

アキシャルピストン形油圧ポンプ・油圧モータ におけるシリンダブロックの平衡

Balance of Cylinder Blocks in Axial Piston Pump and Motor

高 井 昭* 藤 沢 二 三 夫*
Akira Takai Fumio Fujisawa

内 容 梗 概

アキシャルピストン形油圧ポンプ、油圧モータの構成部分のうち最も重要なのはシリンダブロックとバルブブロックのしゅう動面であり、高性能と耐久性を確保するために、漏えいを少なく保ちしかも摩擦と摩耗を少なくすることが必須の条件で、バルブブロック上にあるシリンダブロックの力学的な平衡の処理方法が大切である。

本稿では、この問題を解決し日立製作所において完成したアキシャルピストン形油圧ポンプ、油圧モータの構造、仕様ならびにシリンダブロックに働く力とモーメントの計算式、それに基づく平衡方程式、油圧によるシリンダブロックの平衡方式について述べる。

1. 緒 言

一般に各種機械の油圧伝導装置としてはいろいろの形式の油圧ポンプ、油圧モータが古くから使われている^{(1)~(5)}。このうち大形機械ほど小形で単機容量を大きくし設備全体を小さくする要望が強く、また動力近代化の見地から制御方式が容易で制御特性のすぐれているものが要求される。アキシャルピストン形油圧ポンプ、油圧モータは高速、高圧、高性能、小形で、簡単な制御が可能であり、アメリカをはじめわが国においてもあらゆる機械の動力伝達、油圧発生に広く利用されてきている^{(6)~(18)}。

日立製作所においては数年にわたりアキシャルピストン形油圧ポンプ、油圧モータの試作研究を行なってきた。この油圧ポンプ、油圧モータはピストンロッドとピストンによってシリンダブロックに回転運動を与え、油圧を平衡させることによってシリンダブロックとバルブブロックの圧着力をきわめて少なくすることを特長とするもので、現在まで主として内燃機関車の静油圧ファン駆動装置⁽¹⁹⁾に用いてきている。

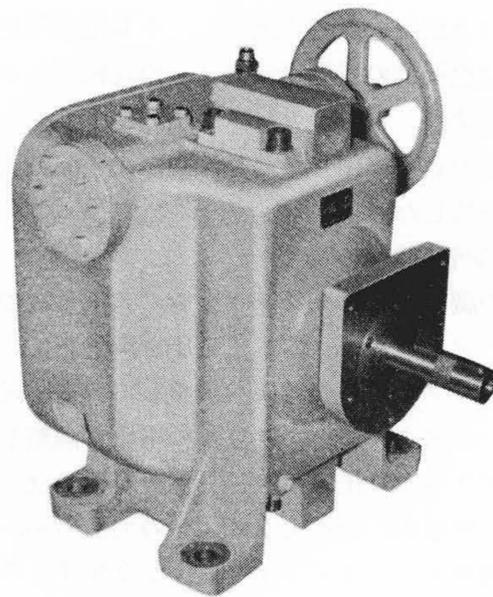
一般にアキシャルピストン形油圧ポンプ、油圧モータの主要部分は、後述するシリンダブロックとバルブブロックのしゅう動面であり、高性能と寿命を確保するためにいかにして漏えいを少なく保ちしかも摩擦、摩耗を少なくするかが最も大きい問題である。この解決法として、しゅう動面の形状を球面にしたもの⁽²⁰⁾やその他特別な考慮が払われている例⁽²¹⁾⁽²²⁾がある。この問題に関しては2、3の資料^{(23)~(26)}があるが、この部分の設計に必要な力学的解析はまだ発表されたものがないように思われる。

以下、シリンダブロックに作用する力ならびにモーメントを計算し、油圧による平衡をはかる方式について報告する。

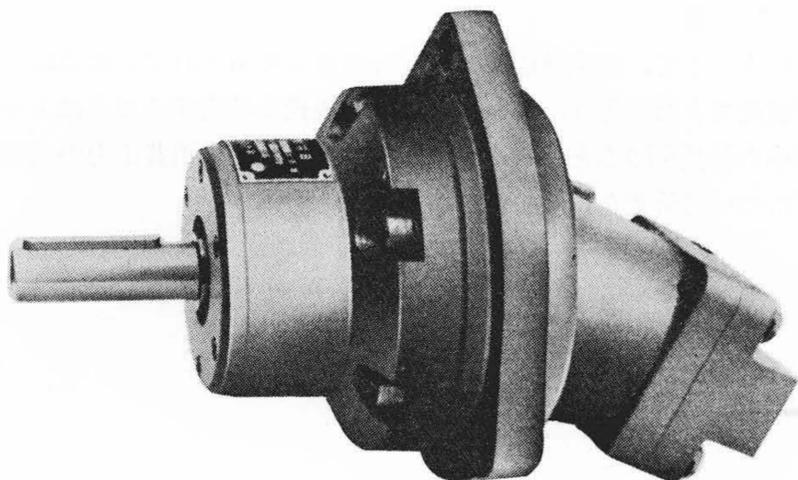
2. 構造と仕様

日立製作所において製作しているアキシャルピストン形油圧ポンプ、油圧モータには固定式と可変式の2種類があり、それらの外観を第1図および第2図に示し、内部構造は本報における解析に関する部分の機構を説明するため固定式を第3図に例示した。油圧ポンプ、油圧モータともまったく同一の構造を有している。

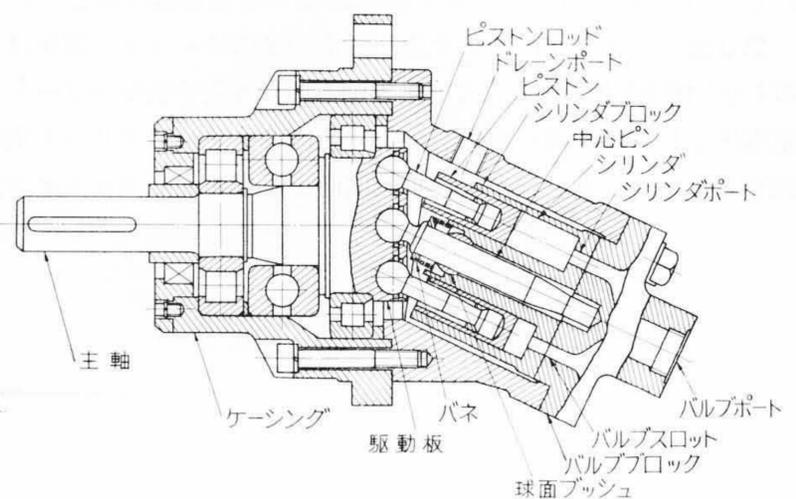
主軸の一端は駆動板が形成されており、主軸とピストンとは両端



第2図 可変式油圧ポンプ(油圧モータ)の外観



第1図 固定式油圧ポンプ(油圧モータ)の外観



第3図 油圧ポンプ(モータ)の構造

* 日立製作所笠戸工場

第1表 油圧ポンプの仕様

形 式	理論吐出量 (cc/rev)	常用回転数 (rpm)	吐 出 量 (l/min)			所要駆動馬力 (PS)		
			100 kg/cm ²	125 kg/cm ²	150 kg/cm ²	100 kg/cm ²	125 kg/cm ²	150 kg/cm ²
FL 14 VL 14	12.0	1,800	21.3	21.3	21.2	5.2	6.6	7.9
FL 16 VL 16	28.0	1,600	44.2	44.1	43.9	10.8	13.5	16.3
FL 20 VL 20	54.8	1,500	81.2	81.0	80.6	19.8	24.9	29.9
FL 25 VL 25	106.0	1,450	151.2	150.9	150.1	36.9	46.3	55.5
FL 32 VL 32	226.0	1,000	223.2	222.7	221.6	53.6	67.3	81.1

第2表 油圧モータの仕様

形 式	理論吸込量 (cc/rev)	常用回転数 (rpm)	吸 込 量 (l/min)			回 転 力 (m·kg)		
			100 kg/cm ²	125 kg/cm ²	150 kg/cm ²	100 kg/cm ²	125 kg/cm ²	150 kg/cm ²
FL 14 VL 14	12.0	1,800	21.9	21.9	22.0	1.8	2.2	2.6
FL 16 VL 16	28.0	1,600	45.2	45.3	45.5	4.1	5.1	6.1
FL 20 VL 20	54.8	1,500	83.3	83.5	83.9	8.0	10.0	12.0
FL 25 VL 25	106.0	1,450	155.2	155.5	156.3	15.5	19.3	23.2
FL 32 VL 32	226.0	1,000	228.9	229.3	230.4	33.7	42.0	50.1

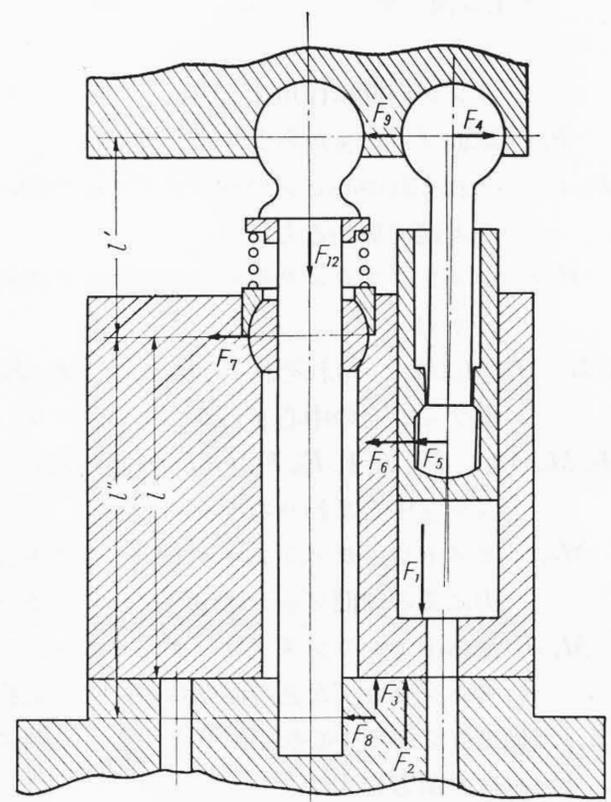
球継手のピストンロッドによって連結している。ピストンはシリンダブロック内に均等に配列するシリンダ内にそう入されている。シリンダブロックは球面ブッシュを介して中心ピンに案内され、その中心は主軸に対し傾斜し、バルブブロックにささえられて回転する。バルブブロックのしゅう動面は平面をなし、バルブスロットと称する2つの半円環状の油の通路が設けられており、おのこのシリンダポートと連通して、回転するシリンダ内の油の出入をつかさどり、バルブポートと称する油の出入口に連絡している。シリンダブロックの上端にあるバネはシリンダ内の油圧が小さいときシリンダブロックをバルブブロックに向かって押しつけておく作用をする。油圧が増すとシリンダブロックは底部に働く油圧の押しつけ力と押し上げ力との差によって生ずるわずかな力でバルブブロックに向かって押しつけられる。しゅう動面からの漏えい油はケーシング内に充満し軸受部を通してドレーンポートに導かれる。

主軸が原動機によって駆動されると、ピストンロッドはピストン内側に接するまで傾きシリンダブロックに回転を伝達する。おのこのピストンロッド、ピストンは交互にこの作動をくり返し、これらの回転部が回転するとピストンはシリンダ内で往復運動をする。ピストンの往復運動によって油の吸入吐出を行なわせればポンプ作用をし、本機に油を送入すればピストンは往復運動を行ない、主軸が回転して他の機械を駆動するモータ作用をする。第3図のごとく主軸に対するシリンダブロックの傾斜角を固定しピストンの行程を一定としたものが固定式であり、傾斜角を可変としピストンの行程を変えうるようにしたものが可変式である。

第1表および第2表に油圧ポンプ、油圧モータの仕様を示す。表中、形式のFL、VLはそれぞれ固定式、可変式を表わす。主軸に対するシリンダブロックの傾斜角は固定式においては25度一定であり、可変式においては±25度の範囲で無段に調整することができる。可変式の仕様は傾斜角25度の場合を示す。

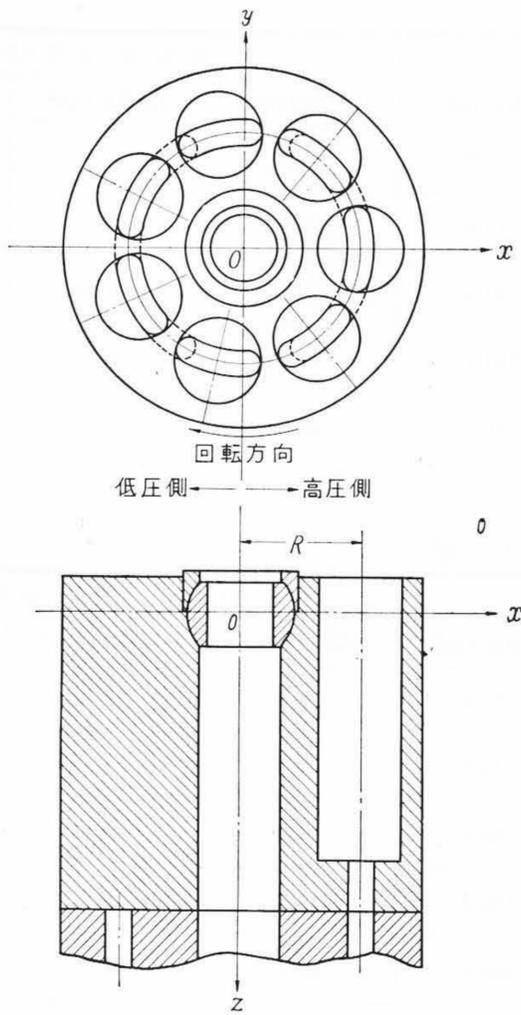
3. シリンダブロックの平衡

シリンダブロックに働く力ならびにモーメントは次に列記するようなものであり、これらの力は第4図に示すように働く。



第4図 シリンダブロックに働く力

- F_1 : シリンダブロックを静油圧によってバルブブロックに押しつける力
- F_2 : シリンダブロック、バルブブロックしゅう動面間の油圧によりしゅう動面をひき離す方向に働く力
- F_3 : シリンダブロック、バルブブロックしゅう動面間の漏えいを少なくするために必要とされるみかけの有効圧着力
- F_4 : シリンダブロックを回転させるため駆動板からピストンロッドに加わる力
- F_5 : ピストンロッド球継手が駆動板のソケット中でしゅう動するためにシリンダブロックが受ける力
- F_6 : ピストンロッドとピストンの軸線が異なるためシ



第5図 座 標 軸

リンダ内壁に作用する力

- F_7 : 球面ブッシュから受ける反力
- F_8, F_9 : それぞれ中心ピンのバルブブロック側, 駆動板側の両端に加わる力
- F_{12} : シリンダブロックをバルブブロックに押しつけるバネ力
- $M_1, M_2, M_3, M_4, M_5, M_6$: それぞれ $F_1, F_2, F_3, F_4, F_5, F_6$ による球面ブッシュの中心まわりのモーメント
- M_3', M_7, M_8, M_9 : それぞれ F_3, F_7, F_8, F_9 の摩擦力による球面ブッシュ中心まわりのモーメント
- M_{10} : ピストン, ピストンロッドなどの往復質量の遠心力による球面ブッシュ中心まわりのモーメント
- M_{11} : 流体中でシリンダブロック, ピストンならびにピストンロッドなどの回転体がうける抵抗トルク

したがって, 球面ブッシュの中心を原点0とする直交軸 x, y, z を第5図のごとくとれば平衡方程式は

$$\left. \begin{aligned} (\mu_3 F_3)_x + F_{4x} + F_{5x} + F_{6x} + F_{7x} &= 0 \\ (\mu_3 F_3)_y + F_{4y} + F_{5y} + F_{6y} + F_{7y} &= 0 \\ F_{1z} + F_{2z} + F_{3z} + (\mu_7 F_7)_z + F_{12z} &= 0 \\ M_{1x} + M_{2x} + M_{3x} + M_{3x'} + M_{4x} + M_{5x} + M_{6x} + M_{7x} + M_{10} &= 0 \\ M_{1y} + M_{2y} + M_{3y} + M_{3y'} + M_{4y} + M_{5y} + M_{6y} + M_{7y} + M_{10y} &= 0 \\ M_{3z'} + M_{4z} + M_{5z} + M_{6z} + M_{8z} + M_{9z} + M_{11z} &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

ここに μ_3 : シリンダブロック, バルブブロック間の摩擦係数
 μ_7 : 球面ブッシュ, 中心ピン間の摩擦係数
 x, y, z : それぞれ力ならびにモーメントの x, y, z 成分を表わす添字

$$F_{12} = F_{12z}$$

となる。力は各軸の正方向を正, モーメントは各軸の負側からみて右まわりを正とすれば, おのおの次のようにして求められる。ただし以下の計算は油圧ポンプとして作動する場合を例にとり, x 軸の

正側, 負側をそれぞれ高圧側, 低圧側とする。

(1) 押しつけ力とそのモーメント

シリンダ数は流量変動を小さくするため多くの場合奇数個が用いられ, これを n とする。

$$n = 2m + 1 \dots\dots\dots (2)$$

ここに m : 正整数

とすれば, シリンダブロックをバルブブロックに向かって押しつける力 F_{1z} は, バルブスロットの高圧側, 低圧側に連通するシリンダ数がシリンダブロックの回転角によって m 個あるいは $(m+1)$ 個の2様に変化するため

$0 \leq \xi \leq \frac{\alpha}{2}$ のとき

$$F_1 = F_{1z} = (m+1) \frac{\pi d^2}{4} p_0 + m \frac{\pi d^2}{4} p_0'$$

$\frac{\alpha}{2} \leq \xi \leq \alpha$ のとき

$$F_1 = F_{1z} = m \frac{\pi d^2}{4} p_0 + (m+1) \frac{\pi d^2}{4} p_0'$$

..... (3)

ここに ξ : シリンダブロックの回転角で, 一つのシリンダ中心が y 軸に一致するときを基準とする

$\alpha = \frac{2\pi}{n}$: シリンダのピッチ

d : シリンダ直径

p_0 : 高圧側のバルブスロットに連通するシリンダ内の油圧

p_0' : 低圧側のバルブスロットに連通するシリンダ内の油圧

によって表わされ, この2通りの状態が回転角 $\alpha/2$ ごとに交互にくり返される。また F_1 によるモーメント M_1 は

$0 \leq \xi \leq \frac{\alpha}{2}$ のとき

$$\begin{aligned} M_{1x} &= - \sum_{i=0}^m \frac{\pi d^2}{4} p_0 R \cos(\xi + i\alpha) \\ &\quad - \sum_{i=m+1}^{n-1} \frac{\pi d^2}{4} p_0' R \cos(\xi + i\alpha) \\ &= \frac{\pi d^2 R \sin\left(\xi - \frac{\alpha}{4}\right)}{8 \sin \frac{\alpha}{4}} (p_0 - p_0') \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{1y} &= - \sum_{i=0}^m \frac{\pi d^2}{4} p_0 R \sin(\xi + i\alpha) \\ &\quad - \sum_{i=m+1}^{n-1} \frac{\pi d^2}{4} p_0' R \sin(\xi + i\alpha) \\ &= \frac{\pi d^2 R \cos\left(\xi - \frac{\alpha}{4}\right)}{8 \sin \frac{\alpha}{4}} (p_0 - p_0') \end{aligned}$$

..... (4)

同様にして

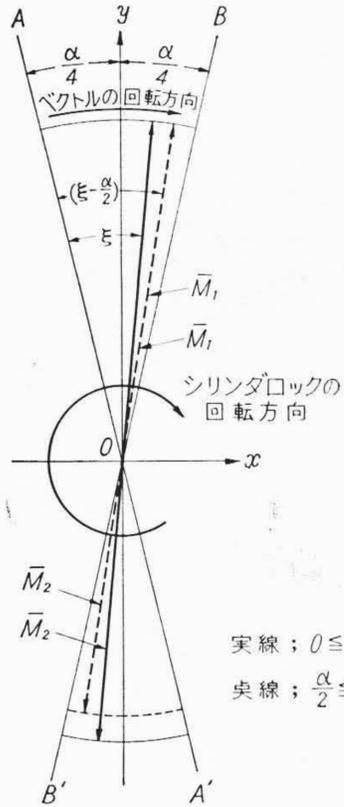
$\frac{\alpha}{2} \leq \xi \leq \alpha$ のとき

$$M_{1x} = \frac{\pi d^2 R \sin\left(\xi - \frac{3}{4}\alpha\right)}{8 \sin \frac{\alpha}{4}} (p_0 - p_0')$$

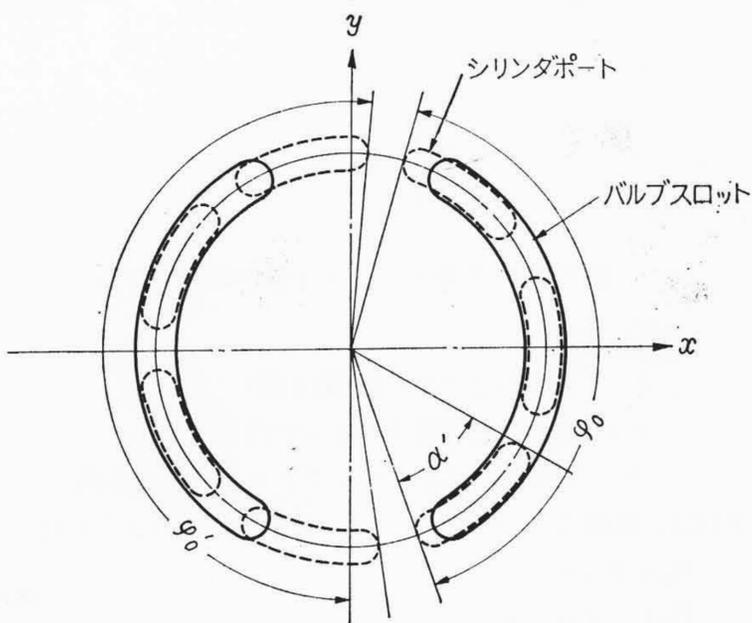
$$M_{1y} = \frac{\pi d^2 R \cos\left(\xi - \frac{3}{4}\alpha\right)}{8 \sin \frac{\alpha}{4}} (p_0 - p_0')$$

..... (5)

ここに R : シリンダのピッチ円半径(第4図)



第6図 モーメント M_1, M_2 のベクトル図



第7図 しゅう動面間の圧力分布範囲

となる。ベクトル \bar{M}_1 の大きさは回転角きによらず常に

$$|\bar{M}_1| = \frac{\pi d^2 R}{8 \sin \frac{\alpha}{4}} (p_0 - p_0') \dots\dots\dots (6)$$

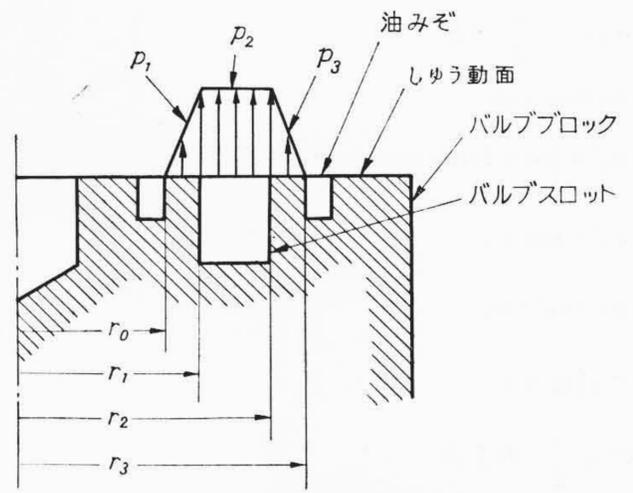
であり、 \bar{M}_1 は第6図に示すごとく OA を基点とし OB までの範囲でシリンダブロックと同速度で同一方向にまわりこれをくり返す。

(2) 押し上げ力とそのモーメント

しゅう動面における流体の圧力分布範囲はバルブスロットの範囲にとどまらず、たとえば第7図に示すごとくバルブスロットと連通するシリンダポートによって拡大されるため、相隣るシリンダポートの圧力遮断部の間隔をきわめて小さくすれば、圧力分布範囲はバルブスロットに連通するシリンダポートの数と位置によってきまる。

いま φ_0, φ_0' : それぞれ高圧側、低圧側の圧力分布範囲(第7図)
 α' : シリンダポートの開き角(第7図)

とすれば



第8図 しゅう動面の油圧分布

$$\left. \begin{aligned} &0 \leq \xi \leq \frac{\alpha}{2} \text{ のとき} \\ &\varphi_0 = m\alpha + \alpha', \quad \varphi_0' = (m-1)\alpha + \alpha' \\ &\frac{\alpha}{2} \leq \xi \leq \alpha \text{ のとき} \\ &\varphi_0 = (m-1)\alpha + \alpha', \quad \varphi_0' = m\alpha + \alpha' \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

となる。しゅう動面間の油圧は、漏えい油が平行2平面間を半径方向にのみ層流として流れると仮定すればポアズイユの法則にしたがって求められ、第8図の各部における油圧は半径方向の圧力分布範囲を制限するための油みぞ内の油圧を0とすれば

$$\left. \begin{aligned} &r_0 \leq r \leq r_1 \text{ において} \\ &p_1 = \frac{\log r - \log r_0}{\log r_1 - \log r_0} p \\ &r_1 \leq r \leq r_2 \text{ において} \\ &p_2 = p \\ &r_2 \leq r \leq r_3 \text{ において} \\ &p_3 = \frac{\log r_3 - \log r}{\log r_3 - \log r_2} p \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (8)$$

ここに p : バルブスロット内の油圧

となる。したがってシリンダブロックを押し上げる力 F_2 は(8)式の p の代わりに高圧側、低圧側バルブスロット内の油圧としてそれぞれ p_0, p_0' を用い

p_i, p_i' : それぞれ高圧側、低圧側しゅう動面間の圧力分布
 S, S' : それぞれ高圧側、低圧側しゅう動面の油圧分布面積

とすれば

$$\begin{aligned} F_2 = F_{2z} &= - \sum_{i=1}^3 \int_S p_i dS - \sum_{i=1}^3 \int_{S'} p_i' dS' \\ &= - \frac{1}{4} \left(\frac{r_3^2 - r_2^2}{\log r_3 - \log r_2} - \frac{r_1^2 - r_0^2}{\log r_1 - \log r_0} \right) \\ &\quad \times (\varphi_0 p_0 + \varphi_0' p_0') \dots\dots\dots (9) \end{aligned}$$

となる。 F_2 によるモーメント M_2 は

$$\left. \begin{aligned} M_{2x} &= \sum_{i=1}^3 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{r_{i-1}}^{r_i} p_i r^2 \cos \varphi dr d\varphi \\ &\quad + \sum_{i=1}^3 \int_{\varphi_1'}^{\varphi_2'} \int_{r_{i-1}}^{r_i} p_i' r^2 \cos \varphi dr d\varphi \\ M_{2y} &= - \sum_{i=1}^3 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{r_{i-1}}^{r_i} p_i r^2 \sin \varphi dr d\varphi \\ &\quad - \sum_{i=1}^3 \int_{\varphi_1'}^{\varphi_2'} \int_{r_{i-1}}^{r_i} p_i' r^2 \sin \varphi dr d\varphi \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (10)$$

ここに

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= -\frac{\alpha'}{2} + \xi \\ \varphi_2 &= \varphi_0 + \varphi_1 \\ \varphi_1' &= (m+1)\alpha + \varphi_1 \\ \varphi_1' &= m\alpha + \varphi_1 \\ \varphi_2 &= \varphi_0' + \varphi_1' \end{aligned} \right\} \begin{aligned} & \left(0 \leq \xi \leq \frac{\alpha}{2} \right) \\ & \left(\frac{\alpha}{2} \leq \xi \leq \alpha \right) \end{aligned} \dots\dots\dots (11)$$

によって計算され、

$$0 \leq \xi \leq \frac{\alpha}{2} \text{ のとき}$$

$$\left. \begin{aligned} M_{2x} &= -H \sin\left(\xi - \frac{\alpha}{4}\right) \\ M_{2y} &= -H \cos\left(\xi - \frac{\alpha}{4}\right) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

$$\frac{\alpha}{2} \leq \xi \leq \alpha \text{ のとき}$$

$$\left. \begin{aligned} M_{2x} &= -H \sin\left(\xi - \frac{3}{4}\alpha\right) \\ M_{2y} &= -H \cos\left(\xi - \frac{3}{4}\alpha\right) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (13)$$

ここに

$$H = \frac{2}{9} \left(\frac{r_3^3 - r_2^3}{\log r_3 - \log r_2} - \frac{r_1^3 - r_0^3}{\log r_1 - \log r_0} \right) \times \left(p_0 \sin \frac{\varphi_0}{2} - p_0' \sin \frac{\varphi_0'}{2} \right) \dots\dots\dots (14)$$

となる。ベクトル \bar{M}_2 の大きさは

$$|\bar{M}_2| = H \dots\dots\dots (15)$$

であり、 φ_0, φ_0' の変化に伴い 2 通りに変化する。ベクトル \bar{M}_2 は第 6 図に示すごとく OA' を基点として OB' までの範囲でシリンダブロックと同速度で同一方向にまわり、2 通りの \bar{M}_2 が交互にこれをくり返す。 \bar{M}_1 と \bar{M}_2 とは作用線等しく方向反対である。

(3) 圧着力とそのモーメント

圧着力は z 成分のみで

$$F_3 = F_{3z} \dots\dots\dots (16)$$

である。いま

$(R_3, \varepsilon_3), (R_3', \varepsilon_3')$: それぞれ圧着力 F_3 , 摩擦力 $\mu_3 F_3$ を集中力とみなした場合の作用点を表わす座標で、 $\varepsilon_3, \varepsilon_3'$ は y 軸を基準とする角度

l : 球面プッシュの中心からシリンダブロックしゅう動面までの距離(第 4 図)

とすれば

$$\left. \begin{aligned} M_{3x} &= -F_3 R_3 \cos \varepsilon \\ M_{3y} &= F_3 R_3 \sin \varepsilon \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (17)$$

$$\left. \begin{aligned} M_{3x}' &= -\mu_3 F_3 l \sin \varepsilon' \\ M_{3y}' &= -\mu_3 F_3 l \cos \varepsilon' \\ M_{3z}' &= \mu_3 F_3 R_3' \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (18)$$

となる。 (R_3', ε_3') は圧着力の圧力分布がわからなければ求めることはできないが、この部分の摩擦力の影響は小さいから

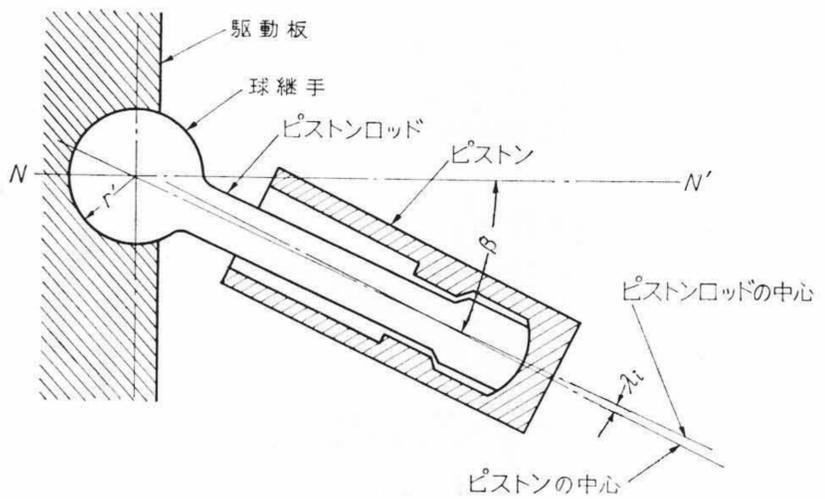
$$\left. \begin{aligned} R_3' &= R_3 \\ \varepsilon_3' &= \varepsilon_3 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (19)$$

として考えることができる。

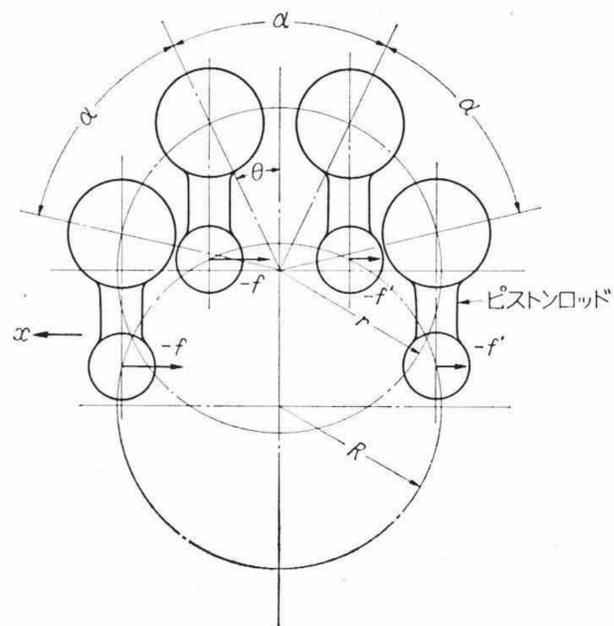
(4) 駆動力とそのモーメント

シリンダブロックを駆動する力 F_4 は第 4 図に示すようにピストンロッドの球継手に作用する。したがって

δ : y 軸を基準とする駆動ピストンロッドまでの角度
 l' : 球面プッシュの中心から中心ピンの駆動板側球継



第 9 図 ピストン, ピストンロッド, 駆動板の構造



第 10 図 球継手のしゅう動による力

手中心までの距離(第 4 図)

r : 駆動板上球継手のピッチ円半径

β : 主軸に対するシリンダブロックの傾斜角

とすれば、駆動力 F_4 とそのモーメント M_4 は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} F_{4x} &= F_4 \cos \delta \\ F_{4y} &= -F_4 \sin \delta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (20)$$

$$\left. \begin{aligned} M_{4x} &= F_4 \sin \delta (l' + r \sin \beta \cos \delta) \\ M_{4y} &= F_4 \cos \delta (l' + r \sin \beta \cos \delta) \\ M_{4z} &= F_4 R \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (21)$$

(5) 球継手のしゅう動による力とモーメント

駆動板に対するピストンロッドの相対的な運動は第 9 図に示すごとく、駆動板の法線 NN' に対し β だけ傾いた状態で NN' のまわりを駆動板と等しい速度で回転する。

いま r_s : 駆動板側球継手の半径

L : ピストンロッドの長さ

μ_s : 球継手の摩擦係数

f, f' : それぞれピストンが高圧, 低圧を受けている場合、1 個の球継手をしゅう動させるためにピストンに加える力

とすれば

$$f = \frac{(1 + \mu_s)r_s}{L - \mu_s r_s} \frac{\pi d^2}{4} p_0, \quad f' = \frac{(1 + \mu_s)r_s}{L - \mu_s r_s} \frac{\pi d^2}{4} p_0' \dots (22)$$

となる。 f, f' なる力はシリンダブロックに対しては第 10 図のごとく働き、 x 成分のみであるから

$$F_{5y} = 0, \quad F_{5z} = 0, \quad M_{5x} = 0 \dots\dots\dots (23)$$

であり、 θ を駆動板の回転角とすれば

$0 \leq \theta \leq \frac{\alpha}{2}$ の場合

$$F_{5x} = -(m+1)f - mf' \dots\dots\dots (24)$$

$$M_{5y} = \sum_{i=0}^m f[L-l'-r \sin \beta \cos(\theta+i\alpha)] + \sum_{i=m+1}^{n-1} f'[L-l'-r \sin \beta \cos(\theta+i\alpha)] = [(m+1)f + mf'](L-l') + (f-f')r \sin \beta \frac{\sin(\theta - \frac{\alpha}{4})}{2 \sin \frac{\alpha}{4}} \dots\dots\dots (25)$$

$$M_{5z} = -\sum_{i=0}^m fR \cos(\xi+i\alpha) - \sum_{i=m+1}^{n-1} f'R \cos(\xi+i\alpha) = (f-f')R \frac{\sin(\xi - \frac{\alpha}{4})}{2 \sin \frac{\alpha}{4}} \dots\dots\dots (26)$$

$\frac{\alpha}{2} \leq \theta \leq \alpha$ の場合

$$F_{5x} = -mf - (m+1)f' \dots\dots\dots (27)$$

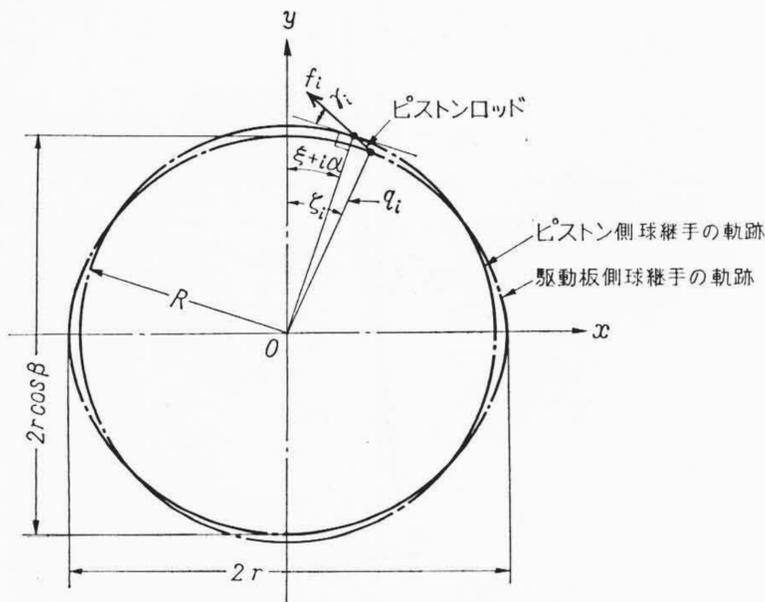
$$M_{5y} = \sum_{i=0}^{m-1} f[L-l'-r \sin \beta \cos(\theta+i\alpha)] + \sum_{i=m}^{n-1} f'[L-l'-r \sin \beta \cos(\theta+i\alpha)] = [mf + (m+1)f'](L-l') + (f-f')r \sin \beta \frac{\sin(\theta - \frac{3}{4}\alpha)}{2 \sin \frac{\alpha}{4}} \dots\dots\dots (28)$$

$$M_{5z} = -\sum_{i=0}^{m-1} fR \cos(\xi+i\alpha) - \sum_{i=m}^{n-1} f'R \cos(\xi+i\alpha) = (f-f')R \frac{\sin(\xi - \frac{3}{4}\alpha)}{2 \sin \frac{\alpha}{4}} \dots\dots\dots (29)$$

(6) ピストンとロッドの軸線の違いに基づく力とモーメント
 ピストンとピストンロッドの軸線が異なるために生ずる力 f_i は xy 平面に並行な面内に作用し(第11図), 1対のピストン, ピストンロッドについては

$$f_i = \frac{\pi d^2}{4} p \tan \lambda_i \dots\dots\dots (30)$$

ここに λ_i : ピストン軸線に対するピストンロッドの傾斜角



第11図 ピストンから受ける力

(第9図)

である。したがって

$$F_{6x} = -\frac{\pi d^2}{4} p_0 \sum_{i=0}^{m'} \tan \lambda_i \cos(\xi+i\alpha+\gamma_i) - \frac{\pi d^2}{4} p_0' \sum_{i=m'+1}^{n-1} \tan \lambda_i \cos(\xi+i\alpha+\gamma_i) \dots\dots\dots (31)$$

$$F_{6y} = \frac{\pi d^2}{4} p_0 \sum_{i=0}^{m'} \tan \lambda_i \sin(\xi+i\alpha+\gamma_i) + \frac{\pi d^2}{4} p_0' \sum_{i=m'+1}^{n-1} \tan \lambda_i \sin(\xi+i\alpha+\gamma_i)$$

$$F_{6z} = 0$$

$$M_{6x} = \frac{\pi d^2}{4} p_0 \sum_{i=0}^{m'} \tan \lambda_i \sin(\xi+i\alpha+\gamma_i) \times [L-l'-r \sin \beta \cos(\theta+i\alpha)] + \frac{\pi d^2}{4} p_0' \sum_{i=m'+1}^{n-1} \tan \lambda_i \sin(\xi+i\alpha+\gamma_i) \times [L-l'-r \sin \beta \cos(\theta+i\alpha)]$$

$$M_{6y} = \frac{\pi d^2}{4} p_0 \sum_{i=0}^{m'} \tan \lambda_i \cos(\xi+i\alpha+\gamma_i) \times [L-l'-r \sin \beta \cos(\theta+i\alpha)] + \frac{\pi d^2}{4} p_0' \sum_{i=m'+1}^{n-1} \tan \lambda_i \cos(\xi+i\alpha+\gamma_i) \times [L-l'-r \sin \beta \cos(\theta+i\alpha)]$$

$$M_{6z} = -\frac{\pi d^2}{4} p_0 R \sum_{i=0}^{m'} \tan \lambda_i \cos \gamma_i - \frac{\pi d^2}{4} p_0' R \sum_{i=m'+1}^{n-1} \tan \lambda_i \cos \gamma_i \dots\dots\dots (32)$$

ここに

$$\tan \gamma_i \cong \frac{R-q_i}{R \sin[\zeta_i - (\xi+i\alpha)]}$$

$$q_i = \frac{r}{\sqrt{1 + \tan^2 \beta \cos^2 \zeta_i}}$$

$$\tan \zeta_i \cos \beta = \tan(\theta+i\alpha)$$

$$m': 0 \leq \theta \leq \frac{\alpha}{2}, \frac{\alpha}{2} \leq \theta \leq \alpha \text{ によって } m \text{ あるいは } (m-1)$$

である。 γ_i, ζ_i, q_i は第11図に示されている。

(7) 球面ブッシュに働く力とモーメント

シリンダブロックは球面ブッシュから反力 F_7 を受け, F_7 は xy 平面内で作用する。

- ε_7 : F_7 の作用線を表わす角度で y 軸を基準とする
- μ_7' : シリンダブロックと球面ブッシュ間の摩擦係数
- r_7 : 球面ブッシュの半径

とすれば, F_7 は

$$F_{7x} = F_7 \sin \varepsilon_7$$

$$F_{7y} = F_7 \cos \varepsilon_7$$

$$F_{7z} = 0 \dots\dots\dots (34)$$

F_7 に基づく球面ブッシュとシリンダブロック間の摩擦モーメント M_7 は小さいため

$$M_{7x} = \mu_7' F_{7y} r_7$$

$$M_{7y} = \mu_7' F_{7x} r_7 \dots\dots\dots (35)$$

とみなされる。

(8) 中心ピンに働く力とモーメント

中心ピンは球面ブッシュの部分で F_7 なる力を受ける。したがってバルブブロック側と駆動板側にある中心ピンの両端でうけもつ力 F_8, F_9 は xy 平面と並行な面内に働き

$$\left. \begin{aligned} F_8 &= \frac{l'}{l'+l''} F_7 \\ F_9 &= \frac{l''}{l'+l''} F_7 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (36)$$

ここに l'' : 球面ブッシュからバルブブロック中の中心ピンまでの距離(第4図)

である。また

μ_8, μ_9 : それぞれバルブブロックと駆動板内にある中心ピンの摩擦係数

r_8 : バルブブロック内にある中心ピンの直径

r_9 : 駆動板内にある中心ピン球継手の直径

とすれば, F_8, F_9 による摩擦モーメント M_8, M_9 は

$$\left. \begin{aligned} M_8 &= M_{8z} = -\mu_8 F_8 r_8 \\ M_9 &= M_{9z} = \mu_9 F_9 r_9 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (37)$$

となり, (M_8+M_9) が球面ブッシュを経てシリンダブロックに作用すると考える。

(9) 往復質量の遠心力によるモーメント

ピストンのおのおのは回転軸の方向に占める位置を異にするから, シリンダブロックにはピストン, ピストンロッドなどの往復質量の遠心力に基づくモーメント $M_{10}(M_{10x}, M_{10y}, 0)$ が作用する。

m_0 : シリンダブロックに遠心力を及ぼす往復部分の質量

L' : 駆動板上球継手より往復部分の重心までの距離

ω_c : シリンダブロックの角速度

とすれば

$$\left. \begin{aligned} M_{10x} &= m_0 \omega_c^2 R \sum_{i=0}^{n-1} [L'-l'-r \sin \beta \cos(\theta+i\alpha)] \cos(\xi+i\alpha) \\ &= -\frac{1}{2} m_0 n \omega_c^2 R r \sin \beta \cos(\theta-\xi) \\ M_{10y} &= m_0 \omega_c^2 R \sum_{i=0}^{n-1} [L'-l'-r \sin \beta \cos(\theta+i\alpha)] \sin(\xi+i\alpha) \\ &= \frac{1}{2} m_0 n \omega_c^2 R r \sin \beta \sin(\theta-\xi) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (38)$$

である。(38)式において

$\theta \cong \xi$ の場合

$$\left. \begin{aligned} M_{10x} &\cong -\frac{1}{2} m_0 n \omega_c^2 R r \sin \beta \\ M_{10y} &\cong 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (39)$$

となる。

(10) 流体の抵抗トルク

流体中で回転するものうちシリンダブロックのつり合いに関係するのはピストン, ピストンロッドおよびシリンダブロックの受ける流体抵抗であり, 抵抗力 F は

$$F = \frac{1}{2} c \rho v^2 s \dots\dots\dots (40)$$

ここに c : 抵抗係数で, ピストン, ピストンロッドに対しては円柱の抵抗, シリンダブロックの場合には平板の抵抗とみなした場合の抵抗係数⁽²⁷⁾を用いる

ρ : 流体の密度

v : 物体の速度で, 回転速度を N とすればピストン, ピストンロッドに対しては $2\pi RN$, シリンダブロックに対してはシリンダブロックの外半径を R_0 とすれば $2\pi R_0 N$

s : ピストン, ピストンロッドに対しては進行方向に

直角な面積, シリンダブロックの場合には側面の面積

であるから, シリンダブロックが流体から受ける抵抗トルク M_{11} は

$$M_{11} = M_{11z} = -(F_p R n + F_c R_0) \dots\dots\dots (41)$$

ここに F_p : ピストンとピストンロッドの受ける抵抗

F_c : シリンダブロックの受ける抵抗

となる。

以上, シリンダブロックに関する平衡方程式を用いることにより油圧によってシリンダブロックを平衡せしめることができるが, これらの式の中の F_3 なる有効圧着力をいかなる値にするかが問題である。 F_3 はおよそ静水力学的につり合いの力であり, F_3 の作用点においては流体潤滑, 境界潤滑が行なわれるものであるが, まずしゅう動面の漏えいが過多にならないためにはシリンダブロックがバルブブロックのしゅう動面からはなはだしく浮き上がらないこと, シリンダブロックの回転中心がバルブブロックしゅう動面の法線に対してはなはだしく傾かないことが必要である。これを満たす条件は

$$\left. \begin{aligned} F_3 &< 0 \\ R_3 &< R_0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (42)$$

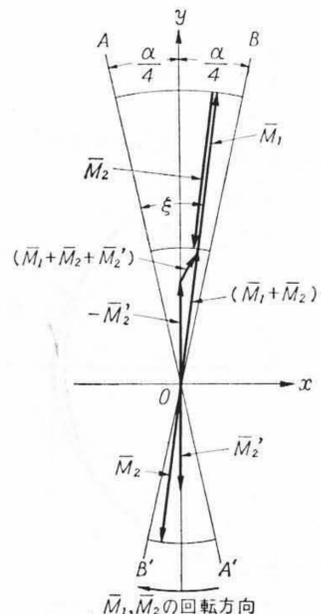
である。したがって $F_3, R_3, \varepsilon_3, F_4, F_7, \varepsilon_7$ を未知数として(1)式を解くことにより(42)式を満足する範囲内で

(i) F_3 ができるだけ小さいこと

(ii) F_3 の着点 R_3 をできるだけしゅう動面の中心近くに位置させること

を心がけることが摩擦, 摩耗を少なくすること, 油圧による平衡条件の安定範囲を広くすることのために必要である。すなわち F_3 が小さいことは必然的にしゅう動面における流体潤滑が期待でき, F_3 を完全に流体力学的に受け持つとしても F_3 はくさび作用の最小すき間の関数として与えられるからシリンダブロックの浮き上がりがきわめて小さくなるように選ぶことが可能である。

かかる力学的検討によって最適な F_3, R_3 を選定することができるが(特許申請中), 寸法などの制限から F_3 が過大になることが往々ある。かかる場合にはバルブブロックの一部に高圧の平衡用圧力室を設けることによって, シリンダブロックをバルブブロックから引き離す力を増加させることが可能であり, これを F_2', F_2' による球面ブッシュまわりのモーメントを M_2' として(1)式に加えれば F_3 を小さくすることができる。この場合, 平衡用圧力室をたとえば x 軸上に位置させると油圧によるモーメントのベクトル図は第12図のごとくなり, M_2' の選び方により圧着力の着点 R_3 をしゅう動面の中心近く位置させることができ, これによって安定領域を増すこ



第12図 平衡用圧力室を設けた場合の油圧によるモーメントのベクトル図 ($0 \leq \xi \leq \alpha/2$)

第3表 連続試験における漏えい量と摩耗の変化状況
(油圧ポンプ FL 16)

運 転 時 間 (h)	0	500	1,000	1,500	2,000	
漏 え い 量 (l/min)	0.30	0.34	0.40	0.38	0.38	
容 積 効 率 (%)	99.3	99.2	99.1	99.2	99.2	
しゅう動面の摩耗量 (μ)	シリンダブロック	0	—	—	—	2
	バルブブロック	0	—	—	—	4

回転速度： 1,600 rpm 作動油： パンモータ油(日石)
吐出圧力： 100 kg/cm² 油 温： 50℃

とができる(特許申請中)。

第3表は本方法によって設計した油圧ポンプ FL 16の漏えいと摩耗を調べたものであって、油圧バランスによってきわめて安定した運転状態となっていることがわかる。

4. 結 言

以上、日立製作所において試作研究をへて実用されているアキシヤルピストン形油圧ポンプ、油圧モータの主要部分であるシリンダブロック、バルブブロックしゅう動面の設計に関し、シリンダブロックに作用する力ならびにモーメントの解析を行ない、油圧平衡方式について報告した。大方のご批判とご指導を期待している次第である。

終わりに、本研究に際し終止ご指導、ご協力をいただいた日立製作所笠戸工場桑江副部長、渡辺課長、その他関係各位に深く感謝の意を表す。

参 考 文 献

- (1) Prasse, Farr: Machine Design., 29, 174 (Sept. 1957)
- (2) Manogue: Machine Design., 34, 82 (Mar. 1962)
- (3) 阿武芳朗: 油圧駆動要素編, 36 (昭34, 小峰出版社)
- (4) 油圧技術便覧編集委員会: 油圧技術便覧, 115, 368 (昭34, 日刊工業)
- (5) Atkinson: Hydraulic Power Transmission., 5, 546 (Sept. 1959)
- (6) MacCutcheon: Machine Design., 26, 125 (Jan. 1954)
- (7) Engineering., 183, 278 (Mar. 1957)
- (8) Engineering., 183, 469 (Oct. 1957)
- (9) The Oil Engine and Gas Turbine., 12, 368 (Feb. 1958)
- (10) Büttner: Dtsch. Eisenbahn Techn., 6, 3 (Jan. 1958)
- (11) D. R. T., 11, 175 (May. 1957)
- (12) D. R. T., 12, 311 (Aug. 1958)
- (13) Jordan: Machine Design., 29, 100 (Jan. 1957)
- (14) Thurman, Hancke: Iron and Steel Engineer., 33, 76 (Feb. 1956)
- (15) Bretschneider: Konstruktion., 11, 142 (Apr. 1959)
- (16) Haffner: Textile Rundschau., 4, 193 (Apr. 1959)
- (17) Gerretz: Oelhydraulik und Pneumatik., 3, 100 (1959)
- (18) Bichlmeier: Hansa., 92, 722 (1955)
- (19) 渡辺, 平川, 笠井: 日立評論, 44, 342 (昭37-2)
- (20) ボンマーチネ: 特許公報 (昭32-7281)
- (21) フェッター: 特許公報 (昭37-7036)
- (22) 石井: 特許公報 (昭37-12979)
- (23) Franco: Hydraulics & Pneumatics., 14, 101 (Nov. 1961)
- (24) Ernst: Oil Hydraulic Power and Its Industrial Application., 137 (1960)
- (25) Thoma: Engineering., 184, 779 (Oct. 1957)
- (26) Башта: Вестник Машиностр., 40, 3 (1960)
- (27) 日本機械学会: 機械工学便覧, 8-47, 8-75 (昭26)



新 案 の 紹 介



登録新案 第541444号

山野井勝一郎・増岡信雄

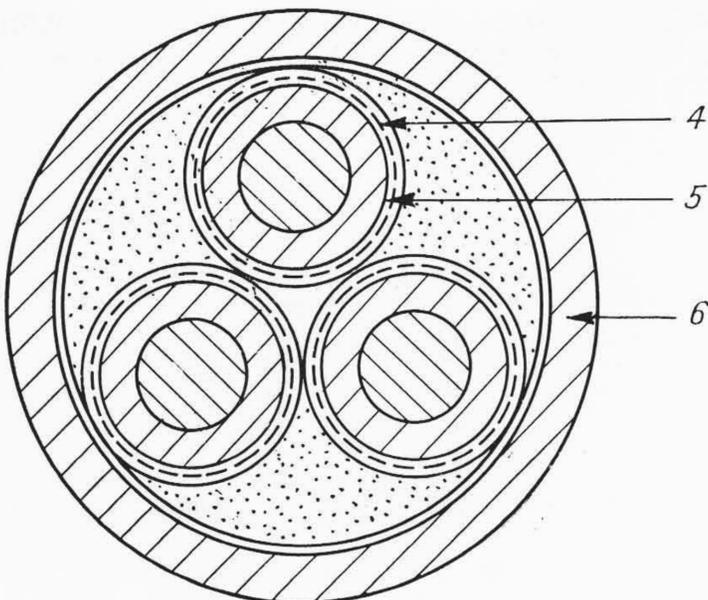
高 圧 用 ゴ ム 絶 縁 ケ ー ブ ル

この種ケーブルは、端末加工に際してケーブル線心を判別するため、線心周上識別用着色ゴム層を設け、さらに電気的な面から要求される半導電性被層を設けているが、半導電性被層は一般に黒色のカーボンブラックを混入している関係から、着色ゴムが汚損して識

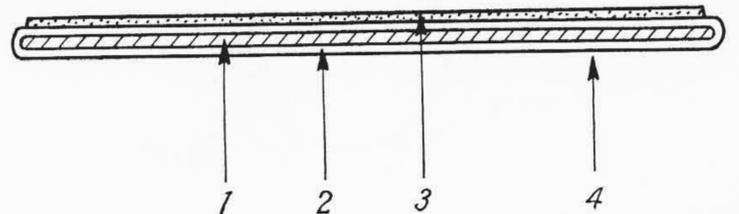
別が困難となる欠点があった。

この考案は、着色した綿テープ1の周上をアセチルセルローズ塗料のような透明の絶縁性塗料層2によって包み、その片面に半導電性ゴム引層3を設けた色別テープ4を半導電性ゴム引層3を外側にして、ゴム絶縁線心5の周上に巻いたものである。なお6は外部シースである。

この考案によれば、着色綿テープ1は透明の絶縁性塗料層2の内部にあるので汚損されることがないから線心の識別が容易であり、また端末加工時に半導電性ゴム引層3を取り去る必要があるときは、色別テープ4全体を線心5より取り去ることにより、線心5の周上に半導電性ゴム引層3を残すことなく簡単に除去することができるという特長がある。(斎藤)



第 1 図



第 2 図



特許第296579号

村田 師男・坂井 裕親
小橋 正人・内海 昭夫

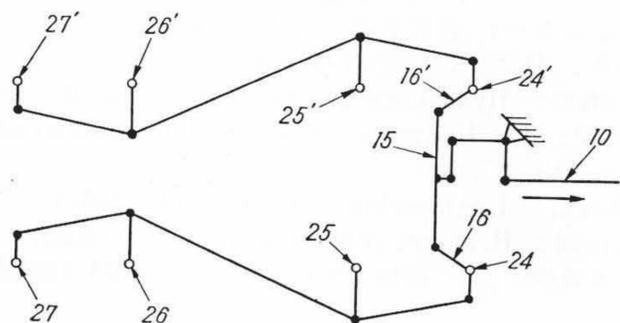
車両用操舵信号伝達装置

車軸が多い重量物輸送車両においては、曲線路通過の際多数の軸を曲率中心に向かうようにし曲線通過抵抗を小さくするための操舵装置が必要である。この種の操舵装置は、油圧、空気圧などを利用した増力機に人力または連結車両の連結部の角偏倚により作動するテコおよびリンク機構を連結し、これに信号を送って各軸を転向するものであるが、このような車両が曲線路を通過する場合において、任意の車輪が障害物またはほかの原因により転向できないときは、操舵信号装置に過負荷が作用してこれを破損し、操舵不能になるおそれがある。

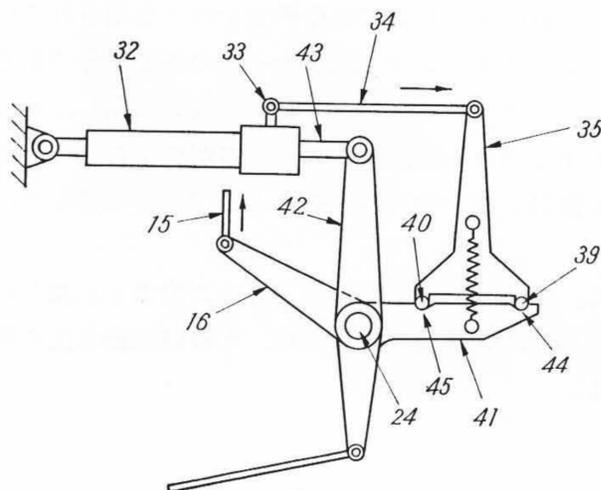
この発明は、操舵信号装置内に初期張力を有する過負荷逃げ装置を設けたことを特長とするもので、コントロールロッド10が操作されるとその運動はタイロッド15、ナックルアーム16、16'よりそれぞれ各軸に設けられた逃げ腕35、増力機32、出力ロッド43および操舵腕42を経て各軸24、24'、25、25'、26、26'、27、27'に伝達され、各車輪を所要方向に回転させる。

障害物またはほかの原因により軸24または信号腕33が動くことができない状態においてコントロールロッド10が操作されると、その運動は腕41まで伝達されるが、ロッド34が動くことができないのでコマ39とコマ受44またはコマ40とコマ受45が離れ、増力機32に過負荷がかかることはなく、したがって操舵信号装置全体に不当な力が発生することはない。なお各車輪の回転中心軸への運動の伝達はテコおよびリンク機構によっているため、末端に至るにしたがって時間的遅れを生ずるようなことはない。

したがって信号装置に過負荷が生ずることはなく、その破損を防止でき装置が小形軽量化され、かつ常時時間的遅れおよび誤差のない操作ができる。



第1図



第2図

特許第294869号

野坂 逸生

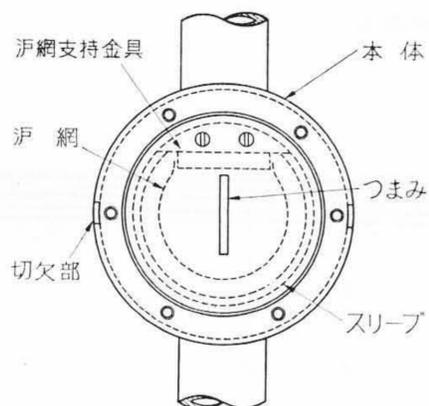
流体 過 器

たとえばディーゼル機関において、潤滑油の過器は一般に油溜内に設置されるがその点検、手入れはきわめて不便であり、設置場所によっては配管中の潤滑油または場合により油溜内の潤滑油を抜き取る必要があり面倒である。そのため配管中の操作しやすい箇所に2個以上の過器を並列に設置し、切換弁の操作によって1個ずつ過器の内部点検をするようにしたものもあるが、構造が複雑でかつ点検に時間がかかる欠点がある。この発明はこれらの欠点を除くようにしたものである。

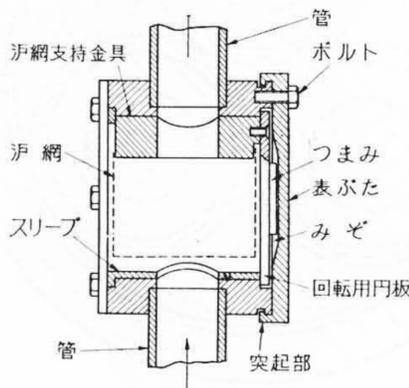
過器内部を点検する場合、まずボルトをはずし表ぶたを左右いずれかに回転せしめ突起部を切欠部に一致させて表ぶたを取りは

ずす。この場合回転用円板に設けたつまみがみぞに係合しているため、過器支持金具と組み合わされたスリーブも同一角度だけ回転され上下の管の連通はスリーブにより遮断される。したがって配管中の潤滑油の流出は防止され、内部の点検、清掃が可能となる。つまみを引けば回転用円板、過器支持金具および過器は一体となって外部に抜き出され、過器の点検、清掃ができる。

この発明によれば、1個の過器でその設置位置には無関係にかつ配管内の潤滑油を抜き取ることなく、過器内部の点検、清掃をすることができる。



第1図



第2図