

# 107 静圧スラスト軸受のトライボロジー解析 (凹凸面状の弾性変形が最適条件に及ぼす影響)

## Tribological Analysis of Hydrostatic Thrust Bearings (Effect of Convex/Concave Elastic-Deformation on Optimum Conditions)

○正 風間 俊治 (室工大)

張 立志 (室工大)

Toshiharu KAZAMA, Muroran Institute of Technology, 27-1, Mizumoto-cho, Muroran, Hokkaido

Lizhi ZHANG, Muroran Institute of Technology

### 1. 緒言

液圧システムは、高い動力密度、高い応答周波数、広範な無段変速域などの特長を有し、土木、建設、機械、航空などの幅広い分野に用いられている。特に、他の駆動システムを凌駕する特長を発揮させるため、信頼性や使い易さに加え、一層の小型・軽量化と高圧化ならびに高効率化と長寿命化が求められている。システムの要となるポンプ・モータには、可変容量機構を備えた、効率の高い容積式の斜板式アキシャルピストンポンプ・モータが採用される。

ピストンポンプ・モータの主作用要素であるピストン端部には、広範なすべり速度のもとで、シリンダボア内圧に基づく大きな変動荷重を効果的に支持するためのスリッパ (スリッパ軸受) が設けられている。スリッパには、基本的に、ピストンの他端部に作用する圧力 (シリンダボア内圧) で定まる荷重が作用することから、静圧軸受で支持することが理に合う<sup>1)</sup>。その構造は、円板形静圧スラスト軸受を呈している。

円板形静圧スラスト軸受の特性解析や設計手法については、剛体部材を仮定する理想的な条件のもとであれば、解析解<sup>2)</sup>を容易に導けるため、ほぼ確立しているといえる。しかしながら、高圧化かつ小型化の要請の強いポンプ・モータを対象とする場合には、その部材に生じる弾性変形の影響を、最適設計条件の見直しなどを含めて、検討しておく必要がある。

本研究では、液圧機器への適用を念頭において、ピストンポンプ・モータのスリッパをひとつの具体的な対象として、パッドを有する円板形静圧スラスト軸受を採り上げる。しゅう動部すきまの潤滑方程式と軸受構造部材の弾性方程式<sup>3)</sup>を連立させて、軸受形状や作動条件が軸受特性に及ぼす影響を数値的に検討する。さらに、剛体部材を仮定して導出される寸法の最適解との差異を論じる。

### 2. 理論

Fig.1 に示す円板形静圧スラスト軸受を考える。本報では、上部パッドおよび下部しゅう動面 (しゅう動面側からみて、それぞれ、凸、凹面状) の弾性変形を考慮する。作動条件は同心一定荷重のもとに  $z$  軸まわりに一定角速度  $\omega$  で回転する状態を取扱う。

すきまの変形を考慮した定常軸対称レイノルズ方程式は次式となる ( $\bar{h}$ : 公称すきま= $h/H$ ,  $H$ : 代表すきま,  $\bar{p}$ : 圧力= $p/(p_s S_0)$ ,  $\bar{p}_r$ :  $\bar{p}_s$ : ポケット圧力比,  $p_s$ : 供給圧力,  $R_2$ : 軸受半径,  $\bar{r}$ : 座標系= $r/R_2$ ,  $S_0=6\mu\omega(R_2/H)^2/p_s$ ,  $\mu$ : 粘度)。ただし、流体の物性値は一定と置く。

$$\frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left( \bar{h}^3 \bar{r} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right) = 0 \quad (1)$$

ここに ( $\bar{h}_c$ : 軸受中心部すきま= $h_c/H$ ,  $\bar{\delta}$ : 弾性変形量= $\delta/H$ )

$$\bar{h} = \bar{h}_c + \bar{\delta}_e + \bar{\delta}_f \quad (2)$$

パッドの弾性変形  $\bar{\delta}_e$  は次式で求める ( $a$ : ポケット半径比= $R_1/R_2$ ,  $a'$ : パッド内半径比= $R_0/R_2$ ,  $C_i$ : 係数<sup>4)</sup>)。

$$\bar{\delta}_e = B_e \int_{a'}^1 \left[ \frac{C_1}{C_3 \bar{r}'} \left( \frac{C_4 \bar{r}'}{a'} - C_6 \right) - \frac{C_2 \bar{r}'}{a'} + C_5 \right] \bar{p} \bar{r}'^3 d\bar{r}' \quad (3)$$

上部パッドと対向する下部しゅう動表面 (以下、しゅう動面) の弾性変形<sup>3)</sup>  $\bar{\delta}_f (= \delta_f/H)$  は、半無限弾性体を仮定して ( $K(k)$ : 第1種完全楕円積分,  $k = \bar{r}/\bar{r}_1$ : 母数)

$$\bar{\delta}_f = B_f \int_0^\infty \bar{p} K(k) d\bar{r}' \quad (4)$$

負荷容量  $\bar{W}_z (= W_z/(p_s R_2^3 S_0))$  は

$$\bar{W}_z = 2\pi \int_a^1 \bar{p} \bar{r} d\bar{r} + \pi a^2 \bar{p}_r \quad (5)$$

しゅう動部流量  $\bar{Q}(\bar{r}) (= Q/(\omega R_2^3))$  ( $a \leq \bar{r} \leq 1$ ) および毛細管絞りの流量  $\bar{Q}_r$  は ( $\beta$ : 絞り特性数= $4H^3 l_c/(3r_c^4)$ )

$$\bar{Q}(\bar{r}) = -\pi \left( \frac{H}{R_2} \right) \phi \bar{h}^3 \bar{r} \frac{d\bar{p}}{d\bar{r}} \quad (6)$$

$$\bar{Q}_r = \pi \left( \frac{H}{R_2} \right) \frac{\bar{p}_s - \bar{p}_r}{\beta} \quad (7)$$

流体に基づく摩擦トルク  $\bar{T} (= T/(p_s R_2^3 S_0))$  は

$$\bar{T} = \frac{\pi}{3} \left( \frac{H}{R_2} \right) \int_a^1 \frac{\bar{r}^3}{\bar{h}} d\bar{r} \quad (8)$$

損失動力  $\bar{L} (= L/(\omega p_s R_2^3 S_0))$  は、漏れ流量および摩擦トルクに基づく損失動力  $\bar{L}_Q, \bar{L}_T$  の和で定義する。すなわち

$$\bar{L} = \bar{L}_Q + \bar{L}_T = \bar{p}_s \bar{Q}(1) + \bar{T} \quad (9)$$

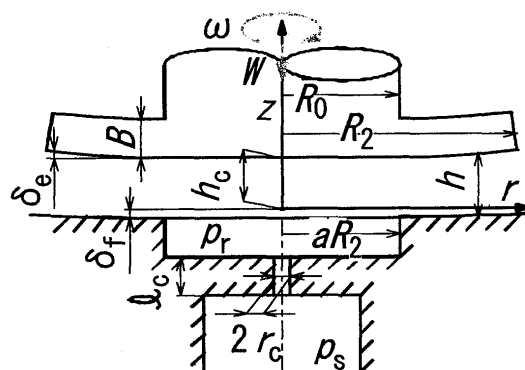


Fig. 1 Schematic and coordinates of elastically hydrostatic thrust-bearings

### 3. 計算結果および考察

上述の式を有限差分法で離散化，連立させて，荷重と負荷容量が釣り合うように繰返し計算で求める。数値パラメータは， $R_2=20\text{ mm}$ ， $p_s=42\text{ MPa}$ ， $S_0=480$ ， $\mu=30\text{ mPa}\cdot\text{s}$ ， $E=206\text{ GPa}$ ， $\nu=0.3$  などとする。

Fig. 2 は半径  $\bar{r}$  方向のパッド弾性変形  $\bar{\delta}_e$ ，下部しゅう動面の弾性変形  $\bar{\delta}_f$ ，軸受すきま  $\bar{h}$  を示す。添字は  $R_2/B$  を表す。なお，パッドを剛体と見なす（しゅう動面弾性変形のみ考慮する）場合を  $R_2/B=0$  とし，パッドおよびしゅう動面ともに剛体とする場合を添字 00 とする。

しゅう動面の弾性変形は，流体膜およびポケット部の圧力により，しゅう動面から見て凹面状に変形する。その結果，すきま  $\bar{h}$  は剛体部材の場合に比して，ランド部入口（ポケット端部）で大きく，出口部で小さくなる。パッドの弾性変形をも考慮 ( $R_2/B=6$ ) すると，流体膜圧力に基づき，しゅう動面から見て凸面状に変形する。

パッドとしゅう動面の両者の弾性変形を考慮すると，圧力分布  $\bar{p}$  は剛体部材を仮定した解に近づく。これは，半径  $\bar{r}$  方向のすきま  $\bar{h}$  の変化が，一部，相殺するからである。ただし，各々の変形モードは異なるので， $\bar{h}$  は完全に一樣とはならない。

Fig. 3 は，供給圧力  $p_s$  が高い場合 ( $p_s=42\text{ MPa}$ ) と低い場合 ( $p_s=7\text{ MPa}$ ) における，パッド厚さ  $B$  が中心部  $h_{c0}$  およびランド部出口  $h_{out}$  のすきまならびにポケット圧力比  $p_r/p_s$  に及ぼす影響を示す。 $B$  が小さくなると，パッドの弾性変形量が増加して  $h_{out}$  が増加する。同時に，ランド部の圧力分布が急峻となるために，毛細管絞りの圧力補償作用により，中心部すきま  $h_{c0}$  が減少してポケット圧力比  $p_r/p_s$  が増加する。これは， $p_s$  が高い場合に顕著である。

Fig. 4 は，パッド内半径比  $a'$  の影響を示す。パッド内半径比  $a'$  が小さい場合，弾性変形量が大きくなり， $R_2/B$  が小さい値で中心部すきま  $h_{c0}$  が零に近づく。すなわち，軽量化などの目的からパッドを薄く，張り出し部分を大きく採る設計では，部材の弾性変形の影響を無視できないことがいえる。実際には，すきまが小さくなると，表面粗さ突起の干渉や接触が生じ，流体潤滑膜を形成し難くなる。つまり，混合潤滑状態での検討の必要性を表している。

最適設計の視点から弾性変形の影響を考察する。Fig. 5 には，絞り寸法（長さ  $l_c$ ）とパッド厚さ  $B$  に対する損失動力  $L$  を示す。大きい  $l_c$  では中心部すきま  $h_{c0}$  は小さく，小さい  $l_c$  では  $h_{c0}$  は大きく，それぞれ，摩擦トルクおよび漏れ流量に基づく  $L$  が支配的となる。よって，ある長さ  $l_{c,opt}$  で極小値  $L_{min}$  を採る。下部しゅう動面の弾性変形のみの場合 ( $R_2/B=0$ ，凹面状)，剛体部材に対する解析解 (rigid) よりもすきまは大きいので漏れ流量の増大を招く。結果として  $l_{c,opt}$  は長くなる。なお，パッドの弾性変形を併せる場合，半径方向のすきま変化が減るので  $l_{c,opt}$  は剛体解に近づく。

### 4. むすび

弾性変形モードの異なる相対するしゅう動面を有する円板形静圧ラスト軸受のトライボロジー特性に関する数値解析を行った。さらに，その弾性変形が最適設計解に及ぼす影響を論じた。

### 参考文献

1)山口：潤滑，31-10 (1986)，685/690。2)風間：フルードパワーシステム，33-4 (2002)，210/215。3)Kazama, T. and Yamaguchi, A.: *Proc. ITC* (1995)，1291/1296。4)Young, W.C., *Roark's Formulas for Stress & Strain*, (1989), *McGraw-Hill*。5)Christensen, H.J.: *Lub. Technol., Trans. ASME*, 92 (1970)，145/154。6)風間・山口：油圧と空気圧，23-6 (1992)，665/672。

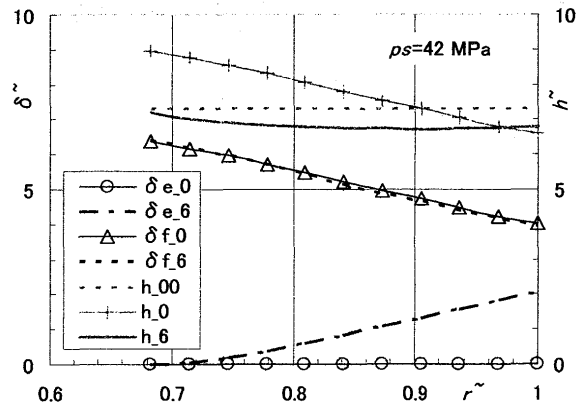


Fig. 2 Profiles of elastic deformation  $\bar{\delta}$  and film thickness  $\bar{h}$  ( $p_s=42\text{ MPa}$ )

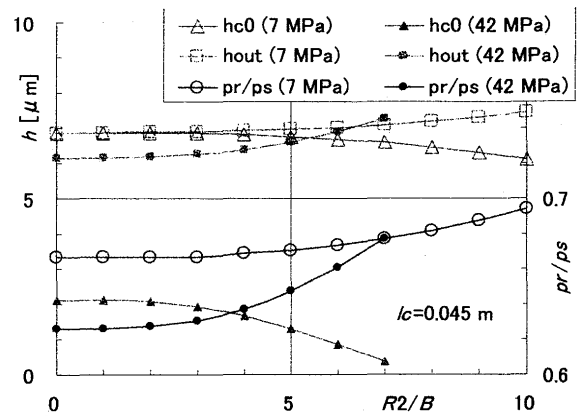


Fig. 3 Effect of pad thickness  $B$  on film thickness  $h_{c0}$ ,  $h_{out}$  and recess pressure ratio  $p_r/p_s$  at  $p_s=7$  and  $42\text{ MPa}$

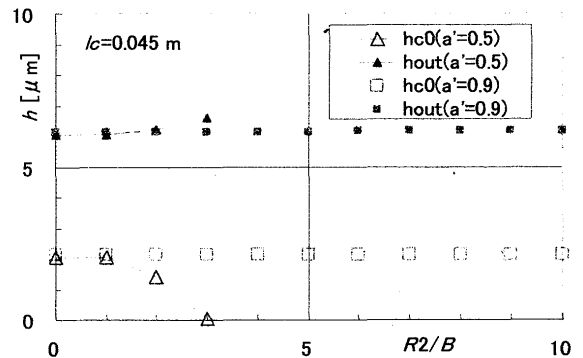


Fig. 4 Effects of pad inner radius ratio  $a'$  and thickness  $B$  on power loss  $L$

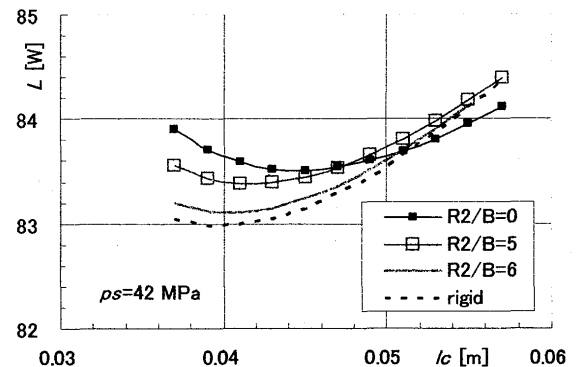


Fig. 5 Effect of restrictor length  $l_c$  on power loss  $L$  ( $p_s=42\text{ MPa}$ )