水潤滑スラスト軸受材料の研究*

佐々木外喜雄**, 岡村健二郎**, 三島宏夫***, 中島丈雄***

Research on Material of Water Lubricated Thrust Bearing

by Tokio SASAKI, Kenjiro OKAMURA, Hiroo MISHIMA,
and Takeo NAKAJIMA

In some special bearings, there is no utilizable lubricant without water which has the viscosity about one-hundredth of the oil. For the material of water lubricated bearing, it is necessary to find out such material that performs safely and displays a small frictional loss at the boundary lubricating condition.

It is the principal object of the present investigation to find out the bearing material usable in the range of the normal to comparative high water temperature. The frictional characteristics, the wearing characteristics, the swelling quality and the thermal expansibility were investigated in the following driving conditions: water temperature ranges from 10 to 90°C, bearing pressure from 2 to 8 kg/cm².

1. 緒 言

一般の軸受は油によって潤滑されており、軸の回転につれて発生する流体油膜圧力によって、その荷重がささえられ、安全な運転が保証されているのであるが、最近、油を潤滑剤として使用することができないで、水によって潤滑するしか方法のない軸受が必要となってきた。たとえば、ボアホールポンプに用いられる水中電動機の軸受はポンプ内を流れる水で潤滑されており、またボイラに使用される密閉電動ポンプにおいては、その軸受は循環する高温高压の水によって潤滑されている。

潤滑剤の性能を判定する目安としてはいちおう粘度が取られるのであるが、水の粘度は一般の潤滑油と比較して、1/20 以下の低いものであり、水の潤滑膜によって荷重がささえられることを期待することはできない。したがって、水を潤滑剤として使用する軸受においては、その潤滑状態は境界潤滑状態にあるものと推測され、軸と軸受はつねに直接接触しているものと考えなければならない。このような軸受の作動が安全に行なわれるためには、摩擦特性、耐摩耗性、耐食性のすぐれた、負荷能力の高い、焼付きの起らない軸受材料を求めなければならない。さらに、このような軸受は主として軸流形のポンプに用いられるところから、

荷重はほとんどスラスト荷重であり、スラスト軸受が最も問題となる。

この意味から本報告においては、常温から比較的高温の水に対して使用しうる水潤滑スラスト軸受に適した軸受材料を求めることを目的として、各種の工業材料について、摩擦特性、摩耗特性を検討した結果について述べる。

2. 実 験 装 置

本実験は各種材料に対するスラスト軸受摩擦特性試験が主体であり、耐摩耗性を知る目安として迅速摩耗試験を行なう。スラスト軸受摩擦特性試験装置全体の構成状態を第1図に示す。図のごとく、この装置は試験機本体、軸受荷重負荷装置、潤滑水供給装置、軸受摩擦モーメント測定装置および潤滑水温度測定装置よりなっている。

2.1 試験スラスト軸受部分の構造 軸受構造としてはミッチェル形を採用することとした。すなわち、垂直な試験機主軸下端に取りつけたスラストつばと油圧ピストン上部の水そう内に取りつけたティルティングパッドによって試験スラスト軸受が構成される。その場合試験すべき軸受材料でパッドを作る方法とつばを作る方法とが考えられる。この実験においては、その両者について試験することとした。スラストつばは内径 60φ、外径 100φ の円板であり、パッドは第2図に示すごとく、試験軸受材料を取りつける場合には8個に分割し、球面で支持されるようにし(ピボット形)、

* 昭和 37 年 10 月 30 日 第 40 期全国大会講演会において論文講演として講演、原稿受付 昭和 37 年 7 月 25 日。

** 正員、京都大学工学部(京都市左京区吉田本町)。

*** 准員、京都大学工学部。

取り付けない場合は6個に分割し半径方向のナイフエッジでささえている(ナイフエッジ形). 前者の軸受面積は 24 cm^2 であり, 後者のそれは 20 cm^2 である. 第3図は後者のパッドが水そう内で組立てられた状態を示す写真である.

2.2 試験機本体 実用されている密閉電動ポンプのスラスト軸受作動条件は, 最大軸受圧力 8 kg/cm^2 , 最大すべり速度 15 m/s 程度であることから, 試験機の運転特性としてこれらの範囲が実験できるように, 主軸回転速度 $500 \sim 3500 \text{ rpm}$, 軸受圧力 $0 \sim 15 \text{ kg/cm}^2$ を取ることとし, 回転主軸に加わるスラスト荷重はアンギュラ形玉軸受2個によりささえることとした.

2.3 軸受荷重負荷装置 軸受荷重は油圧によりパッドを入れた水そうをおし上げて加えるが, 第1図において, 無段変速機⑧で駆動されるポンプ⑨によって

- ① スラストつば, ② ティルティングパッド,
③ 主軸(中空), ④ 主軸用玉軸受(アンギュラ形),
⑤ 主軸回転用電動機(8 kW), ⑥ 負荷用油タンク,
⑦ 油ポンプ用電動機, ⑧ 無段変速機, ⑨ 油圧用ポンプ,
⑩ 定油圧発生用シリンダ, ⑪ 油圧決定用死荷重,
⑫ リミットスイッチ(7)の回転を制御, ⑬ 定圧タンク,
⑭ 負荷ピストン, ⑮ フロート弁, ⑯ 定水位水そう,
⑰ ガスバーナ, ⑱ 温水発生装置, ⑲ 水温調節用サーモスタット,
⑳ 給水用歯車ポンプ, ㉑ 軸受摩擦測定用板ばね,
㉒ 抵抗線ひずみ測定機, ㉓ 潤滑水温測定用熱電対,
㉔ 空気圧縮機, ㉕ 主軸潤滑用噴霧発生機

第 1 図

第 2 図

第 3 図

第 4 図

メントはパッドが摩擦によりスラストつばの回転につれて回転しようとするのを抵抗線ひずみゲージをつけた板ばねで止めて測定する。この場合、負荷ピストンとシリンダの間の摩擦が問題となるが、両者の接触部分は負荷用の圧油を用いて静圧軸受式に作られており、その回転起動摩擦は非常に小さくなっている。

3. 試験軸受材料

試験軸受材料としてはすべり摩擦特性のすぐれた材料の中から水におかされないものを取上げることとし、第1表に示す16種類について実験する。これらは、四ふっ化エチレン樹脂系(A系)、石炭酸樹脂系(B系)およびその他(C系)に大別される。

各材料の組成は表示のごとくであるが、一部の市販品についてはその内容を十分検討しえなかった。表中 p_m は塑性変形抵抗値であり、微小かたさ計によるかたさ測定において荷重 P_V を圧こん投影面積 A で割った値である。

吸水率 α は 30°C の水中に 24 時間浸した場合の 100 cm² 当りの重量増加分を mg 数で表わしたものである。

吸水による体積膨張率 β は次式で求めたものである。

$$\beta = \frac{(W_a' - W_w') - (W_a - W_w)}{(W_a - W_w)} \times 100\%$$

ここに、

W_a : 乾燥時の空気中の重量

W_w : 乾燥時の水中の重量

W_a' : 吸水時の空気中の重量

W_w' : 吸水時の水中の重量

なお、吸水の条件は α を求める場合と同様である。

熱膨張係数 γ は試料を 42°C/h の温度上昇速度で室温より 100°C まで加熱し、30°C~80°C の間における平均の線膨張係数を求めたものであるが、石炭酸樹脂系の材料ではむしろ収縮の傾向が見られた。

表中の数値で、かたさおよび p_m の値から摩擦特性が推測できるが、使用した材料では p_m が最小3から150まで非常に範囲の広いものを取上げている。また軸受として組込んだ場合、潤滑水を吸収して大きく膨張する材料、あるいは潤滑水温の上昇によって膨張する材料は問題となるが、表の数値を見ると、吸水による膨張の傾向と加熱によるそれとが全く逆になっているようである。

これらの試験軸受材料と接触するスラストつばあるいはナイフエッジ形パッドはいずれも防せいの意味から 18-8 ステンレス鋼を使用し、そのかたさ $H_V = 240$ 、表面あらさ $H_{\max} = 4\mu$ である。

4. スラスト軸受潤滑特性の理論的解析

本実験の目的は最適の軸受材料を見出すことであり、軸受材料が問題となるのは潤滑が不完全なため境界潤滑状態で使用せざるをえない場合であり、流体潤滑状態では問題ない。

第 1 表

材料記号	組 成 %	かたさ $H_V(500g)$	塑性変形抵抗 $p_m \text{ kg/mm}^2$	密 度 $\rho \text{ g/cc}$	吸 水 率 $\alpha \text{ mg/100 cm}^2$	体積膨張率 $\beta \%$	線 膨 張 係 数 $\gamma \text{ mm/mm}^\circ\text{C}$	ビボット	ナイフエッジ
A-1	四ふっ化エチレン樹脂 (テフロン)	3.5	3.77	2.181	-1.3	0.05	89×10^{-6}	○	○
A-2	テフロン 70 ガラ 30	6.6	7.11	2.184	76.2	-0.03	38×10^{-6}	○	○
A-3	テフロン 70 二硫化モリブデン 30	12.5	13.5	2.403	6.3	-0.003	52×10^{-6}	○	○
A-4	テフロン 70 ガラス、顔料、その他 30	2.5	2.6	2.313	4.2	0.15	46×10^{-6}		○
A-5	テフロン 70 黒鉛 30	8.3	8.96	2.072	14.9	-0.03	59×10^{-6}	○	○
A-6	高分子潤滑剤 高固体	51.3	55.6					○	
A-7	ポリアセタール樹脂	22.0	23.6	1.425	48.7	-0.05	85×10^{-6}		○
B-1	石炭酸樹脂 48 綿布 42, アルミニウム 7.5	34.4	37.2					○	
B-2	石炭酸樹脂 48 綿布 43, グラファイト 75	33.4	36.3					○	
B-3	石炭酸樹脂 50 高固体潤滑剤 50	34.4	37.2	1.765	364	0.11			○
B-4	石炭酸樹脂積層材 綿布混入	28.0	30.0	1.354	1174	1.46			○
B-5	石炭酸樹脂積層材 石綿混入	28.0	30.0	1.637	1158	0.98			○
B-6	石炭酸樹脂積層材 石綿混入	28.6	30.8	1.596	1487	1.36		○	○
B-7	石炭酸樹脂積層材 石綿混入 (4種)	17.0	18.3						○
C-1	(a) ベースメタル, Cu 87, Sn 8 (b) 黒鉛 (柱状)	(a) 15.3 (b) 34.5	(a) 16.5 (b) 37.2					○	
C-2	Cu 88, Sn 10, 黒鉛 2	40.7						○	

滑理論は不必要なようであるが、境界潤滑状態においても発生する潤滑膜の厚さ、パッド面の傾きなどは流体潤滑理論から得られる値とほぼ同程度のものであろうと考えられ、かつ、どのような軸受作動条件から境界潤滑にはいるかを知ること、軸受材料と関連してスラスト軸受の運転条件を決定する上に重要な意味を持つと思われるから、以下において本実験に使用した軸受に対応する流体潤滑特性を求める⁽²⁾。

第5図のごとく、ミッチェル形スラスト軸受において、パッドとスラストつばの間の流体の流れを二次元的に考えると、次の Reynolds の微分方程式が成立する。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\mu U \frac{dh}{dx} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 p : 流体に発生する圧力、 μ : 流体の粘度、 h : 潤滑膜の厚さ、 U : パッドとつばの相対すべり速度、図より明らかなごとく、 $h_1/h_2 = \sigma$ とおけば、

$$h = h_2 \left\{ \sigma - \left(\frac{x}{B} \right) (\sigma - 1) \right\} \quad \dots\dots\dots (2)$$

境界条件としては、 $x=0, p=0, x=B, p=0$ であるから、(1) 式より潤滑膜の圧力 p は次のごとく表わしうる。

$$p = \frac{6\mu UB}{h_2^2} \left[\frac{(\sigma-1) \left(1 - \frac{x}{B} \right) \frac{x}{B}}{(\sigma+1) \left\{ \sigma - \left(\frac{x}{B} \right) (\sigma-1) \right\}^2} \right] \quad \dots\dots\dots (3)$$

潤滑膜の圧力 p によってパッドに作用する単位幅当りの力 P_1 および支点のまわりのモーメント M_1 は、パッドの支点位置を $\bar{x}$ とすれば、

$$P_1 = \int_0^B p dx = 6\mu U \left(\frac{B}{h_2} \right)^2 \varphi(\sigma) \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$M_1 = \int_0^B p(x - \bar{x}) dx = 6\mu UB \left(\frac{B}{h_2} \right)^2 [\psi(\sigma) - \bar{x} \varphi(\sigma)] \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$\varphi(\sigma) = \frac{1}{(\sigma-1)^2} \left[\ln \sigma - \frac{2(\sigma-1)}{\sigma+1} \right]$$

第 5 図

$$\psi(\sigma) = \frac{1}{(\sigma-1)^2(\sigma+1)} \left(\frac{\sigma+5}{2} - \frac{2\sigma+1}{\sigma-1} \ln \sigma \right)$$

(4) 式より、 $\sigma=2.2$ において P_1 は最大となることを知る。

パッド面に作用する単位幅当りの摩擦力 P_2 および摩擦力による支点まわりのモーメント M_2 は、

$$P_2 = \int_0^B \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_h dx = \frac{\mu UB}{h_2} \delta(\sigma) \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$M_2 = -P_2 \cdot d = -\frac{\mu UB \cdot d}{h_2} \delta(\sigma) \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここに、

$$\delta(\sigma) = \frac{\sigma}{\sigma+1} - 2 \frac{\ln \sigma}{\sigma-1}$$

d : 支点よりパッド表面までの距離

パッドの平衡条件より

$$M_1 + M_2 = 0 \quad \dots\dots\dots (8)$$

パッドに作用する軸方向の力を W (単位幅当り負荷容量) とすれば、

$$W = P_1 \cos \theta - P_2 \sin \theta \approx P_1 \quad \dots\dots\dots (9)$$

(8) 式より

$$\bar{x} = \psi(\sigma) - \frac{d}{6B} \sqrt{\varphi(\sigma) \frac{6\mu U}{B} p} \delta(\sigma) \quad \dots\dots\dots (10)$$

(10) 式より、 σ の値は $\bar{x}/B$ によって決めることができる。

摩擦係数 f は

$$f = \frac{P_2}{P_1} = \frac{6h_2}{B} \frac{\delta(\sigma)}{\varphi(\sigma)} \quad \dots\dots\dots (11)$$

となり、 $\sigma=2.55$ の時に f は最小となる。

ここで、軸受圧力を P として、

$$K = \mu U / PB = \mu U / P_1 \quad \dots\dots\dots (12)$$

とおけば、 K は軸受の潤滑特性を表わす無次元量であり、軸受の潤滑特性値は次のごとく表わしうる。

$$f = 6\sqrt{6} \frac{\delta(\sigma)}{\sqrt{\varphi(\sigma)}} \sqrt{K} = \gamma_1 \left(\frac{\bar{x}}{B} \right) \sqrt{K} \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$h_2 = \sqrt{6} B \sqrt{\varphi(\sigma)} \sqrt{K} = \gamma_2 \left(\frac{\bar{x}}{B} \right) \sqrt{K} \quad \dots\dots\dots (14)$$

パッド 1 個当りの摩擦消費動力 H はパッドの幅を L とすれば

$$H = P_2 LU = PBUL \gamma_1 \left(\frac{\bar{x}}{B} \right) \sqrt{K} \quad \dots\dots\dots (15)$$

パッドの傾き m は、

$$m = \frac{h_1 - h_2}{B} = \sqrt{6} (\sigma - 1) \sqrt{\varphi(\sigma)} \sqrt{K} = \gamma_3 \left(\frac{\bar{x}}{B} \right) \sqrt{K} \quad \dots\dots\dots (16)$$

流体の流入量 Q は

$$Q = h_1 LU = \sqrt{6} BLU \sigma \sqrt{\varphi(\sigma)} \sqrt{K} = BLU \gamma_4 \left(\frac{\bar{x}}{B} \right) \sqrt{K} \quad \dots\dots\dots (17)$$

したがって、(13) 式から (17) 式で与えられる潤滑特性値は支点の位置 $\bar{x}$ が決まれば、 K の値のみによって決まることを知る。

第 6 図は $\bar{x}/B$ および B/L と摩擦消費動力 H 最小の条件および負荷容量 W , 最小すきま h_2 が最大の条件との関係を示すとともに、本実験に使用したスラスト軸受の設計点を示す。図より明らかなごとく、ピボット形の設計点は W, h_2 最大条件に近く、ナイフエッジ形は H 最小条件に近い。このように $\bar{x}/B, B/L$ の値が決まると、(13)~(17) 式の関係は次のごとく書き表わすことができる。

ピボット形 ($\bar{x}/B=0.58, B/L=1.36$)

$$f=3.38\sqrt{K}, \quad h_2=4.74\sqrt{K} \quad \text{mm}$$

$$m=0.195\sqrt{K}$$

ナイフエッジ形 ($\bar{x}/B=0.64, B/L=1.35$)

$$f=2.8\sqrt{K}, \quad h_2=3.3\sqrt{K} \quad \text{mm}$$

$$m=0.442\sqrt{K}$$

実験しうる P, U, μ の値に対応して K の変化範囲は $10^{-7} \sim 10^{-5}$ であるが、 K をこの範囲に取ってこの実験に対応する f, h_2, m の理論値を示せば第 7 図

第 6 図

第 7 図

のごとくである。

5. 軸受摩擦特性

5.1 潤滑条件と潤滑状態の関係 各種軸受材料の摩擦特性を検討するに先立って、潤滑特性を表わす無次元量 K の値によって潤滑状態がどのように変わるかを検討しておく必要がある。

第 8 図はピボット形の軸受において、荷重および潤滑剤の粘度を広い範囲に変えて、その摩擦係数 f を求めたものである。図示のごとく、 K の大きな値は水を用いては出しえないので粘度の高い油を潤滑剤として使用している。なお、粘度の調整はその温度を変えることにより行っており、図において各潤滑剤とも K の小さいほうに行くほどその温度が多少高くしてある。

2 種の潤滑剤による実験結果は 1 本の典型的な摩擦特性曲線上に乗っており、潤滑剤の差異による影響はほとんど見られない。この曲線より K の値と潤滑状態の関係はほぼ次のごとく区分しうる。

流体潤滑状態 $K > 6 \times 10^{-6}$

混合潤滑状態 $6 \times 10^{-6} > K > 2 \times 10^{-6}$

境界潤滑状態 $2 \times 10^{-6} > K$

流体潤滑領域における実験値 f_{ex} は、 $f_{ex}=4.37\sqrt{K}$ の直線上に乗っており、理論値 f_{th} と比較すれば、 $f_{ex}/f_{th}=4.37/3.38=1.29$ となる。実験値は理論値より 29% 大きい。

水潤滑の場合においても、 K の比較的大きいときは流体潤滑状態になりうるということがわかる。したがって、低温の水を潤滑剤とし、軽荷重で使用される水潤滑軸受においては軸受材料の材質は防せいの見地から選ばばよく、材料固有の摩擦特性はほとんど問題とならない。しかし高温水を用いる場合、高負荷で使用する場合には完全に境界潤滑の状態で軸受は作動している。すなわち、 K が 2×10^{-6} より小さくなるような条件で使用する場合には、摩擦特性のすぐれた軸受材料を選定しなければならない。

第 8 図

なお, K の限界値に対応する最小潤滑膜厚さ h_2 を示せば次のごとくである.

$$K=2 \times 10^{-6} \text{ のとき, } h_2=6.7 \mu$$

$$K=6 \times 10^{-6} \text{ のとき, } h_2=11.6 \mu$$

5.2 各種軸受材料の K による摩擦特性の変化

平均すべり速度 $U_m=7.22 \text{ m/s}$ のもとに, 水温 $t=10^\circ\text{C} \sim 91^\circ\text{C}$ ($\mu=132 \times 10^{-6} \sim 31 \times 10^{-6} \text{ kg s/m}^2$), 軸受圧力 $P=2 \sim 8 \text{ kg/cm}^2$ の範囲で各種の軸受材料の摩擦モーメントを測定した結果より K と f の関係を求めると次のごとくである.

実験は一つの材料について, 水温を一定にして, 軸受圧力の低い所から順次高くして行く方法で行なわれた. 第9図は実験結果の一例を示すものである. (a) 図においては, f の値は K に無関係にほぼ一定値を取り, 水温および軸受圧力の影響も全く受けない材料であるが, (b) 図では f の値が広い範囲に分布し, 水温および軸受圧力の影響が大きいことを知る. すなわち, 軸受圧力が増加して K が小さくなれば f は減少するが, 水温が高くなって粘度が減少して K が小

さくなれば f は増加する. したがって, 材料によっては同一の K の値でもそれを与えるものになった t , P の値によって f が異なった値を取るようになる. 第9図のような K - f の関係を実験を行なったすべての材料について示すことはできないので, 水温および軸受圧力の影響は後に論ずることとして, ここでは水温 $t=50^\circ\text{C}$ における実験結果を規準として, $t=30^\circ \sim 70^\circ\text{C}$ における実験結果を平均化して, K - f の関係を示す.

第10図は上記の方法によりピボット形の軸受についての結果を示すものであり, 第11図はナイフエッジ形の結果である. 両図を比較すれば同一材料については傾向, 数値とも比較的良好に一致している. これらの図中に示される曲線を見れば, 大部分は横軸にほぼ平行であり, f の値が K に無関係 (境界潤滑領域) な状態を示している. A-6 を除けば, A 系の材料が摩擦特性がすぐれており, 特に A-1, A-2 はすぐれた特性を有し, これらの材料では境界潤滑状態といっても摩擦係数が $0.01 \sim 0.02$ の範囲で非常に小さい.

B系の材料では B-7 がすぐれており, A-1, A-2 とほぼ同程度の摩擦係数である. C-1 は K によって f が非常に大きく変化しているが, この材料は砲金のベースに直径 5 mm の黒鉛棒を接触面に垂直な方向に 7.5 mm の間隔で埋めたもので, 接触面積のうちで黒鉛の占める割合は 33% であり, ベースメタルと黒鉛の摩擦特性は異なるが, 両者が組合わさった状態が測定されており, K の大小によって, 両者の作用割合が変化するために

第 9 図

第 10 図

f が大きく変わるのであろうと思われる。

5.3 水温 t の影響 第 12 図はピボット形軸受における水温 t と摩擦係数 f の関係を示すものであり、第 13 図はナイフエッジ形のそれである。A 系の材料は水温に無関係に一定値を示すか、あるいは水温の上昇につれて減少の傾向を示す。これは温度上昇により軸受材料が軟化するためであろうと思われる。B 系の材料では逆に温度の上昇により f が増加する傾向を示すものが見られる。

C-1 の材料は水温の影響が非常に大きく、 $t=40^{\circ}\text{C}$ までは非常に小さな摩擦係数であるが、温度が上がるにつれて急激に f が増加する。特に荷重の大きい場合その傾向が著しい。この材料は機械的強度が他の材料より大きい特徴を有するから、低温水での摩擦特性がすぐれている点を利用して、井戸水ポンプの軸受材料に最適である。

5.4 軸受圧力 P の影響 第 14, 15 図に軸受圧力 P の摩擦係数 f に対する影響を示す。A 系の材料における f の値は A-6 を除けばすべて P の影響をほとんど受けない。B 系の材料における f の値は B-7 を除けば、ほぼ P の増加につれて多少増大する傾向を示す。C 系の材料でも P の増加につれて f は増大するが、C-1 の材料では高温において特にその傾向が著しい。

6. 摩 耗 特 性

A 系および B 系の材料数種について大越式迅速摩耗試験機を用いて摩耗特性を検討する。この試験は、

第 11 図

第 12 図

第 13 図

- (1) 常温における乾燥摩耗試験(乾燥)
- (2) 常温水による水潤滑摩耗試験(水潤滑)
- (3) 高温における乾燥摩耗試験(加熱) 100°C~150°C

の3部分に分かれる。

試験方法は円板外周面(30φ)を試験片面に接触圧力が一定になるとく負荷を変えながらおしつけ、円板を回転して摩擦する方法である。この場合接触圧力は試片が摩耗して接触面積が増加しても試験中はほぼ一定となるように作られているが、試験条件として選定しうるのは最終荷重値 P_0 である。

回転円板は摩擦特性試験に使用した 18-8 ステンレス鋼で作られている。摩擦速度 v (0.01~2.0 m/s) および最終荷重 P_0 (1.8~11.0 kg) を変え、摩擦距離 l を 85m に一定として試験を行なう。摩擦速度について見れば、この実験の速度 v は前節のすべり速度 U の $1/4 \sim 1/700$ であり、接触圧力 p_c を実験結果より求めて、前節の軸受圧力と比較すれば、 p_c は 20~400 kg/cm² となっており、3~200 倍に相当する。なお、 p_c は摩耗こん幅 b を測定して次式で計算される。

$$p_c = \frac{P_0}{Bb} \quad B: \text{回転円板の幅}$$

第 16 図は実験結果の一例であり、 P_0 および v を一定としたときの各材料の摩耗こん幅 b を 3 種の試験法について示したものである。図より明らかなごとく、A系材料はB系材料にくらべて、 b の値が2倍以上も大きく、比摩耗量 W_s (被摩耗材料の相手材料に対する摩耗特性を表わす比例定数) で比較すれば、B系材料はA系材料の 10 倍程度の耐摩耗性があることがわかる。3 種の試験法を比較すれば、A系材料においては水潤滑の場合摩耗が少なく、加熱状態で多くなっているが、B系材料においては水潤滑の場合少ないのは同じであるが、加熱状態で最大とならず、乾燥状態が最も多くなっている。すなわち、A系材料は熱に弱い材料であり、B系材料は熱の影響をあまり受けない材料であるといえることができる。総合的に見て耐摩耗性の点では B-6 の材料が最もすぐれている。

第 17 図はすべり速度 v と摩耗の関係を示すもので、(a), (b) 図の A 系材料の結果を見れば、乾燥状態では v の増加につれて摩耗が多くなるが、水潤滑では v

第 14 図

第 15 図

の増加につれて摩擦は減少し、水の潤滑効果が表われている。しかし、この潤滑効果には熱影響が含まれるものと思われる。すなわち、乾燥状態ではすべり速度の増加につれて接触部分の温度が上昇し、摩擦を促進するが、水潤滑状態では水の冷却作用のため温度は低く、すべり速度の増加につれて潤滑効果が増大し、摩擦を防止するものと思われる。(c),(d) 図の B 系材料の結果を見れば、乾燥、水潤滑ともにすべり速度の影響をあまり受けないようである。

7. 結 論

潤滑剤として水しか使用することのできないスラスト軸受において、境界潤滑で安全な運転を保証しうる

第 16 図

第 17 図

軸受材料を見出すことを目的として、各種の工業材料について摩擦特性、摩擦特性、吸水性、熱膨張性などを検討した結果次の結論をえた。

(1) ミッチェル形スラスト軸受における軸受潤滑特性を表わす無次元量 $K = \mu U / PB$ と潤滑状態の関係を吟味し、 $K > 6 \times 10^{-6}$ の範囲では流体潤滑状態であり、 $K < 2 \times 10^{-6}$ の範囲では境界潤滑状態であることを明らかにし、水潤滑軸受においても水温が低く、軽負荷の場合には流体潤滑状態がえられるが、水温が高く、軸受圧力の高い場合は境界潤滑状態になることを示した。

(2) 水潤滑軸受材料として四ふっ化エチレン樹脂、石炭酸樹脂およびこれらにガラス、黒鉛、アルミニウム、二硫化モリブデンなどを混入した材料を取上げ、ミッチェル形スラスト軸受試験により、潤滑特性を表わす無次元量 K と摩擦特性の関係を明らかにするとともに、水温、軸受圧力の摩擦特性におよぼす影響を明らかにした。

(3) 摩擦特性のすぐれた四ふっ化エチレン樹脂系の材料は石炭酸樹脂系の材料に比べて摩擦特性は劣り、特に温度の高い場合に弱くなることを示した。

(4) 四ふっ化エチレン樹脂系の材料には吸水性はないが熱膨張性があり、石炭酸樹脂系の材料はその逆である。

(5) 水潤滑軸受材料としての適合性を総合的に判定すれば、実験を行なった 16 種の材料

の中では石綿布と石炭酸樹脂の混合材料(B-7)が最適である。しかし、この材料は吸水性が強いので軸受構造の設計に当って注意を要する。

(6) ミッチェル形スラスト軸受においては消耗しやすい軟質の軸受材料でつばを作り、かたい材料でパッドを作るほうが保守、取換えに便利であるが、パッドとつばの接触の一樣性に問題があり、工作精度の高いことが要求される。軸受性能の上からは軟質材料でパッドを作る場合とほとんど変わらない。

なお、本研究は文部省科学試験研究の一部として行なったものである。研究の遂行に当り、川崎重工業会社、川崎電機会社、スターライト工業会社、日本オイルレス会社より多大の協力を賜ったことを記して謝意を表する。

文 献

- (1) B. Cametti & A. J. Mei, *Mech. Engng.*, 77-6(1955-6), 488.
- (2) A. A. Raimondi & J. Boyd, *Trans. ASME*, 77(1955-4), 287.

討

【質問】 (1) 第8図において、摩擦係数の実験値が理論値より29%多い主原因は、軸受パッド形状を長方形に近似したためか。

(2) 第9図(b)において、同一材料、同一 K 値で f の値が異なる理由として、水温および軸受圧力の影響が大きいのとしているが、これは同一の K 値においても t, p の値により水膜厚さが異なると考えてよいのか。水膜厚さが f に影響するとすれば、その状態では流体潤滑が相当部分を占めると考える。第10, 11図で同じ f, K の領域を境界潤滑と述べているのと矛盾する。

(3) f が K に無関係な状態を境界潤滑と定義しているが、 f が K に無関係であることは固体摩擦に近いと考える。第9図(b)では境界潤滑と見ているが K に対して f は変化している。(和田 稲苗)

【回答】 (1) 流体潤滑領域における理論値と実験値の相違は二次元流れについても理論は近似計算であり、三次元流れ、さらにパッド形状が扇形になった場合、理論を補正すべき点が多数考えられ、何が主原因であるかは速断できない。

(2) 流体潤滑領域の実験は第8図であり5・2節以後はいちおう境界潤滑領域における値と考える。境界潤滑領域では同一の K で f が異なる理由を水膜厚さだけで考えることはできない。 $t(\mu)$, p , U 個々の影響について検討する必要がある。その必要性を示すために第9図(b)を示したのである。

(3) 一般に、境界潤滑状態では f は K に無関係となる傾向がある。しかし潤滑条件と f の関係は流体潤滑領域では K によって整理できるが、境界(混合)潤滑領域で、性質の異なる多くの軸受材料を取扱う場合、 K の値のみで一義的に f が決まらない傾向が認められる。第9図(a)のごとく f が K に無関係に一定値を示す場合はむしろ少ない。第9図(b)は t をパラメータとして曲線を示したが、 p をパラメータとすれば曲線は逆の傾向を示し、 f, p の適当な値を取れば f が K に無関係な線も示しうる。 f が K に無関係であることが固体摩擦状態とは考えない。

【質問】 第5図中に記入されている流量($Q-Q_s$)

論

は何を意味するか。(15)式以降は傾斜平面軸受の理論を近似的に長方形平板のパッドに適用した近似計算であり、実際の流体潤滑領域に関しては補正を要する。

(2) 流体潤滑理論による考察は、第8図で臨界値と流体潤滑領域の挙動を解析するには有益であるが、第9図以降の実験では無用ではないか。すなわち流体潤滑理論を拡張適用した場合に推定できるところの、水の潤滑膜の厚さに関する定性的考察が、ここではあまり役立たないように思われるが、同一論文に理論と実験を並べる場合、理論と実験は表裏一体であるのが原則であり、そうでない場合はそのことを断わる必要がある。境界潤滑、混合潤滑を取扱う場合、流体潤滑理論は潤滑膜の厚さの変化を類推したり拡張適用したりするのに便利ではあっても、理論と実験は表裏一体にならない。

(3) 第8図の関係はナイフエッジ形ではどうなるか。また第9図でナイフエッジ形の潤滑状態は境界、混合、流体のいずれだと考えるか。

(4) C-1 はあらかじめ黒鉛が摩擦面の砲金部と相手面に十分よくコーティングされてなじみが出ているかどうかで異なるはずであるが、この場合なじみはどういうふうにされたか。水温40°C以下では $f=0.01 \sim 0.015$ であるのに、水温が高くなると f が急増する理由および水温40°C以下では p によってわずかしき f が増さないのに、水温が高くなると p の影響が著しい理由は何か。(赤岡 純)

【回答】 (1) ($Q-Q_s$) は実際の状態を示すもので、このような状態を理論としては二次元的に考えたピボットでさえられた傾斜平面軸受として解いたものである。この二次元流れの近似解では補正を要することはもちろんであるが、その補正は複雑であり、基本的傾向を知る上では複雑化しないほうがよい。

(2) 流体潤滑理論による考察から、実験結果を検討して $t(\mu)$, p , U の大小と、水潤滑軸受における流体潤滑状態の関係を確認することは、本実験の結果の利用範囲を広げる上に有効であり、高温水の実験結果の検討に直接役立たないことで、その意味を失うも

のではない。対象となるものがなんであっても潤滑の問題を考える場合、基本的な3種潤滑状態と潤滑条件の関係を定量的にはあくし、その上に立って目的とする問題の潤滑状態の改善をはかるべきだと考える。その場合、よりどころになるのが流体潤滑理論の基本解である。このような考えが根本にあって簡単な理論解を示した。実験と理論の表裏一体性については5・1節では表裏一体となっており、5・2節では各種材料について流体潤滑にはいろいろな条件を示す意味で表裏一体であると思う。これらは本研究で相当重要な部分を占めるので、各種の条件を変えた実験的事実の列記にはさほど重きをおいていない。その意味から表裏一体性は相当強いと考える。

(3) ナイフエッジ形でもピボット形でえられた第8図とはほぼ同じような関係がえられる。第9図(b)の潤滑状態はいちおう境界潤滑領域と考える。 f の値と材質から混合潤滑と断定できるかどうかの問題である。

(4) コーティングの程度は砲金の色が見える程度にうすく表面に黒鉛膜が付着した状態であるが、必ずしも一定にして実験を行なったものではない。そのためC-1の材料の実験値は比較的ばらつきが大きい。水温、荷重の影響が大きいのはコーティングの程度が変化するためとも考えられる。

【質問】 (1) 各種試験材料の摩耗粉の出方を説明されたい。水潤滑ならば水のよごれ方もともに。

(2) フェノール樹脂積層材のみの材質の実験結果はないか。(水野 昂一)

【回答】 (1) 軸受性能試験は同一条件で長時間

試験したものではなく、定常状態になればただちに摩擦モーメントを測定し、別の試験条件に変える方法で実験を進めたので、摩耗粉の出方、大きさは測定していない。潤滑水は循環して使用するが、その量が比較的多く、接触面を通過する水量よりみその部分を流れる水量のほうがはるかに多いからよごれが目立つことはない。

(2) 実験を行なった材料は第1表に示すものだけである。

【質問】 (1) 結論(4)において石炭酸樹脂系は四ふっ化エチレンに対し、その逆であるとしているが、熱膨張性もかなり大きいと考えられるが、吸水変形に対して無視できると考えてよいか。

(2) プラスチック材料のように吸水、熱変形の大きい材料では、あたりが負荷条件により変わってくると考えられ、したがってプラスチック個々について境界潤滑状態にはいる K も大きく異なってくると考えるが、この点どうか。(川崎 景民)

【回答】 (1) 石炭酸樹脂系材料の熱膨張性は第1表の γ の項を空欄としたが、実際には測定している。その場合加熱により、むしろ収縮する現象が見られた。したがって、吸水変形に対して無視できるという意味ではなく、本文のとおり解釈されたい。

(2) 第8図と第10図以下に示す各材料に対する K - f 曲線とを比較すれば、境界潤滑状態にはいる K の値がわかる。すなわち材料により変化する。しかし吸水、熱変形による当りの問題が主原因とは考えられない。各試験条件で十分当りを取った上で行なった実験である。

ダイヤモンド工具の需要みとし

ダイヤモンド工業協会は、このほどダイヤモンド工具の長期需要予測の中間報告をまとめ、通産省に提出した。

この需要予測は38年から42年までの5箇年間のダイヤモンド工具の需要予測を統計学的方法で推定したもので、それによると42年のダイヤモンド工具の需要は多くて163万6000カラット(金額で71億5700万円)、少なくとも138万3000カラット(同60億5400万円)と予測しており、37年生産実績69万6816カラット(同33億7600万円)に対して1.6~1.9倍の伸びとなっている。

この需要予測は通産省が36年度からはじめた機械工業の業種別需要予測の一つで、ダイヤモンド工具も37年度に重要機械工業として調査対象業種にとりあげられ、学習院大学 渡部福太郎教授らの指導のもとに同協会が中心となって調査をすすめていたものである。

グライディング用ホイールを除くダイヤモンド工具の需要予測は(1)機械工業生産指数(2)鉱工業生産指数(3)製造工業生産指数を、またグライディング用ダイヤモンドホイールについては(1)超硬チップ生産指数(2)工作機械設備能力台数(3)製造工業生産指数を基礎に各品種別に計算を行ない、42年における需要予測を出している。

42年の品種別需要内訳はダイヤモンド工具全体で163万6000カラットから138万3000カラットで、そのうちダイヤモンドホイールは108万1000カラットから90万4000カラット(金額にして25億400万~20億9100万円)、ホイール以外の工具は55万5000カラットから47万9000カラットとなっている。

なお、同協会は今後ダイヤモンド工具全品種についてさらに詳細な基礎資料を集め、よりの確な需要予測調査を行なうことになっている。(服部 敏夫)