

603 高圧静圧軸受の混合潤滑特性に及ぼす変動荷重の影響

Effect of Fluctuating Loads on Mixed Lubrication Characteristics of High Pressure Hydrostatic Bearings

○正 風間俊治 (室工大) 正 藤原 満 (室工大)
中村悟志 (室工大院)

Toshiharu KAZAMA, Muroran Institute of Technology, 27-1, Mizumoto-cho, Muroran, Hokkaido
Mitsuru FUJIWARA, Muroran Institute of Technology
Satoshi NAKAMURA, Graduate, Muroran Institute of Technology

At the maximum supply pressure of 62 MPa tribological characteristics of dynamically loaded hydrostatic thrust bearings were examined experimentally in mixed to fluid film lubrication. The outer radius of the bearings tested was 10 mm and the ratio of the recess radius was 0.5. The bearings were made of carbon steel, bearing steel and polyetheretherketone (PEEK) with the surface roughness of 0.3 to 2.3 μmRa . The loads were fluctuated sinusoidally up to 5 Hz by the electro-hydraulic circuit consisted of a hydraulic cylinder with a servo valve and a PC controller. The frictional torque and leakage flow rates were measured; the power losses were evaluated. In conclusion, i)As the frequency and amplitude of fluctuation of the loads increased, the hydrostatic balance ratio, where the frictional coefficient and the power loss increased, became small; ii)When the supply pressure and the loads were lower, the effect of the fluctuation was notable; iii)The fluctuation less influenced the leakage flow rate, and iv)Under marked elastic deformation conditions, the effect of the fluctuation was insignificant.

Keywords : Tribology, Hydrostatic Bearing, Mixed Lubrication, High Pressure, Surface Roughness

1. はじめに

液圧システムは、動力密度が高い、応答周波数が高く制御性がよいなど、多くの利点を有する。これらの特長に基づいて、航空機や土木・建設機械などをはじめ、広く使用されている。そのシステムの要となる液圧ポンプ・モータには、こうした長所を生かすべく、一層の高圧化、小型軽量化が強く求められている。

一方で、環境負荷低減などの観点から、水道水を用いる液圧システムの実用化に対する期待が高まっている。これを受けて、水圧システム構築に対する検討が進められている。しかし、潤滑性や防錆に劣る水道水を用いて、石油系作動油を作動媒体とする従来の油圧ポンプ・モータに匹敵する性能を実現させるためには、特にトライボロジーに関与する技術的な課題が大きい。たとえば、材料面では、エンジニアリング・プラスチックの使用が試みられているが、耐久性や加工精度などに問題が残ることのほか、弾性変形の影響が顕著となることが指摘されている。

さて、液圧機器のしゅう動部には、基本的に高圧側の圧力に比例する荷重が作用する。よって、この構造上の特徴を踏まえれば、そのしゅう動部には、静圧軸受機構の採用が合理的となる。しかしながら、液圧ポンプ・モータのしゅう動部の与条件は、工作機械や精密機器への適用を前提とした一般の静圧軸受のそれとは異なり、従来の設計法を、直接、適用することができない。

本研究では、動的な荷重が作用した場合の静圧軸受のトライボロジー特性を、荷重の振動数と振幅、しゅう動面の表面粗さ、供給圧力および部材の弾性変形の影響などに焦点を当て、実験的に明らかにする。

2. 実験装置ならびに方法

図1に実験装置の模式図を示す(詳細は既報¹⁾参照)。本装置は、同心荷重が作用する円板形静圧スラスト軸受である。変動荷重は、油圧シリンダにサーボ弁を取付け、AD/DA ボードを搭載した PC を用いて振動数と振幅を制御した。供試軸受は、中空円筒状の上部試験片(外半径 $R_2=10$ mm, ポケット半径比 $a=0.5$) と、中実円筒状の下部試験片で構成された。本研究では、3種類の粗さ(0.3, 1.1, 2.3 μmRa)をもつ上部試験片(S45C)と2種類の材料(SUJ2, $E_{\text{ref}}=210$ GPa, $\nu_{\text{ref}}=0.3$; PEEK, $E_{\text{ref}}=3.3$ GPa, $\nu_{\text{ref}}=0.21$)で製作した下部試験片を準備した。上部試験片は、便宜上、粗さ

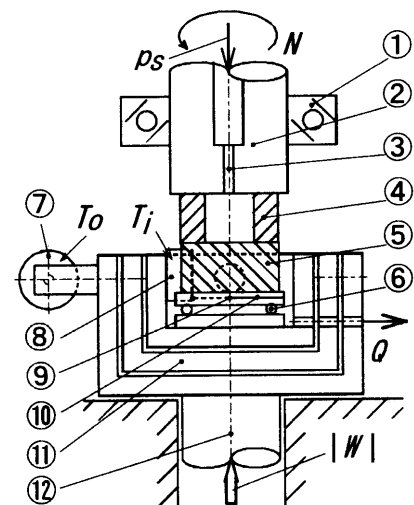


Fig.1 Schematic diagrams of test rig (4. Upper specimen, 5. Lower specimen, 12 Hydraulic Cylinder)

Smooth, Mid, Rough で区別した。なお、PEEK を用いた理由は、部材の弾性変形の影響を検証するためであった。

等価摩擦係数 f 、損失動力 L 、無次元荷重 ζ (静圧バランス比)²⁻³⁾ を、それぞれ次式で定義する (L_Q : 流量損失動力, L_T : 摩擦損失動力, R : しゅう動部の平均半径)。

$$\zeta = |W| / [\pi(1-a^2)p_s R^2 / (-2 \log a)] \quad (1)$$

$$f = T / |RW| \quad (2)$$

$$L = L_Q + L_T = p_s Q + 2\pi NT \quad (3)$$

3. 実験結果ならびに考察

図2, 3は、変動荷重の振動数 ν が摩擦係数 f 、漏れ流量 Q および損失動力 L に及ぼす影響を示す。なお、上部試験片は Mid, 下部試験片は SUJ, 供給圧力 $p_s=41$ MPa, 変動荷重の振幅 $\Delta\zeta=0.1$ であった。 ν が増加(0→5 Hz)すると、 f が増加し始める静圧バランス比 ζ は小さく(1.35→1.2)なり、 L が最小となる ζ も小さくなる傾向を示した。同時にその最小値 L_{min} は増加した。 ν が Q に及ぼす影響は小さかった。

図4は、供給圧力 $p_s=21$ MPa および 62 MPa のもとで、振幅 $\Delta\zeta$ が摩擦係数 f に及ぼす影響を示す。なお、振動数 $\nu=$

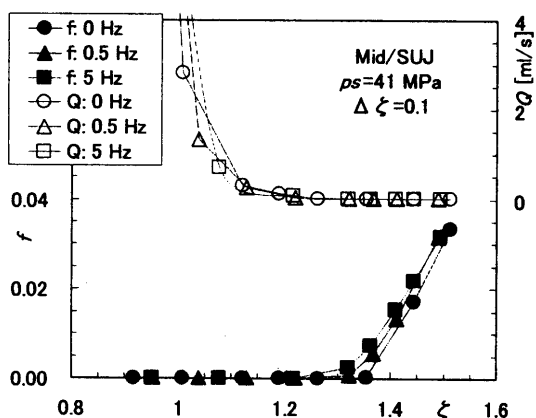


Fig.2 Effect of frequency ν of fluctuating loads on equivalent frictional coefficient f and leakage flow rate Q

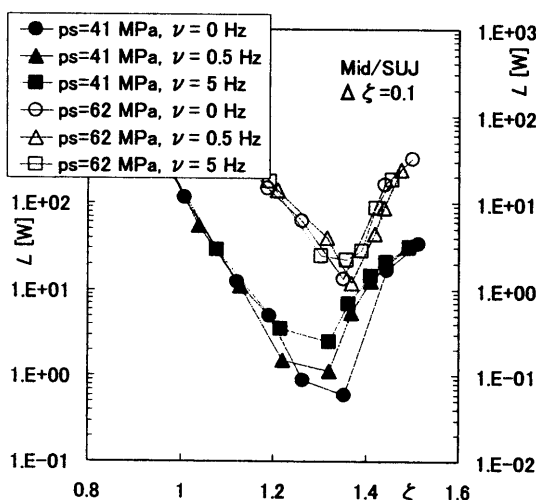


Fig.3 Effect of frequency ν of fluctuating loads on power loss L

5 Hz であった。 p_s の低い条件(21 MPa)で、 $\Delta\zeta$ の増加に伴い f が上昇を始める ζ が小さくなる現象が顕著となった。

図5は上部試験片を Smooth と Rough とし、下部試験片を PEEK とした場合の結果である。しゅう動面の凹面状弾性変形¹⁾により、 L_{min} となる ζ は、SUJ の場合に比して、特に Smooth で、著しく大きくなった (Smooth/Rough に対して、 $\zeta(L_{min})=1.7\sim 1.8/1.5\sim 1.6$)。ただし、 ν の影響はわずかであった。

4. むすび

主な結論として、i) 荷重変動の振動数および振幅が増加すると、摩擦係数および損失動力が増加し始める静圧バランス比は小さくなった。ii) 供給圧力と荷重の小さい場合に、荷重変動の影響が顕著となった。iii) 荷重変動が漏れ流量に与える影響は小さかった。iv) 大きな弾性変形を生じる条件下では、荷重変動の影響は小さかった。

なお、本実験には、当時の本学卒研究生 池田 寛 君の助力を得た。記して謝意を表す。

参考文献

- 1) 風間・藤原・山口：日本油空圧学会論文集，32-4 (2001)，104/109.
- 2) Kazama, T. and Yamaguchi, A.: *J. Tribology, Trans. ASME*, 115 (1993), 686/691.
- 3) Kazama, T. and Yamaguchi, A.: *J. Tribology, Trans. ASME*, 117 (1995), 399/402.

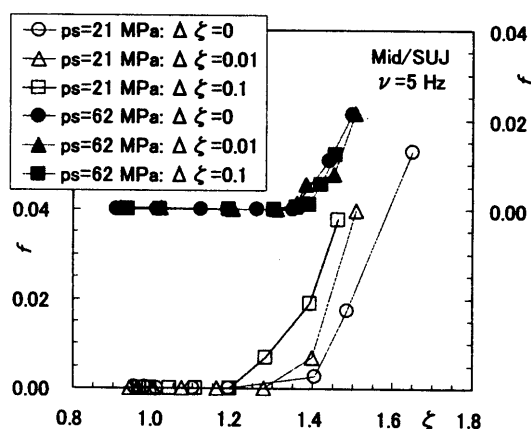


Fig.4 Effect of amplitude $\Delta\zeta$ on equivalent frictional coefficient f at $p_s=21$ and 62 MPa

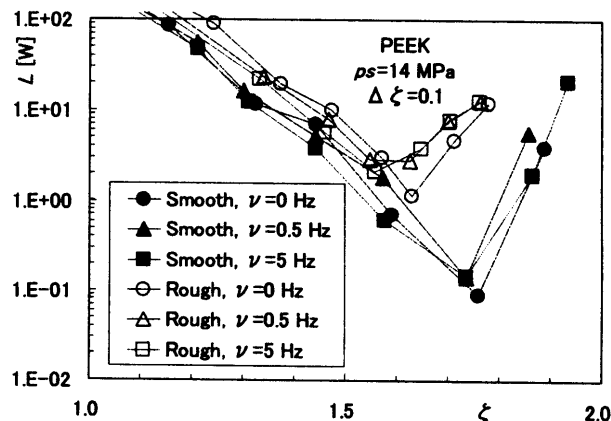


Fig.5 Power loss L for PEEK specimens with smooth and rough