

リン酸エステル添加油によるキサゲ面スライダの流体潤滑特性の理論解析

Lubrication Analysis of Slide Guide with Kisage Textures Lubricated by Lubricant with Alkyl Acid Phosphate Additive

東工大（現東科大）OB（正）小野 京右

Kyosuke Ono, Emeritus Professor

Tokyo Institute of Technology (Currently Institute of Science, Tokyo)

1. はじめに

キサゲ加工は理想に近い平坦面で、しかも薄い潤滑膜によりメニスカス凝着しない平面を形成する古くから用いられてきた技術である¹⁾。これは平面の高い領域をスクレーパで削る作業を繰り返して製作され、うろこ状に数ミリの幅と長さをもち、深さ数μm程度の凹面テクスチャが形成されていると推察される。職人によって製作されたキサゲ面を計測し、コンピュータによって自動製作する試みも行われている²⁾。キサゲ加工された工作機械の滑り案内面の摩擦特性については、弟子丸ら³⁾が各種の潤滑剤を用いたときの摩擦特性を実験的に研究している。興味深いのは酸性リン酸エステルアミン塩（以下リン酸エステルと略称）を添加した潤滑油を用いると、滑り速度に対する案内面の摩擦係数特性に関して、混合潤滑域と境界潤滑域の摩擦係数が顕著に低下し、境界潤滑域で流体摩擦特性を呈することである。弟子丸らの研究に続いて、則久ら⁴⁻⁶⁾は工作機械の案内面の潤滑特性をring-on-ring乃至ring-on-padをもつスラスト回転摺動装置を用いて、リン酸エステル添加剤により同様の特性が得られることを示している。この場合のringおよびpad面はエメリー紙により数μm Rzjisの粗さを形成し、running-in操作により表面粗さ突起を摩耗させることにより混合・境界潤滑領域が流体摩擦特性に変わることが示されている。

近年、テクスチャにより潤滑特性を高めて摩擦力を低下させる研究^{7,8)}が盛んに行われてきたが、古くから利用されているテクスチャであるキサゲに対する理論的研究は見当たらない。特にリン酸エステル添加剤を含む潤滑油を用いると境界潤滑領域の固体摩擦特性が流体潤滑特性をもつようになる、という貴重な現象に関する理論的解析は行われていないようである。筆者は、添加剤をもつ潤滑剤の固体表面層の高粘度化特性を簡明な粘度関数で表わし、潤滑理論に組み込み、その流体潤滑特性を定量的に評価する研究を進めてきた⁹⁻¹³⁾。そこで本研究では、弟子丸らのキサゲ面の軸受特性に注目し、固体壁面で飽和高粘度特性をもつ粘度関数を用いてキサゲテクスチャを微小な傾斜平面・ランド軸受でモデル化し、簡明な一次元潤滑方程式の解を用いて、弟子丸らの測定値に近い浮上量特性と摩擦係数特性が得られることを明らかにしたので以下に報告する。

2. キサゲテクスチャの傾斜平面・ランド軸受モデルと軸受特性の計算法

2.1 キサゲテクスチャの軸受モデルと潤滑方程式

弟子丸論文³⁾にはキサゲ面の形状に関する説明がない。ニコンによるキサゲ面の粗さ測定例²⁾を見ると、波長と振幅の大きい三角波形と見なすことができ、波長の平均値は6.0 mm, Peak-to-Valleyの距離の平均値は3.0 μmで、よって傾き角θの平均値は0.001 rad程度である。キサゲテクスチャの形状は、その製作法から、基本的な流体軸受構造としてはFig. 1(a)のようになっていると推測される。そこでキサゲテクスチャはFig. 1(b)に示すように、「狭まりすきまの傾斜平面—Land面—広がりすきまの傾斜平面」が周期的に連続する軸受すきまモデルで表現し、傾斜面部の長さをL₁、ランド面の長さをL₂、全体の1周期の長さをLとする。この軸受形状は案内面の往復動作に対して同じ軸受特性をもつという特徴がある。この頂点部に平坦部をもつ左右対称な軸受モデルをTaper-land-taper bearing (TLTB)と表現する。キサゲ案内面におけるTLTBの配置モデルをFig. 1(c)に示す。ここで横縞部が狭まりすきまTaper面、縦縞部が広がりすきまLand面で、白い部分がland面である。この周期的なTLTBの幅をBとする、隣には幅aBの連続するLand面があると考えられる。更にその隣には、Fig. 1(b)に示す幅BのTLTBが配置されているとする。隣接するTLTBは、元のTLTBに対して一般的には位相がずれて配置していると考えられる。

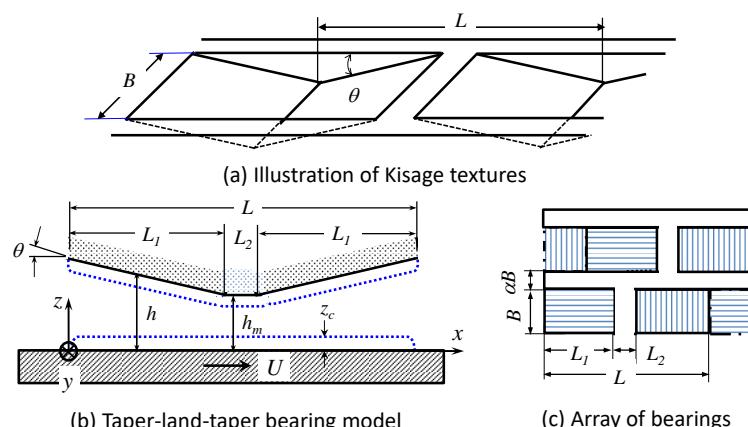


Fig.1 Taper-land-taper bearing (TLTB) model for Kisage textures fabricated on sliding surface. (a) Illustration of Kisage textures, (b) TLTB model for one wave length of KISAGE textures. (c) Array model of TLTB and land area between adjacent TLTB

このモデルにおける案内面の負荷容量圧力と摩擦係数は、長さ L で幅 $(1+\alpha)B$ の面積内における TLTB と隣接する Land 面の負荷容量と摩擦係数を計算すればよいことになる。

Fig. 1(b)において、下面是速度 U で運動しており、下面に一致させた静止座標系の軸受長さ方向を x 、運動壁面からのすきま方向の距離を z とする。一周期の軸受長さは L 、狭まりすきまと広がりすきま部の長さは L_1 であるから、平面 Land 部の長さは $L_2 = L - 2L_1$ である。軸受特性に影響する軸受形状諸元は L 、 L_1 、 L_2 および傾斜角 θ である。実際のキサゲテクスチャは有限幅なので、厳密には有限幅潤滑方程式を用いるべきであるが、境界条件などの詳細は不明なので、Fig. 1(b)の滑り速度方向の一次元の潤滑方程式の圧力分布解を用いる。あまり詳細な解析解を用いるより、基本的な軸受特性は一次元の圧力解で評価することができるからである。滑り方向の圧力分布を解く潤滑方程式は既報¹²⁾で議論されており、次式で表わされる。

$$\frac{d}{dx} \left\{ Q_p \frac{dp}{dx} \right\} = \mu_b U \frac{dQ_s}{dx} \quad (1)$$

$$Q_p = f_3(h) - \frac{f_2(h)^2}{f_1(h)}, \quad Q_s = \frac{f_2(h)}{f_1(h)} \quad (2)$$

$$f_1(z) = \int_0^h \frac{\mu_b}{\mu_z} dz, \quad f_2(z) = \int_0^h \frac{\mu_b z}{\mu_z} dz, \quad f_3(z) = \int_0^h \frac{\mu_b z^2}{\mu_z} dz \quad (3)$$

ここで μ_b は基油のバルク粘度、 μ_z は添加剤により壁面からの距離 z で変化する粘度で、次節で説明する。

2.2 高粘度表面層の数学的表現モデル

表面高粘度層モデルには、固体面に添加剤高分子が固着している固着高粘度層モデル¹¹⁾と狭小化と加圧力によって即時的に高粘度化する狭小化高粘度層モデル¹³⁾がある。リン酸エステルによる高粘度層は、大森らの研究¹⁴⁻¹⁶⁾および則久ら^{5,6)}の考察から、固着高粘度層をもつと推測されるので、対抗する固定壁面からの距離 z における粘度 μ_z は式(4)で表わされると仮定する。

$$\begin{aligned} \mu_z &= \mu_b [r + (z/z_c)^N] / [1 + (z/z_c)^N] \quad (0 \leq z \leq h/2) \\ &= \mu_b [r + \{(h-z)/z_c\}^N] / [1 + \{(h-z)/z_c\}^N] \quad (h/2 \leq z \leq h) \end{aligned} \quad (4)$$

式(4)は軸受すきまの中央断面に関して対称になる両面高粘度モデルである。高粘度特性が片面にしか生じない場合にも等価的に評価できる¹⁰⁾。ここで r は壁面の粘度の増加率で、壁面粘度を μ_0 とすると $r = \mu_0/\mu_b$ で与えられる。式(4)は固体壁面で飽和特性を有し、 z_c は $\mu_z = (\mu_0 + \mu_b)/2 \approx \mu_0/2$ となるときの z の位置で高粘度層厚さの指標である。 N は高粘度層への遷移領域幅に影響し、 N を大きくすると粘度遷移領域が狭くなる。これらのパラメータはキサゲ案内面の軸受特性が実験値に等しくなるように決定する。

2.3 一定負荷圧力条件下の滑り速度における軸受特性の計算法と計算例

弟子丸らの実験研究では、一定の負荷圧力条件下において滑り速度 U のときの案内機構の浮上量を測定しているため、一定負荷圧力条件下の軸受特性を計算するプログラムを作成した。まず式(1)の一次元 Reynolds 方程式の圧力分布 p_i の数値解法①は既に述べており、よく知られているので説明は省略する^{9,10)}。圧力の標本点は均等分割とし、分割数は通常 $m = 1200$ とした。流入・流出位置の圧力 $p_1 = p_{m+1} = 0$ とした圧力分布解は、軸受中央部の $x = L/2$ の位置で $p_{m/2+1} = 0$ となり $0 < x < L/2$ で正圧、 $L/2 < x < L$ で負圧となる点対称の圧力分布となる。大きな負圧領域は油膜破断が生じることがよく知られている¹⁸⁻²⁰⁾。そこで -50 kPa 以下の負の圧力は生じないとして、 $p_i \geq -50$ kPa と修正し、また軸受中央近傍の $p_e = -50$ kPa の境界では、Reynolds 境界条件を用いて再度圧力分布 $p_2, \dots, p_{M/2}, \dots, p_{e-2}$ を求めた。次にこの圧力分布から、単位軸受幅当たりの軸受負荷容量 $W = \sum p_i \cdot \Delta x$ を計算する。そこで有限幅 B の圧力分布は、便宜的に軸受中央の圧力が一次元潤滑方程式の解に等しく、両端でゼロとなる放物線で表わされると仮定する。この場合、有限幅 B の TLTB の負荷容量 F は無限幅解 WB の $2/3$ となるので、 $F = 2WB/3$ で与えられる。なお、Fig. 1 に示すモデルにおいて、キサゲテクスチャの幅は概ね $B = \sim L/2$ と考えられる。Taper-flat 軸受の場合、軸受長さと等しい幅の負荷容量は無限幅軸受の約 $1/3$ となり、軸受長さの 2 倍の幅の場合の負荷容量は無限幅軸受の負荷容量の約 $2/3$ 倍となる¹⁴⁾。一方 Fig. 1 に示す TLTB では、軸受幅の境界が最小すきま h_m となり側流が拘束される構造になっているので、 $F = 2WB/3$ と見なすのが合理的と考えられる。非軸受 Land 部を含む一つの軸受が受けもつ面積は $(1+\alpha)LB$ であり、有限幅 B の負荷容量は $2WB/3$ なので、平均軸受面圧 PW は $PW = 2W/3(1+\alpha)L$ で与えられる。

次にある速度 U のときに与えられた負荷圧力 PL に等しい最小すきま h_m を求めるには Newton 法②を用いた。②のプログラムの中にプログラム①を組み込み、軸受諸元の値と速度 U を与え、プログラム①により圧力分布を解き、プログラム②により平均圧力 PW が負加圧力条件 PL に十分一致するまで計算を繰り返し、そのときの最小すきま h_m を求めた。以下の計算では、初期の速度の場合を除いて収束解が得られる繰り返し回数は 5 回程度であった。なお、 h_m が 1 nm 以下になるとプログラム①の圧力の計算精度が低下するので $h_m < 2$ nm で計算を止めた。

$L = 10$ mm, $L_1 = 4$ mm, $L_2 = 2$ mm, $LP = 44$ kPa, $\theta = 0.004$, $N = 4$, $r = 30$, $z_c = 200$ nm, $\mu_b = 0.1$ Pa·s の条件下で、速度 U を 0.1 m/s から $U_{i+1} = U_i/2$ で低下させていったときの最小すきま h_m 位置の粘度関数 $\mu(z)/\mu_b$ を黒点線で、また最小すきま h_m 内の平均粘度である等価粘度 μ_{eff}/μ_b を黒実線で、それぞれ z/z_c および h_m/z_c の関数として Fig. 2(a) に示す。また各 h_m におけるすきま分布 h を Fig. 2(b) に、圧力分布 p を Fig. 2(c) に示す。圧力分布は、 5 mm $< x < 10$ mm の領域で $0 \geq p \geq -50$ kPa の負圧となっており、 $x = 5$ mm の近傍で $p = -50$ kPa となった境界では Reynolds 境界条件を満たしている。

初期速度 $U = 0.1$ m/s のとき、Fig. 2(b) の軸受すきま h の最小すきまは $h_m = 7.55$ μ m で、このときの圧力分布は Fig. 2(c) の最初の曲線となる。 $U = 15.3$ mm/s のとき軸受すきま h は Fig. 2(b) の 6 番目の太線で示すようになり、 $h_m = 2.0$

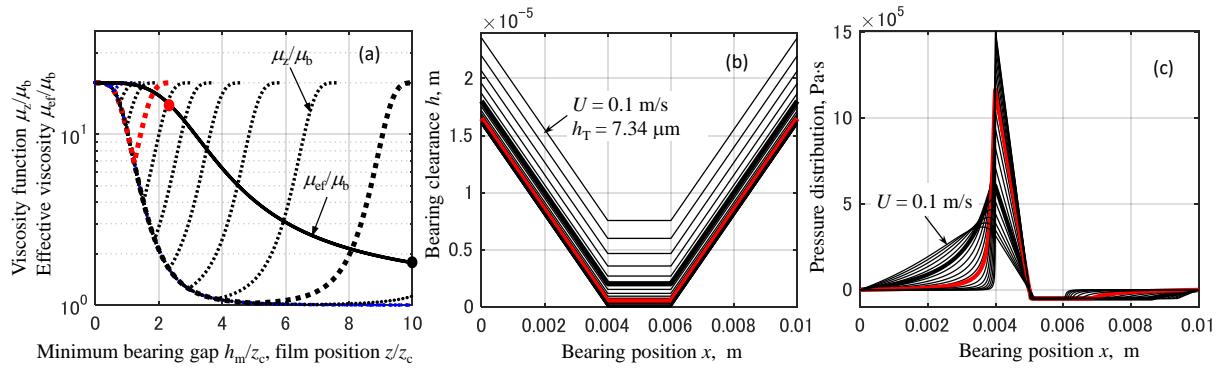


Fig. 2 Calculated examples of high viscosity layer, bearing gap distributions, and pressure distributions ($L = 10 \text{ mm}$, $L_1 = 4 \text{ mm}$, $L_2 = 2 \text{ mm}$, $\theta = 0.004$, $LP = 44 \text{ kPa}$, $N = 4$, $\mu_0 = 0.1 \text{ Pas}$, $r = 20$, $z_c = 200 \text{ nm}$). (a) Fixed high viscosity function and effective viscosity, (b) Bearing gap distributions, (c) Pressure distributions.

μm となり、圧力分布は Fig. 2(c)に太線で示すようになる。 $h_m = 2.0 \mu\text{m}$ のとき $h_m/z_c = 10$ となるから、Fig. 2(a)の右端の位置になる。このとき固体表面近傍の粘度分布は太点線のようになり、最小すきま h_m における等価粘度は $\mu_{ef}/\mu_b = \sim 0.8$ (黒点)に増加する。後の Fig. 3 に示すように、一般に $\mu_{ef}/\mu_b = \sim 1$ になるすべり速度 U のときに摩擦係数は極小値を示すようになり、これ以下の速度で表面高粘度層のために流体摩擦係数が増加する。このとき圧力分布は Fig. 2(c)の太線のようにテント状になっている。Fig. 2(a)において $h_m/z_c = \sim 2.5$ (赤点) のとき、等価粘度は $\mu_{ef}/\mu_b = 14$ 程度に増加している。このとき $h_m = \sim 0.5 \mu\text{m}$, $U = 1.2 \text{ mm/s}$ となっており、固体表面近傍の粘度分布は Fig. 2(a)の赤太点線のようになる。またこのときのすきま分布と圧力分布をそれぞれ Fig. 2(b)および(c)に赤太線で示す。一般に最小すきま h_m における粘度が固体壁面の最大粘度の 70%程度に増加したときに軸受の摩擦係数がほぼ極大値を示す。これは U と h_m が更に小さくなると、Land 領域の粘性摩擦抵抗は最大値に漸近し、一方傾斜平面領域の粘度が増加して負荷容量 W が増加するので、摩擦係数は減少するようになるからと考えられる。最後の軸受すきま h と圧力分布 p は、 $U = 5.94 \text{ nm/s}$, $h_m = 5.92 \text{ nm}$ となっている。以下の計算ではキサゲテクスチャをもつ案内面が弟子丸らのリン酸エステル添加剤をもつ浮上量特性および摩擦係数特性を満たすように軸受諸元を決定する。

3. キサゲテクスチャをもつ案内機構の摩擦係数および浮上特性の解析

3.1 実験条件

弟子丸ら³⁾のリン酸エステル添加剤をもつ潤滑油 B および E を用いたときの案内機構の浮上量および摩擦係数特性を TLTB モデルで解析するために、実験条件を明確にする。文献 3 の表 2 によると、潤滑油 B の動粘度は 40°C で 68.12 mm²/s, 100°C で 9.021 mm²/s、潤滑油 E の動粘度はそれぞれ 21.70, 4.368 mm²/s となっている。それぞれの密度値を用いて粘度に換算すると、B 油ではそれぞれ 0.059, 0.0078 Pa·s となり、E 油ではそれぞれ 0.0187, 0.00377 Pa·s となる。実験条件の温度は 25°C なので、片対数グラフで 25°C における粘度を推定すると、B 油が 0.1 Pas, E 油が 0.03 Pas となる。負荷圧力 PL は基準値が 44 kPa で、負荷圧力を 2, 3, 4 倍に変えた場合の摩擦係数を測定しているが、ここでは $PL = 44, 88, 174 \text{ kPa}$ の場合の特性変化を調べる。滑り速度は 0.1~23000 mm/min で変化させているが、ここでは比較に必要な速度範囲で計算し、文献 3 と同じ mm/min の単位で示す。案内面材料として鉄（FC25）—鉄の場合と鉄—銅合金を充填した PTFE の場合を調べているが、ここでは他の潤滑油の場合に比して混合潤滑域における摩擦係数の増加度が顕著に小さく、境界潤滑域で流体摩擦特性を示した鉄—PTFE の組み合わせの案内機構における潤滑油 B と E の実験特性に注目する。

3.2 潤滑油 B を用いたときの案内機構の浮上量と摩擦係数特性

まず、文献 3 の図 5 に示された、負荷圧力が $LP = 44 \text{ kPa}$ で B 油を用いたときの案内面の滑り速度 U に対する摩擦係数特性と、同じ条件下で測定された図 10 の浮上量特性に注目し、これに近い特性が得られる軸受諸元の条件を探索した。浮上特性を左右する第一要素は軸受の負荷容量を支配する軸受長さである。そこで $\theta = 0.004 \text{ rad}$, $\alpha = 0.08$, $\mu_b = 0.1 \text{ Pas}$, $LP = 44 \text{ kPa}$, $N = 4$, $r = 30$, $z_c = 200 \text{ nm}$ のとき、軸受長さが $L = 5, 10, 15 \text{ mm}$ の場合の滑り速度 U に対する浮上量と摩擦係数特性の計算結果をそれぞれ Fig. 3(a)および(b)に示す。なお、軸受長さが L のとき、傾斜面長さは $L_1 = L(1/2-1/15) = 13L/30$, Land 部長さを $L_2 = 2L/15$ として、Fig. 2 に示した計算例に対して、Land 部の長さを $L/15$ だけ短くしている。○印は文献 3 の図 10 および図 5 から引用した浮上量と摩擦係数の測定値である。

Fig. 3(a)の浮上量を見ると、実線で示す $L = 10 \text{ mm}$ の場合の浮上量が、大きい速度では実験値より上側にずれるが広い速度領域で実験値に近いことが分かる。Fig. 3(b)では軸受長さが $L = 5, 10, 15 \text{ mm}$ のときの軸受部の摩擦係数 f_{co} 、軸受間の Land 部の摩擦係数 f_{cl} 、それらの和 Tf_{co} をそれぞれ点線、実線、破線で示している。太線で示す摩擦係数 Tf_{co} を見ると、 $L = 10 \text{ mm}$ のときの Tf_{co} が、摩擦係数の極小値から極大値を含む広い速度領域で実験値に一致していることが分かる。一方 $L = 5 \text{ mm}$ の場合の Tf_{co} の計算値は、 $U > 2 \times 10^3 \text{ mm/min}$ の領域では実験値に近いが、 $U = 10^3 \text{ mm/min}$ では実験値より大きくなり、極小値が 0.015 と大きく、そのときの速度も $U = \sim 400 \text{ mm/min}$ に低下している。また極大値

は0.023程度に低下し、極小値から極大値にかけての特性が実際値からかなり乖離している。また $L=15\text{ mm}$ のときの $Tfco$ は、極小値は実際値に近いが、そのときの速度が大きくなり、極大値とそのときの速度は実際値より大きくなっている。また $U > 2 \times 10^3 \text{ mm/min}$ の領域では $L=10\text{ mm}$ の場合より実際値から乖離している。よって摩擦係数特性の観点からも $L=10\text{ mm}$ の軸受長がよい推定値になっている。ただし $L=10\text{ mm}$ の場合、基油の粘度が支配的な $U > 2 \times 10^3 \text{ mm/min}$ の領域では摩擦係数が実際値より小さくなり、Fig. 3(a)の浮上量が実際より大きくなっている。粘度が小さい領域では表面粗さのため浮上量が低下し摩擦係数が大きくなっている可能性がある。

3.3 基油の粘度による摩擦係数の変化

文献3のFig. 5では、25°Cの粘度が0.1 Pa·sの基油Bに対して、0.03 Pa·sの基油Eに基油Bの場合と同じ量のリン酸エステルを添加したときの摩擦係数の変化を比較的示している。そこで前節で基油Bの場合の浮上量と摩擦係数特性をかなり良く表現できた軸受諸元 $L=10\text{ mm}$, $L_1=4.33\text{ mm}$, $L_2=1.33\text{ mm}$, $\theta=0.004\text{ rad}$, $LP=44\text{ kPa}$, $\alpha=0.08$, $N=4$, $r=30$, $z_c=200\text{ nm}$ を用いて、基油粘度のみを $\mu_b=0.03\text{ Pas}$ と減少させたときの摩擦係数 $Tfco$ の特性を計算し実験値と比較した結果をFig. 4(a)に示す。添加剤による固体壁面の飽和粘度 μ_0 が基油Eの場合も基油Bの場合と同じだとすれば、 $\mu_0=r \times \mu_b$ が変化しないから基油Eの場合は $r=100$ となる。ただし、高粘度層膜は低い基油粘度の影響を受けて $r=30$ に留まる可能性もある。そこでFig. 4(a)の摩擦特性 $Tfco$ には、すでにFig. 3に示した $\mu_b=0.1\text{ Pas}$ の基油Bの計算値を実線で示すと共に、 $\mu_b=0.03\text{ Pas}$ で、 $r=100$ のときと $r=30$ のときの摩擦係数 $Tfco$ をそれぞれ点線及び破線で示す。白丸と黒丸は文献3から転載したそれぞれ基油BとEの場合の摩擦係数の実験値である。Fig. 4(a)より、基油Eの計算値が、 $r=100$ としたときより $r=30$ とした場合の方が明らかに実験値を近似できている。ただし続報で示す則久ら⁷⁾の基油粘度を変化させた場合の実験値は、基油粘度に逆比例して r 値を大きくしたときの計算値に近い特性を示している。Fig. 4(a)の結果は基油粘度と共に固定壁面の粘度も低下する特性を示しているが、この理由はキサゲテクスチャの場合、Taper部の長さが大きいので、 $\theta=0.004\text{ rad}$, $z_c=200\text{ nm}$ のとき、 $h/z_c \leq 10$ となる領域はLand部との境界から500 μm以下の位置となり、 $L_1=4.33\text{ mm}$ のTaper領域の88%以上の領域が基油の粘度が支配的になっているためと推測される。

基油粘度の違いによる摩擦係数の特性に対応する最小すきま h_m の計算値をFig. 4(b)に示す。これを見ると基油Eの $r=30$ の場合には、 $U < 10^3 \text{ mm/min}$ の領域で基油Bに比べて h_m は約1/2~1/3程度に小さくなり、速度 U を約1/3に低下させると基油Bの場合の h_m および $Tfco$ にほぼ重なるようになる。また、摩擦係数 $Tfco$ の計算値は、 h_m が20~30 nm以下になるとあまり減少しなくなり、基油粘度にかかわらず0.013程度に漸近する傾向がある。一方、基油Bの場合には $U < 2 \text{ mm/min}$ の領域で、また基油Eの場合には $U < 8 \text{ mm/min}$ の低速域で摩擦係数の実験値が計算値より小さくなっている。この原因是、 h_m が約40 nm以下になるとFig. 2(c)に示すLand部の集中圧力によるLand部の弾性変形が無視できなくなり、すきま h_m が計算値ほど低下しなくなるためと考えられる。

3.4 負荷圧力による摩擦係数特性の変化

文献3の図6には、潤滑油Bの場合の負荷圧力を44 kPaから88, 131, 174 kPaと2, 3, 4倍まで高めたときの摩擦係数特性が示されている。そこで軸受条件 $L=10\text{ mm}$, $L_1=13L/30=$

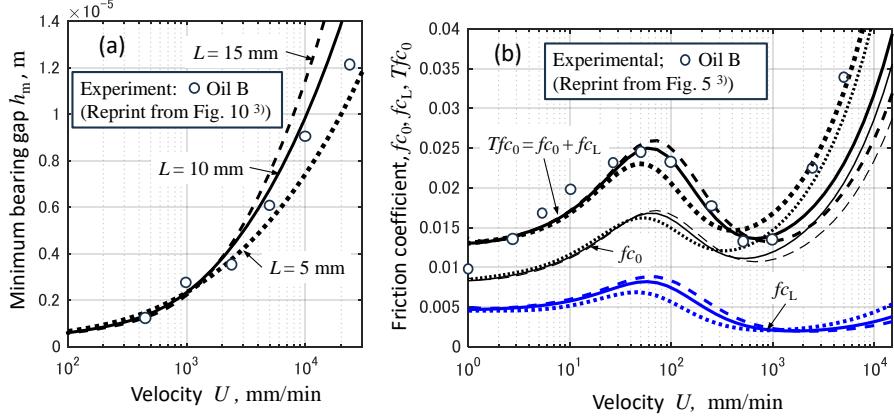


Fig. 3 Comparison between calculated and experimental bearing gap h_m and total friction coefficient $Tfco$ versus sliding velocity U for $L = 15\text{ mm}$ (dashed line), 10 mm (solid line), and 5 mm (dotted line) with $L_1 = 13L/30$ and $L_2 = 2L/15$ when $LP = 44\text{ kPa}$, $\theta = 0.004\text{ rad}$, $\alpha = 0.08$, $N = 4$, $r = 30$, $z_c = 200\text{ nm}$. (a) Minimum bearing gap h_m versus velocity U , (b) Friction coefficient fco , fcl , and $Tfco$ versus velocity U . Experimental values are reprinted from Ref. 3.

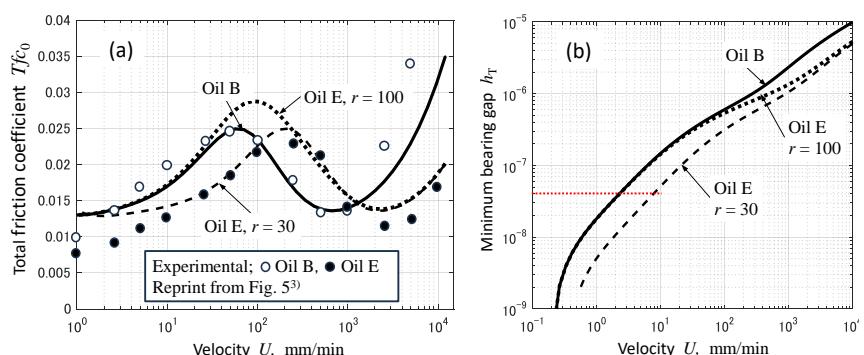


Fig. 4 Comparison between calculated and measured total friction coefficients $Tfco$ for oil B with $\mu_b = 0.1\text{ Pa}\cdot\text{s}$ and $r = 30$ and oil E with $\mu_b = 0.03\text{ Pa}\cdot\text{s}$ and $r = 100$ and 30 when $L = 10\text{ mm}$, $L_1 = 4.33\text{ mm}$, $L_2 = 1.33\text{ mm}$, $\theta = 0.004\text{ rad}$, $\alpha = 0.08$, $LP = 44\text{ kPa}$, $N = 4$, and $z_c = 200\text{ nm}$.

4.33 mm , $L_2 = 2L/15 = 1.33 \text{ mm}$, $\theta = 0.004 \text{ rad}$, $\alpha = 0.08$, $N = 4$, $\mu_b = 0.1 \text{ Pas}$, $r = 30$, $z_c = 200 \text{ nm}$ を用いて, 負荷圧力を $PL = 44, 88, 174 \text{ kPa}$ と変えたときの摩擦係数 Tfc_0 を計算し, 実験値と比較した結果を Fig. 5(a)に示す.

Fig. 5(a)において, 摩擦係数 Tfc_0 の計算値は, 実線, 破線, 点線で示すように, 負荷圧力を高めると極小値と極大値は高い速度領域に移動し, 極小値と極大値は少し低下する. Fig. 5(b)に各負荷圧力下における最小軸受すきま h_m の計算値の変化を示す. 負荷圧力が大きくなるとすきま h_m が小さくなるので, Fig. 5(a)の摩擦係数 Tfc_0 の極小・極大値は高い速度 U から生じるようになる. また極大値以下では h_m の低下による摩擦力の増加率より軸受浮上力の増加率の方が大きいので負荷圧力が高い方が摩擦係数が低くなる. Fig. 5(a)に示す○, △, ●印は, 文献 3 の図 6 に示された $LP = 44, 88, 174 \text{ kPa}$ のときの実験値である. これを見ると, $LP = 44, 88 \text{ kPa}$ の場合には実験値は計算値と同じような変化を示し, 定量的にもかなり良い一致を示している. しかし $LP = 174 \text{ kPa}$ の場合, 計算値は $U = 200 \text{ mm/min}$ 以上の領域では実験値に近い値を示しているが, $U = 100 \text{ mm/min}$ より小さい領域では実験値は計算値より高くなり, むしろ $LP = 44 \text{ kPa}$ の場合の計算値と実験値に近い特性を示している. 文献 3 の図 6 には $LP = 131 \text{ kPa}$ の場合の測定値をも示しているが, $LP = 131 \text{ kPa}$ と 3 倍に高めたときにも極大値より小さな速度領域の摩擦係数は $LP = 174 \text{ kPa}$ の場合と同じように $LP = 44 \text{ kPa}$ の測定値に近づく傾向を示している. $LP = 174 \text{ kPa}$ の場合にはその傾向が更に強くなり, $LP = 44 \text{ kPa}$ における摩擦係数より大きくなっているのである. この理由は不明であるが, 負荷圧力 PL を高めるにしたがい, 案内機構の浮上量の不均一性が生じるなど, 別の要因が作用している可能性がある. Fig. 5(a)の $LP = 174 \text{ kPa}$ の黒印の実験値が極大となる速度 $U = 10^2 \text{ mm/min}$ のときの最小すきま h_m は, Fig. 5(b)から $h_m = \sim 300 \text{ nm}$ となっている. よって案内面に傾きが生じると表面粗さによる固体接触が作用し始めている可能性がある.

4. おわりに

本研究は, キサゲテクスチャにリン酸エステルを添加した潤滑油を用いると, 混合・境界潤滑領域の摩擦係数が顕著に低下して流体摩擦特性をもつという弟子丸らの実験的研究³⁾に注目し, キサゲテクスチャ面を TLTB と非軸受 Land 面の和でモデル化し, 添加剤による高粘度層を固着飽和粘度関数でモデル化し, 簡単な一次元潤滑方程式の解を用いて, 一定負荷圧条件下における案内面の浮上量および摩擦係数特性と軸受諸元との関係を明らかにした. 次に軸受モデルの諸元を適切に選べば, 潤滑油 B を使用したときの案内面の浮上量と摩擦係数の滑り速度に対する特性を定性的・定量的にかなり良く近似できることを示した. またその諸元を用いて, 異なる基油粘度をもつ場合および負荷圧力を変えた場合の摩擦係数特性の実験値を一部の例外を除いて計算値で評価できることを示した.

基油粘度が潤滑油 B の 30%と小さい潤滑油 E を用いたときの摩擦係数特性は, 固定壁の高粘度層の粘度 μ_0 が潤滑油 B と等しいと仮定する計算結果は顕著な乖離が生じ, 固定壁の粘度と基油粘度の比 $r = \mu_0/\mu_b$ が等しいと仮定すると潤滑油 E の摩擦係数特性とほぼ一致することを示した. この結果は続報で述べる則久らの実験特性⁵⁾と異なるが, キサゲテクスチャの場合は, 軸受長さが大きく, すきまも大きいので Taper 部の大部分の領域で基油粘度が軸受特性を支配しているためと考えられる. 理論モデルによる計算値が実験値と顕著に乖離した他の例は, 案内面の負荷圧力を, 基準値の 44 kPa から 3, 4 倍に高めたときの摩擦係数特性の変化である. 負荷圧力を 2 倍の 88 kPa に増加したときの実験値は計算値と同様に摩擦係数が高速度側に移動する特性を示したが, 負荷圧力を 3, 4 倍に高めた場合の実験値は極大値より低速度の領域で, 摩擦係数が増加する傾向を示している. この複雑な実験特性は, おそらく負荷圧力を高めるにしたがい案内面の傾きなど別の要因により固体接触が生じたためと推測される.

本研究により, 添加剤による混合潤滑・境界潤滑領域のマクロな浮上量及び摩擦係数特性は TLTB モデルでかなり良く把握できることが示された. 本解析手法により, 各種の混合・境界領域で流体潤滑化できるテクスチャ形状を理論的に明らかにでき, 最適なキサゲテクスチャをレーザー加工等により自動的に加工できる可能性が示された. キサゲ形状は職人によって異なるが, 潤滑理論の観点からは, TLTB 構造が比較的大きな軸受すきまで負荷容量を高め流体摩擦係数を低下することができると考える. ただしキサゲ加工には広い平坦面を形成するというもう一つの重要な効果があるので, これを機械化できるかは別問題である.

具体的な TLTB テクスチャの設計法は今後の研究課題ではあるが, 基油粘度が与えられたとき, まず与えられた負荷圧条件下において混合潤滑領域が極力低速になるような TLTB を設計することだろう. ただし, 与えられた案内面の基油粘度における Stribeck 特性を実験的に測定し, 混合・境界潤滑の摩擦係数特性を知ることも重要である. この場

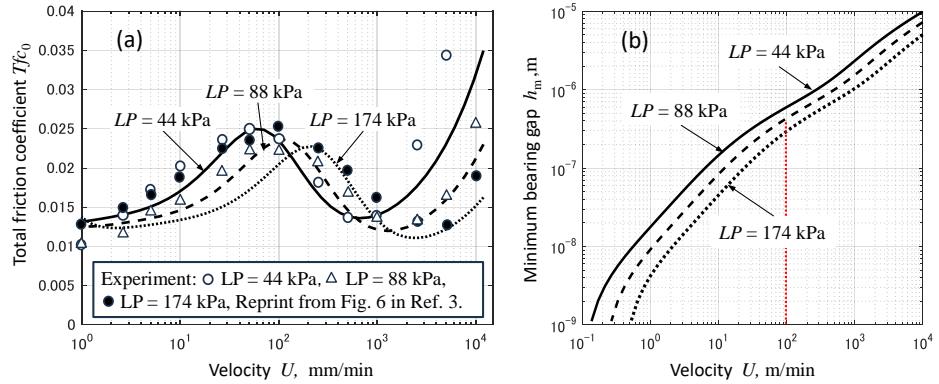


Fig. 5 Comparison between calculated and experimental total friction coefficient Tfc_0 at different load pressures of $LP = 44, 88$, and 174 kPa when $L = 10 \text{ mm}$, $L_I = 4.33 \text{ mm}$, $L_2 = 1.33 \text{ mm}$, $\theta = 0.004$, $\alpha = 0.08$, $\mu_b = 0.1 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, $N = 4$, $r = 30$, and $z_c = 200 \text{ nm}$.

下する. Fig. 5(b)に各負荷圧力下における最小軸受すきま h_m の計算値の変化を示す. 負荷圧力が大きくなるとすきま h_m が小さくなるので, Fig. 5(a)の摩擦係数 Tfc_0 の極小・極大値は高い速度 U から生じるようになる. また極大値以下では h_m の低下による摩擦力の増加率より軸受浮上力の増加率の方が大きいので負荷圧力が高い方が摩擦係数が低くなる. Fig. 5(a)に示す○, △, ●印は, 文献 3 の図 6 に示された $LP = 44, 88, 174 \text{ kPa}$ のときの実験値である. これを見ると, $LP = 44, 88 \text{ kPa}$ の場合には実験値は計算値と同じような変化を示し, 定量的にもかなり良い一致を示している. しかし $LP = 174 \text{ kPa}$ の場合, 計算値は $U = 200 \text{ mm/min}$ 以上の領域では実験値に近い値を示しているが, $U = 100 \text{ mm/min}$ より小さい領域では実験値は計算値より高くなり, むしろ $LP = 44 \text{ kPa}$ の場合の計算値と実験値に近い特性を示している. 文献 3 の図 6 には $LP = 131 \text{ kPa}$ の場合の測定値をも示しているが, $LP = 131 \text{ kPa}$ と 3 倍に高めたときにも極大値より小さな速度領域の摩擦係数は $LP = 174 \text{ kPa}$ の場合と同じように $LP = 44 \text{ kPa}$ の測定値に近づく傾向を示している. $LP = 174 \text{ kPa}$ の場合にはその傾向が更に強くなり, $LP = 44 \text{ kPa}$ における摩擦係数より大きくなっているのである. この理由は不明であるが, 負荷圧力 PL を高めるにしたがい, 案内機構の浮上量の不均一性が生じるなど, 別の要因が作用している可能性がある. Fig. 5(a)の $LP = 174 \text{ kPa}$ の黒印の実験値が極大となる速度 $U = 10^2 \text{ mm/min}$ のときの最小すきま h_m は, Fig. 5(b)から $h_m = \sim 300 \text{ nm}$ となっている. よって案内面に傾きが生じると表面粗さによる固体接触が作用し始めている可能性がある.

4. おわりに

本研究は, キサゲテクスチャにリン酸エステルを添加した潤滑油を用いると, 混合・境界潤滑領域の摩擦係数が顕著に低下して流体摩擦特性をもつという弟子丸らの実験的研究³⁾に注目し, キサゲテクスチャ面を TLTB と非軸受 Land 面の和でモデル化し, 添加剤による高粘度層を固着飽和粘度関数でモデル化し, 簡単な一次元潤滑方程式の解を用いて, 一定負荷圧条件下における案内面の浮上量および摩擦係数特性と軸受諸元との関係を明らかにした. 次に軸受モデルの諸元を適切に選べば, 潤滑油 B を使用したときの案内面の浮上量と摩擦係数の滑り速度に対する特性を定性的・定量的にかなり良く近似できることを示した. またその諸元を用いて, 異なる基油粘度をもつ場合および負荷圧力を変えた場合の摩擦係数特性の実験値を一部の例外を除いて計算値で評価できることを示した.

基油粘度が潤滑油 B の 30%と小さい潤滑油 E を用いたときの摩擦係数特性は, 固定壁の高粘度層の粘度 μ_0 が潤滑油 B と等しいと仮定する計算結果は顕著な乖離が生じ, 固定壁の粘度と基油粘度の比 $r = \mu_0/\mu_b$ が等しいと仮定すると潤滑油 E の摩擦係数特性とほぼ一致することを示した. この結果は続報で述べる則久らの実験特性⁵⁾と異なるが, キサゲテクスチャの場合は, 軸受長さが大きく, すきまも大きいので Taper 部の大部分の領域で基油粘度が軸受特性を支配しているためと考えられる. 理論モデルによる計算値が実験値と顕著に乖離した他の例は, 案内面の負荷圧力を, 基準値の 44 kPa から 3, 4 倍に高めたときの摩擦係数特性の変化である. 負荷圧力を 2 倍の 88 kPa に増加したときの実験値は計算値と同様に摩擦係数が高速度側に移動する特性を示したが, 負荷圧力を 3, 4 倍に高めた場合の実験値は極大値より低速度の領域で, 摩擦係数が増加する傾向を示している. この複雑な実験特性は, おそらく負荷圧力を高めるにしたがい案内面の傾きなど別の要因により固体接触が生じたためと推測される.

本研究により, 添加剤による混合潤滑・境界潤滑領域のマクロな浮上量及び摩擦係数特性は TLTB モデルでかなり良く把握できることが示された. 本解析手法により, 各種の混合・境界領域で流体潤滑化できるテクスチャ形状を理論的に明らかにでき, 最適なキサゲテクスチャをレーザー加工等により自動的に加工できる可能性が示された. キサゲ形状は職人によって異なるが, 潤滑理論の観点からは, TLTB 構造が比較的大きな軸受すきまで負荷容量を高め流体摩擦係数を低下することができると考える. ただしキサゲ加工には広い平坦面を形成するというもう一つの重要な効果があるので, これを機械化できるかは別問題である.

具体的な TLTB テクスチャの設計法は今後の研究課題ではあるが, 基油粘度が与えられたとき, まず与えられた負荷圧条件下において混合潤滑領域が極力低速になるような TLTB を設計することだろう. ただし, 与えられた案内面の基油粘度における Stribeck 特性を実験的に測定し, 混合・境界潤滑の摩擦係数特性を知ることも重要である. この場

合, 軸受案内面の平坦性を高め, 表面粗さを極力小さくすることによって流体潤滑と混合潤滑の境界速度を低下でき, その時の最小すきまを小さくすることができる. 次に基油粘度潤滑下における混合・境界領域を流体潤滑化するには, 添加剤の高粘度化関数の r および z_c を高めることによって, 極小値から極大値にかけての流体摩擦係数を, 基油のみを用いたときの案内面の Stribeck 曲線より大きくする条件を探すことである. Land 部の長さを大きくすることにより混合・境界潤滑領域の流体摩擦係数を固体摩擦係数より高めることもできる. 高負荷圧力条件下で軸受すきまが 20~30 nm 以下の領域では, 本理論の摩擦係数は実際値より大きく評価される可能性がある. これは軸受部の圧力が局所的になり, それによる軸受面の弾性変形による弾性流体潤滑(EHL)効果で h_m が本理論計算値ほど減少しなくなるためと推測される. 今後はこれらの効果を考慮した理論も重要ななる.

最後に本研究は弟子丸らの測定値を引用させていただいたことを付記し, 深謝の意を表する.

文 献

- 1) 阿部・星・原・藤原・関根: 工作機械の進展とともに見るキサゲの歴史, 技術と社会の関連を巡って: 過去から未来を訪ねる, 日本機械学会, No. 11-56 (2011-11. 19, 沖縄)
- 2) 江上茂樹: 光加工機 Lasermeister1000SE/1000S の開発, Nikon Research Report, Vol.4, 2022, 5-10.
- 3) 弟子丸・田中・武居: 工作機械案内面の摩擦特性に関する研究(第1報) 一実用条件下での摩擦特性一, トライボロジスト, **36**, 12(1991) 983.
- 4) 則久・糸魚川・中村・中尾: 工作機械すべりガイドの摺動性能評価装置の開発, トライボロジスト, **52**, 9 (2007) 679.
- 5) 則久・糸魚川・中村: 低面圧境界潤滑における摩擦係数の速度依存性発言メカニズム(第1報) 一添加剤と摩擦係数の速度依存性の関係一, トライボロジスト, **53**, 10 (2008) 682.
- 6) 則久・糸魚川・中村・小川: 低面圧境界潤滑における摩擦係数の速度依存性発言メカニズム(第2報) 一酸性リン酸エステル添加による速度依存性発現メカニズムの考察一, トライボロジスト, **53**, 10 (2008) 689.
- 7) D. Gropper, L. Wang and T. J. Harvey: Hydrodynamic lubrication of textured surfaces: A review of modeling techniques and key findings, Tribology International, **94** (2016) 509.
- 8) S. Sasaki: Surface Texturing for Friction Control: A Review on Existing Technology and Prospects, TROL, **19**, 2 (2024) 105.
- 9) K. Ono: Modified Reynolds equations for high viscosity surface layer and thin film lubrication analysis of tapered/tapered land bearings as models of surface texture, TROL, **14**, 5 (2019) 267.
- 10) K. Ono: Modified Reynolds equations for thin film lubrication analysis with high viscosity surface layers on both solid surfaces and analysis of micro-tapered bearing, Tribology International, **151** (2020) 106515.
- 11) K. Ono: Modified Reynolds Equations for Thin Film Lubrication with Saturated High-Viscosity Surface Layer and Lubrication Analysis of Tapered Pad Bearing, Tribol. Online, **17**, 3 (2022) 207.
- 12) K. Ono: Modified Reynolds Equation for Thin Film Lubrication with Arbitrarily Enhanced Viscosity Surface Layers and Lubrication Analysis of Micro-Tapered Pad Bearing, Tribol. Online, **19**, 1 (2024) 23.
- 13) K. Ono: Modified Reynolds Equation for Confined High Viscosity Film Lubrication and Lubrication Analysis of Micro-Tapered Pad Bearing, TROL, **18**, 6 (2023) 330.
- 14) 潤滑ハンドブック, 日本潤滑学会編, 養賢堂, 1987, 123.
- 15) 大村・北村・団野・川村: りん系極圧添加剤を配合した冷間鍛造用潤滑油の性能(第1報) 一りん系極圧添加剤の焼き付き防止能一, トライボロジスト, **36**, 6 (1991) 452.
- 16) 大村・北村・団野・川村: りん系極圧添加剤を配合した冷間鍛造用潤滑油の性能(第2報) 一複合添加系におけるりん酸の効果一, トライボロジスト, **36**, 10 (1991) 792.
- 17) 大村・北村・団野・川村: りん系極圧添加剤を配合した冷間鍛造用潤滑油の性能(第3報) 一複合添加系におけるりん酸エステルの効果一, トライボロジスト, **36**, 10 (1991) 799.
- 18) 小野・田村: 不つりあい振動によって引き起こされる油膜圧力分布, 機論(第1部), **32**, 242 (1966) 1500-1508.
- 19) D. B. Hamilton, J. A. Walowitz, and C. M. Allen: A Theory of Lubrication by Microirregularities, ASME J. of Basic Engineering, **88** (1966) 177.
- 20) 八木: テクスチャ表面が生み出す流体潤滑作用, トライボロジスト, **60**, 4 (2015) 249.