

試験研究(2) 高含水作動液用ピストンポンプの試作研究 課題番号61850032 山口博 工学工学部

高含水作動液用ピストンポンプの試作研究

課題番号 61850032

昭和62年度科学研究費補助金(試験研究(2))

研究成果報告書

昭和63年3月

研究代表者 山口 博
(横浜国立大学工学部)

4.46
研究

1827324
横浜国立大学

134.46

YA

目次

1. はしがき	2
2. 理論的解析	
2. 1 弁板・シリンダブロック間しゅう動部	4
2. 2 ピストン・シリンダ壁間しゅう動部	21
2. 3 ピストンスリップ・斜板間しゅう動部	37
3. 実験結果と考察	
3. 1 弁板静圧パッド用絞り特性	44
3. 2 ポンプ性能	47
3. 3 考察	53
4. 結び	58

1. はしがき

油圧システムは、小型軽量であること、高い応答性を有すること、エレクトロニクスとの適合性に秀でていること、などの特長から種々の機械装置に採用されているが、安全性や作業環境の向上の要請に対しては、一般に、石油系作動油をエネルギー伝達媒体としているため、重要な課題を残している。

水を95～98%含有する高含水作動液は、耐火性であり、漏れを生じても環境への影響はわずかである。しかしながら、低粘度で潤滑性に劣るために、圧力の高い高性能システムを構成しがたい点に問題がある。本研究は、このため、静圧軸受の考え方を主要しゅう動部に導入した25 MPa, 1800 rpmのピストンポンプを試作して、その設計法を確立し、高性能で高信頼性の〔液圧システム〕の実現に資することを目的とする。

ピストンとシリンダ壁間のしゅう動部に静圧パッドを設けても、小型軽量であることを犠牲にしないかぎり、斜板式ピストンポンプでは、完全な流体潤滑を実現するのが困難であることが解析的に明らかとなったため、今後に課題を残した部分がある。しかしながら、固体接触を考慮した解析は、この部分の損失動力をよく説明できたこと、さらに、弁板に設けた静圧パッドの有用性を示すことができたこと、など研究目的の相当部分を達成できたと考える。

研究組織

研究代表者：山口 惇（横浜国立大学工学部）

研究分担者：一柳 健（日立建機(株)技術研究所）

研究分担者：清水誠二（横浜国立大学工学部）

研究経費

昭和61年度 3200千円

昭和62年度 1100千円

計 4300千円

2. 理論的解析

2. 1 弁板・シリンダブロック間しゅう動部

(a) はじめに

潤滑性に欠ける液体に対して、このしゅう動部に静圧軸受を設けることの利点を述べ[1]，すでに設計法に関しても発表している[2,3]．従って、本研究における要点は、試作ポンプ用静圧パッドの設計を、静圧ポケット入口部に設ける絞り特性に留意しながら行うことである．

(b) 流体膜形状の決定

弁板（弁ブロック）に静止座標を定め、運動方程式を解いてシリンダブロック中心の座標を求めることにより、両者で形成されるしゅう動部の形状が定まる（図2. 1-1）．シリンダブロックに作用する力（力のモーメント）として、このしゅう動部に生じる流体力に基づくもののほかに、ポンプ軸のばね作用ならびにシリンダ内圧力に伴うものとピストン駆動機構により生じるものを考慮する．特に軸受との類似に基づいて、後の二つの力（モーメント）を荷重と呼ぶ．

ポンプ軸のばね効果として、力以外に力のモーメントも支えることが可能とすると、シリンダブロックの運動方程式は[3]

$$\left. \begin{aligned} \bar{m} \ddot{h}_0 &= (\bar{F}_z)_v + (\bar{F}_z)_1 \\ \bar{m} \ddot{x}_c &= (\bar{F}_x)_s + (\bar{F}_x)_1 \\ \bar{m} \ddot{y}_c &= (\bar{F}_y)_s + (\bar{F}_y)_1 \\ \bar{I}_x \ddot{\phi}_x - \bar{I}_z \dot{\phi}_y &= (\bar{M}_x)_v + (\bar{M}_x)_s - \bar{I}_s (\bar{F}_y)_s + (\bar{M}_x)_1 \\ \bar{I}_y \ddot{\phi}_y + \bar{I}_z \dot{\phi}_x &= -(\bar{M}_y)_v - (\bar{M}_y)_s - \bar{I}_s (\bar{F}_x)_s - (\bar{M}_y)_1 \end{aligned} \right\} \quad (2.1-1)$$

となる。この方程式においては、ポンプ軸は一定角速度 ω で回転しており、シリンダブロックを外周で支える軸受はないとしている。流体膜厚さ \bar{h} は傾斜した平面間に形成されるとしており、次式を得る。

$$\bar{h} = \bar{h}_0 + \bar{\alpha} \bar{r} \cos(\theta - \phi) \quad (2.1-2)$$

シリンダブロックの傾き角 α と、その最大方位角の間の関係から、

$$\left. \begin{aligned} \bar{\phi}_x &= \bar{\alpha} \sin \phi \\ \bar{\phi}_y &= \bar{\alpha} \cos \phi \end{aligned} \right\} \quad (2.1-3)$$

弁板上の圧力に基づく力 $(\bar{F})_v$ 、力のモーメント $(\bar{M})_v$ は、圧力の発生機構から、静圧効果による部分、くさび効果による部分ならびに絞り効果による部分に区別される。主要な役割を担う静圧効果による部分として、図2. 1-2, -3に示す静圧パッド部の扱いを説明しておく。

基本的に無限小幅軸受理論を適用する。ポケットランド部のすきま厚さは、式(2. 1-2)に基づき

$$\bar{h} = \bar{h}_0 + \bar{\alpha} \bar{r}_n \cos(\theta_0 - \phi) \quad (2.1-4)$$

ここに、 θ_0 はポケット中心に対応する θ であり(くさび効果は無視する)、代表半径 \bar{r}_n は内周に対し \bar{r}_{1np} 、外周に対し \bar{r}_{2np} を用い、具体的には

$$\left. \begin{aligned} \bar{r}_{1np}^2 &= (\bar{r}_{2p}^2 + \bar{r}_{1p}^2)/2 \\ \bar{r}_{2np}^2 &= (\bar{r}_{4p}^2 + \bar{r}_{3p}^2)/2 \end{aligned} \right\}$$

半径方向ランドは、内周のランドに等価的に加えることとする。この等価ランド長さを表示する角 β は

$$\beta = \beta_0 + \beta' + 2 \frac{\bar{r}_{3P} - \bar{r}_{2P}}{\bar{r}_{1NP} + \bar{r}_{2NP}}$$

ポケット内圧力 $\bar{p}_0 = \bar{p}_0^*/S_0$ は，供給絞りからの流入流量としゅう動部すきまの流出流量が等しいことから

$$\bar{p}\delta = \frac{\bar{k}_c}{\bar{k}_c + \frac{\beta}{12} \left[\frac{\bar{h}_{2NP}^2}{\ln(\bar{r}_{4P}/\bar{r}_{3P})} + \frac{\bar{h}_{1NP}^2}{\ln(\bar{r}_{2P}/\bar{r}_{1P})} \right]}$$

$$\bar{k}_c = \frac{\beta}{6} \left[\frac{1}{\ln(\bar{r}_{4P}/\bar{r}_{3P})} + \frac{1}{\ln(\bar{r}_{2P}/\bar{r}_{1P})} \right] \quad (2.1-5)$$

となる。ただし， \bar{k}_c は毛細管絞りの特性を表わす定数であり，流量 \bar{Q} に対し

$$\bar{Q} = \bar{k}_c (\bar{p}_{r2}^* - \bar{p}_0^*)/S_0$$

となる。なお， \bar{k}_c の決定には $\bar{h}_0 = 1$ ， $\bar{\alpha} = 0$ において円板形静圧スラスト軸受の最大剛性条件 $\bar{p}_0^* = (2/3)\bar{p}_{r2}^* = 2/3$ を用いている。

静圧パッドの負荷容量は，図のようにパッドを4個用いるとすると，

$$\bar{F}_{z,p}^* = \left[\bar{A} + \frac{\beta}{4} \left\{ 2\bar{r}_{2P}^2 - 2\bar{r}_{3P}^2 - \frac{\bar{r}_{2P}^2 - \bar{r}_{1P}^2}{\ln(\bar{r}_{2P}/\bar{r}_{1P})} + \frac{\bar{r}_{4P}^2 - \bar{r}_{3P}^2}{\ln(\bar{r}_{4P}/\bar{r}_{3P})} \right\} \right] \times \sum_{i=1}^4 \bar{p}\delta_i \quad (2.1-6)$$

$$\bar{M}_{x,p}^* = \left[\bar{R}_p \bar{A} + \frac{2}{9} \sin \frac{\beta}{2} \left\{ 3(\bar{r}_{2P}^3 - \bar{r}_{3P}^3) - \frac{\bar{r}_{2P}^3 - \bar{r}_{1P}^3}{\ln(\bar{r}_{2P}/\bar{r}_{1P})} + \frac{\bar{r}_{4P}^3 - \bar{r}_{3P}^3}{\ln(\bar{r}_{4P}/\bar{r}_{3P})} \right\} \right] (\bar{P}\delta_2 - \bar{P}\delta_4) \quad (2.1-7)$$

$$\bar{M}_{y, P}^{1*} = \left[\bar{R}_P \bar{A} + \frac{2}{9} \sin \frac{\beta}{2} \left\{ 3(\bar{r}_{2P}^3 - \bar{r}_{3P}^3) - \frac{\bar{r}_{2P}^3 - \bar{r}_{1P}^3}{\ln(\bar{r}_{2P}/\bar{r}_{1P})} + \frac{\bar{r}_{4P}^3 - \bar{r}_{3P}^3}{\ln(\bar{r}_{4P}/\bar{r}_{3P})} \right\} \right] (\bar{P}_{\delta 3}^* - \bar{P}_{\delta 1}^*) \quad (2.1-8)$$

ここに β : ポケットのピッチ円半径, $A = \beta_0 (\bar{r}_{3P}^2 - \bar{r}_{2P}^2) / 2$: ポケット面積.

ここに記した以外の力(力のモーメント)については, 既に発表した論文に示してある[2,3].

なお, モーメントを支持する軸のばね効果は, 接触点(添字 s)における軸のたわみと傾斜の関係から

$$\left. \begin{aligned} (\bar{F}_x)_s &= -\bar{k}_1 \bar{x}_s + \bar{k}_2 \bar{\phi}_y \\ (\bar{F}_y)_s &= -\bar{k}_1 \bar{y}_s + \bar{k}_2 \bar{\phi}_x \\ (\bar{M}_x)_s &= \bar{k}_3 \bar{y}_s - \bar{k}_4 \bar{\phi}_x \\ (\bar{M}_y)_s &= -\bar{k}_3 \bar{x}_s + \bar{k}_4 \bar{\phi}_y \end{aligned} \right\} \quad (2.1-9)$$

が成立つ. 図2. 1-4に示すように軸の両端が固定支持であるとすると, ばね定数 $\bar{k}_1 \sim \bar{k}_4$ に対して[3]

$$\left. \begin{aligned} \bar{k}_1 &= \frac{2HEI}{\mu \omega R_c^2 (R_c/H)^2} \cdot \frac{1(l_1^2 - l_1 l_2 + l_2^2)}{l_1^2 l_2^2} \\ \bar{k}_2 &= \frac{EI}{\mu \omega R_c^2 (R_c/H)^3} \cdot \frac{1(l_1 - l_2)}{l_1^2 l_2^2} \\ \bar{k}_3 &= \bar{k}_2 \\ \bar{k}_4 &= \frac{2EI}{3\mu \omega R_c^3 (R_c/H)^3} \cdot \frac{1}{l_1 l_2} \end{aligned} \right\}$$

ここに E: 材料の縦弾性係数, I: 断面二次モーメントである. なお, 力のみ

を支持する軸の場合には，上式において

$$\left. \begin{aligned} \bar{k}_1 = \bar{k} &= \frac{HEI}{2\mu\omega R_c^2(R_c/H)^2} \cdot \frac{1^3}{1^3 1^3} \\ \bar{k}_2 = \bar{k}_3 = \bar{k}_4 &= 0 \end{aligned} \right\}$$

であり， (\bar{x}_s, \bar{y}_s) と (\bar{x}_c, \bar{y}_c) の間には

$$\left. \begin{aligned} \bar{x}_c - \bar{I}_s \bar{\phi}_y &= \bar{x}_s \\ \bar{y}_c - \bar{I}_s \bar{\phi}_x &= \bar{y}_s \end{aligned} \right\} \quad (2.1-10)$$

が成立つ。

試作ポンプとして，斜板式を選定しているので， $(\bar{F}_y)_1 = 0$ 。また，通常は運動方程式において慣性項を省略できるから，式(2.1-1)は次のように簡略化される。

$$\left. \begin{aligned} (\bar{F}_z)_v + (\bar{F}_z)_1 &= 0 \\ (\bar{M}_x)_v - (\bar{k}_4 - \bar{k}_3 \bar{k}_2 / \bar{k}_1) \bar{\phi}_x + (\bar{M}_x)_1 &= 0 \\ (\bar{M}_y)_v + (\bar{k}_4 - \bar{k}_3 \bar{k}_2 / \bar{k}_1) \bar{\phi}_y - (\bar{I}_s + \bar{k}_3 / \bar{k}_1) (\bar{F}_x)_1 \\ &\quad + (\bar{M}_y)_1 = 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.1-11)$$

すなわち，式(2.1-11)を解くことによって，弁板上のしゅう動部における流体膜形状 $(\bar{h}_0, \bar{\alpha}, \phi)$ が求まる。なお，本研究においては，荷重として1周期での平均値を用いることとする。

(c) しゅう動部に生じる動力損失

弁板とシリンダブロック間のしゅう動部に生じる損失動力を漏れによる損失と摩擦トルクによる損失とに分けて，解析する[4]。

(1) 漏れによる損失動力

弁板のシール部と静圧パッド部に生じる漏れを対象とする。時間平均値を問題とするため、微小となるくさび効果と絞り効果に基づく漏れは省略する[5]。まずシール部に対しては、

$$\bar{Q}_s = -\frac{1}{12} \int_0^{2\pi} \left[-(\bar{r}_n \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}})_i + (\bar{r}_n \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}})_o \right] d\theta$$

となる。ここに、添字 i は弁板ポート内側の、 o は外側のシール部を示す。具体的に計算すると

$$\bar{Q}_s \approx \frac{1}{72S_0} \left[\frac{3\pi \bar{h}_0(2\bar{h}_0^2 + 3\bar{\alpha}^2 \bar{r}_{1n}^2) - 36\bar{h}_0^2 \bar{\alpha} \bar{r}_{1n} \cos\phi - \bar{\alpha}^3 \bar{r}_{1n}^3 (9\sin\phi + \sin 3\phi)}{\{3\pi \bar{h}_0(2\bar{h}_0^2 + 3\bar{\alpha}^2 \bar{r}_{2n}^2) - 36\bar{h}_0^2 \bar{\alpha} \bar{r}_{2n} \cos\phi - \bar{\alpha}^3 \bar{r}_{2n}^3 (9\sin\phi + \sin 3\phi)\}} \frac{\ln(\bar{r}_{12}/\bar{r}_{11})}{\ln(\bar{r}_{22}/\bar{r}_{21})} \right] \quad (2.1-12)$$

静圧パッド部に対しては

$$\bar{Q}_p = \frac{\beta}{12} \sum_{i=1}^4 \frac{\bar{p} \delta_i}{S_0} \left[\frac{\bar{h}_{2np1}^3}{\ln(\bar{r}_{4p}/\bar{r}_{3p})} + \frac{\bar{h}_{1np1}^3}{\ln(\bar{r}_{2p}/\bar{r}_{1p})} \right] \quad (2.1-13)$$

以上により、漏れに基づく損失動力は

$$\Delta \bar{P}_0 = 6(H/R_0)(\bar{Q}_s + \bar{Q}_p)/S_0 \quad (2.1-14)$$

(2) 摩擦トルクによる損失動力

弁板のシール部とパッド部に生じる粘性摩擦トルクを求める。 θ 方向には圧力勾配に基づく流れがないとすると、摩擦トルクは

$$T = \frac{1}{6} \frac{H}{R_c} \int \int \frac{\bar{r}^3}{h} d\bar{r} d\theta$$

となる。シール部(\bar{T}_s)とパッド部(\bar{T}_p)に分けて扱おうと

$$\bar{T}_s = \frac{\pi}{12} \frac{H}{R_c} \left[\frac{\bar{r}_{22}^4 - \bar{r}_{21}^4}{\sqrt{h_0^2 - \bar{\alpha}^2 \bar{r}_{2n}^2}} + \frac{\bar{r}_{12}^4 - \bar{r}_{11}^4}{\sqrt{h_0^2 - \bar{\alpha}^2 \bar{r}_{1n}^2}} \right] \quad (2.1-15)$$

$$\bar{T}_p = \frac{\beta}{24} \frac{H}{R_c} \sum_{i=1}^4 \left[\frac{\bar{r}_{4p}^4 - \bar{r}_{3p}^4}{\bar{h}_{2np1}} + \frac{\bar{r}_{2p}^4 - \bar{r}_{1p}^4}{\bar{h}_{1np1}} \right] \quad (2.1-16)$$

粘性摩擦に基づく損失動力 $\Delta \bar{P}_T$ は

$$\Delta \bar{P}_T = \bar{T}_s + \bar{T}_p \quad (2.1-17)$$

となる。

(3) 損失動力割合

理論動力 P_{th} は斜板の傾き角を δ 、ピストン半径を r_p 、ピストン数を z とすると

$$\bar{P}_{th} = \bar{r}_p^2 z \tan \delta / S_0 \quad (2.1-18)$$

となるから、 $\Delta \bar{P} = \Delta \bar{P}_Q + \Delta \bar{P}_T$ の割合は

$$\frac{\Delta \bar{P}}{\bar{P}_{th}} = \frac{1}{\bar{r}_p^2 z \tan \delta} \left[6 \frac{H}{R_c} (\bar{Q}_s + \bar{Q}_p) + S_0 (\bar{T}_s + \bar{T}_p) \right] \quad (2.1-19)$$

(d) 弁板関連寸法の決定

開発目標は

高含水作動液用ピストンポンプ

押しのけ容積 16 cm³

最高吐き出し圧力 25 MPa

最高回転数 1800 rpm (30 s⁻¹)

であり、開発経費と期間との関連から、石油系作動油用斜板式ピストンポンプのしゅう動部を改造する方式を採用した。ポンプとして、カヤバ工業(株)製 P S V-16 型を選定した。一方、高含水作動液として(株)松村石油研究所製のモレスコアクアドール E T F を採用した。この高含水作動液は、エマルション形であり、本研究での使用には 10 倍希釈が適合し、その粘度特性は、試験温度 40 ° C において

動粘度 0.78 mm²/s

比重 1.002

である。

本節に記述したポンプの寸法のうち主要な値を表 2. 1-1 に示す。これらに基づき、弁板関連寸法を設計点 ($\delta = 16^\circ$, $p_{r2} = 25$ MPa, $n = 1800$ rpm) に対して決定した。評価基準は、弁板-シリンダブロック間に生じる損失動力が理論出力の 3~4% 以内となること、ならびに工作可能であることである。最終的に、静圧パッド No.2 を用いないこととし、表 2. 1-2 の寸法を決定した。設計点における流体膜形状を表 2. 1-3 に示す。

(e) 文献

- 1) 山口, 水道水を作動流体とする可能性, 油圧と空気圧, 9-4(1978-7), 205
- 2) 山口, ピストンポンプ・モータにおける弁板-シリンダブロック間しゅう

動部の特性（第2報 静圧パッド付弁板），日本機械学会論文集B，52-478(1986-6),2412

- 3) YAMAGUCHI, A. and SHIMIZU, S., Design methods for fluid lubrication on valve plate of axial piston pumps and motors, 7th Int. Fluid Power Symp., Pap. 3(1986), BHRA
- 4) 山口，関根，ピストンポンプ・モータにおける弁板-シリンダブロック間しゅう動部の特性，昭和62年秋期油空圧講演会講演論文集，17(1987)
- 5) 山口他3名，ピストンポンプ・モータの弁板-シリンダブロック間の流体膜特性，油圧と空気圧，15-4(1984-7)，314

(f) 記号

$\bar{A}=A/Rc^2$: 静圧ポケットの面積

$\bar{F}=F/6 \mu \omega Rc^3(Rc/H)^2$: 力

$\bar{h}=h/H$: 流体膜厚さ

\bar{h}_0 : 平均厚さ

H : 代表厚さ

I : シリンダブロック慣性モーメント

m : シリンダブロック質量

$\bar{M}=M/6 \mu \omega Rc^3(Rc/H)^2$: 力のモーメント

$\bar{p}=p/6 \mu \omega (Rc/H)^2$: 圧力

\bar{p}_0 : ポケット圧力

\bar{p}_{r2} : 吐出し圧力

$\bar{P}_{th}=P_{th}/6 \mu \omega^2 Rc^3(Rc/H)^2$: 理論動力

$\Delta \bar{P}/\bar{P}_{th}$: 全損失動力

$\Delta \bar{P}_Q/\bar{P}_{th}$: 漏れによる損失動力

$\Delta \bar{P}_T / \bar{P} t h$: 摩擦による損失動力

$\bar{Q} = Q/6 \omega H R_c^2$: 流量

$\bar{r} = r/R_c$: 座標

$\bar{r}_p = r_p/R_c$: ピストン半径

R_c : 弁板ポートのピッチ円半径

$So = 6 \mu \omega (R_c/H)^2 / p_{r2}$

t : 時間

$\bar{T} = T/6 \mu \omega R_c^3 (R_c/H)^2$: トルク

x, y : 座標

z : 座標, ピストン数

$\bar{\alpha} = \alpha R_c/H$: シリンダブロックの傾き角

δ : 斜板傾き角

λ : ピストン・シリンダ壁間の摩擦係数

μ : 流体粘度

$\tau = \omega t$

ϕ : \bar{h}_{max} の方位角

$\bar{\phi}_x = R_c \phi_x / H$, $\bar{\phi}_y = R_c \phi_y / H$: それぞれシリンダブロック中心軸が、
zx, xy平面となす角

ω : ポンプ軸角速度

表 2. 1 - 1 ポンプ主要寸法

ピストン数 z 9 本

斜板傾き角 $\delta = 16^\circ$ (0.279 rad)

$$R_c = 24 \text{ mm}$$

$$r_{12} = 21.6 \text{ mm}$$

$$r_{21} = 26.4 \text{ mm}$$

$$r_p = 6.5 \text{ mm}$$

l_3 (ピストン長さ) = 34 mm

$2l$ (シリンダブロック長さ) = 41 mm

表 2. 1 - 2 静圧パッド関連寸法

代表すきま厚さ

$$H = 4 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

弁板シール部

$$r_{11} = 19.6 \text{ mm}$$

$$r_{22} = 28.4 \text{ mm}$$

静圧パッド部

$$r_{1p} = 31.5 \text{ mm}$$

$$r_{2p} = 33.0 \text{ mm}$$

$$r_{3p} = 35.0 \text{ mm}$$

$$r_{4p} = 36.5 \text{ mm}$$

$$\beta_0 = 18^\circ$$

$$\beta' = 2.5^\circ$$

$$\bar{A} = 0.0371$$

$$S_0 = 1.274$$

表 2. 1 - 3 弁板上の流体膜形状

$H=4 \times 10^{-6}$ m , $Rc=24 \times 10^{-3}$ m, $\lambda=0.02$, $\delta=16^\circ$

設計点 $So=1.274$, 絞り特性 $\bar{p}_0^*=(2/3)\bar{p}_r^*$

軸条件	\bar{h}_0	$\bar{\alpha}$	ϕ
一端固定・他端支持	0.981	0.345	0.368
両端固定	0.990	0.155	2.275
力支持	1.105	0.425	1.121

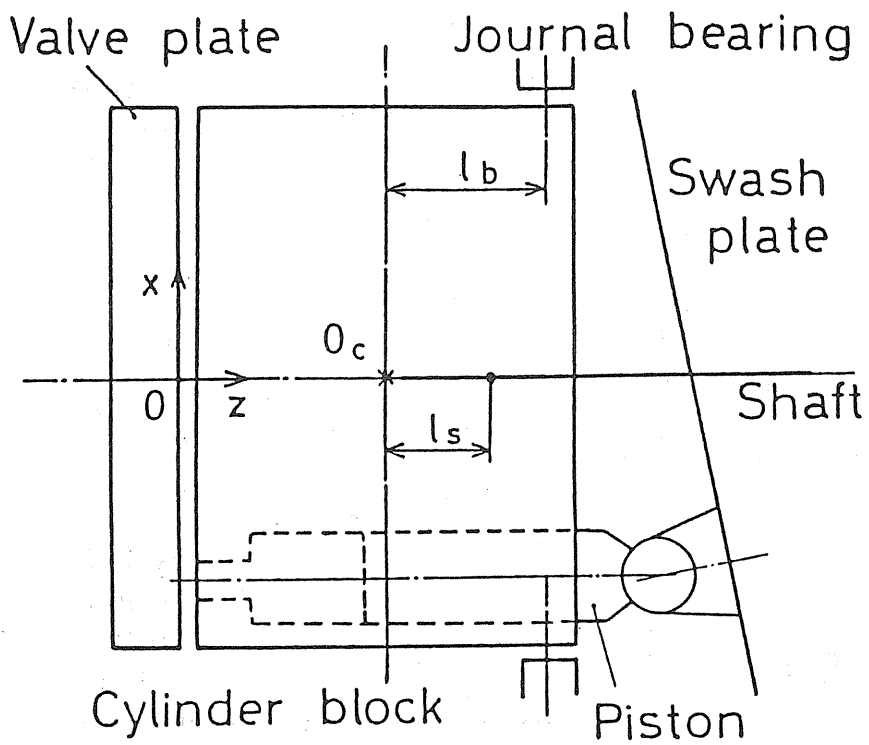


图 2. 1 - 1 构造说明图

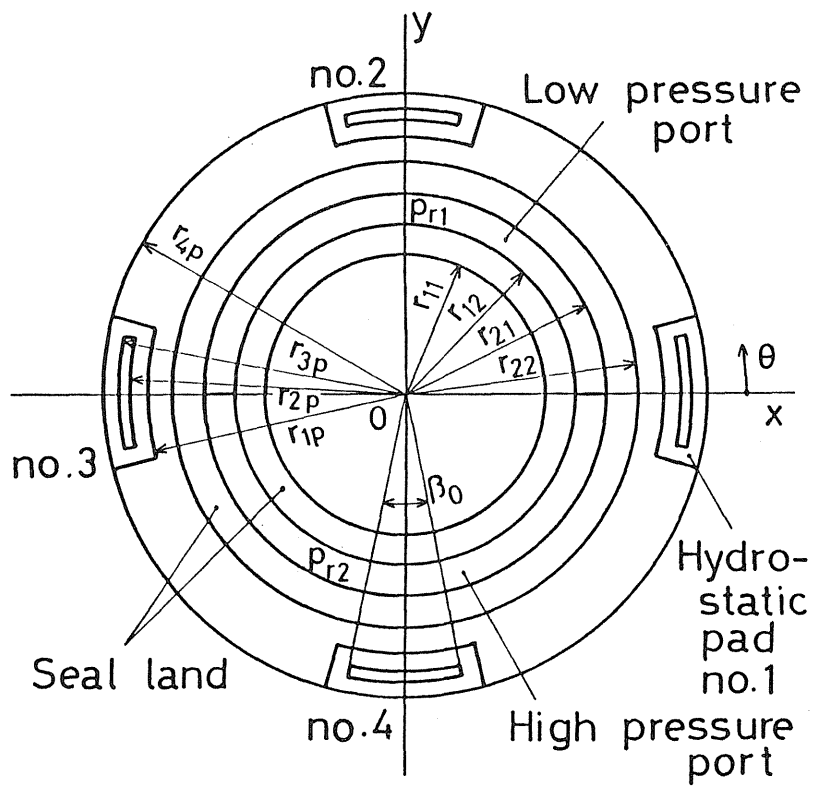


図 2. 1 - 2 静圧パッド付弁板

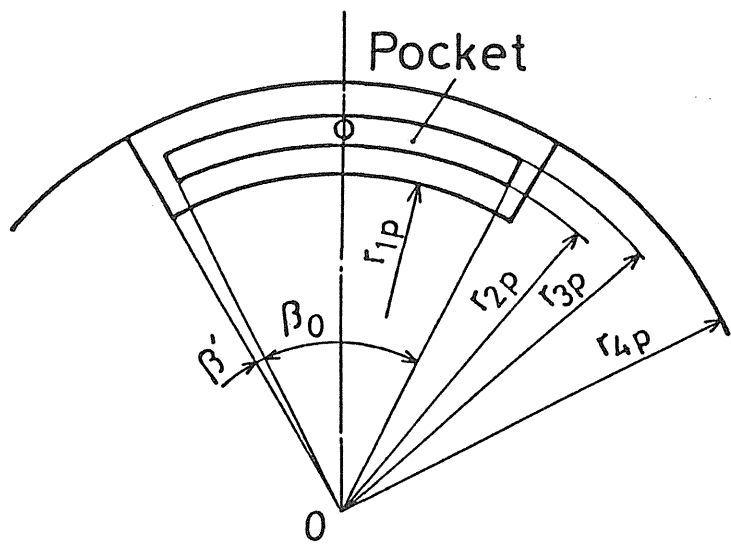


図 2. 1 - 3 静圧パッド

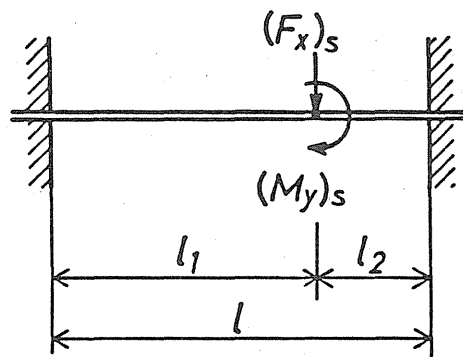


図 2. 1 - 4 モーメント支持軸

2.2 ピストン・シリンダ壁間しゅう動部

(a) はじめに

ピストンがシリンダ壁内で往復運動する場合，高圧側の端面ほどすきま厚さが厚い状態—すなわち，頂部の直径が小さくなるようなテーパピストンあるいはステップピストンを採用するなど—であれば，このしゅう動部に流体潤滑が実現できることをすでに示した[1]．しかしながら，斜板式ピストンポンプのように横方向力の大きくなる場合には，流体潤滑は極めて困難であり，静圧軸受の採用を検討することが必要となる．静圧ポケットを設けたピストンについて，数値計算結果が発表されている[2]が，バルブのように横方向力のわづかな場合を対象としている．このため，ここでは，まず静圧ポケットを設けたピストンについて解析を行う．

(b) 静圧ポケット圧力の決定

横方向力に対してピストンは機構上回転運動を行うはずであるから，静圧ポケットを円周上に設ける必要がある．また，ピストン中心まわりの力のモーメントを支える点から，一般の設計では，静圧ポケットを2列設けざるを得なくなる(図2.2-1)．ここでは，ピストン頂部(弁板側)を第I列，スリッパ側(斜板側)を第II列と呼ぶことにする．さて，しゅう動部の流体圧力はレイノルズ方程式によって決定され，無次元表示を採用すれば，図2.2-2に示す記号を用いて，

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \phi} (\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \phi}) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} (\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}) \\ = \bar{\Omega} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \phi} - \bar{w}_0 \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{z}} + 2 \frac{\partial \bar{h}}{\partial \tau} \end{aligned} \quad (2.2-1)$$

$$\bar{h} = 1 - \bar{\alpha} \varepsilon \cos(\phi - \gamma) - \bar{\alpha} \bar{z} \cos(\phi - \beta) \quad (2.2-2)$$

が求まる[1] .

境界条件は圧力 $\bar{p}(\phi, \bar{z}, \tau)$ に対して

$$\left. \begin{aligned} \bar{p}(0, \bar{z}, \tau) &= \bar{p}(2\pi, \bar{z}, \tau) \\ \frac{\partial}{\partial \tau} \bar{p}(0, \bar{z}, \tau) &= \frac{\partial}{\partial \tau} \bar{p}(2\pi, \bar{z}, \tau) \\ \bar{p}(\phi, \bar{z}_c, \tau) &= \bar{p}_c(\tau) \\ \bar{p}(\phi, \bar{z}_{11}, \tau) &= \bar{p}(\phi, \bar{z}_{12}, \tau) = \bar{p}_{p0}^I(\tau) \\ \bar{p}(\phi, \bar{z}_{21}, \tau) &= \bar{p}(\phi, \bar{z}_{22}, \tau) = \bar{p}_{p0}^{II}(\tau) \\ \bar{p}_0(\phi, \bar{z}_m, \tau) &= \bar{p}_a \end{aligned} \right\} \quad (2.2-3)$$

となる。見通しのよい解析結果を得るため、 $\bar{\alpha}$ をパラメータとした摂動法を採用する。すなわち

$$\bar{p}(\phi, \bar{z}, \tau) = \bar{p}_0(\phi, \bar{z}, \tau) + \bar{\alpha} \bar{p}_1(\phi, \bar{z}, \tau) + \bar{\alpha}^2 \bar{p}_2(\phi, \bar{z}, \tau) + \dots \quad (2.2-4)$$

と表示し、 p_0, p_1, \dots を境界条件(2.2-3)に基づいて求める。ただし、三角関数の直交性から、 p_2 は負荷容量に影響しなくなるため、 p_0, p_1 を求めればよいことになる。

具体的に

$$\frac{\partial^2 \bar{p}_0}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 \bar{p}_0}{\partial \bar{z}^2} = 0 \quad (2.2-5)$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial^2 \bar{p}_1}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 \bar{p}_1}{\partial \bar{z}^2} = & \left(3 \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \bar{z}} - 2 \dot{\bar{\alpha}} \frac{\bar{z}}{\bar{\alpha}} + \bar{w}_0 \right) \cos(\phi - \beta) \\
& - 2 \left(\dot{\bar{\alpha}} \frac{\varepsilon}{\bar{\alpha}} + \dot{\varepsilon} \right) \cos(\phi - \gamma) \\
& + (\bar{\Omega} \bar{z} - 2 \bar{z} \dot{\beta}) \sin(\phi - \beta) \\
& + (\bar{\Omega} \varepsilon - 2 \varepsilon \dot{\gamma}) \sin(\phi - \gamma)
\end{aligned} \tag{2.2-6}$$

式 (2.2-6) の解の形は

$$\begin{aligned}
\bar{p}_1(\phi, \bar{z}, \tau) = & (A_1 e^{\bar{z}} + B e^{-\bar{z}}) \cos \phi + (C_1 e^{\bar{z}} + D_1 e^{-\bar{z}}) \sin \phi \\
& + E(\bar{z}, \tau) \cos \phi + F(\bar{z}, \tau) \sin \phi
\end{aligned} \tag{2.2-7}$$

となる。ここに、 $E(\bar{z}, \tau)$, $F(\bar{z}, \tau)$: 特解, A_1, B_1, C_1, D_1 : 積分定数。さて、静圧ポケットの圧力に対しても、摂動解を用いることになるから、

$$\left. \begin{aligned}
\bar{p}_p^1(\phi, \tau) &= \bar{p}_{p0}^1 + \bar{\alpha} \bar{p}_{p1}^1 + \bar{\alpha}^2 \bar{p}_{p2}^1 + \dots \\
\bar{p}_p^{11}(\phi, \tau) &= \bar{p}_{p0}^{11} + \bar{\alpha} \bar{p}_{p1}^{11} + \bar{\alpha}^2 \bar{p}_{p2}^{11} + \dots
\end{aligned} \right\} \tag{2.2-8}$$

毛細管絞りを仮定すると、一つの絞りの圧力と流量の関係は、

$$q_{in} = \frac{\pi r_c^4}{8 \mu l_c} (p_c - p_{pi})$$

ここに、 r_c : 絞り半径, l_c : 長さ, p_{pi} : ポケット圧力。一方、しゅう動すきまを流れる流量として、円周上に n 個のポケットがあるとき、一つのポケットが円周の $1/n$ の z 方向流量を分担するものとする。すなわち

$$q_{out} = -\frac{2\pi R}{n} \cdot \frac{1}{12\mu} \left[-\left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z}\right)_1 + \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z}\right)_2 \right]$$

ここに、 $()_1$ はポケットから z 方向、 $()_2$ は $-z$ 方向への値を示す。

絞りの特性数

$$\bar{k} = \frac{4}{3n} \left(\frac{C}{R}\right)^3 \frac{\bar{l}_c}{\bar{r}^4} \quad (2.2-9)$$

を導入すると、以上の2式より

$$\left. \begin{aligned} \bar{p}_{p0}^I(\tau) &= \bar{p}_c + \bar{k} \left[\frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}_{11}} - \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}_{12}} \right] \\ \bar{p}_{p0}^{II}(\tau) &= \bar{p}_c + \bar{k} \left[\frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}_{21}} - \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}_{22}} \right] \end{aligned} \right\} \quad (2.2-10)$$

$$\left. \begin{aligned} \bar{p}_{p1}^I(\tau) &= \bar{k} \left[\frac{\partial \bar{p}_1}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}_{11}} - \frac{\partial \bar{p}_1}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}_{12}} \right. \\ &\quad - 3\{\varepsilon \cos(\phi - \gamma) + \bar{z}_{11} \cos(\phi - \beta)\} \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}_{11}} \\ &\quad \left. + 3\{\varepsilon \cos(\phi - \gamma) + \bar{z}_{12} \cos(\phi - \beta)\} \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}_{12}} \right] \\ \bar{p}_{p1}^{II}(\tau) &= \bar{k} \left[\frac{\partial \bar{p}_1}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}_{21}} - \frac{\partial \bar{p}_1}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}_{22}} \right. \\ &\quad - 3\{\varepsilon \cos(\phi - \gamma) + \bar{z}_{21} \cos(\phi - \beta)\} \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}_{21}} \\ &\quad \left. + 3\{\varepsilon \cos(\phi - \gamma) + \bar{z}_{22} \cos(\phi - \beta)\} \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}_{22}} \right] \end{aligned} \right\} \quad (2.2-11)$$

となる。

以上により、ポケット内圧力が定まるので、レイノルズ方程式の境界条件、

式(2.2-3)の下に、 $\bar{p}_0(\phi, \bar{z}, \tau)$ ならびに $\bar{p}_1(\phi, \bar{z}, \tau)$ を2列のポケットとそれを囲む3個の環状部分に対し、それぞれ求めることができる。式(2.2-7)についていえば、各区分ごとに A_1, B_1, C_1, D_1 を決定することができる。

(c) ピストンの運動方程式

前項によりポケット部ならびにそれを囲むランド部の圧力が求まるので、ピストンの負荷容量(\bar{P}, \bar{M})は次式から計算できる。

$$\left. \begin{aligned} \bar{P}_x &= - \int_{\bar{z}_m}^{\bar{z}_c} \int_0^{2\pi} \bar{p} \cos \phi \, d\phi d\bar{z} \\ \bar{P}_y &= - \int_{\bar{z}_m}^{\bar{z}_c} \int_0^{2\pi} \bar{p} \sin \phi \, d\phi d\bar{z} \\ \bar{M}_x &= \int_{\bar{z}_m}^{\bar{z}_c} \int_0^{2\pi} \bar{z} \bar{p} \sin \phi \, d\phi d\bar{z} \\ \bar{M}_y &= - \int_{\bar{z}_m}^{\bar{z}_c} \int_0^{2\pi} \bar{z} \bar{p} \cos \phi \, d\phi d\bar{z} \end{aligned} \right\} \quad (2.2-12)$$

ただし、モーメント \bar{M} はピストン中心まわりに右ねじの方向に作用する場合を正としている。

ピストンの運動方程式は、慣性力と球面軸受部などの摩擦を省略すると、並進運動に対して

$$\left. \begin{aligned} \bar{P}_x + \bar{W}_x &= 0 \\ \bar{P}_y + \bar{W}_y &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.2-13)$$

回転運動に対して

$$\left. \begin{aligned} \bar{M}_x + \bar{N}_x &= 0 \\ \bar{M}_y + \bar{N}_y &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.2-14)$$

となる。ただし、ピストンの往復運動（z方向）ならびにz軸まわりの回転運動については、この解析の対象としていない。なお、 \bar{W} ：荷重、 \bar{N}_y ：モーメント荷重である。

斜板式ピストンポンプにおいて、摩擦を無視すると

$$\left. \begin{aligned} \bar{W}_x &= 0 \\ \bar{W}_y &= -\bar{A}_c \bar{p}_c \tan \delta \\ \bar{N}_x &= -\bar{a} \bar{W}_y \\ \bar{N}_y &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.2-15)$$

となる。ただし、 $\bar{a}=a/R$ ：ピストン中心と端部の距離（負値）。

式（2.2-12）をピストンの運動方程式に代入し、ピストンの1往復に対応する ε 、 γ 、 $\bar{\alpha}$ 、 β を求め、ピストンがシリンダ壁に接触しないように静圧ポケット寸法を決定することになる。

その可能性を確かめるために、まず、ピストンが最も突き出した状態（軸受面積が最も小さい状態）における負荷容量を算出した。ただし、供試ポンプのピストンまわりの寸法諸元として、表2.2-1を用いた。

式（2.2-15）に与えた荷重特性から明らかなように、負荷容量としては \bar{P}_y 、 \bar{M}_x に注目することとし、 \bar{k} とポケット寸法（ \bar{z}_{11} 、 \bar{z}_{12} 、 \bar{z}_{21} 、 \bar{z}_{22} ）をパラメータとした結果を表2.2-2に示す。なお、表において

$$\left. \begin{aligned} \bar{x} &= \bar{\alpha} \varepsilon \cos \gamma \\ \bar{y} &= \bar{\alpha} \varepsilon \sin \gamma \\ \bar{\phi}_x &= \bar{\alpha} \sin \beta \\ \bar{\phi}_y &= \bar{\alpha} \cos \beta \end{aligned} \right\} \quad (2.2-16)$$

である。 \bar{P}_y と \bar{M}_x の比が荷重での比にほぼ一致する場合を挙げたが、一見して、

\bar{P}_y , \bar{M}_x の大きさが荷重に対し小さすぎることが分かる。流体潤滑を実現するには、 δ を小さくすると、ピストンを長くすることなど対策を加えざるを得ず、それも簡単なことではない。

(d) 固体接触する場合のピストン—シリンダ壁間に生じる損失動力

静圧ポケットを設けて、ピストン—シリンダ壁間に流体潤滑を実現することは、供試ポンプでは明らかに困難であるため、ここでは、ピストンが2点でシリンダ壁に接触する場合の流体圧力に基づく負荷容量を含めて、このしゅう動部に生ずる損失動力を解析する。ただし、静圧ポケットは設けていないとする。斜板式ピストンポンプを対象としているため、図2. 2-3に示す説明図において、点A, Bにおいて接触するとする。また、流体膜の負荷容量は、前項に記した解析法を用いて求める。

図示の記号を用いて、ピストンに作用する力と力のモーメントのつり合い式を導くと、ピストンとシリンダ壁間の摩擦係数を λ として

$$\begin{aligned} \bar{F}_A[\lambda \text{sign}(\dot{l}_2) + \cot \delta] + \bar{F}_B[\lambda \text{sign}(\dot{l}_2) - \cot \delta] \\ = \bar{P}_y \cot \delta - \bar{A}_c \bar{p}_c \end{aligned} \quad (2.2-17)$$

$$\begin{aligned} \bar{F}_A[\bar{l}_3 - \lambda \text{sign}(\dot{l}_2)] + \bar{F}_B[\bar{z}_c - \bar{z}_n - \bar{l}_3 + \lambda \text{sign}(\dot{l}_2)] \\ = -\bar{M}_x + (\bar{l}_3 - \bar{z}_c)\bar{P}_y \end{aligned} \quad (2.2-18)$$

また、ピストン駆動機構の特性から

$$\left. \begin{aligned} \bar{w}_\theta &= (R_c/R) \tan \delta \cdot \cos \omega t \\ \bar{z}_m &= -(z_0 + 1 + R_c \tan \delta \cdot \sin \omega t)/R \end{aligned} \right\}$$

ここに、 z_0+1 : $\delta=0$ におけるシリンダブロック末端のピストン中心からの座標。一方、ピストンが2点で接触する条件として

$$\left. \begin{aligned} \bar{y} + \bar{z}_c \bar{\phi}_x &= 1 \\ \bar{y} + \bar{z}_m \bar{\phi}_x &= -1 \\ \bar{x} = \bar{\phi}_y &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.2-19)$$

が成り立つ。

なお、シリング内圧力の変化は、簡単のため図2. 2-4に示す台形状に変化するものとする。

式(2. 2-19)の下に \bar{P}_y , \bar{M}_x をもとめ、式(2. 2-17), (2. 2-18)を連立させて、 \bar{F}_A, \bar{F}_B が求まる。これによる損失動力は、摩擦力が $\lambda(R_A + R_B)$ で求まるから、圧力抵抗として表示すると

$$\Delta \bar{p}_l = \lambda(\bar{R}_A + \bar{R}_B)/\bar{A}_c$$

トルク損失として、高圧側(H)と低圧側(L)での分を考慮して

$$\Delta \bar{T} = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{V}{R^3} \right) (\Delta \bar{p}_{l, H} + \Delta \bar{p}_{l, L}) \quad (2.2-20)$$

これによる動力損失 $\Delta \bar{P}_T$ は

$$\Delta \bar{P}_T = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{V}{R^3} \right) (\Delta \bar{p}_{l, H} + \Delta \bar{p}_{l, L}) \quad (2.2-21)$$

一方、漏れ流量は、z方向の流速をwとすれば

$$\bar{q}_z = - \frac{C}{R} \int_0^{2\pi} \int_0^{\bar{h}} \bar{w} \, d\bar{y} d\phi \Big|_{\bar{z}=0}$$

で与えられ (\hat{y} はすきま厚さ方向に採った座標), \bar{h} について3乗までを考慮

すると

$$\bar{q}_z |_{\bar{z}=0} = -\pi \frac{C}{R} [\bar{w}_0 - (\bar{p}_c - \bar{p}_a)(1 + 1.5\bar{y}^2)/(\bar{z}_c - \bar{z}_m) + 1.5\bar{y}(1 + 0.25\bar{y}^2)(C_1 - D_1)] \quad (2.2-22)$$

ここに、 C_1, D_1 は式 (2.2-7) の積分定数である。よって、漏れに基づく損失動力は

$$\Delta \bar{P}_Q = \bar{p}_c \bar{q}_z \quad (2.2-23)$$

従って、このしゅう動部に生じる全損失動力は

$$\Delta \bar{P} = \Delta \bar{P}_Q + \Delta \bar{P}_T \quad (2.2-24)$$

ここでの取扱いは、ピストンが常に2点でシリンダ壁に接触することを前提としている。しかしながら、ポンプ吸込み行程において、点Bでの接触が断たれる場合がある。この場合でも、ここで導いた損失動力は、ほとんど差を生じないことを計算により確かめた。また、 P_y, M_x を無視しても同様に、損失にはほとんど影響しない。

供試ポンプに対する具体的数値は、3.3節に記す。

(e) 文献

- 1) 山口, ピストン形流体機械のピストンの運動 (第3報, 指数関数状ピストン), 日本機械学会論文集, 41-348(1975-8), 2413
- 2) Laurenson, I.T., The design of self-centring seal-less hydraulic pistons, Proc. IME, 199(1985), No.B1, 59

(f) 記号

$\bar{A}_c = A_c / R^2$: シリンダ断面積

C : 半径すきま

$\bar{F} = F / 6 \mu \omega R^2 (R/C)^2$: 力

$\bar{h} = h / C$: 流体膜厚さ

\bar{k} : 絞り特性数

$\bar{M} = M / 6 \mu \omega R^3 (R/C)^2$: 力のモーメント

$\bar{p} = p / 6 \mu \omega (R/C)^2$: 圧力

\bar{p}_a : 外周圧力

\bar{p}_c : シリンダ内圧力

\bar{p}_{po} : ポケット圧力

$\bar{P}_{th} = P_{th} / 6 \mu \omega^2 R^3 (R/C)^2$: 理論動力

$\Delta \bar{P} / \bar{P}_{th}$: 全損失動力

$\Delta \bar{P}_Q / \bar{P}_{th}$: 漏れによる損失動力

$\Delta \bar{P}_T / \bar{P}_{th}$: 摩擦による損失動力

$\bar{Q} = Q / \omega R^3$: 流量

R : ピストン半径

t : 時間

$\bar{T} = T / 6 \mu \omega R^3 (R/C)^2$: トルク

$\bar{w}_0 = w_0 / \omega R$: ピストン往復速度

\bar{x}, \bar{y} : ピストン中心の座標

$\bar{z} = z / R$: 座標

$\bar{\alpha} = \alpha R / C$: ピストンの傾斜角

δ : 斜板傾き角

$\varepsilon = \varepsilon_0 / \alpha R$: ピストン偏心量 ($z=0$)

λ : ピストン・シリンダ壁間の摩擦係数

μ : 流体粘度

$$\tau = \omega t$$

$\bar{\phi}_x = R \cdot \phi_x / C$, $\bar{\phi}_y = R \cdot \phi_y / C$: それぞれピストン中心軸が zx , xy 平面となす角

ω : ポンプ軸角速度

Ω : ピストン自転角速度

$$\bar{\Omega} = (\omega + \Omega) / \omega$$

表 2. 2 - 1 供試ポンプの寸法諸元

ピストン半径	$R = 6.5 \text{ mm}$
ピストン長さ	$l_3 = 34 \text{ mm}$
斜板傾角	$\delta = 16^\circ$
回転数	$n = 1800 \text{ rpm}$
吐出し圧力	$(p_c)_{\max} = 25 \text{ MPa}$ ($\bar{p} = 33.3$)

表2. 2-2 静圧ポケット付ピストンの負荷容量

\bar{k}	\bar{z}_{11}	\bar{z}_{12}	\bar{z}_{21}	\bar{z}_{22}	\bar{y}	$\bar{\phi}_x$	\bar{p}_y	\bar{M}_x
0.2	1.7	1.0	0.5	-0.1	0.14	0.30	0.88	2.26
					0.16	0.35	1.28	2.50
	1.9	1.32	0.45	0	0.15	0.30	0.81	1.53
					0.18	0.35	0.63	1.96
0.1	1.7	1.0	0.5	-0.1	0.14	0.36	1.07	2.31
0.3					0.19	0.33	0.92	1.88
					0.20	0.28	0.31	0.97

$n=6$, $\bar{x} = \bar{\phi}_y = 0$, $\bar{z}_c = 2.31$, $\bar{z}_m = -0.54$, $\bar{a} = -2.31$ $\delta = 5^\circ$ としても
 $\bar{W}_y = -9.15$, $\bar{N}_x = -21.1$ である.

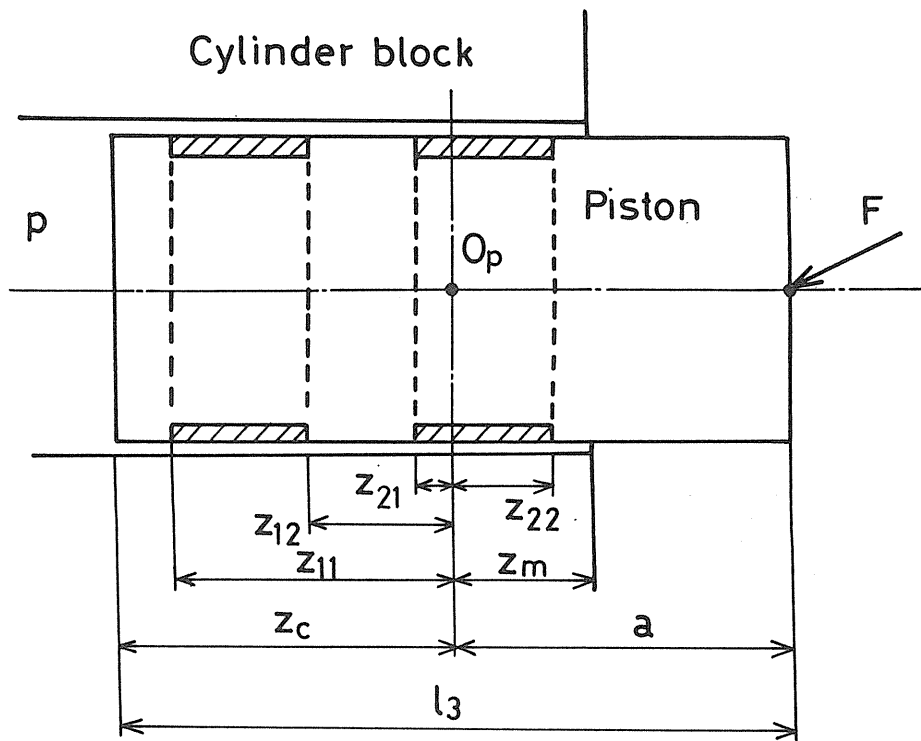


図 2. 2-1 静圧ポケット付ピストン

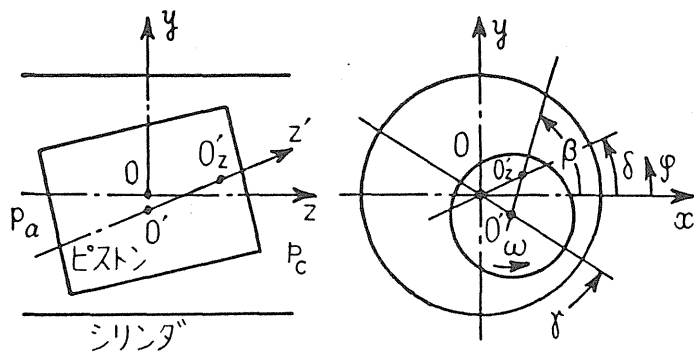


図 2. 2 - 2 記号説明図

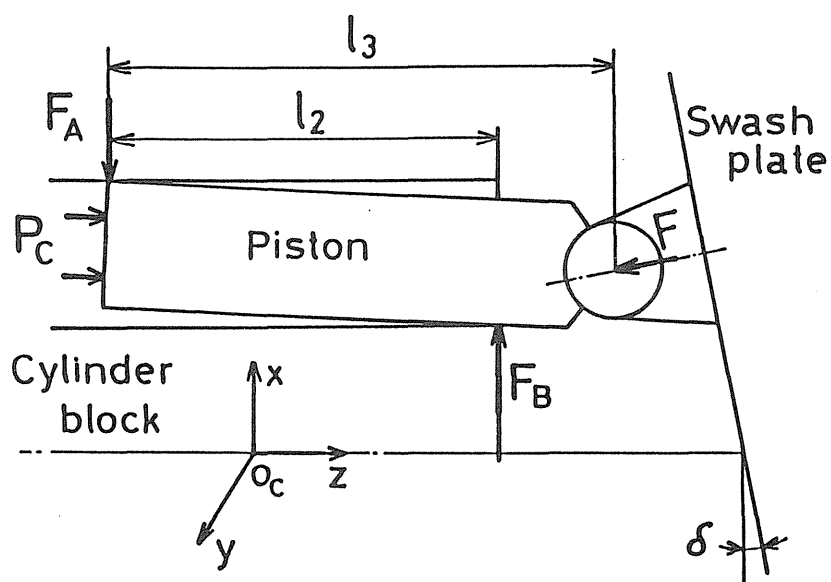


図 2. 2-3 ピストン機構説明図

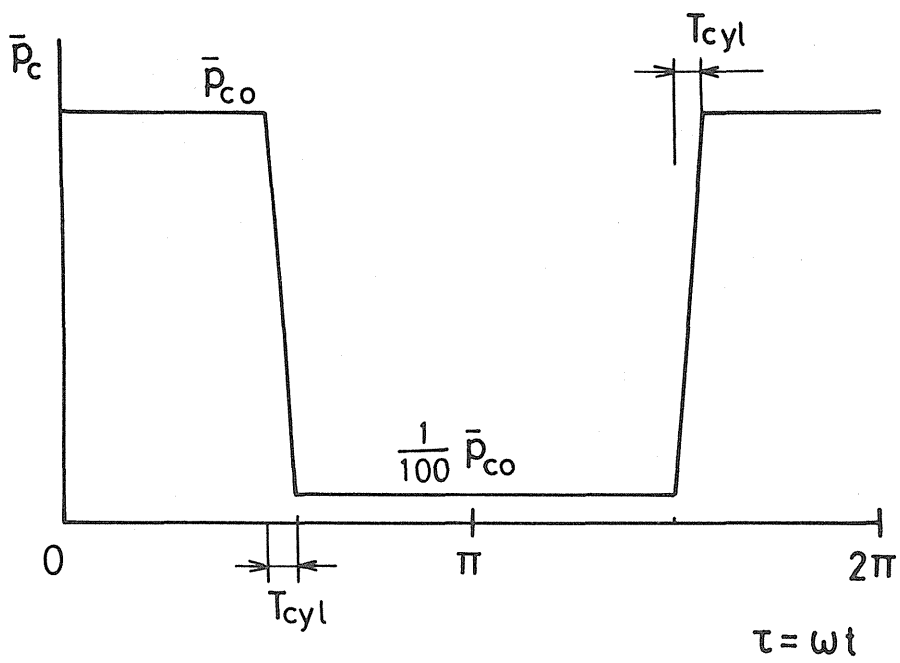


図 2. 2-4 シリンダ内圧力

2.3 ピストンスリッパ・斜板間しゅう動部

(a) はじめに

ピストンスリッパと斜板間のしゅう動部は、斜板式ピストンポンプにおいて、主要なしゅう動部の一つであり、すでに多くの研究が行なわれている[1].軸受剛性に対する検討が不十分ではあるが、実機においても、静圧軸受としての設計が採用されている.ここでは、最も詳細な研究結果[2,3]を用いて、理論的検討を行う.

(b) 流体膜形状の決定

図2.3-1に示すスリッパ・斜板間のしゅう動部について解析する.静止座標系 $O-XYZ$ はシリンダブロック中心軸を Z 軸,これと斜板面との交点を原点 O とする. X 軸は Z 軸に垂直で幾何学的な上,下死点を含む面内にとる.

運動座標系 $o-xyz$ は,スリッパを斜板に完全に接触させたときのスリッパ回転軸を z 軸とする. z 軸と斜板面との交点を原点 o とし,斜板面上に xy 平面をとる.このとき,スリッパと斜板間に形成される流体膜の厚さは,

$$\bar{h} = \bar{h}_0 + \bar{\alpha} \bar{r} \cos(\theta - \psi) \quad (2.3-1)$$

であり,レイノルズ方程式は

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\bar{h}^3 \bar{r} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) \\ = 2 \frac{R_2 \Omega}{V} \dot{\bar{h}}_0 - \bar{\alpha} \{ \bar{A} \sin \psi + \bar{B} \cos \psi \} \\ + 2 \bar{r} \frac{R_2 \Omega}{V} \dot{\bar{\alpha}} \cos(\theta - \psi) \\ + \bar{\alpha} \bar{r} \left\{ 2 \frac{R_2 \Omega}{V} \dot{\psi} - \bar{w}_s + \bar{C} \right\} \sin(\theta - \psi) \end{aligned} \quad (2.3-2)$$

ここに、 \bar{A} , \bar{B} , \bar{C} : スリッパの速度を表わす係数で、回転角 τ の関数。' は τ についての微分を示す。圧力 \bar{p} について、摂動法を適用する。すなわち

$$\bar{p} = \bar{p}_0 + \bar{\alpha}\bar{p}_1 + \bar{\alpha}^2\bar{p}_2 + \dots \quad (2.3-3)$$

境界条件

$$\left. \begin{aligned} \bar{p}(\bar{r}, 0, \tau) &= \bar{p}(\bar{r}, 2\pi, \tau) \\ \frac{\partial}{\partial \theta} \bar{p}(\bar{r}, 0, \tau) &= \frac{\partial}{\partial \theta} \bar{p}(\bar{r}, 2\pi, \tau) \\ \bar{p}(1, \theta, \tau) &= \bar{p}_0 \\ \bar{p}(a, \theta, \tau) &= \bar{p}_r(\tau) \end{aligned} \right\} \quad (2.3-4)$$

の下に、圧力を求め、それをスリッパしゅう動面にわたって積分することにより、負荷容量が求まる。

軸受荷重として、シリンダ内圧力に基づく押付け力、ピストン・シリンダ壁間および球面軸受部の摩擦力（モーメント）などを考慮した運動方程式を解くことによって、流体膜形状が決定する。

これにともない、しゅう動部に生ずる損失動力も求まる。詳細は文献 2,3 を参照されたい。

(C) 供試ポンプに対する検討

試作するポンプは、既存のポンプに対して軸受部等に変更を加えるものである。以下では、スリッパ半径をパラメータとし、設計点、すなわちシリンダ内圧力 25 MPa、回転数 1800 rpm について計算を行なった。供試流体の粘度は 0.98 mPa·s とした。計算に用いたポンプ諸元を表 2.3-1 に示す。また、ピストン・シリンダブロック間および球面軸受部の摩擦係数はそれぞれ 0.15,

0.01とし、絞りの流量定数は $0.64 \times 10^8 \text{ m}^2 (\text{m}^3/\text{kg})^{1/2}$ としている。

スリッパ半径は7.8 mm [試作ポンプの原型の値]，8.57 mm，9.36 mm，10.14 mmとして計算したが，7.8 mmおよび8.57 mmの場合は最小液膜厚さが過小となり金属接触を起こす可能性があるという結果が得られた。9.36 mm および10.14 mmの場合の無次元最小油膜厚さ [最小油膜厚さを平均油膜厚さで割った値] の変化を図2. 3-2に示す。また，9.36 mm および10.14 mmの場合の最小液膜厚さの最小値および損失動力 [理論動力 (ピストン1本当たりの押しわけ容積と圧力の積) で無次元化した値] を表2. 3-2に示す。

(d) 文献

- 1) 井星，スリッパ・斜板間のトライボロジー，油圧と空気圧，18-3(1987-5) 172 における引用文献
- 2) 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(1982-4)，695
- 3) 井星，同上 (第3報，スリッパ軸受部の動力損失最小の条件) 同上，51-472(1985-12)，3980

(e) 記号

a : ポケット半径 / スリッパしゅう動面半径

$\bar{h}=h/H$: 流体膜厚さ

H : 代表厚さ

h_0 : 平均厚さ

$\bar{p}=pH^2/6 \mu R_2 V$: 圧力

\bar{p}_a : 外部圧力

\bar{p}_r : ポケット圧力

P_{th} : 理論動力

$\Delta \bar{P} / \bar{P}_{th}$: 全損失動力

$\Delta \bar{P}_Q / \bar{P}_{th}$: 漏れに基づく動力損失

$\Delta \bar{P}_T / \bar{P}_{th}$: 摩擦トルクに基づく動力損失

R_2 : スリッパしゅう動面半径

t : 時間

V : 代表速度

$\bar{\alpha} = \alpha R_2 / V$: スリッパ傾斜角

μ : 流体粘度

ψ : 最大傾斜方位角

$\tau = \omega t$: 回転角

ω : ポンプ角速度

Ω : 代表角速度

表 2. 3-1 ポンプ諸元

ピストン直径 = 13 mm
 絞り長さ = 3 mm
 球面軸受中心からスリッパ上端までの距離 = 34 mm
 球面軸受中心からスリッパ重心までの距離 = 4.6 mm
 スリッパ高さ = 9 mm
 スリッパ質量 = 22 g
 絞り半径 = 0.5 mm
 ピストンピッチ円半径 = 24 mm
 球半径 = 4.75 mm
 $\omega t = \pi/2$ におけるシリンダブロック下端
 から球面軸受中心までの距離 = 8.5 mm
 斜板傾斜角 = 16 °
 ポケット半径/スリッパ半径 = 0.58974

表 2. 3-2 最小油膜厚さおよび損失動力（設計点）

スリッパ半径	h min	$\Delta \bar{P}_Q / \bar{P}_{th}$	$\Delta \bar{P}_T / \bar{P}_{th}$	$\Delta \bar{P} / \bar{P}_{th}$
9.36 mm	4.7 μ m	0.0021	0.0136	0.0157
10.14 mm	6.1 μ m	0.0030	0.0134	0.0164

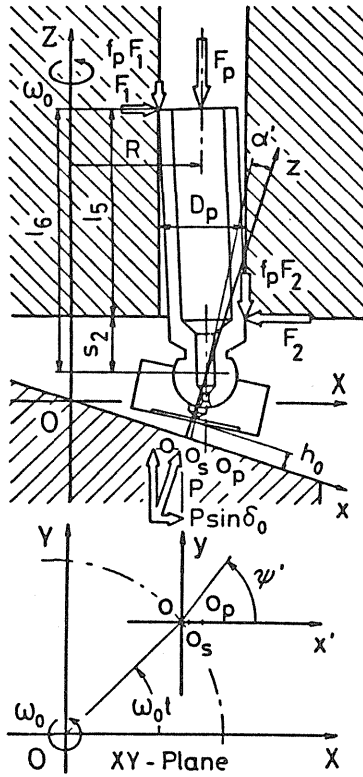


图 2. 3 - 1 座標系說明圖

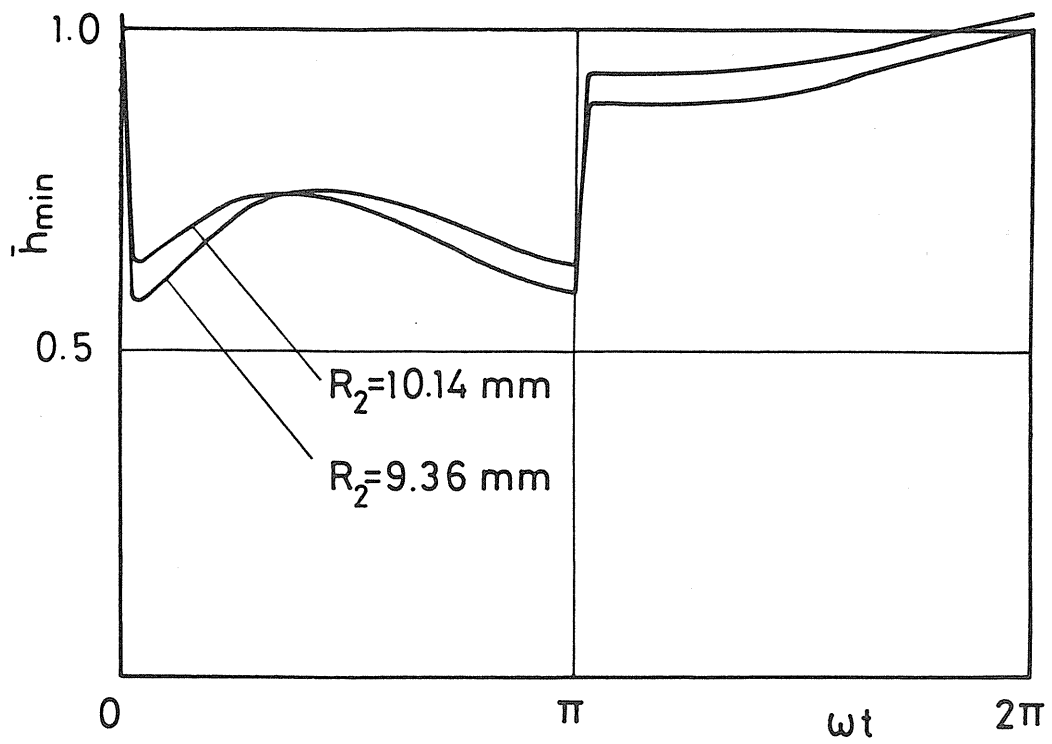


図 2 . 3 - 2 最小流体膜厚さ (設計点)

3. 実験結果と考察

3. 1 弁板静圧パッド用絞り特性

弁板—シリンダブロック間のしゅう動部においては，静圧パッドの絞りが設計通りの特性となるかどうか，また三つ用いる絞り相互のバラッキが許容範囲にあるかどうか，が最も大きな問題となる．このため，あらかじめ絞りの圧力—流量特性を調べた．供試ポンプに組込んだ3本の絞り特性を図3. 1—1に示す．

第2. 1節に記した理論解析は，絞り特性として完全な毛細管特性を仮定し，さらに，流体膜形状 $h_0=H$ ， $\alpha=0$ においてポケット圧力がポンプ吐出し圧力の $2/3$ になることを仮定している．しかしながら，広い作動範囲を考えれば，図から明らかのように，絞り特性にオリフィスとしての効果を含める必要がある．このため，ここで絞り特性の扱いを変更し，部分負荷時に対するポンプ効率について，あらかじめ考察を加えておく．

絞り特性を， a ， b を定数として，次式で表示する．

$$a Q^2 + b Q = p_{r2} - p_0$$

ここに， Q ：流量， p_{r2} ：ポンプ吐出し圧力， p_0 ：ポケット圧力である．毛細管絞りとしての特性数 K_c は

$$K_c = \frac{\partial Q}{\partial (p_{r2} - p_0)}$$

となる．図示の測定結果から a ， b を求めると，無次元表示として

$$\bar{a} \bar{Q}^2 + \bar{b} \bar{Q} = \bar{p}_{r2} - \bar{p}_0 \quad (3.1-1)$$

$$\bar{a} = 4.94 \times 10^{-3} \omega$$

$$\bar{b} = 0.124$$

であり (ω : rad/s), 絞り特性 K_c は

$$\bar{K}_c = 1/(2\bar{a}\bar{Q} + \bar{b})$$

で与えられ, 第2.1節の式(2.1-5)で与えられる静圧ポケット圧力は, 式(3.1-1)の場合, 二次方程式

$$\begin{aligned} & \frac{\bar{a}^2 \beta^2}{36} \left[\frac{\bar{h}_{2NP}^3}{\ln(\bar{r}_{4P}/\bar{r}_{3P})} + \frac{\bar{h}_{1NP}^3}{\ln(\bar{r}_{2P}/\bar{r}_{1P})} \right]^2 \left(\frac{\bar{p}_\delta^*}{S_0} \right)^2 \\ & + \left\{ \frac{\bar{a}\beta}{3} \left[\frac{\bar{h}_{2NP}^3}{\ln(\bar{r}_{4P}/\bar{r}_{3P})} + \frac{\bar{h}_{1NP}^3}{\ln(\bar{r}_{2P}/\bar{r}_{1P})} \right] + 4\bar{a} \right\} \frac{\bar{p}_\delta^*}{S_0} \\ & - 4\bar{a}\bar{p}_{r2}^*/S_0 = 0 \end{aligned} \quad (3.1-2)$$

の解として定まる.

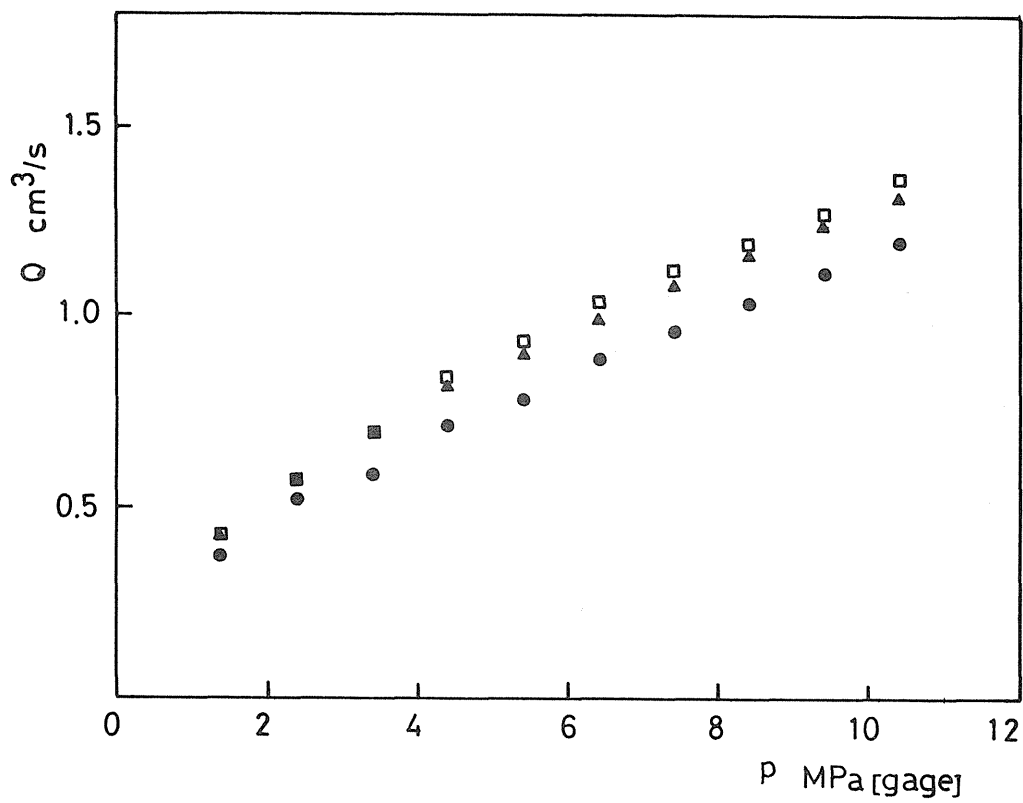


図3. 1 - 1 絞り特性

3. 2 ポンプ性能

ポンプは無段変速機により駆動し、吐出し圧力はリリーフ弁により設定した。吐出し量は台秤による重量法で、外部漏れ流量はメスシリンダで測定した。軸トルクはトルクメータにより測定した。

ポンプ吐出し量、外部漏れ流量を図3. 2-1に示す。ポンプ回転数は、800, 1500, 2000 rpm の3種に変えた。吐出し圧力($p_d = p_{r2}$)の最大値が回転数ごとに異なるのは、駆動電動機の容量の制限に基づく。外部漏れ流量が回転数にほとんど依存しない点の特徴である。軸トルクは図3. 2-2に示すように、回転数による差異は認められず、吐出し圧力に対し直線で与えられた。

ポンプ容積効率 η_v , トルク効率 η_T ならびに全効率 η を回転数ごとに図3. 2-3~5に示す。トルク効率に比べ容積効率が低く、このため全効率を低い。

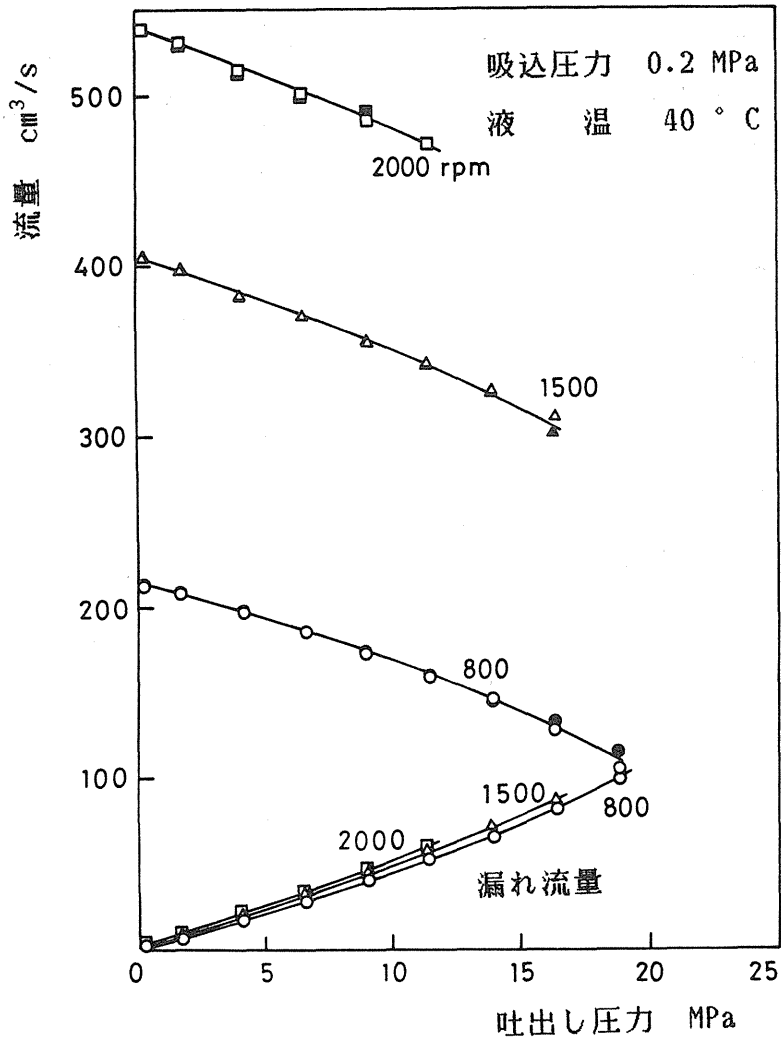


図 3. 2 - 1 圧力-流量，漏れ流量曲線

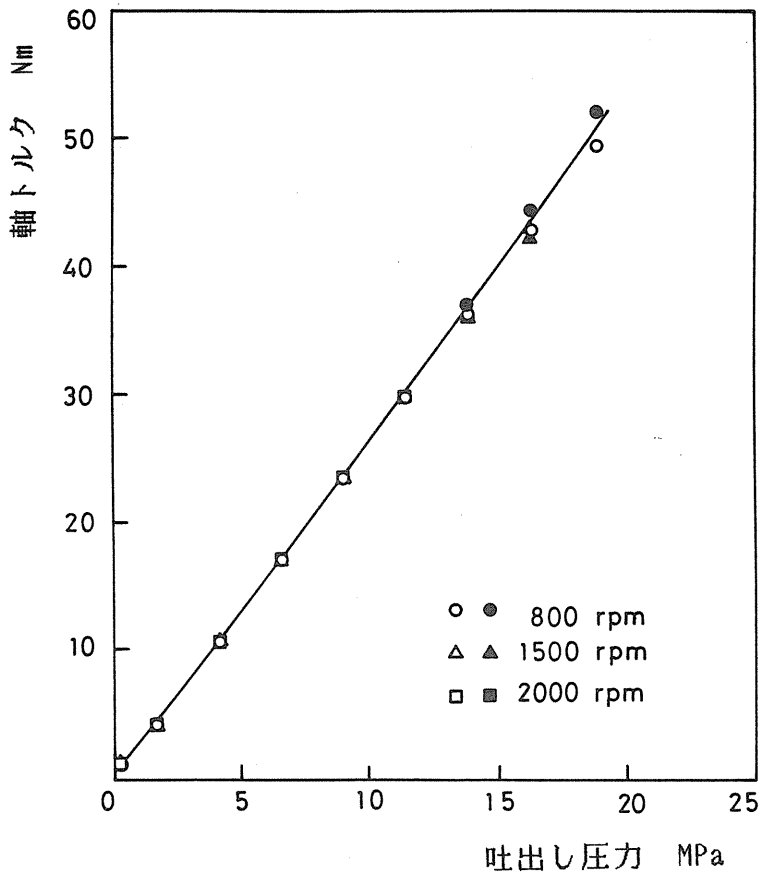


図3. 2-2 圧力-軸トルク曲線

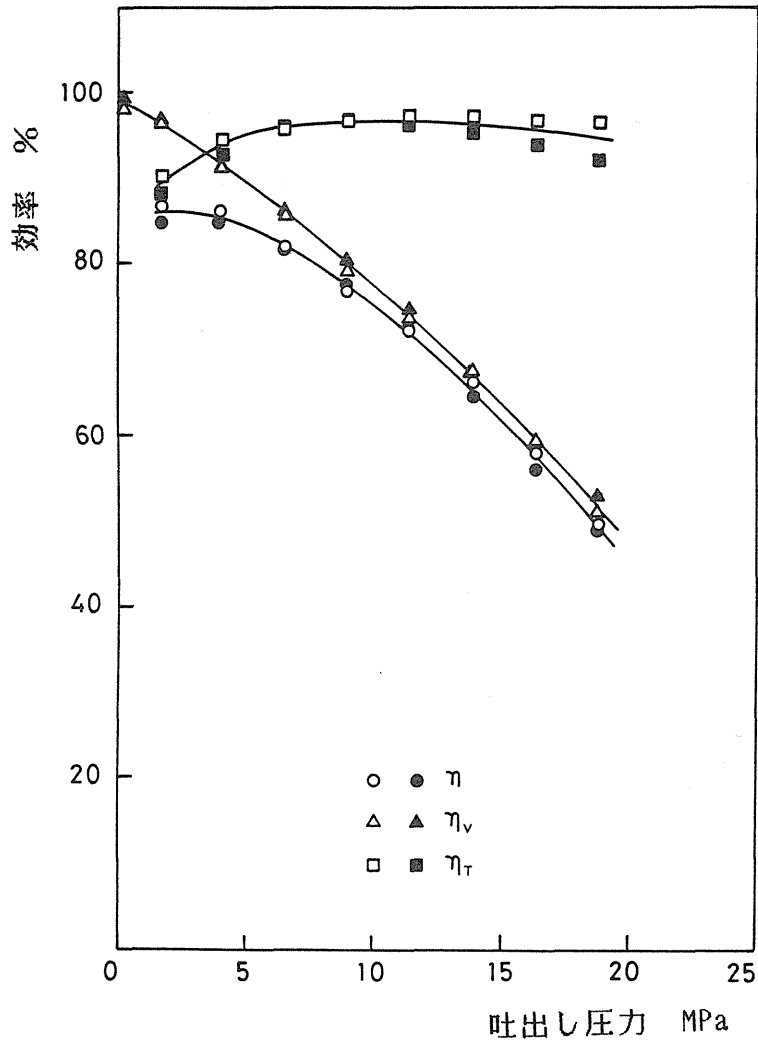


図 3. 2 - 3 基本性能(800 rpm)

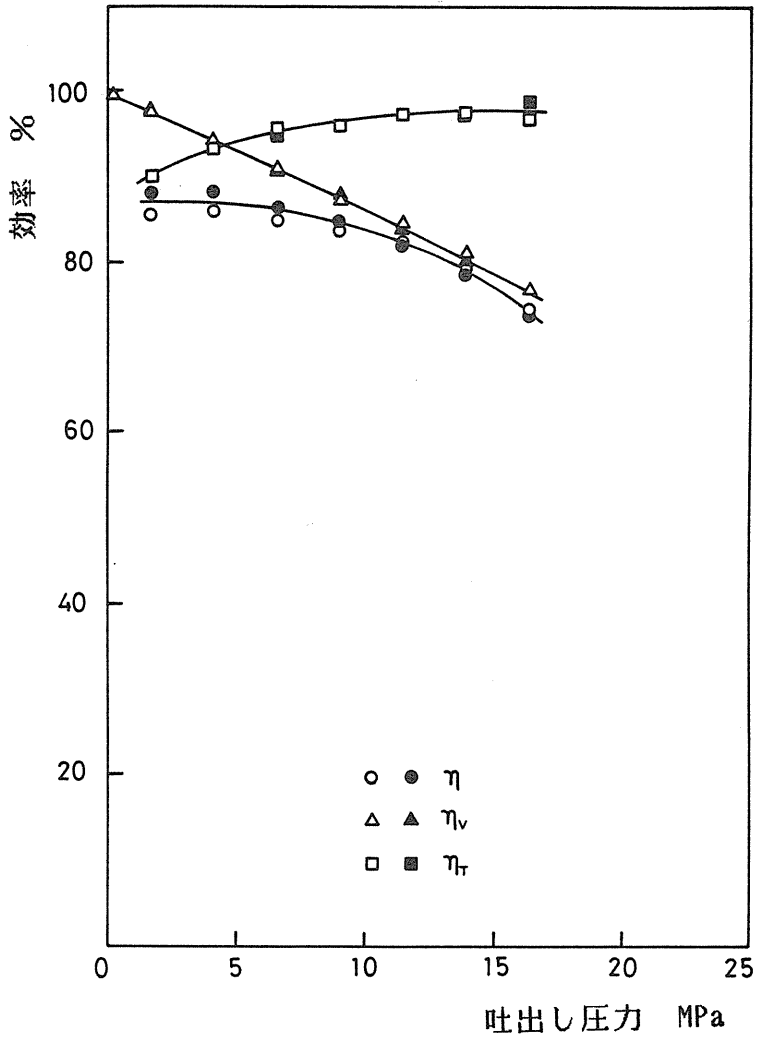


図3. 2-4 基本性能(1500 rpm)

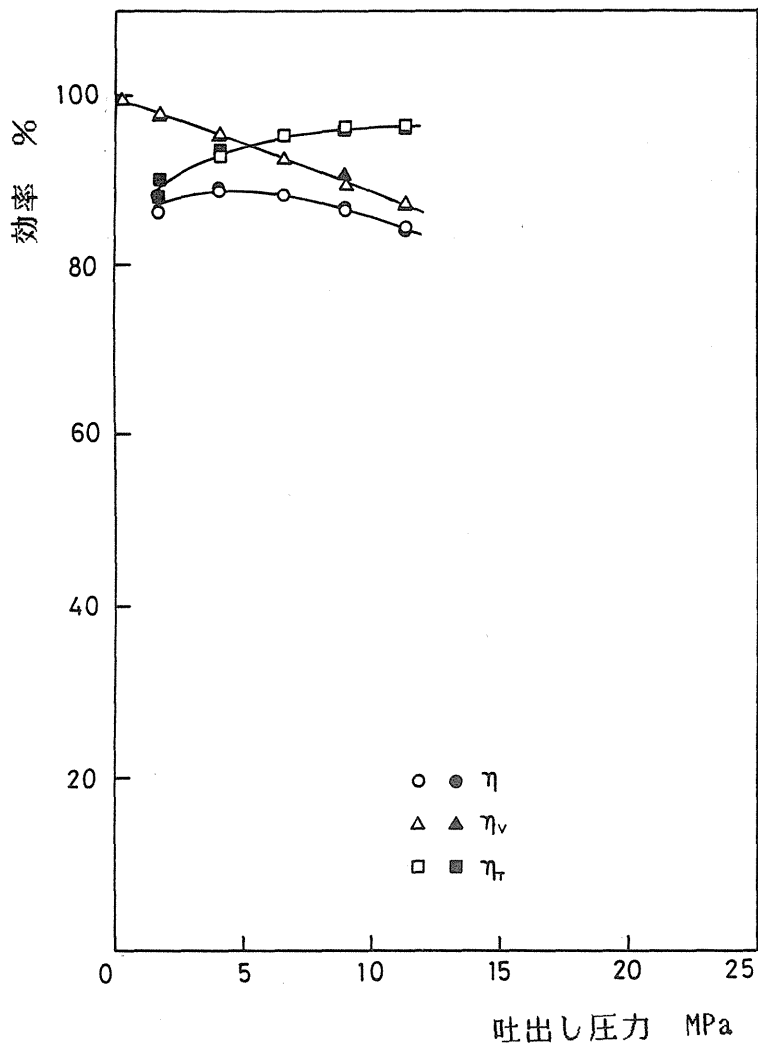


図 3. 2 - 5 基本性能(2000 rpm)

3.3 考察

(a) 弁板-シリンダブロック間の損失動力

実測した静圧ポケット絞りの特性に基づく式(3.1-2)により静圧ポケット圧力を算出する解析法を採用し、漏れに基づく損失動力を式(2.1-14)、摩擦トルクに基づく損失動力を式(2.1-17)から求めた結果を表3.3-1~2に示す。

表3.3-1は設計点(1800 rpm, 25 MPa)に対する結果であり、軸のばね効果を一樣ばりに対する取扱いとして、モーメント支持として①一端固定、他端支持、②両端固定ならびに③力支持(両端固定)の場合を比較している。供試ポンプでは、転がり軸受の特性から、シリンダブロック側が固定端、斜板側が支持端とする扱いが妥当と考えられる。いずれの扱いにしても、損失動力に対する差異は小さく、摩擦トルクに基づく損失動力はこのしゅう動部に生じる損失の2%弱にすぎない。

表3.3-2は一端固定・他端支持のモーメント支持の場合について、回転数一定の下に吐出し圧力を変えた場合の損失動力を示す。

(b) ピストン・シリンダ壁間の損失動力

第2.2(d)項に記した理論解析結果に、供試ポンプの数値を代入する。ピストンとシリンダボア間の半径すきまは、実測値に基づく平均値 $C/R=1.7 \times 10^{-3}$ を採用する。ピストンとシリンダ壁間の摩擦係数として $\lambda=0.02$ を採用する。設計点ならびに図3.2-4に対応する作動状態についての計算結果を表3.3-3に示す。 C/R が大きいため、容積効率が低いことの説明ができる。

(c) ピストンスリップ・斜板間の損失動力

供試ポンプのスリップ半径として、標準寸法 7.8 mm を第一段階として採用

した。図3. 2-4に対応する作動条件での流体膜厚さの最小値，損失動力の計算結果を表3. 3-4に示す。

(d) 全損失動力

主要しゅう動部に生じる損失動力のほかに，転がり軸受での損失動力ならびにポンプ内流路での圧力降下に基づく損失動力を検討する。

ポンプ軸とシリンダブロック間に作用する力（力のモーメント）として， $(\bar{F}_x)_s$ が支配的であるため，軸受荷重を $(\bar{F}_x)_l$ で代表する。転がり軸受の摩擦係数を 1.5×10^{-3} （軸径基準）とすると，1500 rpm，16 MPaの作動条件で摩擦トルクに基づく損失動力は

$$\Delta \bar{P}_T / \bar{P}_{th} = 1.7 \times 10^{-3}$$

と計算できる。

一方，ポンプ出入口における流動抵抗に対して，吸込み，吐出しの両行程の合計として 0.1 MPaとすれば，このための損失動力は

$$\Delta \bar{P}_T / \bar{P}_{th} = 0.006$$

程度である。

以上をまとめると，漏れに基づく損失動力は，ピストン・シリンダ壁間が支配的であり， $\Delta \bar{P}_Q / \bar{P}_{th} = 0.23$ となる（したがって，容積効率 $\eta_v = 0.77$ ）。摩擦トルクに基づく損失動力は， $\Delta \bar{P}_T / \bar{P}_{th} = 0.03$ となる（したがって，トルク効率は近似的に0.97）。これらの値は図3. 2-4の結果をよく説明する。

表 3. 3 - 1 弁板上の流体膜形状と損失動力（設計点）

Case	一端固定 他端支持	両端固定	力支持 (両端固定)
\bar{h}_o	0.843	0.856	0.916
$\bar{\alpha}$	0.265	0.121	0.265
ϕ rad	0.377	2.209	1.127
$\Delta \bar{P}_Q / \bar{P}_{th}$	0.0231	0.0004	0.0235
$\Delta \bar{P}_T / \bar{P}_{th}$	0.0216	0.0004	0.0220
$\Delta \bar{P} / \bar{P}_{th}$	0.0207	0.0004	0.0211

3. 3-2 弁板上の流体膜形状と損失動力

(モーメント支持軸, 一端固定・他端支持)

Case	1500 rpm 16 MPa	1500 rpm 10 MPa
\bar{h}_o	0.869	0.919
$\bar{\alpha}$	0.223	0.181
ϕ rad	0.361	0.334
$\Delta \bar{P}_Q / \bar{P}_{th}$	0.0192	0.0146
$\Delta \bar{P}_T / \bar{P}_{th}$	0.0005	0.0007
$\Delta \bar{P} / \bar{P}_{th}$	0.0197	0.0153

表 3. 3-3 ピストン・シリンダ壁間の損失動力

$$C/R=1.7 \times 10^3, \quad \lambda=0.02$$

Case	$\Delta \bar{P}_Q / \bar{P}_{th}$	$\Delta \bar{P}_T / \bar{P}_{th}$	$\Delta \bar{P} / \bar{P}_{th}$
設計点	0.263	0.011	0.274
1500 rpm, 16 MPa	0.200	0.011	0.211
1500 rpm, 10 MPa	0.122	0.011	0.132

表 3. 3-4 スリップ・斜板間の損失動力

スリップ半径	最小膜厚さ	$\Delta \bar{P}_Q / \bar{P}_{th}$	$\Delta \bar{P}_T / \bar{P}_{th}$	$\Delta \bar{P} / \bar{P}_{th}$
mm	μm			
9.36	5.2	0.0020	0.0171	0.0191
10.14	6.6	0.0030	0.0166	0.0196

4. 結び

科学研究費補助金（試験研究（2））により新しい油圧システムを展開する基本となるピストンポンプの開発研究を行なうことができた。高含水作動液用としてはピストン・シリンダ壁間しゅう動部のすきまが大きすぎたため、容積効率の低下が目立ったが、弁板－シリンダブロック間しゅう動部については結果は良好であった。

ピストン・シリンダ壁間については、本報告書の扱いを掘下げた新しい設計法を開発し、実験的に確かめる予定である。

本研究に対し、ご助力を願った防衛大学校井星正気氏、本学卒業研究生井上竜一、島田輝彦の両君に対して謝意を表する。