

## B30

# 斜板式アキシャルピストンポンプ・モータのスリッパの運動に関する数値解析 (オンバランス設計のスリッパのトライボロジー特性)

## Numerical Analysis of Motion of A Slipper in Swash Plate Type Axial Piston Pumps and Motors (Tribological Characteristics of An Over-Clamped Slipper)

○正 風間 俊治 (室蘭工大)

Toshiharu KAZAMA, Muroran Institute of Technology, 27-1, Mizumoto-cho, Muroran, Hokkaido, 050-8585

**Abstract:** This report presents a time-dependent mathematical model and numerical analysis of a hybrid (hydrostatic/hydrodynamic) thrust pad bearing as an over-clamped slipper with a restrictor of the low fluid film stiffness used in swash-plate type axial piston pumps and motors. The bearing's motion is simulated three-dimensionally, including roughness interaction, asperity contact and the time-lag between the changes in supply pressures and loads. Solutions are obtained regarding the friction, flow rate and contact pressure under mixed and fluid film lubrication conditions. Calculations indicate that the over-clamped slipper runs in fluid film lubrication in the low pressure period, but in mixed lubrication in the high pressure period. The time-lag affects markedly the motion and tribological characteristics of the slipper especially at the transition of the high and low pressure periods.

**Key Words:** Tribology, Axial piston pump and motor, Slipper, Motion, Numerical analysis.

### 1. はじめに

フルードパワー（油圧、水圧、空気圧）システムは、流体の圧力エネルギーを有効利用する動力伝達システムである。とりわけ、油圧システムは、動力密度が高い、応答周波数が高い、防爆性を有するなどの点で、電気駆動式をはじめとする他の駆動方式を凌駕している。

システムの要となる構成機器は、機械的エネルギーと流体の圧力エネルギーの変換を司る、油圧ポンプ・モータである。油圧ポンプ・モータは容積式を採用しており、歯車式、ベーン式、ピストン式などの形式がある。これらの中で、斜板式アキシャルピストンポンプ・モータは、可変容量機構を有する高効率のポンプ・モータであり、土木建設機械、射出成形機、工作機械、航空機などの主に高い動力密度で応答性を要求される機械やシステムに採用されている。

ピストンポンプ・モータのピストンの端部には、シリンダボア内圧に基づく大きな変動荷重を支持するために、静圧軸受機構を採り入れたスリッパ（軸受）が設けられている。このスリッパには、変動高荷重かつピストン・ピッチ円径の斜板上を滑る広範なしゅう動速度のもとで、損失を極力抑制しつつ、安定した動作が強く要請される。

スリッパの潤滑特性については、Shute and Turnbull<sup>1)</sup>、Böinghoff<sup>2)</sup>、Hookeら<sup>3-4)</sup>、井星・山口<sup>5-8)</sup>らの、性能の予測や損失動力の最小化などに焦点を当てた詳細な研究がある。近年では、混合潤滑域まで考慮した解析<sup>9)</sup>やしゅう動面の形状を検討した研究<sup>10)</sup>なども発表されている。

著者は、液圧機器のしゅう動部、主にスリッパ・斜板間のしゅう動部に焦点を当て、山口らの混合潤滑モデル<sup>11)</sup>を円板形静圧スラスト軸受に適用して、定常状態下の理論解析<sup>12)</sup>と実験<sup>13)</sup>、非定常状態下における理論解析<sup>14)</sup>、その後、水圧機器への適用を念頭に、スリッパの公転運動まで考慮した水潤滑の数値解析<sup>15)</sup>、しゅう動面の加工精度や弾性変形など

の影響を予測するために、スリッパしゅう動面の凹凸面形状を取り入れた解析<sup>16)</sup>などへとモデルの拡張を進めてきた。しかしながら、これまでの非定常状態下の数値解析においては、比較的広範な作動条件において収束解を得易い、流体膜剛性の高い絞り寸法と流体潤滑を前提とする軸受寸法（オフバランス）が仮定されている。

本報告では、本モデルの実用性を一段と高めることを目指して、実機の多くで採用されている（コンタミネーションによる絞りの閉塞を回避するために）比較的流路径の大きな（流体膜剛性の小さい）絞り寸法と押付け気味（オンバランス）のしゅう動面寸法、言い換えれば、静圧バランス比<sup>12-13)</sup>が1を超える形状に設計されたスリッパを想定し、供給圧力と荷重の変化の間に時間差を有する作動条件まで含めて数値計算を行った結果を報告する。

### 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 $=h_0/\sigma$
$\bar{I}$	: 慣性モーメント $=\omega_0 H^3 I / (6\mu R_2^6)$
$K$	: 体積弾性係数
$\bar{M}$	: モーメント $=M / (p_{s0} R_2^3 S_0)$
$\bar{m}$	: 質量 $=\omega_0 H^3 m / (6\mu R_2^4)$
$\bar{p}$	: 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 $=Q / (\omega_0 R_2^3)$
$\bar{R}_0$	: スリッパ公転半径 $=R_0/R_2$
$R_2$	: パッド半径
$\bar{R}, \Theta, \bar{Z}$	: プレートに対する円筒座標系 $=R/R_2, \Theta, Z/H$
$\bar{r}, \theta, \bar{z}$	: スリッパに対する円筒座標系 $=r/R_2, \theta, z/H$
$\bar{r}_w$	: 荷重偏心率 $=r_w/R_2$
$S_0$	: パラメータ $=6\mu\omega_0(R_2/H)^2/p_{s0}$
$\bar{T}$	: 摩擦トルク $=T / (p_{s0} R_2^3 S_0)$

\*\*室蘭工業大学大学院工学研究科もの創造系領域  
(所在地 〒050-8585 北海道室蘭市水元町 27-1)

- $\tilde{V}_r$  : ポケット容積 =  $6\mu\omega_0 V_r / (H^2 KR_2)$
  - $\tilde{W}$  : 荷重 =  $W / (p_{s0} R_2^2 S_0)$
  - $X, Y, Z$  : プレートに対する直交座標系
  - $x, y, z$  : スリッパに対する直交座標系
  - $\bar{\alpha}$  : パッド傾角 =  $\alpha R_2 / H$
  - $\beta$  : 絞り特性数 =  $4H^3 l_c / (3r_c^4)$
  - $\zeta_0$  : 静圧バランス比 =  $2W_0 \log a / [(1-a^2)p_{s0} R_2^2]$
  - $\mu$  : 粘度
  - $\sigma$  : 表面粗さ =  $(\sigma_1^2 + \sigma_2^2)^{1/2}$
  - $\tau$  : 時間; 時刻 =  $\Omega t$
  - $\bar{\Phi}_{x,y}$  :  $x, y$  軸周りの角度 =  $\Phi_{x,y} R / H$
  - $\phi$  : 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, f : それぞれ, 突起, 流体
  - 0 : 参照値; 基準値 (高压側)
  - 1, 2 : それぞれ, プレート側, スリッパ側

3. 理論モデル

Fig.1 に示すハイブリッド (静圧すべり) スラスト軸受を考える。本報では、オンバランス設計のスリッパを対象とする。実機作動条件を模擬するシミュレーションを行うために、台形波状に変動する供給圧力  $p_s$  (Fig.2) とそれに比例する偏心荷重  $W$  のもとに、傾斜する静圧パッド (スリッパ) がプレート (斜板) 上を回転角速度  $\Omega'$  ですべり運動する条件を設定する。また、供給圧力と荷重の変化の間に時間差  $\Delta\tau$  がある場合<sup>14, 15)</sup> を取り上げる (荷重の変化が先行する場合を  $\Delta\tau < 0$  とする)。この時間差の主な要因には、流体の圧縮性や支持部のしゅう動摩擦の影響などを想定している。すなわち、斜板角が小さい回転斜板式アキシャルピストンポンプ・モータのスリッパを静圧スラスト軸受<sup>12)</sup> として模擬した取り扱いである。なお、球継手部やリーテナなどの影響は省略する。

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>17)</sup> (GW)ならびに Patir-Cheng<sup>18)</sup> (PC)のモデルをベースとした混合潤滑モデル<sup>11)</sup> を採用する。なお、部材の弾性変形や潤滑液の発熱の影響などは無視する。また、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。

GW モデルに基づく、突起山頂の弾性変形および塑性変形による接触圧力は次式で与えられる。ここに、 $F_m(h_s)$  は  $\psi(s)$  を確率密度関数とするパラメータ<sup>17)</sup> である。

$$\left. \begin{aligned} \bar{p}_{ae} &= (2/3) \bar{E}' (\eta \beta' \sigma') (\sigma' / \beta')^{1/2} \\ &\quad \times [F_{3/2}(d_e') - F_{3/2}(d_e' + w_p')] \\ \bar{p}_{ap} &= \pi \bar{H}_a (\eta \beta' \sigma') F_1(d_e' + w_p') \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

PC モデルに従うと、Reynolds 方程式は次式となる。

$$\begin{aligned} &\frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left( \phi \bar{h}^3 \bar{r} \frac{\partial \bar{p}_r}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \phi \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}_r}{\partial \theta} \right) \\ &= \frac{\Omega'}{\omega} \bar{R}_0 \sin \theta \left( \frac{\partial \bar{h}_r}{\partial \bar{r}} + \frac{\sigma}{H} \frac{\partial \phi_s}{\partial \bar{r}} \right) + \left( \frac{\Omega'}{\omega} + 1 \right) \frac{\partial \bar{h}_r}{\partial \theta} \\ &+ \frac{\Omega'}{\omega} \bar{R}_0 \cos \theta \left( \frac{\partial \bar{h}_r}{\partial \theta} + \frac{\sigma}{H} \frac{\partial \phi_s}{\partial \theta} \right) + \left( \frac{\Omega'}{\omega} - 1 \right) \frac{\sigma}{H} \frac{\partial \phi_s}{\partial \theta} + 2 \frac{\Omega}{\omega} \frac{\partial \bar{h}_r}{\partial \tau} \end{aligned} \quad (2)$$

ここに、 $\phi, \phi_s$  は粗さの係数<sup>18)</sup> である。圧力境界条件は、 $\bar{p}_f(a, \theta, \tau) = \bar{p}_r(\tau)$ ,  $\bar{p}_f(1, \theta, \tau) = \bar{p}_e = 0$  で与える。 $\bar{p}_f$  が負圧となった場合 (キャビテーション) には  $\bar{p}_f = 0$  とする。なお、 $\Omega' = 0$  と置けば、回転運動をパッド中心軸周りに限定した、基本的な円板形静圧スラスト軸受の基礎式に一致する。すきまは、次式で与える。

$$\begin{aligned} \bar{h}_r^* &= \bar{h} + \frac{\sigma}{H} \int_{s_0}^s (s - h_s) \psi(s) ds \\ &= \bar{h}_0 + \bar{\alpha} \bar{r} \cos(\phi - \theta) + (\sigma/H) F_1(h_s) \end{aligned} \quad (3)$$

固体接触圧力ならびに流体圧力に基づく負荷容量、 $x, y$  軸周りのモーメントは、それぞれ次式で求まる。

$$\bar{W}_{a,f} = \int_0^{2\pi} \int_0^1 \bar{p}_{a,f} \bar{r} d\bar{r} d\theta \quad (4)$$

$$\bar{M}_{ax,fx} = \int_0^{2\pi} \int_0^1 \bar{p}_{a,f} \bar{r}^2 \sin \theta d\bar{r} d\theta \quad (5)$$

$$\bar{M}_{ay,fy} = - \int_0^{2\pi} \int_0^1 \bar{p}_{a,f} \bar{r}^2 \cos \theta d\bar{r} d\theta \quad (6)$$

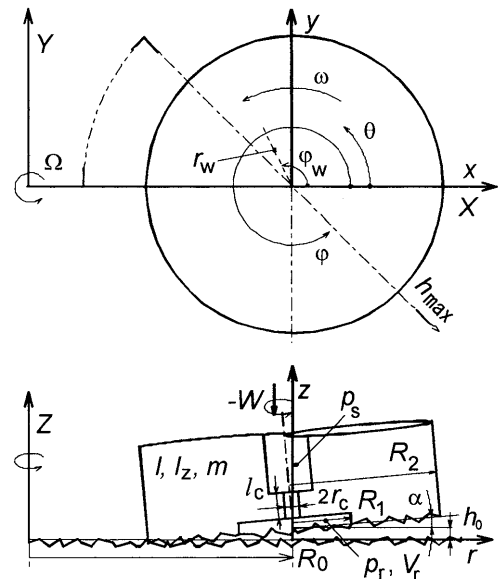


Fig. 1 Schematic coordinates of hybrid thrust pad bearings

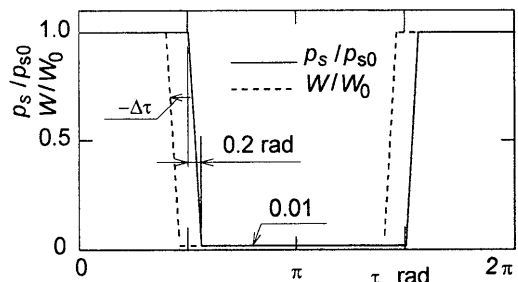


Fig. 2 Changes in supply pressure  $p_s/p_{s0}$  and load  $W/W_0$  with time-lag  $\Delta\tau$

絞りの流路を通過する流量は、毛細管絞りの場合、 $\beta$ を絞りの形状を表すパラメータとして、

$$\bar{Q}_c = \pi(H/R_2)(\bar{p}_s - \bar{p}_r)/\beta \quad (7)$$

ランド部のしゅう動すきまを流れる流量は ( $\bar{Q}(l) = \bar{Q}_{out}$ )、

$$\bar{Q}(\bar{r}) = \frac{H}{R_2} \frac{\bar{r}}{2} \int_0^{2\pi} \left[ -\phi \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}_f}{\partial \bar{r}} + \frac{\Omega'}{\omega} \bar{R}_0 \sin \theta \left( \bar{h}_r^* + \frac{\sigma}{H} \phi_s \right) \right] d\theta \quad (8)$$

スリッパのz軸方向の並進運動ならびにx,y軸周りの回転運動の方程式は、次式で与えられる。

$$\bar{m} \frac{d^2 \bar{h}_0}{d\tau^2} = \bar{W}_a + \bar{W}_f + \bar{W} - \bar{g} \bar{m} \quad (9)$$

$$\bar{I}_x \frac{d^2 \bar{\Phi}_x}{d\tau^2} - \bar{I}_z \frac{\omega}{\Omega} \frac{d\bar{\Phi}_y}{d\tau} = -\bar{M}_{ax} - \bar{M}_{fx} - \bar{M}_x \quad (10)$$

$$\bar{I}_y \frac{d^2 \bar{\Phi}_y}{d\tau^2} + \bar{I}_z \frac{\omega}{\Omega} \frac{d\bar{\Phi}_x}{d\tau} = \bar{M}_{ay} + \bar{M}_{fy} + \bar{M}_y \quad (11)$$

さらに、固体摩擦ならびに流体粘性に基づく摩擦トルクは、

$$\bar{T}_{ai} = \iint_{\bar{A}_i} \bar{R} \left[ \xi \bar{r}_p \left( \frac{\bar{r}_c}{\bar{r}_p} d\bar{A}_c + d\bar{A}_p \right) + (1-\xi) \bar{r}_{ad} d\bar{A}_r \right] \quad (12)$$

$$\bar{T}_{f1} = \frac{H}{6R_2} \int_0^{2\pi} \int_a^1 \left[ \frac{\bar{R}\bar{r}}{h} (\bar{v}_2 - \bar{v}_1) \left[ \phi_f - \left( 1 - 2 \frac{\sigma_1^2}{\sigma^2} \right) \phi_{fs} \right] - 3\phi_{fp} \bar{h} \bar{R} \bar{r} \frac{\partial \bar{p}_f}{\partial \theta} \right] d\bar{r} d\theta \quad (13)$$

ここに、 $\bar{v}_{1,2}$ は、それぞれ、しゅう動面1,2の $\Theta$ 方向速度成分である。

作動条件を表す無次元パラメータとして、定常、軸対称の円板形静圧スラスト軸受の最大静圧負荷容量に対する荷重の比(静圧バランス比)<sup>12-13)</sup>を採用する。この定義に基づく、 $\zeta_0 < 1$ でオフバランス、 $\zeta_0 > 1$ でオンバランスの設計を意味することになる。

$$\zeta_0 = 2W_0 \log a / [\pi(1-a^2)p_s R_2^2] \quad (14)$$

#### 4. 計算結果および考察

代表的な数値パラメータは、 $a=0.7$ ,  $H=\sigma=1 \mu\text{m}$ ,  $l_c=5 \text{ mm}$ ,  $m=0.1 \text{ kg}$ ,  $n=5 \text{ s}^{-1}$ ,  $p_s=10 \text{ MPa}$ ,  $R_0=30 \text{ mm}$ ,  $R_2=10 \text{ mm}$ ,  $r_c=0.3 \text{ mm}$ ,  $\bar{r}_w=0.1$ ,  $V_f=77.0 \text{ mm}^3$ ,  $\mu=28 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ ,  $\sigma_2/\sigma_1=1$ ,  $\phi_w=\pi/2 \text{ rad}$ ,  $\Omega/\omega=1$ ,  $\omega/\Omega=0$  などである。混合潤滑に関するパラメータは、 $E=200 \text{ GPa}$ ,  $H_a=230 \text{ MPa}$ ,  $\beta=50 \mu\text{m}$ ,  $\eta\beta\sigma^*=0.05$ ,  $\tau_{ad}=15 \text{ MPa}$ ,  $\tau_p=104 \text{ MPa}$  などとする。代表的な無次元量は、 $\bar{I}=1.87 \times 10^{-9}$ ,  $\bar{I}_z=9.35 \times 10^{-10}$ ,  $\bar{m}=1.87 \times 10^{-9}$ ,  $S_0=52.8$ ,  $\bar{V}_r=4.06 \times 10^{-2}$  となる。なお、静圧バランス比  $\zeta_0=1.1$  (オンバランス) に採る。

Figs. 3~5 は、それぞれ、スリッパの中心すきま  $h_{0s}$  および最小すきま  $h_{min s}$ 、しゅう動面における最大固体接触圧力  $\bar{p}_{a \max}$  および固体接触面積率  $A_{cnt}/A_0$ 、漏れ流量  $\bar{Q}_{out}$  およびキャビテーション発生面積率  $A_{cav}/A_0$  を示す。スリッパの変動量の絶対値は数値パラメータに依存するが、オフバランス

の結果<sup>14-15)</sup>と同様に、すきま  $h_{0s}$ ,  $h_{min s}$  は高圧側で小さく、低圧側で大きくなる。時間差がある場合 ( $\Delta\tau = \pm 0.1 \text{ rad}$ )、 $h_{0s}$  の変動は顕著になる。荷重の変化が供給圧力の変化に先行する場合 ( $\Delta\tau < 0$ ) には、高圧側から低圧側の切り替え時 ( $\tau = \pi/2 \text{ rad}$ ) にスリッパが大きくジャンプする。これに伴い、固体接触圧力  $\bar{p}_{a \max}$  と漏れ流量  $\bar{Q}_{out}$  は増大し、しゅう動面にキャビテーションが発生する ( $A_{cav}/A_0 > 0$ )。一方、荷重の変化が遅延する場合 ( $\Delta\tau > 0$ ) には、低圧側から高圧側の切り替え時 ( $\tau = 3\pi/2 \text{ rad}$ ) にジャンプすると同時に、漏れ流量  $\bar{Q}_{out}$  が増大し、固体接触面積率  $A_{cnt}/A_0$  が増加する。ただし、高圧側から低圧側の切り替え時にはジャンプが抑制され、低圧側のすきま  $h_{0s}$ ,  $h_{min s}$  は小さい値で推移する。

Figs. 6, 7 は、プレートの回転速度  $n$  の影響を示す。速度  $n$  が大きい方が、中心すきま  $h_{0s}$  ならびにパッド傾角  $\alpha$  は大

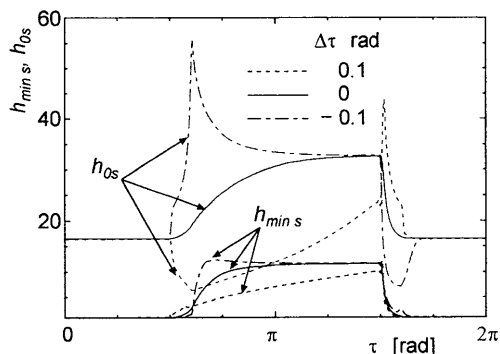


Fig. 3 Changes in center clearance  $h_{0s}$  and minimum clearance  $h_{min s}$  ( $n=5 \text{ s}^{-1}$ )

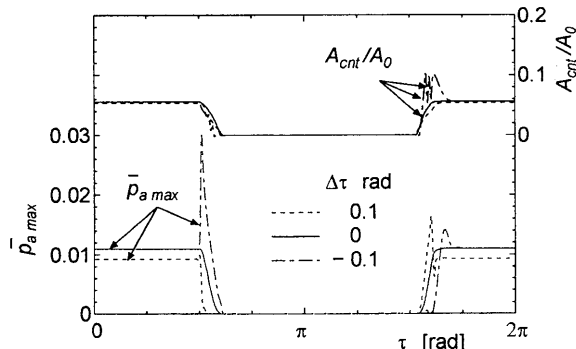


Fig. 4 Changes in asperity-contact pressure  $\bar{p}_{a \max}$  and contact area ratio  $A_{cnt}/A_0$  ( $n=5 \text{ s}^{-1}$ )

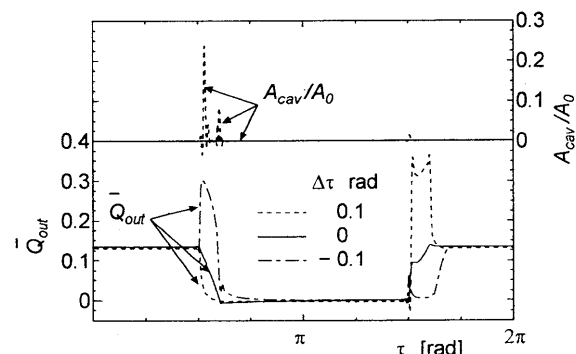


Fig. 5 Changes in leakage flow rate  $\bar{Q}_{out}$  and cavitating area ratio  $A_{cav}/A_0$  ( $n=5 \text{ s}^{-1}$ )

きくなる。この場合、 $n=25 \text{ s}^{-1}$  で $\tau$ の全域に亘り固体接触圧力 $\bar{p}_{a \max}$ は零になり流体潤滑となる。また、低圧側から高圧側への切り替え時の流量 $\bar{Q}_{out}$ の瞬時的な変動が大きくなる。

## 5. むすび

混合潤滑域および供給圧力と荷重の変化の時間差まで含めて、斜板式ピストンポンプ・モータに用いられる、オンバランスのスリッパモデルの3次元非定常トライボロジー解析を行った。本数値条件下において、その時間差はパッドの運動ならびにしゅう動部の特性に大きな影響を及ぼすこと、低速の場合、高圧域でパッドの片当りによる混合潤滑状態に、低圧域で流体潤滑状態になること、高速の場合、全域に亘り流体潤滑状態になることなどを示した。

## 参考文献

- (1)Shute, N.A. and Turnbull, D.E.: Minimum Power Loss of Hydrostatic Slipper Bearings for Axial Piston Machines, Proceedings of International Convention on Lubrication and Wear, Institution of Mechanical Engineers, (1963), pp. 3-14.
- (2)Böinghoff, O.: Untersuchen zum. Reibungsverhalten der. Gleitschuhe in Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen, VDI-Forschungsheft, 584 (1977), VDI-Verlag, pp 1-46.
- (3)Hooke, C.J. and Kakoullis, Y.P.: Effects of Non-Flatness on the Performance of Slippers in Axial Piston Pumps, Proceedings of Institution of Mech-anical Engineers, Part C, 197 (1983), pp.239-247.
- (4)Hooke, C.J. and Li, K.Y.: The Lubrication of Overclamped Slippers in Axial Piston Pumps--Centrally Loaded Behaviour, Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, Part C, 202 (1988), pp.287-293.
- (5)Iboshi, N. and Yamaguchi, A.: Characteristics of a Slipper Bearing for Swash Plate Type Axial Piston Pumps and Motors (1st Report, Theoretical Analysis), Bulletin of Japan Society of Mechanical Engineers, 25 (1982), pp. 1921-1930.
- (6)Iboshi, N. and Yamaguchi, A.: Characteristics of a Slipper Bearing for Swash Plate Type Axial Piston Pumps and Motors (2nd Report, Experiment), Bulletin of Japan Society of Mechanical Engineers, 26 (1983), pp. 1583-1589.
- (7)Iboshi, N.: Characteristics of a Slipper Bearing for Swash Plate Type Axial Piston Pumps and Motors: 3rd Report, Design Method for a Slipper with a Minimum Power Loss in Fluid Lubrication, Bulletin of Japan Society of Mechanical Engineers, 29 (1986), pp.2529-2538.
- (8)Iboshi, N. and Yamaguchi, A.: Characteristics of a Slipper Bearing for Swash Plate Type Axial Piston Pumps and Motors (4th Report, Effects of Surface Roughness), Bulletin of Japan Society of Mechanical Engineers, 29 (1986), pp.2539-2546.
- (9)Tanaka, K., Nakahara, T., Kyogoku, K. and Fujita, K.: Motion Characteristics of Slipper Bearing in Swash Plate Type Piston Pump and Motor, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. C, 73(728), pp.1236-1244.
- (10)Kumara, S., Bergada, J.M., and Watton, J.: Axial Piston Pump Grooved Slipper Analysis by CFD Simulation of Three-dimensional NVS Equation in Cylindrical Coordinates, Computers & Fluids, 38-3, (2009), pp.648-663.
- (11)Yamaguchi, A. and Matsuoka, H.: A Mixed Lubrication Model Applicable to Bearing/Seal Parts of Hydraulic Equipment, Journal of Tribology, Transactions of ASME, 114 (1992),

pp.116-121.

- (12)Kazama, T. and Yamaguchi, A.: Application of A Mixed Lubrication Model for Hydrostatic Thrust Bearings of Hydraulic Equipment, Journal of Tribology, Transactions of ASME, 115 (1993), pp.686-691.
- (13)Kazama, T. and Yamaguchi, A.: Experiment on Mixed Lubrication of Hydrostatic Thrust Bearings for Hydraulic Equipment, Journal of Tribology, Transactions of ASME, 117 (1995), pp.399-402.
- (14)Kazama, T., Yamaguchi, A. and Fujiwara, M.: Motion of Eccentrically and Dynamically Loaded Hydrostatic Thrust Bearings in Mixed Lubrication, Proceedings of 5th JHPS International Symposium on Fluid Power, (2002), pp.233-238.
- (15)Kazama, T.: Numerical Simulation of A Slipper Model for Water Hydraulic Pumps/Motors in Mixed Lubrication, Proceedings of 6th JFPS International Symposium on Fluid Power, TSUKUBA 2005, CD-ROM, 2C4-5 (2005).
- (16)Kazama, T.: Numerical Simulation of Slipper Model of Axial Piston Pumps and Motors (Effect of Land Geometry), Proceedings of 43th Annual Meeting of JSME Tohoku Branch (2008), pp.143-144.
- (17)Greenwood, J.A. and Williamson, J.B.P.: Contact of Nominally Flat Surfaces, Proceedings of Royal Society, London, Series A, 295 (1966), pp. 300-319.
- (18)Patir, N. and Cheng, H.S.: An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication, Journal of Lubrication Technology, Transactions of ASME, 100 (1978), pp. 12-17.

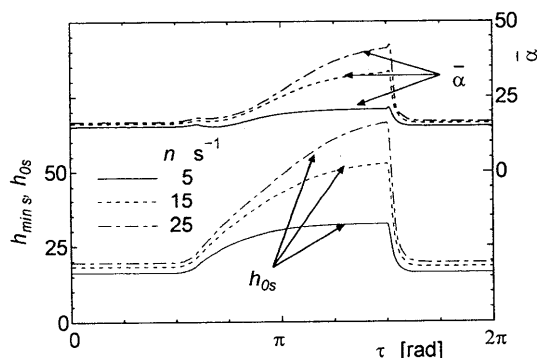


Fig. 6 Effect of rotational speed  $n$  on center clearance  $h_{0s}$  and pad inclination Changes in leakage flow rate  $\bar{\alpha}$  ( $\Delta\tau=0 \text{ rad}$ )

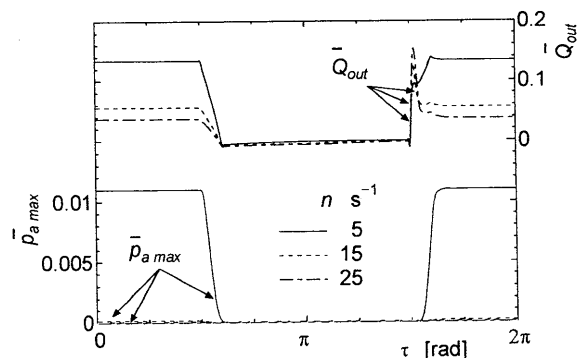


Fig. 7 Effect of rotational speed  $n$  on asperity-contact pressure  $\bar{p}_{a \max}$  and leakage flow rate  $\bar{Q}_{out}$  ( $\Delta\tau=0 \text{ rad}$ )