

# 特別寄稿 しゅう動面潤滑機構と材料技術\*

Lubrication Mechanism of Slide Way and Material Technology

中村 隆

Takashi NAKAMURA

## 1. はじめに

軸受,あるいは相対運動を伴う接触部品は,機器の信頼性,効率を決定する重要な要素であり,材料技術の発展でその寿命を一桁以上延ばした例が数多くある. 転がり軸受は軸受鋼の酸素含有量を限りなくゼロに近づけることで,清浄な環境での運転では壊れることなく稼働するようになった. 一方,切削工具などのように,相手材料(被加工材料)の摩耗を考えなくてよい場合は,一方的に工具側を強くすることで寿命延長を図ることができる. しかしながら,一般の機械要素接触部は接触二体がともに健全である必要がある上に材料選択の制約があるため,長寿命化を材料開発で解決することは容易でない.

直動すべり案内は軸受の中で直線運動を保証する機械要素であり,平面だけで構成される平行すべりしゅう動面の摩擦・摩耗・潤滑が技術課題となることが多い. ジャーナル軸受では軸と軸受とのクリアランスと偏心により形成されるくさびが油膜圧力を発生して稼働していることは明確である. しかし平行すべりしゅう動面の理想形状からは何ら油膜圧力を生み出す幾何学的要素はなく,現に使用条件によっては焼付きに悩まされることがある. 一方多くの平行すべりしゅう動面は経験的な設計で支障なく稼働していて,しゅう動面材料の減摩作用とともに何らかの流体力学的作用が働いているとしか考えられない. 本稿ではこの平行すべりしゅう動面の潤滑機構と材料技術の役割について概説する.

## 2. Lebeckの論文

潤滑状態で平行すべりしゅう動面の摩擦試験を行うと,ジャーナル軸受と同様にすべり速度により3種の形態が現れる. 低速ではしゅう動面どうしが固体接触したまま滑るために大きな摩擦係数を示す境界潤滑状態となる. ここでの摩擦抵抗を減らし損傷を防ぐところに材料技術の真価が発揮される. すべり速度が高速では条件によって流体潤滑状態となり,固体接触はなくなり摩擦係数は低い. その間の中速は境界潤滑と流体潤滑の遷移域で,混合潤滑状態と呼ばれている. 材

料技術者はしゅう動面がどの状態で使われるかを見極める必要があるが,平行すべりしゅう動面においてはその遷移域が如何なる条件で定まるかが明確となっていない.

ところで,題目にも使った「しゅう動」は「摺動」と書きたいところであるがトライボロジー辞典では「しゅう動」と書くことになっている. 常用漢字に有るなしの問題ではなく,先輩のエンジニアが「摺動」を「しょうどう」ではなく「しゅうどう」と読んだことに原因があるらしく,「しゅうどう」が業界で広く使われるに至ってから訂正しようにも遅く,仕方がないので平仮名で書くことにしたようである. 物事にはそれぞれに歴史があり,それを知らずに利用しても多くの場合は問題とならないし,それを気にするほど暇でもない. しかしながらある事柄を追求するとき,あるいは障壁に遮られたときは,その歴史を調べてみるのも無駄ではなく,またその後の無駄な努力を回避することにもなる. 『「摺動」は「しょうどう」,「浸漬」は「しんし」と読むのが正しい』などと言うのは無駄な抵抗であり,漢字で書くのがもはや間違いなのである.

そこで,平行すべりしゅう動面の潤滑機構研究の歴史であるが,A. O. Lebeckが他の研究者の研究成果を含めて総括し,ASMEの論文「Parallel Sliding Load Support in the Mixed Friction Regime」としているもので,それを見るのが手っ取り早い. 第1報(The Experimental Data)では,様々な実験条件,実験装置での測定結果を比較検討し,見かけ上は存在し得ない流体力学的な潤滑機構が必ず存在することを示している<sup>1)</sup>. 第2報(Evaluation of the Mechanisms)ではそれまでに提案された平行すべりしゅう動面の潤滑機構を具体的に検討し,以下の結論を示している<sup>2)</sup>.

{ Lebeckの結論 }

(1) 平行すべり面の油膜圧力発生機構には,熱密度くさび,粘性くさび,キャピテーションを伴う微細突起による潤滑,突起の衝突,スクイズ効果が提案されているが,これら提案されている潤滑機構のいずれも,平行すべり面を支えるに十分な圧力発生源とは

\* 2002年9月10日 原稿受理

ならない。これは、個々の潤滑機構の基礎をなす理論が無効であると言っているわけではなく、ある種特別な条件では有効な荷重支持機構となるであろう。しかしながら、現実の摩擦面あるいは現実的な制約のあるより一般的な境界摩擦の状況では、それらの機構は実験結果を説明できるほど強力なものではない。

- (2) よく知られているように、すべり面平行度からのずれ（傾斜，テーパ，うねり）は強力な流体力学的荷重支持能力を発生する。この機構が混合摩擦モデルと組み合わせたとき、実験結果で見られたような摩擦特性を予測することが可能となる。しかしながら、自己ラッピング・逆方向実験，あるいはKanasの実験結果<sup>3)</sup>（キャピテーション発生を抑圧しても荷重支持能力に変化がない）が、この機構の普遍性を疑わしいものになっている。
- (3) 平行すべり面の強力な荷重支持能力から判断して、前述の平行度からのずれに似た普遍的な流体力学的圧力発生機構が働いているようだ。
- (4) 項目(2)にもかかわらず、理論的，実験的研究にとって可能性のある寄与機構はマクロなうねりである。摩擦と弾性的熱的歪みのある種の相互作用が、流体圧力を発生する小さな、しかし重大な局所うねりを作るかもしれない。
- (5) その他の寄与機構としては、薄くて高せん断速度の流体膜では流体力学が理想から離れることを考える必要があるに違いない。

要は平行すべりしゅう動面潤滑機構の決定打が見つからず、曖昧な結論しか得られていないのである。しかしながらさすがLebeck，適格な評価と推定を行っているので、結論の一つひとつに説明を加えてみよう。

{ Lebeckの結論の解説 }

- (1) 熱密度くさびとは、Fig.1に示す平行すべりしゅう動面において案内面の動きに引き込まれて(Couette flow)油剤が入口AからB，Cへと進むにつれ、せん断発熱による温度上昇で密度が低下（体積膨張）し、油膜に圧力が発生して荷重を支えるものである。わかりやすい機構であるが、具体的な計算結果は実験結果を説明するには程遠いものにならない。次の粘性くさびは少し難しい。Fig.1の案内面表面がAからCに進むにつれてせん断発熱により温度が上昇し、かつスライダ表面の温度が均一ならば、A部とC部で油膜厚さ方向に温度勾配が異なることとなり、低温のA部が多くの油剤を引き込

むことになる。しかしながら、現実のすべり面を測定してみると案内面の温度上昇は少なく、むしろスライダ表面の温度がAからCへ上昇していた。結果は似て非なるもので、負の効果が導かれることになる。

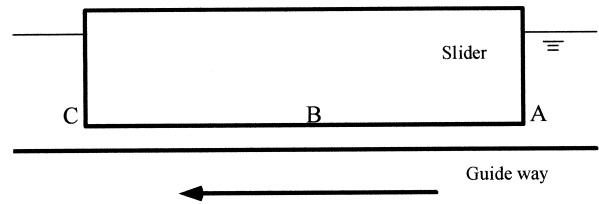


Fig.1 Lubrication mechanism of parallel slide-way

キャピテーションは悩ましい問題である。ジャーナル軸受を解く場合もキャピテーションの存在なくしては境界条件も定まらない。著者らが工作機械すべり面で行った実験でも、高速しゅう動ではスライダの後ろには必ず微細な気泡が残されていた。すべり面微細突起の入口側で正圧となり、出口側はキャピテーションで負圧に制限がかかるためトータルでは負荷容量が生まれるとの考えである。表面あらさやきさげ加工の効果とも関連がありそうで魅力的であるが、残念ながらKanasの実験結果からはその可能性が否定されている。Kanasは雰囲気圧力を高めることでキャピテーションの発生を抑えた実験を行ったが、平行すべりしゅう動面の負荷容量には何ら影響が見られなかったのである。

突起の衝突とは、表面あらさの先端どうしが極めて近い距離で接近するとき大きな圧力が発生し、これが全体の負荷容量を発生しているとするものである。熱弾性潤滑理論を使い計算した結果はある程度の負荷容量を生み出したが、特に高速すべり領域での低摩擦を説明することはできなかった。

スキズ効果とは、膜圧方向にスライダが振動するとき油剤の圧縮性，慣性あるいはキャピテーションを考慮することで時間平均では荷重を支える圧力が発生することである。しかしながらこの場合も具体的な数値で計算すると常識的な振動数では十分な負荷容量とはならなかった。

- (2) すべり面の平行度がわずかでもずれているならば、十分な負荷容量が発生する。しかしながら同じすべり面の組合せで逆方向に動かしても全く同じ負荷容量を示し、また左右対称なうねりならばキャピテーションの寄与が不可欠となるがKanasの実験結

果がそれを否定する．さらに，実験の組合せのまま  
でラッピングを行い，可能な限り平坦な面とした後  
も同じ負荷容量を示すことから，平行度のずれ自体  
の存在が疑わしくなる．

- (3) 平行すべり面の摩擦特性（すべり速度に対する摩擦力の変化）はジャーナル軸受のストライバック曲線と全く同じ特性を示し，高すべり速度では十分な油膜厚さとなり浮き上がる．マイクロな突起の作用では説明できない．
- (4) 「摩擦と弾性的熱的歪みのある種のある種の相互作用」．これこそが平行すべり面の潤滑機構であると私は考えていて，「熱的」は使わないが「摩擦と弾性的歪み」を使い本論文でその機構を説明する．
- (5) パウデン・テーバーが描いた境界潤滑のモデルがトラウマのように焼き付けられているトライボロジスト（摩擦・摩擦・潤滑を糧とする研究者）は，吸着油膜の問題に何らかの結論を得たいと願っている．「水ではなく油」の理由を数式で示すことができれば，境界潤滑領域での摩擦特性が明確となり，トライボロジストも面目躍如となる．吸着分子とその近傍の油剤のふるまい，非ニュートン性，法線応力差と筋書きはできている．界面観察とMD（分子動力学）に期待したい．しかしながら，ここで問題となっている平行すべりしゅう動面が高すべり速度で示す浮き上がり量は $\mu\text{m}$ 単位であり，吸着分子から見れば限りなくマクロな現象である．そこに非ニュートン性を期待すると，この分野で唯一理路整然と構築されているEHLを含めた流体潤滑理論全体が怪しいものとなる．

以上から，平行すべりしゅう動面の潤滑特性は，低速度での境界潤滑を材料特性と吸着分子のふるまい，高速度での流体潤滑を従来からのレイノルズ方程式で説明し，その間の混合潤滑を両者の遷移領域と考えるのが妥当なようである．平行すべりしゅう動面の高速域流体潤滑機構を考えるには以下の必要条件が付くことがわかる．

- { 平行すべりしゅう動面流体潤滑機構の必要条件 }
- (a) 移動方向には無関係に荷重負荷能力が発生しなければならぬ．
  - (b) キャピテーションの発生はあるとしても，それが荷重負荷能力の本質的な要因とならぬ．
  - (c) 十分な大きさの油膜厚さ（ $\mu\text{m}$ 単位）においても荷重負荷能力を説明できるものでなければならぬ．

### 3. スライダー入口での引き込み圧力

Fig.1に示すスライダーで，入口Aと出口Cでの圧力をゼロ（大気圧）とすると，油膜厚さが一定ならば内部Bでの圧力もゼロとなり負荷容量は発生しない．はたして入口Aでは圧力はゼロなのであろうか．Fig.1の流路のような入口では圧力ゼロとするのが流体力学の常識であるが， $\mu\text{m}$ 程度の隙間となると何かあるのではないか．そこで，入口前方に十分な大きさの大気圧領域を設定して，2次元レイノルズ方程式をコントロールボリューム法で解いてみた<sup>4)</sup>．Fig.2が計算結果であり，スライダーを固定し案内面が右から左に移動するときの流体の流れを示している．案内面近傍の流束が入口近くで微妙に膨らんでいることがわかる．

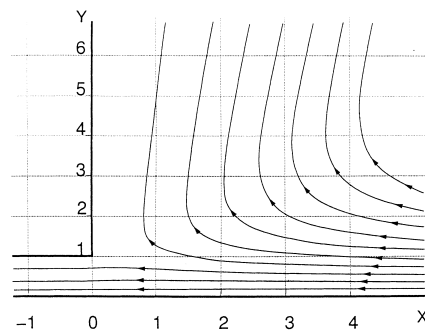


Fig.2 Streamlines in the vicinity of oil inlet

Fig.3はそのときの無次元圧力 $P^*$ <sup>4)</sup> 実際の圧力 $p$ は次式で計算できる．

$$p = P^* \cdot U_0 / h_{in} \quad (1)$$

油膜厚さ方向の平均をとるならば，スライダー入口での圧力は次式となる．

$$p = 1.9 \cdot U_0 / h_{in} \quad (2)$$

ここで， $\eta$ は油剤の粘度， $U_0$ はすべり速度， $h_{in}$ は油膜入口厚さである．なお，この計算では式が示すとおり油剤の質量と無関係であり，油剤の粘性のみによって発生する圧力である．

さて，入口では式(2)で示される正圧が発生するが，出口側では全く逆の計算が成立し，大きさが同じ負圧が発生する．必要条件(b)により負圧をそのままとすると，入口の正圧から出口の負圧まで直線的に圧力が低下し，トータルの負荷容量はゼロとなる．

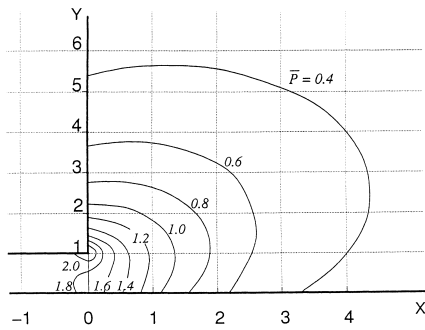


Fig.3 Isobar in the vicinity of oil inlet

ここで、平行すべりしゅう動面の構成構造を2通りに分けて考えるとその後の経過が明確となる。第1はスライダ本体が強固に保持されスライダ全体の傾きが考えられない場合である。構造体のわずかな弾性変形でも十分なすべり面の傾きとなるため、スライダ単体でこれに該当する例は少ないが、実用のすべり面ではスライダを組み合わせる、あるいは油溝を付けることでこの場合に近い状況となる。Fig.4に示すのは工作機械のテーブルで、すべり面に油溝が付けてある。油溝から油溝までを一つのスライダと考え、前述の入口圧力、出口負圧が発生し、その間は直線的な三角形圧力分布となる。

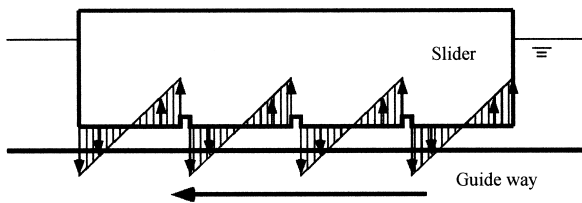


Fig.4 Parallel slider with oil groove and oil film pressure

しかしながら全体としてはほぼモーメントのつりあいは保たれているので、重力で置かれているだけでもスライダと案内面は平行になる。合計の油膜圧力はゼロであるから負荷容量もないことになるが、それでも潤滑機構が存在することは次項で説明する。第2はスライダ本体が案内面に対して強固には保持されずほぼ自由に傾く場合である。案内面に重力で置かれただけの油溝のないスライダや、スラスト軸受のティルティングパッドがこれに相当する。著者らも工作機械テーブルを模擬した往復しゅう動試験機を作製しスライダの振舞いを測定したが、すべり速度の上昇に伴い接線力は急減し、スライダ前方が浮き上がり、往復動の繰り返しによりスライダが揺動して浮き上がり量が増大しつづけた。Fig.5は表面あらしの平均

値を油膜厚さとし、入口圧力（出口は油膜が切れるとして大気圧とした）によりスライダが傾斜しているモデルである<sup>4)</sup>。

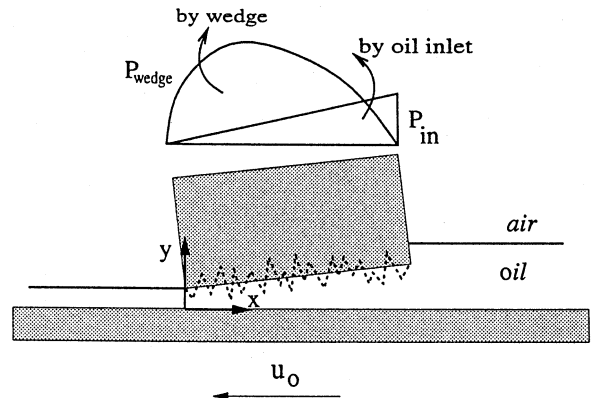


Fig.5 Pressure distribution and moment on bearing surfaces

表面あらしの弾性変形を考慮すればわずかではあるがスライダが傾斜しくさびを形成する。入口、出口を大気圧としてレイノルズ方程式を解けばわかるように、くさびによる油膜圧力分布は、スライダ進行方向に対し中央からわずか後方の位置に最大圧力が発生し、それだけではモーメントのつりあいは保たれない（平行に戻ろうとする）。入口圧力がくさびの形成を促すとともにくさびによる油膜圧力分布のカウンターバランスとなっている。定常状態となった後の出口に対する入口の油膜厚さ比（スライダの傾き）の計算結果をFig.6に示す<sup>4)</sup>。

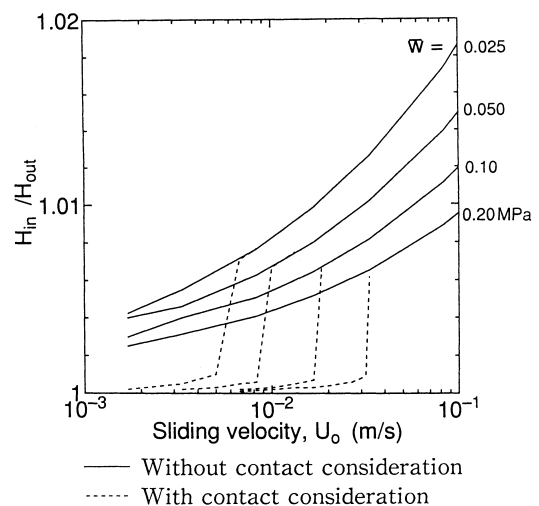


Fig.6 Calculated results of ratio of oil film thickness

表面あらしの接触を無視して負荷とつりあう油膜厚さ比を計算すると実線となり，低すべり速度でも流体潤滑状態となる．実際には破線のように表面あらしの先端が接触して油膜厚さ比は1に近くなるが，あるすべり速度を超えると接触のない実線の油膜厚さ比にジャンプする．

#### 4. ソフトEHL

前述したスライダの傾きが考えられない場合 (Fig.4), このままでは負荷容量が発生しないためいくらすべり速度を上げて流体潤滑状態とはならない．工作機械などではFig.5のようにスライダが傾斜して大きな浮き上がりが発生すると加工精度が保証できないので，むしろこの (Fig.4) 方が好都合といえるが，負荷容量が発生しないのは困るし，現に実機ではある程度のすべり速度以上では低い摩擦係数で稼働する．何らかの負荷容量発生機構が存在するに違いない．そこでスライダ本体内部での弾性変形を考えてみることにする．

Fig.7 (a) は実験で使用したリング状接触面を持つ下試片で，4本の油溝を付け，同じくリング状の溝のない上試片と接触させ，中心軸周りに上試片を回転させてトルク，浮き上がり量を測定した<sup>5)</sup>．(b) はその一部を切り出して上下逆に表したもので  $T_g$  は油溝の深さである．これを (c) のように矩形のブロックにモデル化し，面  $ad$  に発生する油膜圧力による弾性変形と，その結果変化する油膜圧力の繰り返し計算を行った (相手平面は剛体とする)．転がり軸受のEHL計算では圧力による油剤の粘度変化も考慮するが，ここでは油膜圧力が大きくないことから油剤粘度は一定とする (ソフトEHL)．計算結果の一例をFig.8に示す<sup>5)</sup> (申し訳ないが，ここからは左側を入口とする)．油剤粘度を  $0.062 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ，スライダ材料の縦弾性係数を  $200 \text{ GPa}$ ，すべり速度を  $0.016 \text{ m/s}$  として，2通りの初期油膜厚さ  $h$  で計算した． $h$  が小さい時の方が大きな圧力となり，入口の圧力は例えば  $h = 0.12 \mu\text{m}$  では式 (2) から計算される  $15.7 \text{ kPa}$  に一致しているが，出口 (Length Ratio = 1) に向かって直線的な減少とはならず，むしろ増加して一定値となり出口直前で最大値を示した後に  $-15.7 \text{ kPa}$  に減少する．スライダの弾性変形を考慮することで前述の必要条件 (a), (b) を満足しつつ負荷容量が発生したことになり，またすべり速度が大きくなれば (c) も満足しそうである．しかしながら，発生した平均油膜圧力は入口圧力の高々

2倍程度であり，式 (2) からわかるようにこの負荷容量は油膜せん断応力の4倍程度，つまり摩擦係数は  $0.25$  となる．実用のしゅう動面が流体潤滑状態となったときの摩擦係数と比べた違いに大きい値である．そこで，実用しゅう動面の説明には粘性引き込みによる入口圧力だけでは不十分と判断し，Fig.9のモデルを考えた．

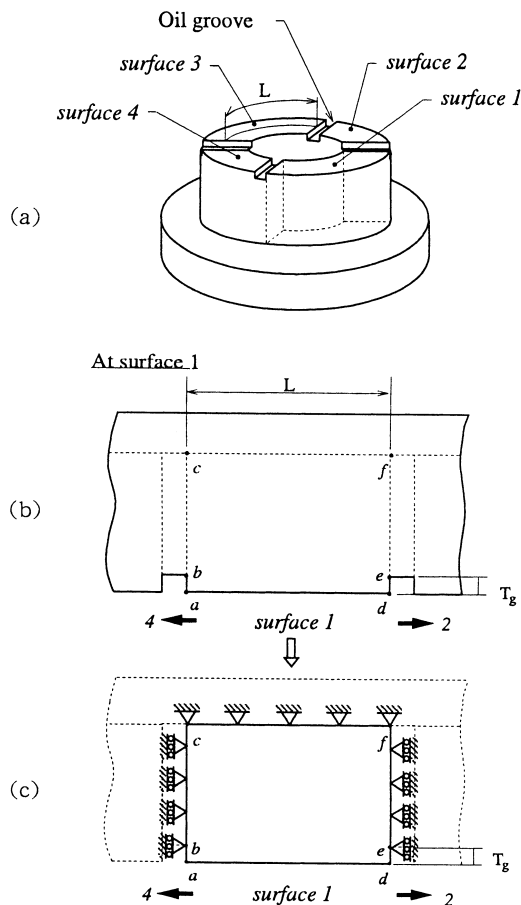


Fig.7 Boundary conditions for elastic slider

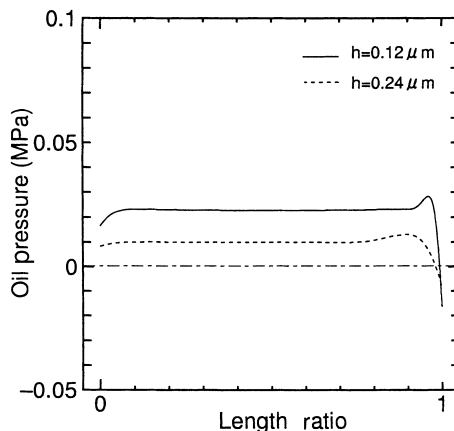


Fig.8 Oil pressure distribution ( $U_0=0.016 \text{ m/s}$ )

### 5. スライダー入口のマイクロスラントエッジ

Fig.9はスライダー両端に極わずかな面だれ（マイクロスラントエッジ）が存在する平行すべりしゅう動面である<sup>5)</sup>。このマイクロスラントエッジはスライダー製作時に付くことも考えられるが、主に稼働初期なじみの段階で形成されると考えている。矩形体が無限平面に接触するときの接触圧力はBoussinesqの解が示すとおり両端で無限大となり、初期なじみの時の摩擦によりマイクロスラントエッジが形成される。

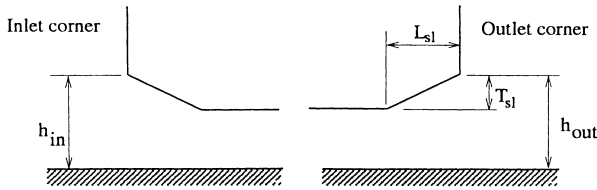


Fig.9 Micro-slants at oil inlet and outlet corners

Fig.10はマイクロスラントエッジの高さを $0.01\ \mu\text{m}$ 、幅を $1\text{mm}$ としたときの油膜圧力分布とスライダー弾性変形を示している<sup>5)</sup>。入口では式(2)で計算される $10\text{kPa}$ の圧力であるが、マイクロスラントエッジ部で大きく昇圧し、しゅう動面中央までその圧力は保たれている。出口側では負圧まで減少するが、全体としては大きな負荷容量を発生している。スライダーの弾性変形は、入口側で油膜厚さが大きくなるように圧縮され、出口側では初期設定のままであるため、全体としてくさびを形成している。このモデルは前述の必要条件を満足しているし、Lebeckの結論(4){摩擦と弾性歪の相互作用}ともよく一致する。ここで問題なのは、

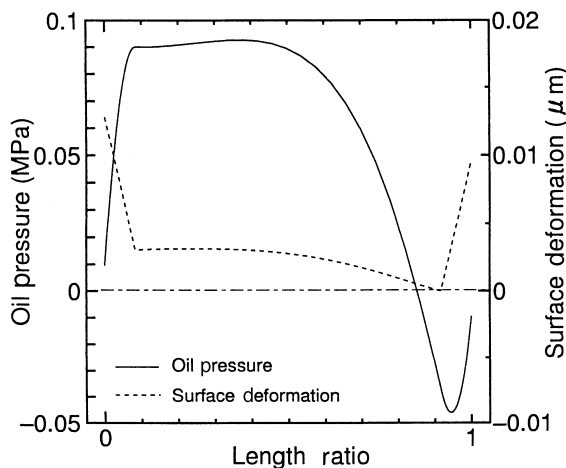


Fig.10 Oil pressure distribution with slanting edges ( $U_0=0.10\text{m/s}$ ,  $h=1.3\mu\text{m}$ )

は、実際にマイクロスラントエッジが存在するからであるが、 $0.01\ \mu\text{m}$ は通常の表面あらさ計の測定限界であり、またしゅう動面が持つ表面あらさと比べても小さく、実験前後の試験片を測定しても特定することはできなかった。

### 6. 実験結果

Fig.7(a)の試験片を使い、すべり速度の変化に対する摩擦係数、および浮き上がり量の測定結果をFig.11に示す<sup>6)</sup>。3種類の油剤を使い、また浮き上がり量は試験片間の静電容量測定結果から換算した。

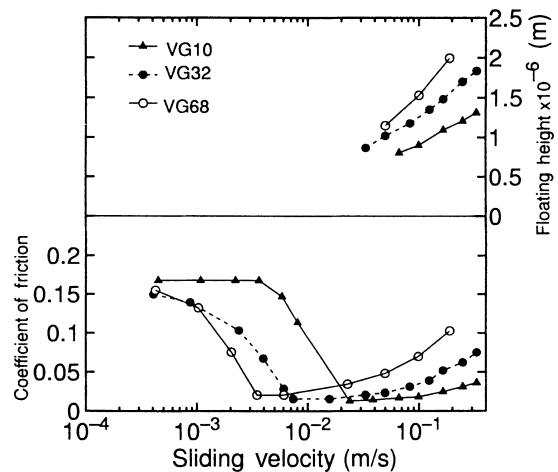


Fig.11 Effects of oil viscosity on coefficient of friction and floating amount (Lower slider: 4 grooves, Lubricants: Multi oils, Short running-in)

摩擦係数はすべり速度の増加に伴い境界潤滑、混合潤滑、流体潤滑へと明確に移行し、油剤の粘度が大きいほど低いすべり速度から移行する。浮き上がり量は高すべり速度で観察され、 $\mu\text{m}$ オーダーの値となっている。ただし、この測定は3時間程度のならし運転を行った後の結果であり、稼働初期は摩擦係数が大きく、また浮き上がりも観察できない。また、油溝のない試験片では摩擦力の低下も浮き上がりも観察できない。ならし運転の後、十分な浮き上がりを示した時の油膜圧力を直接測定した結果をFig.12に示す<sup>7)</sup>。圧力分布はFig.10の計算結果とよく似た測定結果となり、またすべり方向を逆転させたときは圧力分布も左右逆転したものになった。実験結果と計算結果の浮き上がり量をFig.13で比較する<sup>5)</sup>。計算ではマイクロスラントエッジの高さを $0.01\ \mu\text{m}$ とし、計算結果の平均油膜圧力が実験での押付け面圧 $0.18\text{MPa}$ に一致する油膜厚さを探索した。実験と計算の油膜厚さに差があるが、マイクロ

スラントエッジの大きさ設定次第で計算結果が大きく変わることから、ここで注目したいのはすべり速度に対する浮き上がり量の増加割合である。すべり速度が10倍に増加したときの油膜厚さの増加割合は、計算結果では約2倍となり実験結果の増加割合とよく一致している。転がり軸受のEHLでは、油膜厚さが速度パラメータの約0.7乗に比例するが、ここでの油溝をもつ平行すべりしゅう動面のソフトEHLでは、すべり速度の約0.3乗に比例することがわかる。つまり、平行すべりしゅう動面の流体潤滑では、すべり速度の増加ほどにはスライダは浮き上がらないことになる。Fig.11の実験結果で、流体潤滑状態での摩擦係数がすべり速度の増加に伴い増大するのは、浮き上がり量の増加が少なくせん断ひずみ速度が増大したためである。工作機械のしゅう動面としては精度を保証するには好ましいが、高すべり速度ではしゅう動抵抗が大きくなり、平行すべり案内面の不利な点となっている。

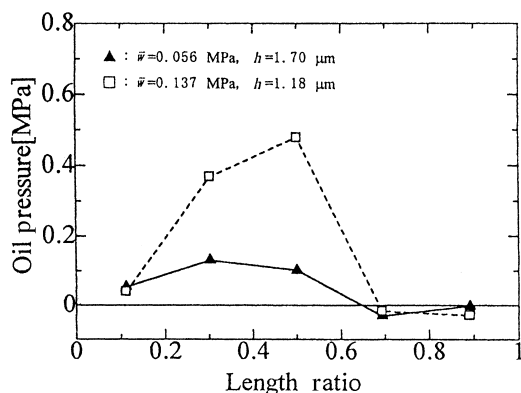


Fig.12 Measured oil pressure ( $U_0=0.11\text{ m/s}$ )

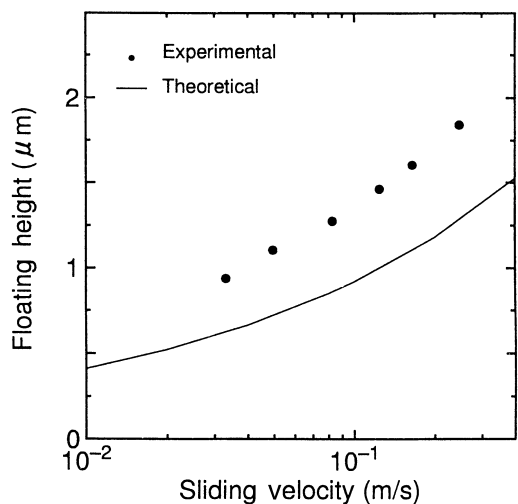


Fig.13 Comparison of floating height between experimental and calculated results

これまでの説明で、油溝の役割に付いてはご理解いただけたと思うが、その大きさ、配置が負荷容量にあたる影響については現在調査中で系統的には整理できていない。ラップ盤の溝、自動車タイヤの溝など様々な分野で経験的に設定されているものがこれで説明されるかもしれない。一例として油溝の高さに対する油膜厚さについての計算結果をFig.14に示す<sup>8)</sup>。Fig.(c)のモデルで、油溝高さ $T_g$ を増加させて計算すると、一定の押付け面圧につりあう油膜厚さはしだいに減少し、6mmを超えると計算不能となる。すべり面に働くせん断応力でスライダがたわみ、逆くさびとなって負荷容量が消失し、案内面と接触する。つまり深い溝は、工作機械しゅう動面としては不都合、逆に自動車タイヤではウエット路面で好都合となる。タイヤが摩耗し溝が浅くなると、水の排出性だけでなく、水膜圧力により浮き上がり接地性能自体も失われることがわかる。しゅう動面としての溝のピッチは定常状態での潤滑特性には本質的な影響しないが、応答性およびサイドフローを考えると案内面幅と同程度以下としたい。また連続往復動であれば摩耗粉の排出性からそのピッチは往復ストローク以下が望ましい。

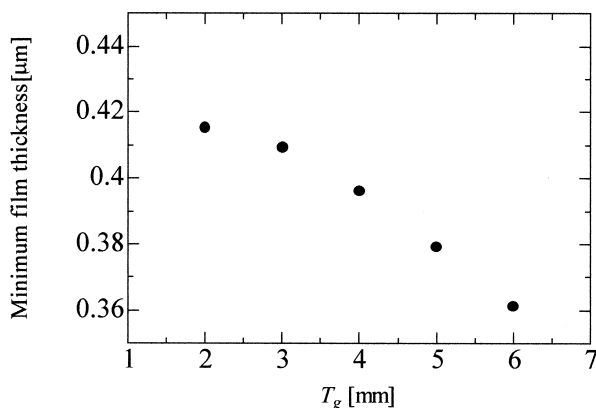


Fig.14 Calculated results of oil film thickness and oil groove height

### 7. 平行すべりしゅう動面の材料開発

上述したように平行すべりしゅう動面の流体潤滑状態は初期なじみと弾性変形の微妙なバランスで成立するため、固体接触下での稼働を前提に材料開発を行うのが安全である。材料開発自体については専門外であるので立ち入らないが、機械屋としてしゅう動面材料を見たときの意見を3点述べる。

まず第1点は初期なじみに対する考え方である。一般に初期なじみとは、接触面の表面あらさを押しつぶ

して滑らかにすることとされている。現在の製造技術からすれば表面あらさを初めから十分に小さくすることができるし、またなじみ運転もなくしたいところである。しかしながら、上記の説明から、平行すべりしゅう動面ではマイクロスラントエッジの形成に初期なじみが関与している可能性が高い。その場合はしゅう動面材料あるいは表面処理はなじみ過程に適したものでありたい。なじみ過程に適した材料には、相手材料との接触により穏やかな摩耗（マイルド摩耗）が進行すること、相手表面に凝着しないこと、摩耗粉が凝集しないことなどが条件となり、錫メッキはその良い一例である。

第2点はしゅう動面材料の硬さと疲労強度についてである。しゅう動面の摩耗が問題となったとき材料を硬いものにするのは一般的な対策であり、異物の混入によるアブレシブ摩耗には効果的である。しかし、二体問題への対策としては硬さの増加ほどには効果が少ないことが多い。これは摩耗現象が材料の疲労破壊と強く関連しているためであり、例えば加工硬化ではむしろ摩耗を多くする結果となる。確立された計測手法はないものの、硬質表面処理層の疲労強度測定は重要な評価項目となるであろう。

第3点は油剤とのぬれ性である。一般に金属材料は油剤とのぬれ性が良いため、通常は意識する必要はないが、高速、貧潤滑、材料によっては工夫が必要である。ボールベアリングの鋼球は最終仕上の前の加工面あらさをわずかに残すことによりぬれ性を向上させているようである。また軸受材料として使われる樹脂は一般的に油剤とのぬれ性が悪い。金属粉などの混入は機械的強度だけでなくぬれ性の向上にも寄与している可能性がある。特に十分な潤滑が期待できない貧潤滑状態では、ぬれ性を材料開発の重要な評価項目にすべきと考える。筆者らが貧潤滑状態で行ったピンオンディスク摩擦試験でも、ディスク側樹脂表面の油膜が軸受鋼ピンの通過で完全に拭われ、金属ディスクの場合よりも高い摩擦係数を示す結果を得ている。

## 8. おわりに

平行すべりしゅう動面の潤滑機構について解説した。上記のように、平行すべりしゅう動面の流体潤滑状態は初期なじみの摩耗とスライダの弾性変形との微妙なバランスの上で成立していることから、固体接触を前提とした材料開発が必須である。本論文が機器の信頼性向上の一助となれば幸いである。

## <参考文献>

- 1) A. O. Lebeck, "Parallel Sliding Load Support in the Mixed Friction Regime. Part 1 - The Experimental Data", Journal of Tribology, Transactions of the ASME, Vol. 109, January (1987) pp. 189-195.
- 2) A. O. Lebeck, "Parallel Sliding Load Support in the Mixed Friction Regime. Part 2 - Evaluation of the Mechanisms", Journal of Tribology, Transactions of the ASME, Vol. 109, January (1987) pp. 196-205.
- 3) P. W. Kanas, "Microasperity Lubrication in a Boundary Lubricated Interface" Masters thesis, Mechanical Engineering Department, The University of New Mexico, Albuquerque, May (1984)
- 4) P. Lakawathana, T. Matsubara and T. Nakamura, "Mechanism of Hydrodynamic Load Capacity Generation on a Slideway", JSME International Journal, Series C, Vol. 41, No. 1 (1998) pp. 125-133.
- 5) 中村 隆, P. Lakawathana, 松原十三生, 糸魚川文広, 小島之夫, "油溝をもつ平行しゅう動面の等粘性弾性潤滑機構", トライボロジスト, Vol. 44, No. 4 (1999) pp. 258-264.
- 6) P. Lakawathana, 中村 隆, 松原十三生, 糸魚川文広, "油溝をもつ平行しゅう動面の潤滑摩擦特性についての研究", トライボロジスト, Vol. 44, No. 2 (1999) pp. 143-149.
- 7) T. Nakamura, T. Matsubara and F. Itoigawa, "Isoviscous-EHL and Mixed Lubrication Mechanism of Parallel Slide-Way with Oil groove", Lubrication at the Frontier, Tribology Series, 36, Elsevier (1999) pp. 223-229.
- 8) 中村 隆, 松原十三生, 糸魚川文広, 早川伸哉, 山田智久, "すべり面構造のSoft-EHL解析とトライボシートの開発", 日本機械学会第2回機素潤滑設計部門講演会講演論文集(2002) pp. 191-194.





< 著 者 >



中村 隆

(なかむら たかし)

1975年名古屋工業大学生産機械工学科卒業，1980年名古屋大学大学院博士課程機械工学専攻修了，同年名古屋大学助手，1982年工学博士（名古屋大学），1983年名古屋工業大学講師，1987年同助教授，2000年同教授。機械加工，精密工学，トライボロジーの融合分野が研究フィールド。環境対応技術として油膜付き水滴加工液を開発し，現在Mg合金の精密加工に挑戦中。微細放電付着加工やトライボシートの開発研究にも取り組んでいる。