

# アキシャルピストンポンプ・モータのスリッパモデルの 数値シミュレーション（しゅう動面形状の影響）

## Numerical Simulation of Slipper Model of Axial Piston Pumps and Motors (Effect of Land Geometry)

正 風間俊治（室蘭工大）

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

Keywords: Tribology, Fluid power systems, Piston pumps/motors, Slipper, Hydrostatic bearing, Simulation

### 1. はじめに

流体の圧力エネルギーを用いる液压（フルードパワー）システムは、高動力密度を精髓とする。システムの要は、圧力エネルギーと機械的エネルギーとの変換を司る液压ポンプ・モータである。ポンプ・モータは容積式を採用していることから、主作用要素にしゅう動部が存在し、そのトライボロジー特性がシステム全体の信頼性や性能を左右する。

本研究では、効率や性能面で他の形式のポンプ・モータに比して優位に立つ斜板式アキシャルピストンポンプ・モータを採り上げて、その重要なしゅう動部であるスリッパ-斜板間<sup>1)</sup>に焦点を当てる。これをハイブリッド・スラスト軸受にモデル化<sup>2)</sup>して、軸受形状や作動条件をパラメータとした、非定常3次元混合潤滑数値シミュレーションを行う。本報では、特に、しゅう動面（ランド）の凹凸面形状<sup>3)</sup>がスリッパ・モデルのトライボロジカル挙動に及ぼす影響を検討する。

### 2. 主な記号

$a$ : ポケット半径比 $=R_1/R_2$ ,  $H$ : 代表すきま,  $\bar{h}$ : すきま $=h/H$ ,  $h_{0s}$ : パッド中心すきま $=h_0/\sigma$ ,  $T$ : 慣性モーメント $=\omega H^3 I/(6\mu R_2^6)$ ,  $K$ : 体積弾性係数,  $L$ : 損失動力 $=L/(\omega p_{s0} R_2^3 S_0)$ ,  $\bar{M}$ : モーメント $=M/(p_{s0} R_2^3 S_0)$ ,  $\bar{m}$ : 質量 $=\omega H^3 m/(6\mu R_2^4)$ ,  $\bar{p}$ : 圧力 $=p/(p_{s0} S_0)$ ,  $\bar{p}_r$ : ポケット圧力 $=p_r/(p_{s0} S_0)$ ,  $\bar{p}_s$ : 供給圧力 $=p_s/(p_{s0} S_0)$ ,  $\bar{Q}$ : 流量 $=Q/(\omega R_2^3)$ ,  $\bar{R}_0$ : すべり面公転半径 $=R_0/R_2$ ,  $R_2$ : パッド半径,  $\bar{r}$ ,  $\theta$ ,  $\bar{z}$ : 円筒座標系 $=r/R_2$ ,  $\theta$ ,  $z/H$ ,  $\bar{r}_w$ : 荷重偏心量 $=r_w/R_2$ ,  $S_0$ : パラメータ $=6\mu\omega(R_2/H)^2/p_{s0}$ ,  $T$ : 摩擦トルク $=T/(p_{s0} R_2^3 S_0)$ ,  $\bar{V}_r$ : ポケット容積 $=6\mu\omega V_r/(H^2 K R_2)$ ,  $\bar{W}$ : 荷重 $=W/(p_{s0} R_2^2 S_0)$ ,  $X, Y, Z, x, y, z$ : 直交座標系,  $\bar{\alpha}$ : パッド傾角 $=\alpha R_2/H$ ,  $\beta$ : 絞り特性数 $=4H^3 l_c/(3r_c^4)$ ,  $\delta_{ch}$ : パッドしゅう動面凹凸量 $=\delta_{ch}/H$ ,  $\zeta_0$ : 基準無次元荷重（静圧バランス比） $=2|W_0| \log a/[(1-a^2)p_{s0} R_2^2]$ ,  $\mu$ : 粘度,  $\sigma$ : 表面粗さ $=(\sigma_1^2+\sigma_2^2)^{1/2}$ ,  $\tau$ : 時間; 時刻 $=\Omega t$ ,  $\Phi$ : 角度 $=\Phi R_2/H$ ,  $\varphi$ : パッド最大傾斜方位角,  $\Omega$ : 代表角速度,  $\Omega'$ : すべり面角速度,  $\omega$ : パッド角速度。

添字  $a$ : 突起,  $f$ : 流体,  $m$ : 時間平均値,  $0$ : 参照値; 基準値（高圧側）。

### 3. 理論

斜板上をしゅう動するスリッパを、図1に示すハイブリッド（静圧すべり）スラスト軸受にモデル化する<sup>2)</sup>。台形波状

に変動する供給圧力  $p_s$  とそれに比例する偏心荷重  $W$  のもとに、傾斜する軸受（スリッパ）が一定角速度  $\omega$  で自転するとともに、すべり面（斜板）が  $\Omega'$  で回転運動（公転）する条件を設定する。すなわち、近似的に、斜板角が小さい場合に相当する。なお、ピストンや球継手部などの影響は考えない。

混合潤滑から流体潤滑までの連続した作動領域を取扱う潤滑方程式の導出に当たっては、Greenwood-Williamson<sup>4)</sup>の突起接触メカニズム（GWモデル）ならびに Patir-Cheng<sup>5)</sup>の average flow model（PCモデル）をベースとした混合潤滑モデルを採用する。ただし、粗さは等方性、粗さの基準面は剛体、流体の物性値は一定などの仮定をおく（基礎方程式<sup>2)</sup>は略）。なお、次式の公称すきま  $\bar{h}$  における  $\delta$  で、スリッパしゅう動面の微小な凹面（ $\delta_{ch}<0$ ,  $\delta=-\delta_{ch}[(\bar{r}-1)/(a-1)]^2$ ）あるいは凸面（ $\delta_{ch}>0$ ,  $\delta=\delta_{ch}[(\bar{r}-a)/(1-a)]^2$ ）形状を考慮する。

$$\bar{h} = \bar{h}_0 + \bar{\alpha} \bar{r} \cos(\varphi - \theta) + \delta \quad (1)$$

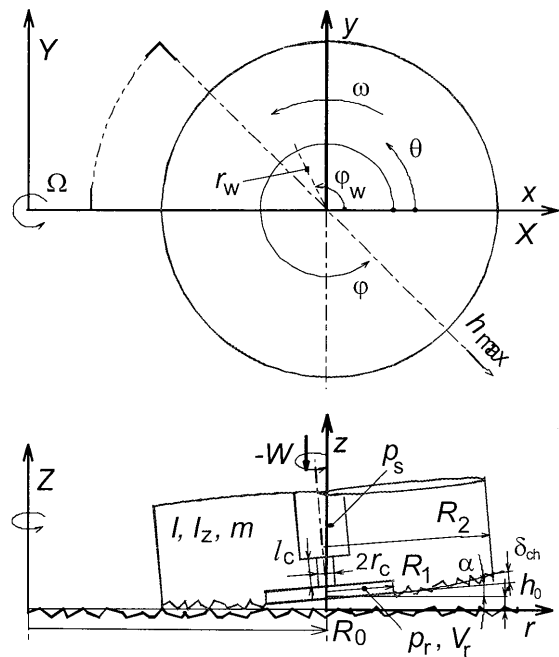


Fig.1 Hybrid (hydrostatic/hydrodynamic) thrust bearing model

#### 4. 計算結果および考察

本計算で用いる主な数値パラメータは、 $\alpha=0.683$ ,  $H=7.47 \mu\text{m}$ ,  $I=8.32 \times 10^{-6}$ ,  $I_z=4.16 \times 10^{-6}$ ,  $\bar{m}=8.32 \times 10^{-6}$ ,  $p_s=10 \text{ MPa}$ ,  $\bar{R}_0=3.0$ ,  $R_2=10 \text{ mm}$ ,  $\bar{w}=0.1$ ,  $So=8.97$ ,  $\bar{V}_f=8.97 \times 10^{-3}$ ,  $\beta=0.191$ ,  $\zeta_0=2/3$ ,  $\varphi_w=\pi/2$ ,  $\sigma/R_2=2 \times 10^{-4}$ ,  $\sigma_2/\sigma_1=1$ ,  $\Omega/\omega=1$ である。

図2, 3は, パッドの運動を示す。台形波状に変動する供給圧力ならびに偏心荷重のもとで, 中心すきま  $h_{0s}$  および最小すきま  $h_{min s}$  は, 高圧側で小さく (混合潤滑), 低圧側で大きくなる (流体潤滑, 図2)。パッド方位角  $\varphi$  (姿勢) は, 低圧側で大きく変動する (パッドの首振り運動を生じて姿勢は不安定。図3)。パッドのしゅう動面が凸面状 ( $\bar{\delta}_{ch}=0.25$ ) の場合,  $h_{0s}$  およびパッド傾角  $\bar{\alpha}$  は大きい。凹面状 ( $\bar{\delta}_{ch}=-0.25$ ) の場合, その逆となる。これは, 凸面状パッドの場合, 流入側すきまのくさび膜効果が重畳されて動圧負荷容量が増大するためにパッドが浮き上がり, またパッドもさらに傾くからである。一方, 凹面状パッドの場合, 流入部で逆くさび膜形状を呈し易く, さらに流出部のくさび膜効果が増し, パッドを前屈みとするモーメントが付与されて  $\bar{\alpha}$  は小さくなるとともに, 姿勢は安定し難くなるからである。

図4, 5に, しゅう動面の凹凸面形状が軸受特性に及ぼす影響をまとめる。凸面形状にするほど, パッド方位角の変動  $\Delta\varphi$  は小さく (首振り運動は抑えられて姿勢は安定化。図4), 漏れ流量  $Q_{out}$  はわずかに減少する (図5)。しかし, すきま  $\Delta h_0$  および傾角  $\Delta\alpha$  の変動は大きく (軸受剛性は低下。図4), 最大固体接触圧力  $p_{a \text{ max}}$  は高まる (図5)。

#### 5. むすび

スリッパの数値モデルを用いて, 特にランドの凹凸面形状の影響に着目して, 混合潤滑域を含む非定常状態下の3次元数値シミュレーションを行った。結果として, 本数値条件下において, 凹面形状の場合, 軸受パッドの最大傾斜方位角の変動が大きくなり, 姿勢は不安定となること, 凸面形状の場合, すきま厚さ方向の変動は大きくなるが, 軸受パッドの姿勢は安定することなどを示した。本研究の一部には, 日立建機株式会社のご援助を頂いた。記して謝意を表する。

#### 参考文献

- 1) 井星・山口: 斜板式ピストンポンプモータに用いられるスリッパ軸受の特性 (第1報, 理論解析), 日本機械学会論文集 B, 48-428 (1982), 695/706.
- 2) Kazama, T.: Numerical Simulation of A Slipper Model for Water Hydraulic Pumps/Motors in Mixed Lubrication, Proc. 6th JFPS International Symposium on Fluid Power, TSUKUBA, (2005), CD-ROM, 2C4-5.
- 3) Hooke, C. J. and Kakoullis, Y. P.: The Effects of Centrifugal Load and Ball Friction on the Lubrication of Slippers in Axial Piston Pumps, Proc. 6th International Fluid Power Symposium, BHRA (1981), D2-179/191.
- 4) Greenwood, J. A. and Williamson, J. B. P.: Contact of Nominally Flat Surfaces, Proc. Roy. Soc., London, Ser. A, 295 (1966), 300-319.
- 5) Patir, N. and Cheng, H. S.: Application of Average Flow

Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces, J. Lubrication Technology, Trans. ASME, 101 (1979), 220-230.

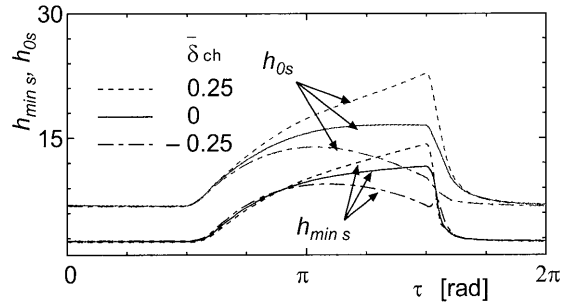


Fig.2 Changes in center clearance  $h_{0s}$  and minimum clearance  $h_{min s}$

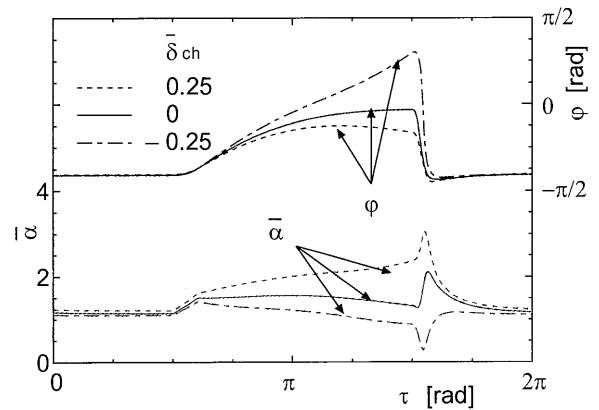


Fig.3 Changes in pad inclination  $\bar{\alpha}$  and azimuth  $\varphi$

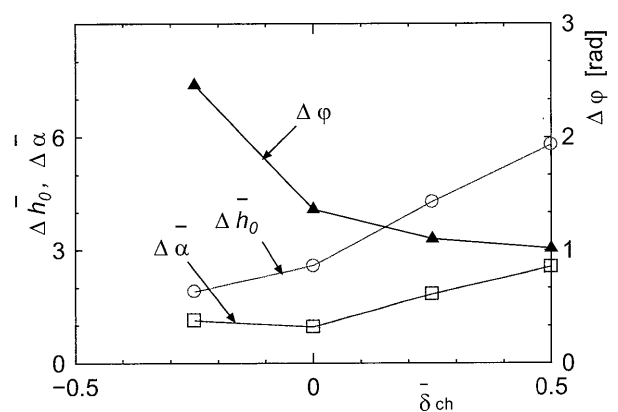


Fig.4 Effect of pad chamfer on fluctuations of center clearance  $\Delta h_0$ , pad inclination  $\bar{\alpha}$  and azimuth  $\varphi$

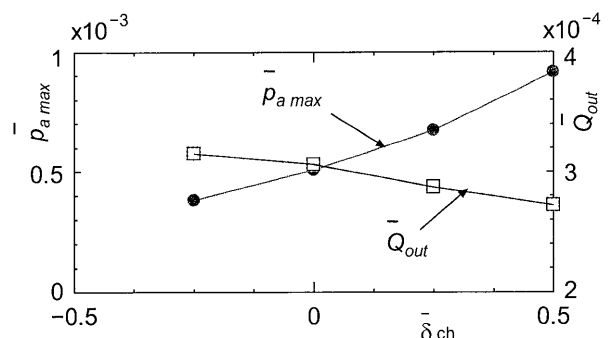


Fig.5 Effect of pad chamfer  $\bar{\delta}_{ch}$  on maximum pressure  $p_{a \text{ max}}$  in contact and leakage flow rate  $\bar{Q}_{out}$