

報告番号 2 第 2880 号

境界潤滑における案内面の  
摩擦特性に関する研究

小 林 明 彦

境界潤滑における案内面の  
摩擦特性に関する研究

名古屋大学図書  
和 949373

小 林 明 発

# 目 次

第 1 章	緒 論	1
第 2 章	境界潤滑モデルに関する一つの考え方	10
2.1	緒 言	10
2.2	境界潤滑モデルの提示	10
2.3	摩擦係数について	22
2.4	摩擦係数に影響する表面性状，潤滑特性の 評価	26
2.5	表面性状係数： $k$	32
2.6	結 言	37
第 3 章	潤滑油の境界潤滑能の評価法	38
3.1	緒 言	38
3.2	潤滑能の評価	38
3.3	評価式による静摩擦特性の整理	47
3.4	結 言	51
第 4 章	境界潤滑能に関する実験	52
4.1	緒 言	52
4.2	実験装置および方法	52
4.2.1	実験装置および方法	53
4.2.2	接触面	53
4.2.3	潤滑油	60

4.3	実験結果および考察	61
4.4	結 言	67
第5章	境界潤滑モデルのきさげ仕上げ案内面 に対する適用	68
5.1	結 言	68
5.2	きさげ仕上げ面の表面性状の評価法	68
5.3	接触突起数	79
5.4	接触面積（突起形状の模型）	83
5.4.1	楕円体の場合	85
5.4.2	円筒の場合	88
5.4.3	三角柱の場合	89
5.4.4	四角錐の場合	90
5.5	結 言	91
第6章	きさげ仕上げ案内面の静摩擦特性	92
6.1	結 言	92
6.2	実験装置および方法	92
6.2.1	実験装置	92
6.2.2	きさげ仕上げ案内面	94
6.2.3	潤滑油	107
6.2.4	実験方法	107
6.3	静摩擦特性に基づく表面性状の定量的評価	108
6.3.1	各微小突起模型の妥当性	108
6.3.2	きさげ方向の分布特性が静摩擦特性に 及ぼす影響	109

6.4	きさげ仕上げ面の静摩擦特性	111
6.5	結 言	120
第7章	きさげ仕上げ面の表面性状，潤滑油の特性 および接触荷重が静摩擦特性に及ぼす影響	121
7.1	緒 言	121
7.2	きさげ仕上げ2面の接触面積	121
7.3	表面性状が静摩擦特性に及ぼす影響	126
7.3.1	きさげ仕上げ2面の表面性状が同一の場合	126
7.3.2	きさげ仕上げ2面の表面性状が異なる場合	143
7.4	静摩擦特性に及ぼす吸着油膜の影響	158
7.5	静摩擦特性に及ぼす接触荷重の影響	166
7.6	単一表面性状係数 $\mu$ によるきさげ仕上げ面 の評価	170
7.7	結 言	172
第8章	結 論	174
8.1	境界潤滑モデルに関する一つの考え方	174
8.2	潤滑油の境界潤滑能の評価法	175
8.3	境界潤滑能に関する実験	176
8.4	境界潤滑モデルのきさげ仕上げ案内面に 対する適用	177
8.5	きさげ仕上げ案内面の静摩擦特性	177
8.6	きさげ仕上げ面の表面性状，潤滑油の特性 および接触荷重が静摩擦特性に及ぼす影響	179

謝 辭	.....	182
參 考 文 獻	.....	183

## 第 1 章 結 論

木村ら<sup>(1)</sup>によれば、境界潤滑は、“潤滑作用全体から流体潤滑という閉集合を差し引いた残りの開集合として定義される”べき極めて複雑で多様性に富む潤滑現象を包含する潤滑状態であり、トライボロジカルなトラブルの大部分が発生する潤滑領域である。

このような境界潤滑機構に関し、これまでに数多くの研究がなされてきている。境界潤滑という言葉をも初めて使用したHardyら<sup>(2)</sup>は、固体どおしの摩擦は界面間に作用する分子間引力すなわち凝着によるという前提の上で、境界潤滑の機構として、潤滑油の性質に影響を与えるほど2面が接近し、潤滑油分子の長鎖が表面に垂直に物理吸着することにより形成された潤滑油の単分子層によって2面が完全に分離し、かつ荷重を支えている状態を想定した。BowdenとTabor<sup>(3)</sup>は、この概念を図形化した。その概念図を図1.1に示す。さらに、BowdenとTabor<sup>(3)</sup>は、この考え方を発展させて、

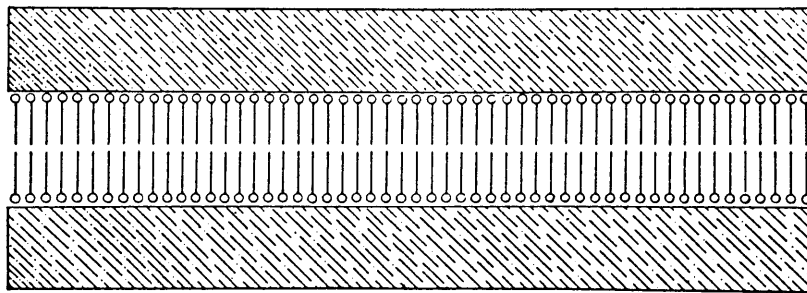


図 1.1 Hardyの境界潤滑の概念図(Bowdenらによる)

Holm<sup>(4)</sup>による真実接触の概念と関連づけ、図1.2に示すような定性的な境界潤滑機構に関する有名なモデルを提示した。このモデ

ルは、接触2面が垂直荷重を受けると表面の微小突起は塑性流動を起し、微小突起の先端では吸着油膜は高圧を受けて部分的に破断し、全垂直荷重をいわゆる金属接触部  $\alpha A$  と吸着油膜接触部  $(1 - \alpha) A$  とで支えるというものであり、凹凸をもつ表面に吸着した潤滑油の吸着膜の性質が境界潤滑特性に密接に関連することを示唆した。

Tamaiら<sup>(5)</sup>は、この金属接触部と吸着油膜接触部の垂直荷重を支

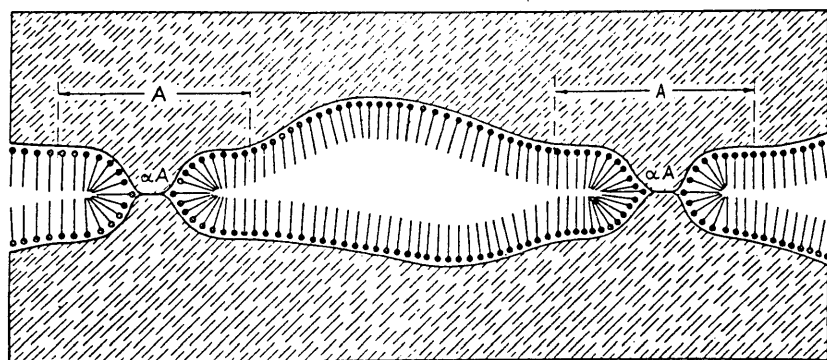


図 1 . 2 Bowdenらによる境界潤滑の概念図

える割合すなわち摩擦係数中に両者が占める割合はお互いに無関係であることを示し、吸着油膜部分を取りまく潤滑油も摩擦抵抗を分担するというエッジ効果の考え方を示した。原島ら<sup>(6)</sup>は、摩擦と潤滑の機構について、表面を結晶モザイクの構造にモデル化し分子論的に接触機構を検討している。また曾田<sup>(7)</sup>は、境界潤滑機構全般について詳細な解説書を発表している。

境界潤滑機構において、潤滑油が固体表面上に形成する吸着油膜は、巨視的な潤滑油が示すいわゆる流体潤滑膜の挙動とは異なった機構により、境界潤滑特性に極めて大きな影響を及ぼす。境界潤滑における潤滑油の吸着油膜の性質のうち、その厚さについてもこれ



までに多くの研究がなされている。曾田<sup>(7)</sup>は、吸着油膜の厚さに関し、(i)単分子層、(ii)数分子層、(iii)一種のコロイド的性質をもった薄膜の三つの概念に分類できるとした。Needs<sup>(8)</sup>は、 $0.03\ \mu\text{m}$ の平坦度にラップ仕上げされた焼入れ工具鋼製の2枚の平行円板間にはさまれた種々の潤滑油をスクィーズアウトさせることにより、吸着油膜の厚さを測定した。その結果、スクィーズアウト後の定常状態の膜厚は $0.2\sim 0.5\ \mu\text{m}$ 程度であり、吸着油膜厚さとして単分子層以上の層をもつ膜が存在することを示した。またDeryaguinら<sup>(9)</sup>は、固体表面からの距離と潤滑油の粘度との関係が $10\ \text{\AA}$ の精度で測定可能なblow-off法を用い吸着油膜の厚さを測定したが、潤滑油の粘度は固体表面から $0.01\sim 0.1\ \mu\text{m}$ の距離において不連続に変化することから、吸着油膜の厚さはこのオーダーであり、この厚さの吸着油膜が境界潤滑機構に本質的な役割を演ずるとした。Fuksの行なった吸着油膜の厚さおよびその物理的性質についての実験結果がAllenらの総説<sup>(10)</sup>に紹介されている。Fuksは潤滑油中の鋼円板間の電気容量の測定から膜の厚さを求めたが、Fuksの実験において、シクロヘキサンを用いた場合のある時間後の膜厚はほぼゼロとなったことと、一定時間後のMS-20鉱油のみの場合の油膜の厚さが $0.2\ \mu\text{m}$ であったものが、MS-20鉱油に0.1%ステアリン酸を添加した場合の油膜の厚さが $0.35\ \mu\text{m}$ になったことから、境界潤滑における油膜は潤滑油中の固形異物すなわちごみ等によるものではなく、潤滑油の多分子層から形成されることを示した。さらにFuksは、ステアリン酸を0.05%添加したMS-20鉱油および0.05%パルミチン酸添加のイソオクタンの吸着油膜に対し一定時間圧力を負荷したり減じたりした結果、膜の厚さが圧力に応じて減少あるいは回復するこ

とから、このような吸着油膜は擬弾性挙動を示す事も明らかにした。Fuks, Needs の実験結果から、Allenら<sup>(10)</sup>は、潤滑油の分子長さに比べはるかに厚い吸着油膜が形成されるメカニズムは、潤滑油中の添加剤に規則性をもった配列 (ordered-liquid) が生ずるためであると考えた。Smithら<sup>(11)</sup>は、潤滑油を塗布した鋼球と水銀間の電気容量を測定することにより吸着油膜の厚さを求めたが、Fuks, Needs らと同様の結果を得ている。Askwithら<sup>(12)</sup>も、円板間のスクイーズ作用により極性添加剤を含む場合は油膜厚さが減少すると油膜の粘度は極めて高くなると報告している。これらの結果に対し、Haywardら<sup>(13)</sup>は、潤滑油中に固定されたリングに対する  $1.3 \mu\text{m} \pm 1.0 \mu\text{m}$  のすきまをもつ鋼球の通過度から多分子吸着膜の存在について検討し、十分ろ過した後のケロシンと長鎖多分子添加剤を加えたケロシンとも鋼球は 80% 程度リングを通過することから、多分子吸着膜とされているのは潤滑油中の固形異物の影響であると結論した。Allenら<sup>(10)</sup>は、この結論に対し、Needs, Fuks で研究された脂肪酸を含む炭化水素溶液では吟味されていないことを指摘している。上条と笹田ら<sup>(14)</sup>,<sup>(15)</sup>は、 $0.1 \mu\text{m}$  オーダーの固体壁面間のせまいすきまを流れる流量を測定し、ポアズイユ流れの計算値と比較することにより、長鎖脂肪酸を添加したスピンドル油でも吸着油膜の厚さは  $0.01 \mu\text{m}$  程度であるとし、また吸着油膜の厚さに対して流体の特殊性を考慮する必要があることを主張している。

これらの吸着油膜の厚さの測定方法に関し、上述した研究による各測定方法に加え、末高<sup>(16)</sup>は赤外分光による測定方法を紹介している。鈴木ら<sup>(17)</sup>はこの方法を用い、 $0.1 \mu\text{m}$  以下の薄膜中の分子配向の測定を試みている。また横田<sup>(18)</sup>は、エリプソメトリ(偏

光解析法)による表面および薄膜の測定の可能性を示唆している。

次に、吸着油膜の耐圧能に関して、曾田ら<sup>(19)</sup>、<sup>(20)</sup>は、耐圧能に対する摩擦熱および粘度の影響を除くため1rpmで回転する低速四球試験機を用いて吸着油膜のみの耐圧能を調べている。その結果、炭化水素油の吸着油膜の降伏圧力は2000MPa程度であるが、粘度が高いほど降伏圧力は高くなることまた脂肪酸の添加は耐圧能をさらに高めるが吸着量と吸着の強さからほぼ規定されること等を明らかにしている。また桜井ら<sup>(21)</sup>は、鋼平板と鋼球間に存在する有極性物質の整流電流が荷重とともに減小することを利用して油膜の耐荷重能を測定し、吸着エネルギーから求めた油膜強度は900MPa程度であるとしている。Askwithら<sup>(12)</sup>は、四球式摩擦試験機を用いスカuffingの生じる荷重を調べた結果、基油と同じ鎖長をもった脂肪酸を添加した潤滑油の場合が両者の界面近傍での相互作用により最もスカuffingしにくいいわゆるchain-matching効果を生ずることを見出した。

吸着油膜のせん断強さに関しては、Baileyら<sup>(22)</sup>は、雲母をへき開した極めて滑らかな面に境界潤滑剤の単分子層を塗布しせん断力を測定した結果、ステアリン酸カルシウムの単分子膜は清浄な雲母どおしのせん断力の約1/40となるが無視できない大きさであることを指摘した。Wilson<sup>(23)</sup>は、各種表面膜〔酸化膜、ベルビ一層、吸着膜(単分子層)、潤滑膜〕の接触電気抵抗と摩擦係数を測定することにより表面膜の特性を調べている。その結果、ステアリン酸の単分子層の摩擦係数には荷重依存性があること、摩擦痕幅から求めたせん断強さはBaileyらの結果とよい一致を示すことを明らかにした。Briscoeら<sup>(24)</sup>は、ガラス球とガラス板間にラングミュアープロジェクト法により塗布した有機長鎖分子の薄膜のせん

断力をガラス球を滑らすのに要する摩擦力から求めたが、境界潤滑において有効とされる有機長鎖分子のせん断強さは $5 \times 10^7$  Pa程度以下の圧力では一定であるが、それ以上の圧力では近似的に圧力に比例することを見出した。一方Okabeら<sup>(25)</sup>は、二金属面間に存在する油膜の静的、遷移、動的状態における性状を電気的測定法を使って調べた。その結果、せん断力が加わると膜厚は減少するが、せん断力を除くと油膜は元の厚さに戻る回復性を有することと、この減少率は極性基の金属への吸着能力の大きなものほど小さいことが見出されたことから、膜の構造は凝固体状の多分子吸着膜であるとした。Timmonsら<sup>(26)</sup>は、脂肪酸添加物の炭素数と吸着油膜のちよう密さあるいは強度との関係を、接触電位差とよう化エチレンの接触角によって調べている。炭素数が14以上になり脂肪酸鎖が長くなると吸着分子間の横方向の凝集力が大きくなり、また吸着分子の方向が揃って吸着分子がちよう密になることを明らかにした。Levineら<sup>(27)</sup>は、種々の単分子膜のくり返し一方向摩擦に対する耐久性を調べたが、炭素数が多いほど摩擦係数が低く、また摩擦係数が急激に上昇する臨界摩擦回数も多くなることを示した。

以上、境界潤滑機構に関する数多くの研究のうち、特に境界潤滑特性に大きな影響を及ぼす吸着油膜の研究について主な研究結果を列挙することにより、境界潤滑機構に関するこれまでの研究成果について概観した。その結果、境界潤滑機構のうち特に吸着油膜の特性についてかなりの知見が蓄積され、潤滑油の特性改善に役立てられてきている。しかしながら、これらの研究の多くはいずれもかなり単純化された条件下での境界潤滑状態を検討の対象にしたものである。実際の境界潤滑状態においては、上述のような潤滑油の吸着油膜の特性に加え、多数の微小突起の集まりにより構成される接触

2面の表面性状も吸着油膜との関連で境界潤滑機構に極めて大きな影響を及ぼすと考えられる。このような観点に立って境界潤滑機構を研究した例はあまり多くみられないが、中井<sup>(28)</sup>は、二次元的に模型化した不規則な凹凸をもつすべり面の油膜圧力分布を求めており、Nuri<sup>(29)</sup>はあらさをもつ固体表面の酸化膜、潤滑油、グリースの表面膜が2表面の荷重方向（垂直方向）の接触状態に及ぼす影響を表面変位から求め、各種の膜は表面変位に大きな影響を及ぼすことを明らかにしている。一方、加藤らは、境界潤滑条件下にある工作機械案内面に発生するスティックスリップ振動の性質およびその発生機構について詳細に検討し<sup>(30)</sup>、<sup>(31)</sup>、さらに案内面の静摩擦特性に関し、接触2面の接触機構を定量的に検討し、境界潤滑状態における荷重支持機構と時間効果が接触面の接近に伴う潤滑油の微小スクイーズ効果に基づくことを明らかにし<sup>(32)</sup>、微小スクイーズ効果に及ぼす潤滑油の影響等についても評価を行なった<sup>(33)</sup>。加藤らの報告は、境界潤滑状態における静摩擦特性を、接触2表面の表面性状と潤滑油の特性との関連においてより実際的な観点から評価を試みたものであり、境界潤滑機構の解明に多大な貢献をしている。

一般に、工作機械案内面の潤滑状態は、比較的軽負荷条件で平均接触面圧は低いにもかかわらず摺動速度が極めて遅いため、境界潤滑状態下にある。工作機械の案内面は、案内面に倣って切削工具を摺動させるいわゆる母性原理によって工作物に所要の加工精度を与える目的から、極めて精密に仕上げられる。工作機械の案内面は、一般的には研削加工により仕上げられることが多いが、極めて精密な平坦度を要する案内面を仕上げる場合や、研削盤の性能を越えるような長い案内面を仕上げる場合に欠くことのできない仕上げ方法

としてきさげ仕上げ加工法がある。しかしながら，この加工法は作業者の熟練度に依存する手作業であり，製作されたきさげ仕上げ面の表面性状は極めて複雑で，単純な取扱いが困難な仕上げ面である。このため，代表的な摺動面として古くから使用されているにもかかわらず，きさげ仕上げ面の表面性状の定量的な把握ひいては摩擦特性について検討した研究はほとんど見当たらない。しかしながら，機械部品の高精度，高品質化がなにより強く要求される今日，その高い加工精度の要求を可能にする工作機械案内面の仕上げ方法であるきさげ仕上げ面について，その表面性状を正確に把握しひいては境界潤滑条件下にあるきさげ仕上げ面の摩擦特性を正確に把握することは必要不可欠の条件と考えられる。

そこで本研究は，これまでに得られている境界潤滑機構に関する知見を踏まえ，まず，より実態に則していると考えられる新たな境界潤滑モデルの提示を行う。さらに，この境界潤滑モデルに基づき，工作機械案内面のうち最も複雑な表面性状をもつきさげ仕上げ面について，静摩擦特性の見地から検討を加えるものである。本論の構成として，第2章においては，新たな境界潤滑モデルを提示し，このモデルに基づき摩擦係数を求めるための手法が示される。さらに摩擦係数に影響する各パラメータの評価を行い，接触する2面の表面性状に関連する各パラメータにより構成される表面性状係数により表面性状が静摩擦特性に及ぼす影響を評価しうることを示す。第3章では，第2章で示した境界潤滑モデルに従い，境界潤滑条件下における潤滑油の境界潤滑性能を，接触2表面の表面性状との関連において総合的に評価する方法について理論的に検討する。第4章においては，それまでの理論的な考察に対し，実験的に検討を加える。すなわち，種々の表面性状の接触面を性質の異なる多種類の潤

滑油によって潤滑したときの静摩擦係数を求め、境界潤滑性能を評価する手法の妥当性を実験的に確かめる。第5章においては、第2章で示した境界潤滑モデルをきさげ仕上げ案内面に適用するため、まずきさげ仕上げ面の表面性状の評価方法について述べ、この評価方法に基づくきさげ仕上げ2面の接触突起個数、接触面積について論述する。第6章では、きさげ仕上げ案内面の静摩擦特性について種々の表面性状のきさげ仕上げ面、潤滑油を用いて実験的に検討する。第7章では、きさげ仕上げ面の表面性状および潤滑油の特性が静摩擦特性に及ぼす影響について調べるとともに、複雑な表面性状をもつきさげ仕上げ面の特性を、きさげ仕上げ面に関連する表面性状諸因子からなる表面性状係数で表わしうることを示す。第8章の結論においては、第2章から第7章までに論述された境界潤滑モデル、きさげ仕上げ案内面の評価方法等について総括する。

## 第 2 章 境界潤滑モデルに 関する一つの考え方

### 2.1 緒言

この章ではまず，微小突起間の金属接触を伴う現実的な境界潤滑状態に関し，金属接触部内のミクロな接触機構と吸着油膜接触部内の接触圧力分布特性とを考慮した新しい境界潤滑モデルを提示した。さらに，このモデルに基づいて，静摩擦特性の見地から境界潤滑状態における接触面の表面性状の把握法を理論的に検討し，実験結果と比較した。

### 2.2 境界潤滑モデルの提示

本論で提案する境界潤滑モデルを図 2.1，図 2.2 に示す。まず

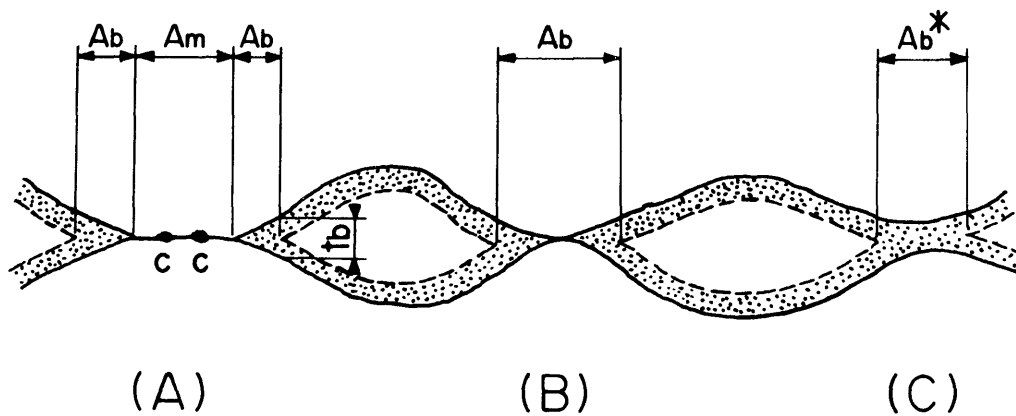
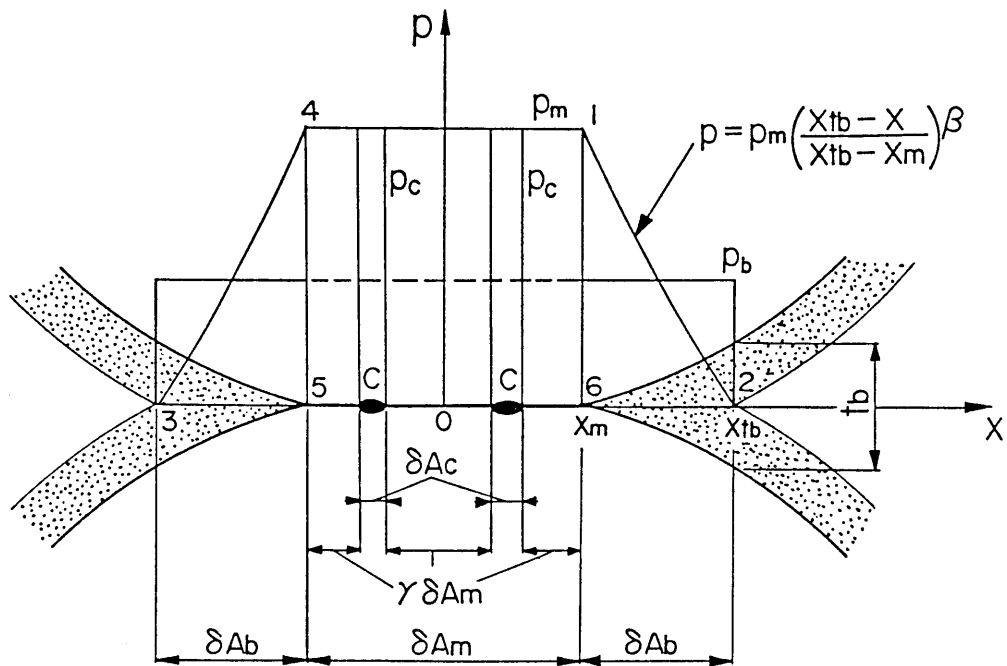


図 2.1 境界潤滑モデル

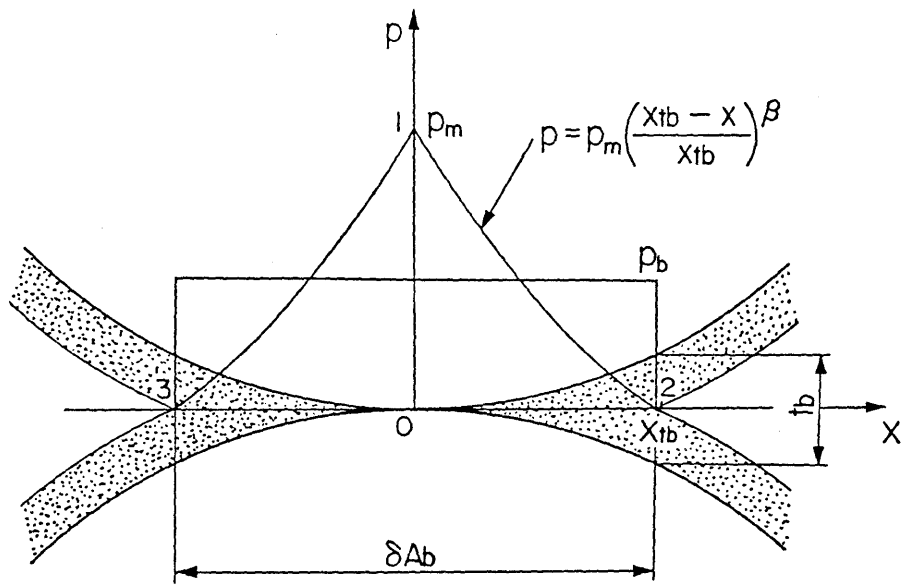


図 2.1 は，厚さ  $t_b$  の吸着油膜でおおわれた 2 面の接触における微小突起の接近量（変形量）と突起間の接触状態の変化との関係を示す説明図である。この吸着油膜は，いわゆる流体潤滑膜とは異なり，固体表面に吸着し流動性を失った半固体的な挙動をする。このような膜に垂直荷重やせん断力が負荷されると，膜は擬弾性的挙動を示し<sup>(10)</sup>，<sup>(25)</sup>，吸着油膜接触部内に負荷荷重とつりあう大きさの圧力が発生し，吸着油膜接触部に荷重支持能力が生じるものと推察される。図の(A)部では，微小突起の変形量が吸着油膜の厚さ  $t_b$  より大きくなり，微小突起の間に金属接触が生じている。したがってスクイズ効果<sup>(32)</sup>が消滅した後の静的な接触状態では，垂直荷重は金属接触部  $A_m$  とその周辺の吸着油膜接触部  $A_b$  で支持されること

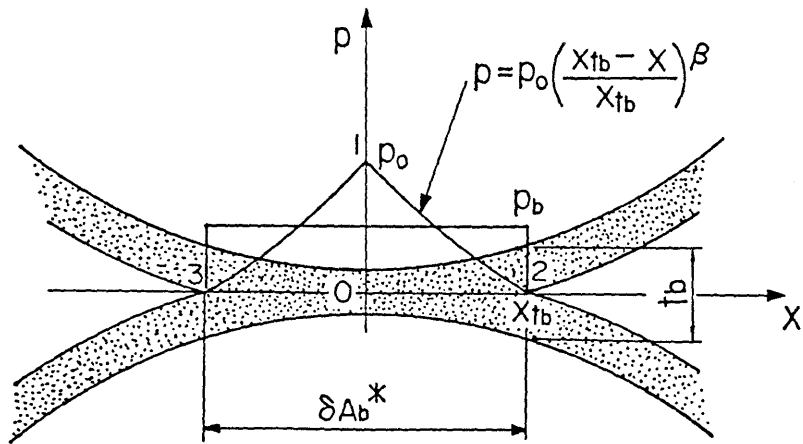


(a) 金属接触のある場合

図 2.2 接触状態の詳細



(b) 点接触の場合



(c) 金属接触のない場合

図 2. 2 接触状態の詳細

になる。また(C)部では、微小突起の接近量が吸着油膜厚さ $t_b$ よりも小さいので2面の吸着油膜のみが接触し、垂直荷重は吸着油膜接触部  $A b^*$  のみで支えられている。(B)部は(A)と(C)の中間の接触状態で、微小突起の変形量がちょうど吸着油膜の厚さ $t_b$ に等しく、微小突起の先端が点接触をしており、垂直荷重は吸着油膜接触部  $A b$  で支えられている。これら(A),(B),(C)部の接触における単一の微小突起による荷重支持状態の詳細を示したのが図2.2(a),(b),(c)である。図2.1(A)部の接触状態に対応する図2.2(a)において、 $\delta A_m$ 部はいわゆる金属接触部といわれる部分であるが、機械加工によって作られた接触面上にある微小突起の表面が完全に滑らかであるとは考えられず、実際には1個の微小突起とみなされる突起面をミクロにながめてみると、二次的なさらに細かい凹凸が存在するものと考えられる。このような微小突起の微細構造<sup>(34)</sup>,<sup>(35)</sup>のため、金属接触部  $\delta A_m$  中で実際に金属接触をしているいわゆる真実金属接触部の面積は、 $\gamma \delta A_m (0 \leq \gamma \leq 1)$  となり、 $\delta A_m$  中の残りのC部(この部分は図2.1の(A)中のC部に対応している)では、二次的なさらに細かい凹凸のため金属接触部内に閉じ込められた吸着油膜片を介して突起の接触を生じている。以後、この部分を閉じ込め油膜接触部と呼ぶことにする。この閉じ込め油膜接触部の面積  $\delta A_c$  は、 $\delta A_c = (1 - \gamma) \delta A_m$  である。ここで  $\gamma$  は、みかけの金属接触面積中に占める真実金属接触部の割合である。閉じ込め油膜接触部  $\delta A_c$  の油膜に発生する圧力  $p_c$  は、金属の降伏圧力  $p_m$  に近いかなり高圧になっているものと考えられる。

この金属接触部  $\delta A_m$  の周囲の吸着油膜接触部  $\delta A_b$  内において発生する圧力  $p$  によっても垂直荷重が支えられる。従来の研究<sup>(32)</sup>では、この  $p$  の値が金属の降伏圧力  $p_m$  に等しい一定圧力であるとして接

触機構が議論されている。しかしながら，この吸着油膜接触部に発生する圧力  $p$  は，図 2.2 (a) の曲線 1-2 に示すように，金属接触部との境界 1 で金属の降伏圧力  $p_m^{(36)}$  に達し，この点から外周部に向って徐々に低下し，吸着油膜接触部の最外周部 2 では零になるような接触半径  $x$  の関数になっているとみなすほうがより一般的であると考えられる。本論で吸着油膜接触部での荷重支持能力を定量的に評価し，潤滑油の境界潤滑性能を吟味するために，この圧力分布が接触半径  $x$  のべき乗則に従っているものと仮定する。金属接触部，吸着油膜接触部での接触半径をそれぞれ  $x_m$ ， $x_{tb}$  とすれば，任意の接触半径  $x$  における図 2.1 の (A) 部の圧力  $p$  は，

$$p = p_m \left( \frac{x_{tb} - x}{x_{tb} - x_m} \right)^\beta \quad (2.1)$$

となる。ここで  $\beta$  は圧力分布の形を決める指数である。したがって，この部分の平均圧力  $p_b$  は次式から計算される。

$$p_b = \frac{2p_m}{x_{tb}^2 - x_m^2} \int_{x_m}^{x_{tb}} x \left( \frac{x_{tb} - x}{x_{tb} - x_m} \right)^\beta dx \quad (2.2)$$

(B) 部では，微小突起が点接触をしているから，圧力分布  $p$  および平均圧力  $p_b$  は，式 (2.1)，(2.2) で  $x_m = 0$  とおくことにより次のようになる [図 2.2 (b)]。

$$p = p_m \left( \frac{x_{tb} - x}{x_{tb}} \right)^\beta \quad (2.3)$$

$$p_b = \frac{2p_m}{x_{tb}^2} \int_0^{x_{tb}} x \left( \frac{x_{tb} - x}{x_{tb}} \right)^\beta dx \quad (2.4)$$

次に (C) 部では，微小突起の変形量が  $t_b$  より小さいため，吸着油膜部のみが接触している。したがって図 2.2(c) に示した  $\delta A_b$  部に発生する圧力の最大値  $p_0$  は，当然金属の降伏圧力  $p_m$  より低くなる。いまこの  $\delta A_b$  内における圧力の分布形状が，図 2.2(a)，(b) のような金属接触を伴う場合と同じであるとするならば，圧力分布  $p'$  およびその平均圧力  $p_b'$  は次のようになる。

$$p' = p_0 \left( \frac{x_{tb} - x}{x_{tb}} \right)^\beta \quad (2.5)$$

$$p_b' = \frac{2p_0}{x_{tb}^2} \int_0^{x_{tb}} x \left( \frac{x_{tb} - x}{x_{tb}} \right)^\beta dx \quad (2.6)$$

ただし  $p_0 < p_m$  である。

いま，真実金属接触部  $\gamma \delta A_m$  の降伏圧力を  $p_m$ ，閉じ込め油膜接触部  $\delta A_c$  の圧力を  $p_c$ ，吸着油膜接触部  $\delta A_b$  の平均圧力を  $p_b$  とすれば，(A) 部のような金属接触を伴う単一接触部での垂直荷重支持能力  $\delta w$  は次のようになる。

$$\delta W = p_m \gamma \delta A_m + p_c (1 - \gamma) \delta A_m + p_b \delta A_b \quad (2.7)$$

ここで， $p_c$  の値は極めて高く， $p_c \doteq p_m$  とみなしてさしつかえないものと考えられる。したがって，式 (2.7) は次のように簡単化される。

$$\delta W \doteq p_m \delta A_m + p_b \delta A_b \quad (2.8)$$

また式 (2.8) で  $\delta A_m = 0$  とおけば，図 2.1(B) 部の垂直荷重支

持能力  $\delta w$  は次のように求められる。

$$\delta W = p_b \delta A_b \quad (2.9)$$

また (C) 部の垂直荷重支持能力  $\delta w^*$  は，式 (2.6) の平均圧力  $p_b'$  を用いると次のようになる。

$$\delta W^* = p_b' \delta A_b^* \quad (2.10)$$

これらの  $\delta w$  あるいは  $\delta w^*$  をすべての接触微小突起について積分すれば，全垂直荷重  $w$  を求めることができる。

さて式 (2.8) ~ 式 (2.10) から明らかなように，吸着油膜接触部の平均圧力  $p_b$  あるいは  $p_b'$  は，吸着油膜接触部での荷重負担能力に大きな影響をもち，ひいては潤滑油の境界潤滑性能に密接に関連しているものと考えられるので，まず平均圧力  $p_b$ ， $p_b'$  について吟味する。

一般に接触半径  $x_{tb}$  と  $x_m$  の比は，微小突起の変形量  $\alpha$  と吸着油膜厚さ  $t_b$  の関数である。突起の変形が進むにつれて両者とも大きくなるが，吸着油膜接触部の幅 ( $x_{tb} - x_m$ ) の値は突起の変形量の影響をそれほど受けない。したがって， $x_{tb}$  と  $x_m$  の比  $x_{tb}/x_m$  によって突起の変形量  $\alpha$  の大きさを見積ることができる。そこで，平均圧力を求めるための式 (2.2)，(2.4)，(2.6) の形をも考慮して，吸着油膜接触部の荷重支持能力を評価する際に平均圧力  $p_b$  と変形量の関係を直接示すことはせずに，平均圧力  $p_b$  (図では金属の降伏圧力  $p_m$  で無次元化したパラメータ  $C_2$  で表示してある) と接触半径の比  $x_{tb}/x_m$  との関係を，圧力分布の形を示す指数  $\beta$  をパラメータとして求めた結果を図 2.3 に示す。図で， $x_{tb}/x_m = \infty$  が図

2.1(B) に示したような微小突起の先端が点接触をしている接触状態に対応する。微小突起の変形が進むと，図2.3の横軸  $x_{tb}/x_m$  の値が小さくなる。 $\beta$  の値が小さく，かつ微小突起の変形が大きい場合ほど平均圧力  $p_b$  が大きくなっている。これは， $\beta$  が小さくなると圧力分布の形がふくらみ，また吸着油膜接触部の幅 ( $x_{tb}-x_m$ ) は突起の変形によってそれほど変化しないが，長さ  $\{(x_{tb}+x_m)/2\}$  が変形の進行とともに大きくなり，接触面積が増大するためであると考えられる。図2.1(C) 部のような吸着油膜接触部の荷重支持能力は，図2.3の  $x_{tb}/x_m = \infty$  における  $C_2$  の値よりもさらに低い値となる。

このように各微小突起接触部の荷重支持能力は，突起の変形量とともに複雑に変化しているが，接触面全体における吸着油膜接触

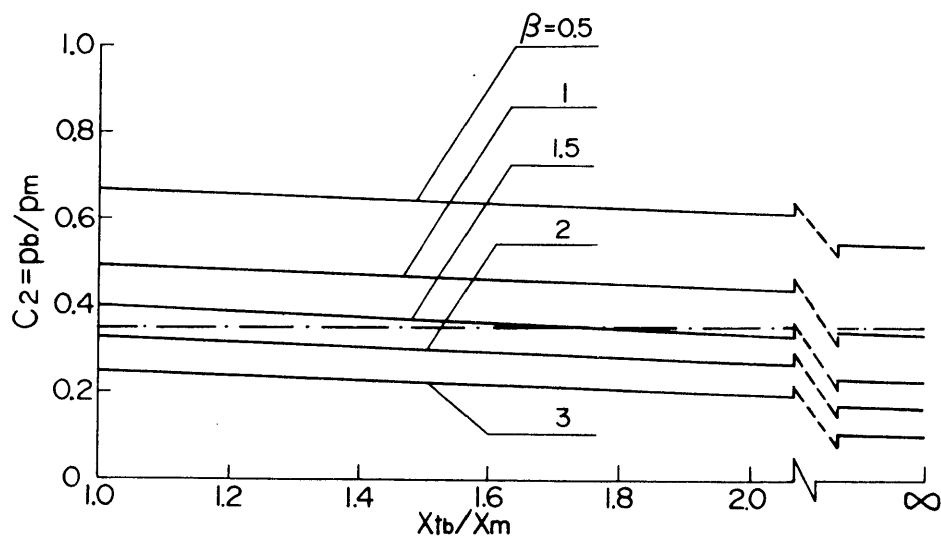


図2.3 吸着油膜接触部の平均耐圧力

部の荷重支持能力を1つの代表値で表示することを試みた。このために第4章で述べる実験に用いた接触面の場合について、図2.1 (A), (B)部あるいは(C)部の接触面積, 荷重支持力などを種々の潤滑油(種々の吸着油膜厚さ $t_b$ )について求めた。その結果を図2.4, 2.5に示す。この計算にあたり、次章で述べる接触理論<sup>(32)</sup>を参考にした。さらに(A), (B)のような接触をしている吸着油膜接触部の平均圧力を、後述の実験結果(図2.15)および図2.3の計算結果を参照して1つの代表値( $C_2 = 0.35$ )で表わすとともに、(C)部での吸着油膜接触部の圧力は、図2.3の $x_{tb}/x_m = \infty$ における $C_2$ の値から0の間で変化しているが、ここでは平均的に考えて図2.3の $x_{tb}/x_m = \infty$ での $C_2$ の値の $1/2$ とした。

まず図2.4は、図中に示してある接触条件(実験条件)の場合について、金属接触面積 $A_m$ , 吸着油膜接触面積 $A_b$ [図2.1の(A), (B)の場合],  $A_{b^*}$ [図2.1(C)の場合], 接触2面の接近量 $a$ を求めたものである。吸着油膜の厚さが大きくなると、接近量 $a$ が减小し、これに対応して金属接触面積 $A_m$ も小さくなっている。一方、吸着油膜接触部の面積 $A_b, A_{b^*}$ は $t_b$ とともに増大している。(C)のような接触状態での $A_{b^*}$ の大きさは、 $t_b = 0.25 \mu m$ の場合でも(A), (B)のような接触している突起部の吸着油膜接触面積 $A_b$ の25%程度と小さい。

次に図2.5は、図2.4から求めた各接触部における荷重支持能力と、次章の手法によって求められる静摩擦係数を示したものである。まず金属接触部の荷重支持能力 $W_m$ は、吸着油膜厚さ $t_b$ が大きくなると急激に减小し、これとは逆に吸着油膜部の荷重支持能力 $W_b(A_b部), W_{b^*}(A_{b^*部})$ が増大する。しかし図2.1(C)の吸着油膜部の荷重支持能力は、吸着油膜厚さの大きい $t_b = 0.25 \mu m$ の場



合でも(A), (B)部での吸着油膜接触部における荷重負担量  $W_b$  の1割以下である。また図中の  $\mu_s'$  は, 各微小突起の接触状態の差異を考慮して, 金属接触部を有する(A), (B)の吸着油膜接触部の平均圧力を  $C_2 = 0.35$ , 金属接触をしていない(C)部のそれを図2.3の  $x_{tb}/x_m = \infty$  における  $C_2$  の値の  $1/2$  すなわち  $C_2' = 0.1355$  として静摩擦係数を求めた結果である。また,  $\mu_s$  は, (C)部の平均圧力も(A), (B)でのそれと同じ値 ( $C_2 = 0.35$ ) であるとして静摩擦係数を求めた結果である。これより,  $t_b$  の値が

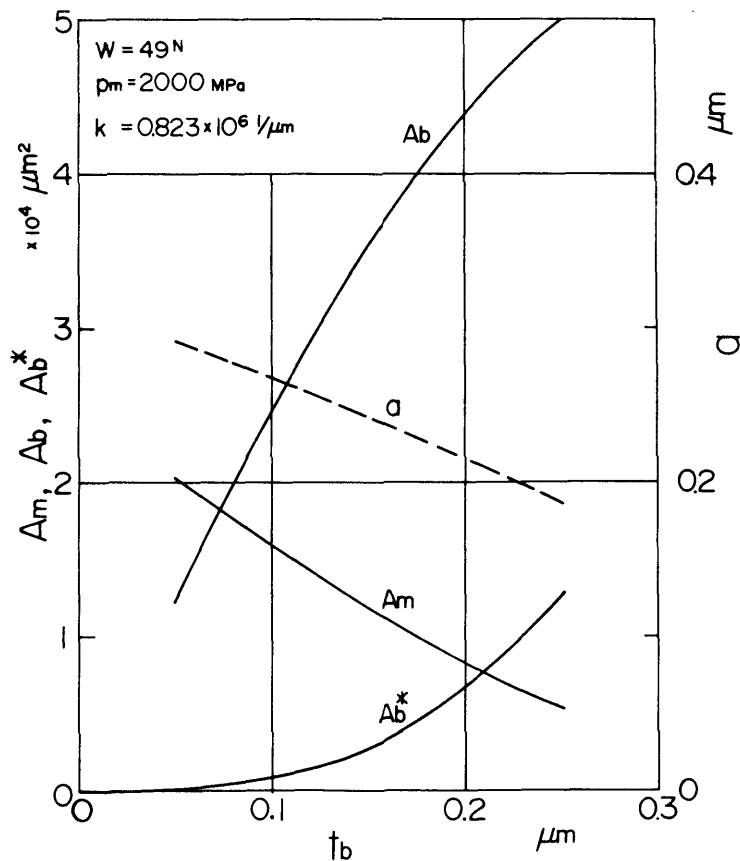


図2.4 接近量, 接触面積に及ぼす吸着油膜厚さの影響

小さい範囲では  $\mu_s'$  ,  $\mu_s$  はほとんど一致しており,  $t_b = 0.25 \mu\text{m}$  においてもわずかに  $0.01$  の差が生じる程度である。したがって, 以下においては微小突起の変形に伴う金属接触部の有無あるいは平均圧力の変化などを考慮せず, 吸着油膜接触部の平均圧力を一つの値  $p_b$  で代表させ, 静摩擦特性を検討した。

以上より, スクィーズ効果による荷重支持能力が消滅した平衡状

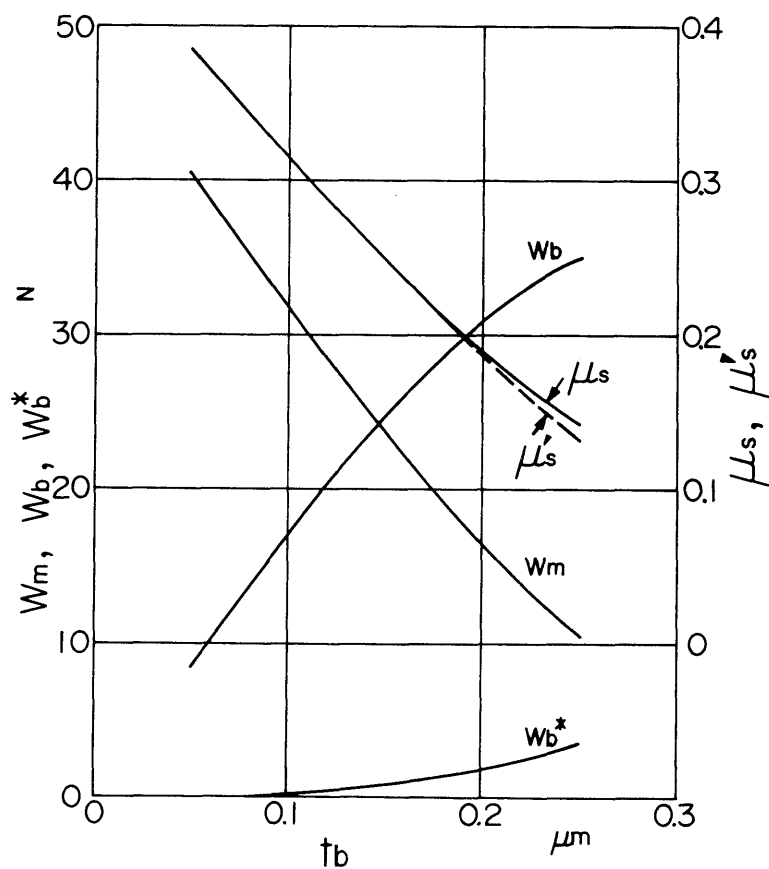


図2.5 荷重支持量, 静摩擦係数に及ぼす  
吸着油膜厚さの影響

態での垂直荷重  $W$  は，吸着油膜接触部での平均圧力を  $p_b$  とすると，

$$W = p_m A_m + p_b A_b \quad (2.11)$$

となる。

次に静摩擦力  $F$  は，真実金属接触部のせん断強さを  $S_m$ ，閉じ込め油膜接触部のせん断強さを  $S_c$ ，吸着油膜接触部のそれを  $S_b$  とすると，次式のように表わされる。

$$\begin{aligned} F &= S_m \gamma A_m + S_c A_c + S_b A_b \\ &= \gamma' S_m A_m + S_b A_b \end{aligned} \quad (2.12)$$

ここで，

$$\gamma' = \gamma + \frac{S_c(1-\gamma)}{S_m} \quad (2.13)$$

である。閉じ込め油膜接触部のせん断強さは，金属接触部のせん断強さよりもかなり小さく，また  $\gamma$  の値は 1 に極めて近いと考えられるので，実用上は  $\gamma'$  の値を幾何学的に定まる  $\gamma$  の値に等しいとみなしてさしつかえない。このため厳密な意味では，以下の議論では  $\gamma$  の値は幾何学的に定まる真実接触率ばかりでなく，閉込め吸着油膜による金属接触部の平均せん断強さの変化にも関係する量と考える必要がある。以上の考察により，摩擦力  $F$  は次のようになる。

$$F = \gamma S_m A_m + S_b A_b \quad (2.14)$$

いま,

$$C_1 = \frac{S_m}{P_m}, \quad C_2 = \frac{P_b}{P_m}, \quad C_3 = \frac{S_b}{P_b} \quad (2.15)$$

とし, 式(2.11), (2.14)から静摩擦係数  $\mu_s$  を求めると次のようになる。

$$\mu_s = \frac{F}{W} = \frac{C_1 \gamma A_m + C_2 C_3 A_b}{A_m + C_2 A_b} \quad (2.16)$$

### 2.3 摩擦係数について

摩擦係数を接触条件の関数として数値計算するためには, 式(2.16)より金属接触面積  $A_m$ , 吸着油膜接触面積  $A_b$  を評価する必要があることがわかる。この  $A_m$ ,  $A_b$  を求めるためには, 微小突起が複雑に分布する接触2表面の表面性状および接触機構を正確に把握する必要がある。このような表面性状の把握方法として, 表面あらさ曲線を基に統計的手法を用いて表面性状を数式で表示することが試みられてきた。築添<sup>(37)</sup>は, Abbott の負荷曲線から表面あらさの分布曲線を求め, 接触突起個数や真実接触面積を求めている。甲藤<sup>(38)</sup>は, あらさ分布曲線を正規分布 (Gauss分布) と仮定して表面あらさ曲線の性質を検討しており, Kragelskyら<sup>(39)</sup>や木村<sup>(40)</sup>は, 正規分布と仮定したあらさ分布曲線から接触突起個数や真実接触面積を求めている。一方, 加藤らは, 表面に存在する多数の微小突起の高さ方向の分布割合すなわちあらさ曲線の一番高い突起から距離  $X$  までの間に含まれる突起の数  $I$  と突起総数  $I_0$  との比  $\phi$  は,

一般に  $X / H_{\max}$  ( $H_{\max}$  はあらさの最大高さ) の関数として

$$\phi = f\left(\frac{X}{H_{\max}}\right) \quad (2.17)$$

で表わされることから、この分布関数を用いて、2面の接触における接触突起個数、接触面積などを求めた<sup>(32)</sup>,<sup>(33)</sup>,<sup>(41)</sup>。そこで本研究においても、加藤らの手法により  $A_m$ ,  $A_b$  を求めることにする。

加藤らの接触理論<sup>(32)</sup>によれば、金属接触面積  $A_m$  および吸着油膜接触面積  $A_b$  は、接触する2面の接近量を  $a$ 、微小突起形状を半径  $R_i$  の半球と仮定すると、次のように与えられる。

$$\left. \begin{aligned} A_m &= ka^3 \\ A_b &= k(a+t_b)^3 - ka^3 \\ k &= \frac{1}{3} \frac{\pi R_e I_0 D_1 D_2}{H_{\max 1} H_{\max 2}} \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

ここで、 $R_e$  は微小突起の等価曲率半径で、上、下面面の微小突起の曲率半径をそれぞれ  $R_1$ ,  $R_2$  とすると

$$R_e = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \quad (2.19)$$

で与えられる。また  $I_0$  はみかけの接触面内に存在する微小突起の総数、 $D_1$ ,  $D_2$  は微小突起の高さ方向の分布係数、 $H_{\max 1}$ ,  $H_{\max 2}$  はそれぞれの面の微小突起の最大高さである。また式(2.18)により接触面積  $A_m$ ,  $A_b$  の大きさに関与する  $k$  の値は、接触する2表

面の表面性状によって定まるパラメータである。以下の議論においては、この  $k$  を表面性状係数と呼ぶことにする。

前節の式 (2.11), (2.14), (2.16) から,  $A_m, A_b$  を求めると次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} A_m &= \frac{W}{d_m} \frac{\mu_s - C_3}{\gamma C_1 - C_3} \\ A_b &= \frac{W}{d_m} \frac{\mu_s - \gamma C_1}{C_2(C_3 - \gamma C_1)} \end{aligned} \right\} \quad (2.20)$$

式 (2.18), (2.20) の金属接触面積  $A_m$  の関係から, 接近量  $a$  は次のようになる。

$$a = \alpha \sqrt[3]{\frac{C_3 - \mu_s}{C_3 - \gamma C_1}} \quad (2.21)$$

ここで,

$$\alpha = \sqrt[3]{W/d_m k} \quad (2.22)$$

であり, 潤滑されていない乾燥状態での上, 下2面の接近量を表わす。したがって, 式 (2.21) の  $\sqrt[3]{(C_3 - \mu_s)/(C_3 - \gamma C_1)}$  の値は潤滑油の効果による接近量の減少程度を表わすことになる。式 (2.21) を式 (2.18) の  $A_b$  に代入し, さらに式 (2.20) の関係を考慮すると次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} \sqrt[3]{\frac{\mu_s - C_3}{\gamma C_1 - C_3}} &= M \\ \frac{t_b}{a} &= T_b \end{aligned} \right\} \quad (2.23)$$

式 (2.23) の関係によって、未知数を摩擦係数  $\mu_s$  から  $M$  に変換すると、次のような  $M$  に関する三次方程式が得られる。なお式 (2.23) 中の  $T_b$  は、無次元の吸着油膜厚さである。

$$M^3 + 3T_b C_2 M^2 + 3T_b^2 C_2 M + T_b^3 C_2 - 1 = 0 \quad (2.24)$$

これを未知数  $M$  について解くために、 $M = E - C_2 T_b$  として変数をさらに  $M$  から  $E$  に変換すると、次式を得、Cardanoの解法が適用できる。

$$E^3 + 3PE + Q = 0 \quad (2.25)$$

ここで、

$$\left. \begin{aligned} P &= -C_2 T_b^2 (C_2 - 1) \\ Q &= C_2 T_b^3 (C_2 - 1)(2C_2 - 1) - 1 \end{aligned} \right\} \quad (2.26)$$

式 (2.25) の三次方程式の根の判別式は、

$$\begin{aligned} Q^2 + 4P^3 &= \{T_b^3 C_2 (C_2 - 1) + (2C_2 - 1)\}^2 \\ &+ 4C_2(1 - C_2) \end{aligned} \quad (2.27)$$

となる。一般の潤滑油においては、 $0 < C_2 \leq 1$  であるので、式 (2.27) の関係から、根の判別式は常に  $Q^2 + 4P^3 > 0$  となる。したがって、式 (2.25) すなわち式 (2.24) は必ず 1 実根のみ

をもつことになる。いま，

$$\left. \begin{aligned} m &= \sqrt[3]{\frac{-Q + \sqrt{Q^2 + 4P^3}}{2}} \\ n &= \sqrt[3]{\frac{-Q - \sqrt{Q^2 + 4P^3}}{2}} \end{aligned} \right\} \quad (2.28)$$

とおけば，Mの実根は

$$M = m + n - C_2 T_b \quad (2.29)$$

となるので，式(2.23)から，静摩擦係数 $\mu_s$ が次のように求められる。

$$\mu_s = C_3 + (\gamma C_1 - C_3)(m + n - C_2 T_b)^3 \quad (2.30)$$

#### 2.4 摩擦係数に影響する表面性状，潤滑油特性値の評価

前節で求めた式(2.26)，(2.28)，(2.30)を用いて，境界潤滑条件下における静摩擦係数 $\mu_s$ に対する表面性状および潤滑油の特性の影響について検討する。計算に際して，接触2面の表面性状は等しいものとして表2.1に示すような各パラメータの標準値を設定した。他のものはこの標準値に固定し，残りの一つを独立変数として広範囲に変化させ，独立変数として選んだパラメータ



表2.1 表面性状パラメータの標準値

$C_1$	0.5	$l_0$	$5.0 \times 10^6$
$C_2$	0.35	D	1.36
$C_3$	0.075	R $\mu\text{m}$	17
$\gamma$	0.9	$H_{\text{max}}$ $\mu\text{m}$	10

と静摩擦係数  $\mu_s$  との関係を吟味した。なお図中のパラメータは吸着滑油膜厚さ  $t_b$  である。

図2.6は、金属のせん断強さ  $C_1$  と  $\mu_s$  の関係を示したものである。図より、 $\mu_s$  と  $C_1$  の間には直線的な関係があり、 $C_1$  の増加と

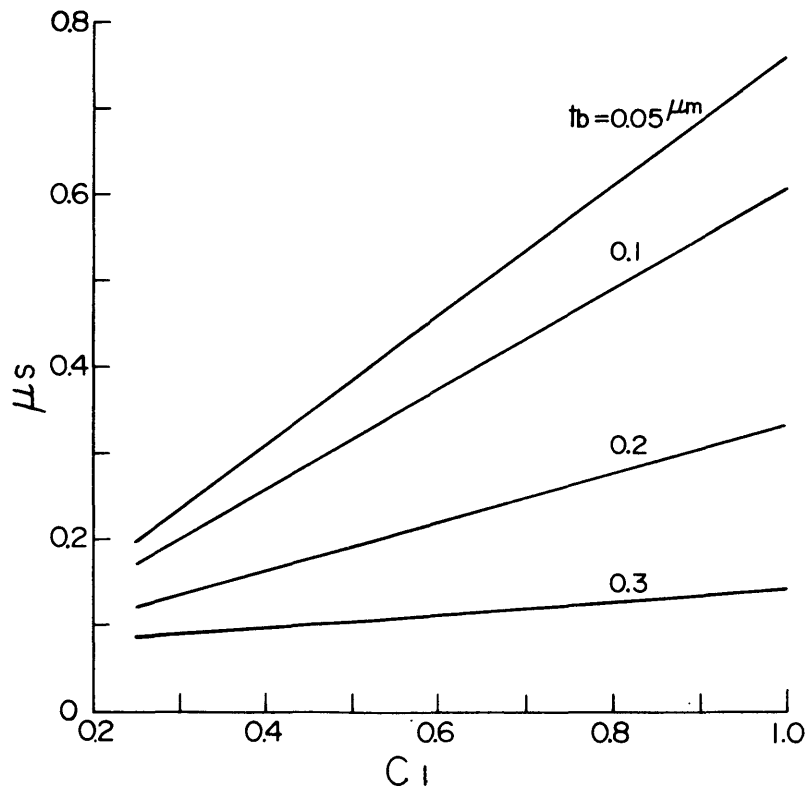


図2.6  $\mu_s$ に対する金属接触部のせん断強さの影響

ともに  $\mu_s$  も大きくなる。また  $t_b$  が大きくなると、摩擦係数  $\mu_s$  は低下し、かつ  $\mu_s$  に対する  $C_1$  の影響も小さくなるのがわかる。図 2.7 は、みかけの接触面積中の微小突起総個数  $I_0$  と  $\mu_s$ 、図 2.8 は微小突起の高さ方向の分布係数  $D$  と  $\mu_s$ 、図 2.9 は微小突起の曲率半径  $R$  と  $\mu_s$  の関係を示したものである。これらの各表面性状因子と  $\mu_s$  の関係はいずれも類似した傾向を示しており、各表面性状因子  $I_0$ 、 $D$ 、 $R$  が増加し、微小突起の最大高さ付近における荷重支持面積が大きい、いわゆる常識的にもよい面と考えられる場合に  $\mu_s$  が減少することがわかる。この減少傾向は、 $t_b$  が小さい場合には小さいが、 $t_b$  が大きくなるにしたがって各因子の  $\mu_s$  に対する影響が顕著になり、 $I_0$ 、 $D$ 、 $R$  のわずかな増加によって  $\mu_s$  は急激に減少し、摩擦特性が著しく改善される傾向がみられる。また図 2.10 は、微小突起の最大高さ  $H_{max}$  と  $\mu_s$  の関係を示した

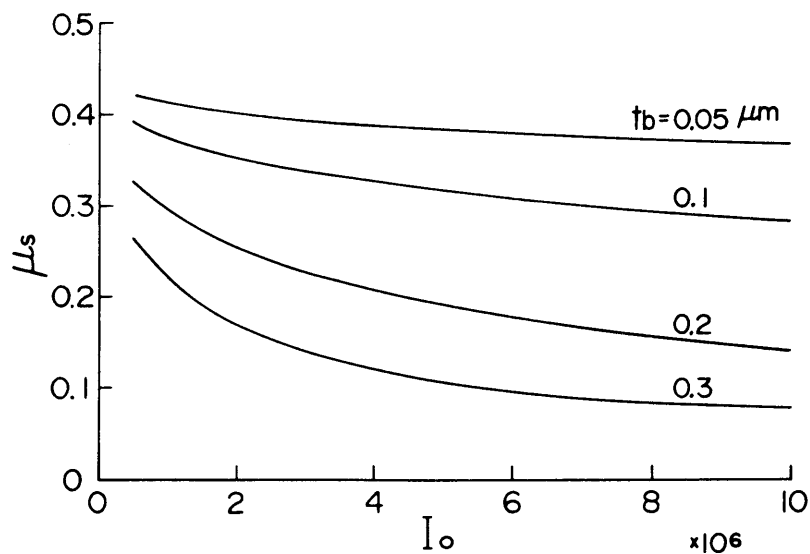


図 2.7  $\mu_s$  に対する突起総個数の影響

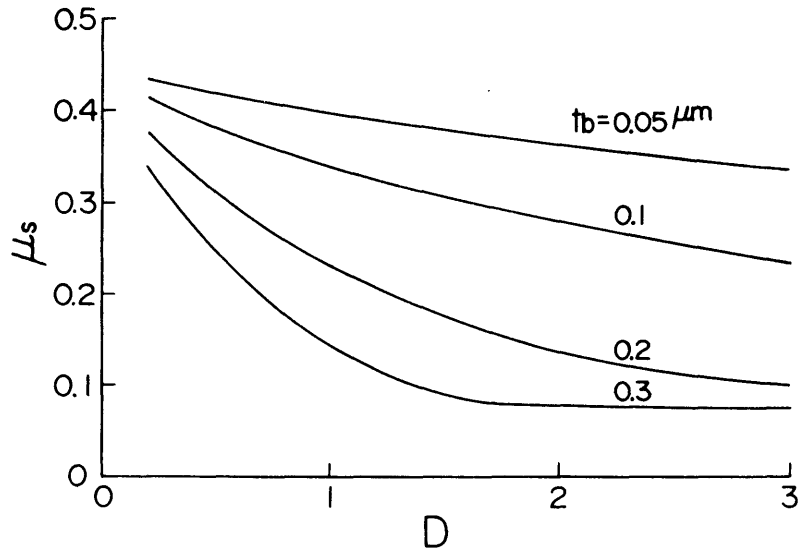


図 2.8  $\mu_s$  に対する分布係数の影響

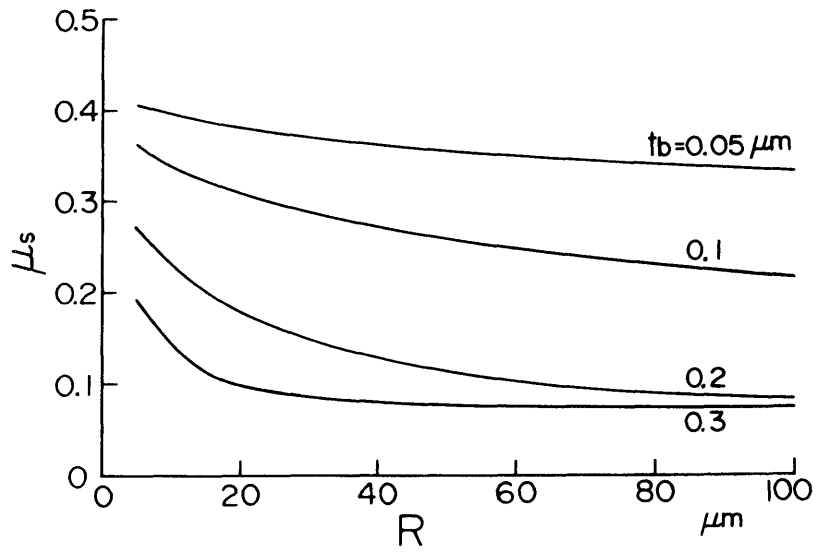


図 2.9  $\mu_s$  に対する突起曲率半径の影響

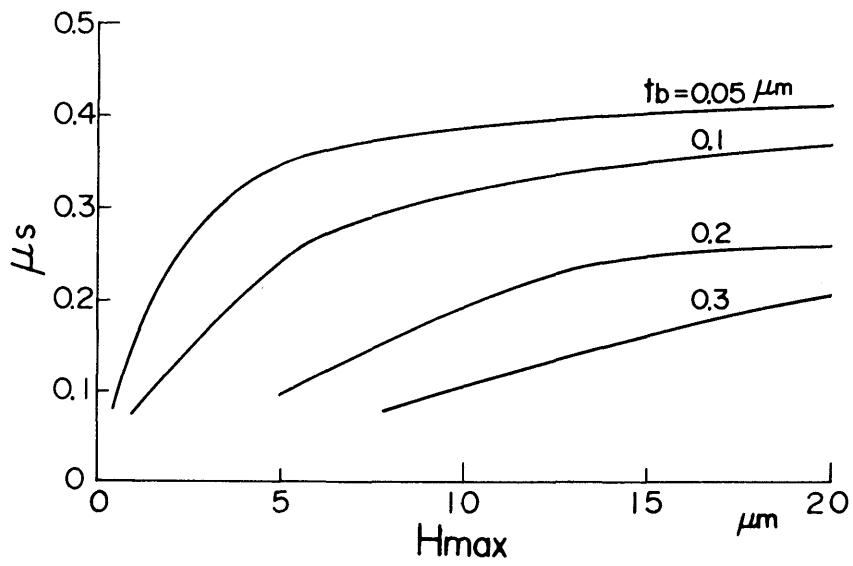


図 2.10  $\mu_s$  に対する突起最大高さの影響

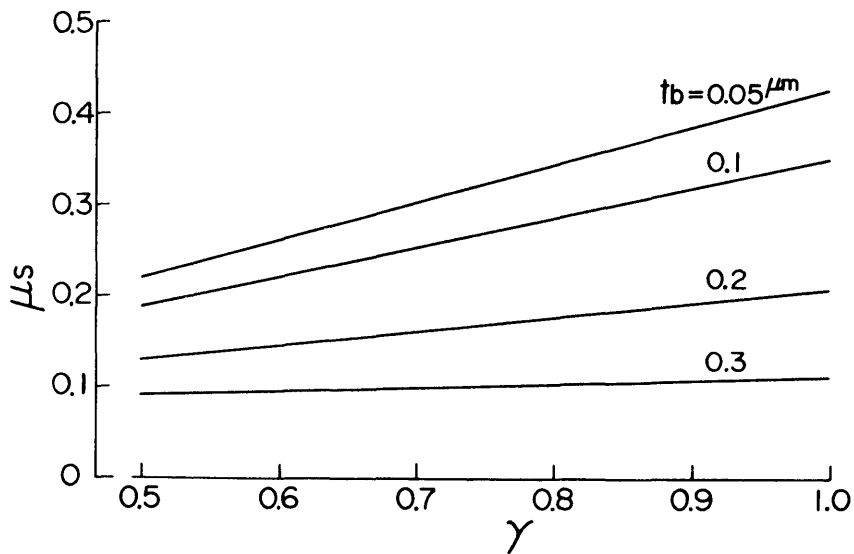


図 2.11  $\mu_s$  に対する金属接触率の影響

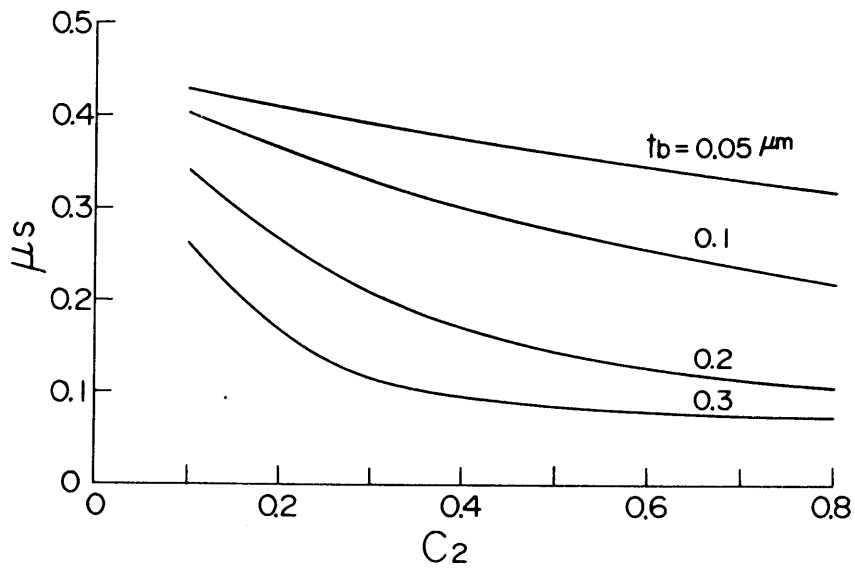


図 2.12  $\mu_s$  に対する吸着油膜接触部の平均耐圧力の影響

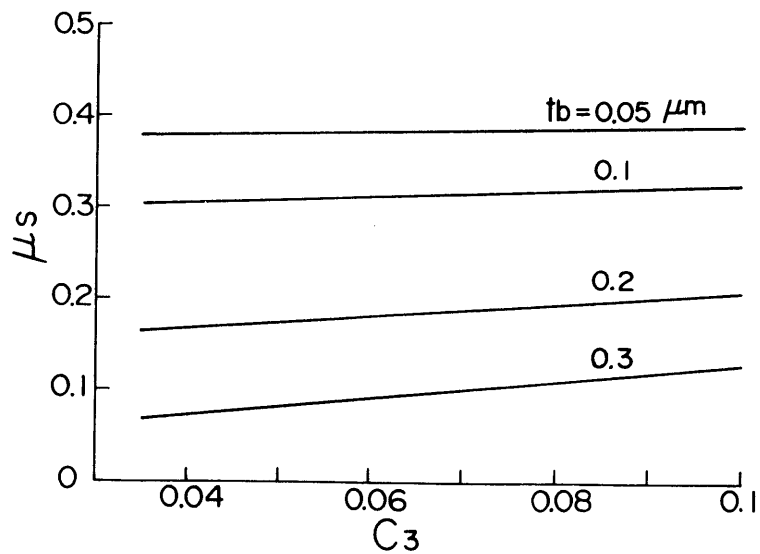


図 2.13  $\mu_s$  に対する吸着油膜接触部のせん断強さの影響

ものである。 $\mu_s$ は $H_{max}$ の増加とともに増加するが、その増加傾向は $t_b$ の大きさによってかなり異なり、 $t_b$ が小さい場合ほど $H_{max}$ の増加に伴う $\mu_s$ の増加傾向は顕著である。

図2.11は、金属接触部における真実接触率 $\gamma$ と $\mu_s$ の関係を示したものである。これより、 $\mu_s$ は $\gamma$ とともに直線的に増加するが、 $t_b$ が大きくなるほどその増加率は小さくなることがわかる。

図2.12は、潤滑油の特性のうち吸着油膜接触部の荷重支持能力 $C_2$ と $\mu_s$ の関係を示したものである。図より、 $C_2$ が大きくなるほど突起の変形量が小さく、金属接触面積が減少するので、 $\mu_s$ は低下し、また吸着油膜厚さ $t_b$ が大きい場合ほど $\mu_s$ の減少割合が大きくなることがわかる。次に図2.13は、吸着油膜のせん断強さ $C_3$ の $\mu_s$ に対する影響を示したものである。図より、 $C_3$ は静摩擦特性にさほど大きな影響を与えないことがわかる。

## 2.5 表面性状係数： $k$

前節において、境界潤滑条件下における表面性状および潤滑油の諸特性が静摩擦特性に及ぼす影響について吟味した結果、金属接触部のせん断強さ $C_1$ 、突起総個数 $I_0$ 、突起の高さ方向の分布係数 $D$ 、突起の曲率半径 $R$ 、最大高さ $H_{max}$ 、真実接触率 $\gamma$ 、吸着油膜接触部の荷重支持能力 $C_2$ が静摩擦特性に大きな影響を与えるパラメータであることが明らかにされた。

そこで、本節においては、まず $I_0$ 、 $D$ 、 $R$ 、 $H_{max}$ などの表面性状因子が静摩擦係数 $\mu_s$ に及ぼす影響を統一的に表示することを試みた。第4章で述べる実験結果などを参照して、上記の表面性状

因子以外の各因子をそれぞれ  $C_1 = 0.5$ ,  $C_2 = 0.35$ ,  $C_3 = 0.075$  (標準値)とし, かつ本章における静摩擦係数  $\mu_s$  に関する理論的な検討結果を参照して各表面性状因子を独立に変化させ, 静摩擦係数  $\mu_s$  と表面性状係数  $k$  の関係を求めたものが図 2.14 である。

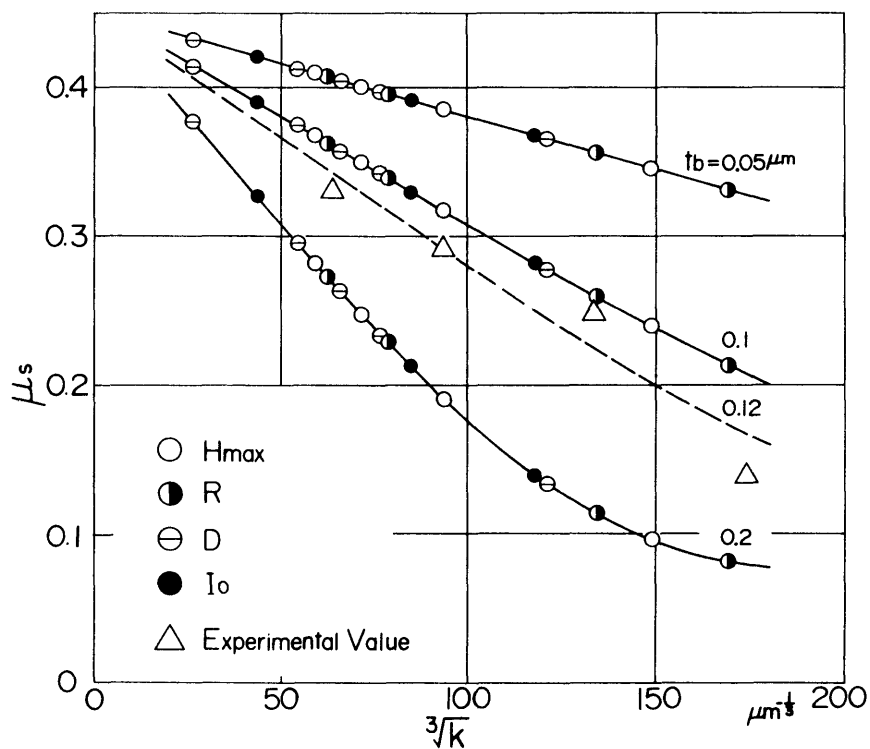


図 2.14  $\mu_s$  に対する表面性状係数の影響  
(パラメータ:  $t_b$ )

図より, 各表面性状因子 ( $R$ ,  $I_o$ ,  $D$ ,  $H_{\text{max}}$ ) をそれぞれ単独に変化させたときの摩擦係数  $\mu_s$  の計算結果 (○, ①, ⊖, ●印) は, いずれもある一定の  $t_b$  すなわちある潤滑油に対しては 1 本の線

上によっており，表面性状係数  $k$  の増大とともに静摩擦特性が改善されていくことがわかる。したがって，各表面性状因子の  $\mu_s$  に対する影響は，表面性状係数  $k$  で統一的に評価しうることがわかる。また図中の  $\Delta$  印は，表 2.2 に示すような表面性状の異なる 4 種類の砂吹き面を第 4 章で詳述する実験方法にしたがって A<sub>2</sub> 油（パラフィン系鉱油）で潤滑したときの静摩擦係数  $\mu_s$  の測定結果を併記

表 2.2 接触面の表面性状

接触面	Hmax ( $\mu\text{m}$ )	R ( $\mu\text{m}$ )	I <sub>0</sub> ( $\times 10^6$ )	D	k ( $\times 10^6 \mu\text{m}$ )
S <sub>1</sub>	15	20	2.7	1.43	0.26
S <sub>2</sub>	10	17	5.0	1.36	0.82
S <sub>3</sub>	5	16.5	8.4	0.91	2.40
S <sub>4</sub>	2.5	12	11.7	0.67	5.29

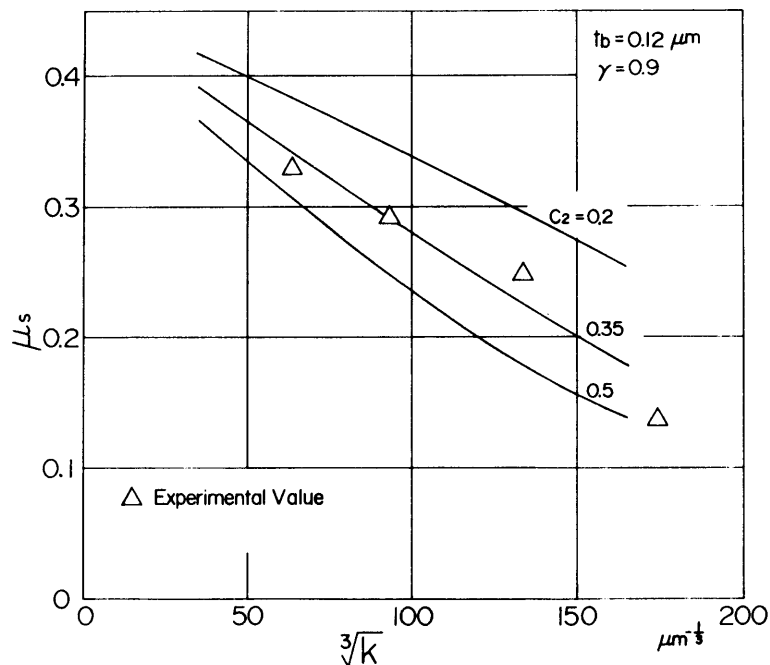


図 2.15  $\mu_s$  に対する表面性状係数の影響  
(パラメータ:  $C_2$ )



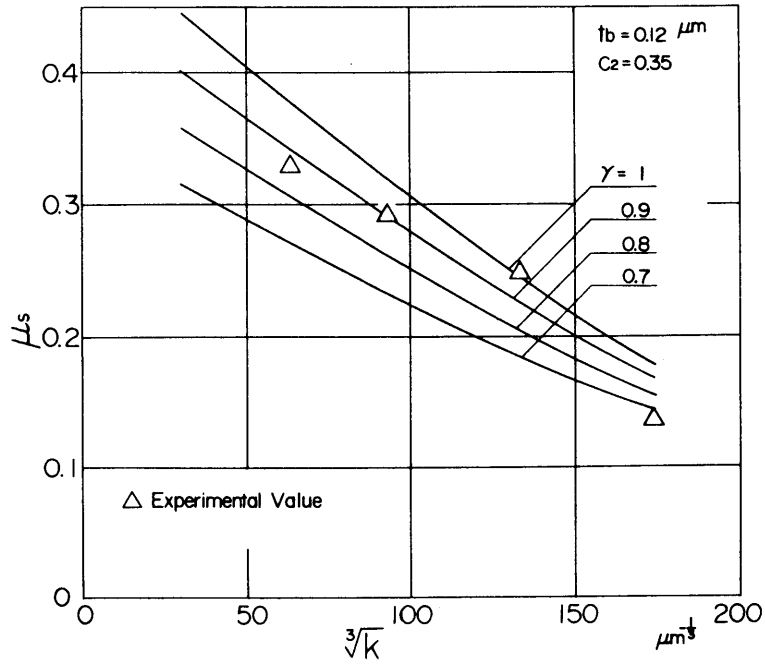


図 2.16  $\mu s$  に対する表面性状係数の影響  
(パラメータ:  $\gamma$ )

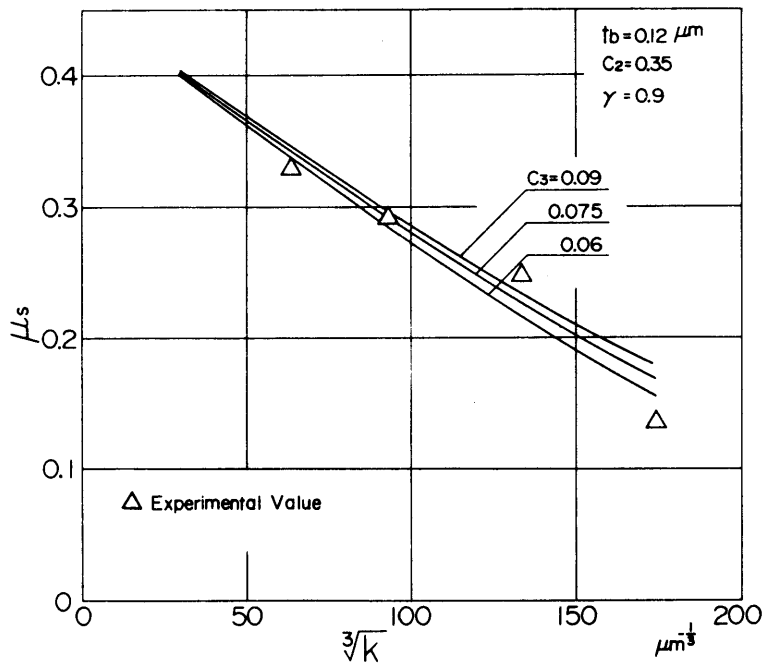


図 2.17  $\mu s$  に対する表面性状係数の影響  
(パラメータ:  $C_3$ )

したものである。S<sub>1</sub>, S<sub>2</sub>, S<sub>3</sub>, S<sub>4</sub>, 面の順に最大あらしが小さく, 表面性状係数が増大し, 静摩擦特性が向上するという実験結果が得られている。この実験結果は,  $t_b = 0.12 \mu\text{m}$ としたときの計算値とよく一致しており, 本文で提示した境界潤滑モデルに基づく摩擦特性の検討結果の妥当性が実験的に確かめられた。

図2.15は, 吸着油膜の荷重支持能力(耐圧力)  $C_2$ をパラメータとし, 図2.14と同様な方法で  $k$  と  $\mu_s$  の関係を求めたものである。なおここでは, 各表面性状因子の影響を個別に表示することはせずに, 各  $C_2$  の値に対して1本の線で示してある。この図より,  $C_2$  の値は, A<sub>2</sub> 油については  $C_2 = 0.35$ としたときに実験結果とよく一致することがわかる。

図2.16は, 金属接触部の真実金属接触率  $\gamma$  をパラメータとし, 同様の関係を求めたものである。これより,  $\gamma = 0.9$ としたときに, 実験結果と計算結果が最もよく一致している。図2.17は, 吸着油膜のせん断強さ  $C_3$ をパラメータとし, 同様に  $\mu_s$  と  $k$  の関係を求めた結果である。 $C_3$ に関しては, 図2.13の結果でも明らかなように,  $\mu_s$  に対してさほど大きな影響を及ぼさないが, Tamaiら<sup>(5)</sup>, 原島ら<sup>(6)</sup>の結果も参照して,  $C_3$ を代表する値として  $C_3 = 0.075$ とする。

以上, 境界潤滑条件下における表面性状因子の摩擦係数  $\mu_s$  に及ぼす影響は, ある一つの潤滑油に対して(すなわち  $t_b$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  の値が定めれば), 表面性状係数  $k$  で統一的に吟味しうることを示した。

## 2.6 結 言

微小突起間の金属接触を伴う実際の境界潤滑状態に関し、新しい境界潤滑モデルを提示し、金属接触部のミクロな接触状態および吸着油膜接触部内の接触圧力分布を考慮した垂直荷重負荷能力などを検討した。このモデルに基づいて接触面の表面性状および潤滑油の特性が摩擦特性に及ぼす影響を理論的に検討した。さらにこの結果を利用して、境界潤滑状態における表面性状因子の静摩擦特性に対する影響は、ある特定の潤滑油に対しては表面性状因子で定まる表面性状係数  $k$  で統一的に評価しうることを示した。この事実は実験によっても確認された。

## 第 3 章 潤滑油の境界潤滑能の評価法

### 3.1 緒言

前章で提示した金属接触部での接触状態および吸着油膜接触部における荷重負担能力に関する新しい知見を含む境界潤滑モデルに基づき、境界潤滑条件下における潤滑油の潤滑能を、接触 2 表面の表面性状（表面性状係数  $k$ ）との関連において総合的に評価する手法について理論的に検討した。

### 3.2 潤滑能の評価

前章で、吸着油膜接触部のせん断強さ  $C_2$  は金属接触部のせん断強さ  $C_1$  に比較して極めて小さく、境界潤滑条件下での静摩擦特性にそれほど大きな影響を及ぼさないこと、また接触 2 面の表面性状が静摩擦特性に及ぼす影響は、表面性状係数  $k$  によって統一的に評価しうることが理論的にも実験的にも明らかにされている。そこで、境界潤滑状態における潤滑油の潤滑能（静摩擦特性）を、表面性状との関連において総合的に評価する方法を明らかにするために、表面性状係数  $k$ 、吸着油膜接触部の負荷能力  $C_2$ 、吸着油膜厚さ  $t_b$  からなる簡単な評価式によって静摩擦係数  $\mu_s$  を整理することを試みる。

金属接触部の真実金属接触率および閉じ込め吸着油膜の性質などで定まる金属接触部の等価なせん断強さに関係する  $\gamma$  の値は、後述

の式(3.1)にみられるように $\gamma C_1$ の形で静摩擦係数の計算式の中に入っているが、この $\gamma$ の値は直接潤滑油の性質あるいは表面性状に関係する量ではないので、ここでの評価式には含めず別に検討することにする。

前章のモデルにより求められた境界潤滑状態の静摩擦係数 $\mu_s$ を表わす式は、

$$\mu_s = C_3 + (\gamma C_1 - C_3)(m + n - C_2 T_b)^3 \quad (3.1)$$

式中の $m + n - C_2 T_b (= M$ とおく)は、加藤らの境界潤滑状態における2面の接触理論<sup>(32)</sup>から導かれた三次方程式の実根で、表面性状係数 $k$ 、吸着油膜接触部の負荷能力 $C_2$ 、吸着油膜厚さ $t_b$ などの関数になっている。式中の $m$ 、 $n$ はそれぞれ次式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} m &= \sqrt[3]{-\frac{Q}{2} + \frac{\sqrt{Q^2 + 4P^3}}{2}} \\ n &= \sqrt[3]{-\frac{Q}{2} - \frac{\sqrt{Q^2 + 4P^3}}{2}} \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

また式(3.2)中の $P$ 、 $Q$ はそれぞれ

$$\left. \begin{aligned} P &= -C_2 T_b^2 (C_2 - 1) \\ Q &= C_2 T_b^3 (C_2 - 1)(2C_2 - 1) - 1 \end{aligned} \right\} \quad (3.3)$$

$$\left. \begin{aligned} T_b &= t_b / \alpha \\ \alpha &= \sqrt[3]{W / p_m k} \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

で表わされる。

このように、静摩擦係数  $\mu_s$  は  $k$ 、 $C_2$ 、 $t_b$  の複雑な関数となっているため、個々の表面性状、潤滑油の特性が静摩擦特性に及ぼす影響を見積ることは容易ではない。そこで、次のような手法でこれらのパラメータにより定まる簡単な評価式を求めた。まず実際の境界潤滑状態で考えられる  $t_b$  の値は、Needs<sup>(8)</sup>、Deryaguin<sup>(9)</sup>、Smith<sup>(11)</sup> らの結果を参照して  $t_b = 0.05 \sim 0.25 \mu\text{m}$  の範囲、 $C_2$  の値としては桜井ら<sup>(21)</sup>、曾田<sup>(19)</sup> らの結果を参照して、 $C_2 = 0.2 \sim 0.6$  の範囲と考えられるので、これらの範囲の値に対して  $m+n$  の値を求めた。その結果を図 3.1 に示す。ただしこの計算に際して、次章の実験における実験条件を参考にして、垂直荷重  $W = 49 \text{ N}$ 、金属接触部の降伏圧力  $p_m = 2000 \text{ MPa}$  とした。図にみられるように、 $m+n$  の値は、吸着油膜接触部の負荷能力  $C_2$  の大きさにはほとんど無関係で、境界潤滑状態で考えられるパラメータ値の範囲内では 1 に極めて近い値となることがわかる。そこで、この事実および式 (3.4) を考慮して、静摩擦係数の計算式 (3.1) 中の  $M$  を次式のような形に近似することが可能かどうか検討する。

$$\begin{aligned} M &= m+n - C_2 T_b \\ &\cong 1 - AC_2^u (t_b \sqrt[3]{k})^v \end{aligned} \quad (3.5)$$

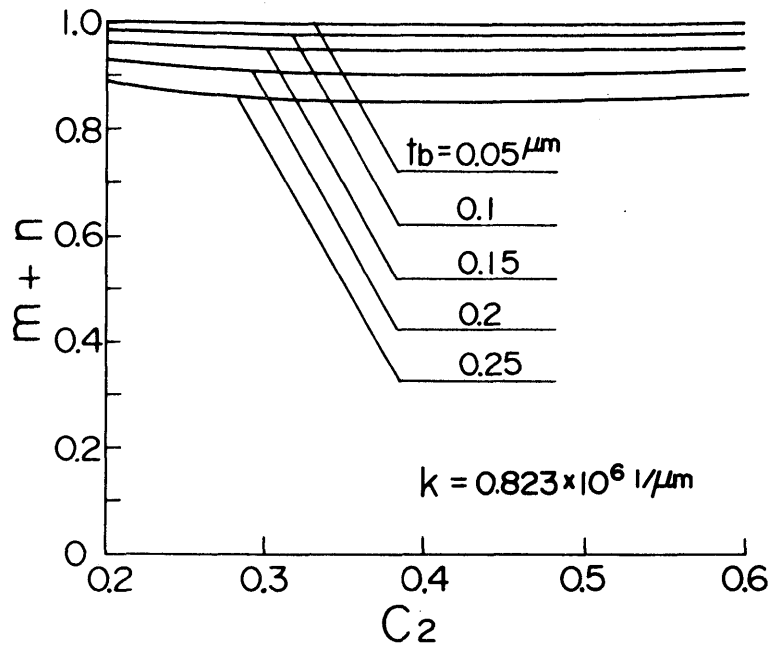


図 3.1  $m+n$  と  $C_2$  の関係

すなわち、 $m+n=1$ とおいたとき、 $m+n$ に対する $C_2$ 、 $t_b$ の影響をすべて第2項目の $A C_2^u (t_b \sqrt[3]{k})^v$ に含めて表示しうるかどうかということである。ここで $A$ は、接触微小突起の性質（降伏圧力など）や垂直荷重などによって決まる定数であり、 $u$ 、 $v$ はそれぞれ、 $M$ したがって静摩擦係数 $\mu_s$ に対する $C_2$ 、 $t_b$ 、 $k$ の影響の程度を示す指数である。もし式(3.5)のような近似が可能であるならば、表面性状および潤滑油の性状が境界潤滑条件下の静摩擦特性に及ぼす影響は、次式によって評価しうることになる。

$$Z = C_2^u (t_b \sqrt[3]{k})^v \quad (3.6)$$

いま仮に $M$ を式(3.5)のように近似しうるものとする、静摩擦係数 $\mu_s$ は、

$$\mu_s \cong C_3 + (\gamma C_1 - C_3) \{1 - A C_2^u (t_b \sqrt[3]{k})^v\}^3 \quad (3.7)$$

となる。この関係から次式が得られる。

$$1 - \sqrt[3]{\frac{\mu_s - C_3}{\gamma C_1 - C_3}} \cong A C_2^u (t_b \sqrt[3]{k})^v \quad (3.8)$$

式(3.8)の両辺の対数をとると次のようになる。

$$\begin{aligned} \log\left(1 - \sqrt[3]{\frac{\mu_s - C_3}{\gamma C_1 - C_3}}\right) &\cong \log A + u \log C_2 \\ &+ v \log(t_b \sqrt[3]{k}) \end{aligned} \quad (3.9)$$

したがって、前述の近似が可能であるためには、例えば  $t_b \sqrt[3]{k}$  の値を一定にしたときに、式(3.9)の左辺と右辺の  $\log C_2$  の間に直線関係がなければならないことがわかる。また逆に、 $C_2$  の値を一定にしたときにも同じように式(3.9)の左辺と  $\log(t_b \sqrt[3]{k})$  の間に直線関係の存在することが必要である。そこで、前章の2.3節で求めた静摩擦係数  $\mu_s$  の計算結果を  $t_b \sqrt[3]{k}$  あるいは  $C_2$  を一定にして

$$\log\left\{1 - \sqrt[3]{(\mu_s - C_3)/(\gamma C_1 - C_3)}\right\} - \log C_2,$$

あるいは

$$\log\left\{1 - \sqrt[3]{(\mu_s - C_3)/(\gamma C_1 - C_3)}\right\} - \log(t_b \sqrt[3]{k})$$

平面上にプロットしてみた。



まず図 3. 2 (a), (b) は,  $t_b$  あるいは  $\sqrt[3]{k}$  を一定とし,  $\sqrt[3]{k}$  および  $t_b$  をパラメータとして, 式 (3. 9) の左辺と, 右辺の  $C_2$  の関係を対数平面上で求めた一例である。図より, いずれのパラメータの場合も, 境界潤滑状態で考えられる各パラメータ値の範囲内では式 (3. 9) の左辺と  $\log C_2$  の間にほぼ直線関係が存在していることがわかる。

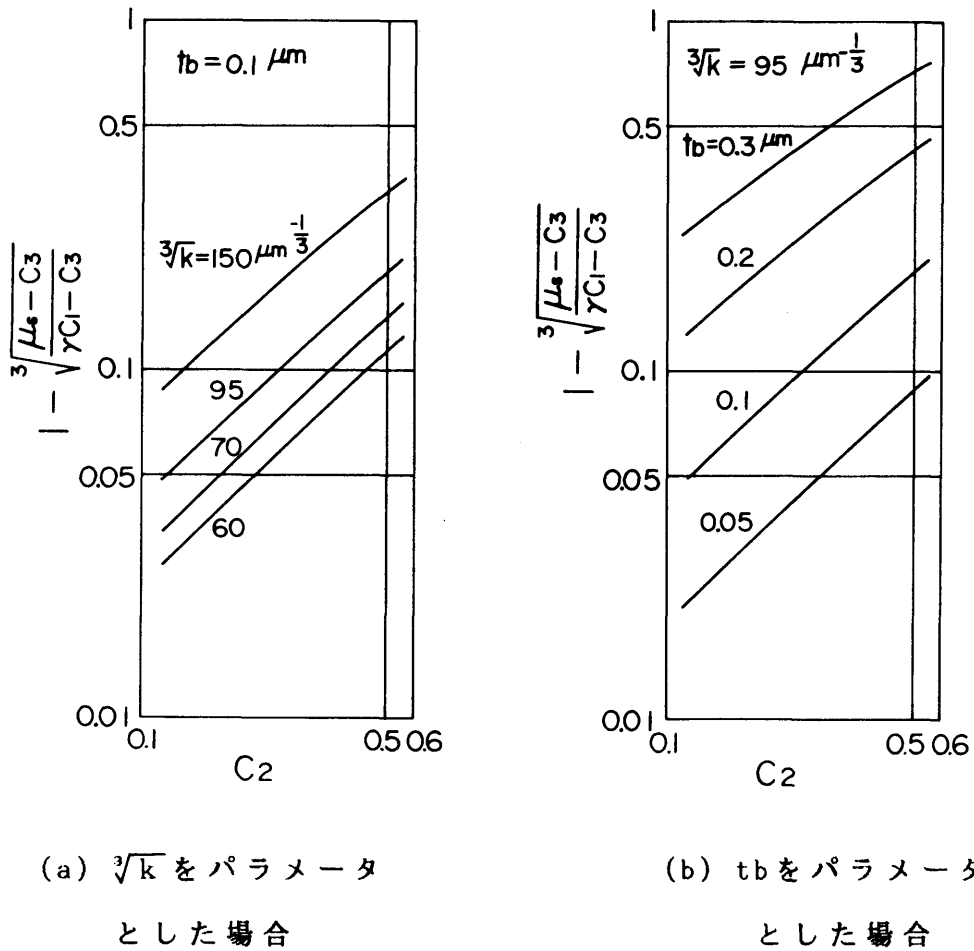


図 3. 2  $1 - \sqrt[3]{(\mu_s - C_3) / (\gamma C_1 - C_3)}$  と  $C_2$  の関係

次に図 3.3 は、 $C_2$  をパラメータとし、式 (3.9) の左辺と右辺の  $\log(tb \sqrt[3]{k})$  の関係を求めた一例である。この図では、 $tb$  および  $k$  の値を独立に変化させた結果をまとめて図示してあるが、パラメータ  $C_2$  の値が一定であれば  $tb$  あるいは  $k$  を独立に変化させたときの結果はすべて同一の線上にあり、 $\mu_s$  に対しては  $tb \sqrt[3]{k}$  という形で影響していることが確かめられた。また図より、いずれの  $C_2$  の値に対しても図 3.2 (a), (b) に示した  $C_2$  の場合と同様に、式 (3.9) の左辺と  $\log(tb \sqrt[3]{k})$  の間にはほぼ直線関係が存在していることがわかる。以上の結果、 $M$  の値を式 (3.5) のように近似

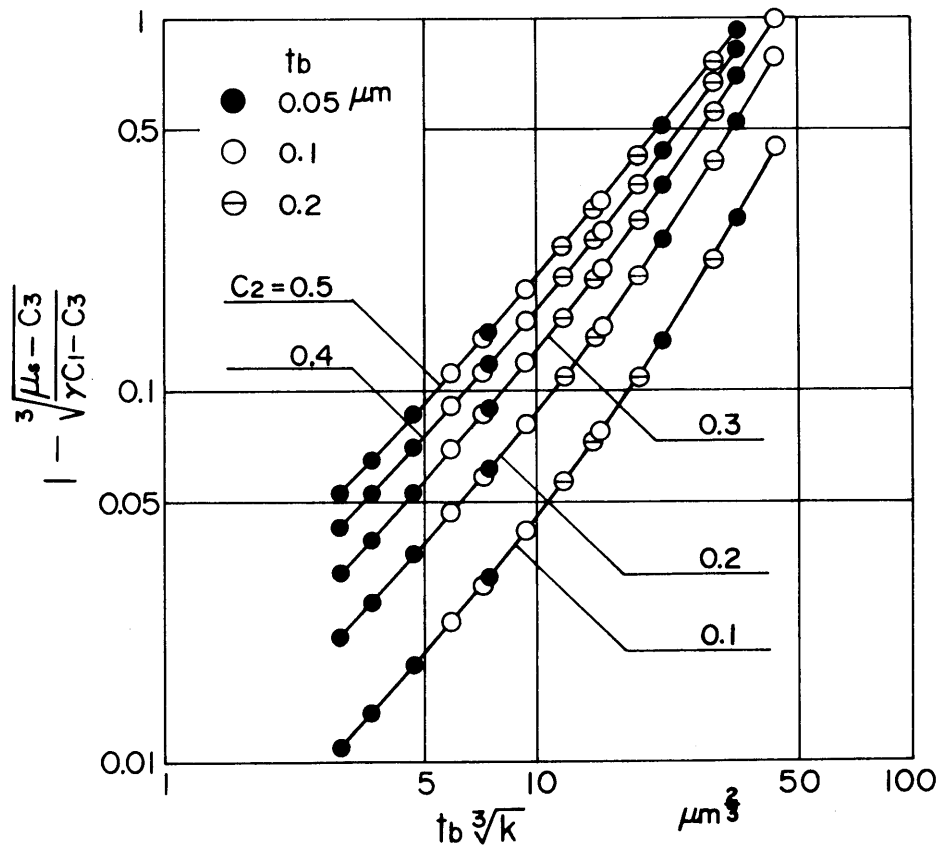


図 3.3  $1 - \sqrt[3]{(\mu_s - C_3) / (\gamma C_1 - C_3)}$  と  $tb \sqrt[3]{k}$  の関係

してさしつかえないことが確かめられた。したがって、表面性状および潤滑油の性状が境界潤滑条件下において静摩擦特性に及ぼす影響は、式(3.6)のZによって評価しうるといえる。そこで図3.2, 3.3に示されている曲線の平均的な傾きから、 $C_2 = 0.2 \sim 0.6$ ,  $tb\sqrt[3]{k} = 3 \sim 40 \mu\text{m}^{2/3}$ の範囲内で式(3.5)の指数u, vを求めたところ、 $u = 0.8$ ,  $v = 1.3$ となった。この値を式(3.7)に代入して求めた静摩擦係数 $\mu_s$ の値(以後この $\mu_s$ を $\mu_s'$ とする)と式(3.1)の厳密値とを比較することにより、係数値Aを求めた。その結果を図3.4に示す。図より、Aの最適値は0.017となった。

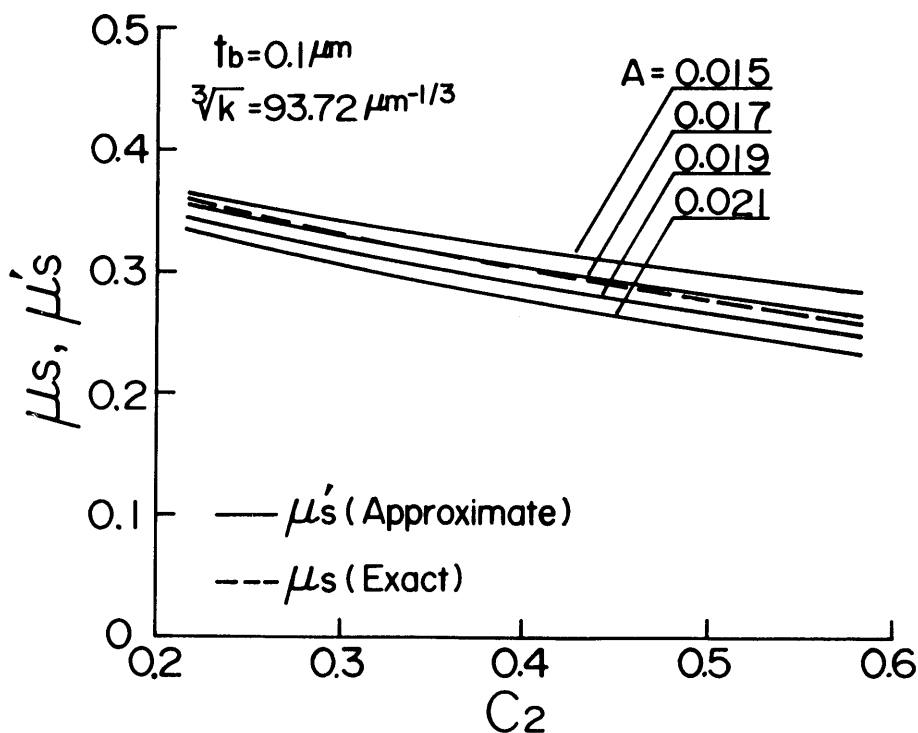


図3.4 Aを求めるための数値計算

図 3.5 は、上述の手法により求めた  $u$ 、 $v$ 、 $A$  の値を用い、近似値  $M'$  [ $= 1 - 0.017 C_2^{0.8} (tb\sqrt[3]{k})^{1.3}$ ] と、 $M$  の厳密値を必要なパラメータ値の範囲内で比較したものである。この図は、 $k$  を一定 ( $0.823 \times 10^6 \text{ 1}/\mu\text{m}$ ,  $\sqrt[3]{k} = 93.72 \mu\text{m}^{-1/3}$ ) とし、 $tb$  をパラメータとして  $M$ 、 $M'$  と  $C_2$  の関係を比較したものである。吸着油膜厚さ  $tb$  が厚くなると多少  $M'$  の近似度が悪くなる傾向が認められるが、全体的には  $M$  と  $M'$  はよく一致していることがわかる。

図 3.6 は、図 3.5 とは逆に  $tb$  を  $0.1 \mu\text{m}$  で一定とし、 $k$  をパラメータとして  $M$ 、 $M'$  と  $C_2$  の関係を比較したものである。表面性状係数  $k$  が大きくなると多少  $M$  の近似度が悪くなるが、 $tb$  の結果

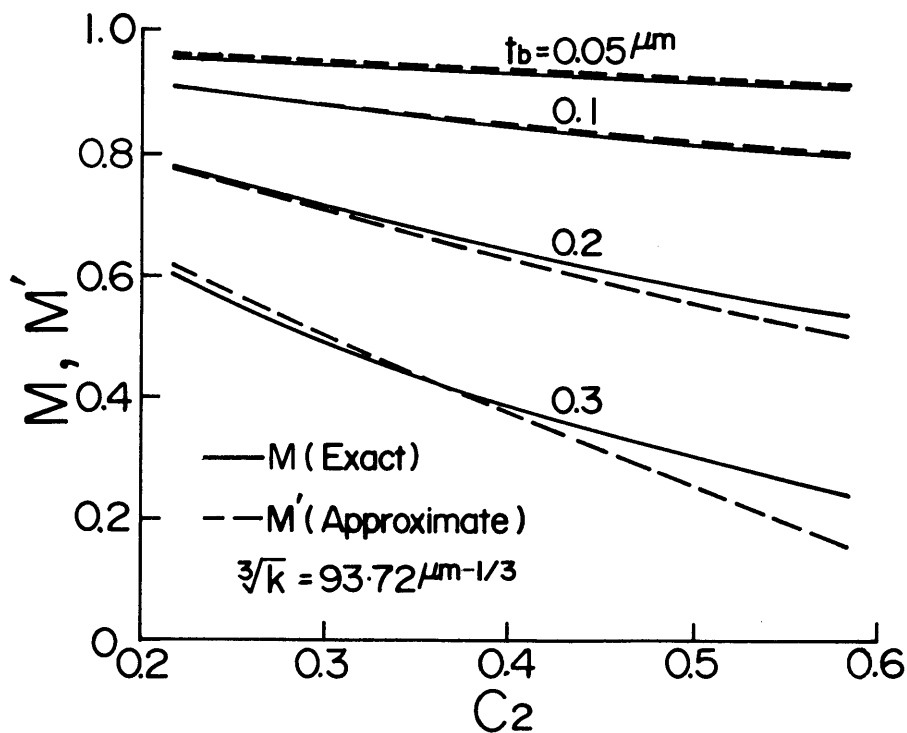


図 3.5 静摩擦係数の近似式の精度 ( $M$ 、 $M'$  の比較)

と同様に全般的には  $k$  を変化させても  $M$  と  $M'$  はよく一致している。なお両図について，図 3.5 では  $k$  を，図 3.6 では  $t_b$  をさらに変化させた結果においても両図と全く同様の結果が得られた。

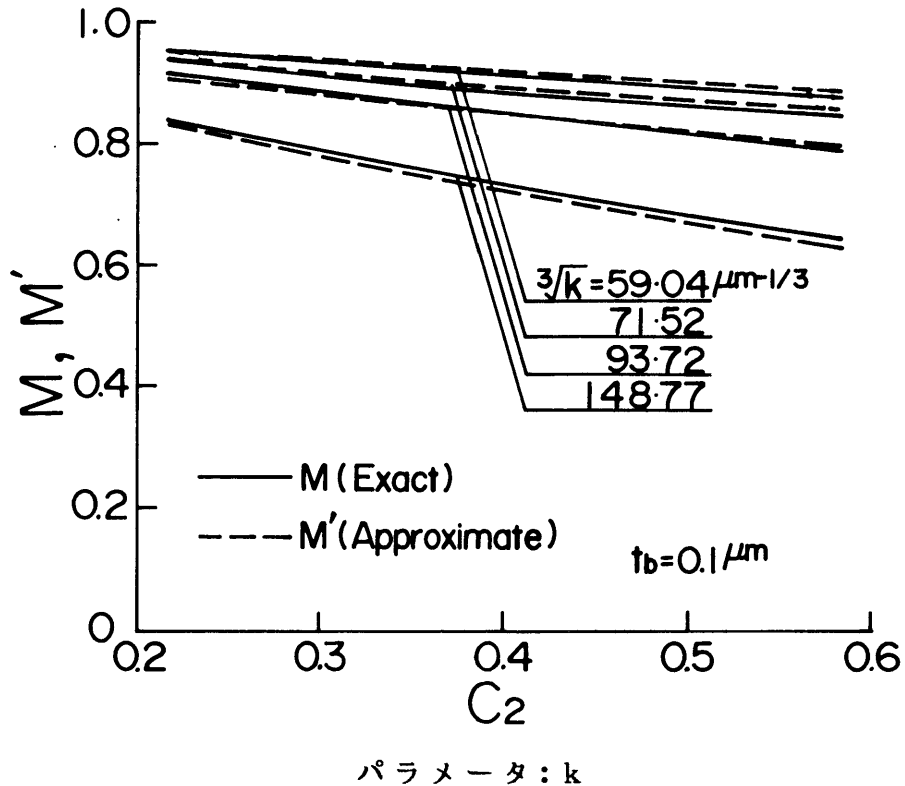


図 3.6 静摩擦係数の近似式の精度 ( $M$ ,  $M'$  の比較)

### 3.3 評価式による静摩擦特性の整理

図 3.7 は，前節で述べた手法に従って， $k$  および  $\gamma$  の値を一定として吸着油膜厚さ  $t_b$ ，吸着油膜の負荷能力  $C_2$  の値を種々に変化させたときの式 (3.6) の  $Z$  と式 (3.1) の静摩擦係数  $\mu_s$  の関係を求めた結果である。図より，静摩擦係数  $\mu_s$  は， $t_b$ ， $C_2$  の変化にかかわらず  $Z$  に対してほぼ 1 本の線上にのっており， $Z$  の値が

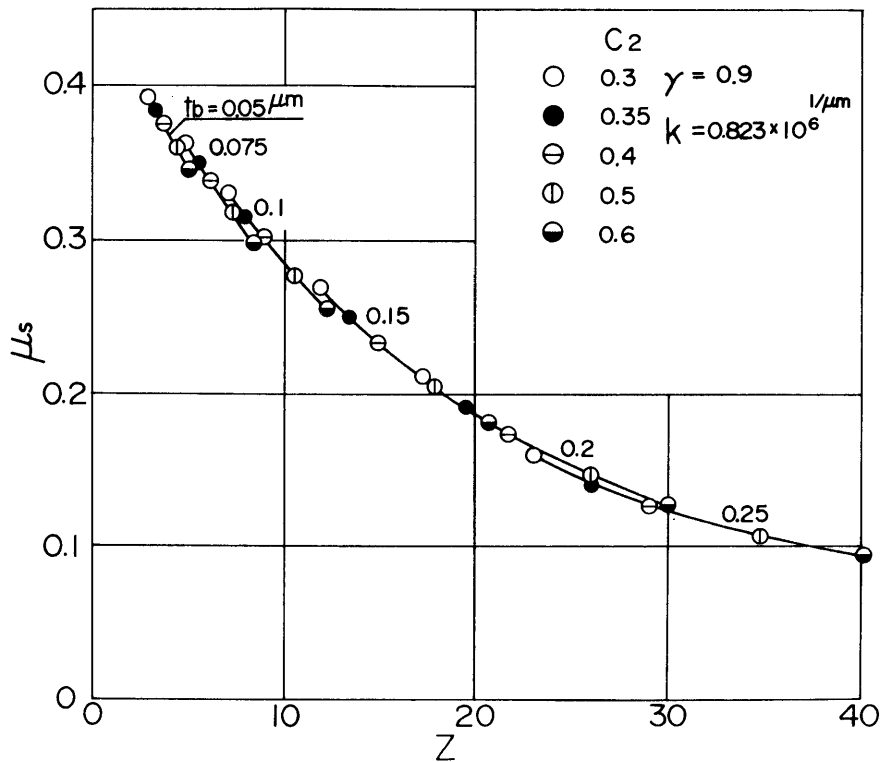


図3.7 境界潤滑能評価係数による  $\mu_s$  の整理

大きくなると静摩擦係数  $\mu_s$  の値が小さくなることがわかる。また図3.8は、図3.7と同様に、 $\gamma$ と $t_b$ の値を一定として $\sqrt[3]{k}$ 、 $C_2$ を種々に変化させたときの $Z$ と $\mu_s$ の関係を示したものである。図より、 $\mu_s$ は $\sqrt[3]{k}$ および $C_2$ の変化にかかわらず $Z$ に対してやはりほぼ1本の線上にのっていることがわかる。この線は、図3.7のそれと全く一致している。以上の結果より、境界潤滑条件下における静摩擦係数 $\mu_s$ は、 $t_b$ 、 $C_2$ 、 $k$ の変化にかかわらず式(3.6)で表わされる一つの評価式 $Z$ によって整理しうることが明らかにされた。したがって、この $Z$ によって表面性状との関連で潤滑油の境界潤滑特性を評価しうることがわかる。以後この $Z$ を“境界潤滑能

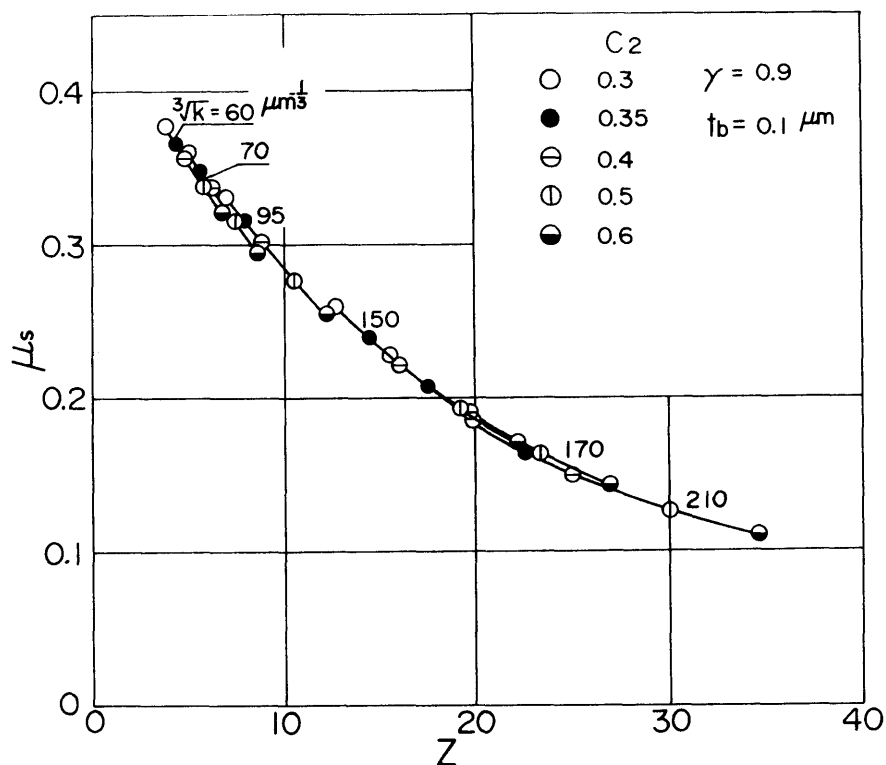


図3.8 境界潤滑能評価係数による $\mu s$ の整理

評価係数”と呼ぶことにする。

以上の検討はすべて $\gamma$ の値を一定にして行なってきた。この $\gamma$ の値は、前章で述べたように接触微小突起が単純な形状をしているものではなく、突起内にさらに凹凸のある微細構造を有していること、金属接触部内に吸着油膜片が閉じ込められて真実金属接触部の面積を減少させていることなどに関連して定まる金属接触部の等価せん断強さを表わす量である。したがって $\gamma$ は、表面性状あるいは潤滑油の特性というよりは、金属接触部の物理的な性質とみなされるので、境界潤滑能評価係数 $Z$ の中には考慮しなかった。そこであらためて $\gamma$ の $\mu s - Z$ 関係に対する影響を数値的に考察してみた。その

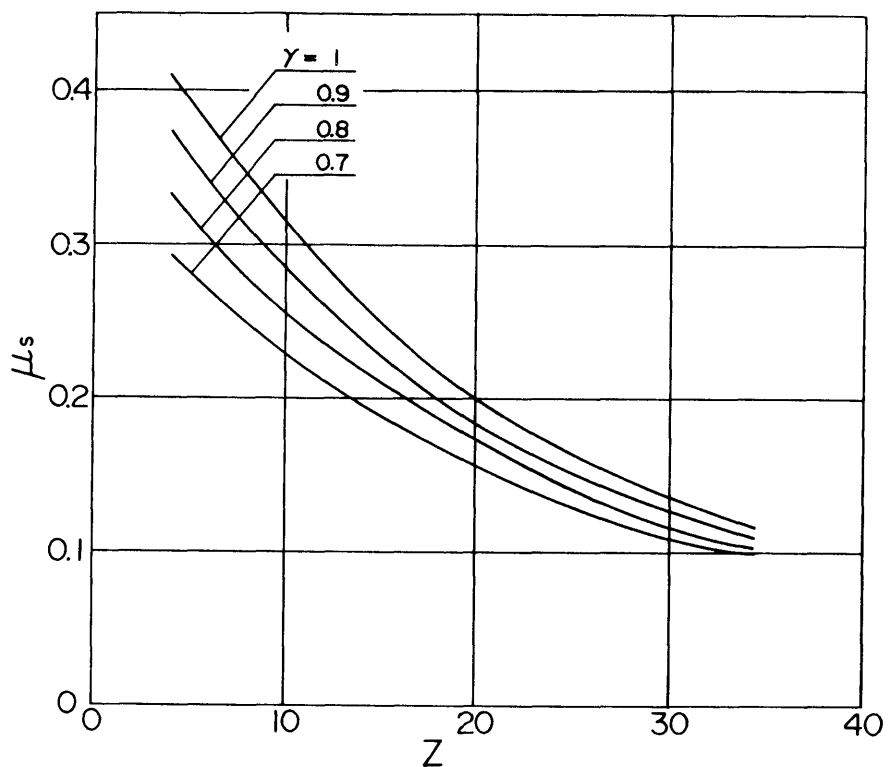


図3.9 境界潤滑能評価係数による $\mu_s$ の整理

結果を図3.9に示す。ここで図中の各線は、 $\gamma$ の $\mu_s-Z$ 関係に対する影響をわかりやすくするために、各 $\gamma$ の値に対して $t_b$ 、 $C_2$ 、 $k$ の値を種々に変えて得られた図3.7、3.8のようなプロット点をなめらかに結んで得られたものである。図より、 $\gamma$ の $\mu_s-Z$ 関係に対する影響は、以下のように要約される。 $\gamma$ の値が小さく、金属接触部の等価せん断強さが低い場合ほど当然 $\mu_s$ は小さくなるが、静摩擦特性 $\mu_s$ に対する境界潤滑能評価係数 $Z$ の影響も $\gamma$ の値が小さい場合ほど小さくなり、 $Z$ の増加に対する $\mu_s$ の減少割合が低下する。このように $\gamma$ の値によって、 $\mu_s-Z$ 関係が多少変化するので、実際に測定された静摩擦特性から潤滑油の性能を評価する場合



にはこの点に関して十分注意する必要がある。

### 3.4 結 言

前章で提示した新たな境界潤滑モデルに基づき，境界潤滑条件下での潤滑油の潤滑能を，接触面の表面性状との関連において総合的に評価する手法について理論的に詳細に検討した。その結果，境界潤滑条件下の静摩擦特性は，吸着油膜厚さ，吸着油膜接触部の荷重支持能力および接触面の表面性状の優劣を表わす表面性状係数から定まる一つのパラメータ（境界潤滑能評価係数）によって定量的に評価しうることを明らかにした。また金属接触部の真実金属接触率 $\gamma$ が，静摩擦係数 $\mu_s$ と境界潤滑能評価係数 $Z$ の関係に対して及ぼす影響について吟味し， $\gamma$ の値によって $\mu_s-Z$ 関係が影響を受けることを明らかにした。

## 第 4 章 境界潤滑能に 関する実験

### 4.1 緒言

砂吹き加工により仕上げられた種々の表面性状の接触面を，性質の異なる多種類の潤滑油によって潤滑したときの静摩擦係数の実測値から，境界潤滑条件下における各種潤滑油の潤滑性能に関する特性値を推定することを試みるとともに，この潤滑油の境界潤滑性能を評価する前章までの手法の妥当性を実験的に確かめた。

### 4.2 実験装置および方法

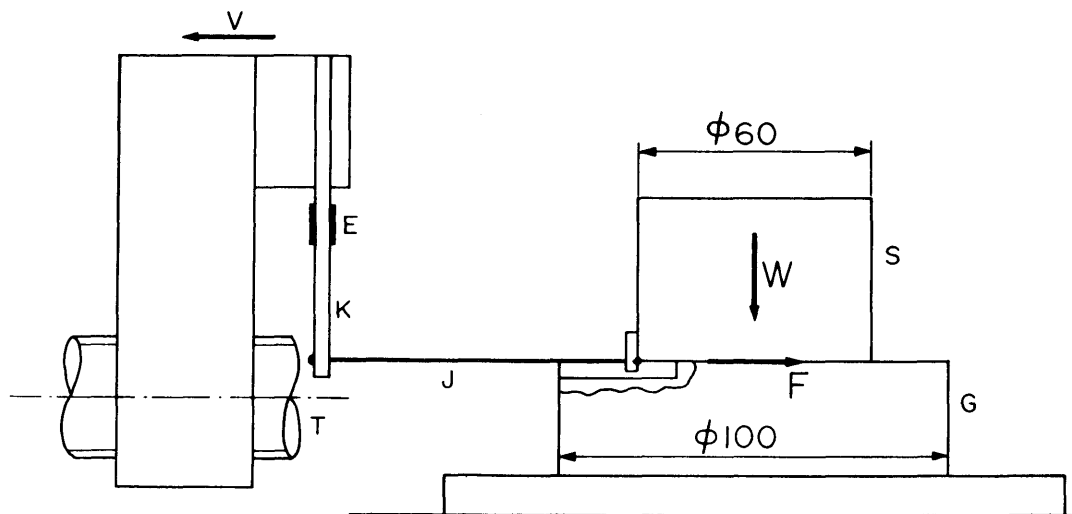


図 4.1 実験装置

#### 4.2.1 実験装置および方法

前章までの理論的考察の妥当性を検討するため、以下に述べるような実験を行なった。用いた実験装置の概略を図4.1に示す。実験に供した接触面は、上下面（S，G面）ともS35C製で円形の接触面を有しているが，G面には摺動体Sを駆動するワイヤJのための幅の狭い溝が切っている。

摩擦実験は，極めて精密なボールねじTにより駆動される駆動部に取りつけられた板ばねKと，Kに固定された金属製のワイヤJにより，直径60mm，垂直荷重49Nの摺動体Sを低速（3.05mm/min）で駆動することにより行なった。ワイヤJの取り付け高さは，摩擦力Fの作用高さとも一致させ，摺動体に回転モーメントが働かないようにしてある。潤滑油は，各実験毎にあらためてG面上に供給し，スライダ（S面）を滑り方向に2，3回静かに摺動させ余分な油を摩擦面から除去したのち，後述の実験結果で示すように一定時間（600秒）スライダを静止させてから摺動させた。最大静摩擦係数 $\mu_s$ は，案内面Gと摺動体Sの間に作用する最大静摩擦力（静止している摺動体がすべりはじめようとする瞬間の摩擦力）を，板ばねKに貼りつけたひずみゲージEにより測定し，これを垂直荷重Wで除して求めた。

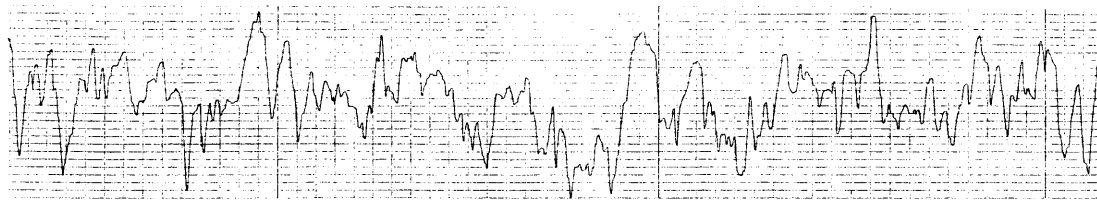
#### 4.2.2 接触面

実験に用いた接触面の作り方を以下に述べる。まず平形砥石により，最大あらさ $1\mu\text{m}R_{\text{max}}$ 程度に研削加工したのち，サンドペーパー仕上げおよびバフ仕上げにより鏡面状態にした。これに#36，#60，#120，#240の4種類の粒度の砥粒を各面に均一に

吹きつけることにより砂吹き加工を施し，表面あらかの異なる4種類の接触面を製作した。

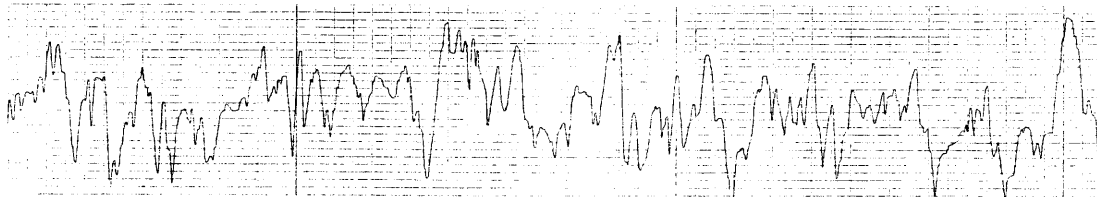
図4.2(a)，(b)～図4.5(a)，(b)は，上述の4種類の粒度の砥粒により砂吹き加工することにより製作した接触面のあらか曲線を示したものである。図中，(a)は滑り方向，(b)はこれと直角方向のあらか曲線を示す。表面あらかは各粒度により異なるが，いずれの粒度の砂吹き面においても滑り方向およびこれと直角方向において最大あらかが等しいばかりでなく，微小突起の分布状態も極めて類似していることがわかり，上述の方法で製作された砂吹き面の表面性状には方向性のないことがわかる。また，このような手順で作られた接触面は極めて平坦で，うねりはほとんど存在しない。次に図4.6は， $S_2$ 面のSEM像(Yモデュレーション像)を示したものである。図をみると，Izmailovら<sup>(42)</sup>の結果と同様に先端を球形とみなしうる微小突起が水平方向に多数並んでいることがわかる。したがって，新たに提示した境界潤滑モデルに基づき静摩擦係数を定量的に評価するために接触面の表面性状に関して採用した加藤らの接触理論<sup>(32)</sup>における仮定，すなわち“微小突起の形状，分布状態には方向性がなく，また微小突起の先端形状は球形で近似しうる”は，本実験で使用する砂吹き面でも十分な精度で実現されていることが確かめられた。

次に図4.7，4.8は，実験に供した4組の砂吹き面について，図4.2～図4.5に示したようなあらか曲線から求めた微小突起の深さ方向の分布状態を示したものである。図において，縦軸の $\phi$ は，一番高いところにある突起を基準( $x=0$ )として， $x=0\sim x$ の間にある突起数 $I$ と接触面内に存在する全突起数 $I_0$ の比( $\phi=I/I_0$ )を示すものである。なお図中の $S_1$ ， $S_2$ ， $S_3$ ， $S_4$ は，図4.



10 $\mu$ m  
0.2mm

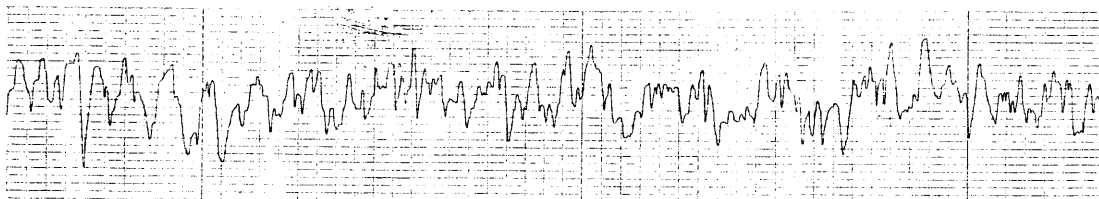
( a ) sliding direction



( b ) orthogonal direction

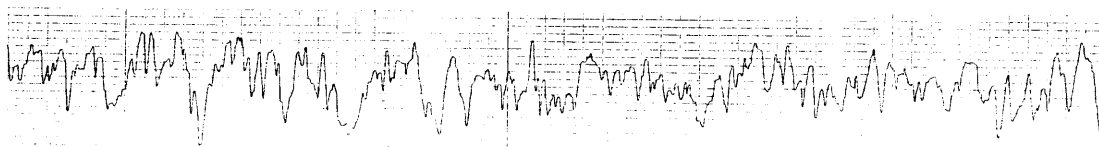
S<sub>1</sub> 面

図 4 . 2 接触面のあらさ曲線



10 $\mu$ m  
0.2mm

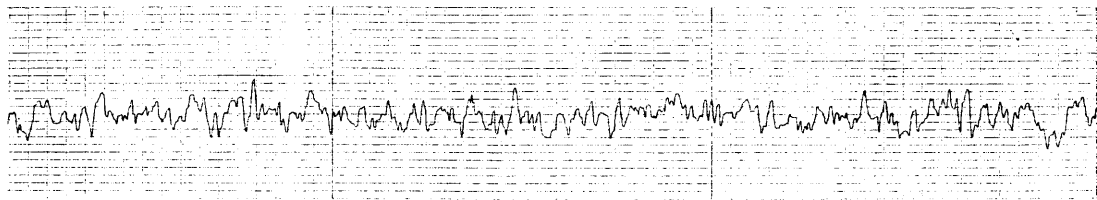
( a ) sliding direction



( b ) orthogonal direction

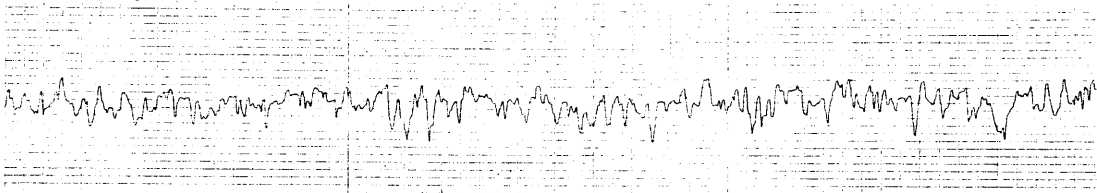
S<sub>2</sub> 面

図 4 . 3 接触面のあらさ曲線



10 $\mu$ m  
0.2mm

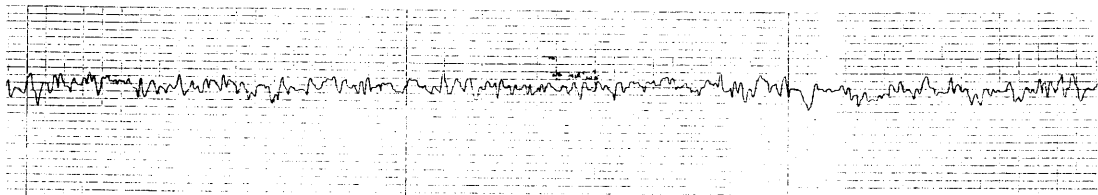
( a ) sliding direction



( b ) orthogonal direction

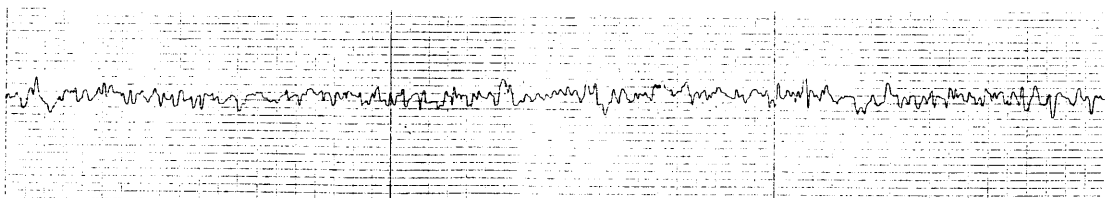
S<sub>3</sub> 面

図 4.4 接触面のあらさ曲線



10 $\mu$ m  
0.2mm

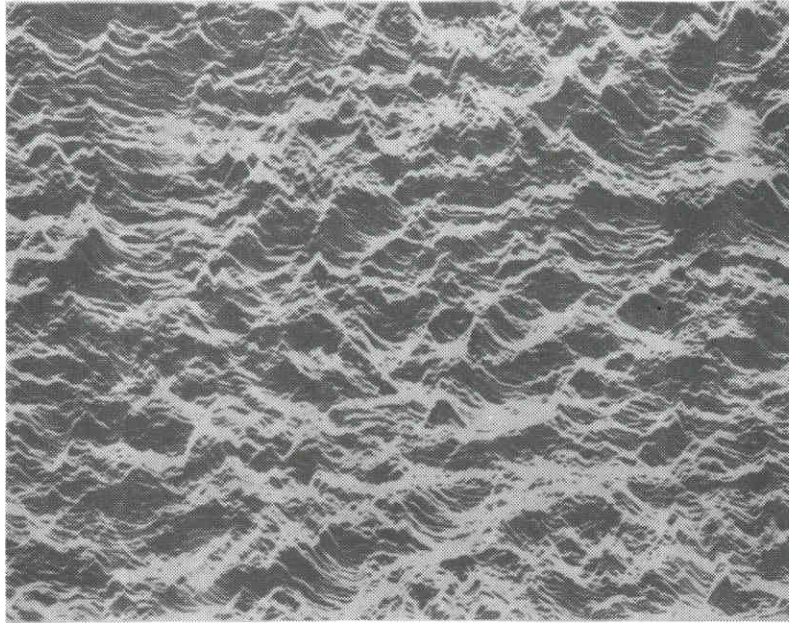
( a ) sliding direction



( b ) orthogonal direction

S<sub>4</sub> 面

図 4.5 接触面のあらさ曲線



$S_2$  面

図4.6 接触面のSEM像 (Yモジュレーション像)

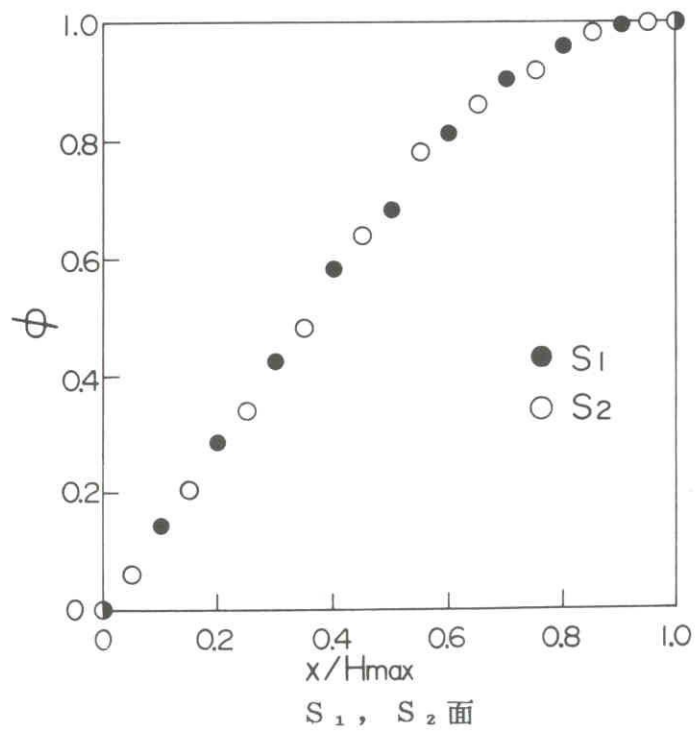
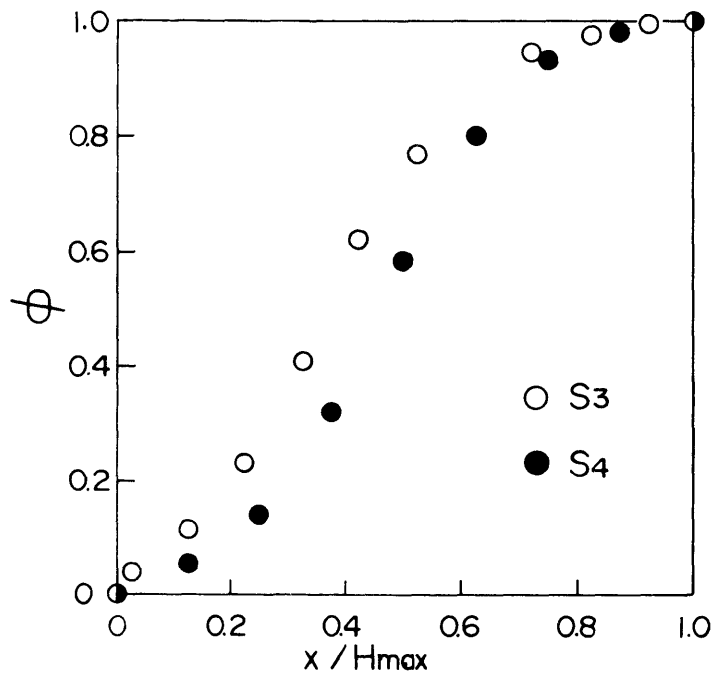


図4.7 微小突起の深さ方向の分布状態



S<sub>3</sub>, S<sub>4</sub>面

図4.8 微小突起の深さ方向の分布状態

1 中の S 面，G 面がそれぞれ同じ粒度の砥粒により砂吹き仕上げされたほぼ同一の表面性状をもつ面どおしの組み合わせを示す。本実験条件のように平均接触面圧が低い場合（垂直荷重が 49 N のときの平均接触面圧は約 17 KPa）には，接触に関与する微小突起は表面近傍に存在するごく小数のものに限られると考えてよい。そこで，微小突起の分布状態の代表値として，図 4.7，4.8 の  $x/H_{max} = 0$  付近の  $\phi \sim x/H_{max}$  曲線の傾きから分布係数 D を求めた。

突起先端の曲率半径は，高倍率（3000 倍）で求めた各砂吹き面のあらさ曲線の多数の微小突起について，図 4.9 のような各突起の先端形状に最もよく適合する円の半径を求め，これらを平均化することによって求めた。なお，このような円の半径 R は，図 4.9 の記号を用いて，式（4.1）から求めることができる。



$$R = \frac{\left(\frac{x^2}{4} + y^2\right)}{2y} \quad (4.1)$$

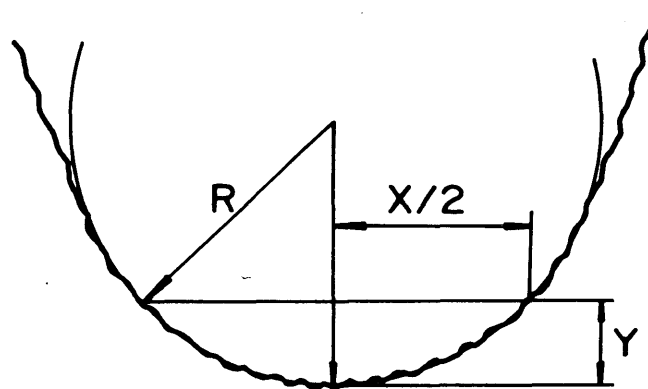


図4.9 微小突起の曲率半径の求め方

このようにして求められた実験に使用する各接触面の表面性状各因子（最大高さ  $H_{max}$ ，微小突起先端の曲率半径  $R$ ，みかけの接触面内に存在する総突起個数  $I_0$ ，分布係数  $D$ ，およびこれから定まる表面性状係数  $k$ ）を表4.1にまとめて示した。 $S_1$ 等は，前述のごとく同程度の仕上げ面の組み合わせを示す。 $S_1$ ， $S_2$ ， $S_3$ ， $S_4$ 面の順に微小突起の最大高さが小さく，表面性状係数が大きくなり，いわゆるよい接触面であるといえる。また $S_1 \sim S_4$ 面は，次節の潤滑油の種類を変えて実験を行うたびに，各潤滑油の成分が影響しあわないよう，上述の手順により新たに砂吹き加工を施して実験に供した。なお潤滑油の種類を変えるたびに新たに砂吹き加工を施しても，いずれの面とも表4.1に示す表面性状にはほとんど変化がないことを確認している。

表4.1 接触面の表面性状

接触面	H <sub>max</sub> ( $\mu\text{m}$ )	R ( $\mu\text{m}$ )	I <sub>o</sub> ( $\times 10^6$ )	D	k ( $\times 10^6 1/\mu\text{m}$ )
S <sub>1</sub>	15	20	2.7	1.43	0.26
S <sub>2</sub>	10	17	5.0	1.36	0.82
S <sub>3</sub>	5	16.5	8.4	0.91	2.40
S <sub>4</sub>	2.5	12	11.7	0.67	5.29

#### 4.2.3 潤滑油

表4.2は、実験に用いた各種の潤滑油を示す。表中A<sub>1</sub>、A<sub>2</sub>、A<sub>3</sub>、A<sub>4</sub>油は、いずれもパラフィン系の同系統の鉱油で粘度が異なっている。またB～E油は、それぞれ表に示すような種類の潤滑油で、系統の異なるものである。B、C、D油の粘度はほぼ等しいが、E油の粘度は極めて高い。各潤滑油の20°Cにおける粘度はキャノンフェンスケ動粘度計を用い測定した。

表4.2 潤滑油

潤滑油	$\eta$ cSt	備 考	潤滑油	$\eta$ cSt	備 考
A <sub>1</sub>	80	パラフィン系 鉱油	B	173	市販案内面潤滑油
A <sub>2</sub>	204		C	197	市販油圧作動油兼用 案内面潤滑油
A <sub>3</sub>	535		D	225	流動パラフィン
A <sub>4</sub>	1150		E	1136	ひまし油

$\eta$  の測定温度 ; 20°C

#### 4.3 実験結果および考察

一般に，静摩擦係数には接触2面間にはさまれた潤滑油のスクィーズ効果による荷重支持能の変化のため，静止時間の増加とともに静摩擦係数が増大するといういわゆる静止時間依存性<sup>(32)</sup>が認められる。そこで，まず本実験で用いた接触面について静摩擦係数の静止時間依存性を，駆動速度  $v = 3.05 \text{ mm/min}$  の場合について摺動体の静止時間を種々に変えて測定した。その結果を図4.10に示す。

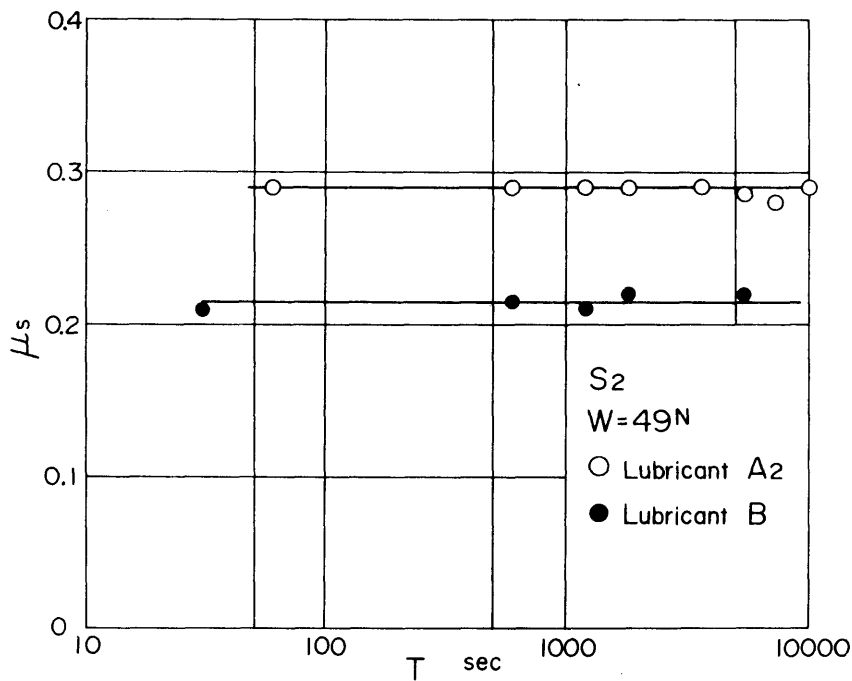


図4.10  $\mu_s$ の静止時間依存性

図にみられるように，本実験で用いた接触面では静止時間  $T$  が100秒を越えるといずれの潤滑油を用いた場合にもスクィーズ効果によ

る荷重支持能が消滅し，静摩擦係数の時間依存性が認められなくなったので，以下の実験ではいずれも静止時間を  $T = 600$  秒で一定とした。

また図4.11は，無潤滑状態において垂直荷重を変化させたときの最大静摩擦係数  $\mu_D$  を摺動体の駆動速度  $v = 3.05 \text{ mm/min}$  の場合について測定した結果の一例（ $S_2$  面の場合）である。これより，垂直荷重  $W$  が変化しても静摩擦係数  $\mu_D$  はほぼ一定であることがわかる。他の場合にも図4.11とほとんど同じ結果が得られた。無潤滑状態での静摩擦力は，金属接触部をせん断するのに必要な力であるとして，これらの測定値から金属接触部のせん断強さ  $C_1$  を推定したところ  $C_1 = 0.5$  となった。この値は，第2章で使用した  $C_1$  の基準値に一致している。

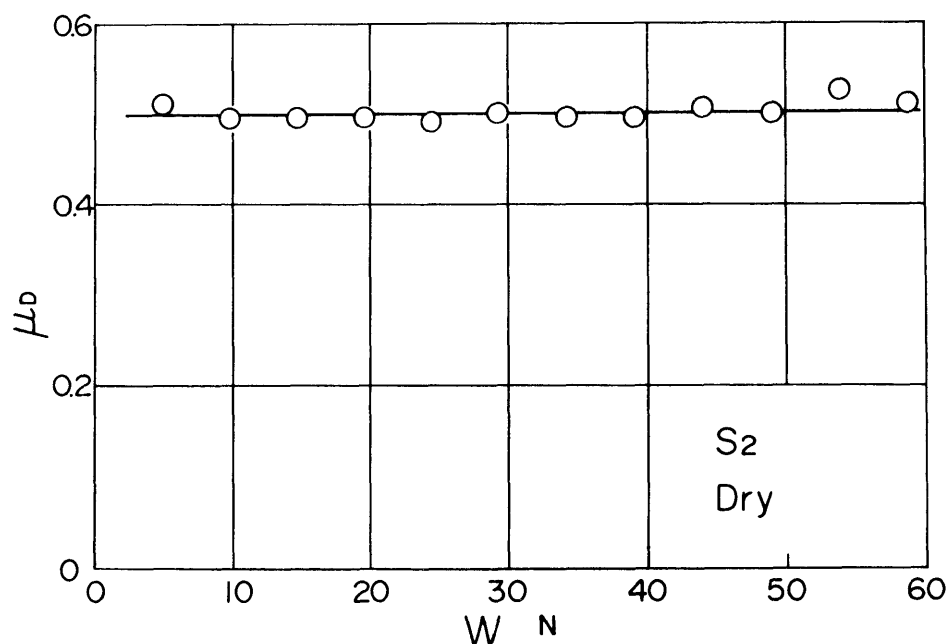


図4.11 無潤滑状態での静摩擦係数

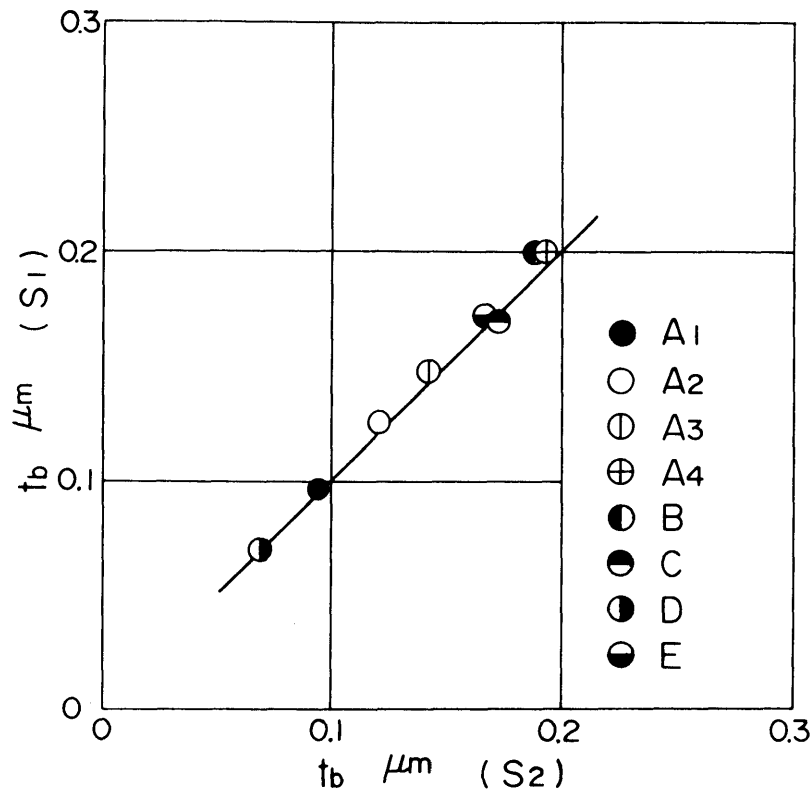


図4.12 吸着油膜厚さの推定

次に、静摩擦係数の測定値から推定した潤滑油の特性などに関する実験結果について述べる。図4.12は、第2章での考察を参考にして、 $C_2 = 0.35$ 、 $\gamma = 0.9$ として、表面性状の異なる2種類の接触面 ( $S_1$ ,  $S_2$ ) について最大静摩擦係数  $\mu_s$  の測定値から吸着油膜厚さ  $t_b$  の値を逆算して求め、互に比較した結果である。図にみられるように、潤滑油の種類、系統にかかわらず、両接触面での  $t_b$  の推定値はよく一致しており、各潤滑油について固有の値となっている。他の接触面についても同様の結果が得られた。したがって、面圧のそれほど高くない通常の接触面および潤滑油の組み合わせに対しては、 $C_2 = 0.35$ 、 $\gamma = 0.9$ と考えるよいことが明らかとなった。

以上の実験により，各潤滑油の特性値である吸着油膜厚さ  $t_b$  および吸着油膜接触部の負荷能力  $C_2$  の大きさを求めることができたので，静摩擦係数  $\mu_s$  の測定結果を基にして，第3章で述べた潤滑油の境界潤滑能の評価法の妥当性について検討してみた。

図4.13は，表面性状の異なる4種類の接触面について，潤滑油を種々に変えたときの静摩擦係数  $\mu_s$  の測定結果を，図4.12の結果を参照して前章の式(3.6)  $[ Z = C_2^u (t_b \sqrt[3]{k})^v ]$  の境界潤滑能評価係数  $Z$  によって整理してものである。図中の○印等が各接触面での実験結果を，また実線が  $\gamma = 0.9$  としたときの  $\mu_s - Z$  関係の計算結果を示している。実験結果は，計算結果とよく一致しており，表面性状係数  $k$ ，吸着油膜厚さ  $t_b$ ，吸着油膜接触部の負荷能力  $C_2$  で定まる境界潤滑能評価係数  $Z$  により精度よく評価しう

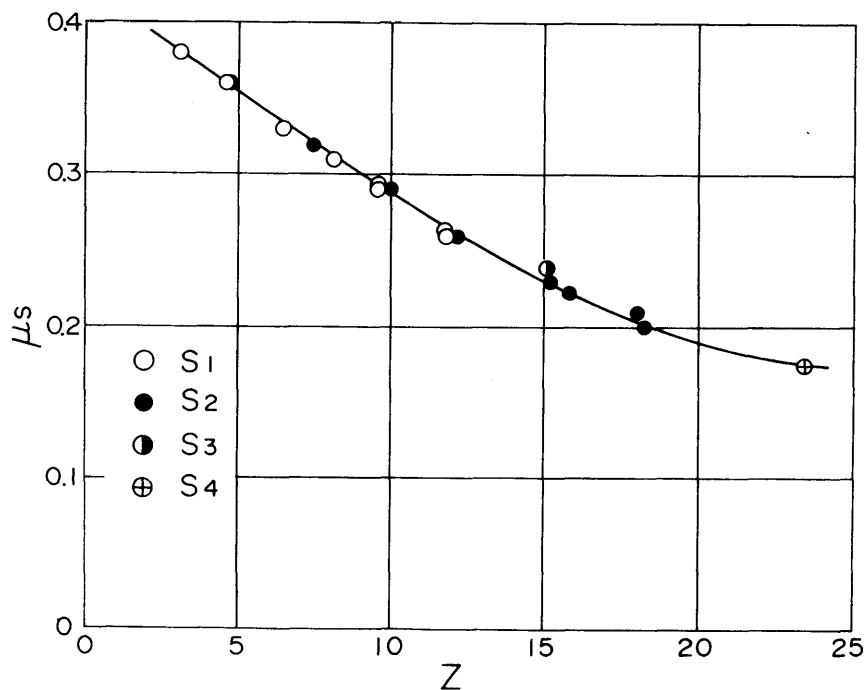


図4.13 境界潤滑能評価係数による  $\mu_s$  の整理  
(実験値と計算値の比較)

ることが実験的にも明らかにされた。したがって、第3章で提案した表面性状の影響をも考慮に入れて潤滑油の境界潤滑条件下での性能を評価する手法の妥当性が実験的にも確認されたものとする。

次に、以上のような境界潤滑条件下での潤滑性能の評価法を応用して、実験で使用した8種類の潤滑油の特性を検討した二、三の結果について述べる。なお図4.12の結果などから、次の二つの結果(図4.14, 4.15)について、通常の潤滑油ではすべて $C_2 = 0.35$ とみなしてよいことが明らかにされているので、境界潤滑条件下での潤滑油の特性値としては吸着油膜の厚さ $t_b$ のみを取上げた。

図4.14は、同系統の潤滑油 $A_1 \sim A_4$ (パラフィン系鉱油)の静摩擦特性および境界潤滑性能を、2種類の接触面の組み合わせ( $S_1, S_2$ )の場合について、粘度との関係で吟味したものである。図に

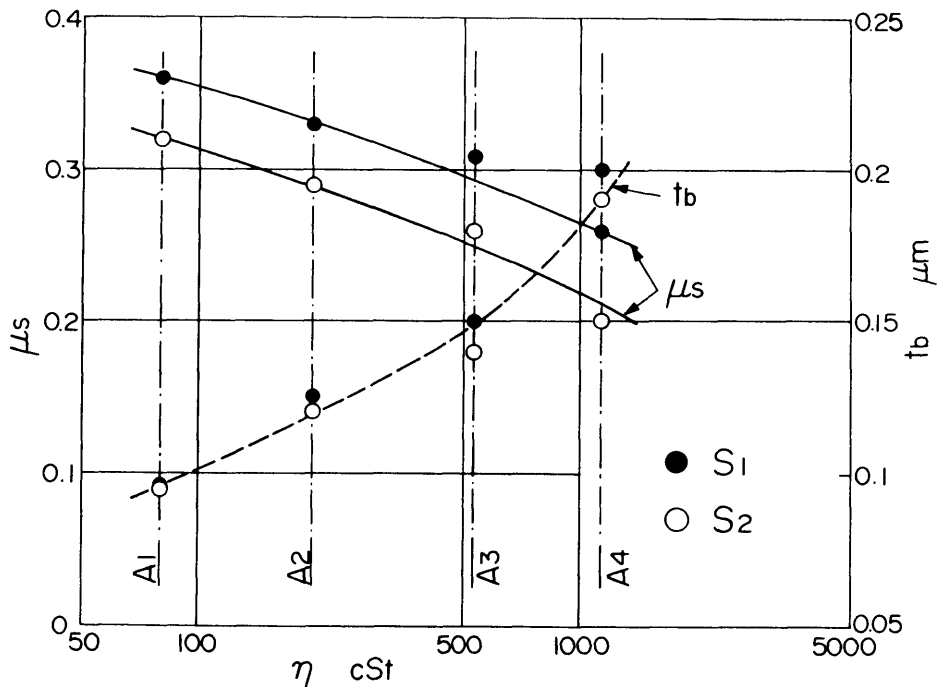


図4.14 境界潤滑性能の評価(同系統の潤滑油の場合)

みられるように、粘度 $\eta$ が大きい潤滑油ほど $t_b$ の値が大きく、摩擦係数も低下していることがわかる。これは、図4.12, 4.13の考察を参照すれば、粘度 $\eta$ の大きい潤滑油ほど吸着油膜厚さ $t_b$ が大きく、境界潤滑性能が向上したためと思われる。これに対して、図4.15は、 $S_2$ 面の組み合せの場合において、基油、添加剤などが異なる異系統の潤滑油についての実験結果を示したものである。B, C, D油の粘度はほとんど等しいが、E油（ひまし油）の粘度は他の潤滑油よりかなり大きくなっている。図より、摩擦係数 $\mu_s$ と粘度 $\eta$ の間には曾田<sup>(7)</sup>の実験結果と同様に全く相関が認められなかったが、各潤滑油について $\mu_s$ の実験結果から推定した吸着油膜厚さ $t_b$ と $\mu_s$ の間には強い相関が認められ、特に図中、B, C油の例にみられるように潤滑油中の添加剤の境界潤滑性能に対する

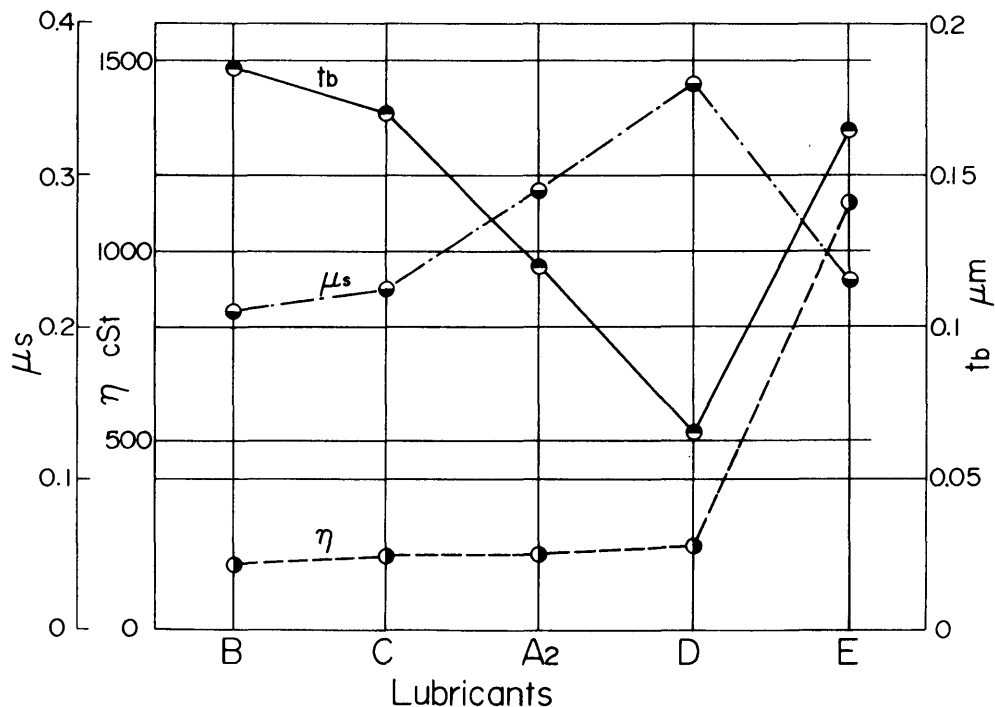


図4.15 境界潤滑性能の評価（異系統潤滑油の場合）



影響の著しいことが推定された。

#### 4. 4 結 言

第2章で提示した新たな境界潤滑モデルに基づき，境界潤滑条件下での潤滑油の潤滑能を，接触面の表面性状との関連において総合的に評価するための第3章の理論的手法の妥当性について実験的に検討した。その結果，境界潤滑条件下の静摩擦特性は，吸着油膜厚さ，吸着油膜接触部の荷重負担能力および接触面の表面性状の優劣を表わす表面性状係数から定まる一つのパラメータ（境界潤滑能評価係数）によって定量的に評価しうることを実験的にも明らかにした。さらに，潤滑油の種々の性質のうち，境界潤滑特性に密接に関連するものは吸着油膜厚さと吸着油膜接触部の負荷能力の二つの量であるが，実際には後者は通常の潤滑油ではそれほど差異はなく，前者の吸着油膜厚さの差異によって潤滑性能の優劣が生ずることを示した。

## 第 5 章 境界潤滑モデルのきさげ 仕上げ案内面に対する適用

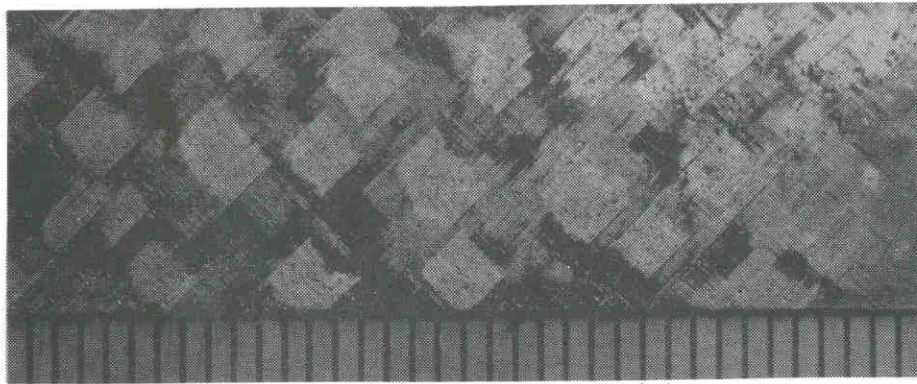
### 5. 1 緒 言

きさげ仕上げによる表面加工法は，古くから用いられている案内面の加工法で，現在でも，極めて精密な平坦度を要する工作機械の案内面や研削盤の性能を越えるような長い案内面などの製作に欠くことのできない重要な加工技術として位置づけられている。しかしながらこの加工法は主として作業者の熟練度に依存する手作業であるため，製作されたきさげ仕上げ面の表面性状は極めて複雑であり，単純な取扱いが困難な特殊な仕上げ面である。このため，代表的な摺動面として古くから使用されているにもかかわらず，きさげ仕上げ面の表面性状の定量的な把握ひいては静摩擦特性について検討した研究はほとんど見当たらない。

そこで，本章においては，境界潤滑条件下にあるきさげ仕上げ面について，まずきさげ仕上げ面の表面性状を定量的に把握する一つの方法を提示する。さらにこれを基礎にしてきさげ仕上げ2面間の接触機構を検討し，前章までに提示した新たな境界潤滑モデルに基づき，きさげ仕上げ面を静摩擦特性の見地から評価するための基礎的な考え方を示す。

### 5. 2 きさげ仕上げ面の表面性状の評価法

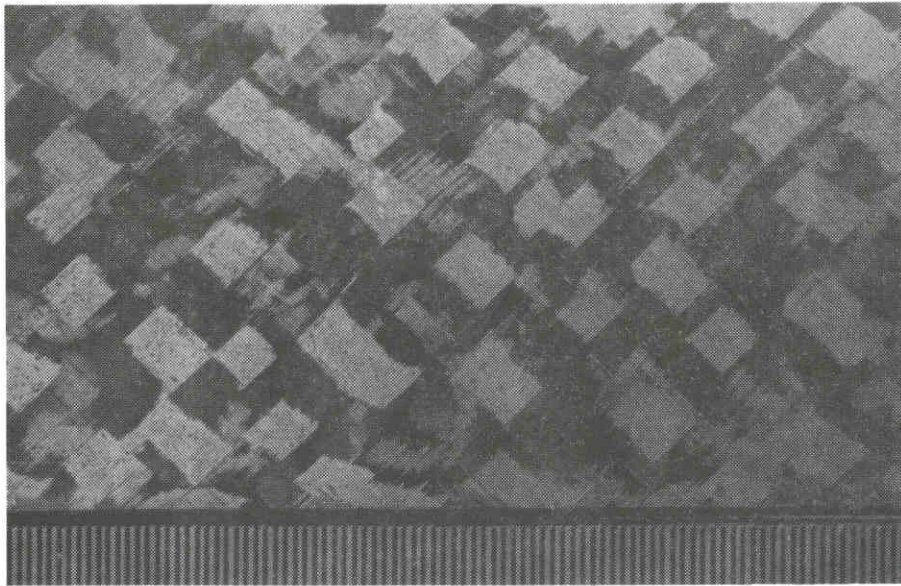
図 5. 1 ( a ) ， ( b ) ～ 図 5. 3 ( a ) ， ( b ) は ， それぞれ次章の実験



1mm

← sliding direction

(a) S<sub>1</sub> 面

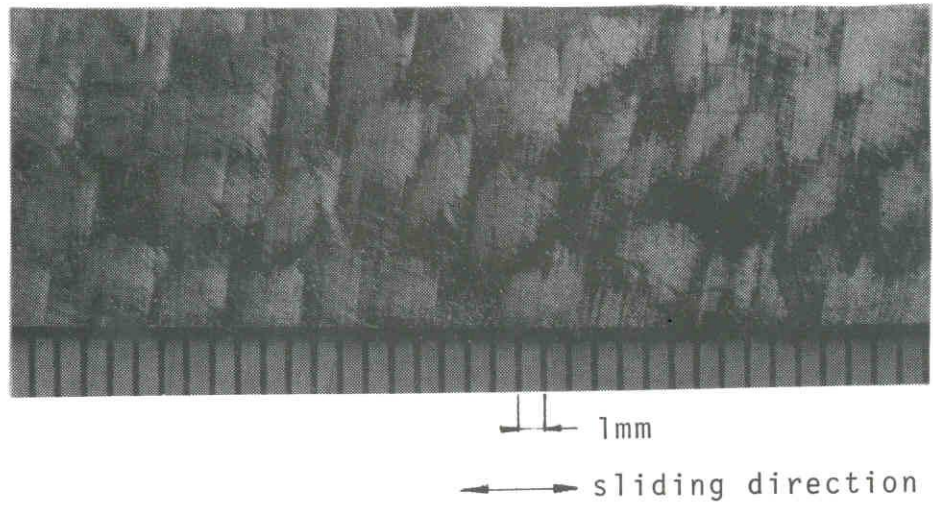


1mm

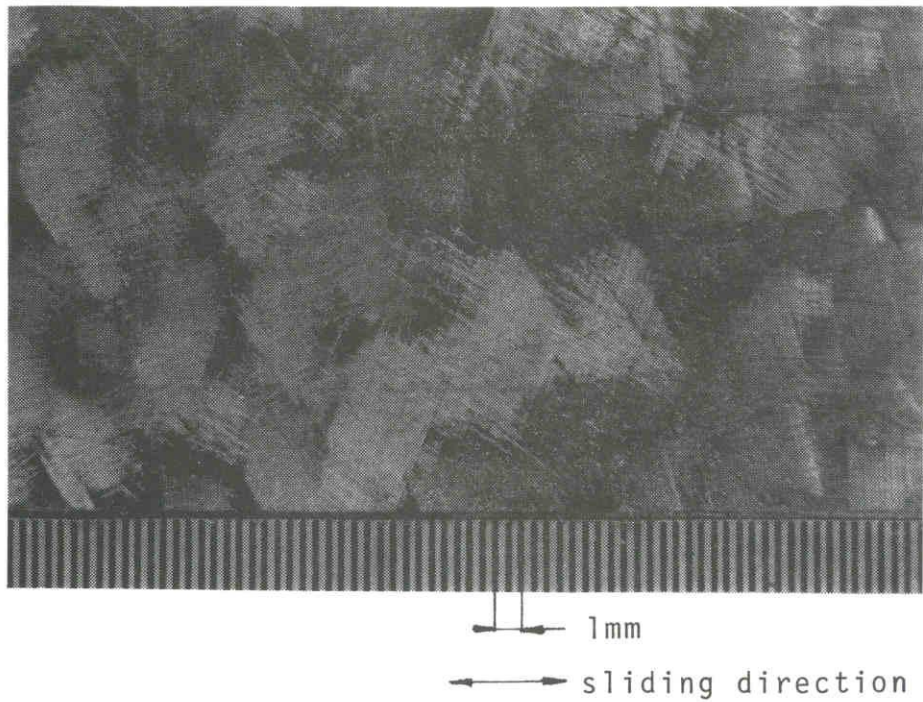
← sliding direction

(b) G<sub>1</sub> 面

図 5.1 摺動面のきさげあと

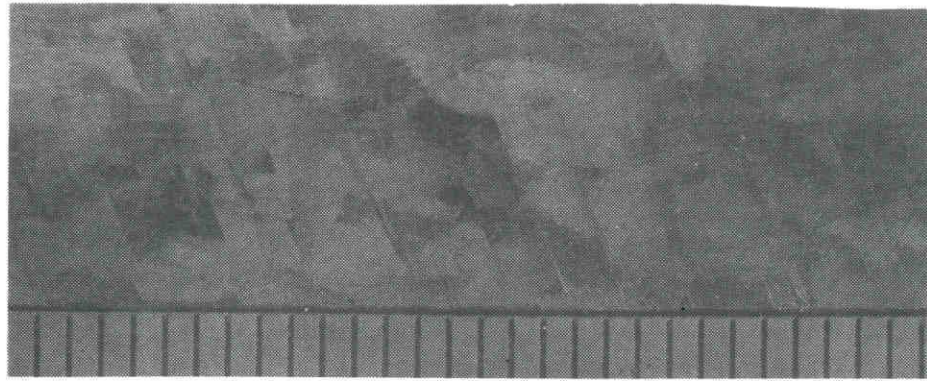


( a ) S<sub>2</sub> 面



( b ) G<sub>2</sub> 面

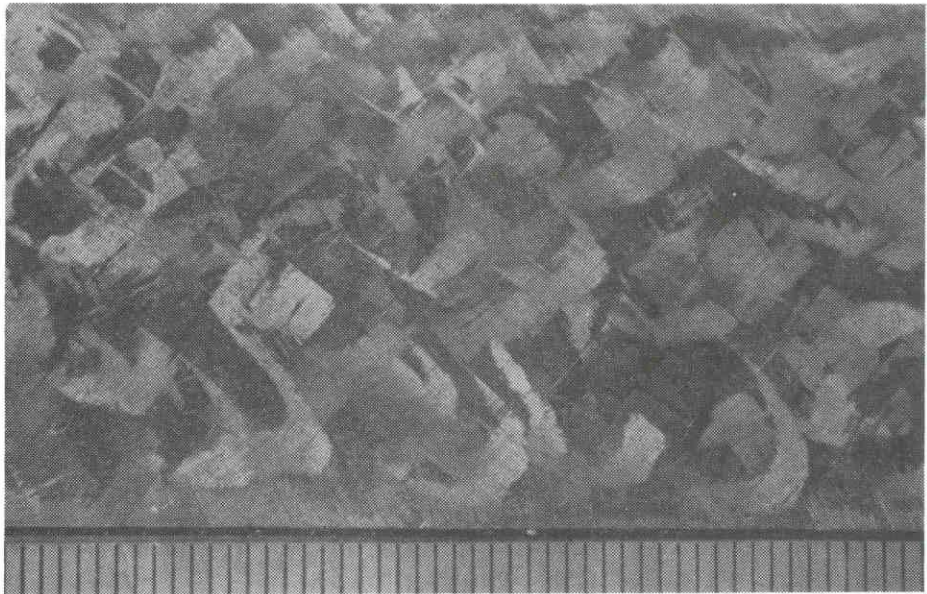
図 5.2 摺動面のきさげあと



1mm

← sliding direction

(a) S<sub>3</sub> 面



1mm

← sliding direction

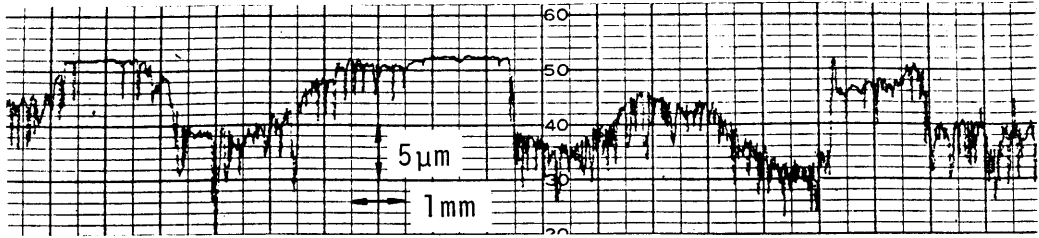
(b) G<sub>3</sub> 面

図 5.3 摺動面のきさげあと

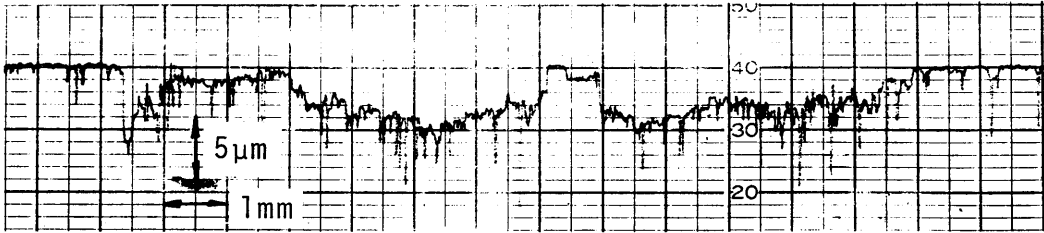
に用いた仕上げ程度の異なる3組のきさげ仕上げされた案内面（G面）と摺動体（S面）の、摺動面のきさげあとの写真である。図をみると、各きさげ面によりきさげ模様は異なるが、いずれの面においても1回のきさげ加工によると考えられる約2mm平方程度の切削痕が種々の方向に分布しているのがわかる。

次に図5.4(a), (b), 図5.5(a), (b)は、このような各きさげ仕上げ面のうち一例として $S_1$ ,  $G_1$ 面について、触針式あらさ計を用い摺動方向と摺動方向に直角な方向の表面あらさを測定したものである。図より、いずれのきさげ面においても1回のきさげ加工によって残されたと考えられる微小突起の集まり（きさげあと）が加工表面の高さ方向に並んでいるのが認められ、各微小突起の集まりのうちいちばん高い位置にあるものはかなりの数に及んでいる。これが古くから“黒当り”といわれているものに相当すると考えられる。一般的には、一平方インチ当りの黒当りの数を“坪当り”と称し、坪当りの多少によりきさげ仕上げ面の仕上げ程度の良否を表示するが、きさげ仕上げ面の極めて精密な平坦度は黒当りにより保証されている。

また図5.6(a), (b)は、あらさ計の倍率を拡大して1個のきさげあとのきさげ方向（切削方向）ときさげ方向に直角な方向のあらさを測定したものである。図より、きさげ方向と直角方向とでは明らかにあらさの特性が異なり、微小突起に方向性があることがわかる。すなわち1切削痕（きさげあと）内において、きさげ方向の突起先端の曲率半径が小さく、直角方向の曲率半径が大きい微小突起の集まりにより構成されている。一般的に、機械加工（切削加工、研削加工）された表面は、きさげ仕上げ面とは異なり切削方向の突起先端の曲率半径が大きく、直角方向の曲率半径が小さい微小突起

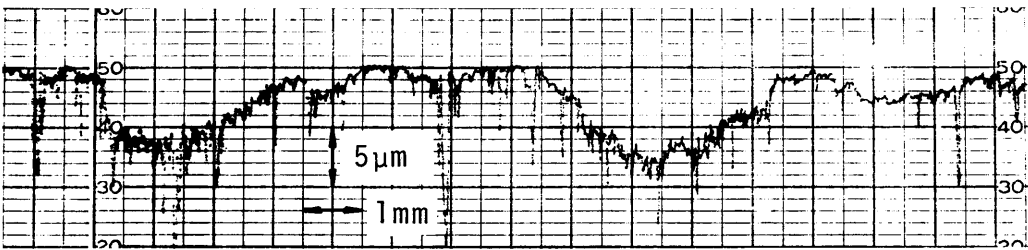


(a) 摺動方向

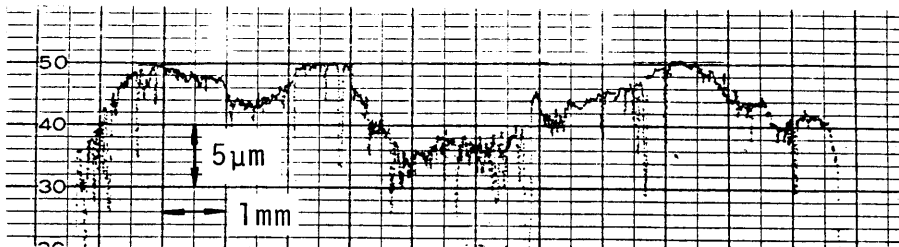


(b) 摺動方向と直角方向

図 5.4 面素の分布 ( $G_1$  面)

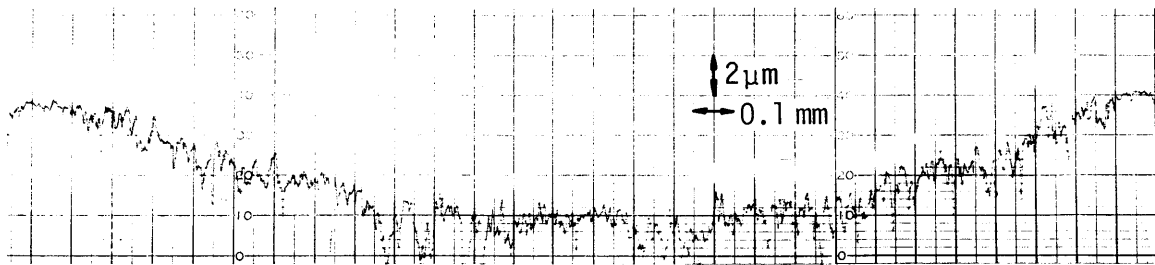


(a) 摺動方向

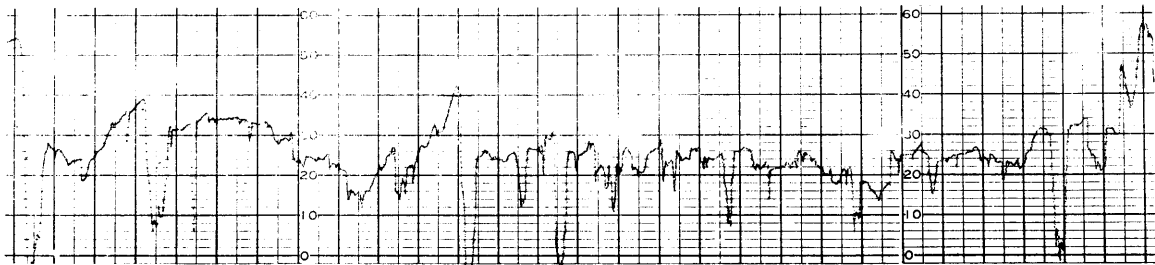


(b) 摺動方向と直角方向

図 5.5 面素の分布 ( $S_1$  面)



( a ) きさげ方向



( b ) きさげ方向と直角方向

図 5.6 きさげあと内の微小突起の分布特性

から構成される。これは、機械加工の場合、切削方向の運動は案内面に倣って工具あるいは工作物が摺動されるため、切削方向のあらさは比較的滑らかになるのに対し、直角方向のあらさは、巨視的には切削工具の微細な直角方向（横方向）への送り運動の連なり（研削の場合は砥石面の多数の砥粒の横方向の連なり）から形成されるため、細かな微小突起から構成されることによる。これに対しきさげ仕上げは、金属表面のごく薄い層を手作業によりしゃくりながらえぐり取ることを可能とするため、きさげ仕上げ用の切削工具は他の切削工具に比し剛性を小さくし大きく弾性変形できるようにしている。このため、きさげ加工中、切刃は微小な振動を発生しながら表面を切削するため、切削方向のあらさは細かな微小突起の集合に



より構成される。これに対し，直角方向のあらさは，きさげ刃の形状が一般の切削工具では仕上げバイト（ヘールバイト）に相当する平坦な形状をしており，滑らかな切刃形状が被削面に転写されるため，比較的滑らかな曲率半径の大きい微小突起の集合により構成されることになるものと思われる。

図5.7は，図5.1～図5.6に示したようなきさげ仕上げ面のきさげ模様の写真や表面あらさ曲線およびきさげ仕上げ面の製作過

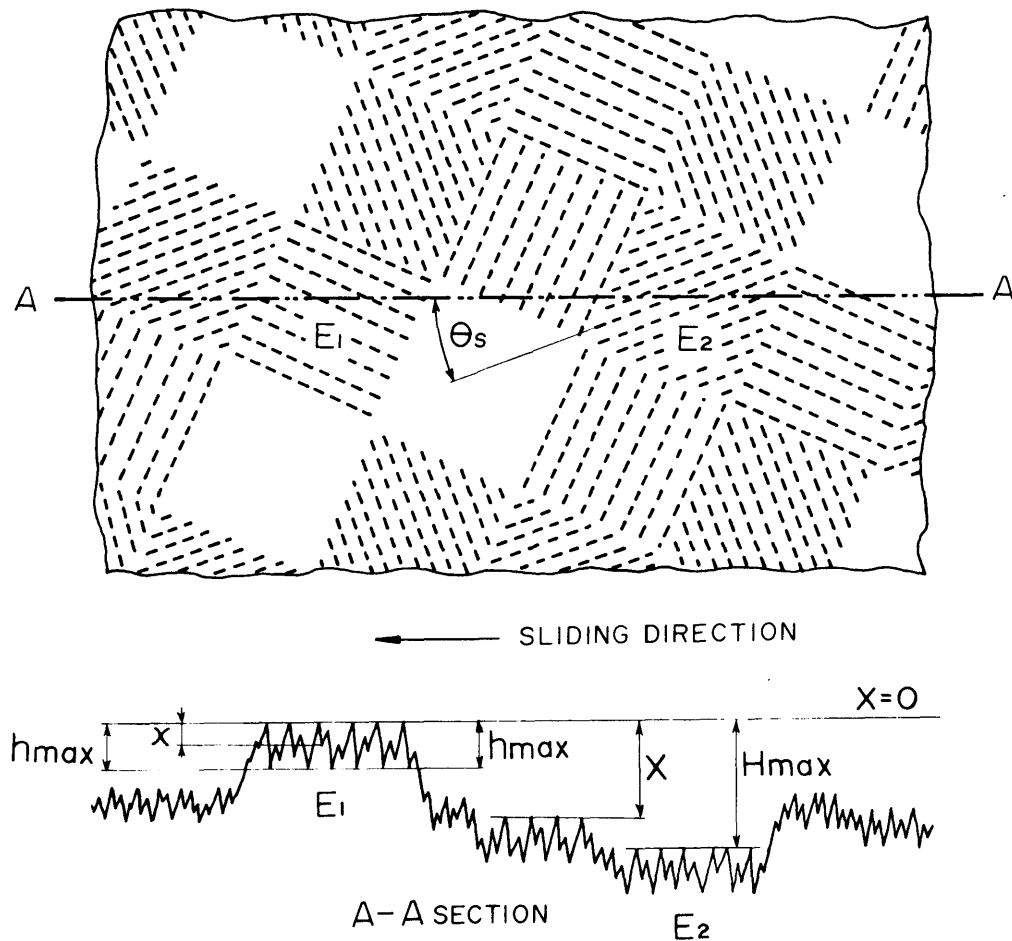


図5.7 きさげ仕上げ面の模型図

程に対する考察から，きさげ仕上げ面を模型的に表示したものである。図5.7 上図中の各ブロックは種々の切削方向の切削痕（きさげあと）を表わすが，各々のきさげあとを表面を構成する一つの面素と考えると，これらの面素は図5.7 下図に示すようにいちばん高い面素  $E_1$  から最も低い面素  $E_2$  までの間隔  $H_{\max}$  の間に，高さ方向にある分布関数をもって分布していると考えられる。いま見掛けの接触面積中に存在する面素の総数を  $N_0$  とし，いちばん高い面素の先端から  $X$  面までの間に存在する面素の数を  $N$  とすると，面素の分布関数  $\phi$  は  $X / H_{\max}$  の関数として一般に次のように表わされる。

$$\phi = \frac{N}{N_0} = F\left(\frac{X}{H_{\max}}\right) \quad (5.1)$$

図5.8 は，この分布関数の傾向を示した説明図である。現実の案内面においては，上下2面の接触は  $X / H_{\max}$  の極めて小さい範囲で生じるものと考えられるから，この範囲に着目すると式(5.1)は次のように表わされる。

$$\phi = \frac{N}{N_0} \doteq \alpha + \beta \frac{X}{H_{\max}} \quad (5.2)$$

式(5.2)において， $\alpha N_0$  はいわゆる黒当りの数を表わすものと考えてよく，図5.8に示した  $S_1$ ， $S_2$  2面の分布関数を比較すると， $S_2$  面の方が黒当りの数も多く，またそれに続く面素の分布密度を示す  $\beta$  も大きく，したがって  $S_2$  面の方が一般によくきさげ

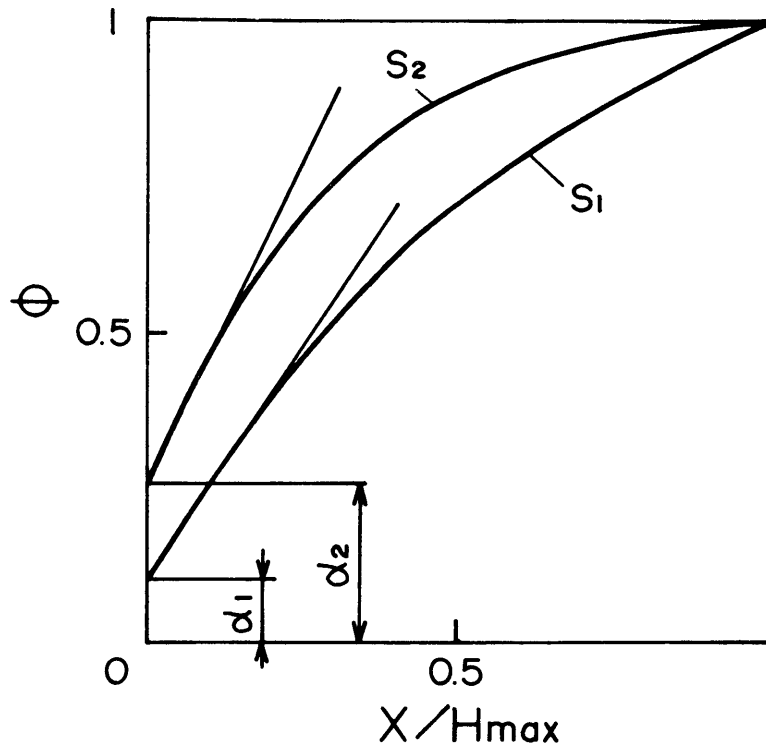


図 5.8 面素の分布関数  $\Phi$  の説明図

面といえる。

次に、各面素は図 5.4，図 5.5 までの表面あらさ曲線および図 5.6 の面素内の表面あらさ曲線に示すように、多数の微小突起の集まりによって構成されている。面素が手作業によって形成されることから、図 5.7 における各面素内の微小突起の分布状態は、厳密には一つ一つのきさげあとによって異なるものと考えられるが、いま平均的に一つの分布関数によって代表されるものとする、この分布関数  $\phi$  は次のように表わされる。

$$\varphi = \frac{i}{i_0} = f\left(\frac{x}{h_{\max}}\right) \quad (5.3)$$

ここで、 $h_{\max}$  は面素内のあらかの最大高さ、 $i_0$  は一つの面素内の総突起数、 $i$  はいちばん高い突起から  $x$  までの間に存在する突起数である。図 5.9 は、この分布関数  $\phi$  の傾向を示したもので、式 (5.3) は近似的に次のように表わしうる。

$$\phi = \frac{i}{i_0} \doteq \delta \frac{x}{h_{\max}} - \varepsilon \left( \frac{x}{h_{\max}} \right)^3 \quad (5.4)$$

ここで、 $\delta$ 、 $\varepsilon$  は一次および三次の分布係数である。現実には、上下 2 面の接触は  $x / h_{\max}$  の比較的小さい範囲で生じるものと考えられ、この意味において図 5.9 に示した  $S_2$  面は  $S_1$  面より微小

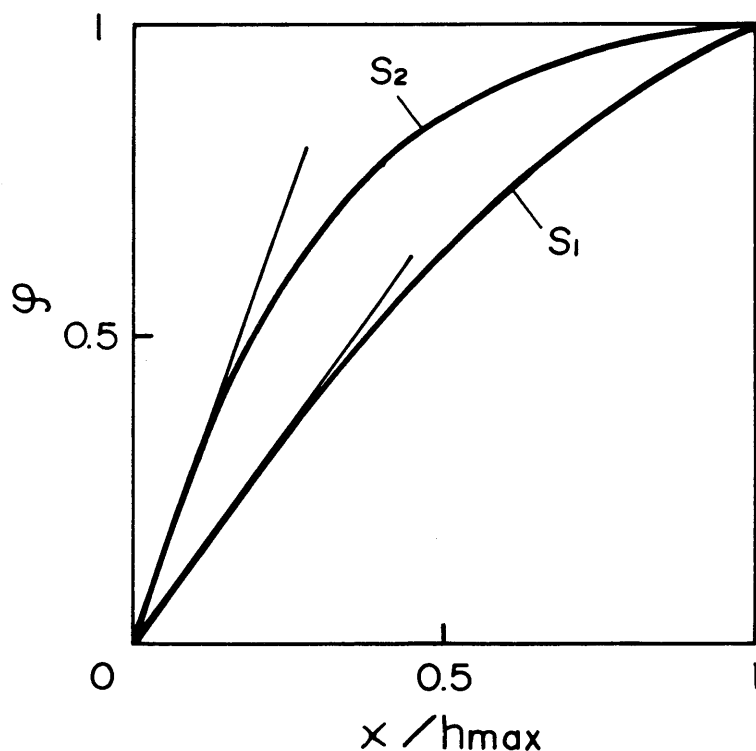


図 5.9 微小突起の分布関数  $\phi$  の説明図

突起の分布密度が面素の表面近傍で大すなわち  $\delta$  の値が大きくよい面といえる。きさげ仕上げ面の表面性状を表示する式 (5.2), (5.4) を用いて, 現実の境界潤滑条件下における二つのきさげ面の微視的接触機構, すなわち接触突起数, 金属接触部の面積, 油膜による荷重支持部の面積などを定量的に評価することができ, ひいては静摩擦特性を細かく吟味することができる。

### 5.3 接触突起数

前節で述べた面素の分布関数  $\Phi$  と面素内の微小突起の分布関数  $\phi$  とを組み合わせることによって, きさげ仕上げ2面間の接触に関与する微小突起の分布関数を求める。ただし, 面素の高さ方向の平均的な分布間隔  $\Delta X = h_{\max} / N_0 (1 - \alpha)$  が  $h_{\max}$  に比較して小さい場合について考える。この  $\Delta X$  に関して, 図5.1に示した  $S_1 G_1$  面において  $\Delta X \cong 0.017 \mu\text{m}$  となり,  $h_{\max} \gg \Delta X$  を満足している。また他の実験に供した仕上げ面でも同様の結果が得られていることから, 一般のきさげ仕上げ面についても同程度と考えてよいものと思われる。

図5.10は, 図5.7のあらさ曲線の模型図を拡大して表わした

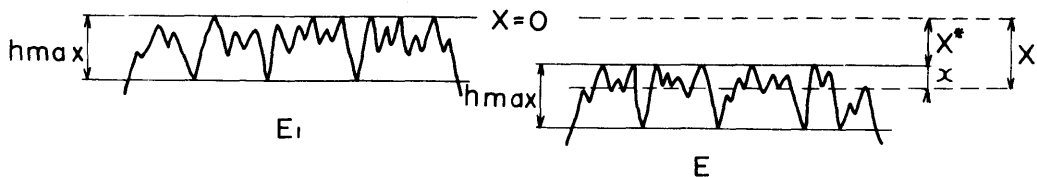


図5.10 あらさ曲線の拡大図

ものである。図において、 $X = X^*$  の高さにある面素の先端から  $X = X$  までの距離は  $x = X - X^*$  であるから、この面素についての微小突起の分布関数は

$$\varphi(x) = \varphi(X - X^*) \quad (5.5)$$

一方、面素が  $X = X^* \sim X = X^* + dX^*$  の間に存在する確率は

$$(d\phi/dX)_{X=X^*} dX^*$$

であるから、求める分布関数  $\psi$  は、黒当りとなる面素の影響を考慮して

$$\psi = \int_0^X \left( \frac{d\phi}{dX} \right)_{X=X^*} \varphi(X - X^*) dX^* + \alpha \varphi(X) \quad (5.6)$$

この式は微小突起の変形量が面素内微小突起の最大あらし  $h_{\max}$  に比較して小さい場合に成立する。上式に式 (5.2), (5.4) を代入すると

$$\psi = \frac{\delta X}{h_{\max}} \left( \alpha + \frac{\beta X}{2H_{\max}} \right) - \varepsilon \left( \frac{X}{h_{\max}} \right)^3 \left( \alpha + \frac{\beta X}{4H_{\max}} \right) \quad (5.7)$$

式 (5.7) で表わされる分布関数をもつきさげ仕上げ 2 面が接触するときの接触突起数を、図 5.11 の接触模型を参照して求める。この図は、2 面のいちばん高い突起が互いに接触する位置から

S ( j = 1 ) 面が相対的に  $a$  だけ変位し,  $H_{\max 1}$  から  $X_1$  の位置にある微小幅  $dX_1$  中の突起群  $A_s$  が  $A_s'$  まで変位したときに,  $H_{\max 2}$  から  $X_2$  の距離にある微小幅  $dX_2$  中の突起群  $A_G$  と接触する様子を示したものである。j ( = 1 , 2 ) 面において,  $X_j = 0$  から

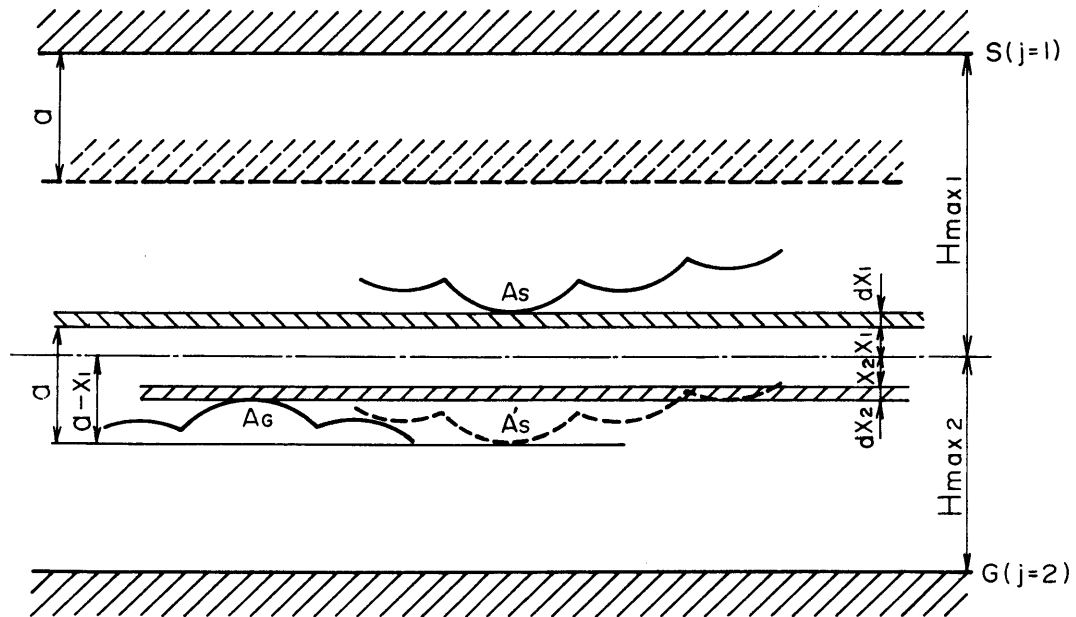


図 5.11 あらさをもつ 2 面の接触

$X_j = X_j$  の間に存在する突起数  $I_j$  は式 ( 5.7 ) から

$$I_j = I_{0j} \phi_j(X_j)$$

であるから, 微小幅  $dX_1$ ,  $dX_2$  中に存在する突起個数  $dI_j$  は,  $j$  面に存在する微小突起の総数を  $I_{0j} (= N_{0j} \cdot i_{0j})$  とすれば

$$dI_j = I_{0j} \phi_j'(X_j) dX_j \tag{5.8}$$

$dX_1$ 中に存在する突起先端と $dX_2$ 中に存在する突起先端とが接触する確率は

$$dI / I_{01} \times dI_2 / I_{02}$$

で与えられ、両面がほぼ同一の表面性状を有する場合の総突起数を $I_0$  ( $\doteq I_{01} \doteq I_{02}$ ) とすれば、接触突起数  $I$  [または接触割合  $P(a)$ ] は2面の相対接近量  $a$  の関数として次のようになる。

$$P(a) = \frac{I}{I_0} = \int_0^a \psi_1'(X_1) \int_0^{a-X_1} \psi_2'(X_2) dX_2 dX_1 \quad (5.9)$$

ここで、添字1, 2は上, 下2面を表わす。式(5.7)を式(5.9)に代入することにより、接触突起個数の割合  $P(a)$  は次のようになる。

$$\begin{aligned} P(a) = \frac{I}{I_0} = & \frac{\alpha_1 \alpha_2 \delta_1 \delta_2}{2h_{max1} h_{max2}} a^2 + \frac{\delta_1 \delta_2}{6h_{max1} h_{max2}} \left( \frac{\alpha_1 \beta_2}{H_{max2}} + \frac{\alpha_2 \beta_1}{H_{max1}} \right) a^3 \\ & + \left\{ \frac{\beta_1 \beta_2 \delta_1 \delta_2}{24h_{max1} h_{max2} H_{max1} H_{max2}} \right. \\ & \left. - \frac{\alpha_1 \alpha_2}{4h_{max1} h_{max2}} \left( \frac{\delta_2 \epsilon_1}{h_{max1}^2} + \frac{\delta_1 \epsilon_2}{h_{max2}^2} \right) \right\} a^4 \end{aligned} \quad (5.10)$$

式(5.10)を導くにあたり、 $a^5 \sim a^8$ の項は微量であるとして無視した。



#### 5.4 接触面積（突起形状の模型）

前節において，複雑な表面性状をもつきさげ仕上げ2面が接触したときの微小突起の接触個数を求める手法を示した。一般に案内面の静摩擦特性を検討するためには，第2章で論述したように接触微小突起の集合からなるいわゆる金属接触部の面積  $A_m$  および吸着油膜接触部の面積  $A_b$  の大きさを求める必要がある。金属接触面積  $A_m$  が求めれば，第2章の式(2.18)に示したように，加藤らの手法<sup>(32)</sup>により吸着油膜接触部の面積  $A_b$  も求まる。 $A_m$ ， $A_b$  が求めれば摺動体の全荷重  $W$  は金属の降伏応力を  $P_m$ ，吸着油膜の耐圧力を  $P_b$  とすれば第2章の式(2.11)で示したように

$$W = p_m A_m + p_b A_b \quad (5.11)$$

で表わされ，また摩擦力  $F$  は，金属接触部のせん断強さを  $S_m$ ，真実金属接触率を  $\gamma$ ，吸着油膜接触部のせん断強さを  $S_b$  とすると，式(2.14)で示したように

$$F = \gamma S_m A_m + S_b A_b \quad (5.12)$$

で表わされる。これより静摩擦係数は，

$$\mu_s = \frac{F}{W} = \frac{C_1 \gamma A_m + C_2 C_3 A_b}{A_m + C_2 A_b} \quad (5.13)$$

となる。したがって，金属接触面積  $A_m$  が求められれば，吸着油膜

接触部の面積  $A_b$  も求まり，式 (5.13) より案内面の静摩擦特性を明らかにしうる。

しかしながら，複雑な表面性状をもつきさげ仕上げ案内面に対して上述の方法を適用するためには，次の諸点について検討する必要がある。すなわち，きさげ仕上げ面もある一つの面素だけについてみると，図 5.6 に示したようにきさげ方向とそれに直角な方向とに方向性をもつ突起の集まりからなっている。この方向性をもつ面の微小突起の先端の形状をどのような形状にモデル化するかということ，面素のきさげ方向と摺動体のなす角が実際のきさげ仕上げ面ではどのような分布をしているかということが，金属接触面積  $A_m$ ，吸着油膜接触面積  $A_b$  の値に大きな影響を与えたと考えられる。そこで，実際のきさげ面について，微小突起の形状をどのように模型

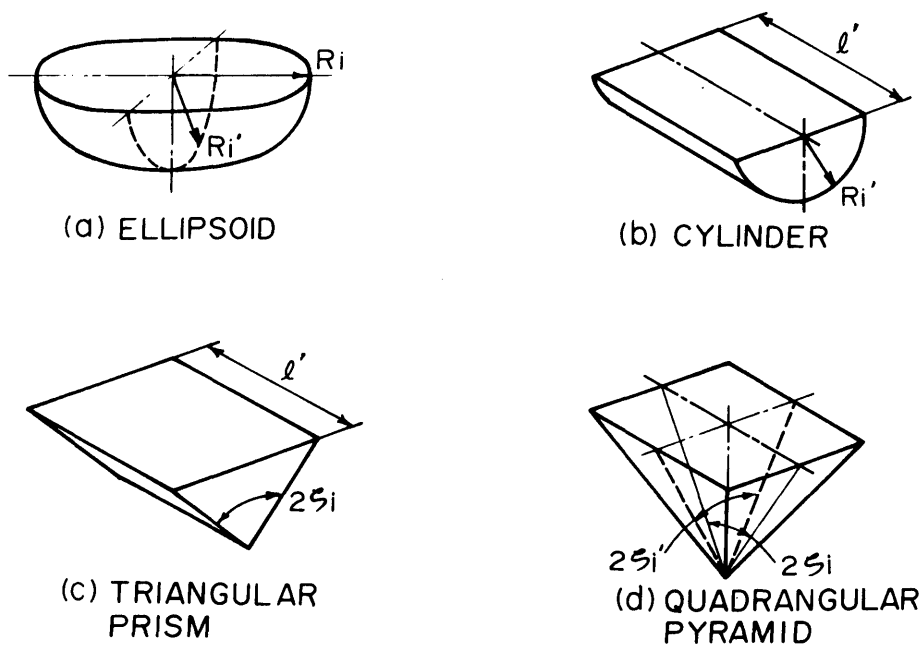


図 5.12 微小突起の模型

化すべきかについて検討する。

まず，微小突起を種々の形状に模型化し，金属接触面積  $A_m$  を2面の接近量  $a$  の関数として求める。図5.12は，方向性のある微小突起の模型として採用した4種の形状（楕円体，円筒，三角柱，四角錐）を示す。

#### 5.4.1 楕円体の場合

いま，きさげ仕上げ面の微小突起の先端形状を図5.13に示す

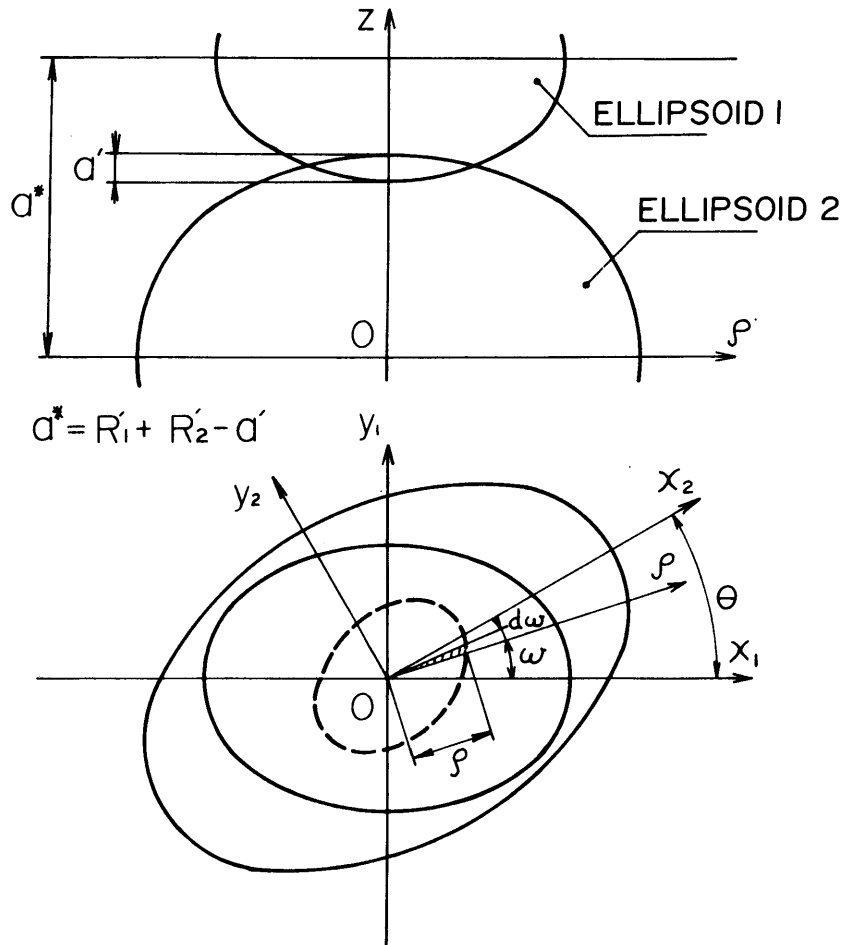


図5.13 楕円体の接触

ように任意の方向に主軸をもつ楕円体であるとし，2面が接触するときこれらの主軸が $\theta$ の角度をなすものとする。接触している2個の楕円体の相対的接近量を $a'$ とすると，金属接触部の接触面積 $\delta A_m$ は次のようにして求めうる。現実の案内面における接触は比較的軽荷重であるため，上下2面の接近量が楕円体の主曲率半径に比して一般に極めて小さい（本論で用いたような実用のきさげ仕上げ面においては，上下2面の最大接近量は，突起先端の曲率半径の $1/30 \sim 1/200$ 程度である）ため，2個の楕円体の接触面を平面で近似しうるものと考えられる。したがって図5.13において，主軸 $x_1, y_1$ をもつ楕円体1と主軸 $x_2, y_2$ をもつ楕円体2の間のある荷重下における接触面の形状は図の破線のようになる。この接触面を極座標表示（動径 $\rho$ ，偏角 $\omega$ ）したとき，任意の方向 $\omega$ における接触部の動径の長さを $\rho$ とすれば金属接触面積は

$$\begin{aligned} \delta A_m(\theta) &= \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \rho^2 d\omega \\ &= \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \frac{2a'R_1'R_2'd\omega}{\left(\frac{R_1'^2}{R_1^2} \cos^2\omega + \sin^2\omega\right)(R_1'+R_2') + \left\{\frac{R_2'^2}{R_2^2} \cos^2(\omega-\theta) - \frac{R_1'^2}{R_1^2} \cos^2\omega + \sin^2(\omega-\theta) - \sin^2\omega\right\}R_1'} \end{aligned} \quad (5.14)$$

ただし， $R_1, R_2$ はそれぞれ2個の楕円体の主曲率半径であり， $R_1', R_2'$ は副曲率半径である。また主軸のずれ角 $\theta$ は，一般に0から $\pi$ の間に分布しているものであり，その確率分布関数 $q(\theta)$ を

$$\int_0^\pi q(\theta) d\theta = 1$$

とする。

さて上下2面が $a$ だけ接近したとき、たがいに接触する二つの楕円体の相対変形量が $a'$  ( $0 \leq a' \leq a$ ) となる微小突起の数は

$$I_0 dP(a')/da' \cdot da'$$

であるから、全金属接触面積は次のようになる。

$$A_m = \int_0^a I_0 \frac{dP(a')}{da'} \int_0^\pi q(\theta) \delta A_m(\theta) d\theta da' \quad (5.15)$$

式(5.15)は、接触する二つの楕円体の主軸のずれ角 $\theta$  (これはきさげ仕上げ加工の方向に関連するものである) が任意の分布をとる場合の一般式であるが、後述の実測結果(第6章)によると、きさげ方向は一般にはある特定の方向に偏っており、 $\theta$ は離散的な分布をしている場合が多いと考えられる。そこで、以下の数値計算に便利のため、特定の $\theta_i$ に対する金属接触面積を求めておく。いま、これらの各方向に対する $\theta$ の確率分布密度を $q(\theta_i)$ とすれば、式(5.15)は次のようになる。

$$A_m = \sum_i q(\theta_i) \int_0^a I_0 \frac{dP(a')}{da'} \delta A_m(\theta_i) da' \quad (5.16)$$

ただし、

$$\sum_i q(\theta_i) = 1$$

なお各  $\theta_i$  の値に対する  $\delta A_m(\theta_i)$  の具体的な表示は，式 (5.14) から次のようになる。

$\theta = 0^\circ$  :

$$\delta A_m = \frac{2\pi a'}{\sqrt{\left(\frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2'}\right)\left(\frac{R_2'}{R_2^2} + \frac{R_1'}{R_1^2}\right)}} \quad (5.17)$$

$\theta = 90^\circ$  :

$$\delta A_m = \frac{2\pi a'}{\sqrt{\left(\frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2}\right)\left(\frac{R_2}{R_2'^2} + \frac{R_1'}{R_1^2}\right)}} \quad (5.18)$$

$\theta = 45^\circ, 135^\circ$  :

$$\delta A_m = \frac{2\pi a'}{\sqrt{\frac{1}{R_2^2 R_1'}(R_1' + R_2') + \frac{1}{R_1'^2 R_2} \left[ (R_1' + R_2') \left( \frac{R_1'}{R_1} \right)^2 + \frac{1}{2} R_1' \left\{ \left( \frac{R_1'}{R_1} \right)^2 - 1 \right\} \left\{ \left( \frac{R_2'}{R_2} \right)^2 - 1 \right\} \right]}} \quad (5.19)$$

#### 5.4.2 円筒の場合

上下2面の微小突起を，長さ  $l'$ ，半径  $R_1, R_2$  の円筒と仮定した場合，接近量が  $a'$  の1組の突起の金属接触面積は次のようになる。なおこの  $l'$  の値は S, G面のうち小さいものとする。

$\theta = 0^\circ$  :

$$\delta A_m = 2l' \sqrt{\frac{2a' R_1 R_2}{R_1 + R_2}} \quad (5.20)$$

$$\theta = 90^\circ : \delta A_m = 2\pi a' \sqrt{R_1 R_2} \quad (5.21)$$

$\theta = 45^\circ, 135^\circ :$

$$\delta A_m = \frac{1}{4} \int_0^{2\pi} \frac{4a^{*2}R_1^2 - (R_2^2 - R_1^2 - a^{*2})^2}{(R_2^2 - R_1^2 + a^{*2}) \sin^2 \omega - (R_2^2 - R_1^2 - a^{*2}) \sin^2(\omega + \pi/4)} d\omega \quad (5.22)$$

ただし、 $a^* = R_1 + R_2 - a'$  である。

#### 5.4.3 三角柱の場合

上下2面の微小突起を、長さ  $l'$ 、頂角  $2\zeta_1, 2\zeta_2$  の三角柱と仮定すると、接近量が  $a'$  の1組の突起の金属接触面積は次のようになる。

$$\theta = 0^\circ : \delta A_m = \frac{2a'l' \tan \zeta_1 \tan \zeta_2}{\tan \zeta_1 + \tan \zeta_2} \quad (5.23)$$

$$\theta = 90^\circ : \delta A_m = 2a'^2 \tan \zeta_1 \tan \zeta_2 \quad (5.24)$$

$$\theta = 45^\circ, 135^\circ : \delta A_m = 2\sqrt{2} a'^2 \tan \zeta_1 \tan \zeta_2 \quad (5.25)$$

#### 5.4.4 四角錐の場合

上下2面の微小突起を主断面頂角  $2\zeta_1, 2\zeta_2$ , 副断面頂角  $2\zeta_1', 2\zeta_2'$  の四角錐と仮定すると, 接近量が  $a'$  の1組の突起の金属接触面積は次のようになる。

$\theta = 0^\circ$  :

$$\delta A_m = 4a'^2 \frac{\tan \zeta_1 \tan \zeta_2}{\tan \zeta_1 + \tan \zeta_2} \frac{\tan \zeta_1' \tan \zeta_2'}{\tan \zeta_1' + \tan \zeta_2'} \quad (5.26)$$

$\theta = 90^\circ$  :

$$\delta A_m = 4a'^2 \frac{\tan \zeta_1 \tan \zeta_2'}{\tan \zeta_1 + \tan \zeta_2'} \frac{\tan \zeta_1' \tan \zeta_2}{\tan \zeta_1' + \tan \zeta_2} \quad (5.27)$$

$\theta = 45^\circ, 135^\circ$  :

$$\begin{aligned} \delta A_m = & \frac{a'^2}{2 \cos(\pi/4 - \psi^*) \cos(\pi/4 - \varphi^*)} \\ & \times \{ \tan \zeta_1 \tan \zeta_2' \sin(\psi^* - \varphi^* + \pi/4) \\ & + \tan \zeta_1' \tan \zeta_2' \sin(\psi^* + \varphi^* - \pi/4) \\ & + \tan \zeta_1' \tan \zeta_2 \sin(\varphi^* - \psi^* + \pi/4) \\ & + \tan \zeta_1 \tan \zeta_2 \sin(3\pi/4 - \psi^* - \varphi^*) \} \end{aligned} \quad (5.28)$$

ただし

$$\psi^* = \tan^{-1} \left( \frac{\tan \zeta_2}{\tan \zeta_2'} \right), \quad \varphi^* = \tan^{-1} \left( \frac{\tan \zeta_1}{\tan \zeta_1'} \right) \quad (5.29)$$



なお、5.4.1～5.4.4節のいずれの形状を仮定した場合においても、2面の相対的な接近量が $a$ のときの金属接触面積は、式(5.16)から求めることができる。

以上の手法により、微小突起が方向性をもつ場合の金属接触部面積 $A_m$ が求まり、また $A_m$ より吸着油膜接触部の面積 $A_b$ も求まることから、式(5.13)より静摩擦係数を評価することができ、ひいてはきさげ仕上げ案内面の静摩擦特性を明らかにしうる。

## 5.5 結 言

従来より表面性状の把握が困難とされてきたきさげ仕上げ案内面について、その表面性状を定量的に評価する一手法を示した。すなわち、1回のきさげ加工によって残された微小突起の集まりを表面を構成する一つの面素と考え、この面素がある分布関数に従って高さ方向に分布し、また面素内微小突起もある分布関数に従って高さ方向に分布しているものとして、両方の分布関数を組み合わせることにより、複雑な表面性状をもつきさげ仕上げ面の表面性状の特性を把握しうることを示した。さらにこのような高さ方向の微小突起分布をもつきさげ仕上げ2面の接触突起個数を求めるとともに、方向性があるきさげ仕上げ面の微小突起を種々の形状にモデル化し、また摺動方向に対する面素のきさげ方向の分布をも考慮することによって境界潤滑条件下にあるきさげ仕上げ2面の接触面積を求める手法を示した。

## 第 6 章 きさげ仕上げ案内面の 静摩擦特性

### 6.1 緒言

本章においては、まずきさげ仕上げ案内面の表面性状の定量的な把握方法に関する前章の考察結果の妥当性について、実験的に検討を加える。さらに前章の結果を基にして、きさげ仕上げ2面間の境界潤滑条件下での静摩擦特性について実験的に検討するとともに、接触するきさげ仕上げ2表面の表面性状および潤滑油の性質と摩擦特性との関係について詳細に検討し、摩擦特性を改善するための基礎的な資料を得ようとするものである。

### 6.2 実験装置および方法

#### 6.2.1 実験装置

図 6.1 は、本実験に使用した実験装置の概要で、摺動体 S、案内面 G、駆動板ばね k およびボールねじを利用した駆動機構 T からなっている。案内面および摺動体はともに鋳鉄製 (FC25) で、ビッカース硬さは 1960 MPa (測定荷重: 270 N) である。案内面の形状としては、工作機械摺動面としてよく用いられ、かつその接触状態の定量的な把握が容易な平形を用いた。このような案内面においては、摺動体の水平面内の拘束がないので、摺動方向が不安定になる。そこで、案内面の中央に摺動体案内用の溝を設け、摺動体下部に取り付けた玉軸受 R をこの溝のガイドレールに案内さ

せることにより摺動体の横ゆれを防止し、摺動方向が常に一定になるようにした。なお、この案内用玉軸受 R に作用する摩擦力は、摺動体 S と案内面 G に作用する摩擦力に比して極めて小さく、無視しうることを確認している。摺動体の送り運動は、互いに平行でタイミングベルトにより正確に同期して回る 1 ピッチ 5 mm の精密な 2 本のボールねじ T からなる送り装置により、板ばね k を介して摺動体の突起部 B を押すことにより与えた。この突起部 B の高さを摺動体 S と案内面 G の接触面の高さに一致させ、摺動体の姿勢変化を引き

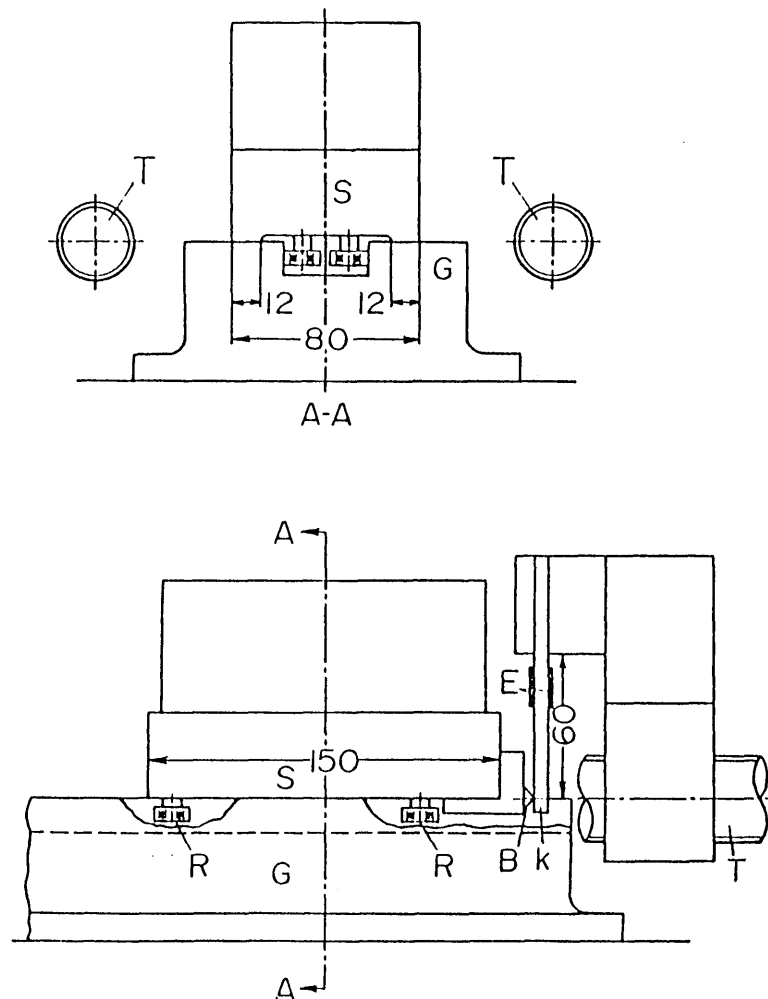


図 6.1 実験装置

起すような回転モーメントが働かないようにしている。なお駆動速度は、歯車変換装置により実際の工作機械において用いられる常用速度を含め、低速域から高速域（0.01～60 mm/min）まで広範囲にわたって変化させた。

実験は表6.1に示す条件で行なった。摺動体の重量および滑り面積から定まる平均面圧（33 KPa）は、実用の工作機械案内面に近いものである。

表6.1 実験条件

しゅう動体の重量	N	$W = 121.5$
しゅう動体のすべり面積	$\text{cm}^2$	$A_0 = 36.8$
案内面圧力	KPa	$P = 33$
送り機構のばね定数	N/mm	$K = 183.3$
駆動速度	mm/min	$V = 0.01 \sim 60$

### 6.2.2 きさげ仕上げ案内面

図6.2～図6.5は、前章の図5.2，図5.3に示す $S_2$ ， $G_2$ および $S_3$ ， $G_3$ のきさげ仕上げ面について、前章の図5.4，図5.5の $S_1$ 面， $G_1$ 面に対するのと同様にそれぞれ摺動方向とそれに直角方向（ $S_2$ ， $S_3$ 面については摺動方向のみ）の表面あらさを測定した結果である。図6.6～図6.8は、これらの表面あらさ曲線より求めた面素の分布関数 $\phi$ を、同程度にきさげ仕上げされていると思われる摺動体と案内面の組合せごとに示したものである。これらの図より、前章の式（5.2）および式（5.2）に基づく分布関数 $\phi$

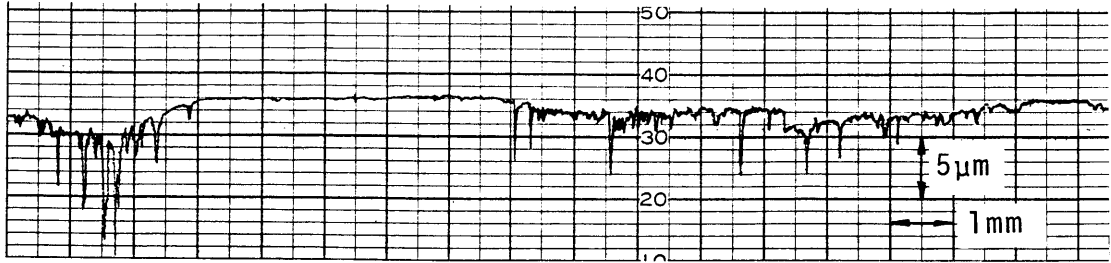
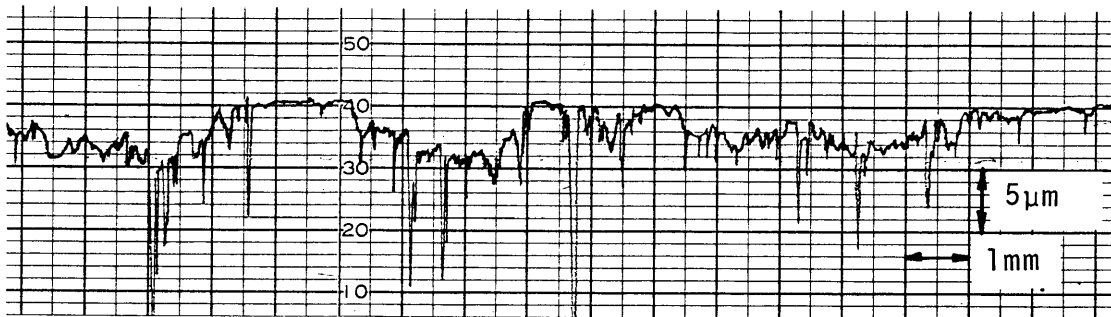
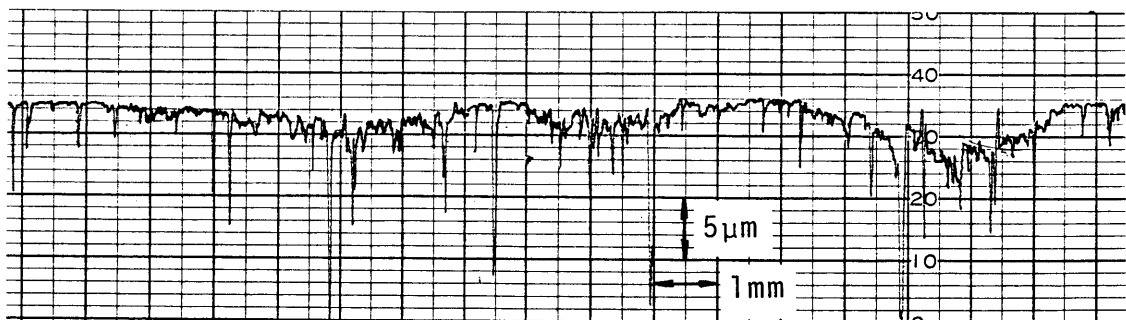


図 6.2 表面あらさ (S<sub>2</sub>面)



(a) 摺動方向



(b) 摺動方向と直角方向

図 6.3 表面あらさ (G<sub>2</sub>面)

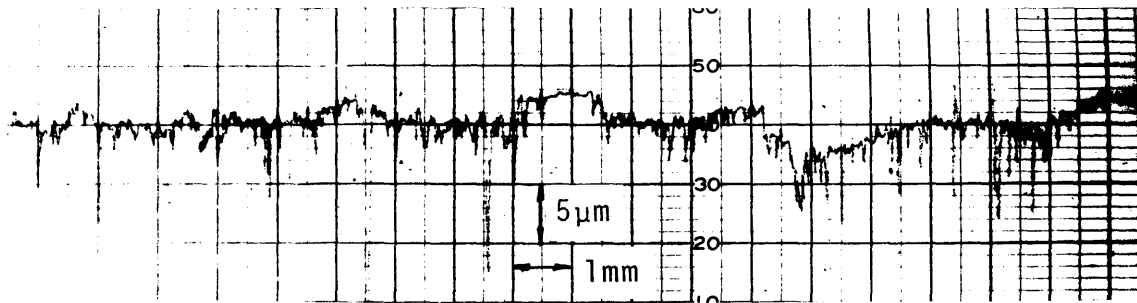
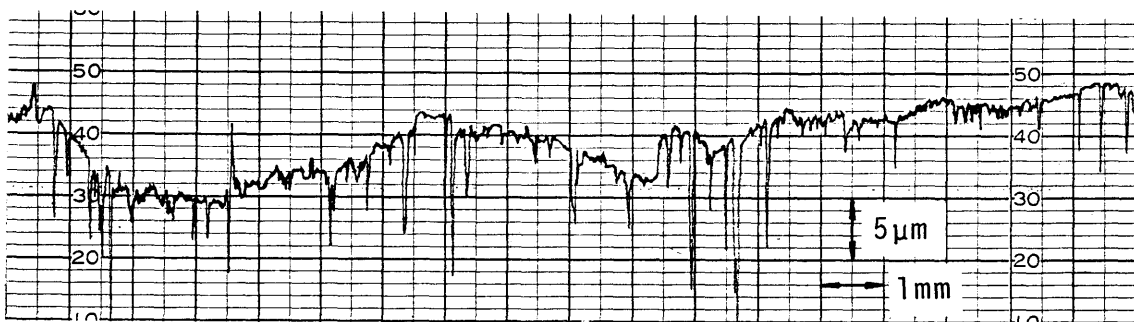
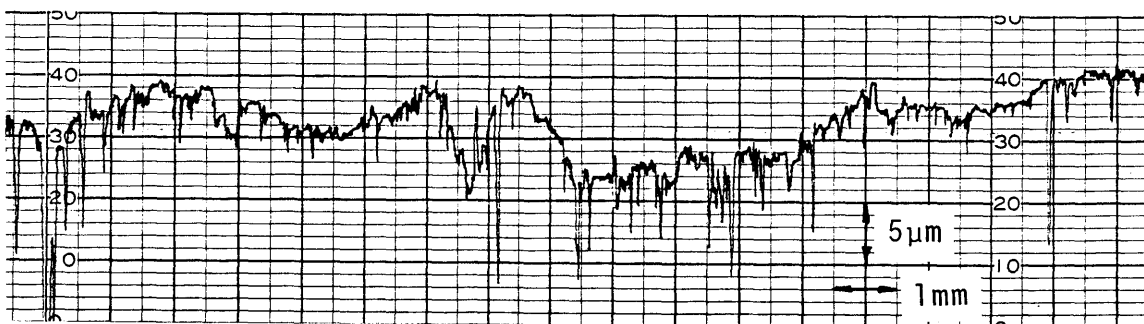


図 6.4 表面あらさ (S<sub>3</sub>面)



(a) 摺動方向



(b) 摺動方向と直角方向

図 6.5 表面あらさ (G<sub>3</sub>面)

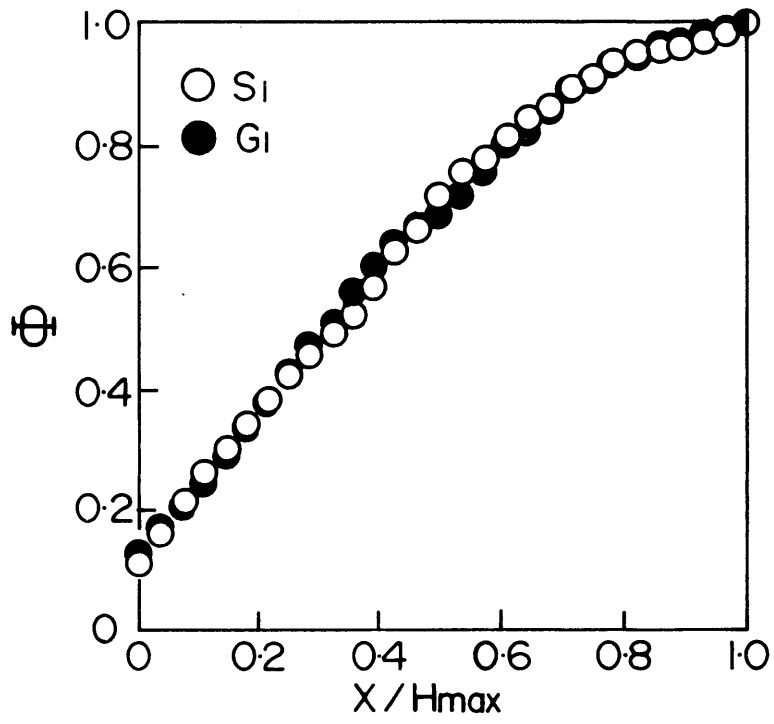


図 6.6 面素の分布関数  $\Phi$

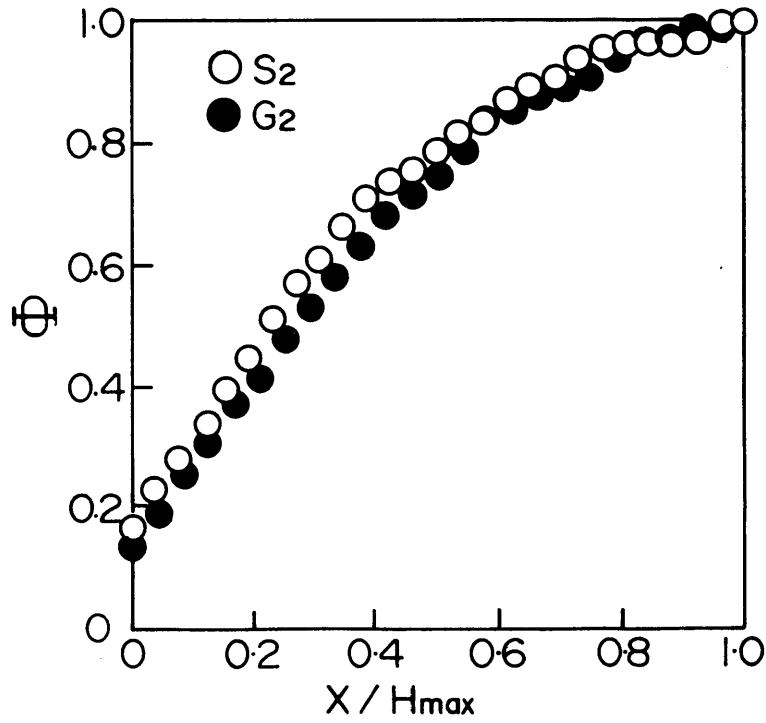


図 6.7 面素の分布関数  $\Phi$

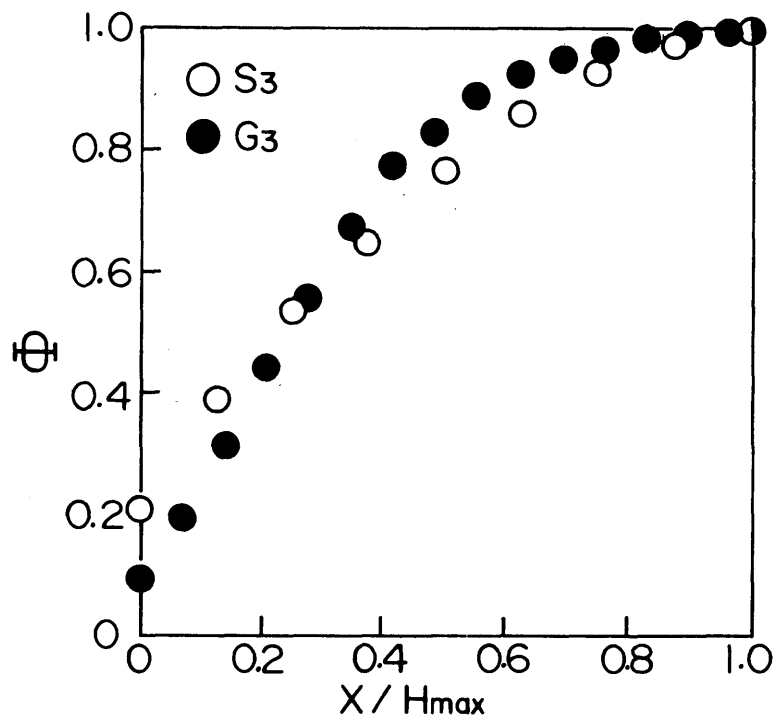


図 6.8 面素の分布関数  $\Phi$

の傾向を示す説明図 5.8 の仮定は妥当なものであることがわかる。

次に，面素内の微小突起の分布関数  $\phi$  を求める。面素内微小突起は，前章の図 5.6 に一例を示したように，きさげ方向とそれに直角な方向とでは突起形状が異なり方向性をもつ。そこでまず，面素内微小突起の分布に対するきさげ加工の方向の影響について検討する。いま，きさげ方向およびこれと直角方向の表面あらさ曲線から測定したそれぞれの方向についての分布関数を，図 6.9 に示すように  $\phi_u$ ， $\phi_v$  とし，平均的にみてきさげ方向に単位長さ当り  $Z$  個（突起間隔  $l$ ），直角方向に  $Z'$  個（突起間隔  $l'$ ）の微小突起が存在するものと仮定する。いちばん高い突起から任意の高さ  $x$  までの間にある突起数は， $\phi_u$ ， $\phi_v$  のいずれから求めても同じはずで



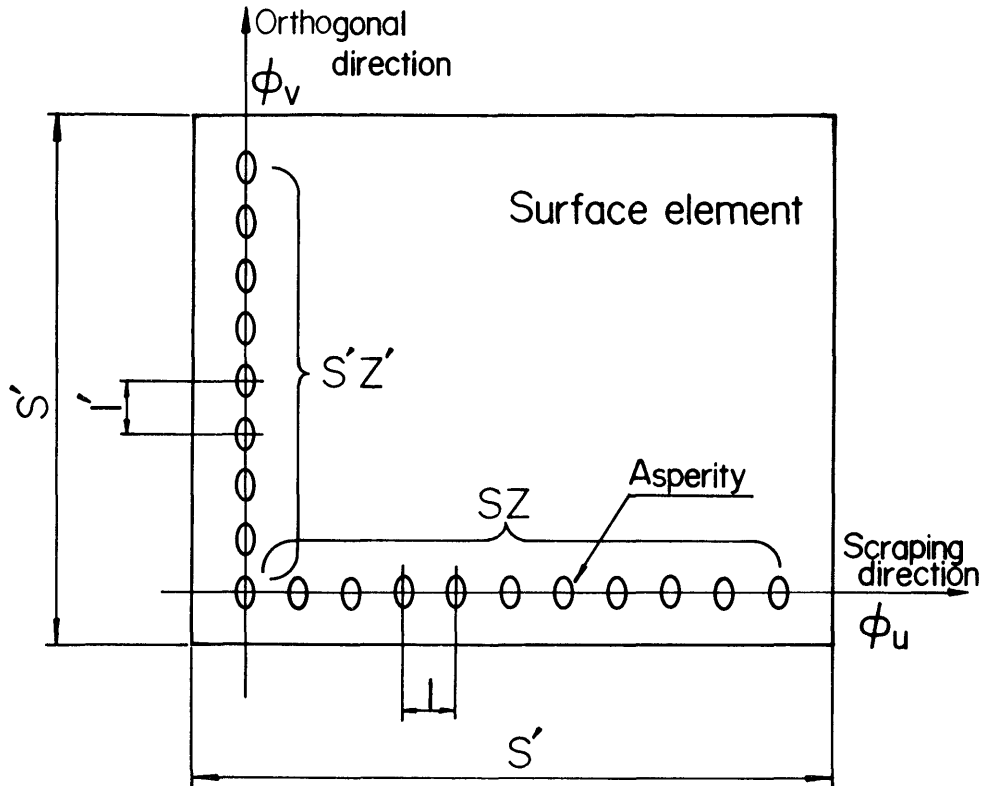


図 6.9 微小突起の分布関数  $\phi$  の求め方

あるから，一面素の 2 辺の長さをそれぞれ  $S$ ， $S'$  とすると

$$SZ\phi_u(x) \cdot S'Z' = S'Z'\phi_v(x) \cdot SZ$$

である。したがって

$$\phi_u(x) = \phi_v(x)$$

となる。すなわち，いずれの方向のあらさ曲線から  $\phi$  を求めても同一になる。図 6.10 は一例として  $G_1$  面について，先の面素の分布を求めたあらさ曲線よりもあらさの縦，横の倍率を拡大し，きさげ方向およびそれと直角方向の面素内微小突起の分布関数を求めた一例である。図より，両方向の微小突起の分布関数にはほとんど差の

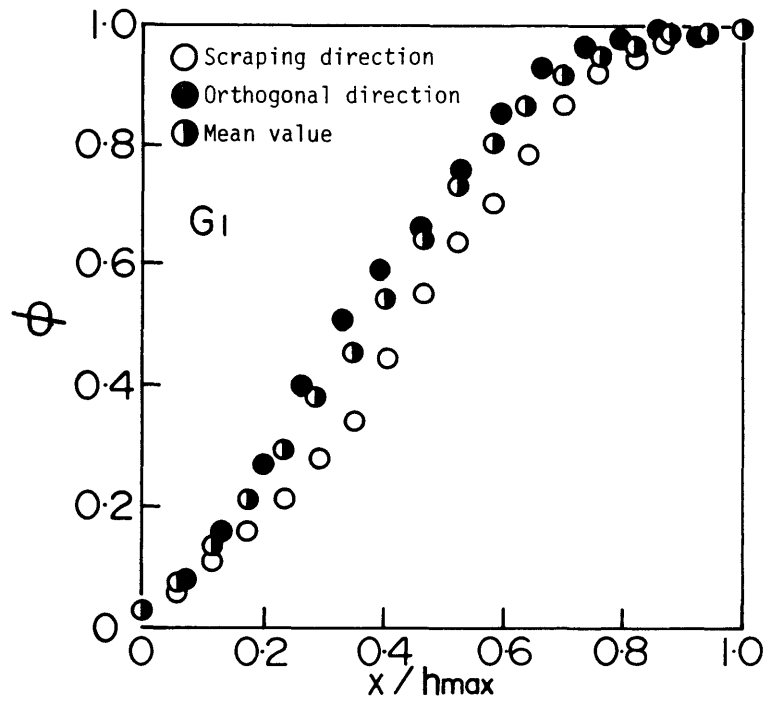


図 6.10 微小突起の分布関数  $\phi$

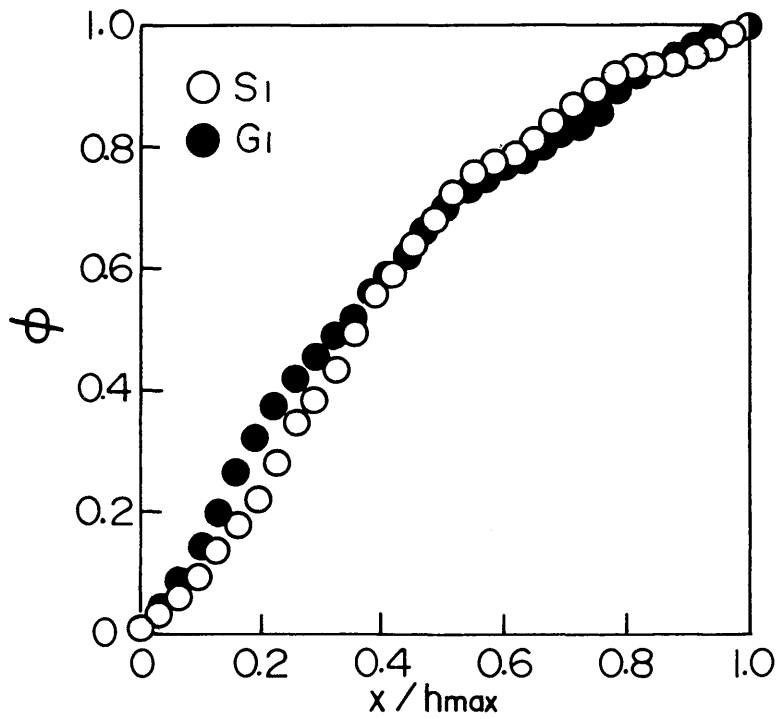


図 6.11 微小突起の分布関数  $\phi$

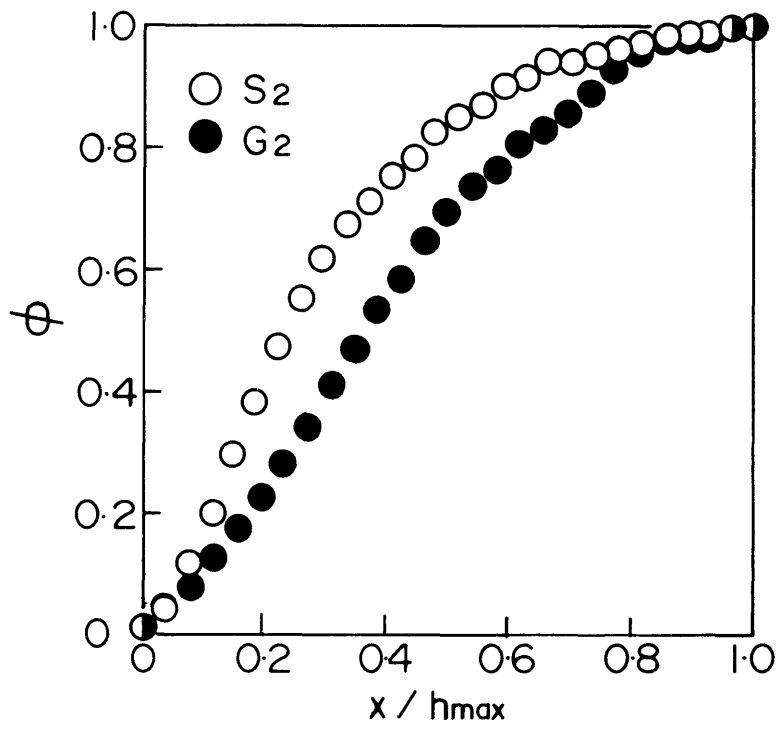


図 6.12 微小突起の分布関数  $\phi$

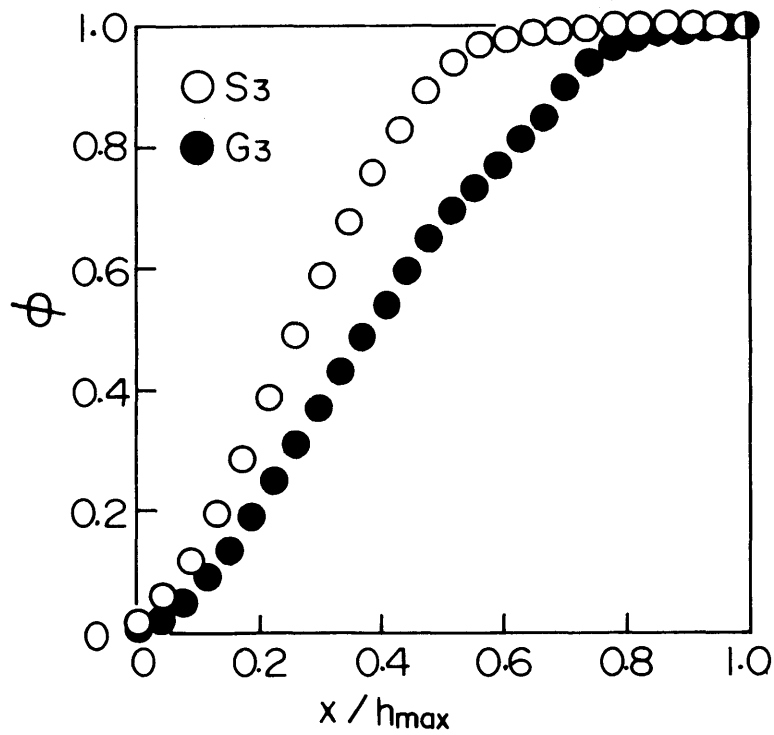


図 6.13 微小突起の分布関数  $\phi$

ないことがわかる。そこで以後の数値計算では，両方向の分布関数の平均値を使用した。図 6.11, 6.12, 6.13 はこのようにして求めた仕上げ程度の異なる各きさげ仕上げ面の組み合わせについて，微小突起の分布関数  $\phi$  を求めたものである。いずれの図からも明らかのように，前章の式 (5.4) および図 5.9 に示す微小突起の分布関数  $\phi$  に関する仮定が妥当なものであることがわかる。

一般に，きさげ作業の特徴として，前章の図 5.1 ~ 図 5.3 のきさげ面の写真に示すように，きさげ方向（前章の図 5.7 の摺動方向となす角  $\theta_s$ ）は特定の方向（ $\theta_s = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ$  付近）に集中している傾向が認められた。そこで，これらの写真より各きさげ仕上げ面の組み合わせに対して面素のきさげ方向が摺動方向となす角  $\theta_s$  の分布状態を求めた結果を図 6.14, 6.

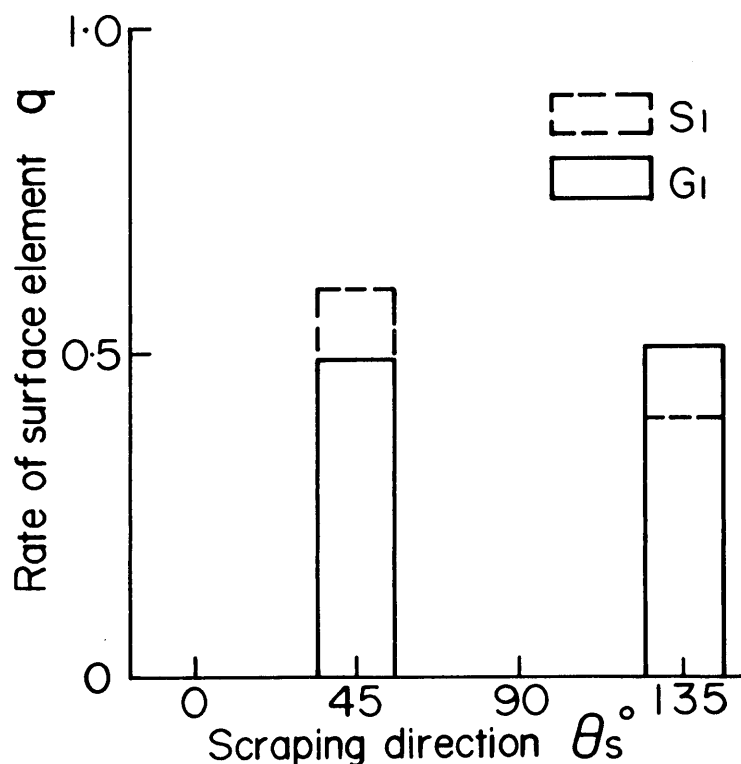


図 6.14 きさげ方向の分布特性

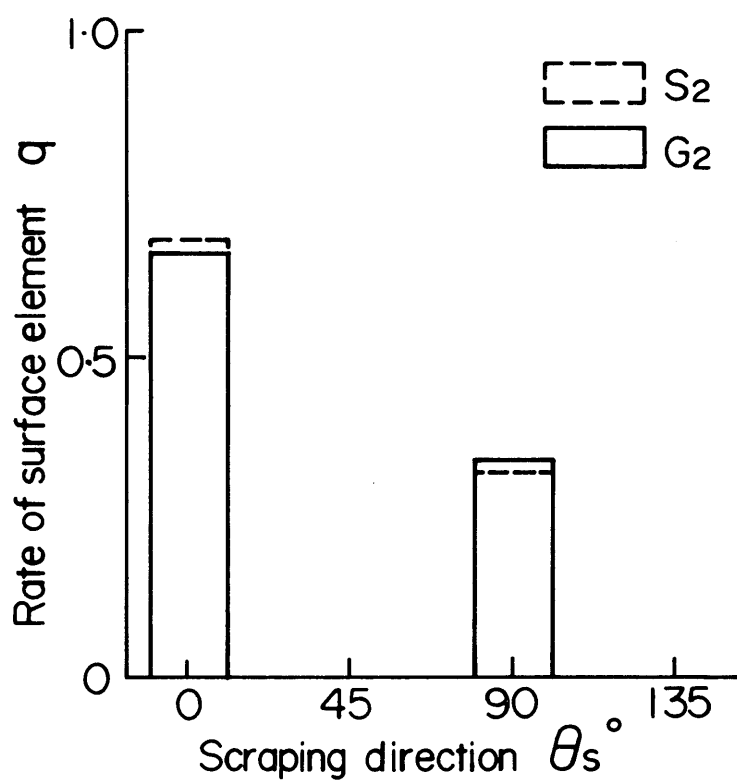


図 6.15 きさげ方向の分布特性

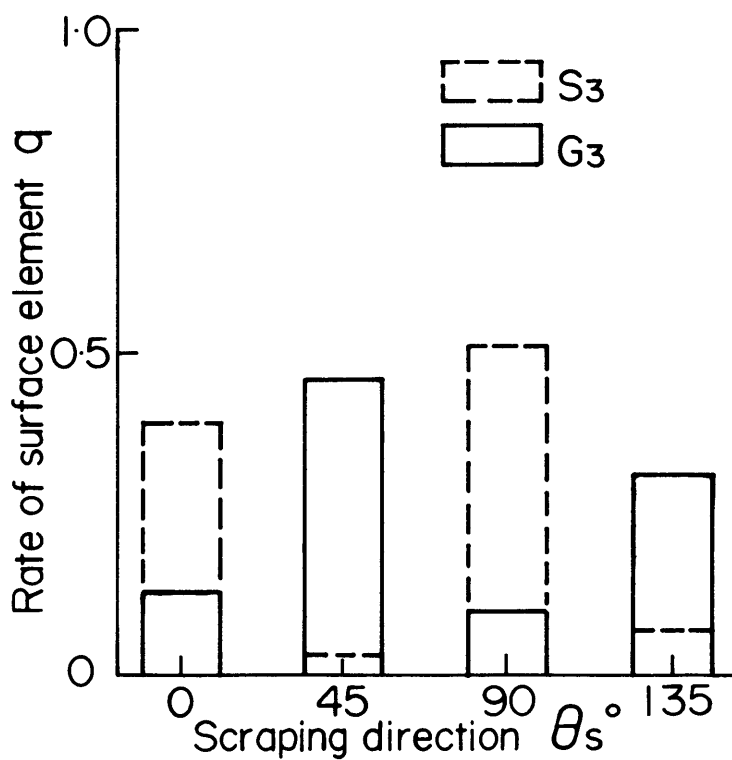


図 6.16 きさげ方向の分布特性

15, 6.16に示す。これらの図において、 $S_1, G_1$ 面では $\theta_s$ は摺動方向と約 $45^\circ$ と $135^\circ$ の2方向に、また $S_2, G_2$ 面では $\theta_s$ は $0^\circ$ と $90^\circ$ の2方向に集中していることがわかる。さらに $S_3, G_3$ 面では $\theta_s$ が前述の4方向に分布している。したがって、 $S_1, G_1$ 面の組み合わせでは、組み合わせられた両面のきさげ方向のなす角 $\theta$ は、図6.14から $0^\circ, 90^\circ$ の2方向に分布することになる。またその分布割合も同図の面素分布率 $q$ により定量的に求めることができる。 $S_2, G_2$ 面の組み合わせでは、 $S_1, G_1$ 面の組み合わせと同じく両面のきさげ方向のなす角 $\theta$ は $0^\circ, 90^\circ$ の2方向に分布し、 $S_3, G_3$ 面の組み合わせでは $\theta$ は $0^\circ$ から $135^\circ$ までの4方向に分布する。さらにこれらのきさげ面の組み合わせを変えても、組み合わせられる2面のきさげ方向 $\theta_s$ の分布率 $q$ から両面の面素がなす角 $\theta$ の面素分布状態を定量的に求めることができる。

各きさげ仕上げ面について、前章の図5.1～図5.3に示す写真、

表6.2 面素に関する表面性状パラメータ

	$\alpha$	$\beta$	$N_0$	Hmax $\mu\text{m}$	S	S'
$S_1$	0.117	1.27	1336	15.3	1.77	1.56
$G_1$	0.131	1.10	808	13.5	2.39	1.91
$S_2$	0.168	1.45	1027	9.1	1.76	2.03
$G_2$	0.136	1.42	625	8.2	2.85	2.06
$S_3$	0.161	1.35	1040	5.5	1.86	1.57
$G_3$	0.096	1.68	444	15.0	2.34	2.92

表 6.3 面素の分布率

	q (0°)	q (45°)	q (90°)	q (135°)
S <sub>1</sub>	0	0.60	0	0.40
G <sub>2</sub>	0	0.49	0	0.51
S <sub>2</sub>	0.68	0	0.32	0
G <sub>2</sub>	0.66	0	0.34	0
S <sub>3</sub>	0.39	0.03	0.51	0.07
G <sub>3</sub>	0.13	0.46	0.10	0.31

図 5.4, 図 5.5 および図 6.2 ~ 図 6.5 および図 6.6 ~ 図 6.8 の分布関数から求めた面素に関する表面性状パラメータ (面素の分布係数  $\alpha$ ,  $\beta$ , みかけの接触面積内の総面素数  $N_0$ , 面素の最大高さ  $H_{max}$ , 面素の平均的な大きさ  $S$ ,  $S'$ ) を表 6.2 に, また図 5.1 ~ 図 5.3 の写真から求めたきさげ方向の摺動方向に対する角度, すなわち面素の分布率  $q(\theta_s)$  を表 6.3 に示す。

次に, 前章の図 5.6 に示すようなきさげ方向およびこれと直角方向のあらさ曲線から求めた面素内微小突起についてのパラメータ [微小突起の一次および三次の分布係数  $\delta$ ,  $\epsilon$ , 1 面素内の平均微小突起個数  $i_0$ , みかけの接触面積内の微小突起個数  $I_0$ , 面素内の平均あらさの最大値  $h_{max}$ , 微小突起の曲率半径  $R$ ,  $R'$ , きさげ方向およびこれと直角な方向の微小突起の平面分布密度  $Z$ ,  $Z'$ , 図 5.12 に示した各微小突起模型 (四角錐および三角柱) の主断面頂角および副断面頂角  $2\zeta$ ,  $2\zeta'$  と, きさげ方向およびこれと直角方向の長さ  $l$ ,  $l'$ ] を, 表 6.4 に示す。なお微小突起模型

の諸元のうち、 $R_i$ ,  $R_i'$ ,  $2\zeta_i$ ,  $2\zeta_i'$  については、あらかじによりきさげ方向およびこれと直角方向の突起先端形状を拡大記録し、第4章の図4.9に示したように最もよく適合する円弧あるいは三角形からこれらの値を定めた。また  $l$ ,  $l'$  の大きさは、図5.1～図5.3の表面模様の写真から得られる面素の大きさ ( $S$ ,  $S'$ ) と面素内の微小突起個数  $Z$ ,  $Z'$  から定めた。これらの表より、3組のきさげ仕上げ面のうちでは  $S_2$ ,  $G_2$  面が表面あらかさも小さく分

表6.4 微小突起の表面パラメータ ( $A_0 = 36.8 \text{ cm}^2$ )

	$\delta$	$\epsilon$	$\times 10^3$ $i_0$	$\times 10^6$ $I_0$	$\mu\text{m}$ $h_{\text{max}}$	$R$	$R'$
$S_1$	1.09	-0.58	4.18	5.58	5.9	34.3	139.4
$G_1$	1.40	0.43	6.67	5.39	5.3	29.4	164.2
$S_2$	1.29	-0.68	6.48	6.56	3.6	30.4	91.3
$G_2$	1.80	0.42	9.19	5.74	3.5	36.2	145.8
$S_3$	0.99	-6.95	7.02	7.30	4.6	44.5	185.1
$G_3$	0.69	-4.20	14.74	6.55	4.6	35.9	207.9
	1/mm $Z$	1/mm $Z'$	$\zeta$	$\zeta'$	$\mu\text{m}$ $z$	$\mu\text{m}$ $z'$	
$S_1$	52.0	29.1	$85^\circ 36'$	$87^\circ 32'$	34.0	53.6	
$G_1$	52.3	27.9	$84^\circ 39'$	$87^\circ 29'$	45.7	68.4	
$S_2$	49.3	36.8	$84^\circ 31'$	$87^\circ 5'$	35.7	55.2	
$G_2$	49.9	31.3	$83^\circ 52'$	$87^\circ 26'$	57.1	65.8	
$S_3$	70.9	33.9	$84^\circ 42'$	$87^\circ 47'$	26.2	46.3	
$G_3$	65.6	32.9	$83^\circ 50'$	$87^\circ 46'$	35.7	88.8	



布係数  $\alpha$  ,  $\beta$  ,  $\delta$  も大きくまた総微小突起個数  $I_0$  の値も大きく、よいきさげ仕上げ面であると考えられる。

### 6. 2. 3 潤滑油

実験には表 6.5 に示すような性質および粘度の異なる 4 種の潤滑油を用いた。A 油は高度に精製されたナフテン系鉱油、D 油はパラフィン油でともに添加剤を有していないと考えられる。B 油は案内面に適するように各種の油性向上剤および極圧添加剤を含む市販案内面用潤滑油である。C 油は、脂肪酸および不飽和炭化水素などの反応性に富む物質を多く含む不乾性植物油である。

表 6.5 潤滑油

潤滑油		20° C 粘度 c S t	備考
A	コーレイ 50	230.4	ナフテン系鉱油
B	フェービス K53	214.0	市販案内面用潤滑油
C	ひまし油	1108	不乾性植物油
D	クリストール 355	212.4	流動パラフィン

### 6. 2. 4 実験方法

摩擦係数を測定するための実験は、一定室温 ( $20^{\circ} \text{C} \pm 0.5^{\circ} \text{C}$ )、一定湿度 ( $50 \pm 2\%$ ) の同一潤滑条件下で行なった。あらかじめ面をなじませるため、潤滑した状態で約 1000 回の摺動を

行なったのち、トリクロルエチレンで洗浄し、供試潤滑油を十分塗布し一昼夜放置したのち、潤滑油をふきとり、再びトリクロルエチレンで洗浄し、再度供試潤滑油を塗り直した。そのあと、摺動体を案内面上に静かに置き、前後に数回摺動させ、余剰の潤滑油を案内面から除去したのち実験を行なった。このように細心の注意を払い同一の条件下で3回実験を繰返し、1回の実験ごとに約30個の摩擦係数を求め、これらの平均値を実験データとして採用した。本実験における各条件下での静摩擦係数のばらつきは $\pm 0.04$ 程度である。

### 6.3 静摩擦特性に基づく表面性状の定量的評価

#### 6.3.1 各微小突起模型の妥当性

前節までに求められた表面性状をもとに、方向性をもつ実際のきさげ仕上げ面の微小突起の模型として前章に示した4種の模型(図5.12)のうちいずれの形状が静摩擦特性の評価の点から適当であるかを検討する。検討の方法は、一例として $S_2$ 、 $G_2$ の組について、表6.2、6.3、6.4に示した特性値および前章に示す式(5.11)～式(5.29)から求められる各模型に対する静摩擦係数 $\mu_s$ の計算値と、実験値とを比較することによって行なった。

図6.17は、表6.5に示す4種類の潤滑油を用いたときの摩擦係数の実験値と各模型を採用したときの計算値の結果を比較したものである。使用潤滑油の種類に関係なく、楕円体、四角錐のように2方向に主軸をもつ形状の方が円筒、三角柱のような柱体よりも一般に $\mu_s$ の計算値が大きかつ実験値に近い値になっている。特に、

いずれの潤滑油に対しても楕円体の場合が最も実験値に近いことがわかる。したがって、本実験のように面圧が比較的低い実用条件の場合には、微小突起の形状を楕円体で近似することが妥当であると考えられる。そこで、以後の検討はすべて微小突起形状を楕円体と仮定して行なった。

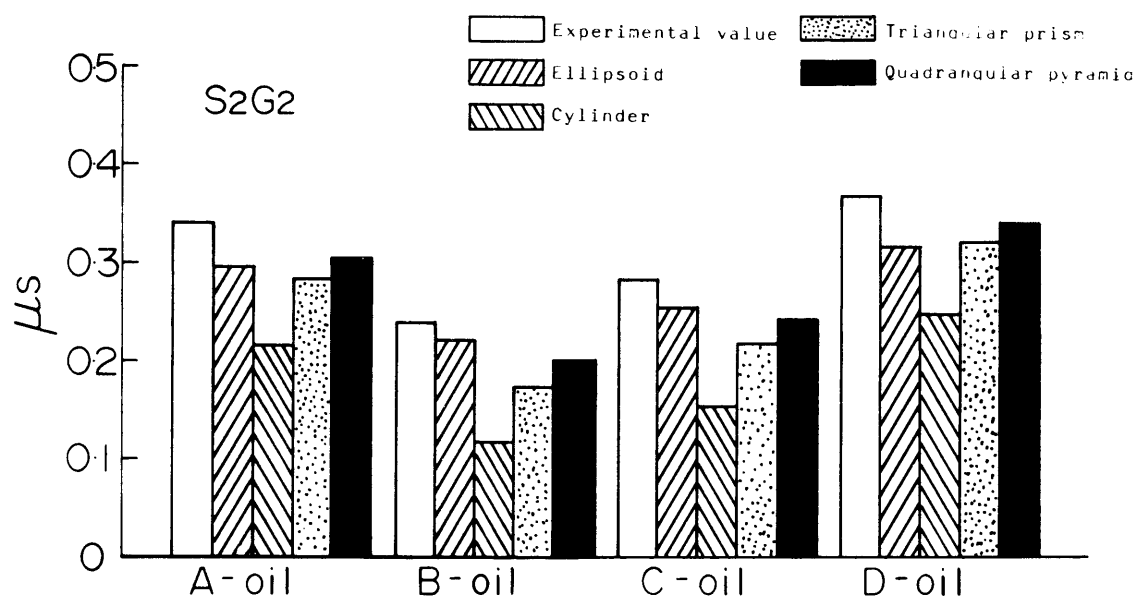


図 6.17 微小突起の模型の妥当性の検討

### 6.3.2 きさげ方向の分布特性が静摩擦特性に及ぼす影響

前節の図 6.14～図 6.16 に示したように、きさげ方向の分布の様子は、一般に各きさげ仕上げ面ごとにその特性を異にしているものと考えられる。そこで、きさげ方向の分布特性の差が静摩擦特

性に及ぼす影響について検討した一例を図6.18に示す。図は、 $S_2$ 、 $G_2$ 面についてきさげ方向の分布特性を種々に変えて、金属接触面積  $A_m$ 、最大静摩擦係数  $\mu_s$ を、潤滑油A油について求めたものである。A-1は、両面ともに摺動方向に対して  $\theta_s = 0^\circ$ 、 $45^\circ$ 、 $90^\circ$ 、 $135^\circ$ の方向に加工された面素が等分に存在する場合、A-2は、両面とも  $\theta_s = 0^\circ$ 、 $90^\circ$  または  $45^\circ$ 、 $135^\circ$ の方向に加工された面素が等分に存在する場合、A-3は、両面とも摺動方向のみすなわち  $0^\circ$ の方向のみに加工された場合、A-4は、ランダムな方向に加工された表面の一例として、両面とも  $\theta_s = 0^\circ$ の方向に加工された面素が10%、 $\theta_s = 45^\circ$ 、 $90^\circ$ 、 $135^\circ$ の各方向にそれぞれ30%の割合で存在する場合、A-5

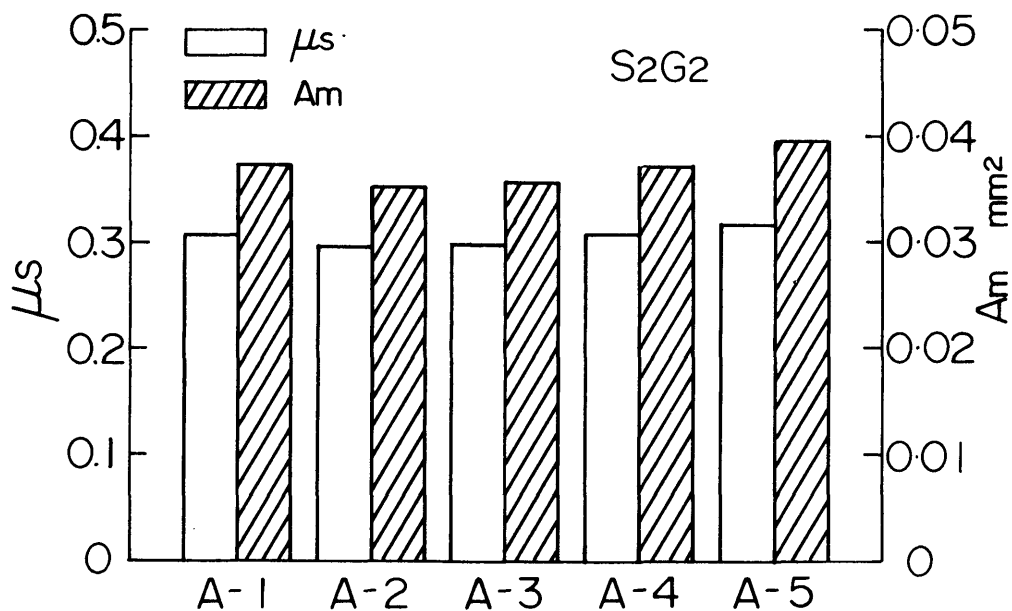


図6.18 きさげ方向の分布特性が静摩擦特性に及ぼす影響

は，1面が $0^\circ$ ， $90^\circ$ の方向に他面が $\theta_s = 45^\circ$ ， $135^\circ$ の方向に等しい割合で加工された場合である。実際の $S_2$ ， $G_2$ 面にほぼ等しい加工方向をもつA-2の場合には $\mu_s$ の計算値は実験値にほぼ等しくなっている。 $\mu_s$ ， $A_m$ ともにきさげ方向の分布特性によってわずかではあるが影響を受ける。特に2面を組み合わせるときA-5のように上下両面のきさげ方向のなす角が $45^\circ$ になる場合には， $\mu_s$ がかなり高くなっている。したがって，摺動面，案内面ともに摺動方向に対してきさげ方向を適当に選択すれば，静摩擦係数は低くなりまた摺動特性も改善されることが考えられる。

#### 6.4 きさげ仕上げ面の静摩擦特性

実際の工作機械案内面における摺動状態は，一般に境界潤滑条件下にある場合が多く，摺動条件によっては案内面上を摺動する摺動体の送り挙動は間欠的となり，とくに低い送り速度ではいわゆるスティックスリップ振動が発生し，送り挙動が不安定になる場合が多い。加藤ら<sup>(32)</sup>，<sup>(33)</sup>は，カップ形砥石による研削仕上げ面について，このスティックスリップ振動の特性を検討し，さらに，摺動体がスティックし，次いでスリップを開始するときの静摩擦係数 $\mu_0$ は，一般に摺動体の静止時間（スティック時間） $T_1$ によって影響される静摩擦特性の時間依存性について詳細に検討した。この時間依存性は，案内面の境界潤滑状態の時間的变化と密接に関連し， $\mu_0$ は $T_1$ の関数として次のように表わされることを示した<sup>(32)</sup>。

$$\mu_0 = \mu_s - (\mu_s - \mu_d) e^{-rT_1^m} \quad (6.1)$$

ここで、 $\mu_s$  は  $\mu_0$  が  $T_1 \rightarrow \infty$  のときに漸近する値、すなわち境界潤滑状態の時間的变化がほぼ停止するときの  $\mu_0$  の値であり、 $\mu_d$  は静止時間がほとんど認められなくなる場合の  $T_1 \rightarrow 0$  における  $\mu_0$  の値で、これは動的状態における摩擦係数と関連する量である。また  $\gamma$  および  $m$  は、時間依存性の程度を示す量であり、 $\mu_s$ 、 $\mu_d$ 、 $\gamma$ 、 $m$  はともに案内面の性状および潤滑油の性質によって影響される量であることを示した。

図 6.19、図 6.20 はそれぞれきさげ仕上げ面  $S_1G_1$  および  $S_2G_2$  について、静摩擦係数  $\mu_0$  と静止時間（スティック時間） $T_1$  との関係を、A、B、C、D の各潤滑油について求めたものである。両図中の破線は、表示式 (6.1) の諸係数を表 6.6 のように定め

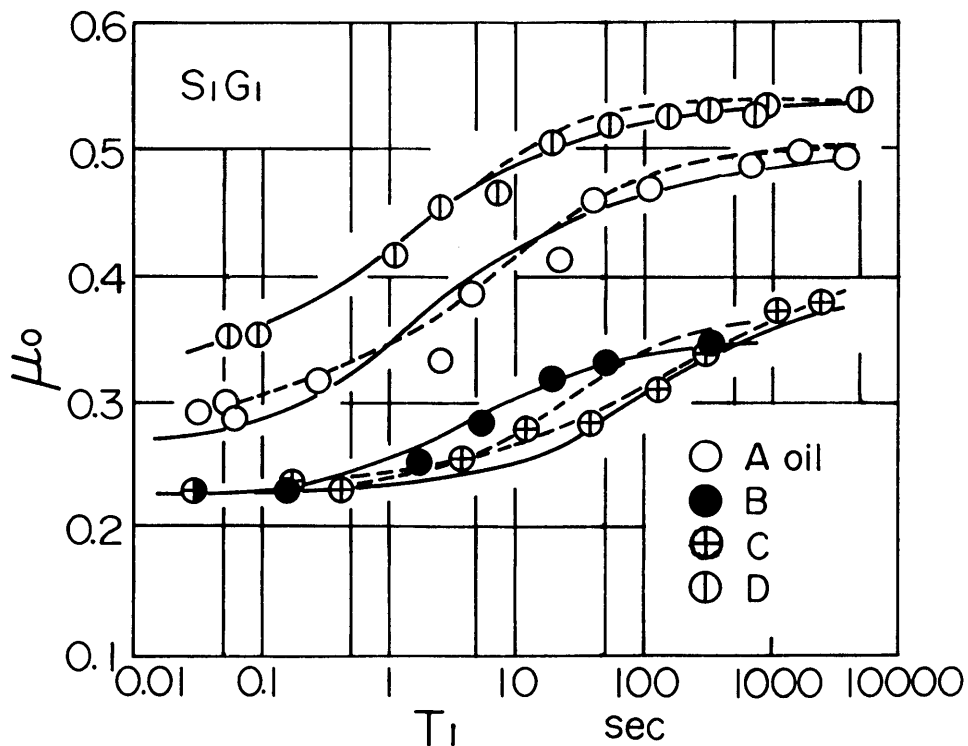


図 6.19 各種潤滑油による静摩擦特性 ( $S_1G_1$  面)

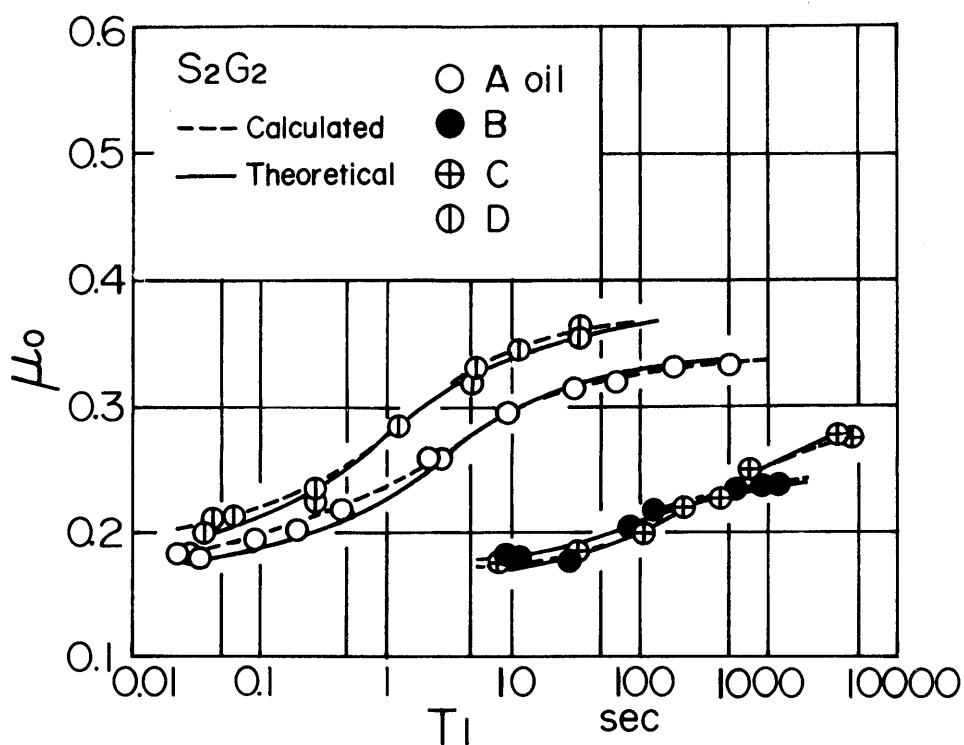


図 6.20 各種潤滑油による静摩擦特性 (S<sub>2</sub>G<sub>2</sub>面)

表 6.6 表示式のパラメータ

パラメータ		A コーレイ50	B フェービス K53	C ひまし油	D クリストール 355
S <sub>1</sub> G <sub>1</sub>	μ <sub>s</sub>	0.50	0.365	0.39	0.54
	μ <sub>d</sub>	0.27	0.225	0.23	0.34
	γ	0.414	0.105	0.067	0.483
	m	0.380	0.621	0.577	0.502
S <sub>2</sub> G <sub>2</sub>	μ <sub>s</sub>	0.340	0.240	0.283	0.368
	μ <sub>d</sub>	0.170	0.170	0.165	0.190
	γ	0.511	0.022	0.020	0.671
	m	0.401	0.745	0.610	0.527

た場合の計算結果である。両図において、表示式(6.1)は、静止時間 $T_1$ の広い範囲において実験結果をよく表わしていることがわかる。したがって、表面性状に方向性が少なく比較的均質なカップ形砥石による研削面に比べると、表面性状が極めて複雑なきさげ仕上げ案内面の静摩擦特性についても、表示式(6.1)を用いることによって定量的によく表わしうることがわかる。

次に、きさげ仕上げ2面間の静摩擦特性の時間依存性の発生機構について考察するため、カップ形砥石による研削面について取扱った加藤ら<sup>(32)</sup>、<sup>(33)</sup>の結果を参照して、境界潤滑状態にある金属2面間の微視的接触機構を図6.21のように考える。すなわち、上下2面の接触部は、A、A'のような金属接触部(A'部は、第2章の図2.1で示した2面が点接触をしている部分であるが、この部分の荷重、せん断力とも吸着油膜により定まるので、以後はB部

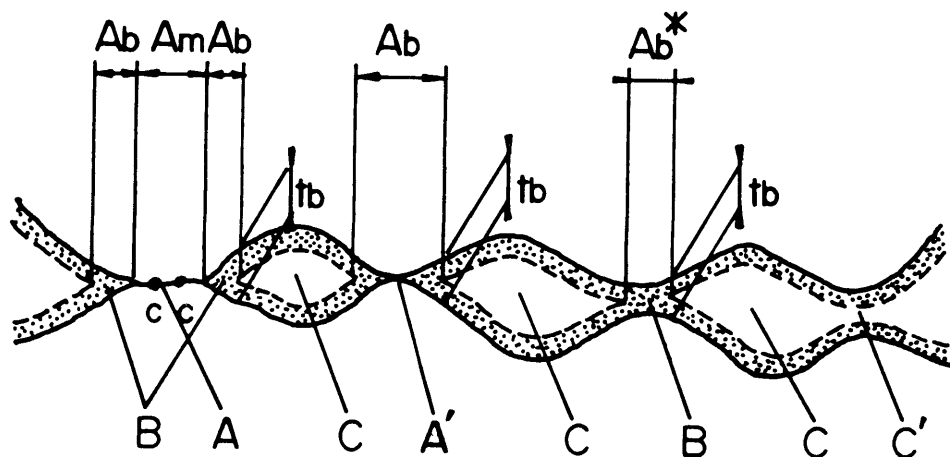


図6.21 摺動面の接触模型



の一部とみなす)，Bの吸着油膜接触部，Cの流動性をもった潤滑油で満たされた部分によって構成され，摺動体の全荷重はこれらの部分によって支持される。また摩擦力はこれらの部分をせん断するのに要する力である。A，B，C部で支持される荷重をそれぞれ $W_m$ ， $W_b$ ， $W_s$ ，A，B部の面積をそれぞれ $A_m$ ， $A_b$ であるとする，一般に摺動体の全荷重 $W$ は次式で表わされる。

$$W = W_m + W_b + W_s = p_m A_m + p_b A_b + W_s \quad (6.2)$$

ここで， $p_m$ は接触金属の降伏圧力， $p_b$ は吸着油膜の耐圧力である。 $A_m$ ， $A_b$ はあらさをもった金属2面間の接触においては2面の接近に伴う微視的突起の接触によって生ずる各部分の面積の総和で，2面の接近量 $a$ の増加とともに増大する。この $a$ と $A_m$ ， $A_b$ との関係は，微小突起の形状および吸着油膜厚さ $t_b$ によって影響されるものである。接近量 $a$ に対する金属接触面積を $A_m(a)$ とすれば， $A_b$ は前述〔第2章，式(2.18)〕のように次のように表わされる。

$$A_b = A_m(a + t_b) - A_m(a) \quad (6.3)$$

さらに， $W_s$ は，C部とくに間隙の小さいC'部の潤滑油の示す荷重支持力で，上面が下面に対して垂直方向に接近する過渡状態において生ずる微小スクィーズ効果による流体力学的圧力に基づくものであり，次のように表わされる。

$$W_s = \frac{\eta Q}{h^3} \frac{da}{dt} \quad (6.4)$$

ただし，

$$h = h_e - t_b - a$$

である。ここで， $h$  はスクィーズ油膜の平均厚さ， $h_e$  は2面間の有効間隙， $da/dt$  は接近速度である。また $\eta$  は潤滑油の粘度， $Q$  はスクィーズ係数である。

一方， $A$ ， $B$ 部のせん断強さをそれぞれ $S_m$ ， $S_b$ とし， $C$ 部のせん断抵抗は，それに比して小さいと考えられるのでこれを無視すると，摩擦力 $F$ は第2章の式(2.14)と同様に

$$F = \gamma S_m A_m + S_b A_b \quad (6.5)$$

となる。

式(6.2)，(6.5)から，静摩擦係数 $\mu_s$ は次のようになる。

$$\mu_s = \frac{\gamma S_m A_m + S_b A_b}{W} \quad (6.6)$$

式(6.2)～式(6.6)を基にして，きさげ仕上げ2表面の接触に関する第5章の式(5.15)～式(5.19)を用いて，きさげ仕上げ案内面について微小突起の変形量に対応する静摩擦係数の変化すなわち $\mu_s - T_1$ 関係を理論的に求めた。図6.19，図6.20中の実線は，このようにして求めた静摩擦特性( $\mu_s - T_1$ 関係)の理論値を示す。この計算にあたり，表6.7に示すようなパラメータの値を使用するとともに，第2章から第4章において検討した境界潤滑状態における吸着油膜および金属接触部の特性ならびに Tamaiら<sup>(5)</sup>，曾田ら<sup>(19)</sup>，<sup>(20)</sup>の実験結果も勘案して，金属接触部

の降伏圧力  $p_m$  , せん断強さ  $s_m$  , 吸着油膜接触部の耐圧力  $p_b$  , せん断強さ  $s_b$  を次のように定めた。

$$p_m = 2000 \text{ MPa} ,$$

$$C_1 = \frac{S_m}{P_m} = 0.6 , C_2 = \frac{P_b}{P_m} = 0.35 , C_3 = \frac{S_b}{P_b} = 0.075$$

表 6.7 理論計算パラメータ

		A	B	C	D
		コーレイ50	フエービス K53	ひまし油	クリストール
tb	$\mu\text{m}$	0.156	0.239	0.202	0.134
$\eta$	$\times 10^{-9} \text{Ns/mm}^2$	21.56	19.6	95.94	18.62
he	$\mu\text{m}$				
	$S_1 G_1$	0.905	0.893	0.878	0.905
	$S_2 G_2$	0.518	0.551	0.533	0.509
Q	$\text{mm}^4$				
	$S_1 G_1$	980	370	1350	200
	$S_2 G_2$	58	340	420	22.5
Pb	MPa	700 (= 0.35 P <sub>m</sub> )			
Sb	MPa	52.5 (= 0.075 P <sub>b</sub> )			

$S_1 G_1$  ,  $S_2 G_2$  の 2 組のきさげ仕上げ案内面について、潤滑油を種々に変化させた図 6.19 , 図 6.20 の結果から、いずれの潤滑油を用いた場合にも計算結果は実験結果と極めてよく一致していることがわかる。

図6.22は、A油の場合に対して、きさげ仕上げ面の組み合わせを種々に変えて、表面性状が静摩擦特性に及ぼす影響を求めたものである。図から明らかなように、前章および本章で述べたきさげ仕上げ面の表面性状の定量的な把握法を基にして、理論的に求めた静摩擦特性  $\mu_0 - T_1$  関係は実験結果とよく一致している。さらに、静摩擦特性に対する表面性状の影響を示す図6.22において、表面あらさが小さく、分布係数が大きい  $S_2G_2$  面の方が、表面あらさが大きく、分布係数の小さい  $S_1G_1$  面より摩擦係数  $\mu_0$  が小さく、また表面性状の仕上げ程度の異なるきさげ仕上げ面の組み合わせである  $S_2G_1$  面の摩擦係数はその中間の値をとっており、静摩擦特性に

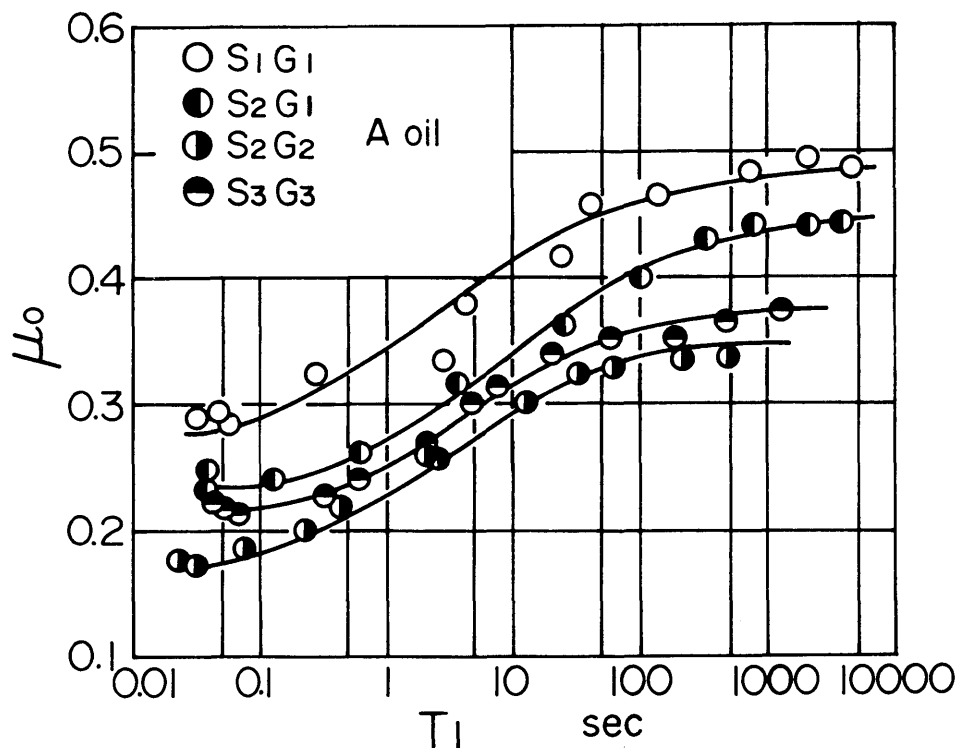


図6.22 静摩擦特性（表面性状の影響）

対する表面性状の影響が著しいことがわかる。

次に図6.23は、潤滑油の諸特性のうち摩擦特性に著しい影響をもつ吸着油膜厚さ $t_b$ と、微小スクィーズ効果による荷重支持能力が消滅したとき( $T_1 \rightarrow \infty$ )すなわち $W_s = 0$ のときの静摩擦係数 $\mu_s$ の関係を、 $S_2G_2$ 面について求めた一例である。 $\mu_s - t_b$ の関係は、接触2面の表面性状が定めれば( $S_2G_2$ )、式(6.2)、(6.3)、(6.6)およびきさげ仕上げ2表面の接触に関する第5章の式(5.15)~式(5.19)を用いて理論的に求めることができ、これを図6.23中の実線で示した。また図6.20の $S_2G_2$ 面の実験結果から得られる $\mu_s$ の実験値を基にして、各潤滑油に関する $t_b$ の値を逆に算出することができ、この結果を図6.23

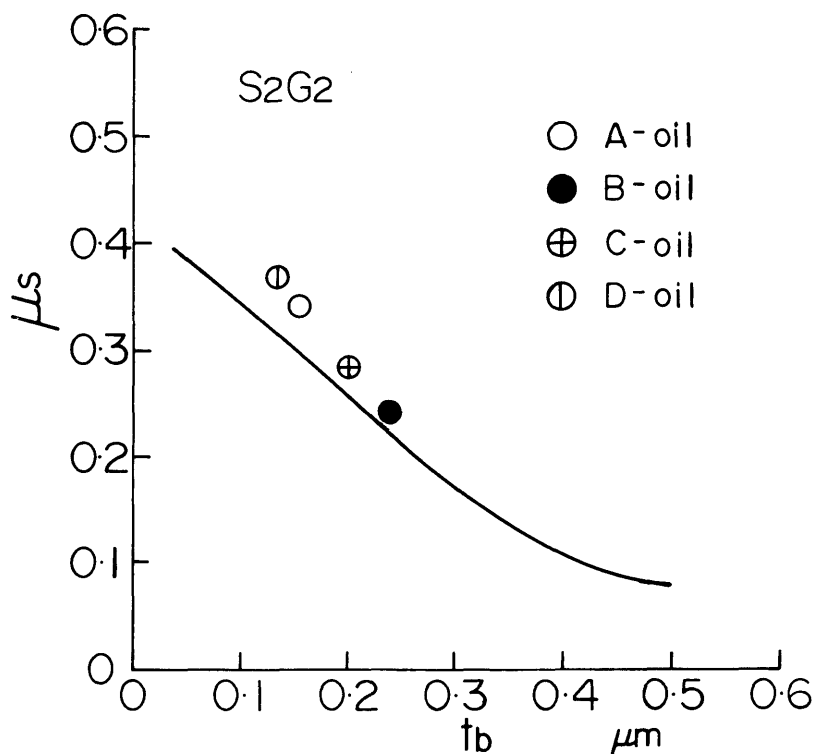


図6.23  $\mu_s$ に対する潤滑油の影響

中に記入した。この図から、理論計算値は実験値を基にして得られた値とよく一致することがわかる。

以上の結果から、前章で提示したきさげ仕上げ面の表面性状の定量的な評価法の妥当性が確かめられるとともに、静摩擦特性の時間依存性の発生機構に対する加藤ら<sup>(32)</sup>,<sup>(33)</sup>の取り扱いは、極めて複雑な表面性状をもつきさげ仕上げ面についても適用しうることが実験的にも確かめられるとともに、これを基にして、境界潤滑条件下でのきさげ仕上げ面間の微視的な接触機構ひいては静摩擦特性について詳細に吟味しうることが明らかとなった。

## 6. 5 結 言

本章では、きさげ仕上げ案内面の表面性状の定量的な把握方法に関する前章の考察結果について、実験的にその妥当性を明らかにした。さらに、きさげ仕上げ2面間の境界潤滑条件下での静摩擦特性について実験的に検討するとともに、接触するきさげ仕上げ2表面の表面性状および潤滑油の性質と摩擦特性との関係について詳細に検討した。

## 第 7 章 きさげ仕上げ面の表面性状，潤滑油の特性および接触荷重が静摩擦特性に及ぼす影響

### 7. 1 緒 言

前章での実験的考察により，第 5 章におけるきさげ仕上げ面の表面性状および静摩擦特性に関する理論の妥当性が確かめられた。そこで本章においては，きさげ仕上げ面の静摩擦特性についてより一般的に検討するため，きさげ仕上げ面の各表面性状パラメータを広範囲に変えて，種々のきさげ面の組み合わせを想定し，表面性状各パラメータが静摩擦特性に与える影響を理論的に検討した。計算に際しては，スクィーズ効果が消滅したときすなわち  $W_s = 0$  となったときを静摩擦特性の代表状態として選び，静摩擦係数  $\mu_s$ ，接触突起個数の割合  $P_s$ ，全接触面積中に占める金属接触面積の割合  $\lambda_s$  について検討を加えるとともに，表面性状を表わす諸要素との関連において吸着油膜および接触荷重が静摩擦特性に及ぼす影響についても検討を加えた。さらに，きさげ仕上げ面の表面性状が摩擦特性に及ぼす影響を総合的に把握するため，表面性状を表わす諸要素（表面性状パラメータ）により構成される一つの無次元量を用いて実験結果を整理することを試みた。

### 7. 2 きさげ仕上げ 2 面の接触面積

きさげ仕上げ面の微小突起の分布関数 $\Psi$ は，第5章の式(5.7)に示したごとく，面素の分布関数 $\Phi$ および面素内微小突起の分布関数 $\phi$ を組み合わせることにより次式のように表わされる。

$$\phi = \frac{\delta X}{h_{\max}} \left( \alpha + \frac{\beta X}{2H_{\max}} \right) - \varepsilon \left( \frac{X}{h_{\max}} \right)^3 \left( \alpha + \frac{\beta X}{4H_{\max}} \right) \quad (7.1)$$

式(7.1)の分布関数をもつ二つのきさげ仕上げ面が接触する場合の接触突起個数〔あるいは接触割合 $P(\alpha)$ 〕は，2面の相対接近量 $\alpha$ の関数として式(7.2)のように表わされる。なお，スクリーズ効果の消滅した2面の最大接近量 $\alpha_s$ のときの接触突起個数の総突起個数に対する割合を $P_s [= P(\alpha_s)]$ とする。

$$P(\alpha) = \frac{I}{I_0} = \int_0^\alpha \psi_1'(X_1) \int_0^{\alpha-X_1} \psi_2'(X_2) dX_2 dX_1 \quad (7.2)$$

式(7.1)を式(7.2)に代入することにより，接触突起個数の割合 $P(\alpha)$ は次のようになる。

$$\begin{aligned} P(\alpha) = \frac{I}{I_0} = & \frac{\alpha_1 \alpha_2 \delta_1 \delta_2}{2h_{\max 1} h_{\max 2}} \alpha^2 + \frac{\delta_1 \delta_2}{6h_{\max 1} h_{\max 2}} \left( \frac{\alpha_1 \beta_2}{H_{\max 2}} + \frac{\alpha_2 \beta_1}{H_{\max 1}} \right) \alpha^3 \\ & + \left\{ \frac{\beta_1 \beta_2 \delta_1 \delta_2}{24h_{\max 1} h_{\max 2} H_{\max 1} H_{\max 2}} \right. \\ & \left. - \frac{\alpha_1 \alpha_2}{4h_{\max 1} h_{\max 2}} \left( \frac{\delta_2 \varepsilon_1}{h_{\max 1}^2} + \frac{\delta_1 \varepsilon_2}{h_{\max 2}^2} \right) \right\} \alpha^4 \quad (7.3) \end{aligned}$$



式(7.3)を導くにあたり、 $\alpha^5 \sim \alpha^8$ の頂は微少量であるとして無視している。

きさげ仕上げ面の微小突起形状の模型としては、前章の結果より楕円体が最も妥当であることが明らかにされている。したがって以下の検討では、きさげ仕上げ面の微小突起の形状は主曲率半径R、副曲率半径R'の楕円体であるとした。接触する2面の楕円体の主軸のずれ角が離散的であるときのきさげ仕上げ面の金属接触部の接触面積 $A_m$ は、第5章の式(5.16)に示すように

$$A_m = \sum_i q(\theta_i) \int_0^a I_0 \frac{dP(a')}{da'} \delta A_m(\theta_i) da' \quad (7.4)$$

である。ここで $q(\theta_i)$ は主軸のずれ角 $\theta$ の確率分布密度、 $\delta A_m$ は1組の微小突起を模型化した楕円体突起間の金属接触面積である。実験に供した仕上げ程度の異なる3組のきさげ仕上げ面では摺動方向に対するきさげ加工の方向 $\theta_s$ は、前章の図6.14～図6.16に示したように、 $0^\circ$ 、 $90^\circ$ 、 $45^\circ$ 、 $135^\circ$ の4方向のいずれかに集中しており離散的な分布をしている傾向がみられた。これより、1組のきさげ仕上げ面を重ねたときの主軸のずれ角 $\theta$ は、やはり $0^\circ$ 、 $90^\circ$ 、 $45^\circ$ 、 $135^\circ$ のいずれかになる。これらのずれ角 $\theta$ に対する $\delta A_m$ は第5章で求めたように次のようになる。

$$\theta = 0^\circ ;$$

$$\delta A_m = \frac{2\pi a'}{\sqrt{P_1}} \quad (7.5)$$

$$\theta = 90^\circ ;$$

$$\delta Am = \frac{2\pi\alpha'}{\sqrt{P_2}} \quad (7.6)$$

$$\theta = 45^\circ , 135^\circ ;$$

$$\delta Am = \frac{2\pi\alpha'}{\sqrt{P_3}} \quad (7.7)$$

ここで

$$P_1 = \left( \frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2'} \right) \left( \frac{R_2'^2}{R_2'^2} + \frac{R_1'^2}{R_2'^2} \right) \quad (7.8)$$

$$P_2 = \left( \frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2} \right) \left( \frac{R_2}{R_2'^2} + \frac{R_1'^2}{R_1'^2} \right) \quad (7.9)$$

$$P_3 = \frac{1}{R_2'^2 R_1'} (R_1' + R_2') + \frac{1}{R_1'^2 R_2'} \times$$

$$\left[ (R_1' + R_2') \left( \frac{R_1'}{R_1} \right)^2 + \frac{1}{2} R_1' \left\{ \left( \frac{R_1'}{R_1} \right)^2 - 1 \right\} \left\{ \left( \frac{R_2'}{R_2} \right)^2 - 1 \right\} \right]$$

$$\left[ (R_1' + R_2') \left( \frac{R_1'}{R_1} \right)^2 + \frac{1}{2} R_1' \left\{ \left( \frac{R_1'}{R_1} \right)^2 - 1 \right\} \left\{ \left( \frac{R_2'}{R_2} \right)^2 - 1 \right\} \right] \quad (7.10)$$

ただし， $R_1$ ， $R_2$ はそれぞれ上下2面に存在する楕円体突起の主曲率半径であり， $R_1'$ ， $R_2'$ は副曲率半径である。式(7.3)～式(7.10)より，きさげ仕上げ2面の金属接触面積 $A_m$ は次のようになる。

$$\begin{aligned}
 A_m = & 2\pi I_0 \left( \frac{q_0}{\sqrt{P_1}} + \frac{q_{90}}{\sqrt{P_2}} + \frac{q_{45}}{\sqrt{P_3}} \right) \times \\
 & \left[ \frac{\alpha_1 \alpha_2 \delta_1 \delta_2}{6 h_{max1} h_{max2}} a^3 + \frac{\delta_1 \delta_2}{24 h_{max1} h_{max2}} \left( \frac{\alpha_1 \beta_2}{H_{max2}} + \frac{\alpha_2 \beta_1}{H_{max1}} \right) a^4 \right. \\
 & + \left. \left\{ \frac{\beta_1 \beta_2 \delta_1 \delta_2}{120 h_{max1} h_{max2} H_{max1} H_{max2}} \right. \right. \\
 & \left. \left. - \frac{\alpha_1 \alpha_2}{20 h_{max1} h_{max2}} \left( \frac{\delta_2 \epsilon_1}{h_{max1}^2} + \frac{\delta_1 \epsilon_2}{h_{max2}^2} \right) \right\} a^5 \right] \quad (7.11)
 \end{aligned}$$

ここで $q_0$ ， $q_{90}$ ， $q_{45}$ は，1組のきさげ仕上げ面を接触させたときの楕円体（接触微小突起）主軸の各ずれ角の分布率である。

吸着油膜による荷重支持面積 $A_b$ は，吸着油膜厚さを $t_b$ とすると，加藤ら<sup>(34)</sup>の接触理論より

$$A_b = A_m(a+t_b) - A_m(a) \quad (7.12)$$

であることから，式(7.11)，(7.12)より $A_b$ は次のようになる。

$$\begin{aligned}
 A_b = & 2\pi I_0 \left( \frac{q_0}{\sqrt{P_1}} + \frac{q_{90}}{\sqrt{P_2}} + \frac{q_{45}}{\sqrt{P_3}} \right) \times \left[ \frac{\alpha_1 \alpha_2 \delta_1 \delta_2}{6 h_{max1} h_{max2}} \{ (a+t_b)^3 - a^3 \} \right. \\
 & + \frac{\delta_1 \delta_2}{24 h_{max1} h_{max2}} \left( \frac{\alpha_1 \beta_2}{H_{max2}} + \frac{\alpha_2 \beta_1}{H_{max1}} \right) \{ (a+t_b)^4 - a^4 \} \\
 & \left. - \left\{ \frac{\beta_1 \beta_2 \delta_1 \delta_2}{120 h_{max1} h_{max2} H_{max1} H_{max2}} \right. \right. \\
 & \left. \left. - \frac{\alpha_1 \alpha_2}{20 h_{max1} h_{max2}} \left( \frac{\delta_2 \epsilon_1}{h_{max1}^2} + \frac{\delta_1 \epsilon_2}{h_{max2}^2} \right) \right\} \{ (a+t_b)^5 - a^5 \} \right]
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \left\{ \frac{\beta_1 \beta_2 \delta_1 \delta_2}{120 h_{max1} h_{max2} H_{max1} H_{max2}} - \frac{\alpha_1 \alpha_2}{20 h_{max1} h_{max2}} \left( \frac{\delta_2 \epsilon_1}{h_{max1}^2} + \frac{\delta_1 \epsilon_2}{h_{max2}^2} \right) \right\} \\
& \times \{ (a+tb)^5 - a^5 \} \quad (7.13)
\end{aligned}$$

きさげ仕上げ面の静摩擦係数  $\mu_s$  は次式 (7.14) のように表わされる。

$$\mu_s = \frac{F}{W} = \frac{C_1 \gamma A_m + C_2 C_3 A_b}{A_m + C_2 A_b} \quad (7.14)$$

したがって、以上の結果から境界潤滑条件下におけるきさげ仕上げ面の各表面性状パラメータの静摩擦特性に及ぼす影響を式(7.3)，(7.11)，(7.13)，(7.14)より総合的に評価しうる事が明らかになった。

### 7.3 表面性状が静摩擦特性に及ぼす影響

#### 7.3.1 きさげ仕上げ2面の表面性状が同一の場合

きさげ仕上げ面の各表面性状パラメータが静摩擦特性に及ぼす影響を評価するために、前節の式(7.3)で表わされる接触突起個数の割合、式(7.11)，(7.13)，(7.14)から求まる静摩擦係数  $\mu_s$  ならびに次式で表わされる全接触面積中に占める金属接触面積の割合  $\lambda_s$  を求めた。

$$\lambda_s = \frac{Ams}{Ams + Abs} \quad (7.15)$$

計算に際し，式(7.11)，(7.13)中のきさげ方向の分布率 $q_0$ ， $q_{90}$ ， $q_{45}$ に関しては，接触分布割合が $q_0 = 0.5$ ， $q_{90} = 0.5$ ， $q_{45} = 0$ であるきさげ仕上げ面を想定した。まず，本節では接触するきさげ仕上げ2面の各表面性状パラメータが同じ場合について，それぞれの各表面性状パラメータの影響を検討した。また表面性状の影響を計算する上で，各表面性状パラメータの基準値として表7.1に示す数値を用いた。微小突起先端形状の楕円体の主曲率および副曲率半径は，それぞれ $R = 30 \mu\text{m}$ ， $R' = 150 \mu\text{m}$ で本章の計算では上下2面とも同じとした。微小突起の平面分布密度は，きさげ方向に単位長さあたり $Z = 50 \text{個/mm}$ ，きさげ方向と直角な方向に $Z' = 30 \text{個/mm}$ とした。またみかけの接触面積は $300 \text{cm}^2$ であり，接触荷重は $118 \text{N}$ である。これらの値は，本実験に使用した $S_1G_1$ 面を用い，潤滑油としてA油を使用した場

表7.1 計算に用いた基準値

$\alpha$	0.15	$C_1$	0.6
$\beta$	1.5	$C_2$	0.35
$\delta$	1.0	$C_3$	0.075
$\varepsilon$	-0.5	$\nu$	0.9
$H_{\max}(\mu\text{m})$	15.0	$W(\text{N})$	118
$h_{\max}(\mu\text{m})$	4.0	$tb(\mu\text{m})$	0.2

合に相当するものである。これらの因子のうち一つの因子を変数として静摩擦特性を算出し，その変数の因子と静摩擦特性との関係を定量的に検討した。

図 7.1 は，金属のせん断強さ  $C_1$  と静摩擦係数  $\mu_s$  の関係を示したものである。図より，方向性をもたない突起形状の場合（第 2 章，図 2.6）と同様に，微小突起に方向性のあるきさげ仕上げ面においても， $\mu_s$  と  $C_1$  の間には直線的な関係があり， $C_1$  の増加とともに  $\mu_s$  も大きくなる。吸着油膜厚さ  $t_b$  が大きくなると  $\mu_s$  は低下し， $\mu_s$  に対する  $C_1$  の影響も小さくなることがわかる。きさげ仕上げ面の  $C_1$  に関し， $S_1 G_1$  の組のきさげ面をアセトンで洗浄乾燥後，無潤滑状態で摩擦実験を行なったところ，実験中摺動速度によっては  $\mu_s = 0.5$  以下の値を示す場合もあつたが，十分なじみを行

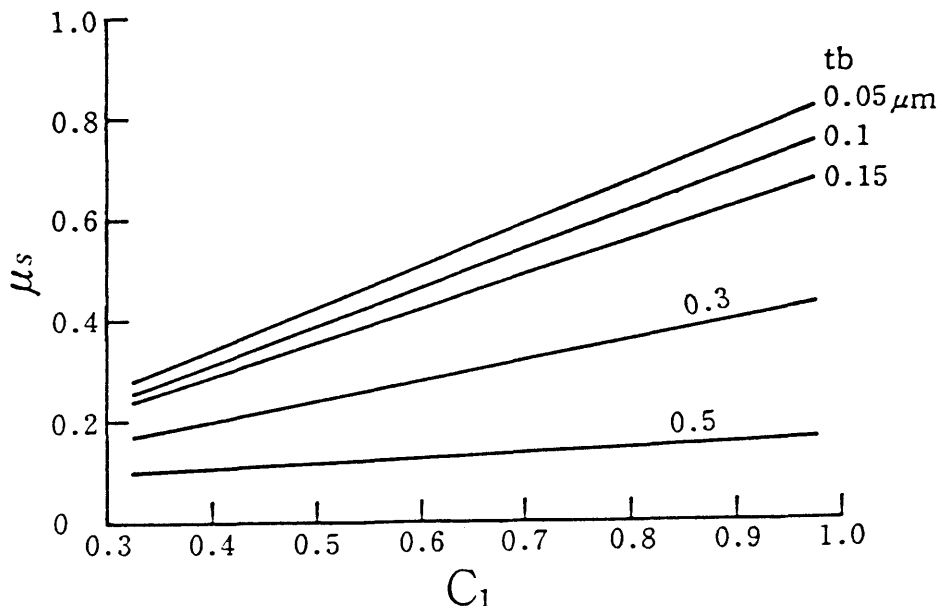
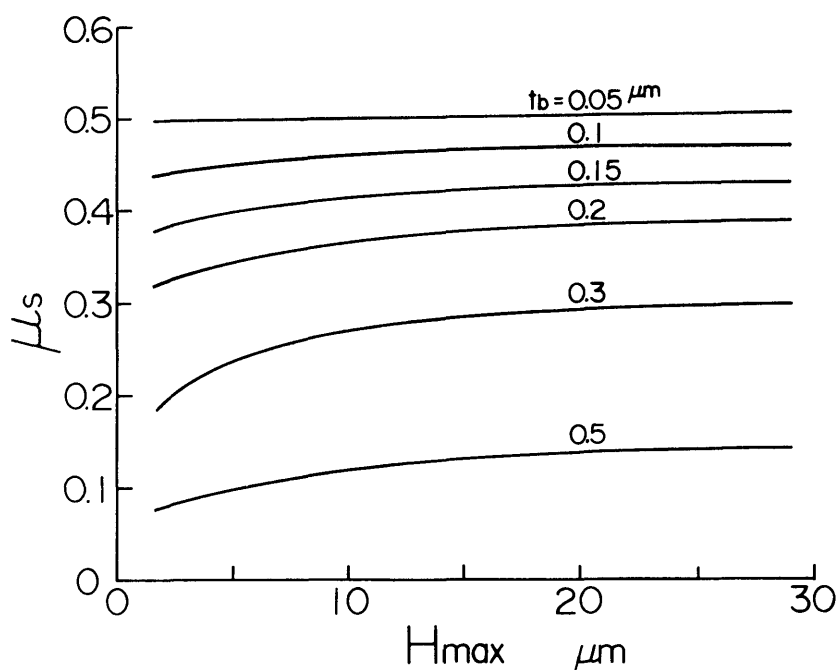


図 7.1 金属のせん断強さ  $C_1$  と  $\mu_s$  の関係

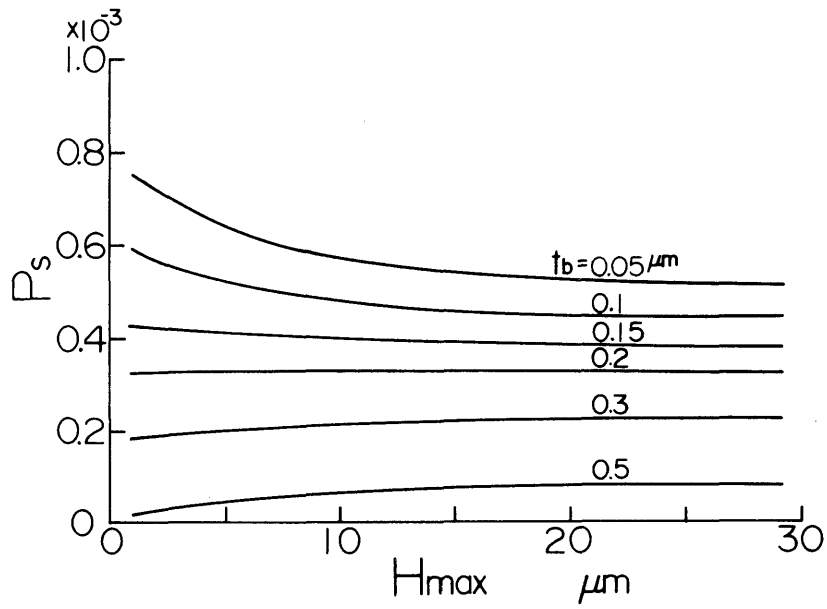
なった後の面同士であることと、また前章における流動パラフィン（D油）を用いた実験結果（図6.19）から、 $\mu_s = 0.54$ という値が得られていることも勘案し、以後の計算は $C_1 = 0.6$ で一定であるとして行なった。

図7.2（a）、（b）、（c）は、面素の最大高さ $H_{max}$ 〔表面に存在する面素から最も低い位置に存在する面素までの間隔（第5章、図5.7）〕と静摩擦係数 $\mu_s$ 、接触突起個数の割合 $P_s$ 、金属接触面積の割合 $\lambda_s$ の関係を求めたものである。 $H_{max}$ が小さく $t_b$ の値が大きい場合を除いて、吸着油膜厚さ $t_b$ が定まれば $\mu_s$ はほぼ一定値を示し、 $H_{max}$ は静摩擦特性にあまり大きな影響を与えないこ

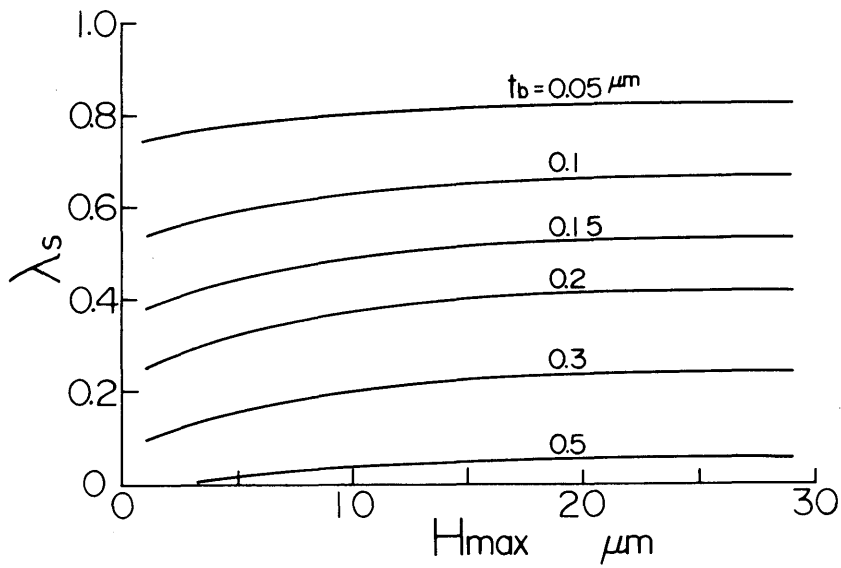


(a)  $H_{max}$ と $\mu_s$ の関係

図7.2 静摩擦特性に及ぼす $H_{max}$ の影響



(b)  $H_{max}$ と  $P_s$  の関係



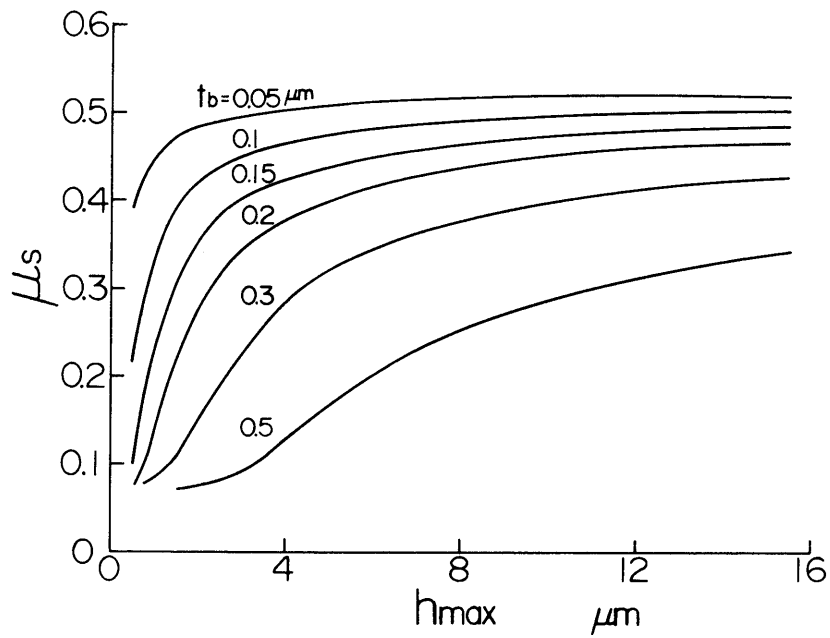
(c)  $H_{max}$ と  $\lambda_s$  の関係

図 7.2 静摩擦特性に及ぼす  $H_{max}$  の影響

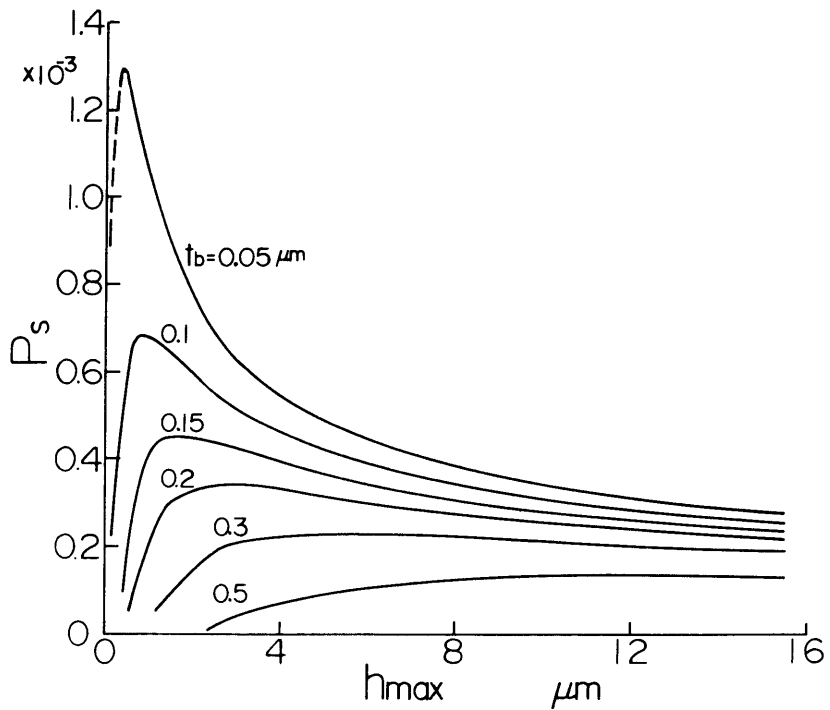


とがわかる。 $\mu_s$ が、 $t_b$ の大きい場合に $H_{max}$ の小さい範囲で $H_{max}$ の減少とともに低下するのは、吸着油膜の境界潤滑性能がより顕著にあらわれたためと考えられる。すなわち、 $t_b$ の値が小さい場合 ( $t_b = 0.05$ あるいは $0.1 \mu m$ )には、図7.2 (b)より $H_{max}$ が小さくなると接触突起個数 ( $P_s$ )が増加するのに対し、 $t_b$ が大きい場合には逆に $H_{max}$ が小さくなると $P_s$ は減少する傾向を示す。また図7.2 (c)の $\lambda_s$ は、 $t_b$ の小さい場合には $H_{max}$ の減少とともにわずかに減少するが、 $t_b$ の大きい場合には $H_{max}$ の減少による $\lambda_s$ の減少の程度が顕著となる。このため  $t_b$ の小さい場合には摩擦係数 $\mu_s$ は $H_{max}$ の影響をほとんど受けないが、 $t_b$ が大きくなると $H_{max}$ とともにわずかに減少することになるものと考えられる。

図7.3 (a), (b), (c), (d)は、面素内最大あらし $h_{max}$ が静摩擦特性に及ぼす影響を示したものである。図7.3 (a)にみられるように、 $\mu_s$ は $h_{max}$ の増加とともに増大するが、その傾向は吸着油膜厚さ $t_b$ の大きさによってかなり異なっている。 $t_b$ が小さいときには $\mu_s$ は $h_{max}$ の増加とともに急激に増大するが、その増加の割合は $h_{max}$ の増加とともに次第に減少してゆき、それぞれの $t_b$ の値に対するある値に漸近する。 $t_b$ が大きいと $\mu_s$ の増加の様子はゆるやかである。図7.3 (b)の接触突起個数 $P_s$ は $t_b$ の値によってその増減の様子が異なるが、 $h_{max}$ の増加とともに増大し最大値をとった後減少を始める。増大の仕方は、吸着油膜の薄い場合すなわち $t_b$ の小さいときほど著しく、 $P_s$ が最大となる $h_{max}$ の値は $t_b$ が大きいほど大きい。図7.3 (c)の $h_{max}$ と金属接触面積の割合 $\lambda_s$ との関係は、図7.3 (a)の $\mu_s$ の傾向と極めてよく一致している。図7.3 (d)の2面の相対接近量 $a_s$ は、 $h_{max}$ の増加とともにほぼ直線的に増加するが、 $a_s$ の大きさは $t_b$ が大

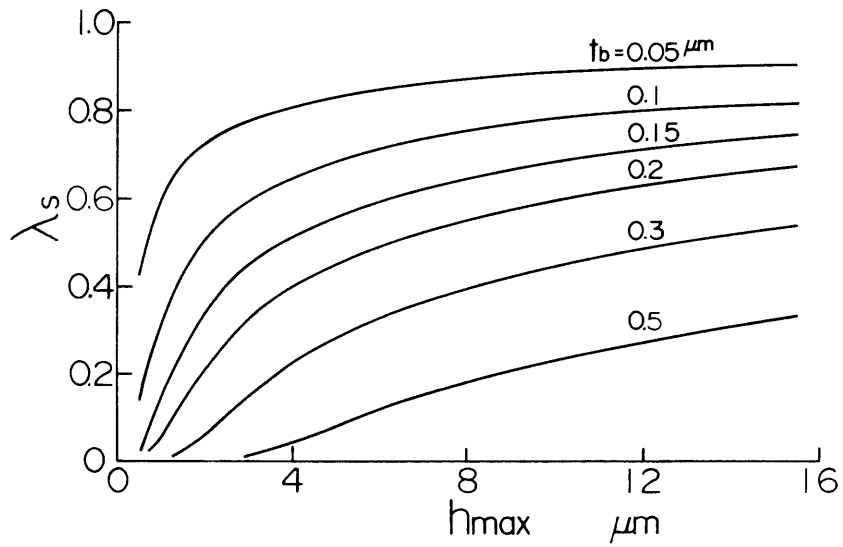


( a )  $h_{max}$  と  $\mu_s$  の関係

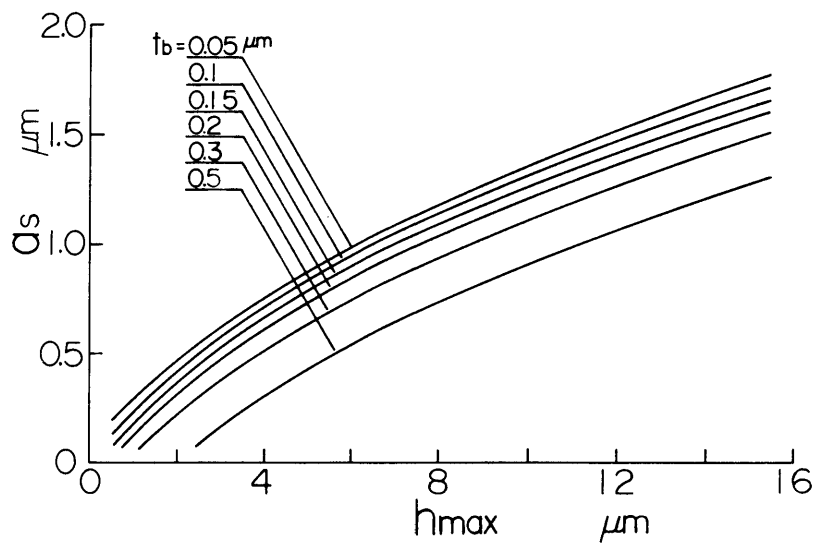


( b )  $h_{max}$  と  $P_s$  の関係

図 7.3 静摩擦特性に及ぼす  $h_{max}$  の影響



(c)  $h_{\max}$  と  $\lambda_s$  の関係



(d)  $h_{\max}$  と  $a_s$  の関係

図 7.3 静摩擦特性に及ぼす  $h_{\max}$  の影響

きいほど小さくなることが認められる。

このような  $h_{\max}$  の値が静摩擦特性に及ぼす影響を検討するため、1組の突起（楕円体）の接触状態について考察する。図7.4に示すように、同じ方向に主軸をもつ（ $\theta = 0^\circ$ ）1組の楕円体の変形量が  $a_1$  のとき、金属接触面積  $\delta A_m$  の全荷重支持面積（ $\delta A_m + \delta A_b$ ）に対する割合  $\lambda_1$  を求めた一例を図7.5に示す。図をみると、 $\lambda_1$  は相対接近量  $a_1$  とともに増大するが、その程度は  $a_1$  が大きくなるにしたがってゆるやかになる。この結果を考慮すると、図7.3（a）、（c）にみられた  $\mu_s$  および  $\lambda_s$  に対する  $h_{\max}$  の影響は、次のように考えられる。すなわち、 $h_{\max}$  が大きいということは相対的に突起高さ方向の間隔が疎であることになり、接触荷重を負担する面素の上部にある突起群の変形量が大きくかつ接触面積が大きくなり、この接触突起群の各々について金属接触面積の割合が図7.5にみられるように増大し、したがって  $\mu_s$ 、 $\lambda_s$  は  $h_{\max}$  の増加とともに増大し、 $h_{\max}$  が大きくなるとその程度がゆるやかになるものと考えられる。このことは、図7.3（b）において、 $h_{\max}$  の大きい範囲では減少程度がゆるやかになることに対応している。また、図7.3（b）において、 $h_{\max}$  がある値より小さい範囲で金属接触突起個数  $P_s$  が減少するのは、突起の高さ方向の間隔が密になるため、金属接触するまでに至らず吸着油膜を介して荷重を負担する突起の数が増加するためと考えられる。

次に、図7.6（a）、（b）、（c）は、面素の黒当りの割合  $\alpha$  が静摩擦特性に与える影響を示したものである。図7.6（a）から、 $\mu_s$  は  $\alpha$  によって著しく影響され、一般に  $\alpha$  が増加するほど  $\mu_s$  は減少する傾向を示し、この減少傾向は  $t_b$  が大きくなるほど大きくなる。この  $\mu_s$  に対する  $\alpha$  の影響については、次のように考

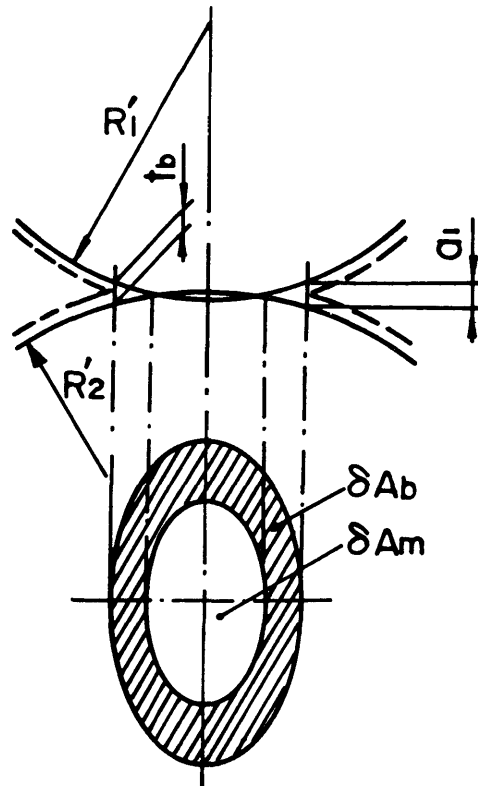


図 7.4 単一突起の接触模型

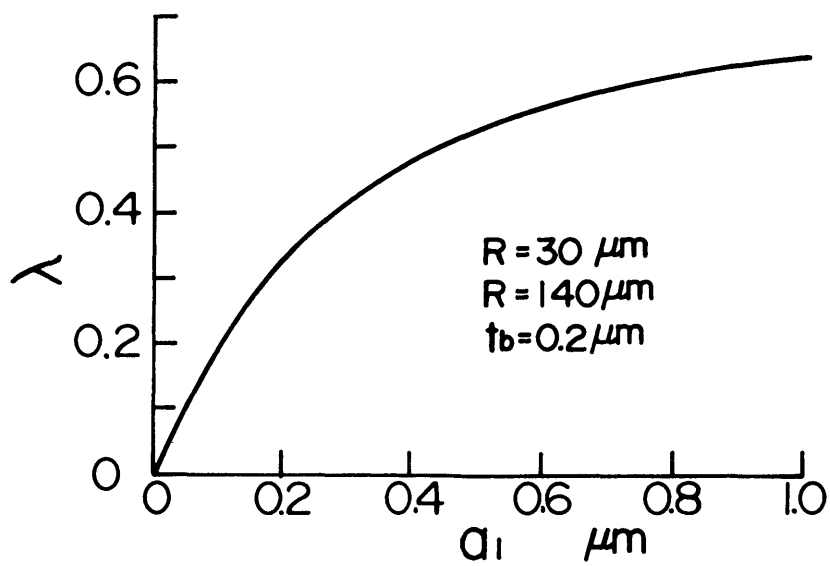
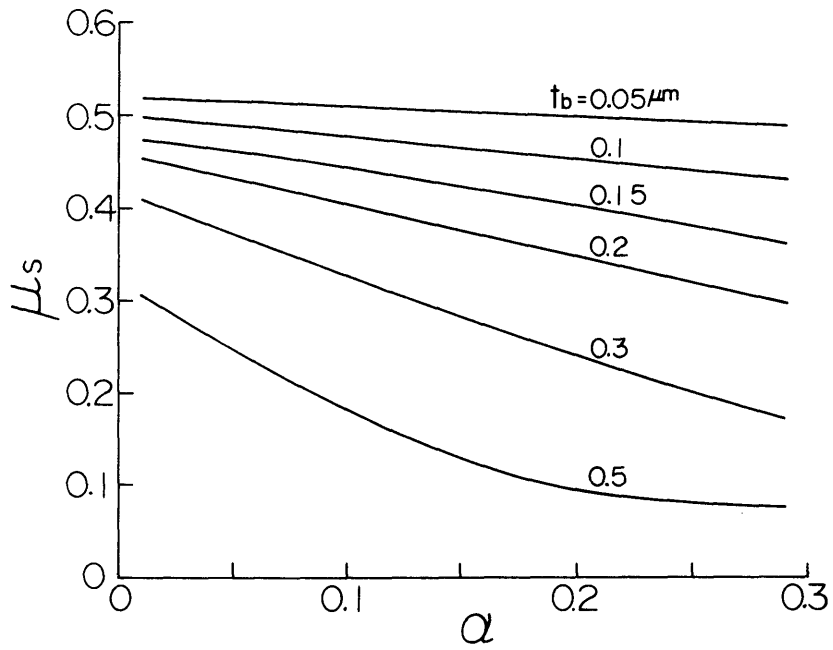
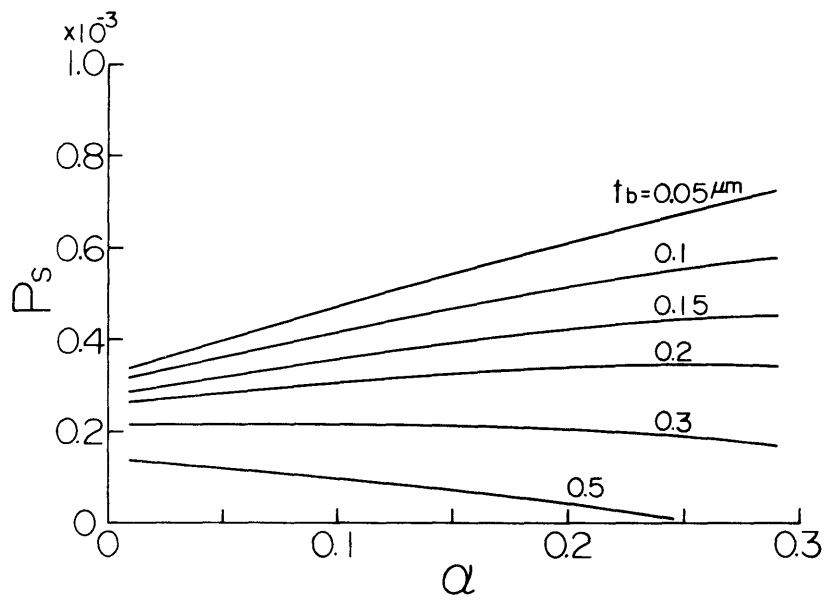


図 7.5 単一突起における金属接触面積の割合

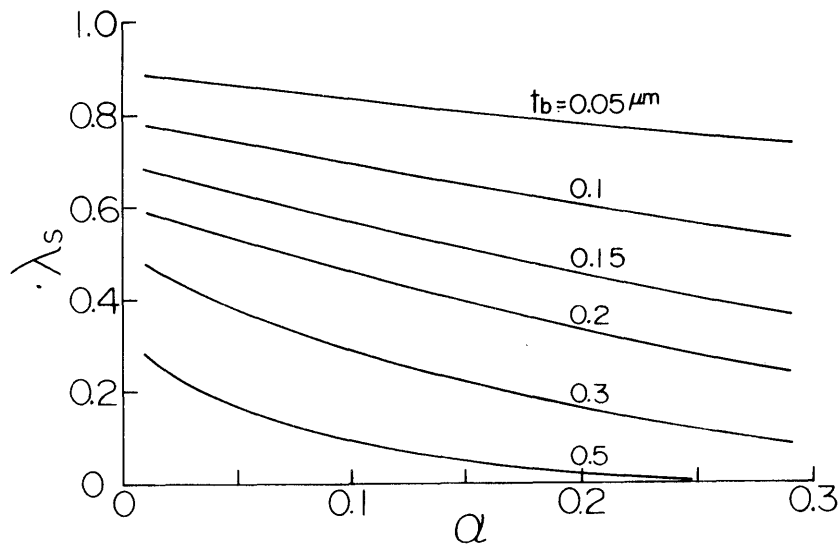


(a)  $\alpha$  と  $\mu_s$  の関係



(b)  $\alpha$  と  $P_s$  の関係

図 7.6 静摩擦特性に及ぼす  $\alpha$  の影響



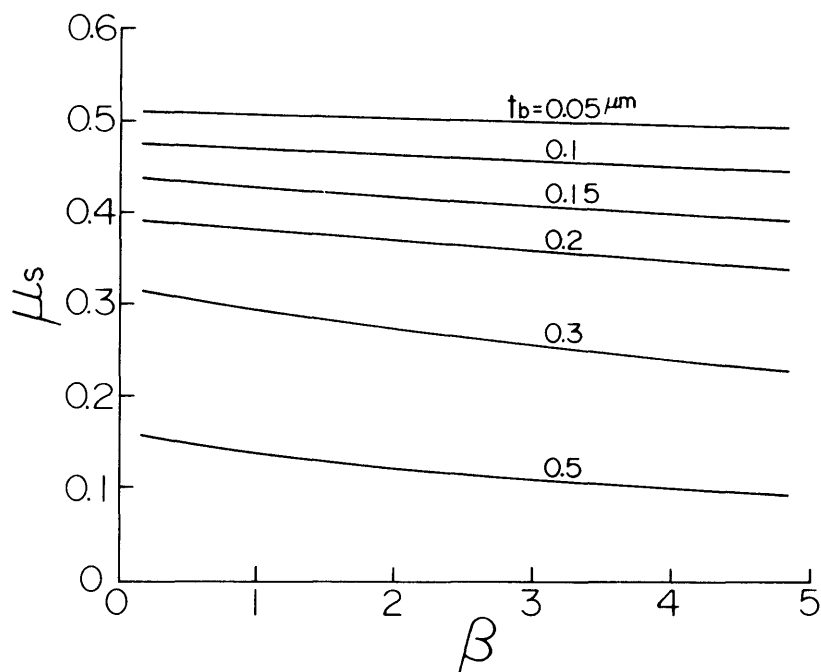
(c)  $\alpha$  と  $\lambda_s$  の関係

図 7.6 静摩擦特性に及ぼす  $\alpha$  の影響

えられる。 $\alpha$  が大きいと、最大高さ付近に面素したがって微小突起が多数存在するため各微小突起の変形量が小さくなり、図 7.5 から明らかなように各突起の金属接触面積  $\lambda_1$  が小さくなり、全荷重の大部分を吸着油膜接触部にて支えることになる。 $t_b$  の値が大きいほどこの傾向が著しいため、 $\mu_s$  が極めて小さい値をとることがよく了解される。また図 7.6 (b) より、 $P_s$  は、 $t_b$  が小さい場合には  $\alpha$  の増加とともに増加する傾向を示すが、 $t_b$  が大きくなると  $\alpha$  のある値で最大値を示すようになり、さらに  $t_b$  が大きくなると  $\alpha$  の増加とともに  $P_s$  は減少する傾向を示す。図 7.6 (c) より、 $\lambda_s$  の結果は  $\mu_s$  の結果とほぼ類似した傾向を示し、黒当り数が増加するほど上述の理由により金属接触率は減少する。これらの結果

より，きさげ仕上げ面を製作する上で単位面積当りの黒当り数を増すことはきさげ仕上げ面の静摩擦特性を改善する効果があり，従来いわれてきた“坪当りの黒当り数が多いきさげ仕上げ面ほど良好なきさげ面である”という判断は妥当なものであるといえる。

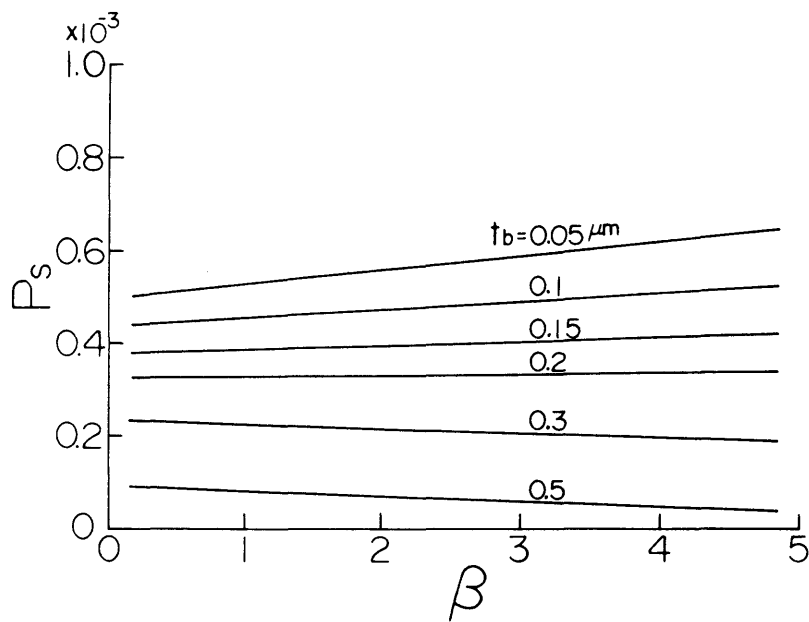
図7.7 (a)，(b)，(c)は，面素の高さ方向に対する分布割合すなわち面素の分布係数 $\beta$ と静摩擦特性の関係を示したものである。 $\beta$ と $\mu_s$ ， $P_s$ ， $\lambda_s$ との関係は，図7.6の $\alpha$ のそれぞれの関係とよく似た傾向を示すが， $\beta$ の方が $\alpha$ より静摩擦特性に及ぼす影響は少ないことがわかる。



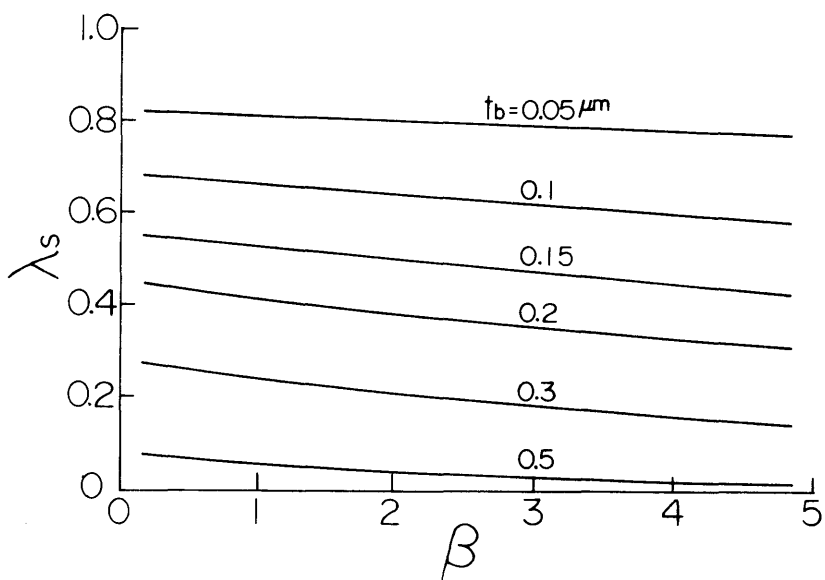
(a)  $\beta$ と $\mu_s$ の関係

図7.7 静摩擦特性に及ぼす $\beta$ の影響





(b)  $\beta$  と  $P_s$  の関係

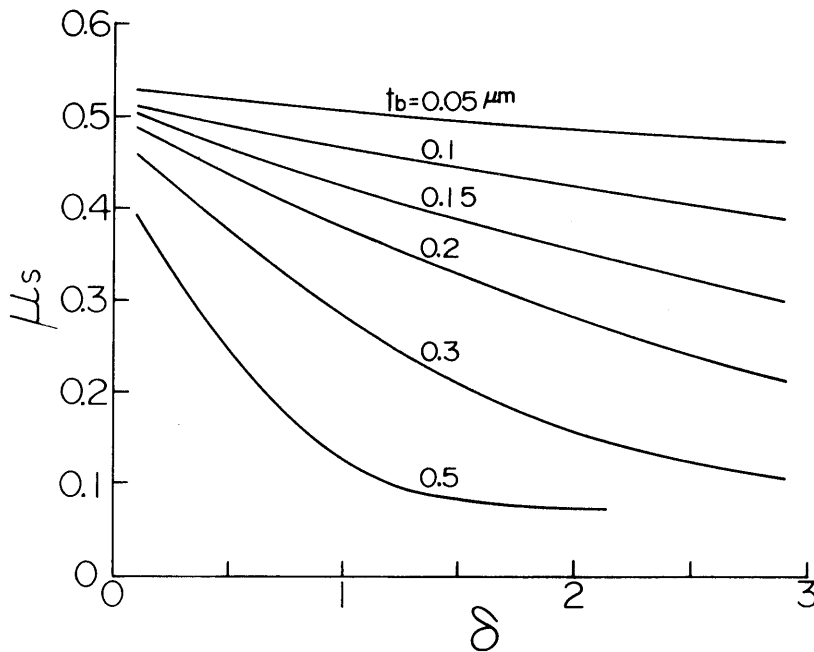


(c)  $\beta$  と  $\lambda_s$  の関係

図 7.7 静摩擦特性に及ぼす  $\beta$  の影響

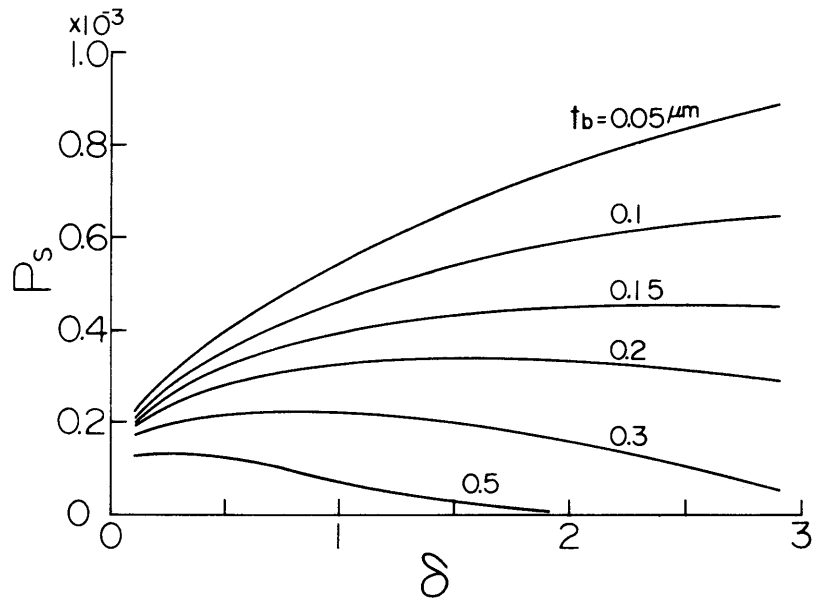
次に図 7.8 (a), (b), (c) は, 面素内微小突起の一次の分布係数  $\delta$  が静摩擦特性に及ぼす影響を示したものである。 $\delta$  の影響は, 図 7.6 の  $\alpha$  の影響とよく類似している。これは,  $\alpha$  が大きいと最大高さ付近に面素が多数存在し, その結果微小突起が多数最大高さ付近に多数存在することになる。また  $\delta$  が大きいときにも  $\alpha$  の場合と同様に最大高さ付近に微小突起が多数存在することになる。このため両者の影響は類似したものとなったと考えられる。

図 7.9 (a), (b), (c) は, 面素内の三次の分布係数  $\epsilon$  と静摩擦特性の関係を調べた結果である。図より,  $\epsilon$  の広い範囲にわたって  $\mu_s, P_s, \lambda_s$  は変化せず, その影響はほとんど認められないことがわかる。

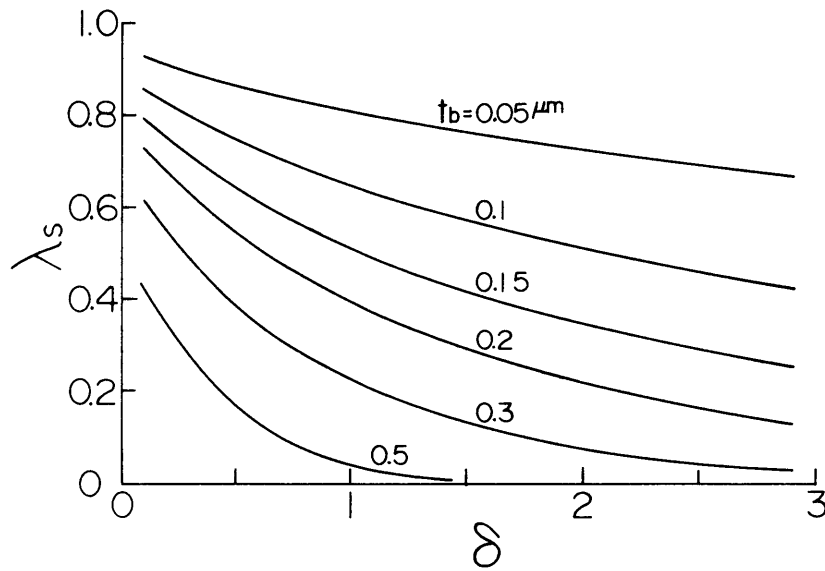


(a)  $\delta$  と  $\mu_s$  の関係

図 7.8 静摩擦特性の及ぼす  $\delta$  の影響

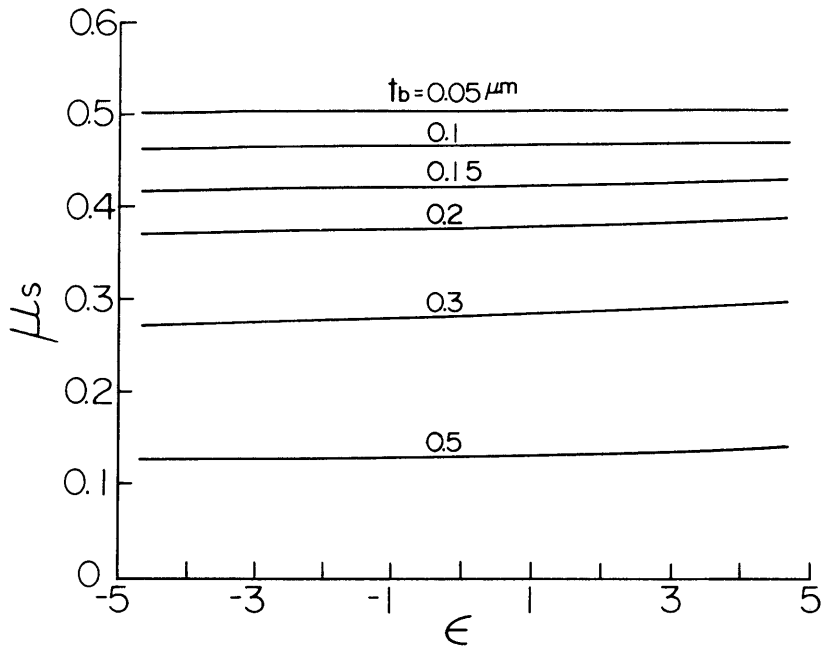


(b)  $\delta$  と  $P_s$  の関係

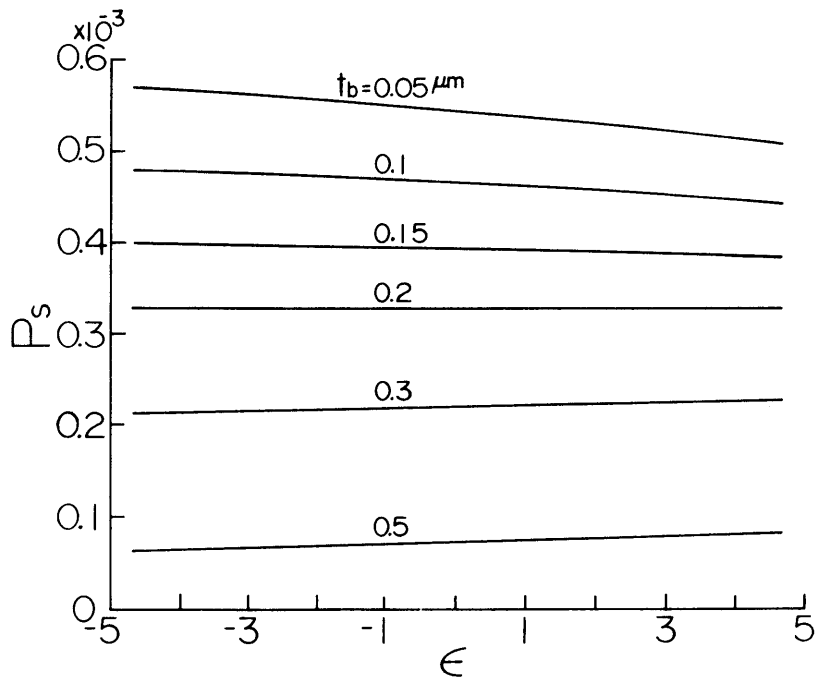


(c)  $\delta$  と  $\lambda_s$  の関係

図 7.8 静摩擦特性の及ぼす  $\delta$  の影響

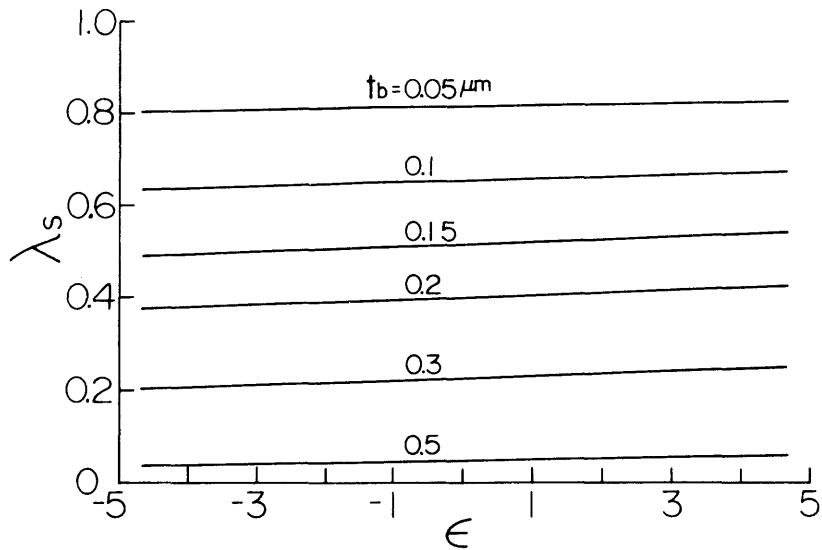


(a)  $\epsilon$  と  $\mu_s$  の関係



(b)  $\epsilon$  と  $P_s$  の関係

図 7.9 静摩擦特性に及ぼす  $\epsilon$  の影響



(c)  $\epsilon$  と  $\lambda_s$  の関係

図 7.9 静摩擦特性に及ぼす  $\epsilon$  の影響

次に図 7.10 は、微小突起先端形状である楕円体の主曲率半径  $R$  および副曲率半径  $R'$  が  $\mu_s$  に及ぼす影響を示したものである。曲率半径は  $\mu_s$  にそれほど大きな影響を与えないが、楕円体の曲率半径が大きいほど  $\mu_s$  は減少することがわかる。また図 7.11 は、微小突起の平面分布密度  $Z$  (きさげ方向)、 $Z'$  (きさげ方向と直角な方向) の  $\mu_s$  に及ぼす影響を示したものである。平面分布密度も曲率半径と同様に  $\mu_s$  に対してそれほど大きな影響を与えないが、単位長さ当りに多数の微小突起が存在するほど ( $Z$ 、 $Z'$  が大なるほど)  $\mu_s$  は減少することがわかる。

### 7.3.2 きさげ仕上げ 2 面の表面性状が異なる場合

前節において、接触するきさげ仕上げ 2 面の表面性状が同一の場合

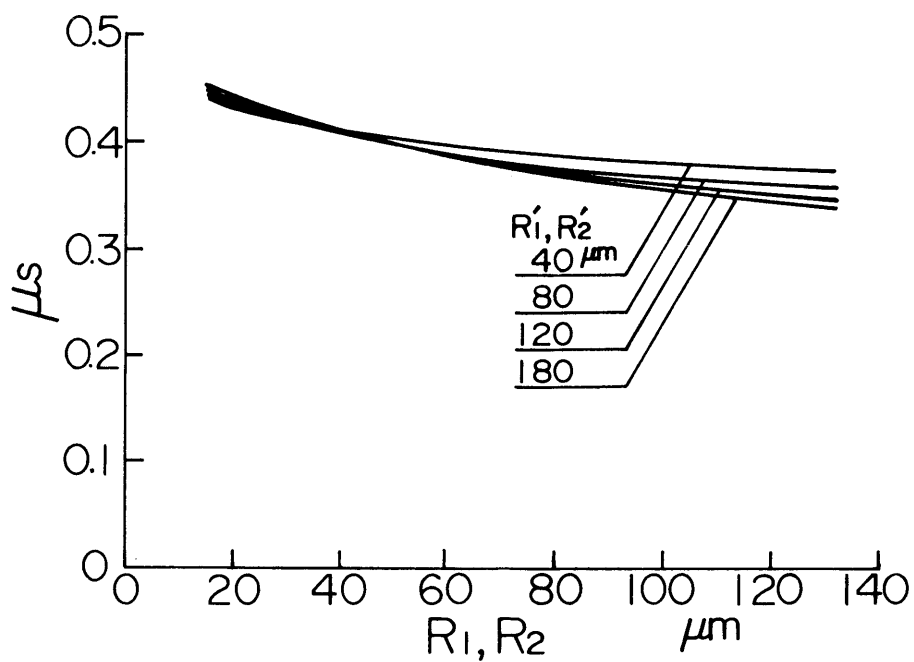


図 7.10  $\mu_s$  に対する曲率半径の影響

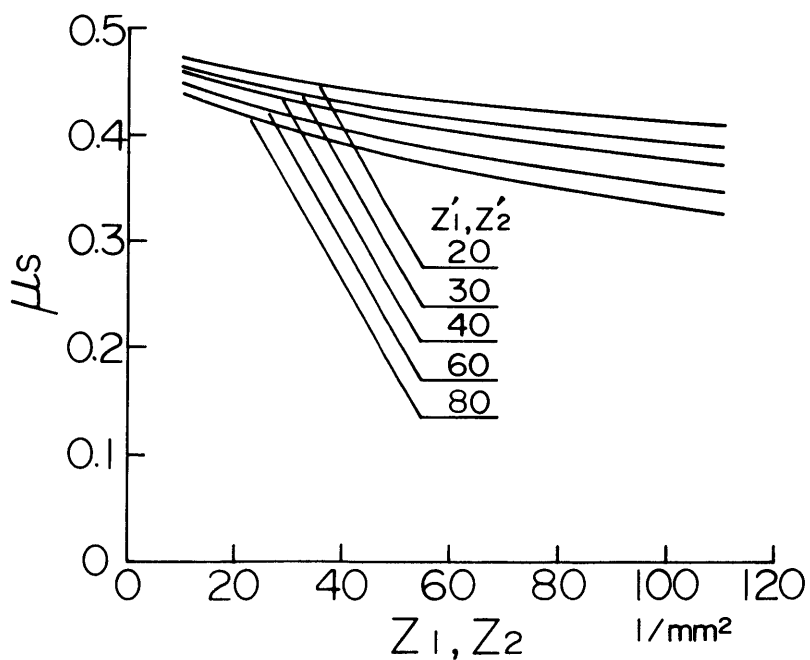


図 7.11  $\mu_s$  に対する平面分布密度の影響

合について各表面性状パラメータが静摩擦特性に及ぼす影響を検討した。本節では，きさげ仕上げ面の静摩擦特性についてより一般的に検討するため，接触する2表面すなわち摺動面と案内面で表面性状パラメータ値が異なる場合の静摩擦特性について，前節と同様に静摩擦係数  $\mu_s$  ，接触突起個数の割合  $P_s$  ，接触面積中に占める金属接触面積の割合  $\lambda_s$  により検討を加えた。 $C_1, C_2, C_3, \gamma, W, t_b$ の各値については，前節の表7.1に示した値と同じ値を用いた。

図7.12は，面素内微小突起の最大あらし  $h_{max}$  をパラメータとし，面素の最大高さ  $H_{max}$  と  $\mu_s$  の関係を示したものである。なお，きさげ仕上げ面の特徴を失なわないために， $H_{max} \geq h_{max}$  の範囲内についてのみ計算してある。これより，いずれの  $h_{max}$  の値に

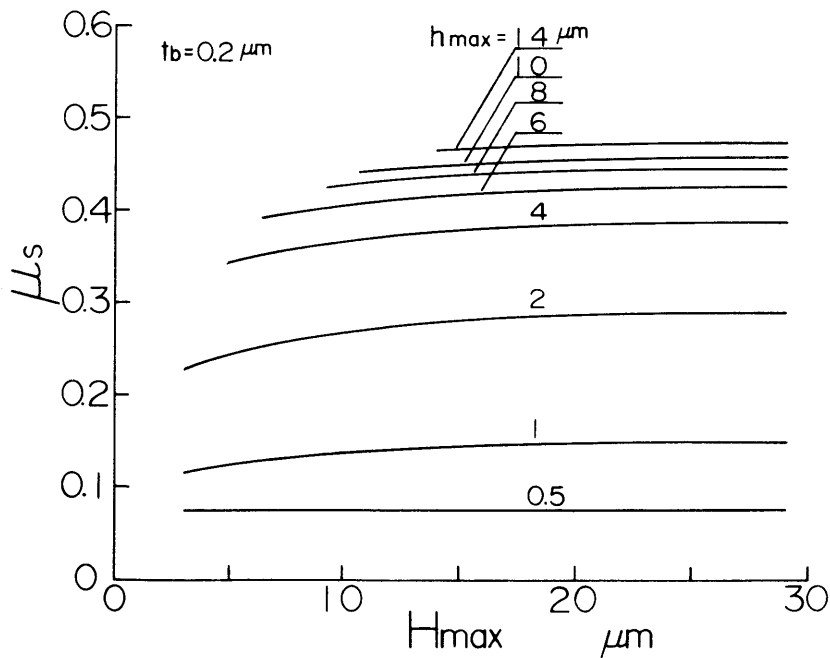
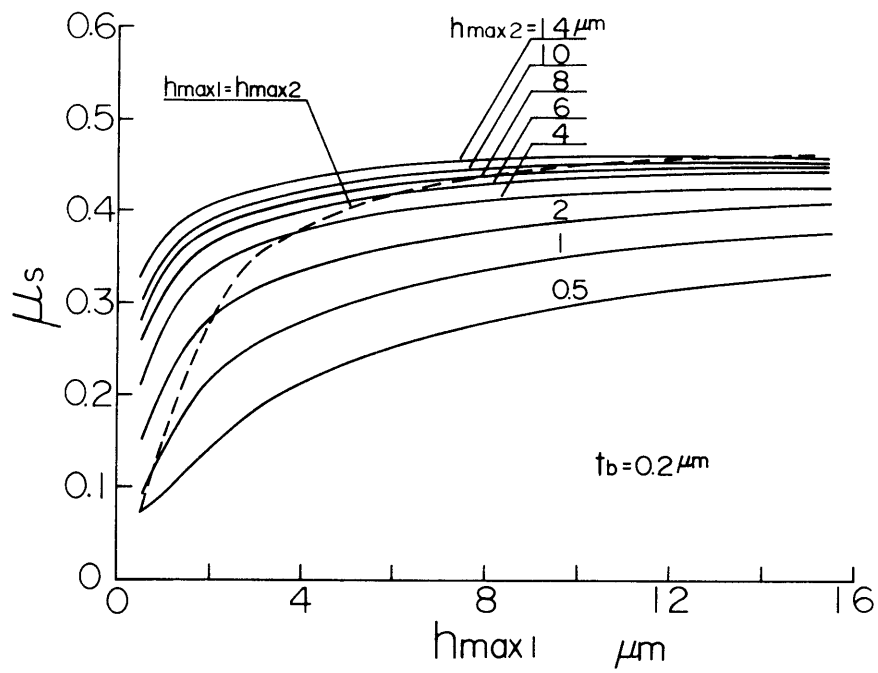


図7.12  $h_{max}$ をパラメータとしたときの  $\mu_s$ と  $H_{max}$ の関係

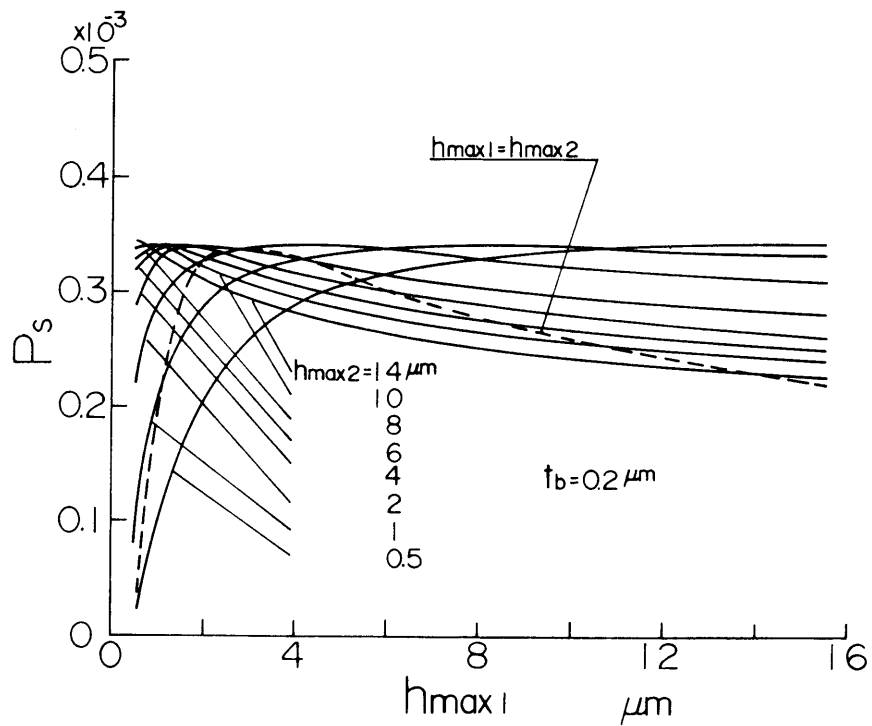
においても  $H_{max}$  の小さい範囲では  $\mu_s$  は多少低下する傾向を示すが、 $H_{max}$  の計算を行なった範囲（実際のきさげ仕上げ面の  $H_{max}$  の範囲を十分網羅しているものと考えられる）にわたっていずれの  $h_{max}$  に対してもほぼ同様の  $\mu_s - H_{max}$  の関係を示した。

図 7.13 (a), (b), (c) は、一方のきさげ仕上げ面の  $h_{max}$  と  $\mu_s$ ,  $P_s$ ,  $\lambda_s$  の関係を接触する相手のきさげ仕上げ面の  $h_{max}$  をパラメータとして示した結果である。図中の破線は、 $h_{max_1} = h_{max_2}$  すなわち摺動面と案内面が同一性状である場合を示している。以下、いずれの表面性状の結果においても添字 1, 2 を付したパラメータ値が等しい場合はこれと同様の関係を示す。図 7.13 (a) より、 $\mu_s$  は  $h_{max_1}$  の増加にしたがって増大するが、 $h_{max_2}$  が大きいほどその増大の仕方は著しい。図 7.13 (b) の  $P_s$  も  $h_{max_1}$  の増加とともに増大し、その増大の仕方も  $h_{max_2}$  の大きいほど急激である。 $P_s$  が極大値をとる  $h_{max_1}$  の値は  $h_{max_2}$  の大きいほど小さく、また  $P_s$  の極大値は  $h_{max_2}$  の値にかかわらず一定値を示す。図 7.13 (c) より、 $\lambda_s$  は  $\mu_s - h_{max_1}$  の関係とほぼ同様の関係を示した。図 7.13 に示した種々の傾向については次のように考えられる。すなわち、 $h_{max_1}$  が小さい範囲では、微小突起の高さ方向の間隔が密であるため、接触はするが金属接触にまでは至っていないものの数が多いと考えられる。よって  $h_{max_1}$  の増大により  $P_s$  は急激に増大する。一方、 $h_{max_1}$  が大きくなると、突起の高さ方向の間隔が疎となるので  $P_s$  は  $h_{max_1}$  とともに減少するが、個々の突起の変化量が大きくなるため金属接触面積の割合  $\lambda_s$  は逆に増大することになる。以上のような結果が総合されて、図 7.13 (a) に示すように、 $\mu_s$  の値は  $h_{max_1}$  の小さい範囲では  $h_{max_1}$  とともに急激に増大し、以後増大の程度がゆるやかになるものと考えられる。



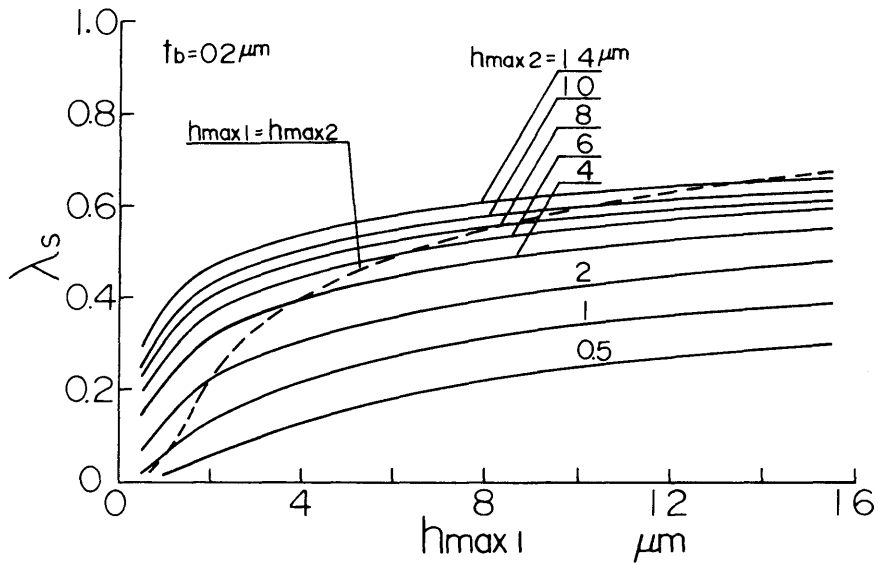


(a)  $h_{max}$  と  $\mu_s$  の関係



(b)  $h_{max}$  と  $P_s$  の関係

図 7.13  $h_{max}$  が静摩擦特性に及ぼす影響

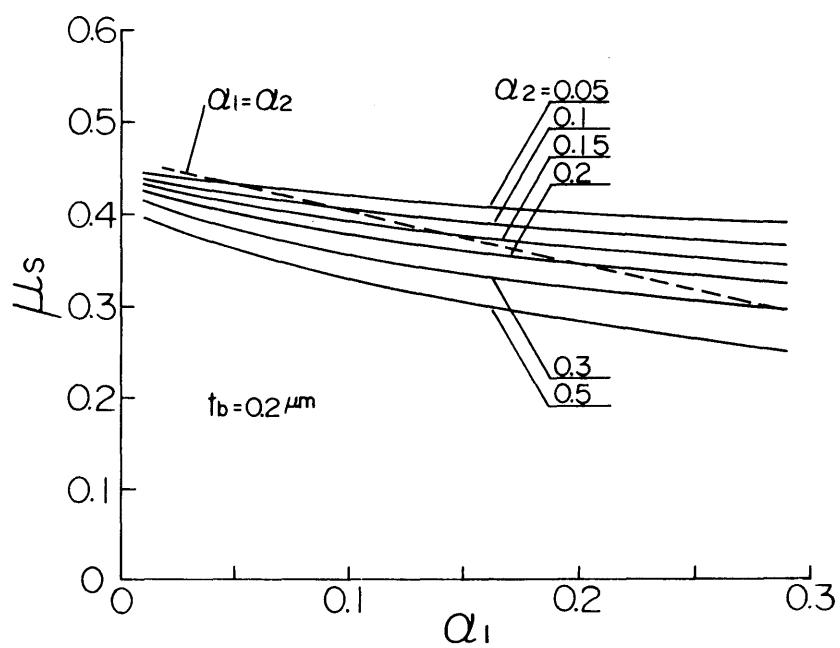


(c)  $h_{max}$  と  $\lambda_s$  の関係

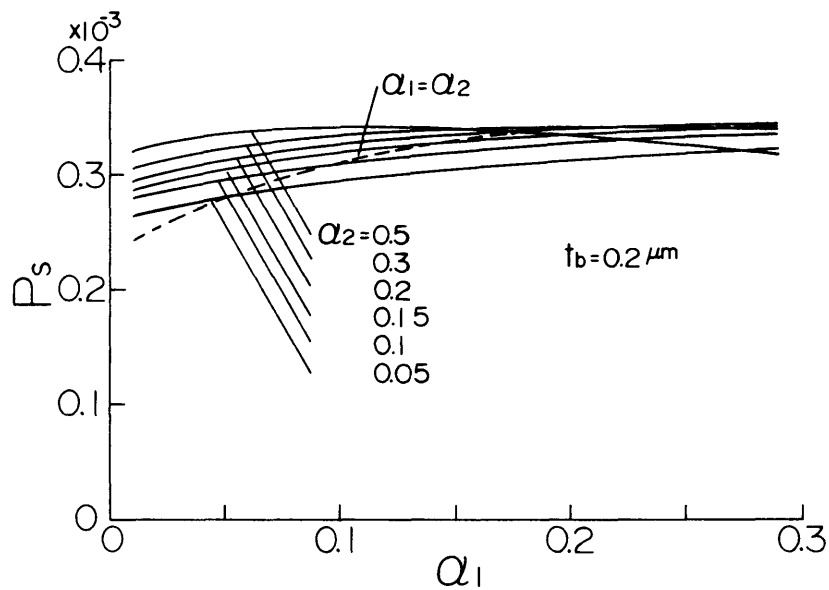
図 7.13  $h_{max}$  が静摩擦特性に及ぼす影響

次に、図 7.14 (a), (b), (c) は、黒当りの割合  $\alpha$  が静摩擦特性に及ぼす影響を示したものである。図 7.14 (a) より、 $\mu_s$  は  $\alpha_1$  の増加につれて減少するが、その減少の割合は  $\alpha_2$  が大きいほど著しい。図 7.14 (b) より、接触突起個数の割合  $P_s$  は  $\alpha_1$  に対して最大値をとる傾向を示すことがわかる。この  $P_s$  の最大値は、 $\alpha_2$  の値にかかわらず一定値をとる傾向を示し、 $P_s$  が最大となる  $\alpha_1$  の値は  $\alpha_2$  の値が大きいほど小さい値となる。図 7.14 (c) より、 $\lambda_s$  は、 $h_{max}$  の結果と同様  $\mu_s - \alpha$  の関係と極めてよく似た結果を示す。

図 7.15 (a), (b), (c) は、面素の高さ方向の分布係数  $\beta$  と静摩擦特性の関係を  $\alpha$  をパラメータとして示したものである。

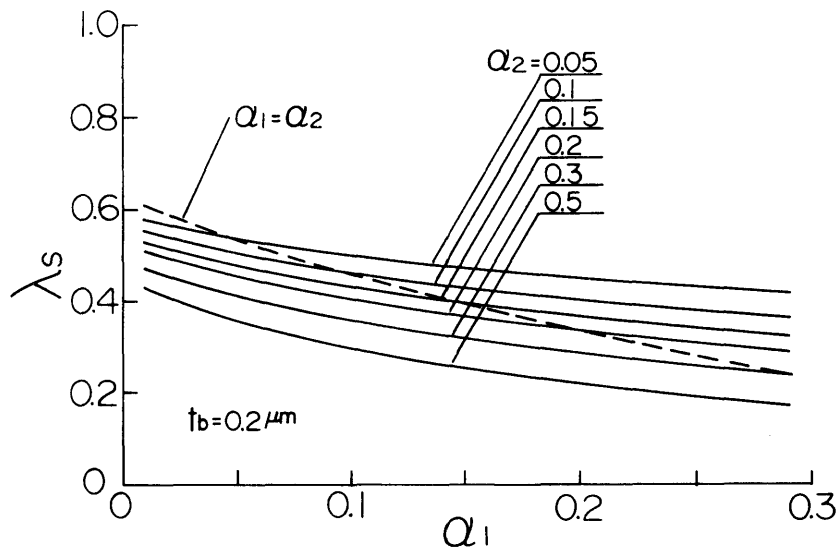


(a)  $\alpha$  と  $\mu_s$  の関係



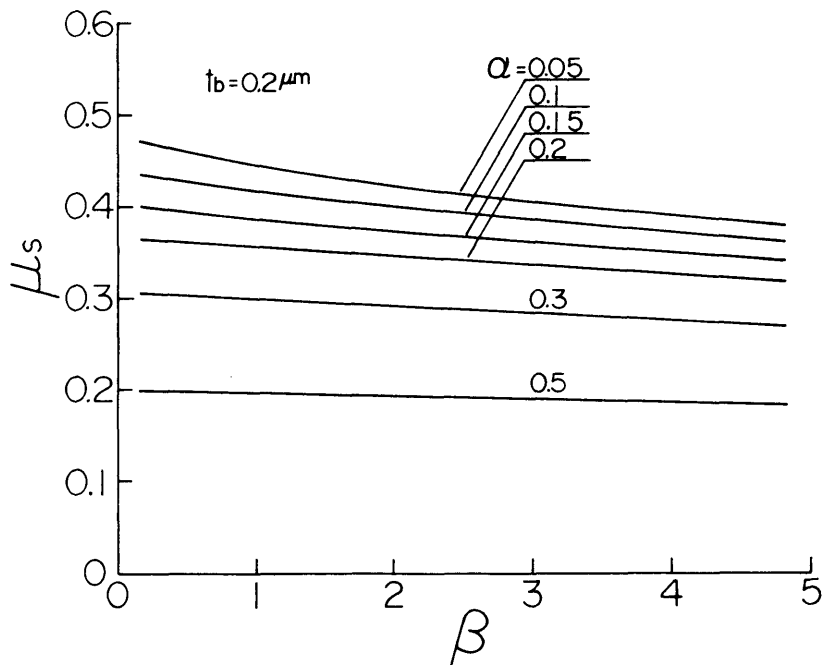
(b)  $\alpha$  と  $P_s$  の関係

図 7.14 静摩擦特性の及ぼす  $\alpha$  の影響



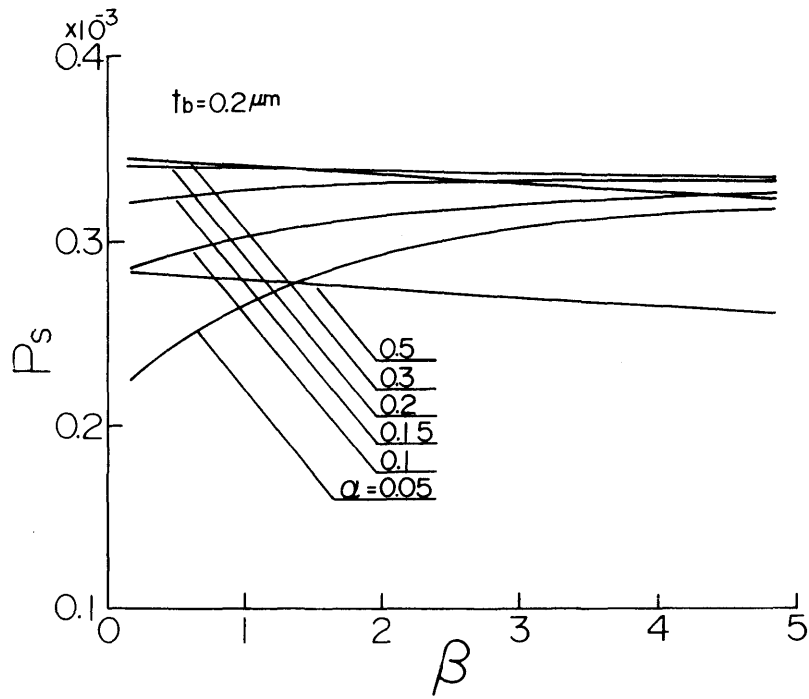
(c)  $\alpha$  と  $\lambda_s$  の関係

図 7.1 4 静摩擦特性に及ぼす  $\alpha$  の影響

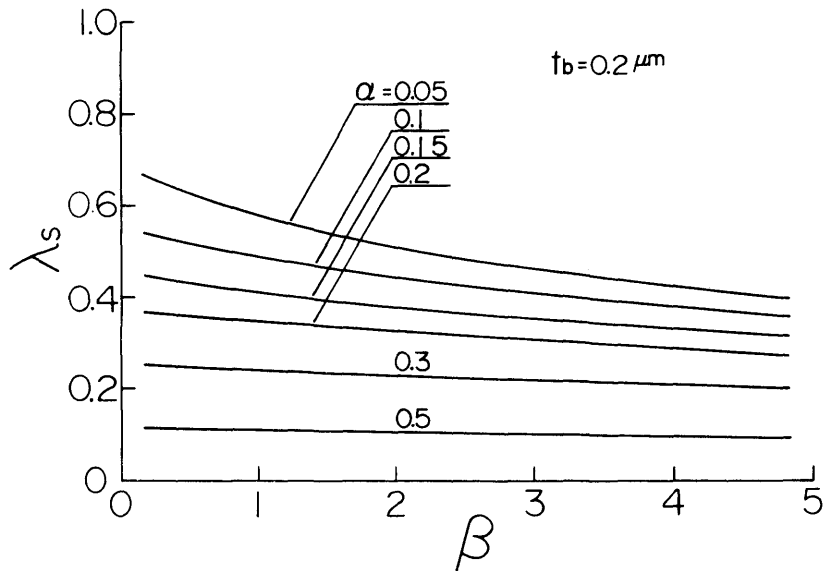


(a)  $\beta$  と  $\mu_s$  の関係

図 7.1 5 静摩擦特性に及ぼす  $\beta$  の影響



(b)  $\beta$  と  $P_s$  の関係



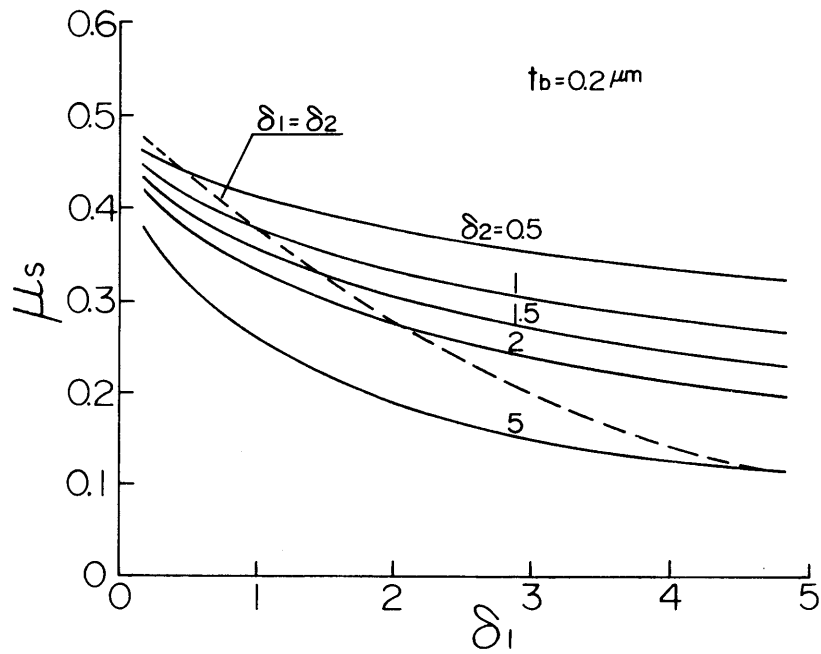
(c)  $\beta$  と  $\lambda_s$  の関係

図 7.15 静摩擦特性に及ぼす  $\beta$  の影響

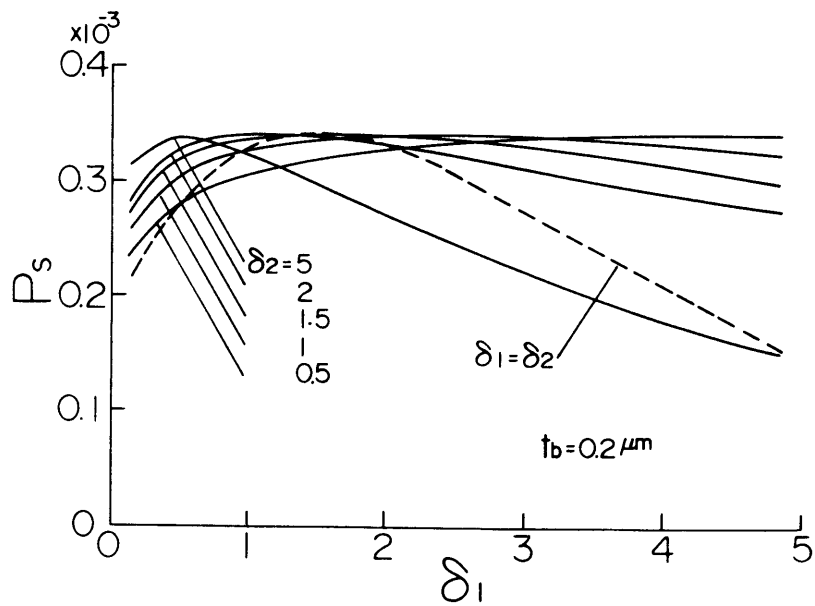
黒当りの割合  $\alpha$  が大きい場合には  $\beta$  の静摩擦特性に対する影響はほとんどみられないが、 $\alpha$  が小さくなると  $\beta$  の影響が顕著となり、 $\beta$  の増大とともに  $\mu_s$ 、 $\lambda_s$  は減少する。一方、 $P_s$  については複雑な傾向がみられる。すなわち、 $\alpha$  が小さいときには、 $\beta$  が大きくなり表面性状が改善されると  $P_s$  は増加するが  $\alpha$  が大きいときには、逆に  $\beta$  とともに  $P_s$  はわずかに減少している。これは、 $\alpha$  の小さいときには微小突起の分布状態に対する  $\beta$  の影響が大きく、 $\beta$  の増大とともに接触突起個数は増大するのに対し、 $\alpha$  が大きくなると微小突起の分布状態に対する  $\beta$  の影響は小さいが、 $\beta$  の値が大きくなると最大高さ付近に存在し、接触状態にある面素内の微小突起の接触がわずかに影響を受け  $P_s$  が減少することによると考えられる。

図 7.16 (a), (b), (c) は、面素内微小突起の一次の分布係数  $\delta$  が静摩擦特性に及ぼす影響を示したものである。図 7.16 (a) より、 $\mu_s$  は  $\delta_1$  の増加につれて減少するが、その減少の割合は  $\delta_2$  が大きいほど著しい。図 7.16 (b) より、接触突起個数の割合  $P_s$  は  $\delta_1$  に対して最大値をとる傾向を示す。この  $P_s$  の最大値は、 $\delta_2$  の値にかかわらず一定の値となる傾向を示し、また  $P_s$  が最大となる  $\delta_1$  の値は  $\delta_2$  の値が大きいほど小さい値となる。図 7.16 (c) の  $\lambda_s - \delta$  の関係は、図 7.16 (a) の  $\mu_s - \delta$  の関係とよく似た結果を示す。

図 7.17 (a), (b), (c) は、面素内微小突起の三次の分布係数  $\epsilon$  と静摩擦特性の関係を  $\delta$  をパラメータとして示したものである。 $\epsilon$  は静摩擦特性にほとんど影響を与えないが、 $\delta$  が小さいと  $\epsilon$  の影響が認められ、その増加により  $\mu_s$ 、 $\lambda_s$  は増加し  $P_s$  は減少する傾向を示す。このことは、 $\beta$  の  $\alpha$  との関係における静摩擦特性に対する相対的な影響と類似の現象である。

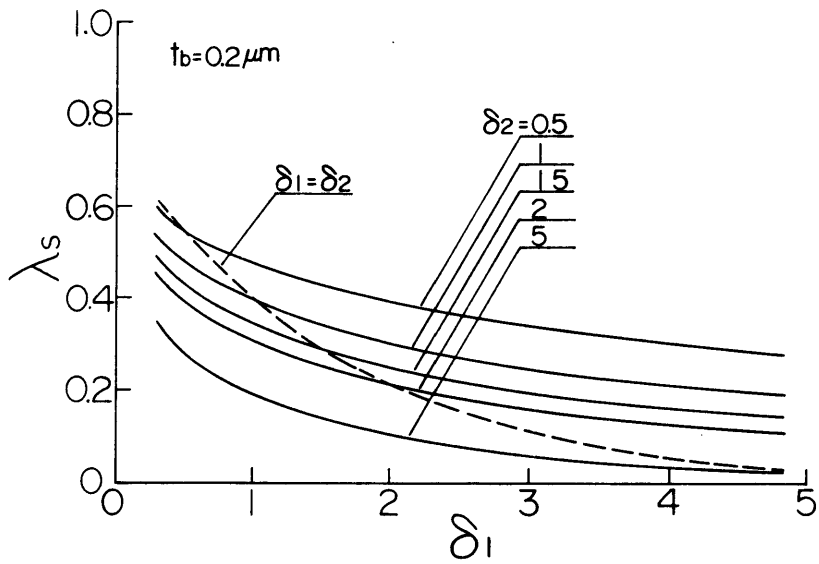


(a)  $\delta$  と  $\mu_s$  の関係



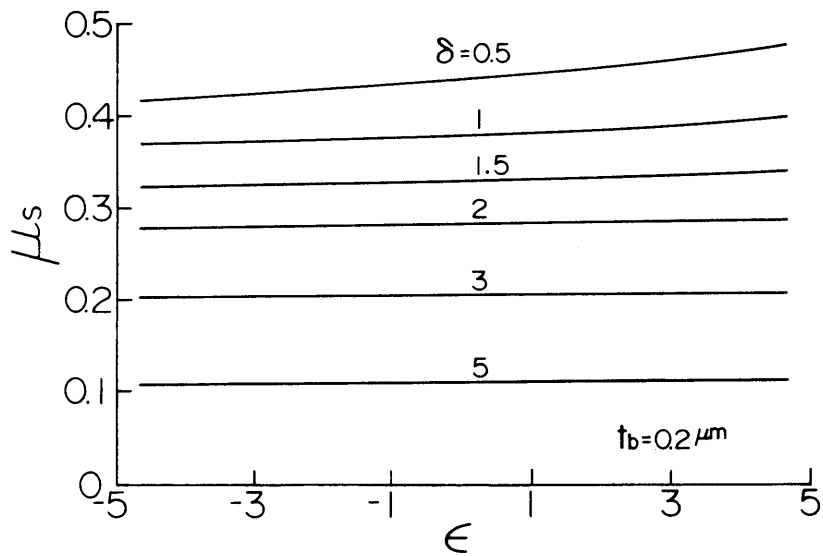
(b)  $\delta$  と  $P_s$  の関係

図 7.16 静摩擦特性に及ぼす  $\delta$  の影響



(c)  $\delta$  と  $\lambda_s$  の関係

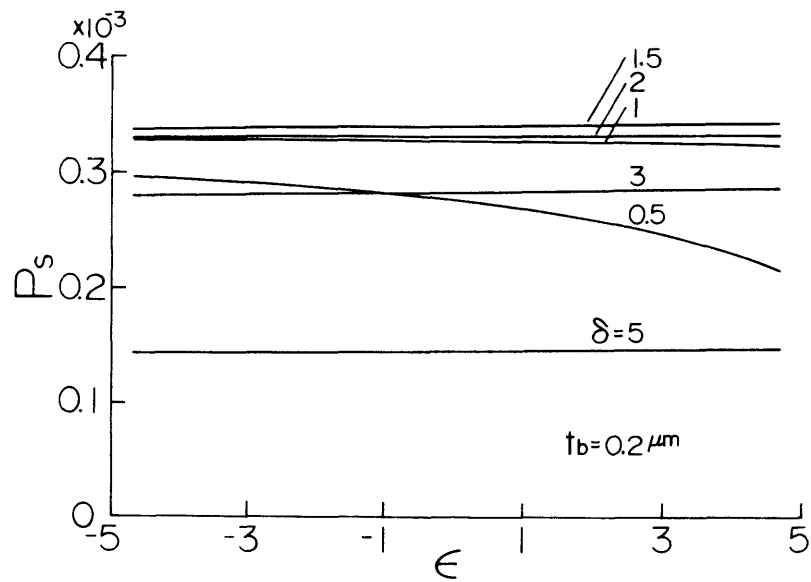
図 7.16 静摩擦特性に及ぼす  $\delta$  の影響



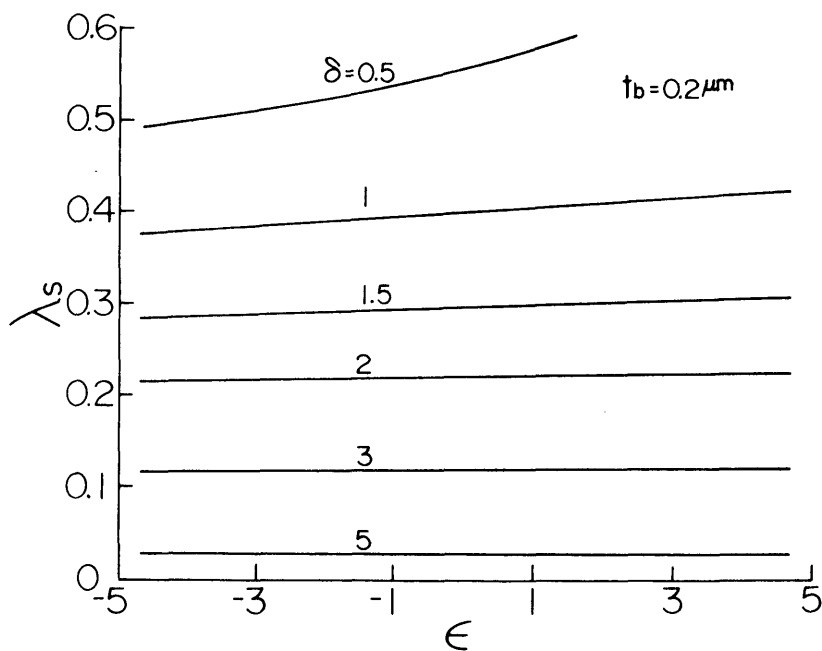
(a)  $\epsilon$  と  $\mu_s$  の関係

図 7.17 静摩擦特性に及ぼす  $\epsilon$  の影響





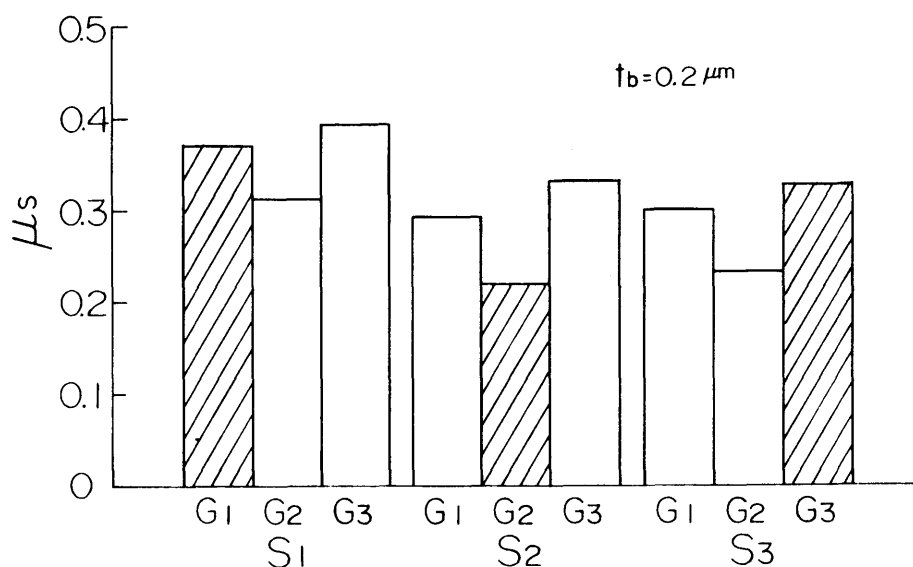
(b)  $\epsilon$  と  $P_s$  の関係



(c)  $\epsilon$  と  $\lambda_s$  の関係

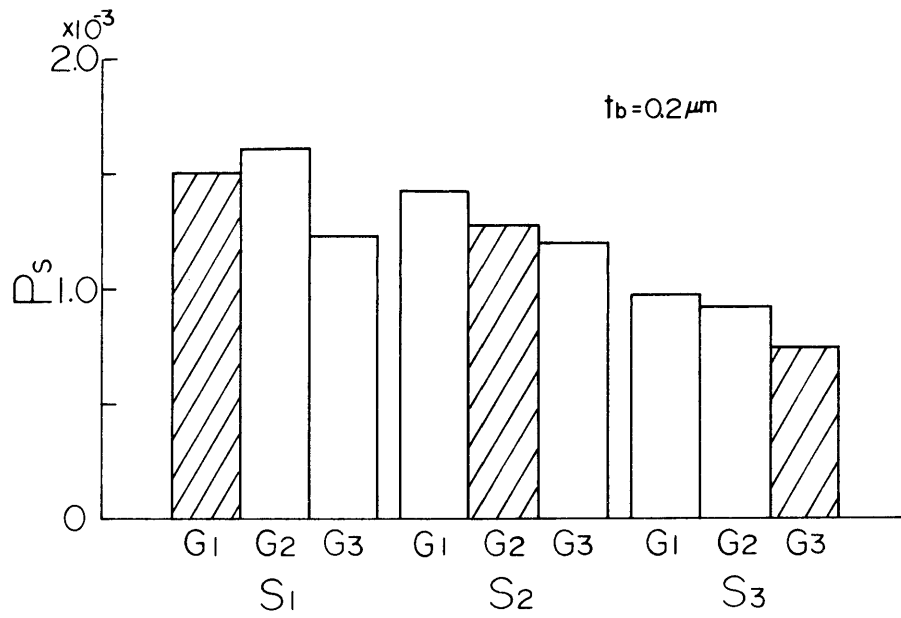
図 7.17 静摩擦特性に及ぼす  $\epsilon$  の影響

次に、図 7.18 (a), (b), (c) は、実験に供した仕上げ程度の異なる 3 組のきさげ仕上げ面について、第 6 章の表 6.2 ~ 表 6.4 に示す各きさげ仕上げ面に関する表面性状の測定値を用い、表 6.5 中の A 油（ナフテン系鉱油）に相当する潤滑油の使用を想定して各摺動面（ $S_i$ ,  $i = 1, 2, 3$ ）と案内面（ $G_i$ ,  $i = 1, 2, 3$ ）を組み合せたときの  $\mu_s$ ,  $P_s$ ,  $\lambda_s$  を求めた結果である。図中の斜線の結果は、みかけ上同程度にきさげ加工が施された面同士の組み合わせによるものである。この計算結果によると、 $S_1 G_1$ ,  $S_3 G_3$ ,  $S_2 G_2$  の順に静摩擦特性が改善されている。これは、前章の表 6.2, 表 6.4 に示した表面性状パラメータのうち、 $\alpha$ ,  $\delta$ ,  $h_{max}$  など静摩擦特性に大きな影響を及ぼすパラメータ値がこの面の組み合

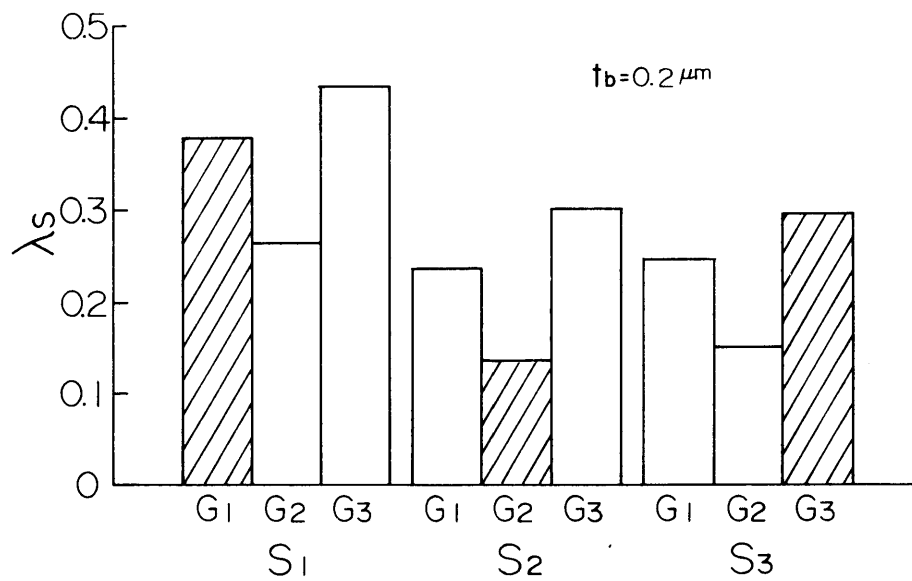


(a) 各きさげ仕上げ面の組み合わせと  $\mu_s$  の関係

図 7.18 各きさげ仕上げ面の組み合わせにおける静摩擦特性



(b) 各きさげ仕上げ面の組み合わせと  $P_s$  の関係



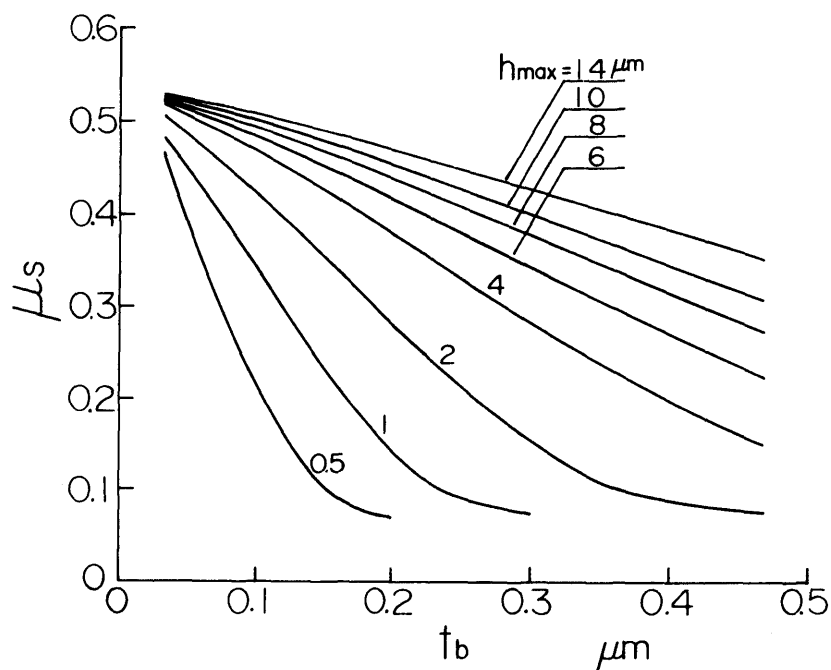
(c) 各きさげ仕上げ面の組み合わせと  $\lambda_s$  の関係

図 7.18 各きさげ仕上げ面の組み合わせにおける静摩擦特性

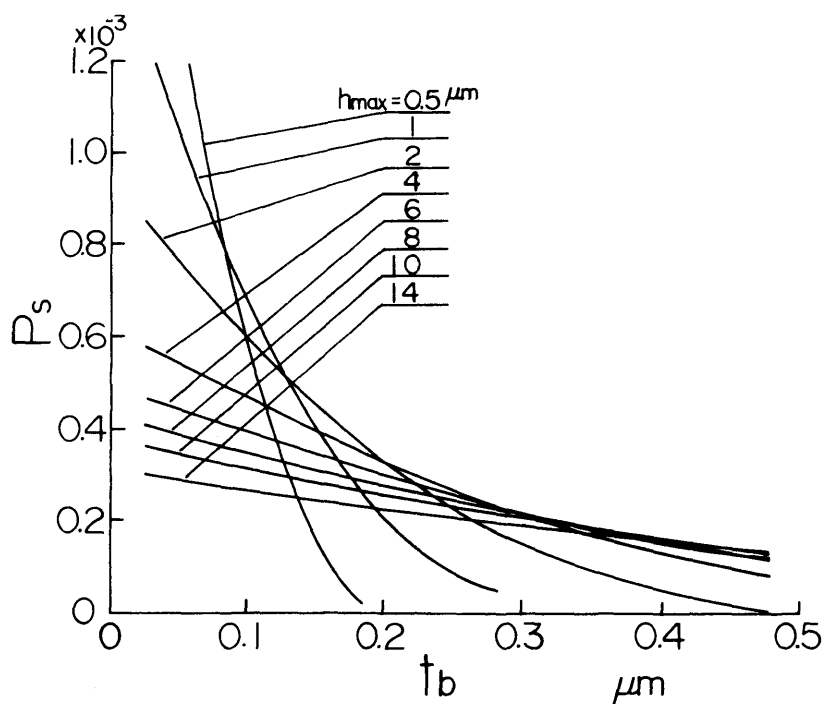
せの順に相対的に  $\alpha$  ,  $\delta$  は大きく  $h_{max}$  は小さくなっているためである。図 7.18 (a) の各きさげ仕上げ面の組み合わせにおける  $\mu_s$  の値と、前章の図 6.22 に示すこの計算結果に該当する実験結果の  $\mu_s$  は  $S_1G_1$  ,  $S_3G_3$  ,  $S_2G_2$  の順に低くなっており、定性的にはよく一致していることから、これまでのきさげ仕上げ面の表面性状の把握方法ひいては静摩擦特性の評価方法の妥当性が明らかにされた。

#### 7.4 静摩擦特性に及ぼす吸着油膜の影響

次に、表面性状を表わす各パラメータとの関連において、吸着油膜の厚さが静摩擦特性に与える影響について検討する。図 7.19 (a), (b), (c) ~ 図 7.23 (a), (b), (c) に、これらの結果を示す。これらの図から、 $h_{max}$  ,  $\alpha$  ,  $\beta$  ,  $\delta$  ,  $\epsilon$  のどのパラメータについてみても、吸着油膜厚さ  $t_b$  が厚いほど  $\mu_s$  は低く、 $\alpha$  ,  $\beta$  ,  $\delta$  が大きいほどそして  $h_{max}$  ,  $\epsilon$  が小さいほど吸着油膜の影響が大きく、吸着油膜厚さ  $t_b$  の増加に伴う  $\mu_s$  あるいは  $\lambda_s$  の減少が急激であり早く漸近値に達する。また  $P_s$  は、吸着油膜が薄いときは  $\alpha$  ,  $\beta$  ,  $\delta$  の大きいほど、そして  $h_{max}$  ,  $\epsilon$  の小さいほど大きい。吸着油膜厚さの増加にしたがって接触突起個数が減少する。その減少の仕方は、 $\alpha$  ,  $\beta$  ,  $\delta$  が大きくまた  $h_{max}$  ,  $\epsilon$  が小さいすなわち表面性状の良いものほど急激であり、その結果、吸着油膜が厚くなると上述とは逆に  $\alpha$  ,  $\beta$  ,  $\delta$  の大きいほどまた  $h_{max}$  ,  $\epsilon$  の小さいほど接触突起個数が少なくなる。

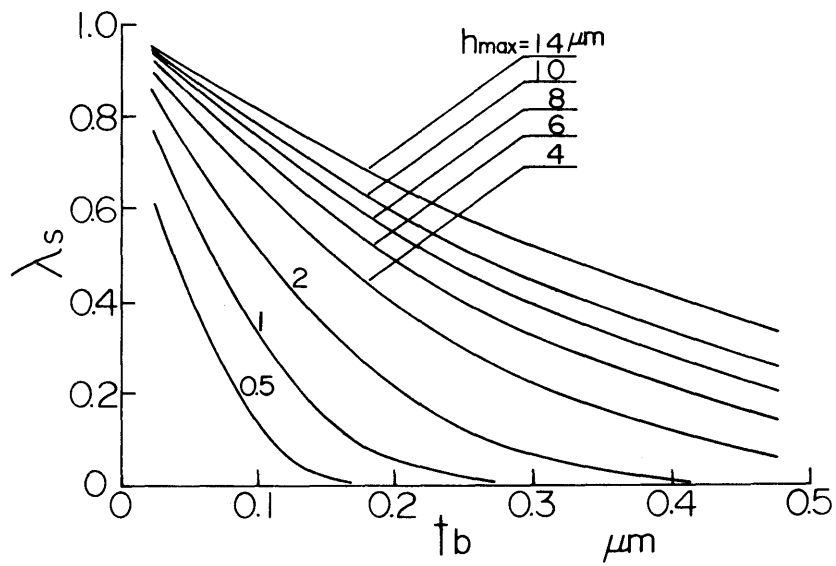


(a)  $\mu_s$  と  $t_b$  の関係



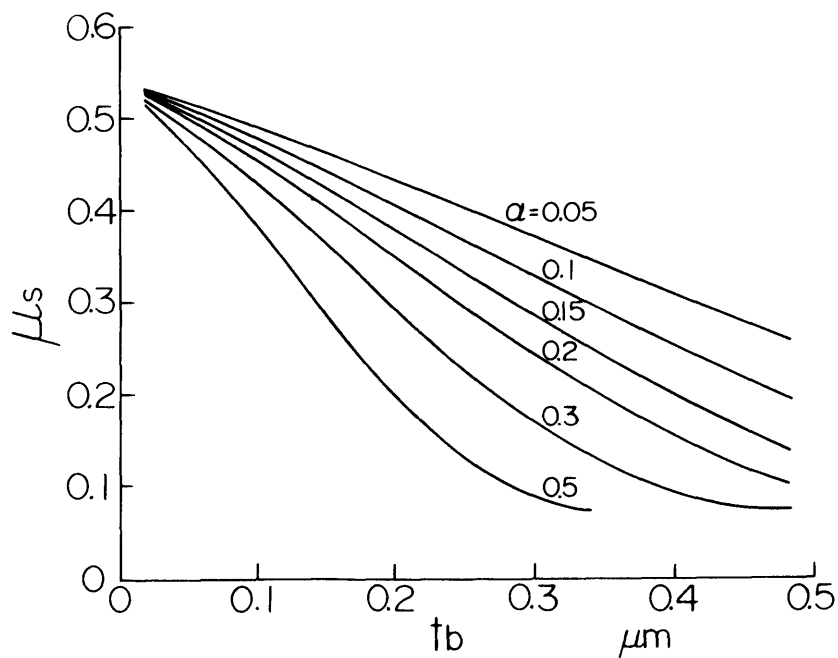
(b)  $P_s$  と  $t_b$  の関係

図 7.19 静摩擦特性に及ぼす吸着油膜の影響 (パラメータ:  $h_{max}$ )



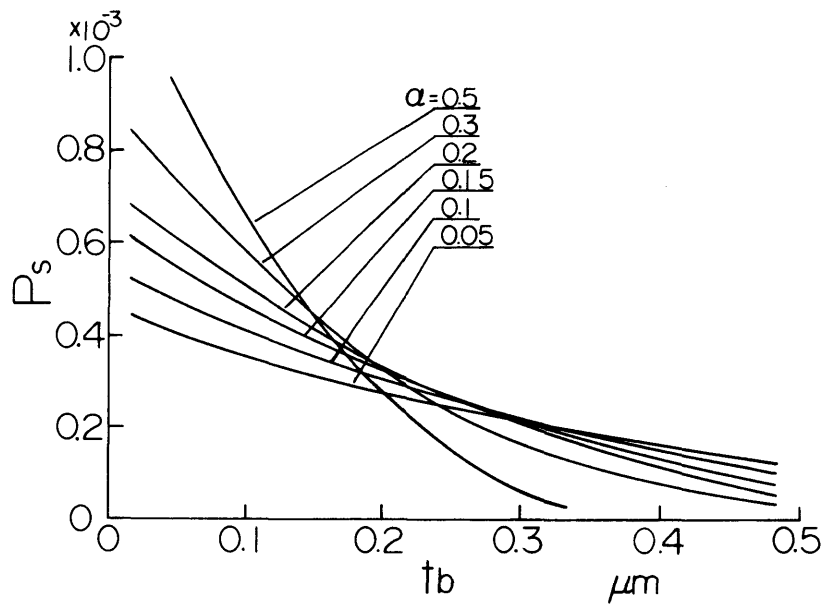
(c)  $\lambda_s$  と  $t_b$  の関係

図 7.19 静摩擦特性に及ぼす吸着油膜の影響 (パラメータ:  $h_{max}$ )

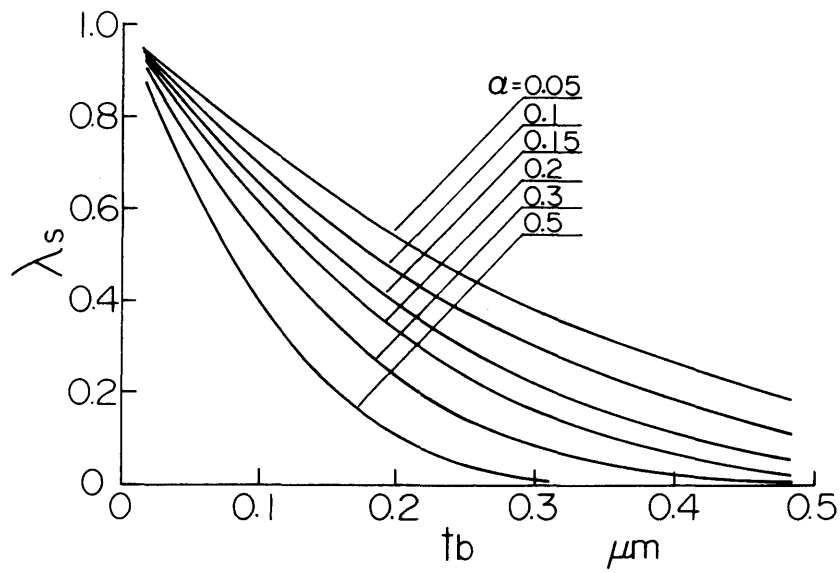


(a)  $\mu_s$  と  $t_b$  の関係

図 7.20 静摩擦特性に及ぼす吸着油膜の影響 (パラメータ:  $\alpha$ )

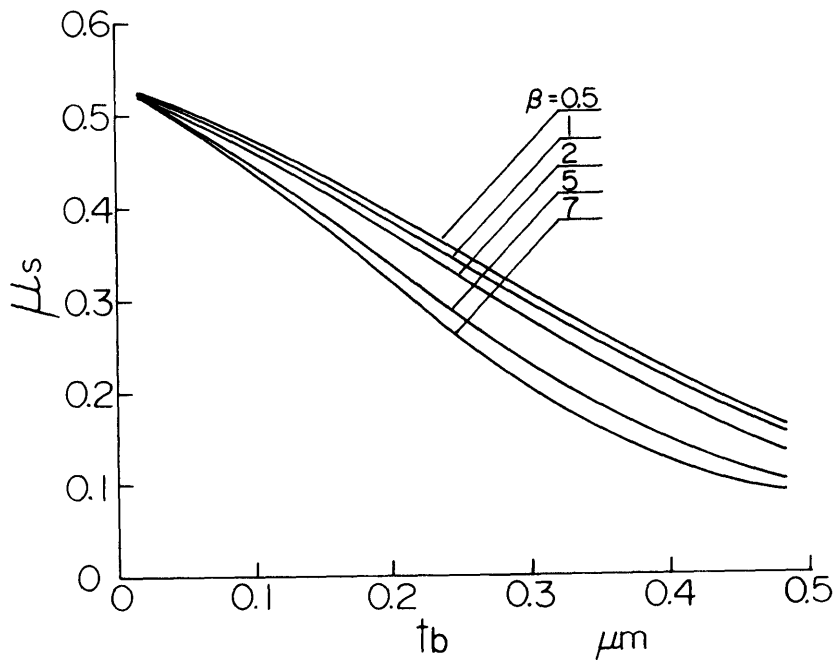


(b)  $P_s$  と  $t_b$  の関係

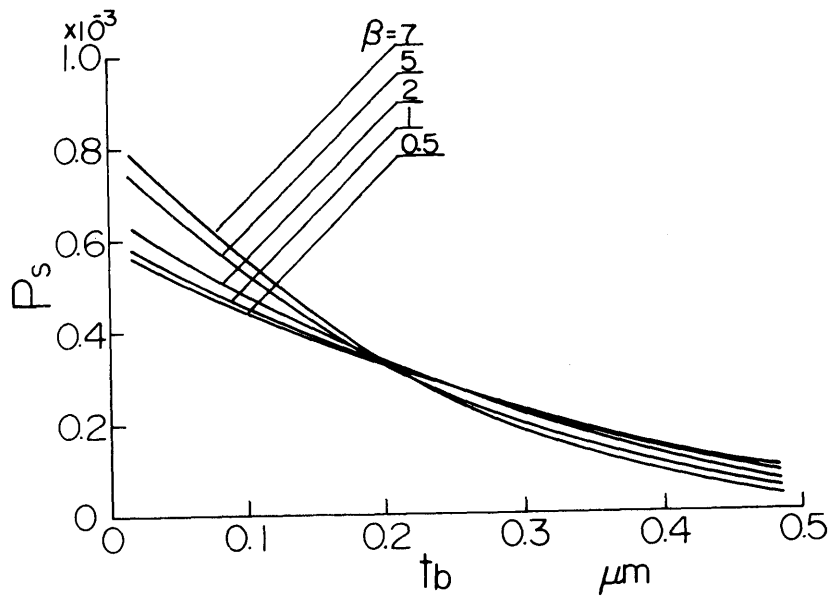


(c)  $\lambda_s$  と  $t_b$  の関係

図 7.20 静摩擦特性に及ぼす吸着油膜の影響  
(パラメータ:  $\alpha$ )



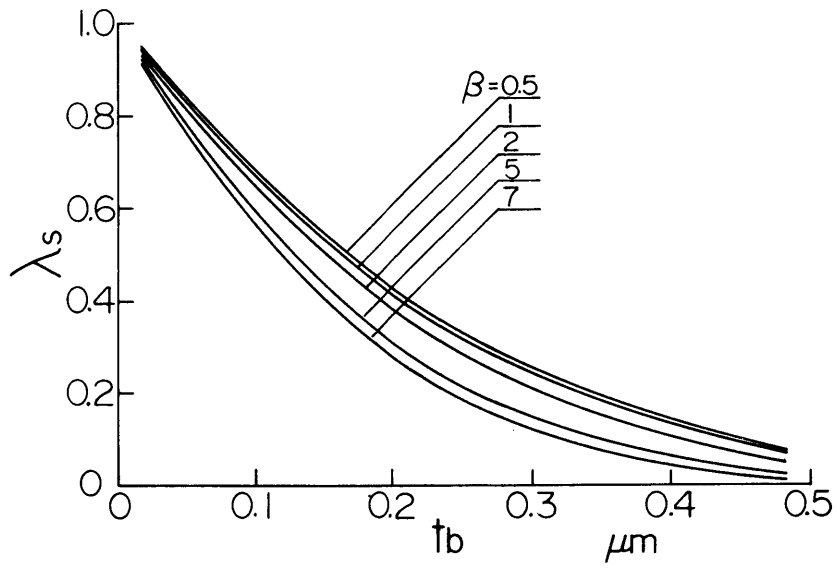
(a)  $\mu_s$  と  $t_b$  の関係



(b)  $P_s$  と  $t_b$  の関係

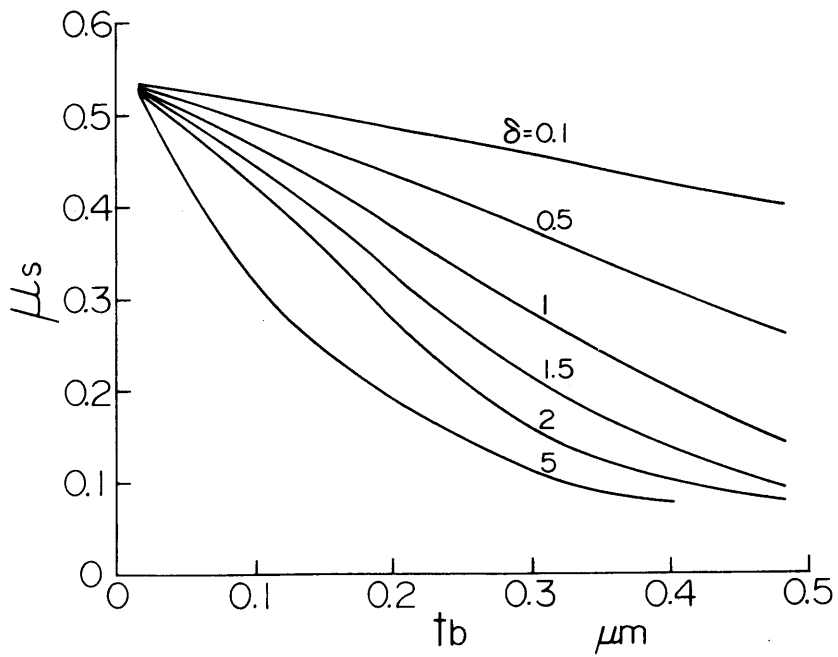
図 7.2 1 静摩擦特性に及ぼす吸着油膜の影響  
(パラメータ:  $\beta$ )





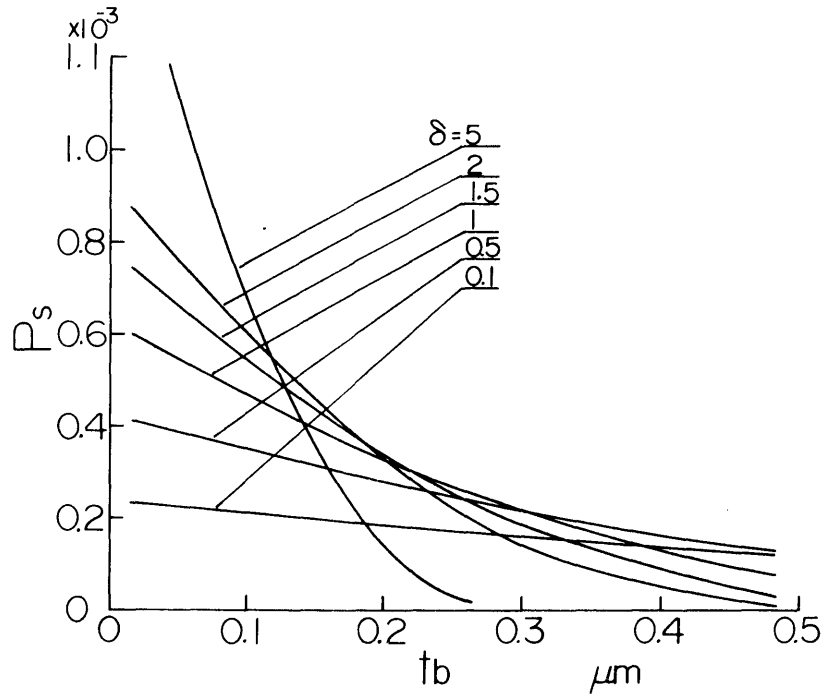
(c)  $\lambda_s$  と  $t_b$  の関係

図 7.21 静摩擦特性に及ぼす吸着油膜の影響  
(パラメータ:  $\beta$ )

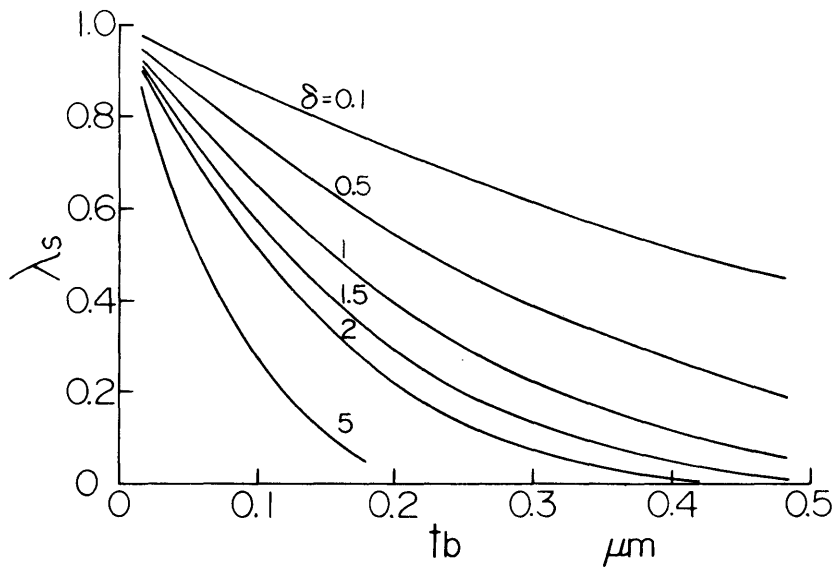


(a)  $\mu_s$  と  $t_b$  の関係

図 7.22 静摩擦特性に及ぼす吸着油膜の影響  
(パラメータ:  $\delta$ )

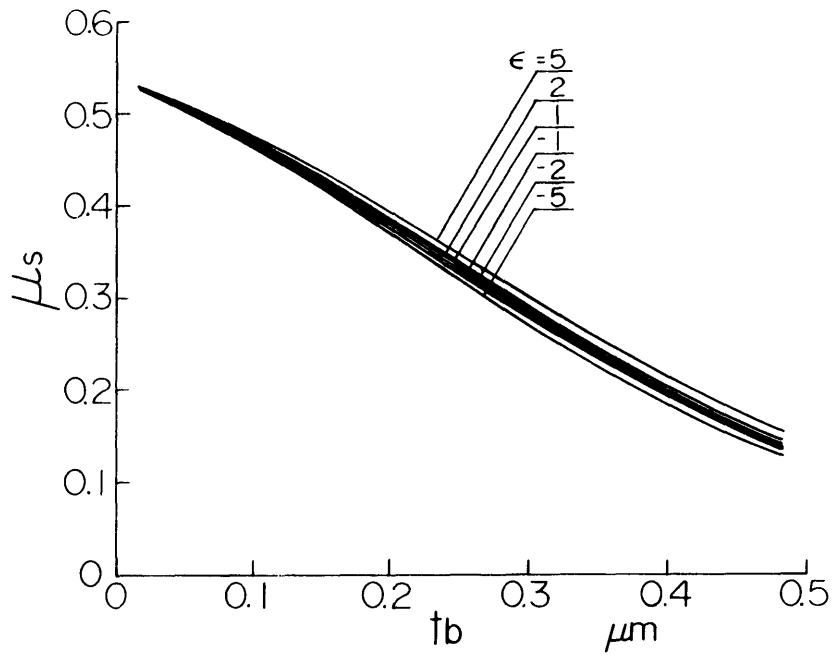


(b)  $P_s$  と  $t_b$  の関係

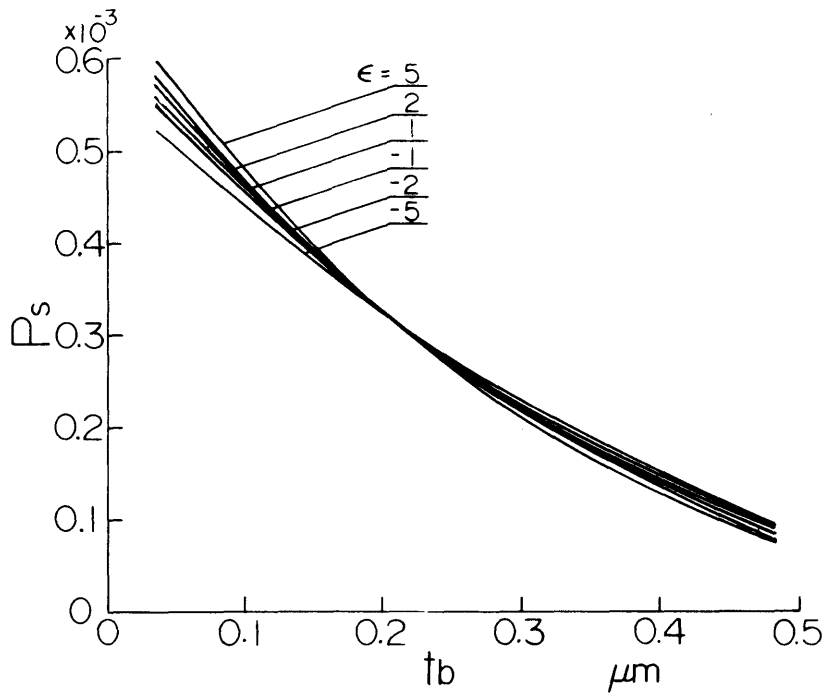


(c)  $\lambda_s$  と  $t_b$  の関係

図 7.2 2 静摩擦特性に及ぼす吸着油膜の影響  
(パラメータ:  $\delta$ )



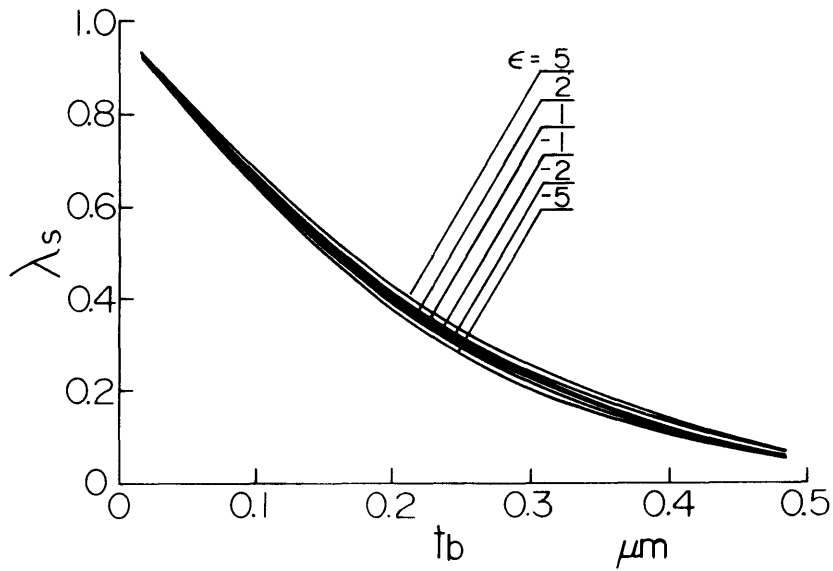
(a)  $\mu_s$  と  $t_b$  の関係



(b)  $P_s$  と  $t_b$  の関係

図 7.23 静摩擦特性に及ぼす吸着油膜の影響

(パラメータ:  $\epsilon$ )



(c)  $\lambda_s$  と  $t_b$  の関係

図 7.23 静摩擦特性に及ぼす吸着油膜の影響

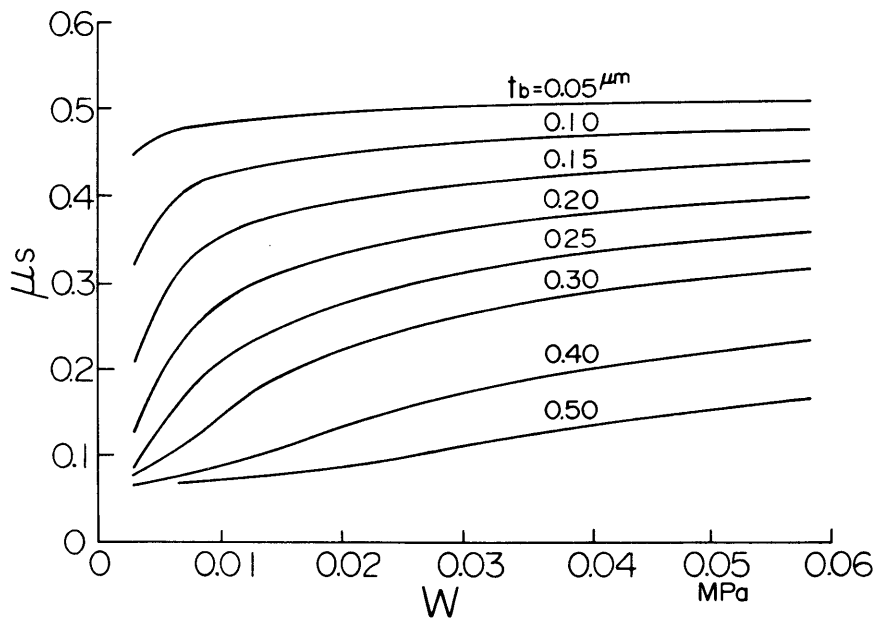
(パラメータ： $\epsilon$ )

以上の多数の計算結果から、 $\alpha$ 、 $\beta$ 、 $\delta$  が大きく  $h_{\max}$  が小さいきさげ仕上げ面の場合ほど静摩擦特性に対する  $t_b$  の影響が顕著で、 $t_b$  のわずかな増大したがつて使用潤滑油のわずかな境界潤滑性能の向上により急激に境界潤滑状態が改善されることがわかる。これは、実用上極めて重要な事実である。

#### 7.5 静摩擦特性に及ぼす接触荷重の影響

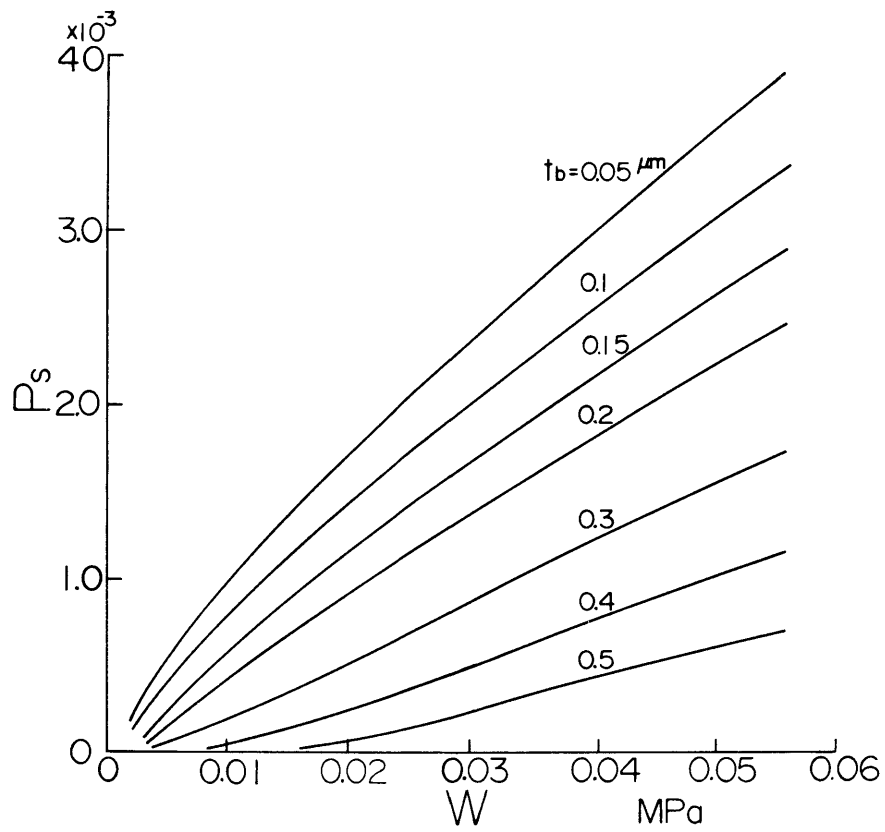
次に、きさげ仕上げ面の静摩擦特性に及ぼす接触荷重の影響について調べた。基準とした接触荷重は 118 N であり、平均面圧にして 0.032 MPa である。

図 7.24 (a), (b), (c), (d) は, それぞれ接触荷重 (平均面圧  $W$ ) と  $\mu_s$ ,  $P_s$ ,  $\lambda_s$ ,  $\alpha_s$  の関係を示したものである。これらの図より, きさげ仕上げ面の静摩擦特性に関して荷重依存性があることが認められる。接触荷重  $W$  が小さいと, きさげ仕上げ 2 面間の微小突起は吸着油膜を介して接触するものがほとんどで,  $\mu_s$  は  $W$  の減少により  $0.075 (= C_3)$  に収束するが,  $W$  が大きくなると吸着油膜が破断し,  $\lambda_s$  が増加するとともに, 静摩擦係数  $\mu_s$  も増大する。 $\lambda_s$  も  $\mu_s$  と同様の傾向を示す。 $P_s$  および最大相対接近量  $\alpha_s$  については,  $\alpha_s$  は接触荷重の増加とともに増加の程度がゆるやかになる傾向を示しているものの, 両者ともほぼ直線的に増加している。

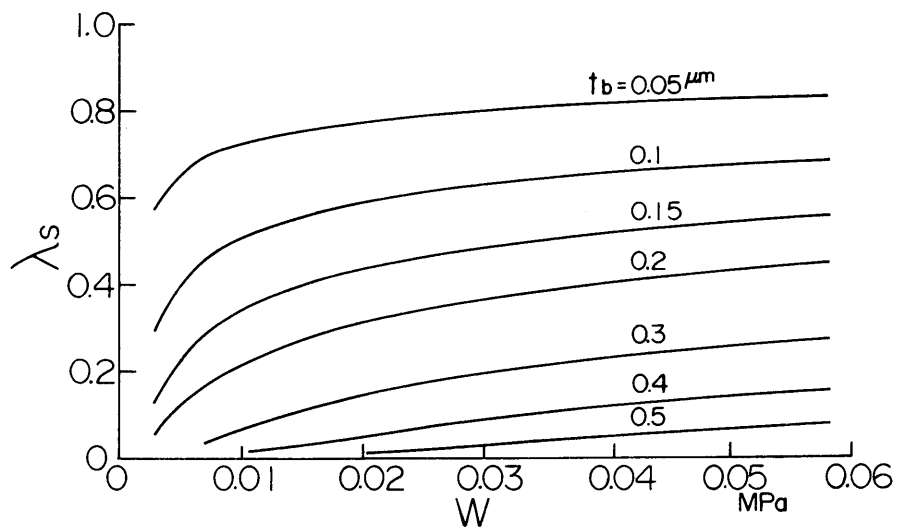


(a)  $W$  と  $\mu_s$  の関係

図 7.24 静摩擦特性に及ぼす荷重の影響

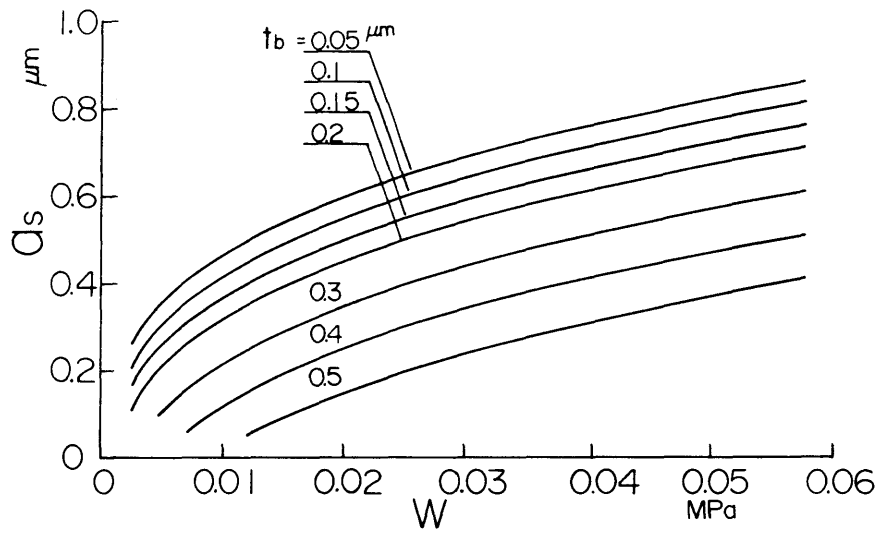


(b)  $W$  と  $P_s$  の関係



(c)  $W$  と  $\lambda_s$  の関係

図 7.24 静摩擦特性に及ぼす荷重の影響



(d)  $W$ と  $a_s$  の関係

図 7.24 静摩擦特性に及ぼす荷重の影響

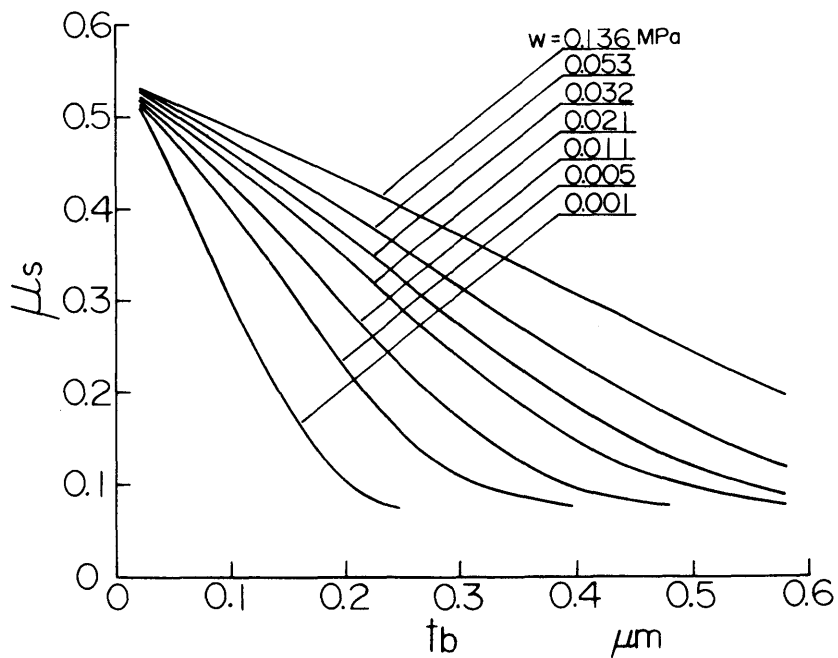


図 7.25 静摩擦特性に及ぼす吸着油膜の影響  
(パラメータ:  $W$ )

図 7.25 は，前節と同様に，吸着油膜厚さ  $t_b$  と  $\mu_s$  の関係を平均面圧  $W$  をパラメータとして示したものである。接触荷重のいかんにかかわらず吸着油膜が厚いほど静摩擦係数は小さい。また荷重が小さいほど吸着油膜の影響が著しく，吸着油膜厚さの増大に伴う静摩擦係数の減少程度は急激である。

## 7.6 単一表面性状係数 $\xi$ によるきさげ仕上げ面の評価

7.3 節，7.4 節の考察結果から，きさげ仕上げ面の表面性状を表わす各パラメータの中で，静摩擦特性に比較的大きな影響を与えるものは，面素内最大あらさ  $h_{max}$ ，黒当りの割合  $\alpha$ ，面素内あらさの一次の分布係数  $\delta$ ，微小突起楕円体の曲率半径  $R$ ， $R'$ ，微小突起の平面的な分布密度  $Z$ ， $Z'$  の 5 要素であることが明らかにされた。そこで，きさげ仕上げ面の表面性状が摩擦特性に及ぼす影響を総合的に把握するため，表面性状を表わす上記の各パラメータを含む新しい一つの無次元量；

$$\xi = \alpha \delta \left( \frac{\sqrt{RR'}}{h_{max}} \right) \sqrt{ZZ'} Lu$$

を用いて，第 6 章の摩擦特性に関する実験結果を整理することを試みる（以後この  $\xi$  を第 3 章で述べた表面性状係数  $k$  に対応させて，単一表面性状係数とよぶことにする）。なお上式中の  $Lu$  は単位長さを表わす。

7.3 節，7.4 節で検討したように，この  $\xi_1$ ， $\xi_2$  で表わされる 2 面を組み合せた場合の接触条件は，第 5 章のきさげ仕上げ面に関



する理論的検討から、近似的にはそれらの積 $\xi_1 \xi_2$ によって表わされるものと考えられる。したがって、以下この $\xi_1 \xi_2$ の値を用いて、表面性状と摩擦特性の関係について吟味する。実験に使用した各きさげ仕上げ面の単一表面性状係数 $\xi$ の値を表7.2に示す。

図7.26は、摩擦係数 $\mu_s, \mu_d$ と $\xi_1 \xi_2$ の関係を第6章の図6.22のA油（ナフテン系鉱油；コーレイ50）に対する実験結果から求めたものである。図をみると、きさげ仕上げ面の表面性状が摩擦係数 $\mu_s, \mu_d$ に及ぼす影響は、単一表面性状係数の積 $\xi_1 \xi_2$ によって総合的に整理することができ、積 $\xi_1 \xi_2$ が大きい仕上げ面の組み合わせほど摩擦係数 $\mu_s, \mu_d$ は減少することがわかる。以上の結果から、きさげ仕上げ案内面の静摩擦特性については摺動体の摺動挙動を改善するためには、黒当りの割合 $\alpha$ 、面素内微小突起の一次の分布係数 $\delta$ を大きく、微小突起の最大あらし $h_{max}$ を小さくするとともに、微小突起の平面分布密度に関連する $Z, Z'$ を大きくして単一表面性状係数 $\xi$ の大きなきさげ仕上げ面を使用することが必要である。

表7.2 各きさげ面の単一表面性状係数 $\xi$

きさげ面	$\xi$	きさげ面	$\xi$
S <sub>1</sub>	64.8	G <sub>1</sub>	91.3
S <sub>2</sub>	133.6	G <sub>2</sub>	196.3
S <sub>3</sub>	153.1	G <sub>3</sub>	57.3

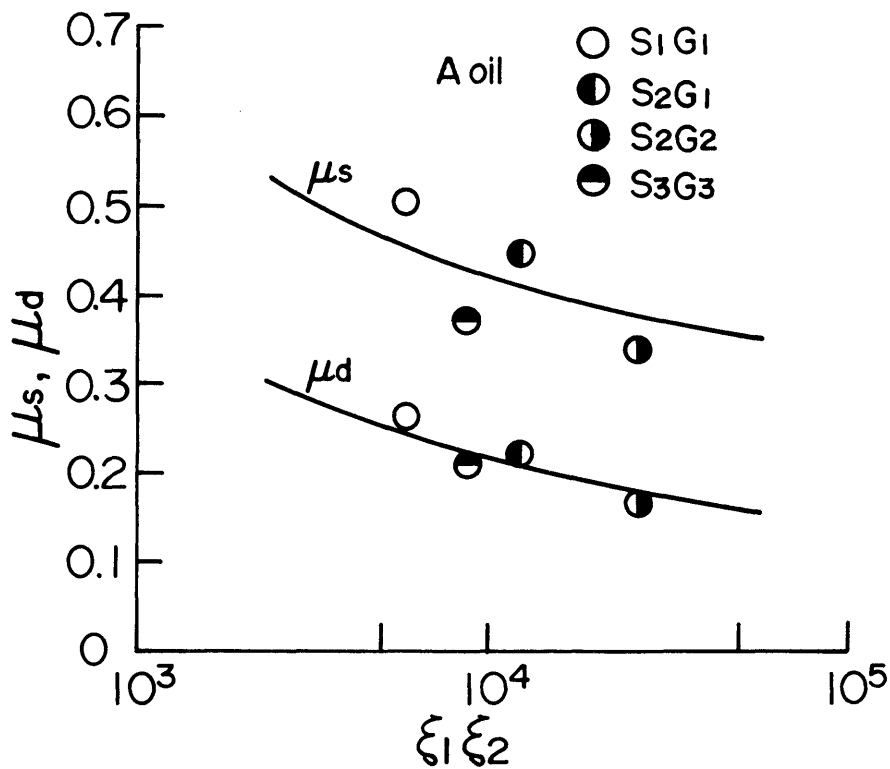


図 7.26  $\mu_s, \mu_d$  と  $\xi_1 \xi_2$  との関係

## 7.7 結 言

本章では、複雑な表面性状をもつきさげ仕上げ面の境界潤滑条件下における静摩擦特性に関して考察した。接触するきさげ仕上げ2面が同一の表面性状をもつ場合および異なる表面性状をもつ場合についてきさげ仕上げ面の各表面性状パラメータが静摩擦特性に及ぼす影響を、静摩擦係数  $\mu_s$ 、接触突起個数の割合  $P_s$ 、接触面積中に占める金属接触面積の割合  $\lambda_s$  などを定量的に明らかにすることにより、理論的に検討した。また表面性状諸要素との関連において、吸着油膜厚さおよび接触荷重が静摩擦特性に及ぼす影響についても検討を加えた。その結果、表面性状パラメータのうち静摩擦特性に

大きな影響を及ぼすのは、面素内微小突起の最大あらし  $h_{max}$ 、面素の黒当りの割合  $\alpha$ 、面素内微小突起の一次の分布係数  $\delta$  等であること、またこれら三つのパラメータは接触突起個数に関し極大値をもつこと、潤滑油の性状とくに吸着油膜の厚さ  $t_b$  は静摩擦特性に極めて大きな影響を与え、 $h_{max}$  が小さく、 $\alpha$ 、 $\delta$  等が大きいいわゆるすぐれたきさげ仕上げ面の場合ほど、 $t_b$  による境界潤滑性能の改善の程度が著しいこと、きさげ仕上げ面の境界潤滑条件下での静摩擦特性には荷重依存性があることもなども明らかになった。さらに、きさげ仕上げ面の摩擦特性は、きさげ仕上げ面の表面性状を総合的に表わす一つの無次元量（単一表面性状係数  $\xi$ ）によって定量的に評価しうることを明らかにするとともに、その摩擦特性を改善するための考え方を明らかにした。

## 第 8 章 結 論

境界潤滑機構の解明のため，これまでに得られている境界潤滑機構に関する知見を踏まえ，より実態に則していると考えられる新たな境界潤滑モデルの提示を行ない，境界潤滑機構について詳細に検討した。さらに，この境界潤滑モデルに基づき，工作機械案内面のうち最も複雑な表面性状をもつきさげ仕上げ面について，その表面性状の把握法を述べるとともに，本論で提示した新しい境界潤滑モデルの立場から静摩擦特性に関して詳細な検討を加えた。以上の境界潤滑機構および境界潤滑条件下におけるきさげ仕上げ面の静摩擦特性に関する考察から明らかとなった事項に関して，以下に要約する。

### 8. 1 境界潤滑モデルに関する一つの考え方

微小突起間の金属接触を伴う現実的な境界潤滑状態に関し，金属接触部のミクロな接触機構と吸着油膜接触部内の接触圧力分布特性とを考慮した新しい境界潤滑モデルを提示した。このモデルに基づき，金属接触部，吸着油膜接触部の荷重支持特性および摩擦力特性について検討し，さらに微小突起を有する2表面の接触に関する加藤らの接触理論<sup>(32)</sup>を適用することにより，金属接触面積および吸着油膜接触面積を求め，静摩擦特性（静摩擦係数）を理論的に評価するための手法を明らかにした。

次いで，表面性状および潤滑油の各特性値が静摩擦特性に及ぼす

影響について理論的に検討し，金属接触部のせん断強さ  $C_1$ ，みかけの接触面積内の微小突起総個数  $I_0$ ，突起の高さ方向の分布係数  $D$ ，突起の曲率半径  $R$ ，最大高さ  $H_{max}$ ，真実接触率  $\gamma$ ，吸着油膜接触部の荷重支持能力  $C_2$  が静摩擦特性に大きな影響を及ぼすことを明らかにした。さらに，表面性状因子の静摩擦特性に及ぼす影響は，ある特定の潤滑油に対しては表面性状因子で定まる表面性状係数により統一的に評価できることを示し，またこの事実を実験的に確認した。

## 8. 2 潤滑油の境界潤滑能の評価法

金属接触部での接触状態および吸着油膜接触部における荷重支持能力に関する新しい知見を含む境界潤滑モデルに基づき，境界潤滑条件下での潤滑油の潤滑能を，接触面の表面性状との関連において総合的に評価する手法について理論的に詳細に検討した。前章における新しい境界潤滑モデルおよび接触機構から求められた静摩擦係数の厳密解は，表面性状の各パラメータからなる表面性状係数  $k$ ，吸着油膜接触部の荷重支持能力  $C_2$ ，吸着油膜厚さ  $t_b$  の複雑な関数となっているため，これら各因子の静摩擦特性に対する影響度を適確に判断することが困難である。そこでこれらの因子により構成されるが，静摩擦特性への影響度の判断により適切であると考えられる簡単な評価式により静摩擦特性を一義的に評価しうるかどうかを検討した。その結果，実際的な境界潤滑条件下における静摩擦特性（静摩擦係数）は，次式で示される評価式（境界潤滑能評価係数  $Z$ ）により定量的に評価できることを明らかにした。

$$Z = 0.017 C_2^{0.9} (tb^3 \sqrt{k})^{1.3}$$

また金属接触部の真実金属接触率  $\gamma$  が，静摩擦係数  $\mu_s$  と境界潤滑能評価係数  $Z$  の関係に対して及ぼす影響についても吟味し， $\gamma$  の値によって  $\mu_s - Z$  関係が影響を受ける様子について明らかにした。

### 8.3 境界潤滑能に関する実験

新しい境界潤滑モデルおよびこのモデルに基づく静摩擦特性の評価に関する理論的手法の妥当性を，砂吹き加工により仕上げられた方向性のない微小突起をもつ種々の表面性状の接触面を，性質の異なる多種類の潤滑油によって潤滑したときの静摩擦係数を測定することにより，実験的に検討した。その結果，境界潤滑条件下の静摩擦特性は，吸着油膜厚さ，吸着油膜接触部の荷重支持能力および接触面の表面性状の優劣を表わす表面性状から定まる一つのパラメータ（境界潤滑能評価係数）によって定量的に評価しうることを実験的にも明らかにした。また境界潤滑条件下における摩擦係数の測定および無潤滑条件下における摩擦実験の結果から，各種潤滑油の潤滑性能の特性に関係する諸量の大きさを評価した。その結果，吸着油膜接触部の荷重支持能力  $C_2$  の大きさは 0.35，真実金属接触率  $\gamma$  の値は 0.9，金属接触部のせん断強さ  $C_1$  は 0.5 と見積ることが実際の境界潤滑状態における各種潤滑油の性能を判定する上で妥当であることを明らかにした。

さらに，潤滑油の種々の性質のうち，境界潤滑特性に密接に関連するものは吸着油膜厚さと吸着油膜接触部の荷重支持能力の二つの

量であるが，実際には後者は通常の潤滑油ではそれほど差異はなく，前者の吸着油膜厚さの差異によって潤滑性能の優劣が生ずることを示した。

#### 8.4 境界潤滑モデルのきさげ仕上げ案内面に対する適用

精度を要する長い案内面によく使用されるきさげ仕上げ面について，上記の境界潤滑モデルを適用することを試みた。まず，表面性状が極めて複雑なきさげ仕上げ面について，その表面性状を定量的に把握する一手法を示した。すなわち，きさげ仕上げ面の表面写真およびあらさ曲線の測定結果から，きさげ仕上げ面の模型として，1回のきさげ加工による切削痕を表面を構成する一つの面素と考え，この面素がある分布関数に従って高さ方向に分布し，また面素内微小突起もある分布関数に従って高さ方向に分布しているものとして，両方の分布関数を組み合わせることにより，複雑な表面性状をもつきさげ仕上げ面の表面性状の特性を把握しうることを示した。さらにこのような高さ方向の微小突起分布をもつきさげ仕上げ2面の接触突起個数を求めるとともに，方向性があるきさげ仕上げ面の微小突起について種々の形状（楕円体，四角錐，三角柱，円柱）に模型化し，また面素の摺動方向に対するきさげ加工の方向の分布を考慮することによって境界潤滑条件下におけるきさげ仕上げ2面の接触状態を明らかにする手法に関しても理論的に検討した。

## 8.5 きさげ仕上げ案内面の静摩擦特性

きさげ仕上げ案内面の表面性状の定量的な把握方法に関する理論的な考察結果について実験的にその妥当性を明らかにした。すなわちまずきさげ仕上げ面に関し、きさげ仕上げ面模型から求めた面素の分布関数および面素内微小突起の分布関数と、表面あらさ曲線から求めた実際の面素の分布関数および面素内微小突起の分布関数とはよく一致し、きさげ仕上げ面の表面性状に関する仮定は妥当なものであることを明らかにした。面素内微小突起の形状を楕円体と仮定したとき、静摩擦係数の理論値と実験値がよく一致した。したがって境界潤滑条件下の静摩擦特性を評価する上で、方向性をもつきさげ仕上げ面の微小突起は楕円体と仮定することが最も適切であることを明らかにした。またきさげ方向の分布は、きさげ面の写真の測定から、離散的な分布をしており、その方向は摺動方向に対して $0^\circ$ 、 $90^\circ$ 、 $45^\circ$ 、 $135^\circ$ のいずれかであり、理論で仮定した方向とよく一致した。さらに、きさげ方向の分布を種々に変えた場合の静摩擦係数の計算値と実験値を比較した結果、きさげ方向は静摩擦特性にかなり影響を及ぼすことも示した。

摺動速度を広範囲に変えて摩擦実験を行なった結果、表面性状に方向性が少なく比較的均質なカップ研削面により求められた静摩擦係数の静止時間依存性に関する加藤らの表示式は、極めて複雑な表面性状をもつきさげ仕上げ案内面の静摩擦特性についても定量的によく適合することが明らかとなった。さらに、きさげ仕上げ2面間の静摩擦特性に関する静止時間依存性の発生機構について、加藤らがカップ研削面で求めた境界潤滑下の微視的スキューズ効果による理論的考察を、潤滑油を種々変えた場合のきさげ仕上げ面に適用し



たところ，静摩擦係数に関する理論値と実験値はよく一致し，きさげ仕上げ面の静摩擦特性に関する静止時間依存性の発生機構についても微視的スキューズ効果によりよく説明できることが明らかとなった。またこの静摩擦特性に関する静止時間依存性は，きさげ仕上げ面の組み合わせを変えるとかなり変動し，静摩擦特性に対する表面性状の影響が著しいことも明らかとなった。接触理論から求まる静摩擦係数と吸着油膜厚さの関係と，静摩擦係数の実験結果から逆算して求めた吸着油膜厚さと静摩擦係数の関係がよく一致することからも，きさげ仕上げ面の静摩擦特性に関する理論的な考察が妥当であることを示した。

#### 8.6 きさげ仕上げ面の表面性状，潤滑油の特性および接触荷重が静摩擦特性に及ぼす影響

境界潤滑条件下におけるきさげ仕上げ面の静摩擦特性に関する理論的考察の妥当性が実験的にも明らかにされたことから，きさげ仕上げ面の静摩擦特性についてより一般的に考察するため，きさげ仕上げ面の各表面性状パラメータを広範囲に変えて種々のきさげ仕上げ面の組み合わせを想定し，表面性状パラメータが静摩擦特性に与える影響を，きさげ仕上げ2面が同一の表面性状をもつ場合および異なる表面性状をもつ場合について，静摩擦係数  $\mu_s$ ，接触突起個数の割合  $P_s$ ，接触面積中に占める金属接触面積の割合  $\lambda_s$  などにより理論的に検討した。その結果，きさげ仕上げ2面の表面性状が同一の場合および異なる場合においても，表面性状パラメータのうち静摩擦特性に大きな影響を及ぼすのは，面素内微小突起の最大あら

さ  $h_{max}$  , 面素の黒当りの割合  $\alpha$  , 面素内微小突起の一次の分布係数  $\delta$  等であることを明らかにした。単一楕円体突起の接触模型により,  $h_{max}$  の静摩擦特性に及ぼす影響について詳細に考察するとともに,  $\alpha$  と  $\delta$  は静摩擦特性についてよく似た影響を与えるが, このような現象が生ずる機構についても検討を加えた。またこれらの表面性状パラメータを変えた場合, 接触突起個数が極大となる表面性状パラメータ値の存在することが明らかとなった。さらに実験に供した仕上げ程度の異なる3組のきさげ仕上げ面の表面性状値を用いて静摩擦特性を計算した結果, 実験値と定性的にはよく一致することから, これまでのきさげ仕上げ面の表面性状の把握方法ひいては静摩擦特性の評価方法の妥当性が明らかとなった。

次に, きさげ仕上げ面の表面性状を表わす各パラメータとの関連において, 吸着油膜厚さ  $t_b$  が静摩擦特性に与える影響について検討した。その結果, いずれの表面性状との関連においても, 吸着油膜厚さ  $t_b$  は静摩擦特性に極めて大きな影響を与えることを明らかにした。また静摩擦特性に及ぼす接触荷重の影響を検討した結果, きさげ仕上げ面の静摩擦特性には荷重依存性があることも明らかとなった。

きさげ仕上げ面の摩擦特性は, きさげ仕上げ面の表面性状を総括的に表わす一つの無次元量 (単一表面性状係数  $\xi$ ) の積によって総合的に整理することができ, 積の値が大きいきさげ仕上げ面の組み合わせほど摩擦係数は減少することから, きさげ仕上げ案内面の静摩擦特性ひいては摺動体の摺動挙動を改善するためには, この単一表面性状係数  $\xi$  に含まれる表面性状パラメータ (黒当りの割合  $\alpha$  , 面素内微小突起の一次の分布係数  $\delta$  , 微小突起の曲率半径  $R$  ,  $R'$  , 面素内微小突起の最大あらさ  $h_{max}$  , 微小突起の平面分布密度  $Z$  ,

Z' ) を改善することによりもの大きいきさげ仕上げ面を使用すればよいことを明らかにした。

## 謝

## 辞

本研究の遂行にあたり，終始懇切なる御指導，御鞭撻を賜わりました名古屋大学加藤仁教授に心より感謝申し上げます。

また，種々御助言，御批判を賜わりました名古屋大学河合望教授，山口勝美教授に感謝申し上げます。さらに本研究に関し，絶えず懇切なる御指導，御助言を賜わりました岐阜大学丸井悦男教授に深謝いたします。

また本研究遂行のため，国内留学の機会を与えていただきました名城大学藤吉正之進教授，大西欣一教授に感謝いたします。また，本研究に関し惜しめない協力をいただきました超精密加工研究室の皆様，とりわけ実験に関し多大なる協力をいただきました千田進幸氏に感謝申し上げます。

## 参考文献

- ( 1 ) 木村・岡部：トライボロジー概論，養賢堂(1982)，119.
- ( 2 ) W.B.Hardy and I.Doubleday, Proc. Roy. Soc. Lond, A100, 550(1922)
- ( 3 ) F.P.Bowden and D.Tabor: The Friction and Lubrication of Solids, Part 1, Calrendon Press (1950), 223.
- ( 4 ) R.Holm: Electric Contacts, H.Gebers Forlag (1946), 2.
- ( 5 ) Y.Tamai・B.G.Rightmire, Trans. A.S.M.E., Jour. Basic Engineering, Sep. 1965, 735.
- ( 6 ) 原島・園田，応用物理，13(1944)，347.
- ( 7 ) 曾田：摩擦と潤滑，岩波全書192(1954)，88.
- ( 8 ) S.J.Needs, Trans A.S.M.E., May 1940, 331.
- ( 9 ) B.V.Deryaguin・V.V.Karassev・N.N.Zakhavaeva・V.P.Lazarev, Wear, vol.1.(1957/58), 277.
- (10) C.M.Allen・E.Drauglis, Wear, 14(1969), 363.
- (11) A.J.Smith・A.Cameron, Proc.R.Soc.Lond. A. 328, (1972), 541.
- (12) T.C.Askwith・A.Cameron・R.F.Crouch, Proc. R.Soc. Lond, A.291(1966), 500.
- (13) A.T.J.Hayward・J.D.Isdale, Brit. J.Appl. Phys. (J.Phys.D), 1969, ser.2, vol.2, 251.
- (14) 上条・草間・笹田，潤滑，14-6(1969)，287.

- (15) 笹田・上条, 潤滑, 14-6(1969), 296.
- (16) 末高, 潤滑, 21-4(1976), 272.
- (17) 鈴木・佐藤・末高, 潤滑, 24-9(1979), 592.
- (18) 横田, 潤滑, 19-3(1974), 229.
- (19) 曾田・小西, 潤滑, 13-11(1968), 602.
- (20) 曾田・小西, 潤滑, 14-11(1969), 624.
- (21) 桜井・馬場・小原, 潤滑, 3-6(1958), 293.
- (22) A. I. Bailey・J. S. Courtney-Pratt, Proc. Roy. Soc. Lond., A 227(1955), 500.
- (23) R. W. Wilson, Proc. Phys. Soc. 68, 9-B(1955), 625.
- (24) B. J. Briscoe・B. Scruton・F. R. Willis, Proc. Roy. Soc. Lond. A 333, 99-114(1973), 99.
- (25) H. Okabe・S. Ida, ASLE Transactions, vol. 20, 2(1977), 126.
- (26) C. O. Timmons・W. A. Zisman, Jour. Phys. Chemistry, vol. 69, NO. 3, March(1965), 984.
- (27) O. Levine・W. A. Zisman, Jour. Phys. Chemistry, vol. 61, Sep. (1957), 1188.
- (28) 中井, 日本機械学会論文集, (第3部), 39-324(1973), 2555.
- (29) K. A. Nuri, Wear, 42(1977), 355.
- (30) 加藤・松林, 日本機械学会論文集, 35-273(1969), 1138.
- (31) 加藤・松林, 日本機械学会論文集, 35-273(1969), 1147.
- (32) 加藤・松林・佐藤, 日本機械学会論文集, 37-299(1971), 1427.
- (33) 加藤・松林・佐藤, 日本機械学会論文集, 39-317(1973),

339.

- (34) J . F . Archard, Proc. Roy. Soc., Ser. A , 243  
(1958), 190.
- (35) D . Landheer · A . J . G . Dackus · J . A . Klostermann,  
Wear, 62(1980), 255.
- (36) 岡部 · 木村, 機械の研究, 27(1975), 1067.
- (37) 築添, 日本機械学会誌, 62-491(1959), 1753.
- (38) 甲藤, 日本機械学会論文集, 22-122(1956), 693.
- (39) I . V . Kragelsky · N . B . Demkin, Wear, 3(1960), 170.
- (40) 木村, 潤滑, 11-11(1966), 467.
- (41) S . Kato · N . Sato · T . Matsubayashi, Trans. A . S .  
M . E , Ser. F , 234, July, (1972).
- (42) V . V . Izmailov · M . S . Kourova, Wear, 59(1980),  
409.

## 研 究 業 績

### A 本論文に関係するもの

No.	論 文 題 目	発表年及び発表雑誌等の名称	共同研究者
1	きさげ仕上げ案内面の静摩擦特性について (第1報, 表面性状の一評価法)	昭和54年1月 日本機械学会論文集 C編, 45巻, 389号 PP. 108~117	加 藤 仁 丸 井 悦 男 松 林 恒 雄
2	きさげ仕上げ案内面の静摩擦特性について (第2報, 表面性状と静摩擦特性)	昭和54年1月 日本機械学会論文集 C編, 45巻, 389号 PP. 118~128	加 藤 仁 丸 井 悦 男 松 林 恒 雄
3	Characteristics of Surface Topography and Static Friction on Scraped Surface Slideway Part1	昭和55年5月 Trans. of ASME Journal of Engineering for Industry Vol.102, PP.97~103	S.Kato E.Marui T.Matsubayashi
4	Characteristics of Surface Topography and Static Friction on Scraped surface Slideway Part2	昭和55年5月 Trans. of ASME Journal of Engineering for Industry Vol.102, PP.104~108	S.Kato E.Marui T.Matsubayashi
5	境界潤滑における摩擦特性に及ぼす潤滑油の影響について (第1報, 境界潤滑モデルに関する一つの考え方)	昭和59年3月 日本機械学会論文集 C編, 50巻, 451号 PP. 546~553	加 藤 仁 丸 井 悦 男 千 田 進 幸



6	境界潤滑における摩擦特性に及ぼす潤滑油の影響について (第2報, 潤滑油の境界潤滑性能の評価)	昭和59年3月 日本機械学会論文集 C編, 50巻, 451号 PP.554~560	加藤 仁 丸井 悦男 千田 進幸
7	境界潤滑条件下のきさげ仕上げ面の静摩擦特性	昭和59年3月 名城大学理工学部研究報告 第24号 PP. 44~53	加藤 仁 丸井 悦男 千田 進幸
8	境界潤滑条件下のきさげ仕上げ面の静摩擦特性 (第2報)	昭和60年 名城大学理工学部研究報告 第25号 PP.57~64	加藤 仁 丸井 悦男 千田 進幸
9	境界潤滑条件下のきさげ仕上げ面の静摩擦特性 (第3報)	昭和60年 名城大学理工学部研究報告 第25号 PP.65~73	加藤 仁 丸井 悦男 千田 進幸
10	The Influence of Lubricants on Static Friction Characteristics under Boundary Lubrication	Trans.of ASME Journal of Tribology に掲載決定	S.Kato E.Marui S.Senda

B その他

11	工作機械案内面の研究(第4報) (研削条件が案内面の摩耗に及ぼす影響)	昭和44年8月 名城大学理工学部研究報告 第10号 PP.138~143	藤吉 正之進 井村 隆
12	工作機械案内面の研究(第5報)	昭和44年8月	藤吉 正之進

	(研削仕上げによる案内面の残留応力, 続)	名城大学工学部研究報告 第11号 PP.78~82	井村 隆
13	工作機械案内面の研究(第6報) (研削条件が案内面の摩耗に及ぼす影響, 続)	昭和45年10月 名城大学工学部研究報告 第11号 PP. 83~88	藤吉 正之進 井村 隆
14	案内面の加工条件が摩耗に及ぼす影響について(第1報)	昭和45年10月 精機学会 昭和45年秋季大会	藤吉 正之進 井村 隆
15	工作機械案内面の研究 (案内面の加工条件が摩耗に及ぼす影響について-第2報)	昭和46年11月 精機学会 昭和46年秋季大会	藤吉 正之進
16	ドリルの切削性能 (先端角, 振れ角, 逃げ角の切削性能に及ぼす度合について)	昭和46年12月 名城大学工学部研究報告 第12号 PP. 121~127	藤吉 正之進 井村 隆
17	内部応力の摩耗に及ぼす影響 (第1報)	昭和47年10月 精機学会 昭和47年秋季大会	藤吉 正之進
18	工作機械案内面の研究(第7報) (複合加工による案内面の残留応力)	昭和47年12月 名城大学工学部研究報告 第13号 PP. 81~87	藤吉 正之進
19	ドリルの切削性能(第2報) (チゼルエッジ部の切削抵抗とシンニング効果)	昭和47年12月 名城大学工学部研究報告 第13号	藤吉 正之進

		PP. 88~92	
20	エンドミルの切削特性	昭和50年11月 精機学会 昭和50年秋季大会	藤 吉 正之進
21	摩擦圧接の基礎的研究(第1報) (S25C材の圧接状態についての実験的考察)	昭和51年3月 名城大学工学部研 究報告 第16号	藤 吉 正之進
22	摩擦圧接の基礎的研究(第2報) (S45C材の加工履歴が圧接強度に及ぼす影響)	昭和54年7月 名城大学工学部研 究報告 第19号 PP. 122~128	藤 吉 正之進 久 保 勝 司 平 井 幸 男
23	予ひずみを受けたS45C材の摩擦圧接特性	昭和55年11月 摩擦圧接協会 昭和55年度秋季研究会	藤 吉 正之進 久 保 勝 司 平 井 幸 男
24	微小切込み傾斜二次元切削における切削抵抗と残留応力	昭和56年3月 名城大学工学部研 究報告 第21号 PP.104~111	藤 吉 正之進
25	ドリハの切削特性(第1報) (ドリハの切削抵抗変化特性)	昭和58年12月 精密機械 49巻, 第12号	藤 吉 正之進 清 水 昭 八
26	ドリハの切削特性(第2報) (ドリハの切削抵抗解析)	昭和60年 精密機械に掲載決定	藤 吉 正之進 清 水 昭 八