

219 ピストンポンプ・モーターに用いられる 球面軸受のトライボロジー特性 (スクイーズ膜効果について)

Tribological Characteristics of Spherical Bearings for Hydraulic Piston Pumps and Motors
(On the Squeeze Effect)

○正 風間 俊治 (室工大) 正 藤原 満 (室工大)
正 田中 尚紀 (旭光学)

Toshiharu KAZAMA, Muroran Institute of Technology, 27-1, Mizumoto-cho, Muroran, Hokkaido
Mitsuru FUJIWARA, Muroran Institute of Technology
Naoki TANAKA, Asahi Optical Co., Ltd.

Under the conditions of the periodic changes in supply pressure and loads, tribological characteristics of spherical bearings for hydraulic piston pumps and motors were examined experimentally using four types of piston assemblies. The apparatus consisted of a piston assembly with the spherical bearing tested, a bushing equipped with eight hydrostatic bearings, an electric motor and the hydraulic circuit. The diameters of the spheres tested were specified by 7.9, 9.5, 12.7 and 15.9 mm. The maximum supply pressure was 4.9 MPa, the maximum frequency of the sinusoidal and rectangular fluctuation was 1 Hz, and the speed of rotation was 10 s^{-1} . Hydraulic oil of ISO VG 32 was used as the test liquid. Frictional torque and leakage flow rate were measured. In conclusion, the frictional torque notably decreased and the squeeze film effect was recognized for the case of the change in the supply pressure and loads being the rectangular wave with high frequency.

Key Words: Tribology, Fluid Power Systems, Spherical Bearings, Piston Pumps and Motors, Unsteady State, Experiment

1. 緒 言

液圧ポンプ・モータのしゅう動部におけるトライボロジー現象を的確に把握して、これを合理的に設計する方策を整理することは、ポンプ・モータに対する一層の高動力化・高効率化のみならず、信頼性や品質のさらなる向上にも大きく寄与する。液圧システムを構成するポンプ・モータの中では、構造上、ピストン形がこれらの現実化に対応しやすい。ピストンポンプ・モータの代表的なしゅう動部は、弁板部、ピストン部、スリッパ軸受、ならびにピストン端部とスリッパ軸受との間に設けられる球継手部となる。この継手部は球面軸受⁽¹⁾を呈しており、小さなスペースで、アキシャル荷重のみならず、ラジアル荷重をも同時に支えている重要なしゅう動部である。しかしながら、この種の球面軸受のトライボロジー特性に焦点を当てた、基礎を掘り下げた研究⁽²⁾は、他のしゅう動部に対する研究に比較して、きわめて少ない。

本研究では、ピストンポンプ・モータの、ピストン端部とスリッパ軸受との継手部に設けられる球面軸受のトライボロジー特性を実験的に明らかにする。特に、変動供給圧力および変動荷重下において生じるスクイーズ膜効果について論ずる。

2. 実験装置および方法

実験装置全体の回路図を図1に示す。本油圧回路は、変動供給圧力および荷重を生じさせるために、ブリードオフ回路を構成した。油圧ポンプ⁽¹³⁾により一定圧力に加圧された作動油 (ISO VG32) を、フィルタ⁽¹⁴⁾および比例電磁式パイロットリリーフ弁⁽¹⁰⁾を介して供試球面軸受⁽¹⁵⁾に供給した。供給圧力の変動は、パソコン⁽²⁾に組み込まれた D/A 変換ボードを用いて制御した。なお、変動波形は正弦波および矩形

波とし、その変動周波数は 0.01 から 1 Hz の間で設定した。この変動圧力は、直接、圧力ピックアップ⁽¹⁷⁾により計測し、動歪アンプ⁽⁵⁾、A/D 変換ボードを介してパソコン⁽³⁾に記録した。

本研究では、供試球面軸受として、球部の絞り加工 (かしめ) を施さないピストン・アセンブリ⁽¹⁵⁾ (メスピストン) を用いた。実験には、球直径 7.9, 9.5, 12.7 ならびに 15.9 mm (便宜上、それぞれ $\phi 8$, $\phi 10$, $\phi 13$, $\phi 16$ と記す。なお、各々のピストン直径は、11, 13, 16, 20.5 mm) の計 4 種類の球面軸受を選定した。

実験は、インバータ⁽¹²⁾で制御した電動モータ⁽¹¹⁾によって、球をもつスリッパ軸受部を一定回転 (10 s^{-1}) させた。その回転数は非接触式回転計⁽¹⁶⁾で計測した。このとき、球面軸受の受け側 (シート面) となるピストンに生じる摩擦トルクをロードセル⁽⁸⁾で測定し、動歪アンプ⁽⁴⁾、A/D 変換ボードを介してパソコン⁽³⁾に記録した。

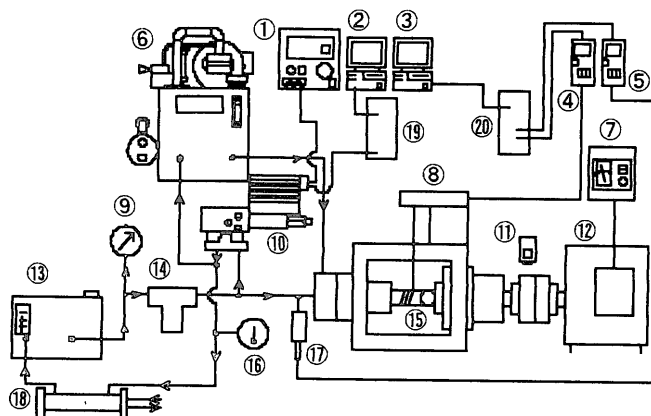


Fig.1 Hydraulic circuit and measuring system

ピストンを支持するために生じる摩擦トルクが、測定対象とする供試球面軸受部の摩擦トルクに及ぼす影響を極力減じるために、ピストンを支持するブッシングに、外周方向4ヶ所および軸方向2ヶ所の計8ヶ所に静圧軸受を設けた。これらの静圧軸受には、パワーユニット⑥から加圧作動油を供給した。この工夫により、支持部の摩擦トルクをほぼ実験誤差範囲内に抑えることができた。

3. 実験結果および考察

定常状態下ならびに変動供給圧力・荷重下において、摩擦トルクと漏れ流量を測定した。定常状態下の摩擦係数を図2に示す。漏れ流量は、実験を行った範囲内において、最大でも $0.045 \text{ mm}^3/\text{s}$ と微量であり、また周波数の影響は見られなかった。

図3～5は、軸受特性に及ぼす変動供給圧力・(その供給圧力に比例する)荷重の影響を示す。ここでは、球直径8mmの供試軸受に対して行った実験結果について論ずる。図中の太い実線は定常状態での実験結果(バラツキは小)に対する近似曲線であり、記号(□)は非定常状態での(一定のサンプリング周期で採取した)データである。

矩形波状に変動する供給圧力・荷重のもとに、その変動周波数の差異の影響を、図3、4で比較する。変動周波数は、それぞれ1.0 Hz および0.01 Hz である。いずれの場合も、非定常状態の摩擦トルクは、定常状態のそれよりも小さくなった。周波数が高い方が、高压側での摩擦トルクの低下が認められた。この結果は、軸受すき間でのスキーズ膜効果によるものと考えられる。

図5は正弦波状に変動させた場合(1.0 Hz) に対する結果である。正弦波の場合、実験を行った範囲内においては、周波数が高くともスキーズ膜効果はほとんど認められなかった。これは、正弦波では、矩形波に比べて変動が滑らかであることから説明づけられよう。

4. 結 言

実機のピストンポンプ・モータに用いられる球面軸受のトライボロジー特性を、変動する供給圧力ならびに荷重が作用する条件下において実験的に調べた。主な結論として、供給圧力(荷重)を、特に高い周波数で矩形波状に変化させた場合にスキーズ膜効果が現れた。

最後に、横浜国立大学工学部 山口 惇 教授には、平素よりご懇切なご指導を頂いている。本実験装置の製作には、カヤバ工業株式会社 油機技術研究所 生形 春樹 氏、原 康 範 氏、竹田 裕二 氏をはじめ関係各位のご尽力を賜った。記して謝意を表す。

参 考 文 献

- 1) 風間 俊治, 機論C, 64-619, (1998), 311/31.
- 2) 山口 惇, 油圧と空気圧, 1-1 (1970), 10/18.

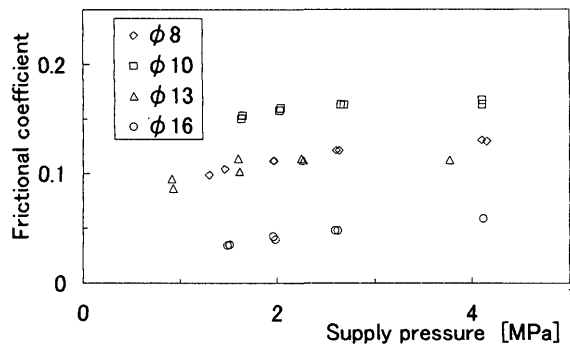


Fig. 2 Frictional coefficient (Steady state)

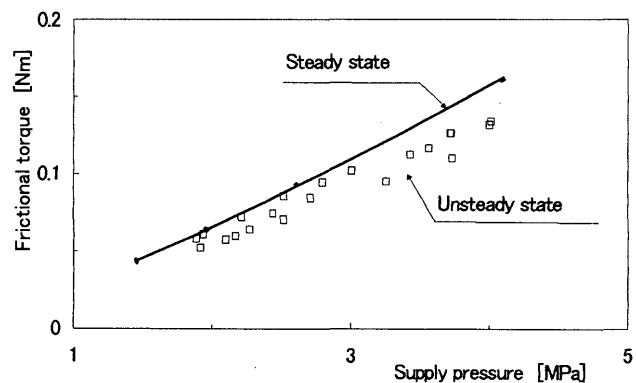


Fig. 3 Frictional torque vs. supply pressure ($\phi 8$, rectangular wave, 1.0 Hz)

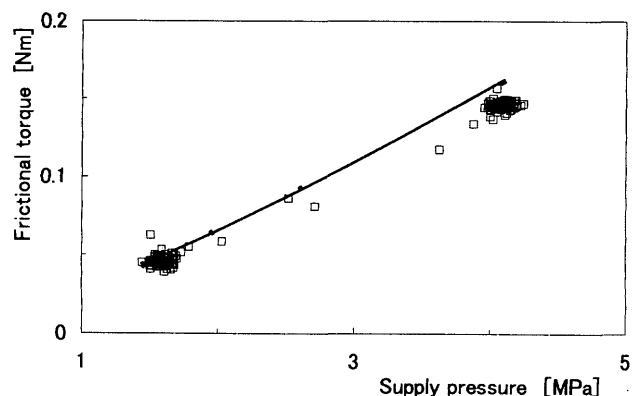


Fig. 4 Frictional torque vs. supply pressure ($\phi 8$, rectangular wave, 0.01 Hz)

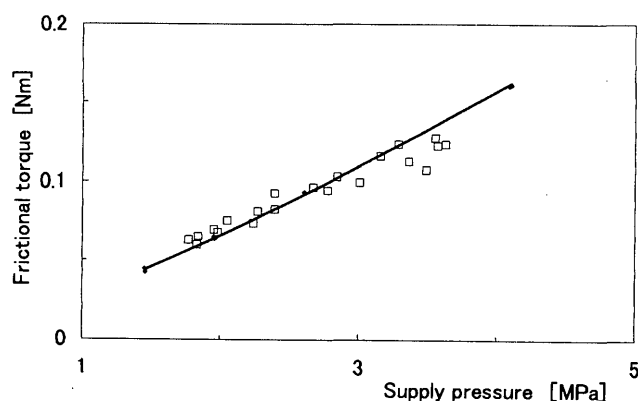


Fig. 5 Frictional torque vs. supply pressure ($\phi 8$, sinusoidal wave, 1.0 Hz)