斜板式油圧ポンプ・モータのスリッパ軸受の 作動特性に関する基礎的研究* (第1報, 軸受作動基礎特性)

矢 部 寛^{*1}, 久 保 愛 三^{*1}

Fundamental Characteristics of Slipper Bearings in Swash Plate Type Axial Piston Pumps and Motors (1st Report, Fundamental Bearing Characteristics)

Hiroshi YABE and Aizoh KUBO

Fundamental concepts for analyzing the characteristics of slipper bearings operating in swash plate type axial piston pumps and motors are developed. On the basis of the calculated bearing characteristics, the generation mechanism of load-carrying capacity of the overclamped slipper bearing is clarified. The attitudes, i.e. floating height and tilt angle, of the slipper bearing are calculated under the quasi-static condition, assuming that the contributions of hydrodynamic oil film force and oil shearing force due to relative sliding motion of the slipper bearing can be neglected. It is also suggested that wear at the periphery of the bearing surface, which may be due to contacts of the bearing with the swash plate, is essential for successful bearing operation.

Key Words: Fluid Power Systems, Hydrostatic Bearing, Lubrication, Slipper Bearing, Axial Piston Pump and Motor, Bearing Operation Mechanism

1. 緒 言

近年, 各種の油圧動力機械や油圧制御機器の高性能化が進むに従って, 油圧源やアクチュエータとしての油圧ポンプ/モータに対しても, 苛酷な作動条件下での信頼性のある作動の要求が強くなってきている。斜板式回転プランジャ形油圧ポンプ/モータについても例外ではない。この形式の油圧ポンプ/モータの高性能化については, もちろんそれを構成する各箇所の要素の性能が問題になるが, ピストンと斜板の間の相対滑り運動を支持するスリッパ軸受(シュー)も機器全体の機能を左右する重要な要素の一つとなる。

スリッパ軸受の作動特性に関する研究成果は数多く報告されている^{(1)~(8)}が, スリッパ軸受の作動の本質を捉えた解析については意外に少ない。例えば, 山口・井星⁽²⁾はスリッパ軸受の斜板に対する三次元的な姿勢を考慮して理論解析を行っているが, 最終的には斜板に対する傾斜が小さいとする線形近似によっている。しかしながら, 本論文で後述するように, スリッパ軸受の作動については斜板に対する軸受の傾きが

本質的な要因であり, この点を近似的に扱うことはできないと考えられる。また, スリッパ軸受は一種の静圧軸受の形状をしているので, その作動機構は一般の静圧軸受の場合と同様であろうと考えられている⁽⁸⁾ようであるが, これも後述するように, スリッパ軸受の作動は通常の静圧軸受とはまったく異なった機構によっている。このように, スリッパ軸受の作動特性の検討に際して, その本質的な意味を捉えての情報を提供している文献は, 著者の知る限りでは, 極めて少ないのが現状である。

そこで, 本研究では, 斜板式油圧ポンプ/モータのスリッパ軸受の作動特性について, 基礎的な立場に戻って検討を加えることとする。スリッパ軸受の挙動は, 斜板の傾斜に起因する斜板との相対滑り速度の変化や, 油圧シリンダ内圧力の変化などの影響を受けて時間的に複雑に変動するものであるが, 本研究では, まず, 種々の時間的変動要因の影響を無視し, 準静的な状況を仮定して, スリッパ軸受の作動特性について検討する。

なお, スリッパ軸受の作動の解析には軸受すきまでの油膜せん断力や動圧効果は無視することができないが, 後述のように, これらの効果を考慮した場合には, 本報で想定している平面の円板形スラスト軸受では安

* 原稿受付 1996年5月13日。

^{*1} 正員, 京都大学大学院工学研究科 (〒606 京都市左京区吉田本町)。

定した作動が得られない。本論文第3章では、これらの動圧効果等の要因を無視した場合のスリッパ軸受の作動特性を示すが、これは、スリッパ軸受の作動の解析の第1段階として、静圧効果のみによる軸受特性を把握しておくためのものであること、動圧効果等を含めた場合の考察は次報にゆずることをあらかじめ断っておきたい。

2. スリッパ軸受の軸受基礎特性値

2.1 スリッパ軸受の姿勢の表示 図1はスリッパ軸受および斜板を含む系全体の構成の模式図であって、後述の座標系を併せて示している。図2はスリッパ軸受の断面図で、軸受は外半径 r_0 、ポケット半径 r_a のポケット付き円板形スラスト軸受の形状をしており、球継手に支持されて揺動運動をすることができる。軸受には、ブランジャおよび球継手部に設けられた給油孔を通してシリンダ内の油が供給され、一種の静圧軸受の機構によって潤滑される。給油部の流路抵抗をオリフィス絞りとして評価できるものとし、オリフィス半径を r_s とする。

スリッパ軸受の姿勢を定義し、軸受特性を解析するために、いくつかの座標系を準備する。まず、直交座標 $O_c\text{-}XYZ$ を斜板面に固定した座標系とし、図1に

Fig. 1 Schematic view of axial piston pump and motor

Fig. 2 Schematic diagram of slipper bearing

示すように、 O_c をシリンダブロック回転軸と斜板面との交点、 Z 軸を斜板面鉛直方向、 Y 軸を斜板面最大傾斜方向にとる。また、補助座標系 $O_c\text{-}X'Y'Z'$ として、 Z' 軸をシリンダブロック回転軸方向に、 X' 軸を X 軸と一致するようにとる。座標系に関する説明図を図3に示す。

解析の対象として、ある一つのスリッパ軸受を取りあげる。スリッパ軸受は斜板に押し付けられた状態にあるものとし、図3に示すように、軸受とともに移動する座標系 $O\text{-}xyz$ を設定する。 O を軸受面中心とし、 z 軸を軸受中心軸方向、 x 軸を XY 面内で点 O が描く円軌道の中心 O_s から軸受中心 O に向かう方向にとる。球継手中心から軸受面表面までの距離を l 、斜板傾斜角を η とすると、 $O_cO_s = l \tan \eta$ である。なお、以下の解析では $O\text{-}xyz$ 系に代わって円筒座標 $O\text{-}r\theta z$ を用いる場合もあるが、その場合は x 軸を $\theta=0$ とする。

次に、スリッパ軸受が斜板に対して浮上している状態(図4参照)を考える。このとき、スリッパ軸受の中心は厳密には上で定義した点 O からずれるが、その偏差は小さいものとして、軸受中心は常に点 O にあるものとして解析を行う。軸受は斜板に対して傾いた姿勢

Fig. 3 Explanatory diagram for coordinate systems

Fig. 4 Attitude of slipper bearing

で浮上するが、そのとき、斜板に対して最大傾斜の方向を x 軸から測って、シリンドブロックの回転の方向に ϕ とする。浮上量については、軸受中心でのすきまの大きさを h_0 、最小すきま位置でのすきまの大きさを h_1 とし、軸受の傾きを表す指標として

$$\alpha = (h_0 - h_1) / h_0 \quad \cdots \cdots \cdots (1)$$

を定義する。すきま分布は

$$h = h_0 \{1 + \alpha r \cos(\theta - \phi) / r_0\} \quad \cdots \cdots \cdots (2)$$

で与えられる。

2・2 相対滑り速度 シリンドブロックが回転したとき、スリッパ軸受が $O-xyz$ 系に固定された状態で、斜板に対して相対移動する運動を本研究では「公転運動」と呼ぶ。軸受は、この公転のほかに、球継手周りに自転し得る。後者を「自転運動」と呼ぶ。シリンドブロックの回転角速度を ω 、スリッパ軸受の自転角速度を ω_s とする。シリンドブロックが角度 ϕ だけ回転した状態において、軸受面上の 1 点 (r, θ) の位置での、軸受側からみた斜板の相対滑り速度の半径方向成分 v_r および周方向成分 v_t は、それぞれ

$$\begin{aligned} v_r &= -r_p \omega \\ &\times \{\sin \theta + \cos \theta \sin \phi \cos \psi \sin \eta \tan \eta\} / \sqrt{g} \quad \cdots \cdots \cdots (3) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_t &= -\omega [r \cos \eta / g \\ &+ r_p \{\cos \theta - \sin \theta \sin \phi \cos \psi \sin \eta \tan \eta\} / \sqrt{g}] \\ &- r \omega_s \quad \cdots \cdots \cdots (4) \end{aligned}$$

$$g \equiv 1 - \sin^2 \eta \cos^2 \phi \quad \cdots \cdots \cdots (5)$$

となる(付録(1)参照)。ここに、 r_p はシリンドのピッチ円半径である。

2・3 レイノルズ方程式 定常状態を仮定したときの非圧縮性流体に対するレイノルズ方程式は、極座標表示で

$$\begin{aligned} &\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) \\ &= \frac{6\mu}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} (h v_r) + \frac{\partial}{\partial \theta} (h v_t) + 2(w_h - w_0) r \right] \quad \cdots \cdots \cdots (6) \end{aligned}$$

で与えられる⁽⁹⁾。ここに、

p : 圧力

h : 軸受すきま

μ : 粘性係数

である。また、 w_h, w_0 は軸受すきまを構成する 2 面の z 方向移動速度で、本研究のスリッパ軸受では、 $w_h = \omega_s \cdot (\partial h / \partial \theta)$ 、 $w_0 = 0$ となる。式(6)の右辺に式(4)、(5)を代入して整理し、無次元表示すると

$$\frac{1}{R} \cdot \frac{\partial}{\partial R} \left(R H^3 \frac{\partial P}{\partial R} \right) + \frac{1}{R^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \Theta} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \Theta} \right)$$

$$= H_0^3 [C_1 + C_2 \cdot R \sin(\theta - \phi)] \quad \cdots \cdots \cdots (7)$$

を得る。ただし、

$$\begin{aligned} C_1 &= -(\Lambda \alpha R_p / H_0^2) \cdot \\ &\times (\sin \phi + \cos \phi \sin \psi \cos \psi \sin \eta \tan \eta) / \sqrt{g} \quad \cdots \cdots \cdots (8) \end{aligned}$$

$$C_2 = \alpha (\Lambda \cos \eta / g - \Lambda_s) / H_0^2 \quad \cdots \cdots \cdots (9)$$

であり、また

$$\left. \begin{aligned} R &= r / r_0, & R_p &= r_p / r_0, \\ H &= h / h_{ref}, & H_0 &= h_0 / h_{ref}, \\ P &= p / p_a \end{aligned} \right\} \quad \cdots \cdots \cdots (10)$$

で、 h_{ref} : すきまの大きさの参照値(無次元表示のために導入された、すきまと同じ次元を有する定数)、 p_a : 大気圧、である。 Λ, Λ_s は、それぞれ、 ω, ω_s に関する軸受定数で、

$$\Lambda = (6\mu\omega / p_a) \cdot (r_0 / h_{ref})^2 \quad \cdots \cdots \cdots (11)$$

$$\Lambda_s = (6\mu\omega_s / p_a) \cdot (r_0 / h_{ref})^2 \quad \cdots \cdots \cdots (12)$$

で定義される。

2・4 軸受基礎特性値 式(7)の右辺に対応する関数を Φ で表し、微分方程式

$$\begin{aligned} &\frac{1}{R} \cdot \frac{\partial}{\partial R} \left(R \bar{H}^3 \frac{\partial P_i}{\partial R} \right) + \frac{1}{R^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \Theta} \left(\bar{H}^3 \frac{\partial P_i}{\partial \Theta} \right) = \Phi_i \\ &(i=0, 1, 2) \quad \cdots \cdots \cdots (13) \end{aligned}$$

を定義する。ここに、 Θ は $\theta - \phi$ に対応する変数であり、 $\bar{H}$ は

$$\bar{H} = 1 + \alpha R \cos \Theta \quad \cdots \cdots \cdots (14)$$

である。この方程式を表 1 に示す条件の下で解くことにより、圧力分布の基本解 $P_i (i=0, 1, 2)$ を求める。境界条件

$$R = R_a (= r_a / r_0) \quad \text{で} \quad P = P_r \equiv p_r / p_a$$

$$R = 1 \quad \text{で} \quad P = 1$$

(p_r : ポケット内圧力)を満たす式(7)の解は

$$P = P_r P_0 + C_1 P_1 + C_2 P_2 + 1 \quad \cdots \cdots \cdots (15)$$

で与えられる。

軸受パッドの姿勢を決定するためには、この圧力分布から求められる油膜力 w 、油膜力のモーメント m 、およびポケットから流出するボワズユ流れ流量 q_p が必要になる。これらは無次元表示で次のように与えられる。

Table 1 Fundamental solutions for Reynolds equation

i	RHS of Eq. (13), Φ_i	Boundary conditions	
		$R = R_a$	$R = 1$
0	0	$P_0 = 1$	$P_0 = 0$
1	1	$P_1 = 0$	$P_1 = 0$
2	$R \sin \Theta$	$P_2 = 0$	$P_2 = 0$

油膜力：

$$W_i = w_i / r_o^2 p_a = \iint P_i R dR d\Theta \cdots \cdots (16)$$

油膜力の $\Theta = \pi/2$ に関するモーメント：

$$M_{ci} = m_{ci} / r_o^2 p_a = \iint P_i R^2 \cos \Theta dR d\Theta \cdots \cdots (17)$$

油膜力の $\Theta = 0$ に関するモーメント：

$$M_{si} = m_{si} / r_o^3 p_a = \iint P_i R^2 \sin \Theta dR d\Theta \cdots \cdots (18)$$

流量：

$$Q_{pi} = \frac{q_{pi}}{r_o^3 p_a / 12 \mu} = R_a \int \bar{H}^3 \cdot \frac{\partial P_i}{\partial R} \bigg|_{R=R_a} d\Theta \cdots \cdots (19)$$

軸受基礎特性値の計算結果を図5(a)～(c)に示す。ただし、 $M_{s0} = M_{s1} = M_{c2} = W_2 = Q_{p2} = 0$ となるので、それらは除いている。

2・5 斜板式油圧ポンプ・モータのスリッパ軸受の作動原理

スリッパ軸受には背面からシリンダ内圧力による負荷が作用し、これを軸受油膜力で支持している。そして、スリッパ軸受は、通常、軸受有効面積が背面のシリンダ断面積よりわずかに小さくなるように設計される。すなわち、シリンダブロックが回転していない状態では、背面からの負荷のほうが軸受負荷容量よりも大きく、軸受は斜板に押し付けられる。したがって、この状態では漏れ流量は低減するが、スリッパ軸受は静圧軸受としては機能しない。シリンダブロックが回転すると、軸受パッドには遠心力が作用し、軸受は斜板に対して傾く。そうすると、図5(a)からわかるように、軸受有効面積 ($W_0 \times r_o^2$ で与えられる) が増して軸受は背面からの負荷を支え、軸受として機能するようになる。これがスリッパ軸受の作動原理である。通常の静圧軸受では潤滑油の供給ラインに絞りを設け、その補償作用によって軸受剛性を得る構成としているが、スリッパ軸受は上述のように、通常の静圧軸受とはまったく異なった機構に基づいた作動原理によっている。極めて単純な事実なのではあるが、従来、スリッパ軸受について上のような説明が明確にはされていなかったように思われるので、ここで敢えてこの点を指摘しておきたい。なお、このような作動原理が実現されるためには、軸受が傾いてポケットからの流出流量が増加しても [図5(c)の Q_{p0} の結果を参照]、ポケット内圧力が低下しないことが望ましく、軸受負荷容量の点からはシリンダ側からの油供給ラインの流路抵抗を小さくする(絞り作用をもたせない)ように設計すべきであることも併せて指摘しておく。

3. 軸受パッドの姿勢の解析

軸受パッドの姿勢、すなわち軸受面中央での浮上量 H_0 、軸受の傾き α 、傾きの方向 ϕ は軸受パッドに作用する力、モーメントおよび流量の釣合いの式を満足する条件によって決定される。本研究では、軸受パッドに作用する力、および球継手周りのモーメントと

(a) Oil film force

(b) Moment of oil film force

(c) Flow rate

Fig. 5 Fundamental characteristics of slipper bearing

して、背面からのシリンダ内圧力による負荷、軸受での静圧および動圧油膜力、軸受すきま内の油膜せん断力、軸受パッドの遠心力、軸受が斜板に接触した場合はその反力と摩擦力、軸受パッドの浮上量を制限するためのストッパが設けられているとして、軸受がストッパに接触した場合はその反力と摩擦力、の寄与を考慮して解析を行う。この中、シリンダブロックが回転することによって軸受パッドに生じる慣性力は、付録(2)の結果を参照すると、大きさは

$$m_g r_p \omega^2 (\cos^2 \psi \cos \eta + \sin^2 \psi / \cos \eta) / \sqrt{g} \cdots \cdots (20)$$

で方向は x 軸方向となる。ここに、 m_g は軸受パッドの質量である。

斜板傾斜角 η がある場合は、シリンダ内圧力による負荷は軸受面に対して角度 η をもって作用することになるが、そのときの横方向の分力はピストンとシリンダの接触によって支持されているものと考え、軸受パッドの姿勢にはかわらないものとする。また、軸受の自転運動については、軸受面での種々の力、球継手部での摩擦、ピストンとシリンダ間の回転方向の摩擦等によって決定されるが、現象が複雑であるので、本研究の以下の扱いにおいては、第1次近似として、軸受パッドは自転しない ($\omega_s = 0$) ものとする。こととした。

スリッパ軸受の作動特性の計算にあたり、表2の諸元を想定した。また、すきまの参照値は $h_{ref} = 10 \mu\text{m}$ とした。なお、この値は任意に設定してよい、表2の諸元によると、このスリッパ軸受の軸受有効面積 A_e とピストン面積 A_b との比は $A_b/A_e = 1.018$ となっており、シリンダブロックが回転していないときは、背圧によって軸受は斜板に押し付けられることになる。

軸受パッドの姿勢の検討の最初のステップとして、まず、軸受すきま内における動圧油膜力および油膜せん断力を無視し、軸受到作用する遠心力と静圧油膜力のみを考慮し、斜板傾斜角 $\eta = 0$ として、軸受作動特

性を計算した。この場合は軸受の最大傾斜の方向は $\phi = 0$ となる。なお、解析においては、時間変動項を考慮しない準静的な条件を仮定した。

軸受の作動状況は、作動のパラメータとしてのシリンダブロックの回転速度 N rpm あるいは軸受定数 Λ とシリンダ内圧力 p_s [$P_{sg} = (p_s - p_a)/p_a$] によって決まり、軸受が斜板あるいはストッパに接触するの否かに応じて5つの形に分類される。図6に軸受作動状況を領域分けして示す。各領域での軸受パッドの姿勢(軸受パッドと斜板あるいはストッパとの相対位置関係)は図中に模式的に示してある。各領域の境界は軸受パッドが斜板に接触する ($\alpha = 1.0$, $W_c \equiv w_c/r_0^2 p_a = 0$; w_c は軸受パッドと斜板の接触力)、軸受がストッパに接触する ($W_s \equiv w_s/r_0^2 p_a = 0$; w_s は軸受パッドとストッパの接触力)、軸受すきまが零になる ($H_0 \rightarrow 0$) などの条件によって求められる。

与えられたシリンダ内圧力に対し、シリンダブロックの回転速度が低い場合は、遠心力による軸受の傾き、したがって軸受負荷容量が十分でなく [図5(a)参照]、軸受は斜板に押し付けられる(領域E)、シリンダブロックの回転数が増すと軸受の傾きが増して軸受負荷容量が増加し、軸受は斜板から浮上する(領域D)、より高回転速度域では、遠心力の増加のため、軸受端部が斜板に片当たりするようになり(領域B)、また、ストッパにも接触するようになる(領域A)。なお、領域EとDの境界については、図の $R_a = 0.625$ の場合、軸受の傾き $\alpha = 0.645$ が限界値を与える(付録(3)参照)。

図6は軸受作動の概要を把握するのには簡便であるが、この図からは、個々の与えられた作動条件の下での軸受の姿勢の定量的な値を知ることはできない。そこで、図6の各領域の境界線に加えて、軸受の作動状況を示すパラメータとして、軸受中央での浮上量

Table 2 Dimensions and specifications

Outer radius of slipper bearing	r_0	= 1.6 cm
Radius of recess	r_a	= 1.0 cm
Radius of piston	r_b	= 1.3 cm
Radius of orifice restrictor	r_s	= 0.05 cm
Radius of pitch circle of cylinders	r_p	= 4.5 cm
Distance between ball joint center and bearing center	l	= 1.2 cm
Distance between ball joint center and center of gravity of pad	l_g	= 0.8 cm
Limiting height of pad by stopper	h_{lim}	= 80 μm
Mass of bearing pad	m_g	= 50 g
Viscosity of oil	μ	= 0.03 Pa·s
Density of oil	ρ	= 0.85 g/cm ³

Fig. 6 Classification of attitude of bearing

$h_0(H_0=h_0/h_{ref})$, 軸受の傾き α , および軸受が斜板と接触するときの接触力 $w_c(W_c=w_c/\gamma_0^2 \rho a)$ を選び, それらが一定値をとる点をプロットした図を改めて図7に示す. ただし, 図7では, ストップは設けられていないものとしている. この図を用いれば, 各々の作動条件の下での軸受作動の状況を具体的に知ることができる.

図7の計算に際しては, 軸受に作用する動圧効果や油膜せん断力の影響を無視している. これらの成分を考慮した解析を行うと, 図2に示したポケット付き円板形軸受の場合は安定した解が得られない. その理由は次のように説明される. 図6あるいは7(軸受最大傾斜方向は $\phi=0^\circ$)の結果をもとに, これに, まず, 油膜せん断力の影響を付け加えてみる. 油膜せん断力は球継手周りのモーメントとして軸受表面に y 軸負方向に作用し, その結果, 軸受は y 軸方向に対して前下がりの姿勢になる. この傾きによって軸受には静圧効果による復元モーメントと動圧効果が作用するようになる. 後者は, 末広がり油膜形状であるため軸受の傾きを助長するとともに軸受負荷容量を減少させる. そして静圧効果と動圧効果のオーダについては後者の方がかなり大きい. 結果として, y 軸方向前下がりの軸受の傾きはますます増大することになり, 最終的には安定した軸受浮上姿勢の解が求められなくなる.

実際のスリッパ軸受では軸受パッドの傾きの増大により軸受端部が斜板に片当たり接触し, 軸受端部が摩擦耗する等の現象が生じるであろうと考えられる. そうすると軸受面はもはや平面ではなくなり, 軸受面端部での動圧効果によって軸受は安定に作動するようになる⁽⁷⁾. これは, 磁気ディスク記憶装置の浮動ヘッ

ドスライドにおいて流入端部に僅かなテーパーを設けることによって作動を安定化させる工夫と同類であると考えられる. このような軸受面形状の変化を考慮した場合の軸受作動特性については次報で扱うこととした.

4. 結 言

本論文では, 斜板式回転プランジャ形油圧ポンプ/モータのスリッパ軸受の作動特性について基礎的な立場から検討し, 次の結果を得た.

(1) スリッパ軸受の作動特性の解析のための基礎式を定式化して示した.

(2) 斜板式油圧ポンプ・モータのスリッパ軸受の作動原理を明らかにし, 通常の静圧軸受の作動機構とはまったく異なることを指摘した.

(3) 動圧効果および油膜せん断力を無視するとの条件の下で, スリッパ軸受の作動状況を分類して示し, 軸受作動の概要を明らかにするとともに, 軸受面端部の摩擦など軸受面の形状変化が軸受の安定な作動には重要な要因になることを示唆した.

付 録

(1) 相対滑り速度 シリンダブロックの回転に伴い, 軸受中心は, 図3に示すように, XY 面内では円軌道を描く. XY 面内での見かけのシリンダブロック回転角 ψ' と実際のシリンダブロックの回転角 ψ との間には, 幾何学的な条件から

$$\tan \psi' = \tan \psi \cos \eta \cdots \cdots \cdots (21)$$

なる関係があり, これより

$$d\psi'/d\psi = \cos \eta / (1 - \sin^2 \eta \cos^2 \psi) \equiv \cos \eta / g \cdots \cdots \cdots (22)$$

が成り立つ.

軸受面内の任意の点 $P(r, \theta)$ を XY 座標で表わすと

$$X = r_p \cos \psi + r \cos(\theta + \psi') \cdots \cdots \cdots (23)$$

$$Y = r_p \sin \psi / \cos \eta + r \sin(\theta + \psi') \cdots \cdots \cdots (24)$$

となる. 点 P での「公転運動」についての相対滑り速度の半径方向成分および周方向成分は, t を時間として,

$$v_r = -\frac{dX}{dt} \cos(\theta + \psi') - \frac{dY}{dt} \sin(\theta + \psi') \cdots \cdots \cdots (25)$$

$$v_t = \frac{dX}{dt} \sin(\theta + \psi') - \frac{dY}{dt} \cos(\theta + \psi') \cdots \cdots \cdots (26)$$

で与えられ, これに, 式(23), (24)を代入して整理し, $\omega = d\psi/dt$ を用い, さらに, 「自転運動」成分

Fig. 7 Characteristic diagram of bearing operation

$$v_t = -r\omega_s \dots\dots\dots (27)$$

を加えると、式(3)、(4)を得る。

(2) 軸受パッドの重心での求心加速度 シリンダブロックの回転角が ϕ のときの軸受パッド重心 G の静止座標系 $O_c-X'Y'Z'$ での座標は、 l を、図2のように、球継手中心と軸受面中心との距離、 l_θ を、球継手中心と軸受パッド重心との距離として

$$X' = r_p \cos \phi \dots\dots\dots (28)$$

$$Y' = r_p \sin \phi + l_\theta \sin \eta \dots\dots\dots (29)$$

$$Z' = (r_p \sin \phi + l \sin \eta) \tan \eta - (l - l_\theta) \cos \eta \dots\dots\dots (30)$$

となる。したがって、 G の空間に対する加速度は

$$\ddot{X}' = -r_p \omega^2 \cos \phi \dots\dots\dots (31)$$

$$\ddot{Y}' = -r_p \omega^2 \sin \phi \dots\dots\dots (32)$$

$$\ddot{Z}' = -r_p \omega^2 \sin \phi \tan \eta \dots\dots\dots (33)$$

となり、これを $O-xyz$ 系に変換すると

$$\begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \phi' & \sin \phi' & 0 \\ -\sin \phi' & \cos \phi' & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{X}' \\ \ddot{Y}' \\ \ddot{Z}' \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \eta & \sin \eta \\ 0 & -\sin \eta & \cos \eta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{X}' \\ \ddot{Y}' \\ \ddot{Z}' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (34)$$

$$A = -r_p \omega^2 (\cos^2 \phi \cos \eta + \sin^2 \phi / \cos \eta) / \sqrt{g} \dots\dots\dots (35)$$

を得る。

(3) 軸受作動特性線図の領域 D と領域 E の境界軸受負荷容量、すなわち軸受有効面積 A_e は軸受の傾き α の関数 $A_e = A_e(\alpha)$ である。領域 D と E の境界の近傍では軸受すきまが小さく、ポケット内圧力 p_r はシリンダ内圧力 p_s にほぼ等しいと考えることができるから、そこでは

$$A_b/A_e(\alpha) = 1 \dots\dots\dots (36)$$

が成り立つ。式(36)を満たす α を求めると、 $R_a = 0.625$ の場合、 $\alpha = 0.645$ となる。

文 献

- (1) 山口惇, 潤滑, **31**-10(1986), 685-690.
- (2) 井星正気・山口惇, 機論, **48**-428, B(1982), 695-706.
- (3) 井星正気・山口惇, 機論, **49**-437, B(1983), 164-171.
- (4) 井星正気, 機論, **51**-472, B(1985), 3980-3988.
- (5) 井星正気, 油圧と空気圧, **18**-3(1987), 172-179.
- (6) Boeinghoff, O., *VDI-Forschungsheft*, 584(1977), 1-46.
- (7) Hooke, C. J. and Kakoullis, Y. P., *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, 197, C(1983), 239-247.
- (8) Ivantysyn, J. and Ivantysynova, M., *Hydrostatische Pumpen und Motoren*, (1993), 130, Vogel Buchverlag.
- (9) Cameron, A., *Principles of Lubrication*, (1966), 75, Longmans Green & Co.