

水潤滑における合成樹脂軸受の摩擦, 摩耗特性の研究

(小型船尾管軸受の低回転域特性について)

伊 飼 通 明* 波 江 貞 弘*

Frictional and Wearing Behaviors of Synthetic Resins Under Water Lubrication

(On the Behaviors of Small Sterntube Bearing
at the Low Sliding Velocity)

By

Michiaki IGAI and Sadahiro NAMIE

Abstract

Lignumvitae has been used as the material for sterntube bearings. However, because of the shortage of its natural resources, lignumvitae becomes substituted by another new materials. White metal bearing has a good performance for the large sterntube bearings of the high bearing load, but it needs a perfect oil seal.

On the other hand, the sterntube bearings of small ships should be free from the maintenance and oil discharge to the coastal sea. Hence, many kinds of synthetic resins, including phenol resin and so on, are developed recently as the materials for the small sterntube bearings under water lubrication. However, the practical experience of using the resins on board is short, and a seizure on the sliding surface of the bearing sometimes occurs.

In the present paper, the frictional behaviors of the small sterntube bearings were investigated experimentally in the case of low sliding velocity, when the seizure is easy to occur. The frictional coefficient was measured on five kinds of the synthetic resins, and the wear was studied on a few of them.

The following results are obtained from the experiment.

- (1) The frictional coefficient μ is expressed by bearing pressure P , sliding velocity V and experimental constants C_1 , C_2 , m , n , $q_0/(D \times L)$, as shown in the next equations.

$$\mu = C_1 P^m \cdot V^n \quad (q \leq q_0)$$
$$\mu = \left\{ C_1 \cdot \left(\frac{1}{J} \cdot \frac{D \cdot L}{q_0} \right)^{C_2} \cdot P^{m+C_2} \cdot V^{n+C_2} \right\}^{1/1-C_2} \quad (q \geq q_0)$$

- (2) The wear of synthetic resins, sliding at the low velocity on the stainless steel disk, increases generally under water lubrication as compared with that at dry condition.

* 大阪支所

原稿受付: 昭和55年11月14日

1. まえがき

船舶における船尾管軸受は長年リグナムバイタが使用されてきたが、天然木材であるため、枯渇が問題になっており、このため、リグナムバイタにかわる軸受材が開発されつつある。大型船においては軸受負荷の増大にともない油潤滑式ホワイトメタル軸受を採用する傾向が著しい。ホワイトメタル軸受は摩擦を考慮に入れなくてよく、負荷能力も高いなど多くの利点があるが、反面、複雑な封油装置を必要とする。一方、最近小型船の船尾管を中心に水潤滑による合成樹脂軸受が数多く開発されつつある。これは、小型船の場合特に保守、点検の簡便さが要求されること、および沿岸海域での使用が主体になることから漏油による環境汚染を心配する必要がないことなどの理由によるものと考えられる。

船尾管軸受材として開発された合成樹脂軸受は、フェノール樹脂を筆頭に数多くあるが、まだ十分な実績がなく、また軸受面の焼付が問題になる場合が少なくないのが現状である。特に最近省エネルギーの観点から、漁船などで軸回転数をおとし、その分、軸およびプロペラの直径を大きくして推進効率を改善することにより、船速を維持したままで燃料の節約が行われており、今後もこの傾向は続くものと考えられる。これらの点から水潤滑による合成樹脂船尾管軸受材は低すべり速度域での負荷能力が高く、耐摩耗性にすぐれているものが、今後要求されるものと思われる。

本報告はこれらの現状を考慮して船尾管軸受の焼付等で問題となる低すべり速度域を中心に小型船尾管軸

受材の摩擦特性について実験的に考察したものであり、前半において5種類の材質について摩擦係数の傾向を調べ¹⁾、後半ではそのうちの代表的なものについて摩耗特性の基礎的な検討を行った²⁾。なお、後者の内容は筆者の一人が金沢大学工学部に滞在中、実施した研究であることを付記する。

2. 水潤滑合成樹脂軸受の摩擦係数

2.1 実験装置ならびに供試軸受材

2.1.1 実験装置

実験装置の概略図を図1に示す。本装置は小型船の船尾管軸受を想定したものであり、図中両端のコロ軸受で主軸を支え、軸受中央部に上向きの荷重をかけた状態で右側から電動機で駆動することにより実験を行う。本装置の軸受内径 D は $100\text{mm}\phi$ 、軸受長さ L は 100mm である。一方、本装置での潤滑は給水孔より清水を供給し、主軸と軸受との間隙を通して、排出孔より排水することにより行う。

軸受荷重 W は図中に示す荷重計測点に歪ゲージを貼って伸び歪を計測し、予め用意した検定値から求めた。また、駆動トルク(軸受摩擦トルク) M は図中のトルク計測点に歪ゲージを貼って振り歪を計測し、この値と軸の横弾性係数 $G=8.31\times 10^8\text{kg/cm}^2$ および駆動部軸径 $d=25\text{mm}\phi$ の値をトルクと振り歪の関係式に代入して計算で求めた。

なお、参考のため給排水温度の計測を行うと同時に軸スリーブ中央部表面下 1mm の所と軸受材表面下 1mm の所、軸方向に等間隔で3箇所熱電対を埋め込み軸温度と軸受温度の計測を行った。

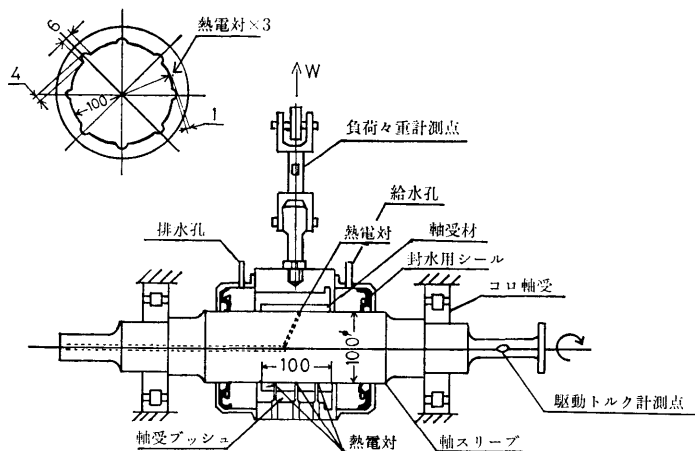


図-1 水潤滑軸受試験装置概略図

2.1.2 供試軸受材

供試軸受機としては、超高分子ポリエチレン（以下ポリエチレン）、モノマーキャストナイロン（以下ナイロン）、テフロン、ポリエステル、フェノール（綿帆布積層）³⁾の5種類の材質について実験を行った。軸受は一体型であり、軸受形状寸法は図-1に示すとおりで、各軸受材とも軸受内面軸方向に、半径3mmの半円水溝を8条もった同一形状のものを使用した。各軸受材取付時の軸受すきま比は、合成樹脂のため、0.003~0.01とかなり大きな値の範囲にとったが、水潤滑実験によって膨潤するため、摩擦量そのものの定量的な検出は困難であった。

なお、軸スリーブ材質はBC₂+0.5%Niであり、各軸受材とも同じスリーブ材で実験を行った。

2.2 実験方法

水潤滑合成樹脂軸受は初期状態と一定時間経過後の摩擦トルクに大きな差があるため、軸受圧力5~10kg/cm²、軸回転数130rpmでトルクの値が一定になるまで約6万~30万回転のならし運転を行った後、摩擦実験を行った。摩擦実験では実験を始める前から水を流量10l/minで流して水潤滑状態にして置き、主軸を無負荷のまま実験条件の回転数まで上げてから、所定の軸受荷重をかけて実験を行った。実験条件は表-1に示すような範囲で行った。表中、軸受圧力は各軸受材質により耐圧特性が異なるので通常は1~5kg/cm²まで行い、耐圧性のすぐれている材質については10kg/cm²まで実験を行った。

本報告においては軸受平均圧力P及び摩擦係数μは次の式により求めた。すなわち、

$$P = \frac{W - W'}{L \times D} \quad (\text{kg/cm}^2) \quad \dots\dots(1)$$

ここで、W：負荷装置による垂直荷重 (kg)

W'：軸受ハウジングの自重 (38.7kg)

L：軸受長さ (10cm)

D：軸受内径 (10cm)

であり、また

表-1 実験範囲

Bearing pressure (kg/cm ²)	1, 2, 3, 4, 5 (6, 8, 10, only for Teflon)
No. of revolution (rpm)	10 20 30 55 85 120 160
Water flow rate (l/min)	10

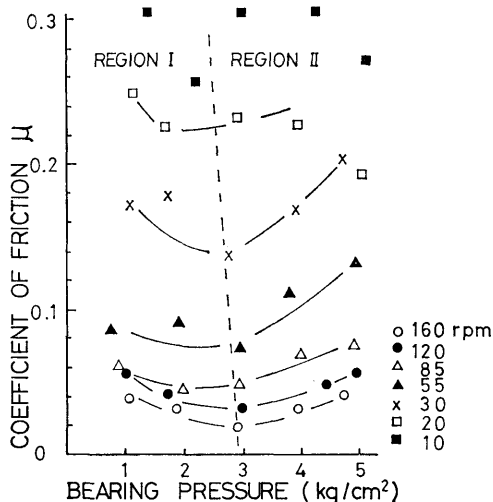


図-2 軸受圧力と摩擦係数の関係 (ポリエチレン)

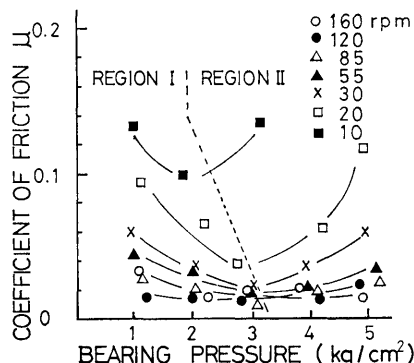


図-3 軸受圧力と摩擦係数の関係 (ナイロン)

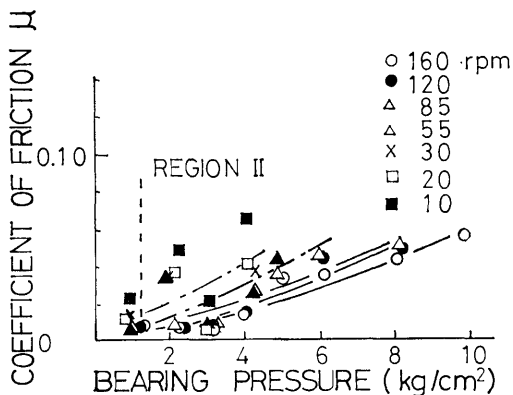


図-4 軸受圧力と摩擦係数の関係 (テフロン)

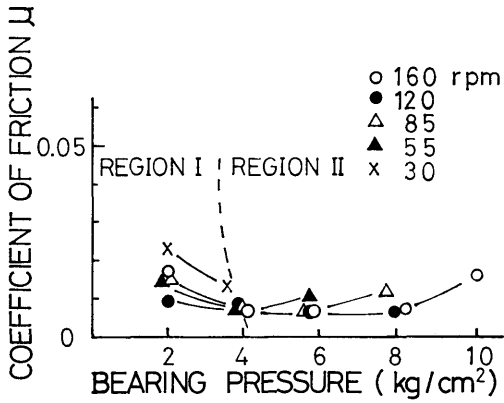


図-5 軸受圧力と摩擦係数の関係 (ポリエチレン)

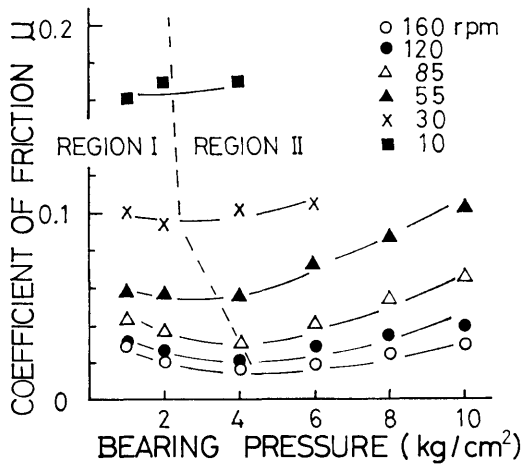


図-6 軸受圧力と摩擦係数の関係 (フェノール)

$$\mu = \frac{2M}{(W-W') \times D} \quad \dots\dots(2)$$

ここで、 M ：摩擦トルク ($\text{kg} \cdot \text{cm}$) である。

2.3 摩擦係数の実験結果

各軸受材について軸回転数 N をパラメータとした際の軸受平均圧力 P と摩擦係数 μ の関係を図-2~6に示す。ポリエチレン、ナイロン、ポリエステル、フェノールは似たような傾向を示し、軸受平均圧力 2~4 kg/cm^2 付近で最も低い摩擦係数 μ の値が観察された。一方、図-4のテフロンは軸受平均圧力が高くなるに従って、摩擦係数 μ の値が大きくなる傾向だけがみられた。

軸受面が流体潤滑の場合、摩擦係数は通常次式(3)で表わされるゾンマーフェルト数 S_0 で整理されるはずである。

$$S_0 = \eta \times \frac{N}{60 \cdot P} \quad \dots\dots(3)$$

ここで、 η ：水の粘性係数 ($\text{kg s}/\text{cm}^2$)

N ：主軸回転数 (rpm)

すなわち、一般にすべり軸受の場合、摩擦係数はゾンマーフェルト数の増加につれて最初減少し、最低値をとった後再び若干増加して、その後ほぼ一定値となる。この最低値以後の状態が流体潤滑領域であり、前者は通常一部固体接触を含んだ境界潤滑領域と考えられている。図-7は図-2のポリエチレンを例にとって、このゾンマーフェルト数と摩擦係数の関係を示したものである。この結果から本実験範囲は大部分上記の境界潤滑領域に対応しているものと考えられるが、図中軸受圧力 2 kg/cm^2 以下の低い範囲に対して一本の

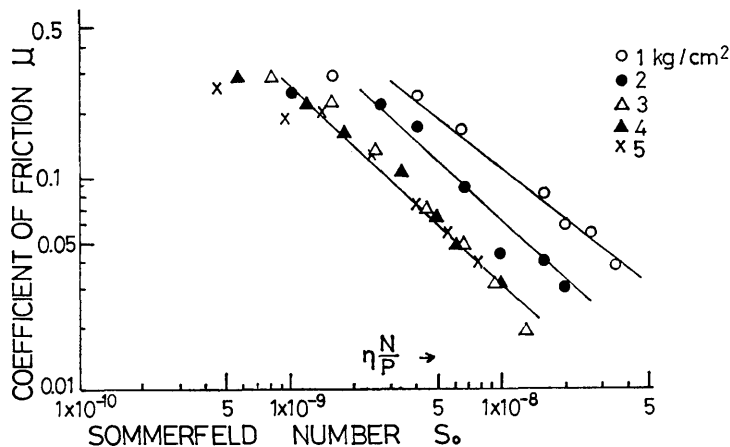
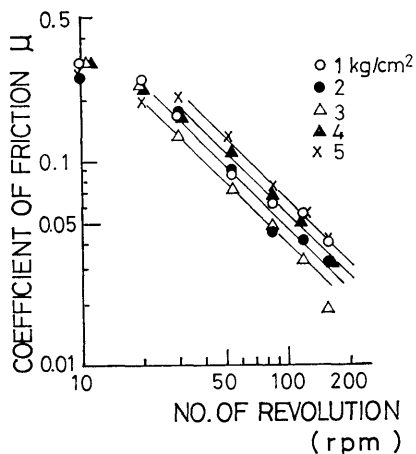
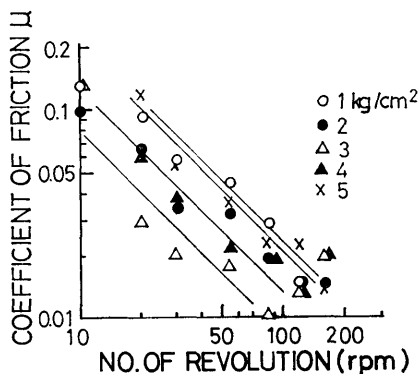


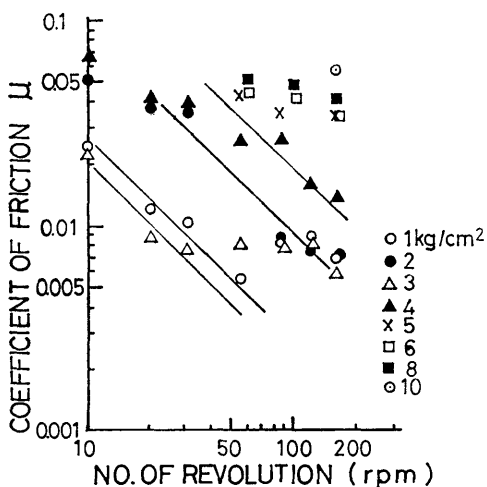
図-7 ゾンマーフェルト数と摩擦係数の関係 (ポリエチレン)



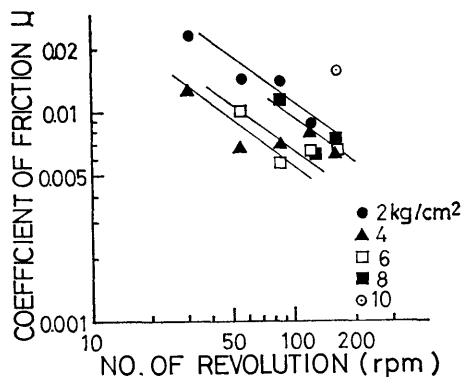
図—8 軸回転数と摩擦係数の関係 (ポリエチレン)



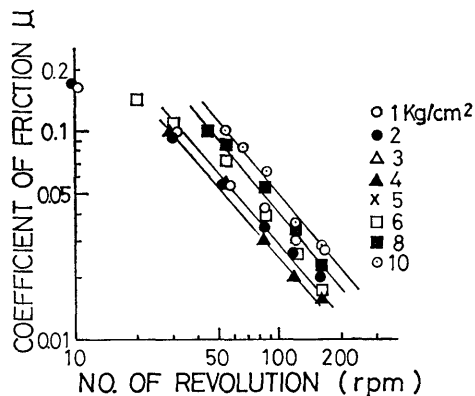
図—9 軸回転数と摩擦係数の関係 (ナイロン)



図—10 軸回転数と摩擦係数の関係 (テフロン)



図—11 軸回転数と摩擦係数の関係 (ポリエステル)



図—12 軸回転数と摩擦係数の関係 (フェノール)

線で整理できないことがわかる。この傾向はテフロンを除き各軸受材とも同様な結果が得られた。そこで次節では摩擦係数について別の整理方法について考察する。

2.4 摩擦係数整理式

摩擦係数を軸受圧力 P 、主軸回転数 N で表示する方法として、リグナムバイタの場合について整理した例がある⁴⁾。すなわち、各実験条件(軸受圧力 $0.5 \sim 4.5 \text{ kg/cm}^2$ 、軸回転数 $100 \sim 500 \text{ rpm}$ 、冷却水流量 $0.5 \sim 5.0 \text{ l/min}$)に対して軸受温度が回転数に拘りなくほぼ一定であるという実験結果から、 $2M \cdot N/D$ または $\mu \cdot P \cdot N$ なる仕事量が一定である関係が予測され、したがって各 P の値に対して $\mu \propto 1/N$ の関係が成立する。一方、回転数 N をパラメータにとった摩擦係数 μ と平均軸受圧力 P の関係から $\mu \propto 1/\sqrt{P}$ なる実験式が得られ、最終的に $\mu = 11/(N \cdot \sqrt{P})$ で摩擦係数を整理する提案がなされている。

リグナムバイタの場合と同様にして本実験の各軸受材について整理してみる。図-8~12は各軸受材についての摩擦係数 μ と回転数 N の関係を両対数グラフ上に示したものである。図-8のポリエチレンの場合、極低回転域(10rpm)を除けばリグナムバイタと同様に $\mu \propto N^n$ の関係が得られる。図-10, 11のテフロンおよびポリエステルについては測定点のバラツキが大きく、上記の傾向も多少不明確であるが、これらの材料は摩擦係数が極めて小さく、トルク計測の際の測定誤差が大きいためと考えられる。ポリエチレンの場合指数 n の値はリグナムバイタと同一で-1.0であり、表-2に示すように軸受材質により指数 n の値は多少変化するが、他の各軸受材についてもこの関係が成立する。

一方、軸受圧力については各軸受材とも図-2~6に示したように摩擦係数に極小値をとるグラフとなる。このままではリグナムバイタと同様な整理ができないため、図-2~6中、破線で示したように摩擦係数の極小値を境にして領域Iと領域IIに分けて考える。

領域Iはリグナムバイタと同様に整理可能である。すなわち、 $\mu \propto P^m V^n$ と表示すると m の値は一般に表-2に示したような値となる。これと先に述べた $\mu \propto N^n$ の関係から領域Iについては C_1 を比例定数として、

$$\mu = C_1 P^m V^n \quad \dots\dots(4)$$

の形に整理できる。ここで回転数 N の替りにすべり速度 $V = \pi D \cdot N / 60$ (cm/s)を用いている。表-2に示

すように指数 m , n の値は材質によって多少変化するものの。 n は-1.0前後とほぼ一定値であり、また m は-0.4~-0.5の範囲及び-0.9の値をとり、極端な変動が見られない点に注目する必要がある。

各軸受材について領域Iの整理式(4)による値(図中実線)と測定点をまとめて表示したのが図-13である。図中には参考のためリグナムバイタに対する整理式⁴⁾も記している。なお、図中の横軸は m , n についてそれぞれの値を用いているため、材質によって横軸がずれている点に注意を要する。

リグナムバイタのデータ⁴⁾では領域IIは観察されていないが、本実験の合成樹脂軸受では高い軸受圧力に対して摩擦係数が上昇する領域IIが存在する。この領域では摩擦仕事による発生熱量が大きく、軸受面上の真実接触面における温度はかなり上昇していると考えられる。一般に合成樹脂の摩擦係数を含む物性は木材や金属に比べて温度に対する変化が大きいためと考えられるので、上記領域IIにおいてはこの真実接触面の温度が重要な因子になると思われる。したがって、この領域では温度効果が比較的小さいと考えられる領域Iの整理式にさらに温度効果を加味した整理が必要と考えられる。実験では軸受面の平均的溫度の計測以外、溫度計測は行っていないため、ここでは真実接触面の溫度とほぼ比例関係にあると考えられる発生熱量をパラメータを選んで整理する。各軸受材について領域IIを含めた本実験の全データを図-13と同一の座標軸上に

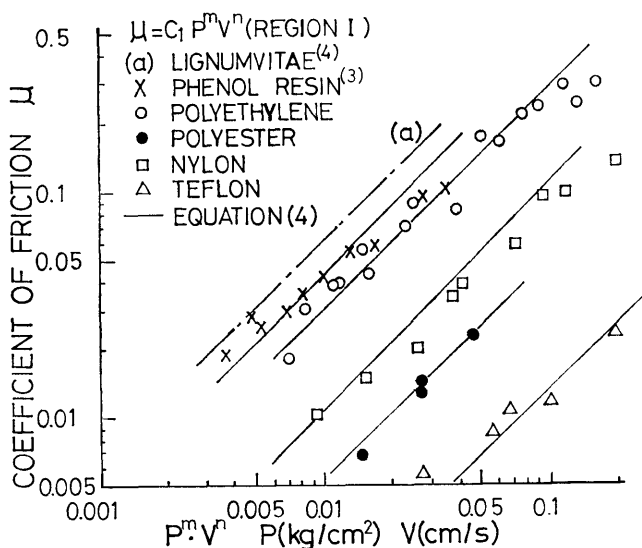


図-13 $P^m V^n$ 値と摩擦係数の関係 (領域Iについて)

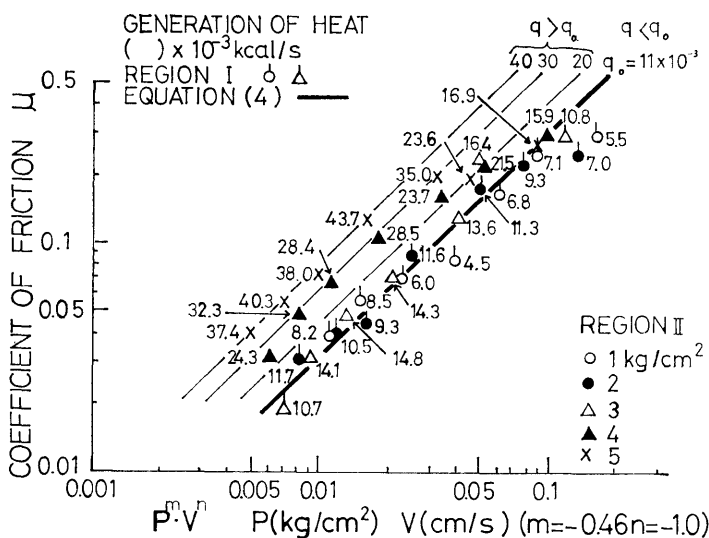


図-14 $P^m V^n$ 値と摩擦係数の関係 (ポリエチレン)

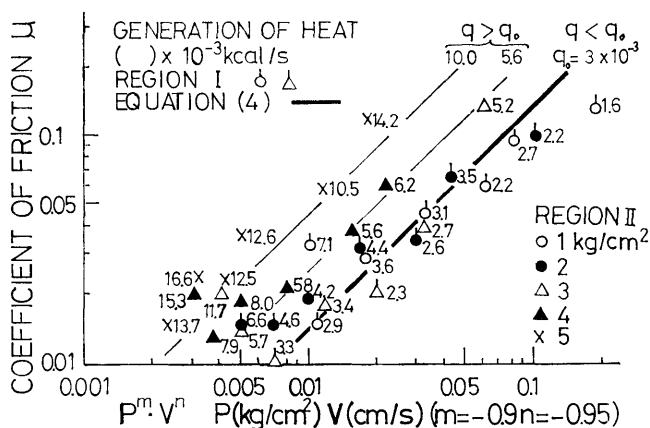


図-15 $P^m V^n$ 値と摩擦係数の関係 (ナイロン)

表示したものが、図-14~18である。図中には、領域 I の整理式(4)と測定点 (○, △ 等で示す) , 及び領域 II の測定点 (●, ▲ 等で示す) と同時に、各測定点に対応して次式で計算される摩擦仕事による発生熱量 q を記入してある。

$$q = 1/J \cdot \mu \cdot (W - W') \cdot V$$

$$= 1/J \cdot \mu \cdot P \cdot D \cdot L \cdot V \text{ kcal/s} \quad \dots\dots(5)$$

(ただし、仕事当量 $J = 4.27 \times 10^4 \text{ kgcm/kcal}$)

各軸受材について、この摩擦仕事 q をパラメータにとると領域 II の測定点が領域 I の直線とほぼ平行な直線上に分布し、 q の値とともに摩擦係数 μ が増加することがわかる。このことから、領域 II については領域 I

の式(4)による値を基準にその値からの増加倍率を、領域 I の摩擦仕事の最大値 q_0 と領域 II のそれぞれに対応する q との比 q/q_0 をパラメータに用いて表示し、式(4)と合わせて最終的に次の形に整理できる。

$$\mu = C_1 \cdot (q/q_0)^{C_2} \cdot P^m \cdot V^n \quad \dots\dots(6)$$

(ただし、 $q \geq q_0$)

ここで q_0, C_2 も実験定数であり、値は表-2 にまとめて示す。さらに、式(6)に式(5)を代入し、 μ について解くと次式が得られる。

$$\mu = \left\{ C_1 \cdot \left(\frac{1}{J} \cdot \frac{D \cdot L}{q_0} \right)^{C_2} \cdot P^{m+C_2 \cdot n+C_2} \right\}^{1/1-C_2} \quad \dots\dots(7)$$

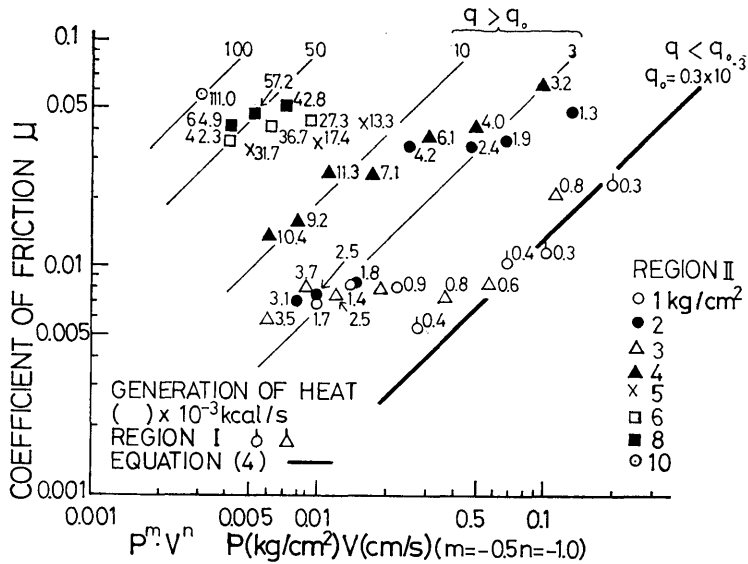


図-16 $P^m V^n$ 値と摩擦係数の関係 (テフロン)

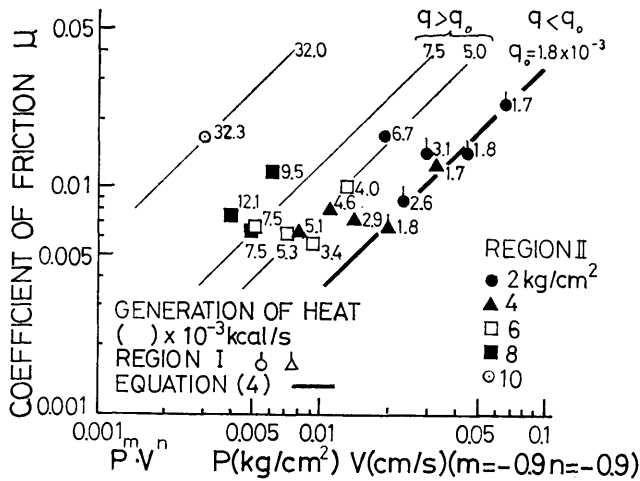


図-17 $P^m V^n$ 値と摩擦係数の関係 (ポリエステル)

(ただし, $q \geq q_0$)

式(4)及び式(7)による計算値と本実験の実測値の比較を各軸受材について図-19~23に示す。これらの図から式(4)および式(7)による誤差は表-2中に示されるように $\pm 30 \sim \pm 50\%$ 、以内であることがわかる。ただし、本結果の適用範囲は表-1に示すように冷却条件の良い 10rpm におけるものであり、また極低回転域 (20rpm 未満) についてはむしろ回転数によらない一定値となる傾向 (すなわち、固体摩擦に近い傾向) が

あることから、別の考察が必要と考えて除外してある。

3. 合成樹脂複合材の摩耗量に及ぼす水潤滑の影響

前章において、各軸受材質の摩擦係数をある程度推測することができる実験整理式を導きだしたが、船尾管軸受のもう一つの基本的要素である摩耗については、図-1に示した実験装置では計測困難であった。

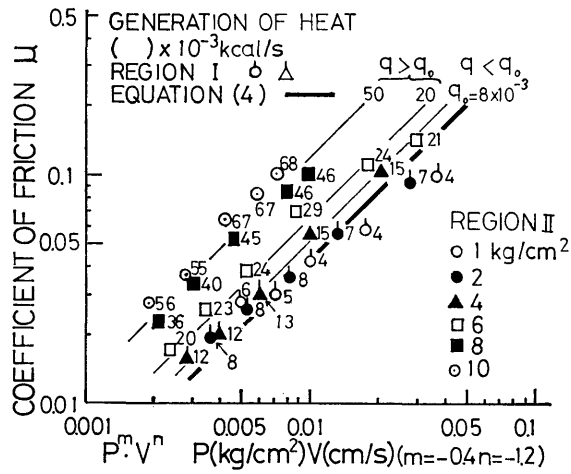


図-18 $P^m V^n$ 値と摩擦係数の関係 (フェノール)

表-2 各軸受材質における式(4), (7)の定数値

Material	C_1	C_2	q_0 (kcal/s)	m	n	Prospective error (by eq. (4)(7))
Lignumvitae	7.08	0	—	-0.5	-1.0	—
Phenol resin	4.3	0.53	8×10^{-3}	-0.4	-1.2	$\pm 30\%$
Polyethylene	3.2	0.61	11×10^{-3}	-0.46	-1.0	$\pm 30\%$
Polyster	0.53	0.85	1.8×10^{-3}	-0.9	-0.9	$\pm 50\%$
Nylon	1.1	0.86	3×10^{-3}	-0.9	-0.95	$\pm 50\%$
Teflon	0.14	0.78	0.3×10^{-3}	-0.5	-1.0	$\pm 50\%$

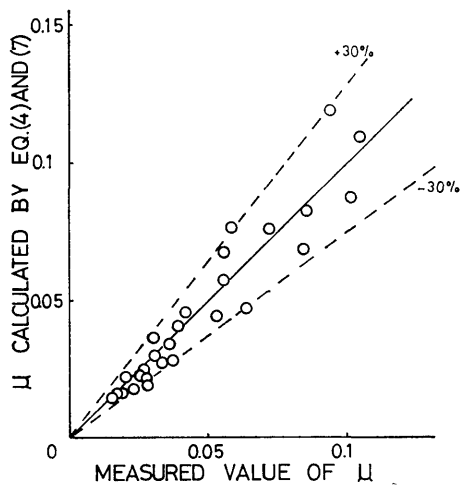


図-19 μ の計算値と実測値の誤差 (ポリエチレン)

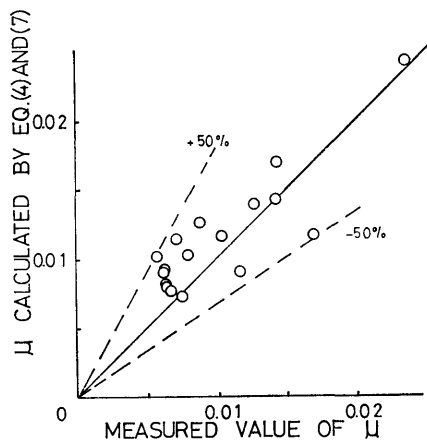


図-20 μ の計算値と実測値の誤差 (ナイロン)

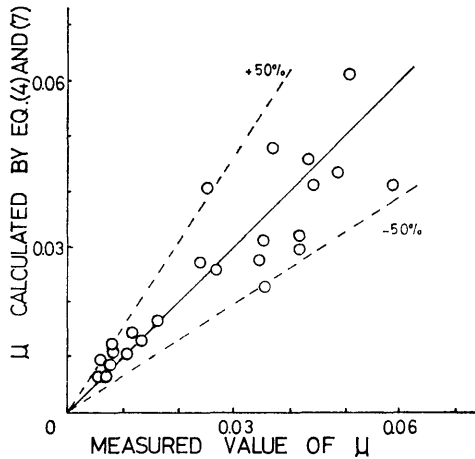


図-21 μ の計算値と実測値の誤差 (テフロン)

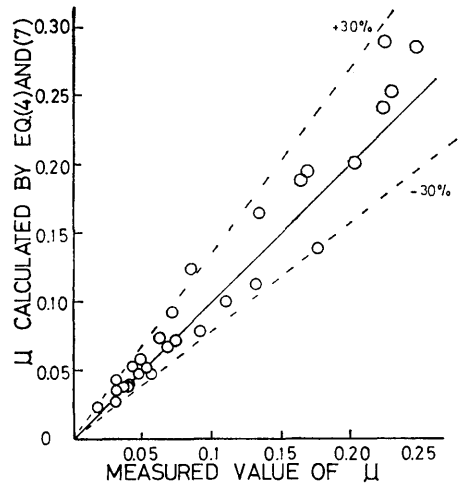


図-23 μ の計算値と実測値の誤差 (フェノール)

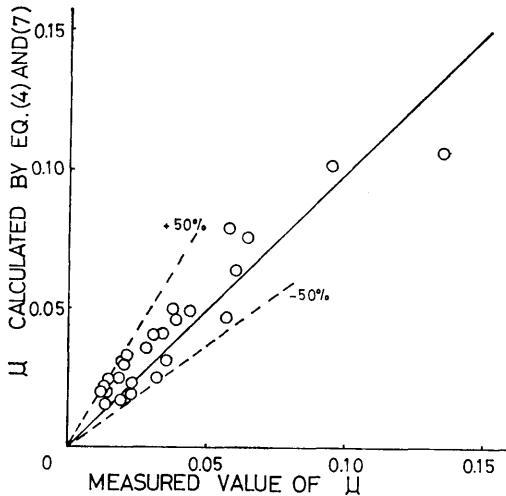


図-22 μ の計算値と実測値の誤差 (ポリエステル)

一方、合成樹脂複合材の摩耗量は無潤滑に比較して水潤滑の場合かなり増加することが報告されている⁹⁾。また無充てんの結晶性合成樹脂の摩耗が水潤滑によりすべり速度 1 cm/s 程度で一般に増加することも報告されている⁹⁾。しかし、合成樹脂複合材の摩耗に及ぼす水潤滑の影響は不明な点が多い。

そこで、摩耗については摩耗量の精密な計測が可能な実験装置により、摩擦摩耗に及ぼす水潤滑の影響について基礎的な検討を行った。また、摩擦係数についても無潤滑状態との比較に重点をおいて再度確認を行った。

3.1 摩耗実験装置および供試材料

実験装置を写真-1 に示す。この装置はピン-円板型摩耗方式の試験機であり、直径 3 mm の試料ピンの端面をステンレス鋼製の円板 (SU S27, 表面粗度 0.05 μm , cla) 面上に垂直に荷重をかけて押し付けた状態で、円板を回転させることにより実験を行った。摩擦トラックの直径は 5 cm である。実験条件はすべり速度 1, 10 及び 100 cm/s で行い、荷重は 1 kg (面圧 14 kg/cm² 相当) と一定とした。なお、潤滑水は円板上方に設けた給水パイプから供給した。

試料としては、まず前章の実験結果との関連を明らかにするため、前章で用いたものと同じナイロン試料を用いた。また、軸受性能にすぐれているテフロン (PTFE) を母材とし、充てん材として形状が繊維状、粉末状、塊状のを選び、ガラス繊維 (G, F), グラファイト及びブロンズをそれぞれ 25, 15 及び 40% wt 充てんした 3 種の試料についても検討した。これは、無潤滑条件でブロンズなど粒径の大きな充てん材を用いたテフロンは比摩耗量が小さくなる傾向があると報告されている⁷⁾ ことから、水潤滑条件においても同様の傾向があるかどうかを調べるため用いたものである。

3.2 実験方法

円板と試料が最初から一様に接触するように、無潤滑摩擦実験の前に円板上に 0/6 番のエメリー紙をおき、試料を研磨した。実験は各すべり速度に対してまず無潤滑条件で定常摩耗状態における線摩耗率 (単位摩擦距離あたりの線摩耗量 (摩耗寸法) が決定できる

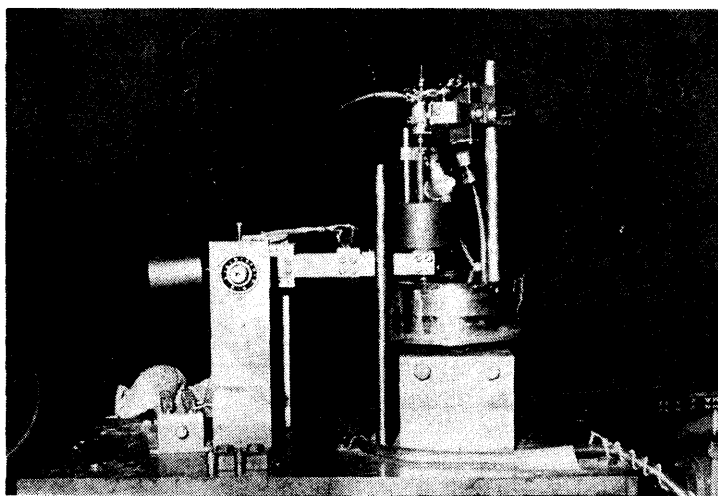


写真-1 ピン-円板型摩耗試験機

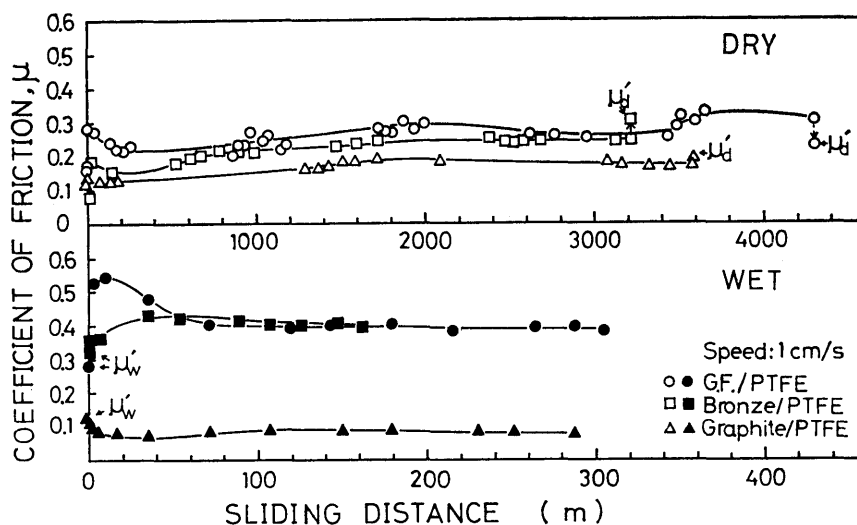


図-24 摩擦係数とすべり距離の関係

程度の距離を摩耗して比摩耗量（線摩耗率 / 面圧；次元 $\text{mm}^3/\text{kg}\cdot\text{mm}$ ） W_s を求め、それと同時に試料支持治具に加わる摩擦力の計測から摩擦係数 μ_a を求めた。次にステンレス鋼製の円板面を再度 0/6 番エメリー紙のみがいて合成樹脂の移着フィルムを除去した後短時間摩擦して摩擦係数 μ_a' を測定した。すなわち、この μ_a および μ_a' は無潤滑条件における移着フィルムのある状態およびない状態での摩擦係数である。次に試料ピン摩擦位置近くの円板上方に設けたパイプから水を供給して水潤滑状態にし、実験開始短時間後

における移着フィルムのない状態での摩擦係数 μ_w' を計測し、その後水潤滑条件における定常摩耗状態の摩耗率が決定できるまで摩擦して摩擦係数 μ_w と比摩耗量 W_s を求めた。

3.3 摩擦係数の実験結果

—無潤滑状態との比較—

まず、移着フィルムの影響を検討するため、図-24 にテフロン複合材の場合についてすべり速度 1 cm/s における摩擦係数とすべり距離の関係を示す。図中上半部が無潤滑、下半部が水潤滑の状態に対するデータで

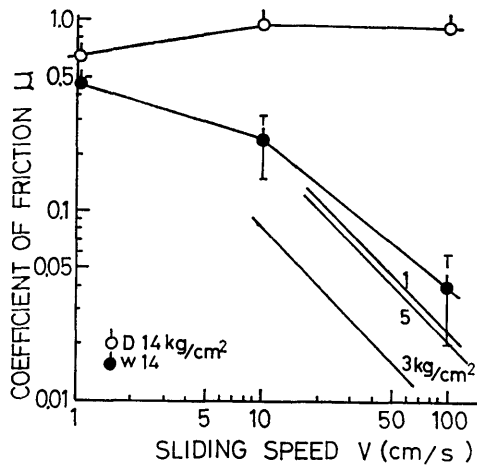


図-25 摩擦係数とすべり速度の関係 (ナイロン)

ある。すべり速度 1 cm/s の場合、無潤滑の摩擦係数はすべり距離によって余り変化しないと言える。この傾向は 10 cm/s, 100 cm/s の場合にはさらに強くなり、ほとんど一定の値となる。無潤滑ですべり速度が 1 cm/s の場合、図中に示されるように定常摩耗状態の摩擦係数 μ_d と移着フィルムのない状態で μ_d' の値との差は小さく、移着や面のあたりによる摩擦係数の変化は小さいことがわかる。一方、水潤滑における摩擦係数は摩擦の比較的初期の間はかなり変化して後、ほぼ定常値をとり、特に G.F./PTFE と Bronze/PTFE の場合、摩擦係数が水潤滑後に急増し、これらの摩擦係数の定常値 μ_w が移着フィルムのない状態での値 μ_w' よりかなり大きいことが注目される。

図-25は前章で使用したナイロンについて、図-24と同様な実験を実施し、定常になった後における無潤滑および水潤滑状態での摩擦係数をすべり速度に対して示したものである。図中には参考のため、図-9に示した実測点のうち、軸受圧力が 1, 3, 5 kg/cm² のものも記入している。その際、横軸の回転数 N は軸径 D (10 cm) を用いてすべり速度 V に換算した。すべり速度が 10~100 cm/s の範囲において、図-9の実測値の傾向はすでに述べたように、軸受荷重が 1 kg/cm² から増加するにつれ摩擦係数は最初減少し、3 kg/cm² 付近において極小値を取った後再び増加しており、本節の水潤滑の実測値 (図中●印) の場合軸受圧力が 14 kg/cm² であることを考慮すると軸受圧力に対するこの摩擦係数の傾向は両者相互に矛盾のない結果が得られた。ただ、軸受圧力が 14 kg/cm² と高い場合には前節で

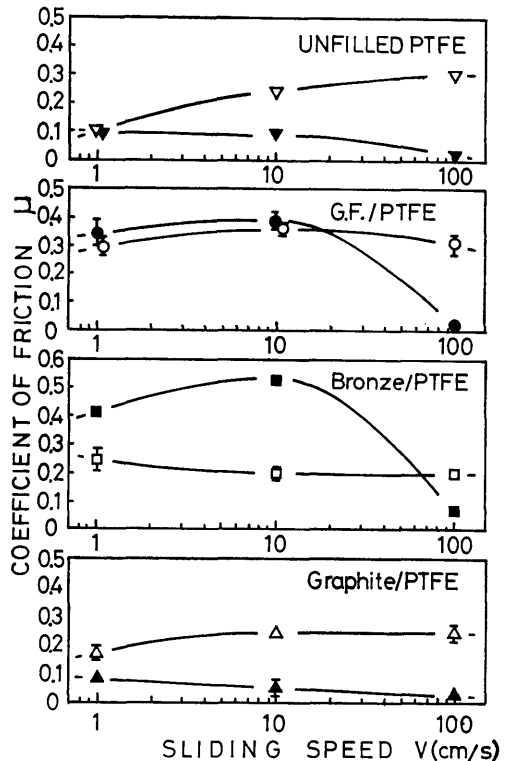


図-26 摩擦係数とすべり速度の関係 (テフロンの場合)

述べた摩擦係数とすべり速度の逆比例関係 (指数 $n = -1$ の関係) から多少ずれ、図中直線の傾きがやや緩やかになっている。

一方、図-1の実験装置では、焼付が生じる関係で高負荷・低すべり速度ならびに無潤滑の条件での実験が困難であったが、小試料ピンによる実験では摩擦熱の放散が容易であり、この範囲の特性を推測することができる。すなわち、図中の水潤滑ですべり速度が 1~10 cm/s の場合直線はさらに傾きが緩やかになり、摩擦係数の値は無潤滑の実測値 (○印) に近づいている。これら高負荷および極低すべり速度の条件下では同じ境界潤滑であっても真実接触面積がかなり大きくなり、摩擦係数がすべり速度に余り影響されない固体摩擦に徐々に近づいていくものと考えられる。

したがって、前節で得られた指数 $n = -1$ の関係は境界潤滑領域 (すべり速度 1~100 cm/s) のうちでも、高負荷および極低速の範囲を除く限られた領域で成立する式と考えるべきであろう。

図-26に無充てんテフロンを含むテフロン複合材に

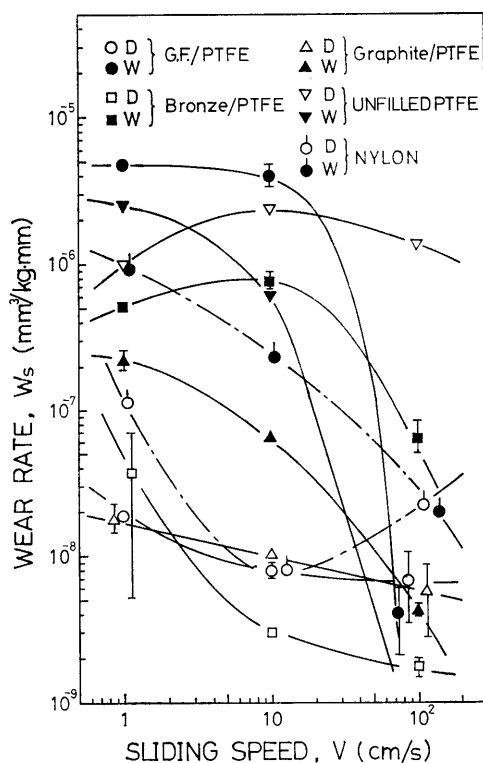


図-27 比摩耗量とすべり速度の関係

ついて無潤滑および水潤滑条件の定常状態の摩擦係数 μ_a および μ_w のすべり速度による変化を示した。図-25のナイロン結果と比較してテフロン複合材の場合もすべり速度 1~100cm/s の水潤滑状態で一般に境界潤滑領域にあると考えてよいであろう。図-26によると、すべり速度 1~10cm/s では、水は G.F および Bronze のテフロン複合材の摩擦係数を低下させないかまたはむしろ増加する傾向があると考えられる。特にすべり速度 10cm/s で、G.F/PTFE の μ_w が μ_a に近い値を示し、Bronze/PTFE の μ_w が μ_a よりはるかに大きいことが注目される。一方、充てん材が微粒子であるグラファイトでは、 μ_w が μ_a より小さい値となっている。

3.4 比摩耗量

図-27に各種試料の無潤滑および水潤滑条件における比摩耗量とすべり速度との関係をまとめて示した。無潤滑の場合、図中に示されるとおり充てん材を添加することによりテフロンの摩耗量は一般に非常に小さくなる。しかしながら、すべり速度が 1~10cm/s の境界潤滑では水潤滑によって、いずれのテフロン複合材

の摩耗量も著しく増加することがわかる。例えば、G.F/PTFE のすべり速度 1cm/s における摩耗量は水潤滑によって無潤滑のその 250 倍に増加している。一方、すべり速度が 100cm/s の境界潤滑では、摩耗量は急激に減少し、Bronze/PTFE の場合を除いて無潤滑の場合と同程度あるいはそれ以下になっている。ただ、この領域で複合材の場合、無充てんテフロンほど大きな摩耗低下が生じないことは、次節で述べるように複合材では摩擦面が無充てんの場合ほど平滑でないためであろう。

船尾管軸受を考える場合、低速での焼付が問題になり、すべり速度が 100cm/s 程度となると充てん材を添加することによって摩擦や摩耗量に余り変化がないことから、今回のテフロン試料中ではすべり速度 1~10 cm/s の水潤滑で摩耗量の増加がそれほど大きくなく、且つ摩擦係数も小さい粉末状のグラファイトが充てん材として適しているように思われる。ただし、充てん材の形状として粉末状が適しているかどうかは、グラファイトの吸湿性との関係から明確に断定を下すことはできない。

一方、ナイロンの場合、無潤滑ではテフロン複合材とほぼ同程度あるいはやや高目の摩耗量を示す。すべり速度が低い水潤滑ではやはり摩耗量は増加するが、すべり速度が 100cm/s ではテフロンと同様摩耗量が減少している。ナイロン自体はテフロンと異なり無充てん状態でも耐摩耗性が比較的良好であるが、更にグラファイト等の充てん材を添加した場合の水潤滑状態での特性について今後検討する必要がある。

3.5 摩擦面の観察

複合材の水潤滑状態においては、無潤滑の場合のように相手面に移着フィルムが形成されないために摩耗量が増加すると Lancaster は報告している⁵⁾。写真-2(a)に G.F/PTFE を水潤滑条件で摩擦した際の相手面のトラック部の顕微鏡写真を示す。すべり速度が 1cm/s と 10cm/s の場合には、表面仕上げによって生じたスクラッチがほとんど見られない程度に密な移着フィルムが存在している。100cm/s の場合にも前者ほど明確ではないが、ある程度移着フィルムが存在するものと思われる。

写真-2(b)はそのトラック部のプロフィールを表面あらさ計で調べた結果を示してある。100cm/s の場合にはスクラッチに相当する凹凸が明瞭にみられるが、10 cm/s のプロフィールは比較的平滑であり、また 1cm/s のそれは写真-2(a)に見られるような団塊状移着も存在

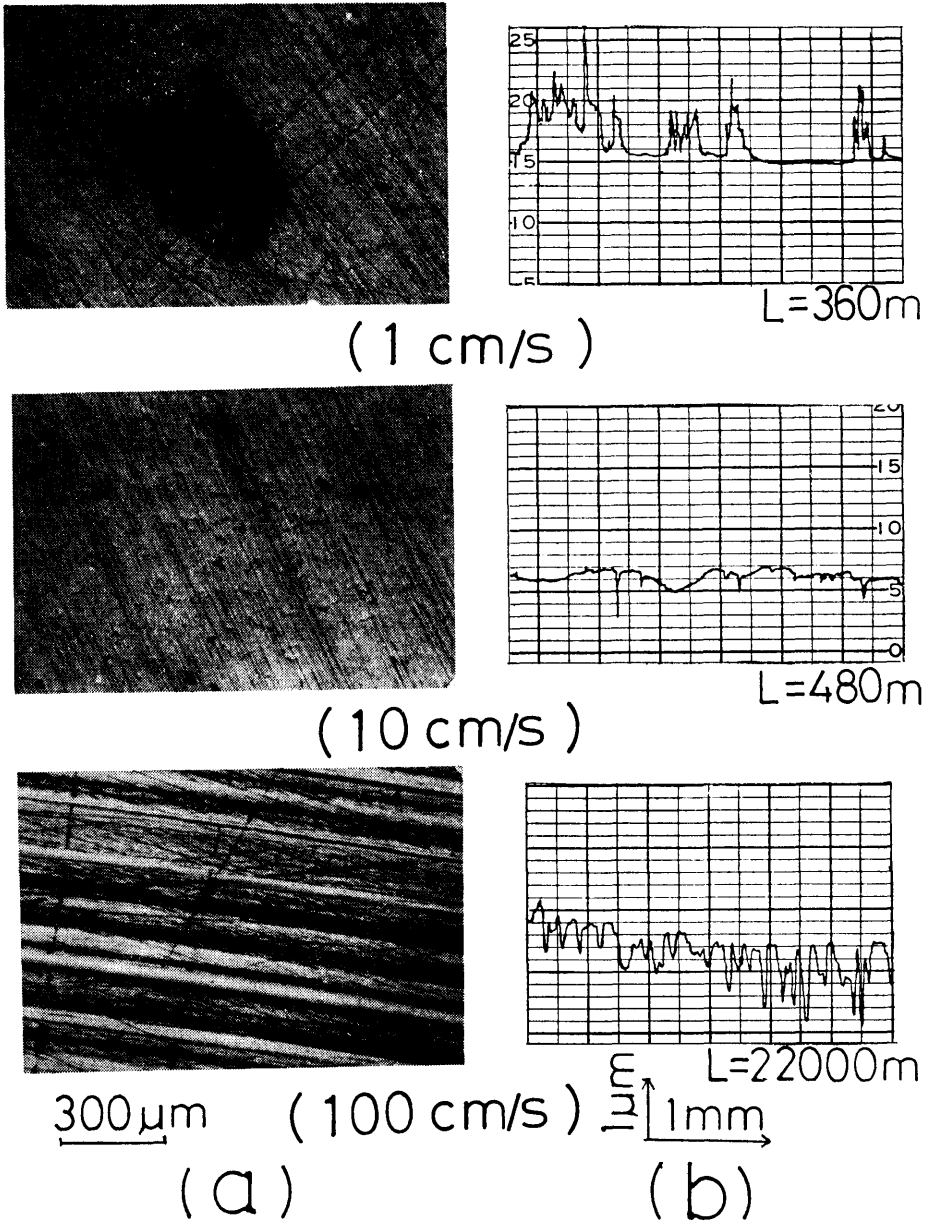


写真-2 G.F./PTFE を摩擦したトラックの写真(a)と表面プロフィール(b)

することを明瞭に示している。

写真-3 は各試料についての無潤滑、水潤滑条件でのすべり速度 1 cm/s における相手板トラック部の電子顕微鏡写真である。この写真からも無潤滑、水潤滑共に移着フィルムが明確に存在していると認められ、複合材の摩耗が水潤滑によって増加することは移着フィ

ルムが形成されないためであると報告している Lancaster の説明は必ずしも正しいとは言えないと思われる。

なお、G.F./PTFE の水潤滑の場合のみ、写真-2 (a) のような小団塊状移着があった。この理由は明らかではないが、しかしこのような移着物の存在のため図



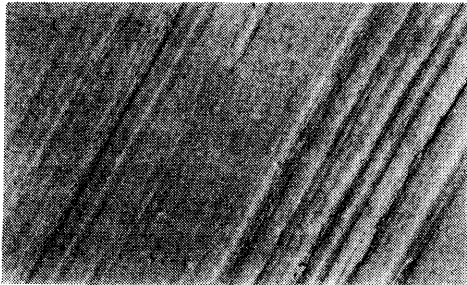
(DRY)



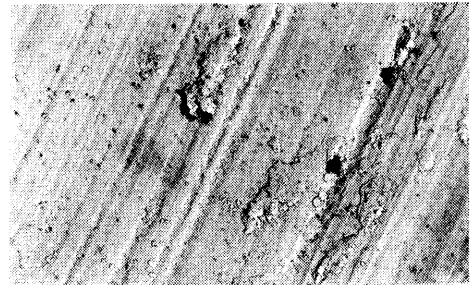
(WET)

G.F./PTFE

SLIDING SPEED 1 cm/s



(DRY)



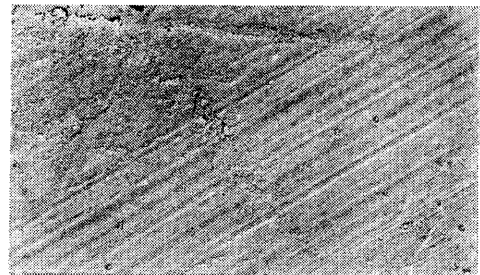
(WET)

Bronze/PTFE

SLIDING SPEED 1 cm/s



(DRY)

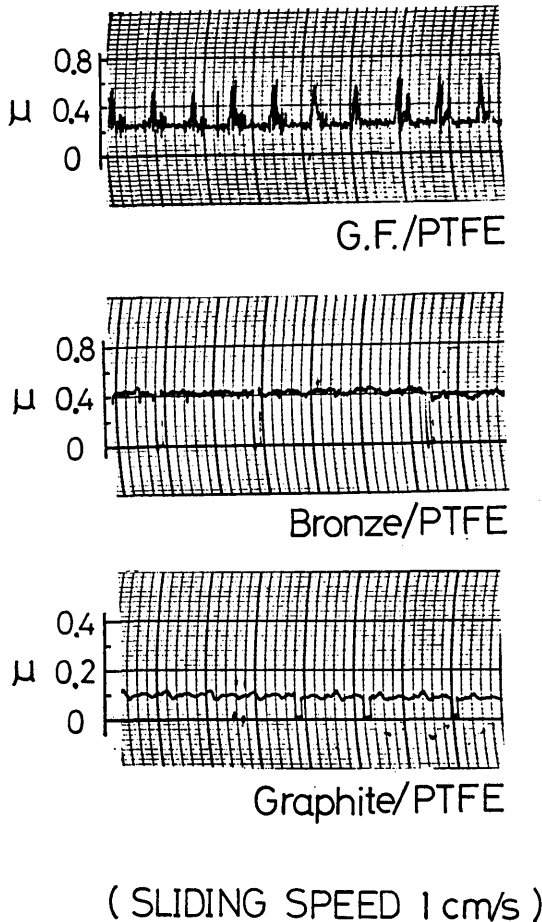


(WET)

Graphite/PTFE

SLIDING SPEED 1 cm/s

写真-3 無潤滑, 水潤滑後の相手面トラック部の電子顕微鏡写真



図—28 水潤滑における摩擦記録の例

—28に例示したように G.F./PTFE の摩擦係数は水潤滑時に大きな時間的変動を示し、この点で他の複合材試料と著しく異なる。これはまた、G.F./PTFE の水潤滑時の摩擦係数増加に寄与していると思われる。ナイロンの場合についても電子顕微鏡写真により、無潤滑、水潤滑の各条件ともテフロンと同様、移着フィルムが形成されることが確認された。

4. ま と め

5種類の合成樹脂軸受材について実際の軸受装置に近い状態で実験を行い、摩擦係数について実験定数を含む整理式(4)と(7)を提示した。本整理式は水潤滑における摩擦係数を実験的に求めたものであり、現象の物理的意味を説明するものではないが、実験で用いた多くの材質についてすべり速度および軸受平均圧力の影

響指数が表—2に示すようなほぼ一定値になる結果が得られた。さらに、合成樹脂軸受の特性として軸受平均圧力が大きい領域では摩擦仕事による発熱量が摩擦係数を定める重要な因子になることが明らかとなった。なお、極高負荷ならびにすべり速度が極めて低い潤滑領域においては、摩擦係数が上記整理式による値からずれて固体摩擦に徐々に近づいてゆくものと考えられる。また、水潤滑の場合摩擦初期は一般に摩擦係数の変化が大きく、ならし後とは異なった状態と考えるべきであろう。

一方、小試験片による摩擦実験によるとすべり速度1~10cm/sの境界潤滑でテフロン複合材の摩擦量は水潤滑によって無潤滑の場合より著しく増加する。すべり速度100cm/s程度の境界潤滑ではブロンズを充てんした場合を除き、無潤滑の場合とほぼ同程度の値となる。ナイロンについても同様の傾向があることから、一般に低すべり速度領域では水潤滑によって摩擦量は増加すると考えられるが、この原因および機構を明確にすることはできなかった。なお、水潤滑状態での摩擦に対する充てん材の効果は乾燥面の場合ほど顕著ではなく、また充てん材によっては摩擦係数をかなり増大させる場合がある。今後はこれらの結果を含め各種の材質について水潤滑における耐摩耗性を検討する必要がある。

本報告の最後にあたり、国内留学の便宜を計って頂いた科学技術庁および摩擦特性について御指導ならびに多大の助言をいただいた金沢大学工学部、田中教授、上田技官に謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- 1) 伊飼, 波江, 竹沢: “水潤滑合成樹脂すべり軸受特性の研究”, 機械学会講演論文集 (関西支部第239回), (1978. 11), p. 95
- 2) 伊飼, 田中, 上田: “PTFE複合材の摩擦摩耗に及ぼす水潤滑の影響”, 潤滑学会関西大会 (1979, 11), p. 273
- 3) 竹沢, 津島: “強制給水式模型水潤滑軸受の実験”, 船舶技研第25回講演集 (1975, 5), p. 150
- 4) 植田, 竹沢: “リグナムバイタ船尾管軸受の軸受性能について”, 舶機学会誌, Vol. 13, No. 4 (1968), p. 317
- 5) J. K. Lancaster: Wear, 20 (1972), p. 315
- 6) K. Tanaka: Wear of Materials, ASME, (1979), p. 563
- 7) 田中, 川上, 上田: “テフロン複合材の摩擦、摩耗特性”, 精機学会秋季大会学術講演会, (1979, 9), p. 511