T_H の上昇に伴って増加しており、また増加の割合は N が高いほど大きくなっていることがわかる。 $N=6$ rpm において T_H が 40°C から 60°C に上昇すれば $\Delta F_{pl\max}$ は 164 N から 245 N と約 50% の増加を示す。これは、Striebeck 曲線から推測されるように、 N の増加に伴い摩擦損失が大きく変化する領域に移ることから T_H (結果として作動油粘度) の影響を多少とも受けるためと考えられる。

図8は、標準シリンダ CN_1 に表面粗さ R_a の異なる供試ピストン各種を組合せた時の N との関係を示す。同図から、 N が低ければ R_a の影響は少ないが、 N の増加に伴って R_a の影響が大きくなり、 R_a が小さい

図8 $\Delta F_{pl\max}-N$ 特性

図9 $\Delta F_{pl\max}-N$ 特性

図 10 $\Delta F_{pl \max}$ - N 特性

ほど $\Delta F_{pl \max}$ は低下することがわかる。このことは極微速域では、 R_a の大きいピストンは油の保持量が多く、 $\Delta F_{pl \max}$ にそれほどの差を生じなかったものと思われる。しかし、 N が大きくなるに従い、油の引き込みによる金属接触部への油膜形成が助長されるために、 R_a の小さなものほど微少油膜の増加でも金属接触面積が減少しやすく、ピストン～シリンダボア間の潤滑状態が良くなり、 $\Delta F_{pl \max}$ に大きな差が見られたものとする。

図 9 は、 CN_1 の材質を変えた鋼製シリンダ CN_2 に R_a の異なる供試ピストンを組合せた時の N に対する関係を示す。図 8, 9 より、 CN_2 は CN_1 より N が約 4 rpm までは $\Delta F_{pl \max}$ が低い。特に $N=0.3$ rpm では $\Delta F_{pl \max}$ が約 60% も低いこと、これに反し、 $N=6$ rpm では POO 01, PRA 01 のように R_a の小さいピストンの場合には逆に CN_1 のほうが $\Delta F_{pl \max}$ は小さくなることをわかる。これは、 R_a が小さいために油膜が薄い低速時でも油膜厚さ/表面粗さ比が大きくなり、その結果潤滑状態が良好になったものと思われる。

図 10 は、 CN_2 においてピストン～シリンダボア間の潤滑状態を改善する方法として、圧油をラビンス溝に導いたピストン PLU 01, PLU 02 での N に対する関係を示す。

全実験範囲、 $0.3 \text{ rpm} \leq N \leq 6 \text{ rpm}$ において、

$\Delta F_{pl \max}$ はピストン PLU 01 では約 2/3 に、PLU 02 では約 2/3～1/2 に低減可能なことがわかり、微速時の回転挙動が滑らかなモータに改善するための有力な手段を提案できた。

5. 結 論

本研究において、斜板式アキシャルピストンモータの起動・微速時性能の改善に関し、特に摩擦損失に大きな影響を及ぼすピストン～シリンダボア間の摺動抵抗の計測装置を製作、計測方法を確立して、同特性を実験により求めた。その結果、以下のことが明らかになり、性能改善を果たすための有用な基礎データを求め得た。すなわち、

(1) ピストン摺動抵抗最大値 $\Delta F_{pl \max}$ は、斜板回転位相角度 φ_ω 、供給圧力 P_s および回転数 N に大きく依存し、 $N=0.3$ rpm でピストン推力 $F_{p \text{ th}}$ の最大 13% の損失となる。

(2) $\Delta F_{pl \max}$ は P_s にほぼ比例し、また $\Delta F_{pl \max}$ は N の増加とともに大きく減少するが、 N が高い時には油温 T_H の影響がより大きい。

(3) ピストンの表面粗さ R_a により $\Delta F_{pl \max}$ - N 特性は大きく影響される。極微速域では R_a の影響は少ないが、 N が高くなると R_a の小さいピストンのほうが $\Delta F_{pl \max}$ の低下は著しい。

(4) $\Delta F_{pl \max}$ - N 特性はシリンダ材質によって異なる特性を示す。極微速域では銅合金製より鋼製のほうが $\Delta F_{pl \max}$ は低い。

(5) ピストンの外径摺動部に P_s を導くことにより $\Delta F_{pl \max}$ を大きく低減させることが可能である。

本研究の遂行に当たり終始協力をいただいた本学小林俊一、江里昌広[現九州松下電器(株)]の両氏に厚くお礼申し上げる。

文 献

- (1) 松本・池谷, 斜板式アキシャルピストンモータの起動・微速時における球継手部の摩擦特性 (機論, 57-538 C (1991), 2017).
- (2) Renius, K. Th., Untersuchungen zur Reibungen zwischen Kolben und Zylinder bei Schlagscheiben-Axial-Kolbenmaschinen, VDI-Forsch-Heft, 561. (1974), 3.
- (3) Dowd, J. R. and Bauwell, F. T., Tribological interaction between piston and cylinder of model high pressure hydraulic pump, ASLE Trans., 18-1 (1975), 21-30.
- (4) 松本・池谷, 斜板式アキシャルピストンモータの起動・微速時における弁板摺動部の摩擦・漏れ特性 (機論, 57-538 C (1991), 2023).