スラスト静圧軸受の理論*

佐々木外喜雄**, 森 美 郎**, 平井昭好***

Theoretical Study of Hydrostatic Thrust Bearings

by Tokio SASAKI, Haruo MORI and Akiyoshi HIRAI

The load capacity of hydrostatic bearings can be increased by making a pocket which keeps effective fluid pressure on the bearing surface, and their dynamic stability can be improved by arranging a suitable restrictor like a capillary or an orifice which corresponds to the bearing dimensions and the optimum clearance in the fluid supply-line. In this report, concerning three types of thrust bearings which have the bearing surface of sphere, disc or cone, the theoretical solutions of pressure distribution, quantity of flow, load capacity and power consumption are obtained. Depending on the above solutions, it is clarified that the bearing clearance should be determined by the dimensions of the restrictor. Therefore, the designing factors of the bearing concerning the clearance, the restrictor, the pocket and supplying fluid pressure have been investigated taking into consideration the conditions of the best dynamic stability, the maximum load capacity and the minimum power consumption.

1. 緒 言

流体を外部的に圧力上昇させて供給し、荷重に対抗させる型式の軸受いわゆる静圧軸受は、起動摩擦の小さなこと、動摩擦も適当なポケットを軸受内において設けることにより小ならしめうること、および完全流体潤滑が実施できかつ動的安定性の高いことなどの利点により近時注目されるにいたった。しかしながら、その設計上の重要点たとえば軸受すきまと流体供給孔との関係、あるいは軸受内部に設けるべきポケットの大きさなどについてはいまだに明確にされていない。本論文においては各種静圧軸受の内特にスラスト静圧軸受を採り上げ、球面型、円板型、円すい面型の各種型式について上記設計上の問題点を流体力学的に解明することを企図した。

2. スラスト静圧軸受の圧力分布、
負荷容量および流量

(i) 球面型軸受 球面型軸受の一例は第1図に示される。一定供給圧力 p_t の流体は直径 $2r_0$ 、長さ l の毛細管絞りを通してポケット内圧力 p_0 に降下し、さらに θ_0 から θ_1 にいたる軸受すきまを通過して外部圧力 p_a に降下する。この際 p_0 とすきま内圧

力分布が荷重 W に対抗する。この場合すきま内の圧力 p 、荷重 W 、流量 Q は作動流体が非圧縮性の場合

$$p - p_a = (p_0 - p_a) \frac{\tan^2 \theta_1 - \tan^2 \theta + 2 \log(\tan \theta_1 / \tan \theta)}{\tan^2 \theta_1 - \tan^2 \theta_0 + 2 \log(\tan \theta_1 / \tan \theta_0)} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$W = \frac{\pi R^2 (\tan^2 \theta_1 - \tan^2 \theta_0) (p_0 - p_a)}{\tan^2 \theta_1 - \tan^2 \theta_0 + 2 \log(\tan \theta_1 / \tan \theta_0)} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$Q = \frac{Wh^3}{3\mu R^2 (\tan^2 \theta_1 - \tan^2 \theta_0)} = S_s h^3 (p_0 - p_a) \quad \dots\dots\dots (3)$$

ただし、 μ は流体の粘度で S_s は

$$S_s = \frac{\pi}{3\mu \{\tan^2 \theta_1 - \tan^2 \theta_0 + 2 \log(\tan \theta_1 / \tan \theta_0)\}} \quad \dots\dots\dots (4)$$

で与えられる⁽¹⁾。上式中の θ は圧力 p に対応する軸受すきま角度位置で、 h は球心の浮上り量である。

(ii) 円板型軸受 円板型軸受の概略は第2図に示される。この場合は先の球面半径 R が無限大にな

第 1 図

* 昭和 32 年 3 月 20 日 関西支部第 32 期定時総会講演会において「静圧軸受の理論的研究(球面型および円錐面型軸受について)」および昭和 32 年 4 月 2 日第 34 期通常総会講演会において「円板型静圧軸受の理論」として講演、以上 2 回の講演を合わせて報告、原稿受付 昭和 33 年 1 月 14 日。

** 正員、京都大学工学部(京都左京区吉田本町)。

*** 准員、京都大学工学部大学院。

第 2 図

った場合に対応し, (1)~(4)の式において $R \rightarrow \infty$, θ , θ_1 , $\theta_0 \rightarrow 0$, $R \tan \theta_1 \rightarrow R_1$, $R \tan \theta_0 \rightarrow R_0$, $R \tan \theta \rightarrow r$ と変換すればよい。すなわち

$$p - p_a = (p_0 - p_a) \frac{\log(R_1/r)}{\log(R_1/R_0)} \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$W = \frac{\pi(R_1^2 - R_0^2)(p_0 - p_a)}{2 \log(R_1/R_0)} \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$Q = \frac{Wh^3}{3\mu(R_1^2 - R_0^2)} = S_D h^3 (p_0 - p_a) \quad \dots\dots\dots (7)$$

ただし

$$S_D = \frac{\pi}{6\mu \log(R_1/R_0)} \quad \dots\dots\dots (8)$$

となる。

(iii) 円すい面型軸受 円すい面型軸受の概略は第3図に示される。この場合は円すい面に沿って図のごとく x 軸を取り, 軸受すきまを h' に取れば, 先の円板型軸受とほぼ同様の方程式をうる。ただ流量に円すい頂角の $1/2$ である α の影響がはいってくる。すなわち

$$p - p_a = (p_0 - p_a) \frac{\log(x_1/x)}{\log(x_1/x_0)} \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$p - p_a = (p_0 - p_a) \frac{\log(R_1/r)}{\log(R_1/R_0)} + A \left\{ (r^2 - R_1^2) + (R_1^2 - R_0^2) \frac{\log(R_1/r)}{\log(R_1/R_0)} \right\} \quad \dots\dots\dots (5)'$$

$$W = \frac{\pi}{2} (R_1^2 - R_0^2) \left[\frac{p_0 - p_a}{\log(R_1/R_0)} - A \left\{ (R_1^2 + R_0^2) - \frac{R_1^2 - R_0^2}{\log(R_1/R_0)} \right\} \right] \quad \dots\dots\dots (6)'$$

$$Q = \frac{\pi h^3}{6\mu \log(R_1/R_0)} \left\{ (p_0 - p_a) + A(R_1^2 - R_0^2) - \frac{6\mu r^2 h \log(R_1/R_0)}{h^3} \right\} \quad \dots\dots\dots (7)'$$

$$\text{ただし } A = \frac{3}{2} \left\{ \frac{\rho \omega^2}{h^3} + \frac{2\mu h}{h^3} \right\} \quad (\text{ただし } \rho \text{ は流体密度}) \quad \dots\dots\dots (13)$$

となる。A の第1項が遠心力の影響を, 第2項が二面接近運動の効果を示している。いま, $\dot{h} = 0$ とし, W に対する遠心力の影響を (6)' 式に一つの使用例⁽²⁾の数値を代入して吟味してみる。すなわち, $p_0 - p_a = 2.11 \text{ kg/cm}^2$, $R_1/R_0 = 3$, $R_0 = 25.4 \text{ mm}$ に対して回転数 $N = 5000 \text{ rpm}$, 使用油の比重量 $= 0.87$ として計算すると, (6)' 右辺第1項が 155.7 kg となるのに対し第2項遠心力の項は -52.0 kg となって約 33.5% の負値を取る。したがって静圧軸受を高速回転で使用する場合には, 遠心力による負荷能力の減少を考慮せねばならぬことがわかる。ただし作動流体を空気等の気体にすれば, この影響は全く無視できる。

次に二面接近の効果を考えて見ると, 接近の場合に

第 3 図

$$W = \frac{\pi}{2} \frac{(R_1^2 - R_0^2)(p_0 - p_a)}{\log(x_1/x_0)} \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$Q = \frac{\pi h'^3 \sin \alpha}{6\mu \log(x_1/x_0)} (p_0 - p_a) \quad \dots\dots\dots (11)$$

軸受すきま h' と浮上り量 h の関係は, $h' = h \sin \alpha$ であるから

$$Q = \frac{\pi h^3 \sin^4 \alpha}{6\mu \log(R_1/R_0)} (p_0 - p_a) = S_C h^3 (p_0 - p_a) \quad \dots\dots\dots (11)'$$

$$S_C = \frac{\pi \sin^4 \alpha}{6\mu \log(R_1/R_0)} \quad \dots\dots\dots (12)$$

となる。

(iv) 遠心力および二面接近速度の影響 一番簡単な円板型軸受を例にとり, 作動流体に働く遠心力の影響および回転面と軸受面の接近速度の影響を検討してみる。回転角速度を ω とし二面接近速度を V とすると, V は $-\frac{\partial h}{\partial t}$ (t = 時間) にひとしく, これを $-\dot{h}$ で表わすと先の (5) (6) (7) の関係は

は $\dot{h}$ は負値を取り, $\dot{h}$ が大なるほど負荷能力 W は増加する。この効果は h^3 に反比例するから h の小なるほどすきま h の変化に対する抵抗がいっそう大となると言える。したがって軸受面に存する凹凸の程度にもよるが, h を適当に小さく選ぶそのようなすきま状態で定常運転ができるように設計上留意しておくことが, もし衝撃的な荷重変動が起ってもこれを即座に減衰させるのに効果があると考えてよい。ここにすきま h の決定が重要な意味を有してくる。

3. 浮上り量あるいは軸受すきま

浮上り量 h は, 軸受すきまを流出する流量 Q と流体供給孔を圧力差 $p_t - p_0$ によって軸受内ポケットに

流入する流量 Q_0 の平衡によって決定される。この場合流体供給孔の設計は第1図～第3図中に示すごとく直径 $2r_0$ 、長さ l の毛細管を用いる場合と、最小断面積 πr_1^2 の円孔オリフィスを用いる場合が考えられる。いま、遠心力の影響が無視でき、またすきま h が定常状態 ($\dot{h}=0$) の場合を考えると、流量 Q は (3) (7) (11)' を総括して、

$$Q = Sh^3(p_0 - p_a) \dots\dots\dots (14)$$

とおくことができ、 Q_0 は毛細管の場合に Hagen-Poiseuille の法則により

$$Q_0 = \frac{\pi r_0^4}{8\mu l} (p_t - p_0) = K_c (p_t - p_0) \dots\dots\dots (15)$$

ただし $K_c = \pi r_0^4 / 8\mu l$

で与えられ、オリフィスの場合には

$$Q_0 = c\pi r_1^2 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_t - p_0)} = K_0 \sqrt{p_t - p_0} \dots\dots\dots (16)$$

ただし $K_0 = c\pi r_1^2 \sqrt{2g/\gamma}$

で与えられる。(16)中 c は流量係数、 γ は流体の比重である。

(14) の Q と (15) の Q_0 を等しいとおけば

$$\frac{p_0 - p_a}{p_t - p_a} = \frac{1}{1 + \frac{S}{K_c} h^3} \dots\dots\dots (17)$$

また、(14) の Q と (16) の Q_0 を等しいとおけば

$$p_0 - p_a = \frac{K_0^2}{2S^2} \left(\sqrt{1 + 4 \frac{S^2 h^6}{K_0^2} (p_t - p_a)} - 1 \right) \frac{1}{h^6} \dots\dots\dots (18)$$

となる。(17) (18) より h は圧力 p_t および p_0 の関数であると同時に、軸受寸法によって決定される定数 S と流体供給孔寸法形状によって決定される定数 K_c 、または K_0 の比によって左右されることがわかる。

4. 動的安定的向上の条件

(i) 毛細管流体供給孔の場合 次に p_t と p_0 の関係に着目する。いま p_t を一定供給圧力と考え、すきま h が変化した場合を考えると、 p_0 は毛細管流体供給孔のとき(17)に従い、第4図のように変化する。すなわち p_0 はすきまが増加すれば減じ、すきまが減少すれば増し、 $p_0 - p_a$ は (2) (6) (10) にみられるこ

第 4 図

とく負荷容量 W に比例するから、この p_0 の変化はすきま変化を妨げる方向に作用する。先述の二面接近の効果 (いわゆる Squeeze-Film の効果) は二面接近速度 $-\dot{h}$ に比例して働いたが、この効果はこれと別個にかつ併行して $\dot{h}$ が小さくて Squeeze-Film の効果のない場合にあっても作用し、動的安定性をさらに向上させる。この効果を最も発揮させるには、第4図において h の変化に対応する p_0 の変化量の最大点すなわち $p_0 \sim h$ 曲線の変曲点をとることが望ましい。(17) より $\frac{d^2 p}{dh^2} = 0$ の条件を求めれば、

$$h^3 = K_c / 2S \dots\dots\dots (19)$$

$$p_0 - p_a = \frac{2}{3} (p_t - p_a) \dots\dots\dots (20)$$

の関係をうる。(19)よりは軸受寸法、軸受すきまの条件より毛細管の寸法を決定することができ、(20)よりは圧力相互の最適使用条件が与えられる。

(ii) オリフィス流体供給孔の場合 (i) と全く同様に第4図に類似の傾向がみられるから、(18)を用いて $\frac{d^2 p_0}{dh^2} = 0$ の条件を求めると、

$$\frac{S^2 h^6}{K_0^2} (p_t - p_0) = 0.648 \dots\dots\dots (21)$$

$$p_0 - p_a = 0.691 (p_t - p_a) \dots\dots\dots (22)$$

の関係をうる。(21)には (19) とことなり p_t の条件が加わっていることは注意すべきである。

5. ポケットの設計

ポケットの設計は負荷能力を最大ならしめるようにまず考えるべきである。ポケット寸法は流量に関係したがって流体供給に要する動力に関係するのであるが、軸受を流体潤滑で安全に作動させるためには所要動力の問題は二次的と考えてよい。

(i) 球面型軸受 a) 毛細管流体供給孔の場合 (2) に (17) を代入し、かつ $\tan \theta_0 / \tan \theta_1 = \varphi$ において変形すると

$$h^3 = 3\mu K_c \tan^2 \theta_1 \left\{ \frac{R^2 (p_t - p_a)}{W} (1 - \varphi^2) - \left(1 - \varphi^2 - \frac{2 \log \varphi}{\tan^2 \theta_1} \right) \right\} \dots\dots\dots (23)$$

第 5 図

負荷容量を最大ならしめる条件は、 W を一定としたときの浮上り量 h 最大の条件に合致するから (23) より $\frac{\partial h^3}{\partial \varphi} = 0$ を求めると、

$$W = \pi R^2 (p_t - p_0) \frac{\tan^2 \theta_0}{1 + \tan^2 \theta_0} \quad (24)$$

さらに動的安定の条件(19)を併用し、(19)および(24)の関係(23)に代入すると結局 φ と θ_1 の関係式 $\varphi^4 \tan^2 \theta_1 - \varphi^2 (\tan^2 \theta_1 - 6 \log \varphi + 2) + 2 = 0 \dots (25)$ をうる。これより θ_0 と θ_1 の関係を求めると第5図のごとくである。

b) オリフィス流体供給孔の場合 a) の場合と同様に (2) (18) (21) の関係を用い、かつ $\frac{\partial W}{\partial \varphi} = 0$ とおくと

$$\varphi^2 (2 \log \varphi - 1) + 1 = 0 \quad (26)$$

の関係(26)より φ は θ_1 のとり方のいかに関しない。(26)より $\varphi = 1$ となりこの場合にはポケットが大なるほど負荷容量は大となる結果に到達する。

(ii) 円板型軸受の場合 球面型軸受の極限の場合と考えれば、毛細管流体供給孔の場合には (25) において $\varphi = R_0/R_1$, $\theta_1 = 0$ とおけばよい。すなわち

$$3\varphi^2 \log \varphi - \varphi^2 + 1 = 0 \quad (25)'$$

これより、 $\varphi = 0.683$ が最適条件となる。

オリフィス流体供給孔の場合は上述のごとく、ポケットが大となるほど負荷容量を増すことに変わりがない。

(iii) 円すい面型軸受の場合 ポケットについては円板型の場合と同じことが言いうる。

6. 消費動力

消費動力はこれを摩擦動力と流体供給動力に分かちうる。軸受の摩擦モーメントを M とし、球面型、円板型、円すい面型のそれをそれぞれ M_s , M_D , M_c とすると、ポケット内の流体による摩擦モーメントを省略して、

$$M_s = \frac{2\pi\omega\mu R^4}{h} \left\{ \frac{1}{2} (\sin^2 \theta_0 - \sin^2 \theta_1) + \log \left| \frac{\cos \theta_0}{\cos \theta_1} \right| \right\} \quad (27)$$

$$M_D = \frac{\pi\omega\mu R_1^4}{2h} \left\{ 1 - \left(\frac{R_0}{R_1} \right)^4 \right\} \quad (28)$$

$$M_c = \frac{\pi\omega\mu R_1^4}{2h \sin^2 \alpha} \left\{ 1 - \left(\frac{R_0}{R_1} \right)^4 \right\} \quad (29)$$

で計算しうる。全消費動力を L , 摩擦動力を L_f , 流体供給動力を L_s とすると、

$$L = L_f + L_s = \omega M + \frac{1}{\eta} Q (p_t - p_a) \quad (30)$$

ここに η は流体供給ポンプの全効率である。一般に M は R_0/R_1 あるいは θ_0/θ_1 の増加に従って減じ、逆に Q はそれらの増加に従って増加する。よって消費動力最小の条件によっても R_0/R_1 あるいは θ_0/θ_1 のポケット条件を定めうるであろう。ここでは特に円板型

軸受を採り上げて考察してみる。

(30)に(28)の M_D , (7)の Q を代入し、(20)あるいは(22)の条件を用いると、

$$L = \frac{\pi\omega^2\mu R_1^4}{2h} (1 - \varphi^4) - \frac{k}{\eta} \frac{\pi h^3}{6\mu \log \varphi} (p_t - p_a)^2 \quad (31)$$

ただし $k = \frac{2}{3} \dots \dots$ 毛細管, $k = 0.691 \dots \dots$ オリフィス
毛細管流体供給孔の場合には上式にて $\frac{\partial L}{\partial \varphi} = 0$ とする

$$(\varphi^2 \log \varphi)^2 = \frac{k}{12} \frac{(p_t - p_a) h^4}{\mu^2 \omega^2 R_1^4 \eta} \quad (32)$$

また(31)の L より、 L は h に対しても最小値をもつから $\frac{\partial L}{\partial h} = 0$ とおくと、

$$h^4 = - \frac{\mu^2 \omega^2 R_1^4 \eta (1 - \varphi^4) \log \varphi}{k (p_t - p_a)^2} \quad (33)$$

(33)を(32)に代入すると

$$12\varphi^4 \log \varphi + 1 - \varphi^4 = 0 \quad (34)$$

となり、(34)より $\varphi = 0.620$ と算出される。

オリフィス流体供給孔の場合には p_t が(21)より h , φ の関数であるから、(21)の p_t を(31)に代入して

$$L = \frac{\pi\omega^2\mu R_1^4}{2h} (1 - \varphi^4) - 3.483 \frac{\pi c^2 g r_1^4}{\eta r} \cdot \frac{\log \varphi}{h^3} \quad (31)'$$

となり、 φ が1に近づくほど L は小さく、また h が大なるほど L は小さくなる結果をうる。

以上は動力消費最小の条件を重視した場合であるがもし負荷容量最大、動的安定性最良の条件をおもに考えれば、 φ は先述のごとく毛細管流体供給孔の場合に $\varphi = 0.683$ と定まっている。この値を採用する場合には、 $\varphi = 0.683$ を(33)に代入して

$$h = 1.157 \sqrt{\frac{\pi N \mu}{p_t - p_a}} R_1 \eta^{\frac{1}{4}} \quad (35)$$

の条件を満足することが消費動力の点より望ましい。またこの条件に應ずる W は(24)より

$$W = \pi R_0^2 (p_t - p_a) = \frac{4}{9} \pi R_1^2 (p_t - p_a) \quad (36)$$

であるから、(35) (36)を満足するように W に応じて R_1 , p_t , h を決定すればよい。 h は条件の許す限り小さい方が動的に安定であるから、与えられた W に対して R_1 を小さく p_t を高く選べば h を小さくしうる。この場合の毛細管流体供給孔の寸法は(19)に(8)の S_D , (15)の K_C を代入し、かつ $R_0/R_1 = 0.683$ より

$$h^3 = 0.143 \frac{r_0^4}{l} \quad (37)$$

によって与えられる。

7. 設計例による考察

(i) 球面型軸受 直径 15 cm の鋼球をささえ

第 6 図

る球面型軸受を一例として考えてみる。この場合の荷重は鋼球の自重 13.6 kg である。作動流体としては $p_t - p_a = 0.21 \text{ kg/cm}^2$ の空気を用い、低圧で使用するゆえ圧縮性の影響は無視する。粘性係数は $\mu = 1.83 \times 10^{-6} \text{ kg}\cdot\text{s/m}^2$ である。毛細管供給孔を用いると(24)式によりまず θ_0 が定まり、ついで(25)式より θ_1 が決定する。すなわち、 $2\theta_0 = 74^\circ 30'$ 、 $2\theta_1 = 111^\circ 30'$ となる。この場合、空気を使用するから流体潤滑が完全に実現すれば空気による摩擦動力はきわめて微小である。よって消費動力よりも負荷能力および動的安定性を重視すべきである。したがって $h = 75 \mu$ と選ぶことにすると、(23)式より K_0 が定まり、空気供給孔長さ l を 20 mm にとれば孔直径 $2r_0 = 0.708 \text{ mm}$ の値が得られる。流量 Q は(3)式より 7 l/mn と計算される。第6図はこの軸受で $p_t - p_a$ を上記値より変化させた場合の浮上り量 h の変化を示し、 $h = 75 \mu$ 、 $p_t - p_a = 0.21 \text{ kg/cm}^2$ が設計点で、この点において動的安定性が最もよい。この設計例と比較されるのは Fuller の著⁽³⁾にある球面型空気軸受で、その設計寸法の算出基礎は全く明らかにされていないが、直径 $6''$ の鋼球 ($W = 14.46 \text{ kg}$) を $2\theta_0 = 78^\circ$ 、 $2\theta_1 = 113^\circ$ 、 $2r_0 = 0.43$ (l = 不明) の軸受で浮かしている。 θ_0 、 θ_1 の値は上に算出した値にほぼ合致する。 $2r_0$ が小さいのは l が明らかでないから詳細に論じ得ないが、 h のより小なる値に対応して設計したものと解せられ、実験結果として 0.146 kg/cm^2 で浮上り始め 0.208 kg/cm^2 で $h = 25 \mu$ 、 $\theta = 0.02 \text{ ft}^3/\text{mn}$ であったとしている。もし、先の計算において $h = 75 \mu$ としたのを $h = 30 \mu$ とすれば、 $l = 20 \text{ mm}$ として $2r_0 = 0.44 \text{ mm}$ が最適とみられ上記推察と合致してくる。

(ii) 円板型軸受 (36)式を図に表わせば第7図のごとくである。(39)式もやや異なるがほぼ同じ曲線で与えられる。 $W = 1000 \text{ kg}$ を支持するのに $p_t - p_a = 5 \text{ kg/cm}^2$ ならば直径 24 cm の円板、 $p_t - p_a = 10 \text{ kg/cm}^2$ ならば直径 16 cm の円板ですむことがわかる。いま毛細管流体供給孔を用いるものとして、荷重 $W = 500 \text{ kg}$ 、流体供給圧力 $p_t - p_a = 10 \text{ kg/cm}^2$ 、回転数 $N = 750 \text{ rpm}$ 、油の粘性係数 $\mu = 3.1 \times 10^{-7} \text{ kg}\cdot\text{s/cm}^2$ の場

合を設計例にとると、(36)式より軸受外径 $2R_1 = 11.69 \text{ cm}$ 、ポケット径 $2R_0 = 7.98 \text{ cm}$ をうる。使用すべき h は消費動力最小の条件(35)式において $\eta = 0.5$ において $h = 60 \mu$ として与えられる。この値は軸受の大きさから考えて妥当な値である。したがって $h = 60 \mu$ を設計点に選べば(37)式より毛細管寸法が $l = 20 \text{ mm}$ とした場合孔径 $2r_0 = 0.834 \text{ mm}$ として与えられてくる。この設計点に対応する Q は 0.4 l/mn 、 M_D は $5.82 \text{ kg}\cdot\text{cm}$ である。もし $h = 60 \mu$ を設計点に選ばないならば、(37)式にて $l = 20 \text{ mm}$ に選んだ場合の h

第 7 図

第 8 図

第 9 図

第 10 図

と r_0 との関係を図示した第 8 図にしたがって h と r_0 を定めれば負荷能力のよい動的に安定な軸受状態が得られる。第 9 図は $p_t - p_a$ を 10 kg/cm^2 より変化させた場合の h の変化を示し、図中 h_{opt} とは第 8 図によって定められる r_0 に対応する h の最適値を示す。またこの設計例にあつて $2R_1$ を 11.69 cm のままとし $R_0/R_1 = \phi$ を変化させた場合を考えると第 10 図のごとくである。図中実線は $W = 500 \text{ kg}$ のときの ϕ に対する h の変化を示し、破線は $h = 60 \mu$ のときの ϕ に対する W の変化を示す。ただし $p_t - p_a = 10 \text{ kg/cm}^2 = \text{const}$ の場合である。図より $\phi = 0.683$ の場合に h および W が最大であることは明らかで、また $\phi = 0.60 \sim 0.75$ の間では h および W ともにそれほど変化しないことがわかる。よって先述の消費動力最小の場合を与える $\phi = 0.620$ を採用することも使用目的によっては十分考えられるところとなる。

以上述べたように毛細管供給孔を用いた場合には動的安定性および負荷容量あるいは消費動力の点より軸受寸法を一義的に定めることができる。これに反し、

オリフィス供給孔の場合には簡単に決めることができない。しかしながらポケットの大きさが限定をうけないのであるから、毛細管供給孔の場合より負荷容量を大きくし、消費動力を削減することができる点より有利であるとも考えられる。だいたい $\phi = 0.7 \sim 0.8$ を選ぶのが實際上適当であろう。それ以上 ϕ を増すことは流体圧がかかっていない場合、すなわち静止時に軸受面に作用する圧力が過大になるおそれがある。

8. 結 言

以上静圧スラスト軸受について理論的に述べ、この軸受にあつては軸受すきまが重要な意味を有し、かつこの軸受すきまは軸受の型式および寸法に応じた適当な毛細管あるいはオリフィスによる絞りを流体供給孔に設置することによって、任意に選定できることを明らかにした。また上記絞りは動的安定性を左右するもので、その寸法決定法も現論的に示された。特に毛細管流体供給孔の場合には、動的安定性向上の条件、負荷容量最大の条件あるいは消費動力最小の条件を考え合わせるならば、軸受の設計寸法を一義的に決定することも明らかとなった。以上の理論結果の実験的検討は現在実施中で追って報告する予定である。

文 献

- (1) 川崎義人, 精密機械, 13, 5・6・7(昭22), 1.
- (2) D.D.Fuller, *Theory and Practise of Lubrication for Engineers*, J.Wiley & Sons, Inc., N. Y. (1956) 87, & 303.
- (3) 同上, 103.

工作用機器工業会・内外旋盤チャックの性能比較検査

工作用機器工業会は、旋盤チャックの国産品とアメリカその他の外国品との性能比較検査を行うべく、通産省に対して補助金交付かたを申請してきたが、自転車振興会ではこのほど 33 年度競輪資金の一部で補助することになった。

この補助金は外国工作機械の性能比較検査費が一部削られることになっているため、その肩替りとして工作機械に直接関係の深い旋盤チャックに交付されることになったものである。

同工業会に加入している旋盤チャックメーカーは、優良材料メーカーから共同で購入するとともに、各社自家製の熱処理装置を有しているので、品質管理が完全に材質的には十分外国品に対抗できる状態にある。

さらに精度的にも、スクロールチャックの生命といわれている ふれ は、アメリカの規格が、 0.08 mm

($3/1000 \text{ in}$)、イギリスの規格が 0.18 mm ($7/1000 \text{ in}$) であるのに対して、日本工業規格では 0.08 mm とアメリカと同等の精度が要求されている。またインデペンデントチャックも日本工業規格に静つりあい規定してあるため、中心線に対する周囲の重さが均等になり、ふれがなくなるなど精度的にも海外品と同等以上の線が確保されている。

このように国産品の品質向上がめざましいため、同工業会では海外品と比較して正確なデータを出し、今後の研究資料にしようとするもので、すでにアメリカ、イギリスなど海外品の見本輸入価格調査を開始した。

この比較検査に要する今年度分の費用は業界側が約 50 万円、通産省からの補助金が約 50 万円、計 100 万円であるが、来年度は費用を増額して本格的な調査を行うことになっている。(服部敏夫)