

表面あらし変化による金属接触面の
圧力分布測定法に関する研究

加 藤 隆 雄

表面あらさ変化による金属接触面の
圧力分布測定法に関する研究

加 藤 隆 雄

881724

目 次

第1章 緒論	1
第2章 接触圧力分布の測定 (その1, 三角形状の規則的なあろさをもつ金属 面の場合)	6
2.1 接触圧力分布の測定原理	7
2.2 実験方法	15
2.3 実験結果	17
2.3.1 円柱端面と平面の接触圧力分布	19
2.3.2 球面と平面の接触圧力分布	23
2.3.3 接触部の摩擦が圧力分布におよぼす影響	27
2.3.4 接触圧力分布におよぼす表面あろさの影 響	29
2.3.5 接触圧力分布におよぼす圧子の剛性の影 響	31
2.3.6 本測定法の考察	34
2.4 結論	38
第3章 接触圧力分布の測定 (その2, ランダムなあろさをもつ金属面の場合)	40
3.1 ランダムなあろさをもつ各種仕上げ面の表面あ ろさの負荷圧力による変化特性	41

3.2	実験方法	50
3.3	実験結果	
3.3.1	円柱端面と平面および球面と平面の接触 圧力分布	52
3.3.2	測定結果と弾性理論解の比較	60
3.3.3	接触圧力分布におよぼす試片の寸法およ び形状の影響	62
3.4	結論	65
第4章	応用測定実験(実測例)	66
4.1	円環と平面の接触圧力分布	67
4.1.1	接触圧力分布の測定	67
4.1.2	接触圧力分布の表示式	73
4.2	試片材料の接触圧力分布におよぼす影響	80
4.3	円柱圧子に切欠きのある場合の接触圧力分布	84
4.4	端に丸味のある円柱圧子と平面の接触圧力分布	87
4.5	平面試片に傷がある場合の接触圧力分布	88
4.6	ボルト結合部の接触圧力分布	90
4.7	潤滑油の負担圧力分布	97
第5章	結論	102
	謝辞	104
	参考文献	105

第1章 緒論

工作機械のボルト結合部をはじめ、各種機械要素間の金属接触面の圧力分布は、結合部の剛性に密接に関連し、工作機械の安定性や工作物の加工精度に大きな影響を与える。また表面あらさのある各種接触面の接触圧力分布を知ることは、現実の金属接触面間の摩擦、磨耗および潤滑などのトライボロジーの問題を始め、接触面をもつ機械要素の熱伝導や接触電気抵抗の問題を考へるうえで重要な手掛りの一つであり、実用的にも解析的にも非常に興味ある問題である。このため、金属接触面間の圧力分布を求めらる問題は、古くから関心がもたれ数々の研究が行われてきた。

このような接触問題は、解析的には Boussinesq, Hertz の古典的な研究に端を発し、以後、弾性論に基づいて多くの研究者⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾によって取扱われてきた。しかし、これらはいずれも接触面が理想的な平滑面で摩擦が作用してないことを前提にしており、しかも単純な形状についての軸対称問題、あるいは二次元問題といった非常に限られた条件の場合しか取上げていない。また最近では、電子計算機の大規模・高速化に伴ない、従来解析が困難とされてきた問題が取扱えるようになり、ポイント・マッチング法⁽⁵⁾あるいは有限要素法⁽⁶⁾を用いてその数値解析が試みられてきているが、必ずしも十分解明されているとは言えない。あらさのある面の接触問題に関しては、微小突起の形状やその高さ方向の分布および突起の変形モード種々に仮定して接触圧力分布を求め、負荷荷重の大きさや表面あらさが圧力分布におよぼす影響を検討している報告⁽⁷⁾⁻⁽⁹⁾もみられるが、実

験的検証はなされていない。

実験的に接触圧力分布を求める方法は、各種の分野で工夫、開発されてきている。そのうち主なものとしては、測圧ピン法⁽¹⁰⁾、光弾性法⁽¹¹⁾⁽¹²⁾、超音波法⁽¹³⁾などがあげられる。以下に簡単に各測定法の特徴を述べる。

測圧ピン法は、主に塑性加工の圧延の分野で古くから盛んに使用されているが、精巧な実験装置が必要で、測圧ピンと工具にあけたピン穴のクリアランスやピンの突出量の設定が難しく、測定精度や再現性に問題がある。また、測定のため工具にピン穴を設け接触面の状態や性質（摩擦条件や剛性など）を変化させるので、特に弾性接触においては、本来求めようとする接触圧力を測定できないところがある。さらに、この方法はピンの直径に相当する面積に作用する圧力の平均値を求められているため、比較的広い接触部分の測定は可能であるが、応力集中部などの圧力変化の激しい部分での測定には向かない。

光弾性法は本質的には模型による実験であり、被測定物体の材料が特殊な光弾性材料に限定され、その機械的特性は実際に使用される材料のそれとは必ずしも類似しない点が問題である。またこれは特別の実験装置が必要であり、測定に手数がかかるのを難点である。しかし、この方法は他の方法と異なり、接触境界面の接触圧力ばかりでなく、接触物体内部の種々の応力の分布状態をき知る事ができる利点がある。

超音波法は接触部の真実接触面積が負荷荷重により変化すると、それに応じて超音波の反射特性が変化することに着目した圧力測定法であり、実物の接触面を用い実際の接触状態や性質をそのまま保

持し、負荷状態のまま接触圧力の測定ができるという大きな利点をもっている。しかし、1回の測定で得られる接触圧力は検出器の直径(5~20mm)の広い範囲の圧力の平均値であり、この方法は測圧ピン法と同様に測定対象の大きい場合には問題ないが、微小な接触部分あるいは圧力変化の著しい部分の測定に適用できない。またこの方法は、接触部の表面あうさや表面性状が測定値に著しい影響をおよぼすので、被測定物と全く同一の表面条件での較正実験があらかじめ必要であり、現状では定量的な接触圧力の測定には精度が十分でなく、定性的な接触パターン測定にとどまっている。

二つの金属面が接触する場合、一般に表面はあうさをもっているため、実際の接触は表面の微小突起の先端のみで生ずる。このため金属の母材内部が弾性変形状態であって、この突起先端は負荷荷重に応じて塑性変形し、その結果接触部分の表面あうさが修正される。本研究は、この現象を利用して表面あうさの変化量を求めることにより、接触部の圧力分布を簡単でしかも正確に測定する方法を開発しようとするものである。前述の種々の接触圧力測定法と比較して本測定法の主な特徴をあげると次のようである。

- (1) 特別の実験装置を必要とせず比較的簡単に接触圧力が測定できる。
- (2) モデル実験ではなく、実際に使用される種々の材料で接触圧力が測定できる。
- (3) 測定のためになんらかの形で接触面の状態や性質を変化させることがないため、本来求めようとする実際の接触圧力が測定できる。
- (4) 表面のあうさを検出子として使用するため、その微小突

起の間隔と同程度の狭い部分の接触圧力が測定できる。

(5) 精度良く測定するために表面のあろさが十分変化するような大きな荷重を負荷する必要があるので、比較的高圧力の測定に限定される。

本文では、理想的な三角形状の突起の変形をすべり線場理論で考察し、母材の圧力分布がこの突起の高さの変化量の分布を求めることにより測定できることを明らかにした。そして、実際にこのような三角形の突起形状をきつ表面あろさを旋削により金属表面に加工し、この仕上げ面に本測定法を適用し、接触圧力の測定の可能性を検討した。まず、Boussinesq および Hertz によりその理論的解析が行われている円柱端面と平面、および球面と平面間の接触圧力分布を測定し、これらの理論結果と比較した。その結果、本測定法により十分精度良く接触圧力分布が測定可能であることを示し、さらに表面あろさの大きさや接触面の剛性が接触圧力分布におよぼす影響を確かめた。

つぎに、この表面あろさ変化を利用して接触圧力を測定する方法を、より一般性のあるランダムなあろさをきつ金属面に適用することを考えた。まずランダムなあろさをきつ種々の仕上げ面を取り上げ、負荷圧力と表面あろさの変化との関係を吟味することにより、いかなる仕上げ面が接触圧力を精度良く測定するのに適しているかを検討した。ついで、この接触圧力測定に最適と考えられるランダム均一なあろさをきつブラスト仕上げ面を使用し、三角形状のあろさときつ仕上げ面の場合と同様に、円柱端面と平面および球面と平面の接触圧力分布を測定した。この測定結果を前述の理論結果と比較することにより、このようなランダムなあろさをきつ金属面

に對して本測定法が適用可能であることを示した。

最後に、この接触圧力測定法を実際的かつ具体的な種々の接触問題に応用し、その圧力分布を求めるとともに前述の本測定法の特徴を明らかにした。

第2章 接触圧力分布の測定

(その1, 三角形状の規則的なあらしをもつ金属面
の場合)⁽⁴⁾

本章では, 三角形状の規則的なあらしをもつ金属面によつて接触面の圧力分布の測定を試みる. まず, このような表面あらしのモデルとして2次元的な三角形状の単一突起を考え, この突起の変形をすべり線場理論に基づいて考察し, その高さの変化量から接触圧力を求める方法を導く. ついで, 実際にこのような高さ一定で規則的な三角形状のあらしをもつ金属面を旋削により加工し, 接触後のあらしの変化量の分布を測定することにより接触圧力分布を求める. この測定結果を対応する弾性理論解と比較することにより本測定法の妥当性を検討する.

2.1 接触圧力分布の測定原理

工学的に実際に使用される金属表面は、弾性論において仮定されているように完全になめらかなものではなく、その金属分子の寸法に比較すれば非常にあらうものである。したがって、二つの物体を接触させると、真の接触は面全体にわたって連続的に生ずるのではなく、表面の微小で不連続ないくつかの突起の先端のみで生じ、真実接触面積は見かけの接触面積の極一部にしかすぎない。工業的にいかなる良好な表面をもつてしても、このような接触状態を避けることはできない。そしてこの表面の微小突起を通じてのみ一方から他方へ荷重が伝えられるため、その真実接触部の圧力は非常に高く、Bowden と Tabor⁽¹⁵⁾ がその初期の研究において主張しているように、

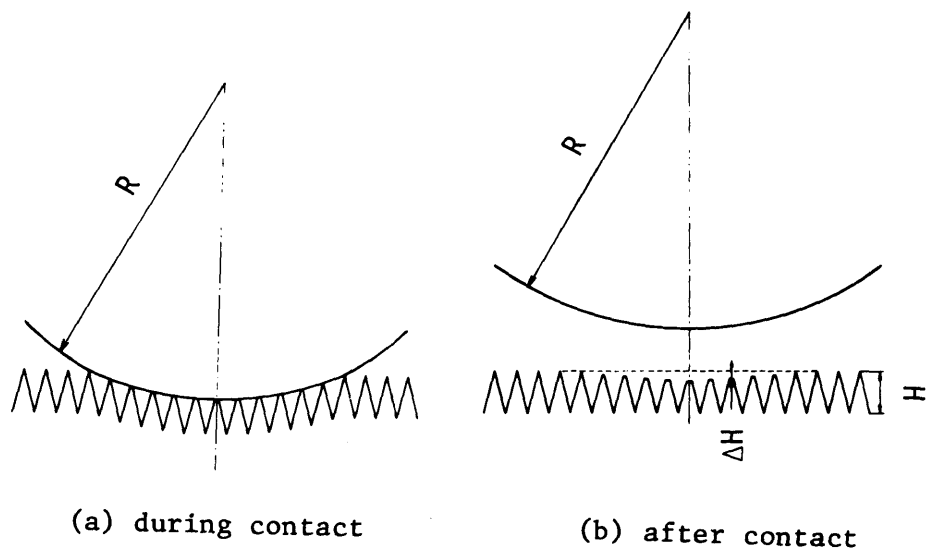


図 2.1 なめらかな球とあらうさのある平面の接触

ほぼやわらかなほうの材料の突起の流動圧力に等しくなっており、そのと考えられる。したがって、この微小突起の先端は母材内部が弾性変形状態であり、その局部の圧力に応じて塑性変形し、接触後初期の表面あろさが修正される。この修正された表面あろさの分布を求めることによって、逆に接触部の圧力分布を求めようとするのが本測定法である。この測定法の基本原理は、表面の微小突起の塑性流動圧力を一定とみなし、塑性変形した突起先端の接触面積は、その部分に作用した荷重に比例することを利用しているところにある。

一般にあろさのある2面の接触問題は、一方がなめらかな面と他方が両面のあろさを加えたあるあろさのある面の接触と等価なものに置き換えて考えることができる。したがって一方があら1面と他方がなめらかな面の接触は、両方があら1面の接触の十分なモデルである。⁽¹⁶⁾

いま議論を簡潔にするため、一方が硬度が大きくなめらかな表面をもつ金属と、他方が硬度が小さく高さ一定の規則的な三角形の表面あろさをもち金属の接触を考える。(図2.1参照) これらの2面が接触すると母材内部が弾性変形状態であり、そのとき、表面の突起の先端は局部の高い圧力に応じて図2.1(a)のように塑性変形する。このとき、負荷荷重は突起先端のみを通じて一方から他方へ伝えられ、接触点の圧力は負荷荷重を支えるため非常に高く、突起の降伏圧力の大きさをもち、そのと考えられる。一方、接触後においては、あろさをもち面は図2.1(b)のように母材は弾性回復して元にもどるが、表面の微小突起の先端には永久変形が残りあろさが修正される。

つぎに、この表面の1個の突起の変形について考えることにする。

この問題を平面ひずみ問題と仮定して議論を進める。すなわち、図 2.2 に示すような頂角 2θ をもつ三角形の突起の頂点 a をなめらかな剛体平面によつて対称的に圧縮する場合を考え、すべり線場理論を適用する。ここで塑性領域が発達してゆく際、全体の形状が幾何学的相似性を持続するものと仮定する。もちろん実際問題において厳密に相似性が実現されることはないが、実験誤差範囲の相似性は容易に得られるものと考えられる。

本実験の場合のように頂角の比較的大きな突起に対し実現可能な解として Hill の第 2 解⁽¹⁷⁾ がある。(図 2.2 参照) この解に従えば、 bc を任意の瞬間における剛体平面とつづれた突起の接触面とすると、この面 bc に作用する圧力 P_H は次式で表わされる。

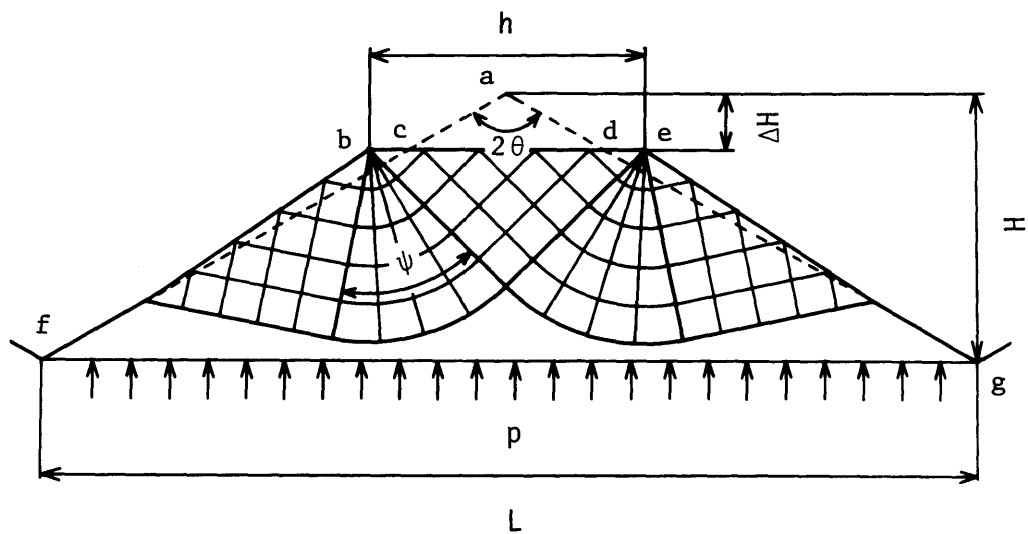


図 2.2 突起の変形モデル

$$P_H = 2f(1 + \psi) \text{ ----- (2.1)}$$

ψ : すべり線場扇形部の角度

f : 突起の降伏せん断応力

また頂角 2θ , 突起の接触幅 $f (= \overline{be})$, 圧下量 ΔH と角度 ψ の間には, 体積一定則を満たすための幾何学的関係より次の関係が成立する.

$$\tan \theta = \frac{(1 + 2 \sin \psi)^2}{4 \cos \psi (1 + \sin \psi)} \text{ ----- (2.2)}$$

$$\frac{f}{\Delta H} = \frac{1 + 2 \sin \psi}{\cos \psi} \text{ ----- (2.3)}$$

これより圧下率 $\Delta H/H$ と接触率 $R (= f/L)$ の関係を求めると,

$$R = \frac{f}{L} = \frac{f}{2H \tan \theta} = \frac{2(1 + \sin \psi)}{1 + 2 \sin \psi} \frac{\Delta H}{H} \text{ ----- (2.4)}$$

L : 突起のピッチ

と表わされ, 突起の頂角が一定であれば, 接触率 R は突起の圧下率に比例することになる. また, 母材の軸方向の平均圧力 P は, 垂直方向の力のつりあいより (紙面に垂直に単位長さを取って考える)

$$p = p_H \frac{h}{L} = \frac{2(1+\sin\psi)}{1+2\sin\psi} p_H \frac{\Delta H}{H} \quad \text{----- (2.5)}$$

と表わされる。これは、突起の頂角が一定で任意の変形状態において突起の圧下量がわかれば、その時の母材の平均圧力 p を容易に求められることを示している。

塑性変形域が谷底に到達するまではこのすべり線場解が成り立ち、式(2.1)～(2.5)が適用できるが、それ以後は別のすべり線場に移行し適用できなくなる。突起と母材の降伏強さが同じとすると、塑性変形域が谷底に達したときには次の関係が成立する。

$$\Delta H + h \cos\psi = H \quad \text{----- (2.6)}$$

この限界の圧下率を $(\Delta H/H)_{cr}$ とすると、

$$(\Delta H/H)_{cr} = \frac{1}{2(1+\sin\psi)} \quad \text{----- (2.7)}$$

と表わされる。本実験で使用する突起の半頂角は約 $70 \sim 80^\circ$ である。この角度について限界値 $(\Delta H/H)_{cr}$ を式(2.7)より求めると 0.26 が得られ、突起が初期の高さの約 $\frac{1}{4}$ 程度つぶれるまでは接触面積は圧下量に比例することになる。すなわち、突起の高さの変化量 ΔH を知ることにより、式(2.5)よりその場所の母材の平均圧力を求めることができる。以上の議論は、材料が完全剛塑性体で接触部に摩擦が作用しない理想的な条件の場合である。

つぎに、接触部に摩擦が作用する場合を考える。接触部に摩擦がないとき、図 2.2 における接触長さ h は突起の頂角が $140 \sim 160^\circ$ の場合、式 (2.4) より長さ \overline{cd} の 1.3 倍程度になることがわかる。摩擦が十分大きいときの接触長さは、この図の \overline{cd} になるものと考え、実際の接触長さ h^* は接触部の摩擦に応じて、 $h^* = (1 \sim 1.3) \cdot \overline{cd}$ の範囲に入るものと予想される。したがって、平均圧力 P は次のように表わされる。

$$P = p_H^* \frac{h^*}{L} = (1 \sim 1.3) p_H^* \frac{\overline{cd}}{L} = (1 \sim 1.3) p_H^* \frac{\Delta H}{H} \quad \text{--- (2.8)}$$

p_H^* : 摩擦の影響を含んだ突起の降伏圧力

本実験のように突起の変形量が比較的小さく ($\Delta H/H < 0.4$)、その変形に突起間の相互干渉がない範囲においては、突起の圧下量にかかわらず接触部の摩擦条件が一定と考えれば、各圧下量における変形状態はそれぞれ相似関係 (擬似定常塑性流れ) あるものとみなされる。このとき式 (2.8) の $(1 \sim 1.3) p_H^*$ は、ある一定値を取り、母材の平均圧力 P は突起の圧下量 $\Delta H/H$ に比例することになる。この比例定数は接触部の摩擦に応じて $(1 \sim 1.3) p_H^*$ の範囲の値を取る。

(15)
Bishop らの実験データによれば、半頂角 68° の円すい圧子を平面に押し込んだときの降伏圧力 P_V (ビッカース硬さに相当) と本実験における半頂角 $70 \sim 80^\circ$ の突起を平面で押しつぶすときの降伏圧力 p_H^* との間には $p_H^* \approx 0.85 P_V$ の関係がある。これより、上述の平均圧力 P は $P = (0.85 \sim 1.15) P_V (\Delta H/H)$ と表わされ、通常の摩擦の範囲では近似的に $P = P_V (\Delta H/H)$ と考えても大きな違いはないものと予

想される。すなわち比例定数は突起のビッカース硬さの値を σ と
 となる。

また、突起が変形に伴って加工硬化する材料については、変形
 した材料の塑性ひずみ、したがってその変形応力は一定でなく、各
 点で異なるものと考えなければならぬので、前述のような塑性力
 学的な解を求めることは、著しく困難となる。しかし、変形に関与
 する部分全体についての平均的な降伏応力と平均的なひずみを
 考えることができる。一定頂角の突起に対して、変形した突起先端
 の形状は、塑性変形域が谷底に到達するまでは圧下量にかかわらず
 幾何学的に相似であるから、その有効変形量は常に同一であり、そ
 の降伏圧力は荷重に無関係である。したがって、塑性流動を生じて
 いる接触部の面積は、加工硬化する材料については荷重に比例する
 ものと考えられる。⁽¹⁵⁾

最後に、このような三角形状の規則的な一定のあらさを z 面の
 接触圧力分布を考える。初期の表面あらさとして一定の高さ H なる
 三角形状の突起を z 面が、接触後 $H(x, y)$ なるあらさの分布
 に変わったとすると、接触部に作用した圧力分布 $P(x, y)$ は、前述

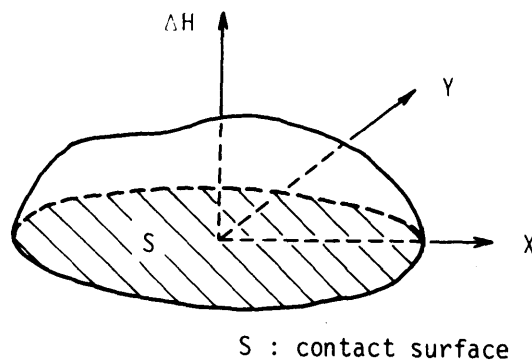


図 2.3
 あらさの変化量 ΔH
 の分布

の1個の突起の場合の結果より、次式で表わされる。

$$P(x, y) = p_H \frac{H - H(x, y)}{H} = p_H \frac{\Delta H(x, y)}{H} \text{-----} (2.9)$$

H : 初期の突起の高さ

p_H : 突起の降伏圧力

このときの負荷荷重 W は、圧力分布 $P(x, y)$ を接触面積 S (図2.3 参照) 全体について積分することによって次式のように求められる。

$$W = \iint_S P(x, y) dx dy = p_H \iint_S \frac{\Delta H(x, y)}{H} dx dy \text{--(2.10)}$$

S : 接触面積

したがって、突起の降伏圧力 p_H が既知であれば、接触前後の接触部の表面高さの変化量の分布 $\Delta H/H$ を測定することによって、その圧力分布ならびに負荷荷重の大きさを式(2.9), (2.10)によって求めることができる。

2.2 実験方法

本実験では、硬度が大きくてなめらかな表面をもつ金属面として球と円柱を用い、それぞれをあるさのある金属面に押しつけ、これら2種類の接触面について圧力分布の測定を試みた。この実験において、以後硬度の大きい金属面としての球および円柱を圧子 (Indenter)、硬度の小さいあるさのある金属面を試片 (Specimen) と呼ぶことにする。

実験に使用した圧子は合金工具鋼 (SKS2) で作成し、焼入れ後ラップピニングで表面をなめらかに仕上げた。球圧子は完全な球体ではなく、図 2.4 に示すような直径 100 mm、高さ 100 mm の円柱の一端面を種々の曲率の球面形状に仕上げたものを使用した。

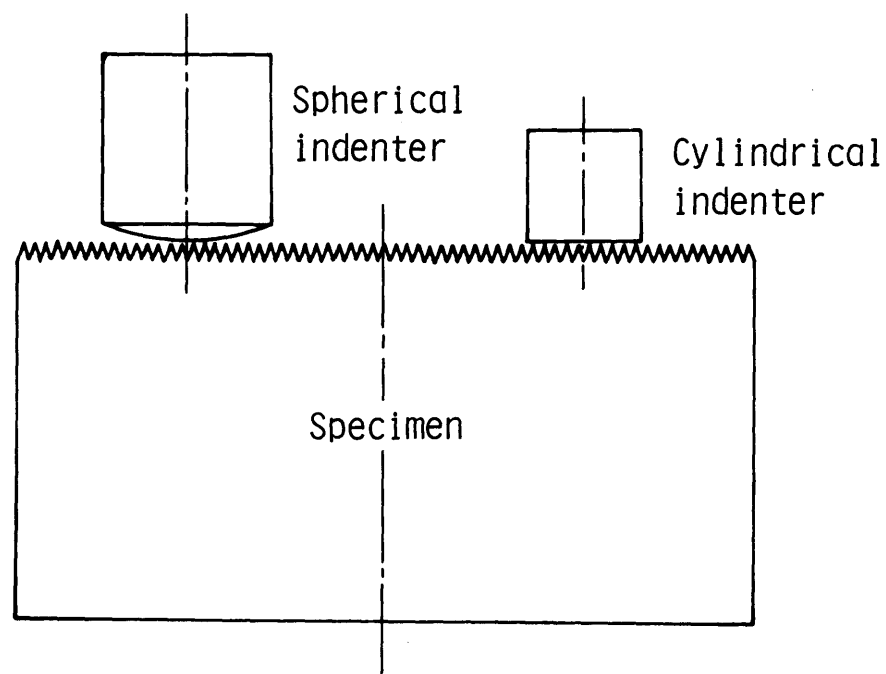


図 2.4 圧子と試片の接触

表 2.1 圧子と試片の諸元

	圧子		試片
形状	球	円柱	平面
寸法	R 420 R 860 R1750	$\phi 5 \times 5$ $\phi 20 \times 2$ $\phi 20 \times 20$	$\phi 150 \times 100$
材質	SKS2	SKS2	S35C
ビッカース硬さ H_v	750	630	210
表面あらさ $H_{max} \mu m$	0.2	0.2	5~40

圧子を押しつける試片は、直径 150 mm 高さ 100 mm の炭素鋼 (S35C) の丸棒の端面を超硬バイトにより適当な条件で旋削し、一定の高さの規則的な三角形断面をもつ表面あらさを設けた。

圧子および試片の寸法、材質、硬さなどの諸元を表 2.1 に示す。

圧子のビッカース硬さは試片のそれの 3 倍以上であり、2 面接触時の塑性変形は試片表面の突起部分にのみ生じ、圧子の表面は塑性変形しないと考えられる。

荷重の負荷は、油圧式万能材料試験機 (東京衡機製、容量 50 ton) により静的に行った。

接触後の試片表面のあらさの変化は、触針式表面あらさ計 (ラングテラホブリン製タリサーフ 10 型) により山すじに直角方向に測定した。

2.3 実験結果

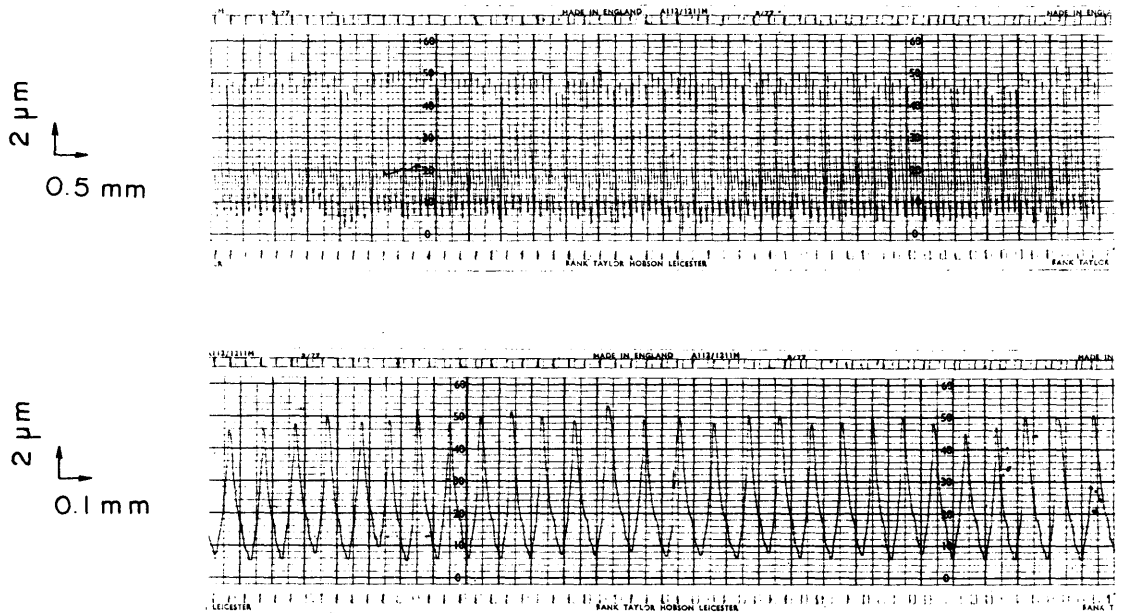


図 2.5 試片表面の断面曲線

旋削により設けた平面試片の表面の突起形状を触針式表面あかさ計で測定した一例を図 2.5 に示す。この例では、表面の突起の高さはほぼ一定(約 $8\mu\text{m}$)

で形状も三角形に近いものである。ただし、本実験では丸棒の端面を旋削して試片に突起を設けているため、バイトの刃先丸味の影響により、厳密に言えば断面形状が完全な三角

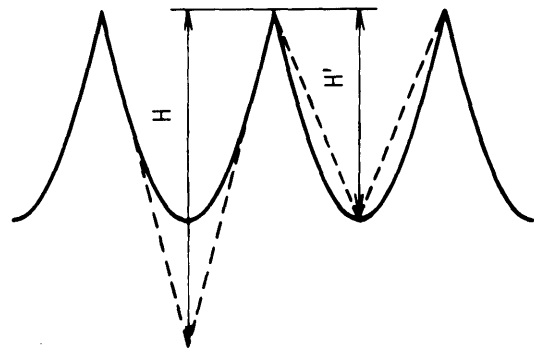


図 2.6 突起の形状の模式図

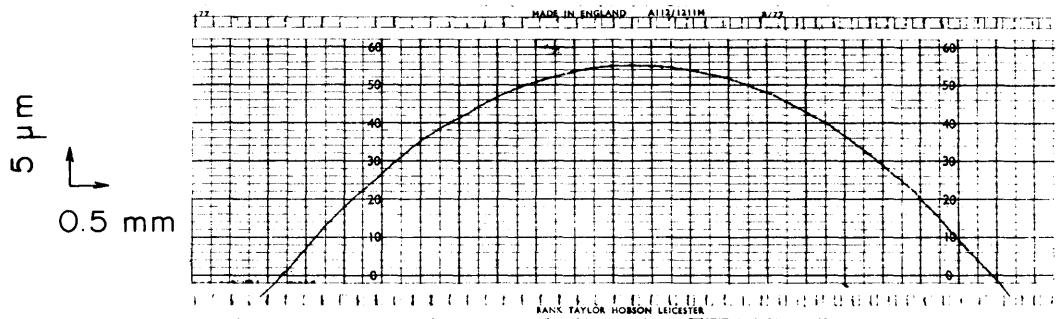


図2.7 球圧子(半径420 mm)表面の断面曲線

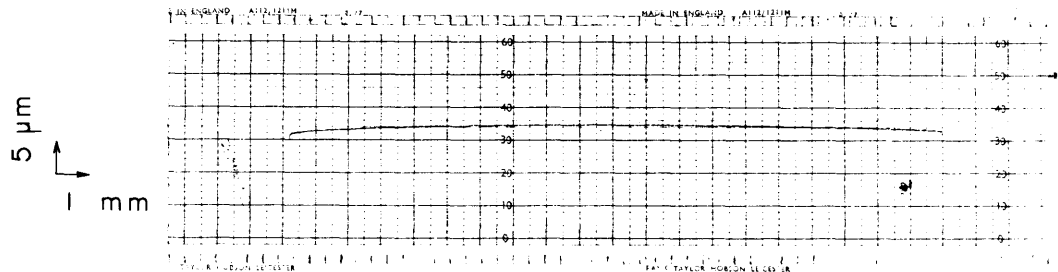


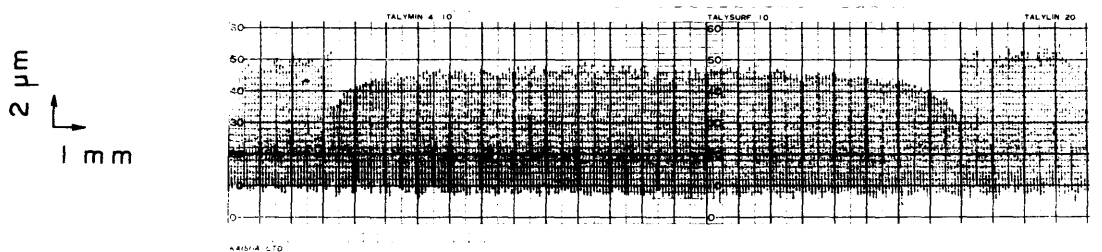
図2.8 円柱圧子(直径20 mm)表面の断面曲線

形の突起は得られない。模式的に示すと図2.6に示すような形状の突起となる。したがって、この図における H' を先に述べた三角形形の突起の高さとする、それだけ圧下面積を大きく見積もることになる。後に示すように、本実験での突起のつぶれ量は突起の上半部に限定されるため、上半部の形状を延長した三角形を考へ、実際の突起を図のような高さ H の三角形で近似した。すなわち、式(2.9)、(2.10)の初期あらしとして、図2.6に示す見かけの高さ H' でなく、延長した三角形の高さ H を用いた。

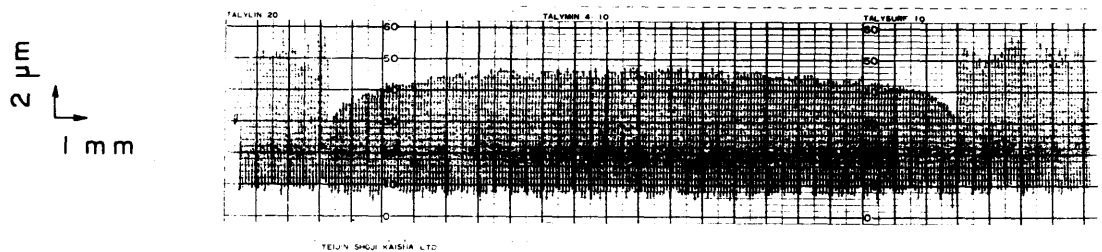
図2.7, 2.8は、実験に使用した球圧子(半径420 mm)と円柱圧子(直径20 mm)の表面形状を触針式表面あらし計で測定した一例であ

る。球圧子と円柱圧子の表面あらかしは、一部の傷を除いて $0.2\mu\text{m}$ 以下であり、図2.5に示す試片の表面あらかしに比べ十分なめらかで無視できるものである。また、円柱圧子の端面周囲のだれも極わずかである。

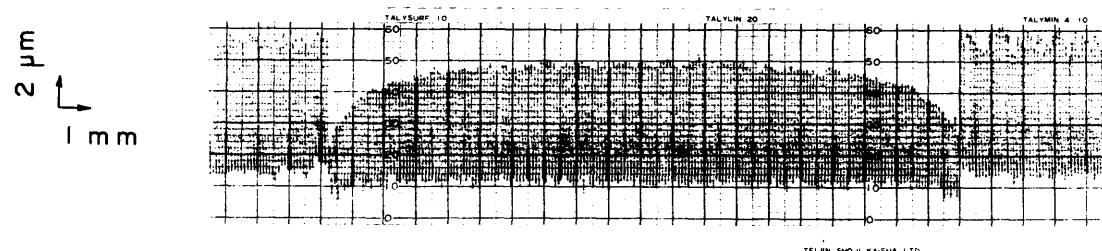
2.3.1 円柱端面と平面の接触圧力分布



(a) $W = 78.5\text{ kN}$



(b) $W = 98.1\text{ kN}$

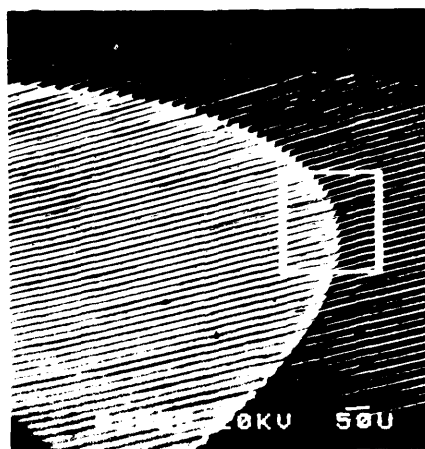


(c) $W = 118\text{ kN}$

図2.9 円柱圧子(直径20mm)を押しつけたときの試片の断面曲線

まず、円柱端面と平面が接触したときの接触圧力分布を測定する。図 2.9 は、直径 20 mm の円柱圧子の端面を 3 種類の荷重で試片に押しつけ、試片表面に生じたあろさの変化を触針式あろさ計で測定した一例である。表面あろさはすべて山すじに対して直角方向に測定している。これを見ると、図 2.9 (a), (b) の荷重では表面の突起のみに塑性変形が生じ、母材は弾性回復をして塑性変形していないことが明確に認められる。また、円柱端面の周辺部で突起の塑性変形量が大きく、中心に向かうにつれて徐々に減少しており、圧力が周囲で高く中心部で低いことをうかがわせる。図 2.9 (c) は、荷重をさらに増して試片母材にも塑性変形が生じた場合の結果で、参考のため例示した。本実験では、以後試片表面の突起のみに塑性変形し、母材は塑性変形しない条件下で圧力の測定を行った。

図 2.10 は、円柱端面を押しつけたとき試片表面の塑性変形した突起を走査型電子顕微鏡で観察した一例で、三角形状突起のつづれた



—|—
0.1 mm



—|—
0.02 mm

図 2.10 塑性変形した突起の電子顕微鏡写真

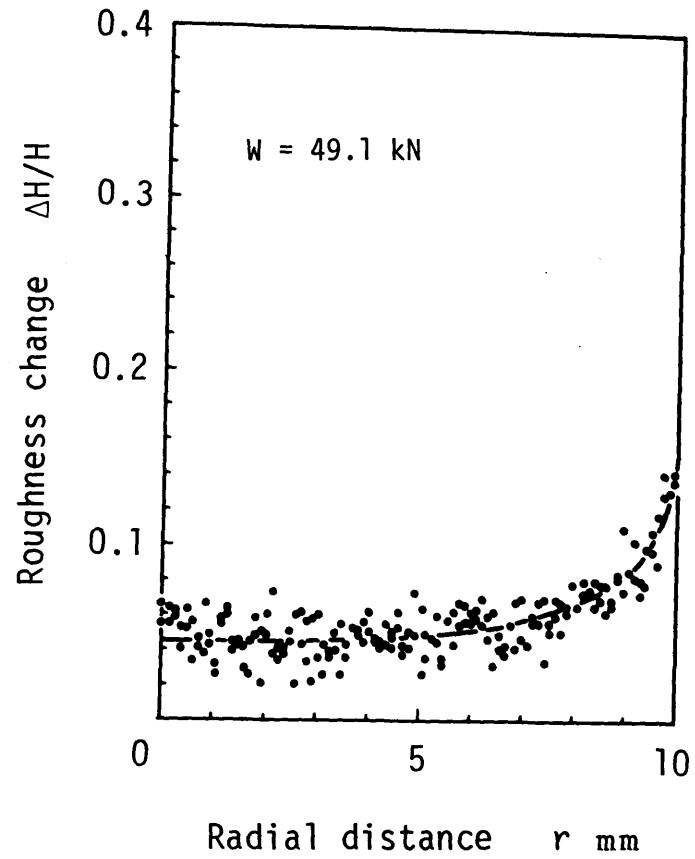


図 2.11 あらさの変化量の分布

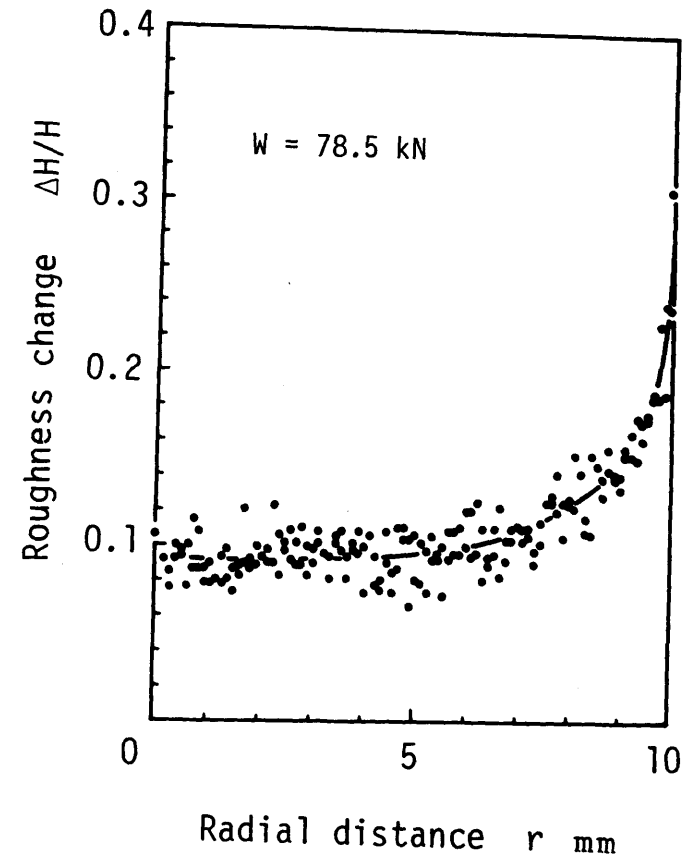


図 2.12 あらさの変化量の分布

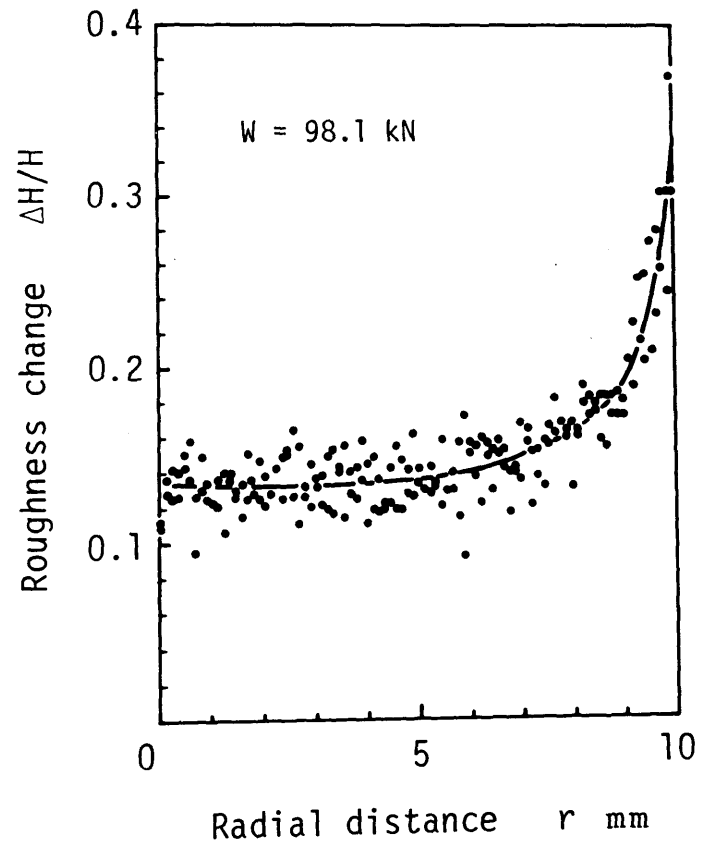


図 2.13 あらさの変化量の分布

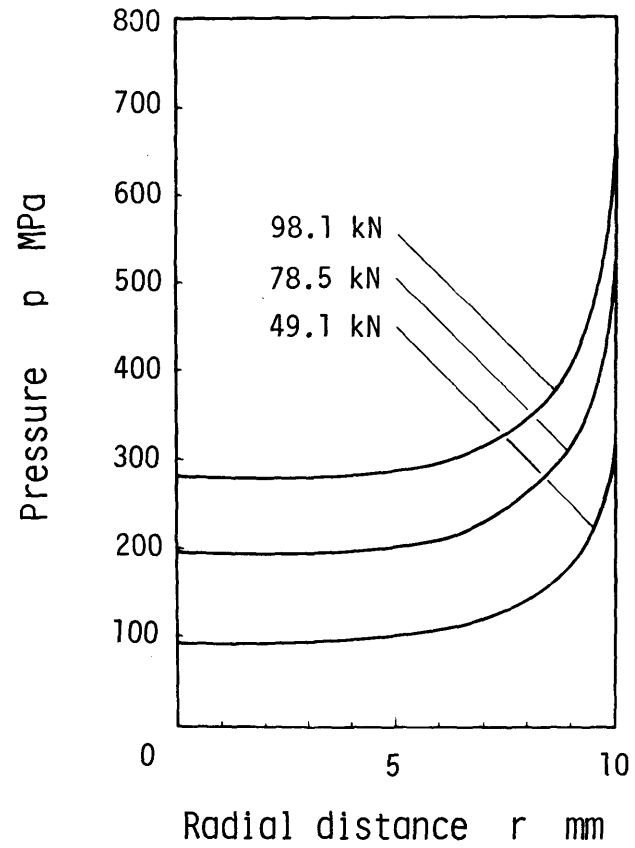


図 2.14 円柱端面と平面の接触圧力分布

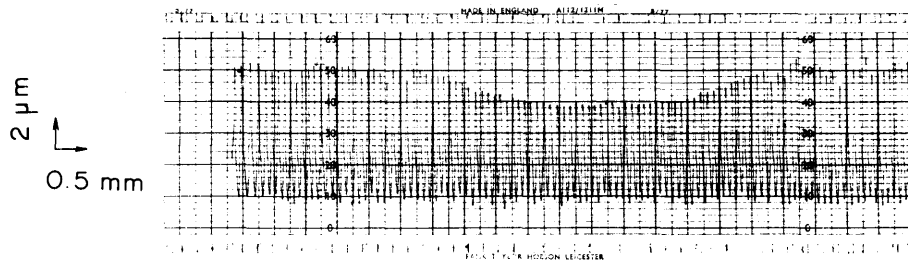
様子を示している。

以上のようなあろさの測定結果に基づいて、金属2面を接触させたときの表面あろさの変化量 $\Delta H/H$ の分布を求めた。図2.11~2.13は、直径20mm、高さ20mmの円柱圧子の端面を3種類の荷重で押しつけた場合のあろさの変化量の分布である。これらの図に示してある点1個が、試片表面の塑性変形した突起1個に対応している。すでに述べたように、これらの点の分布が接触部に生じていた圧力分布に相当する。

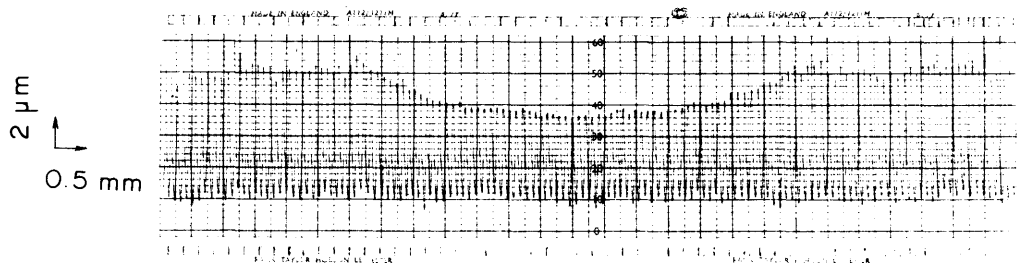
上述の結果から実際の圧力分布を求めるためには、式(2.9)の定数 P_H の値を知らねばならない。本実験では、負荷荷重 W が既知であるので、式(2.10)から P_H の値を求めることができる。得られた P_H の値は、表2.1に示す試片のビッカース硬さ値とおおむね等しいものとなった。この値を用いて圧力分布を求めた結果を図2.14に示す。円柱端面と平面の接触圧力は、円柱の端で応力集中が生じて著しく高く、中心に向かうにつれて急激に減少し、中心の位置で最小値を取っているのがわかる。

2.3.2 球面と平面の接触圧力分布

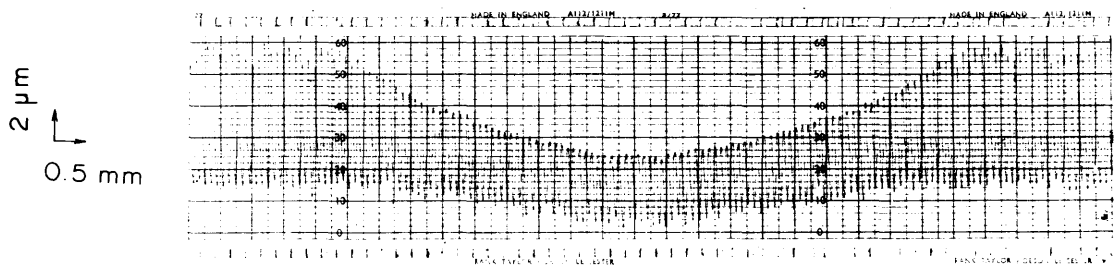
図2.15は、半径420mmの球圧子を3種類の荷重で試片に押しつけ、それぞれの荷重下で生じた表面あろさの変化を触針式あろさ計で測定した一例である。表面の突起の塑性変形量は、負荷荷重 W が増加するにつれて大きくなっていく。また、図2.15(a),(b)の負荷条件では、表面の突起は塑性変形しているが、母材は弾性回復してほとんど塑性変形していないことがわかる。図2.15(c)は、さ



(a) $W = 5.89 \text{ kN}$



(b) $W = 9.81 \text{ kN}$



(c) $W = 29.4 \text{ kN}$

図2.15 球圧子(半径420 mm)を押しつけたときの試片の断面曲線

らに荷重を増加させて母材に毛わすかではあるが塑性変形が生じた場合の例である。

以上のようなあらさの測定結果を基に、表面あらさの変化量の分布を求めた。図2.16～2.18は、半径1750 mmの球圧子を3種類の荷重で試片に押しつけたときの結果で、縦軸が表面あらさの変化量、

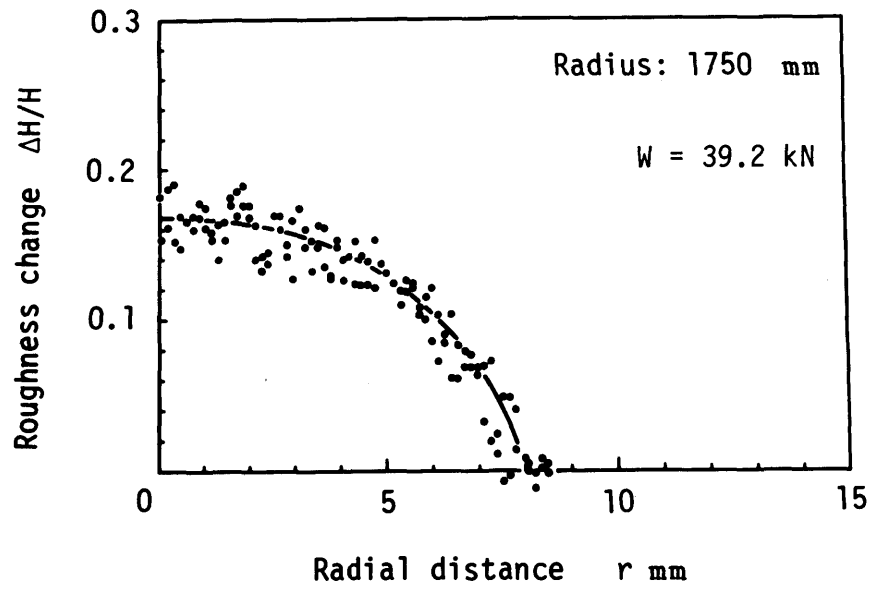


図 2.16 あらさの変化量の分布

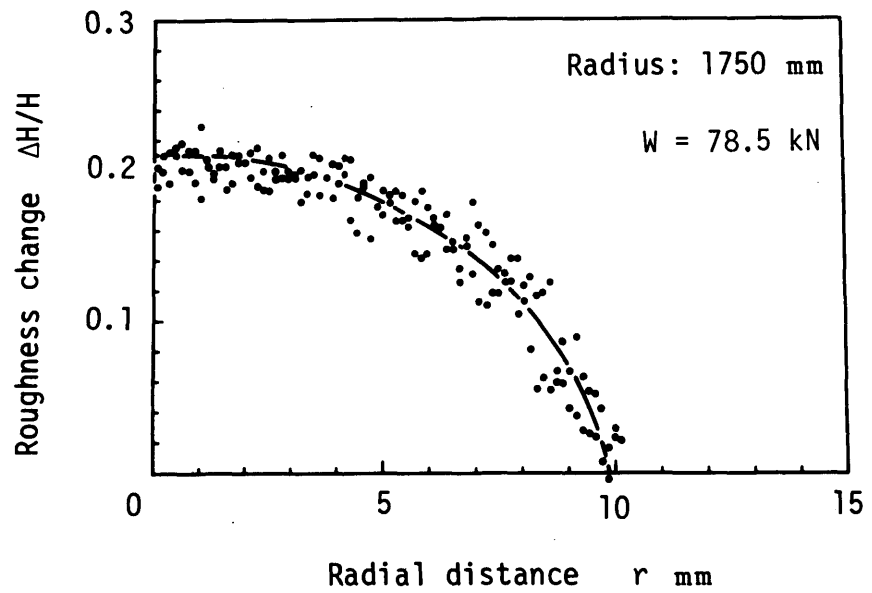


図 2.17 あらさの変化量の分布

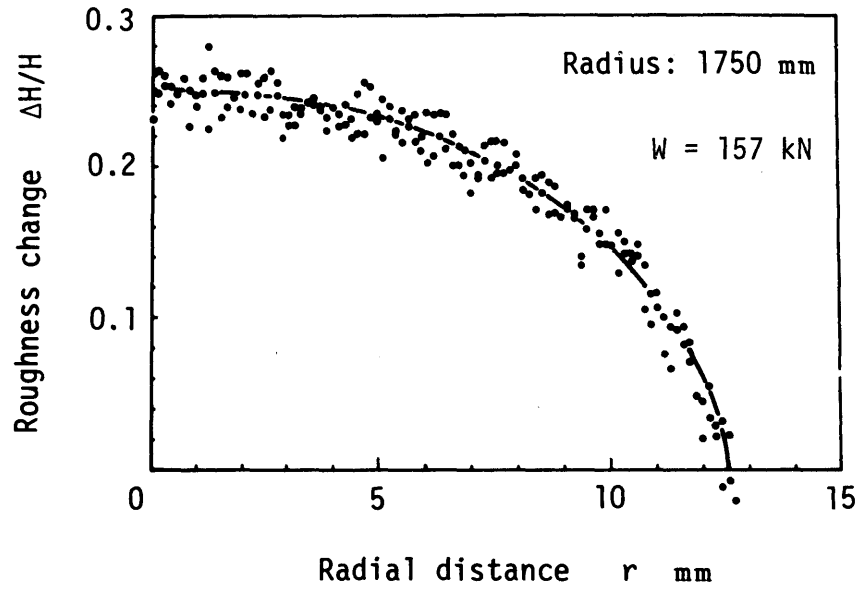


図 2.18 あらさの変化量の分布

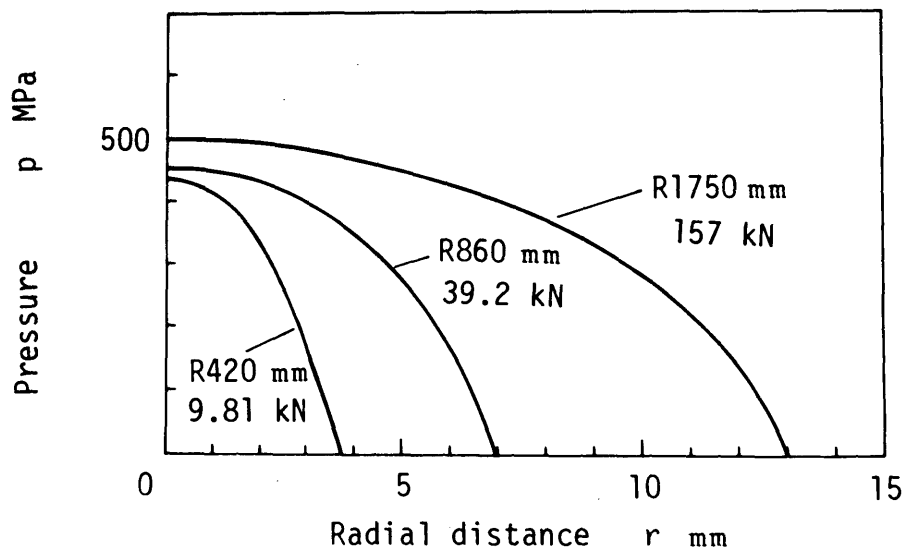


図 2.19 球面と平面の接触圧力分布

横軸が接触部の中心からの半径方向の距離を示している。これらの図に示す点1個が試片表面の塑性変形した突起1個に対応しており、この分布が接触部の接触圧力分布に相当している。

円柱端面と平面の接触の場合と同様に、式(2.10)より定数 P_H の値を求めると、試片のビッカース硬さ値とほぼ等しくなった。この値を用い、3種類の半径の球圧子について接触圧力分布を求めた一例を図2.19に示す。球面と平面の接触圧力は、接触部の中心で圧力が最大値をもちだ円形状の分布をしていることがわかる。

2.3.3 接触部の摩擦が圧力分布におよぼす影響

一般に、突起先端の接触部においては、垂直力と同時に摩擦力が作用する。(図2.20参照) この摩擦力の存在が接触圧力の算出にどのような影響をおよぼすかを確かめる必要がある。このために、試片を潤滑した場合の実験と無潤滑の場合の実験の比較を行った。

通常、動的な負荷あるいは高粘度の潤滑油を用いる場合には、突起間の潤滑油の流れが拘束を受けて流体力学的な圧力が発生し、負荷圧力の一部を負担するようになる。ここでは、この効果を避けるため、静的な負荷で潤滑油の圧力負担が生ぜず、しかも突起先端の接触部は境界潤滑とみなされる条件下で実験を行った。使用した潤滑油はヒ

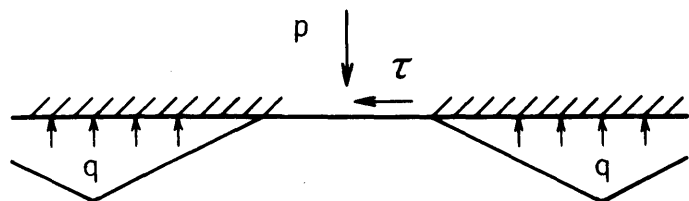


図2.20 突起の変形モデル

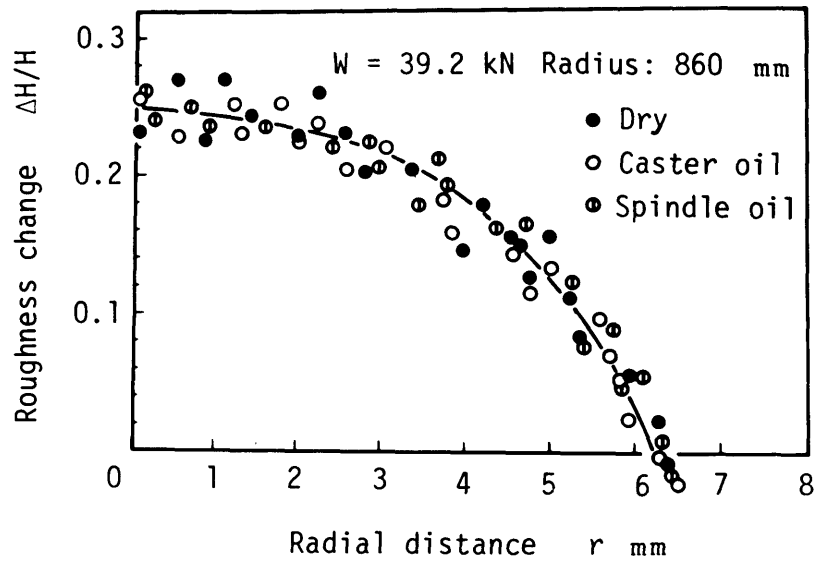


図 2.21 あらさの変化量の分布

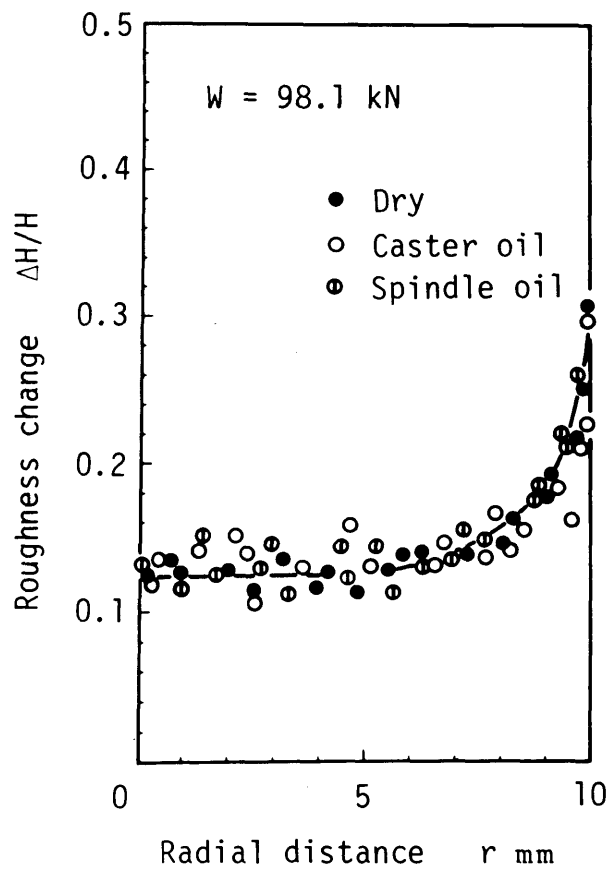


図 2.22 あらさの変化量の分布

まし油とスピンドル油である。

図 2.21, 2.22 は, 球面と平面, 円柱端面と平面の接触について潤滑油の影響を調べるため, あらさの変化量の分布を測定した結果である。両図より, 球面の場合, 円柱端面の場合ともに潤滑油の存在することによって, あらさの変化量にほとんど影響がないことがわかる。したがって, 本実験の測定精度の範囲では, 圧力分布におよぼす接触部の摩擦の影響はほとんどないものと考えられる。

2.3.4 接触圧力分布におよぼす表面あらさの影響

つぎに, 試片表面のあらさの大きさにより, 圧力分布にどのような影響があるかを, 球面と平面の接触について検討する。図 2.23 は, 表面あらさと球面の曲率半径の組合せを種々に変えて求めた接触圧

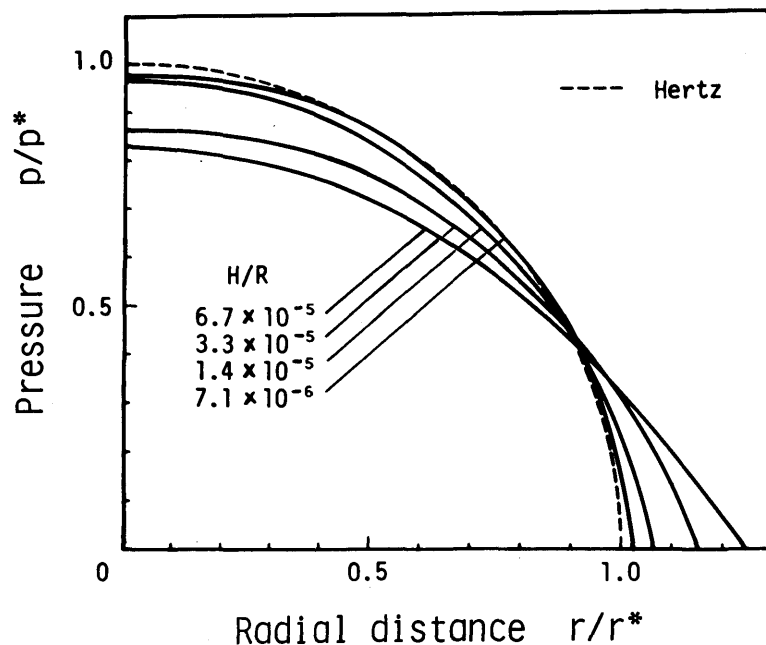


図 2.23 球面と平面の接触圧力分布

力分布を示したものである。初期の表面あろさ H と球面の曲率半径 R との比で定義される相対あろさ H/R をパラメータとして圧力分布を表わしている。縦軸の接触圧力と横軸の中心からの半径方向の距離は、あろさのない完全平面に対する Hertz の理論⁽¹⁸⁾ より次式で求められる、接触円の中心における最大圧力 p^* と接触半径 r^* でそれぞれ無次元化して表わしている。

$$r^* = \left(\frac{3}{4} \frac{WR}{E} \right)^{\frac{1}{3}} \text{-----} (2.11)$$

$$p^* = \frac{3}{2} \frac{W}{\pi r^{*2}} \text{-----} (2.12)$$

W : 負荷荷重

R : 球圧子の曲率半径

E : $1/E = (1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2$

E_1, E_2 : 2面の縦弾性係数

ν_1, ν_2 : 2面のポアソン比

また、この図の破線は、次式で表わされる Hertz の接触圧力分布を示している。

$$\frac{p}{p^*} = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{r^*} \right)^2} \text{-----} (2.13)$$

p : 接触圧力

r : 接触円の中心からの半径方向の距離

r^* : 接触円の半径

p^* = 接触円の中心における最大圧力

この図より、表面の相対あろさ H/R が小さくなるにしたがい、すなわち表面のあろさが十分小さく、その影響が無視できるような理想的な接触条件に近づくほど、接触圧力分布が Hertz の理論値に近づいていくのがわかる。逆に、相対あろさ H/R が大きくなるにしたがい、接触円の中心における最大圧力が低く、接触半径が大きくなり、あろさのない理想平面に対する Hertz の理論圧力分布からかなりずれてくる。しかし、この測定結果は、このようなあろさのある実際の場合の接触圧力分布を示しているものであり、表面あろさが大きい場合に、Hertz の接触圧力分布を仮定することはむしろ問題である。

試片表面の相対あろさが大きくなると Hertz の圧力分布からずれる主な原因は、表面の突起の塑性変形量が大きくなり、その大きさが母材の弾性変形量に対して無視できなくなるためであり、平面の代わりにある曲率をもつおう面と球面の接触に相当するようになるからである。事実、このあろさの大きい場合に測定される接触圧力分布は、接触後の弾性回復した圧子の曲率をもつおう面とその球面の接触に対する Hertz の圧力分布にほぼ一致する結果が得られ、分布形状としては Hertz のだ円形状分布になることが知られた。

2.3.5 接触圧力分布におよぼす圧子の剛性の影響

図 2.24 は、直径 5 mm、高さ 5 mm の円柱圧子の端面を平面に押しつけた場合の接触圧力分布の測定結果の一例を示す。一点鎖線で

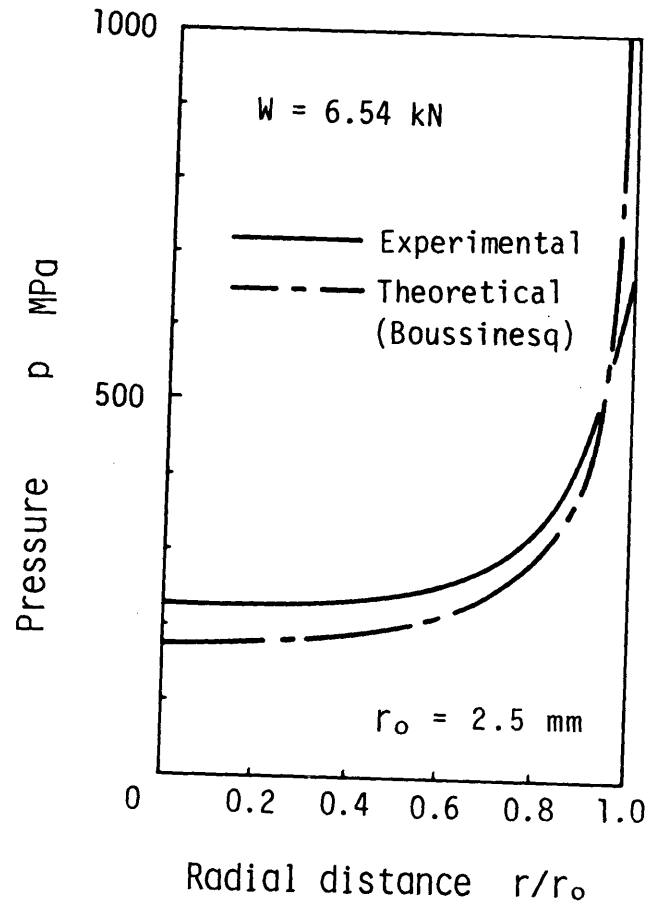


図 2.24 円柱端面と平面の接触圧力分布

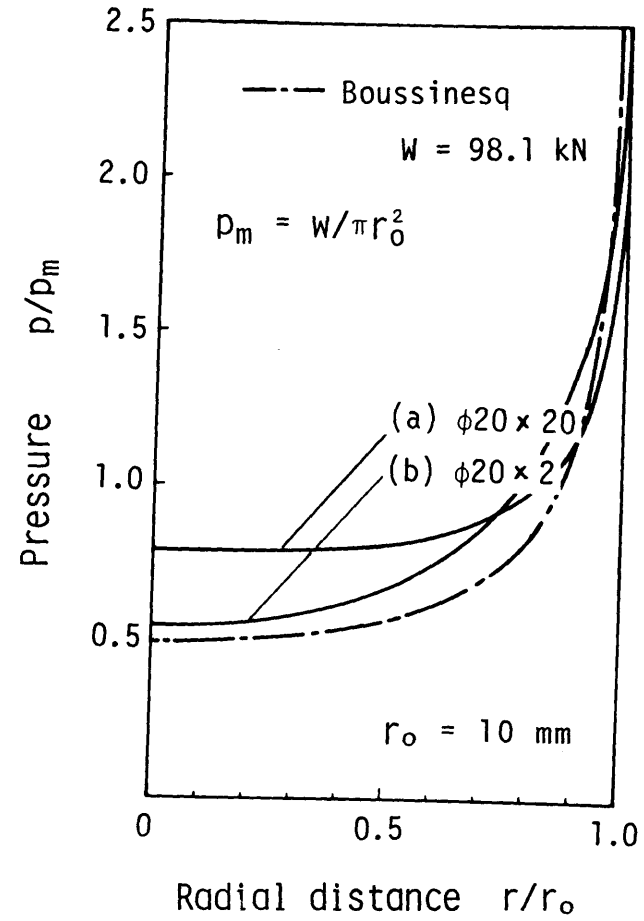


図 2.25 円柱端面と平面の接触圧力分布

示した接触圧力分布は、半無限弾性体に剛体の円柱端面を押しつけた場合の Boussinesq による弾性理論解⁽¹⁸⁾である。この解は次式で表わされる。

$$p = \frac{W}{2\pi r_0^2 \sqrt{1-(r/r_0)^2}} \text{----- (2.14)}$$

p : 接触圧力

r : 接触面の中心からの半径方向の距離

W : 負荷荷重

r_0 : 円柱圧子の半径

接触圧力が円柱の中心で最小値を取り、周辺部付近で急激に高くなる傾向は、実験結果と理論解が良く一致する。理論解と実験結果に量的な差が生ずる原因は、理論解が円柱を剛体と仮定しているのに対し、実験では円柱が弾性体で弾性変形することによるものである。この円柱圧子の弾性変形量が小さくなれば、円柱が剛体の条件に近くなり、より理論解に近い実験結果が得られるものと考えられる。

圧子を剛体の条件に近づける方法の一つとして、縦弾性係数の相対的に十分大きな材料で圧子を作成すれば良いが、現実にはこれに適した材料がみあたらない。もう一つの方法としては、円柱圧子の高さを小さくしてその弾性変形量を小さくすれば、圧子が剛体の条件に近づく。理想的には無限小の高さの円柱が望ましいのであるが、ここでは作成の都合上、直径20mm、高さ2mmの円柱圧子を作成し、同じ直径で高さ20mmの円柱圧子との比較実験を行い、円柱圧子の剛性が接触圧力分布におよぼす影響を調べた。

図 2.25 に接触圧力の測定結果を示す。この図の縦軸は圧力を示し、円柱圧子に作用する平均圧力 $P_m (= W/\pi r_0^2)$ に対する比で表わしている。横軸は中心からの半径方向の距離を示し、円柱圧子の半径 r_0 に対する比で表わしている。一点鎖線で示してあるのが Boussinesq の理論解である。この図の (a) が直径 20 mm、高さ 20 mm の円柱圧子を押しつけた場合の接触圧力分布で、(b) は円柱圧子を同じ直径 20 mm で高さを $\frac{1}{10}$ の 2 mm にした場合の接触圧力分布である。予想したように、高さが 2 mm の円柱圧子の場合には、弾性変形の絶対量が減少するため、円柱を剛体と仮定する Boussinesq の理論解により近い圧力分布の測定結果が得られた。

2.3.6 本測定法の検討

本測定法による接触圧力分布の測定において検討すべき問題を考える。

まず第 1 に、2.1 節の測定原理において述べたように、本測定法が表面の突起の高さの変化量から、突起の変形の相似性を利用し、接触部の面積を算定して接触圧力分布を測定している問題である。ここでは、1 個の突起の変形を図 2.2 に示すような対称的な変形モデルにより考察したが、実際にはこのような理想的な変形は少ない。すなわち、接触部の中心においてはこのモデルがあてはまるが、それ以外の場所では場所ごとに摩擦条件が異なり、これが突起の変形に影響をおよぼす可能性がある。また、この摩擦の影響が著しければ、式 (2.9) の比例定数である突起の降伏圧力 P_H の値に影響があるものと考えられる。しかし、2.3.3 項の実験で示したように、本実

験の測定精度範囲では、接触部の摩擦条件が変わると、あらさの
 変化量の分布にはほとんど影響が認められず、したがって第1次近似
 として、式(2.9)を仮定して接触圧力分布を求めておさしつかえな
 いと考える。

第2に、突起の先端が押しつぶされることにより、条件によ
 っては接触面の輪郭形状が実質的に修正される問題である。これは、
 あらさのない平滑な表面の接触に比べて、あらさのある場合には微
 小突起部の塑性変形により母材の受ける弾性変形量が異なるという
 問題でもある。この問題を球面と平面の接触の場合について考えて
 みる。

いま、簡単のために球をなめらかな剛体と仮定する。(図2.26参照)
 2面が接触するとき、表面の突起の先端のみが塑性変形するため、

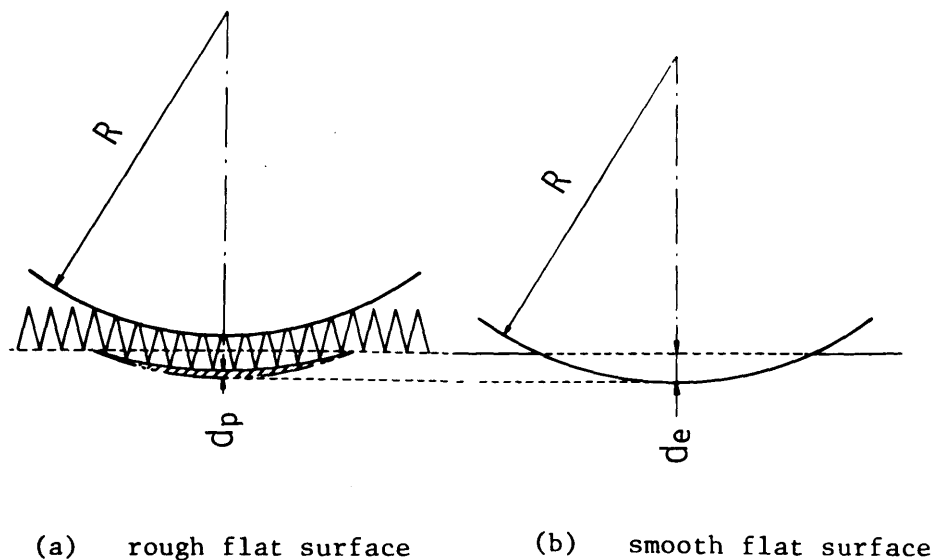


図 2.26 なめらかな球とあらさのある平面の
 接触モデル

突起のない理想平滑平面(図2.26(b))に比べ、あるさのある平面の突起底部の母材の弾性変形量は、斜線で示した部分(図2.26(a))だけ減少し、表面の形状を修正したことに相当する。この図に示す接触部の中心における弾性変形量 d_e (球を剛体と仮定し、圧子の直径より計算できる) に対する突起の塑性変形量 d_p の割合を、初期あるさ $H=28.3 \mu\text{m}$ の試片と曲率半径 420 mm の球面の接触の場合(負荷荷重 9.81 kN , $H/R=6.74 \times 10^{-5}$) について求めてみると約 30% となる。この場合、母材の弾性変形量に比べ突起の塑性変形量が無視できない程度の大きさである。つまり、このように突起の塑性変形が無視できない条件では、本測定法で得られる圧力分布は、いわば修正されたある曲率をまつおう面とこの半径 420 mm の球面の接触における圧力分布の測定結果に相当する。すなわち、同じ半径 420 mm の球面をあるさのない理想平面に押しつけたときの Hertz の圧力分布に比べかなりずれて、中心部の圧力は低く、接触部の半径は大きくなる。(図2.23参照) しかし、この条件で得られる接触圧力分布は、理想平面に対する Hertz の圧力分布と隔たりがあり、また、表面に突起の存在する実際の接触面に対する圧力分布を表わしている。したがって、このような表面の突起の塑性変形量が相対的に大きな接触において、その影響を考慮せずに単純に Hertz の圧力分布を仮定することは間違っていると言える。

一方、初期あるさ $H=6.4 \mu\text{m}$ の試片と半径 1750 mm の球面の接触の場合(負荷荷重 157 kN , $H/R=7.09 \times 10^{-6}$) には、 d_e に対する d_p の割合は 6% 程度であり、その測定した圧力分布は図2.23にみられるように、あるさのない理想平面の Hertz の圧力分布にほとんど等しくなる。すなわち、突起の塑性変形量の割合がこの程度

になれば、圧力分布におよぼす突起の影響が無視できるようになり、理想的な平滑面に対する圧力分布が測定できるものと考えられる。

第3に、本実験では1つの突起を1個の検出子として不連続な点の接触圧力を測定している問題である。この点については、実験に示されているように接触部の寸法に比べそのピッチは十分小さく（ 0.1 mm 程度）、円柱端面の角における圧力分布のように極狭い部分の圧力分布も十分精度良く測定できるものと考えられる。もしさらに狭い部分の圧力分布を求める場合には、突起のピッチを小さくするか、十分大きな圧子を使用して実験を行えば良いことになる。また、この測定法は変形した突起の真実接触面積がその部分に作用する荷重に比例することのみを利用してしているだけであるから、この条件が満たされれば、どのような場合にも適用できるものと考えられる。すなわち、任意の形状の接触面における圧力分布もこの測定法で求めることができる。しかしながら、表面の突起の塑性変形が触針式あるいは計で十分検知できる程度の荷重を負荷することが必要であり、しかもある程度の測定精度を得るためには、初期の突起の高さのばらつきに比べ十分大きな変形量が生ずる荷重を負荷する必要がある。したがって、本測定法では比較的高い接触圧力の測定に限定されるさろいがある。これらの点については、第4章の具体的な応用測定例で述べることにする。

最後に、本測定法で測定される接触圧力の意味について考える。先に述べたように、実際の金属表面は微視的にみればなめらかでない。この金属面が接触するとき、真の接触は接触面全体にわたって連続的に生ずるのではなく、不連続ないくつかの表面の突起先端のみで生ずる。金属表面間の圧力の伝達はこの真実接触部においての

みなされるため、実際の接触圧力分布もまた接触をしている突起部では非常に高いが、突起と突起の間では零となるような一定のステップ状の圧力が不連続に存在する状態になっている。しかしながら、もし表面の突起の大きさが接触部分の大きさに比べて十分小さければ、真の接触をしている突起の数が多くなり、離散的なステップ状の真の圧力分布を連続的な圧力分布に仮想的にならして考えることが可能である。これがたとえばHertzの弾性論的圧力分布に相当するものと考えられる。また、表面の突起底部よりやや下層の応力状態について考えてみると、接触部のステップ状の流動圧力は、サン・ブナニの原理から考えて圧力は内部で平均化され、接触圧力分布（巨視的表面上に垂直な応力分布）は、事実、弾性論により求められる圧力分布をしているものといえる。本測定法で測定される接触圧力とはこのような圧力を表わしているものである。

2.4 結 論

表面あろさのある実際の金属2面が比較的軽荷重で接触するとき、この金属の母材内部が弾性変形状態であらうとき、接触面内に存在する表面の微小突起の先端は負荷荷重に応じて塑性流動し、表面あろさが修正される。この現象を高さ一定の規則的な三角形状のあろさをもち金属面について考え、この三角形状の微小突起の高さが負荷荷重の大きさに比例して減少することを導き、表面あろさの変化量を測定することにより金属接触面の接触圧力分布を求める測定法を提案した。ついで、この測定法を用いて円柱端面と平面および球面と平面の接触圧力分布を実測し、その結果をそれぞれに対応する弾

性理論に基づき Boussinesq および Hertz の理論解と比較, 検討することにより, 本測定法により接触圧力分布の測定が可能であることを示した。

第3章 接触圧力分布の測定

(19)

(その2, ランダムなあろさをもつ金属面の場合)

前章の接触圧力分布の測定実験においては、金属の表面に高さ一定の規則的な三角形の突起を旋削により加工し、接触前後に生ずる突起の高さの変化量を測定することにより、突起の変形の相似性を利用して接触部分に作用する荷重を知り、その接触圧力分布を求めた。この方法では、表面の微小突起の高さの変化を触針式あろさ計で測定することにより、接触圧力分布を極めて簡単に求めることができる。しかし、一般的な曲面の接触問題に応用する場合、2次元的な三角形の突起を設けることが難しい場合がある。また、実際の接触面はランダムなあろさをもつ場合がより一般的である。

そこで本章では、一般的なランダムなあろさをもつ実際の金属面の場合に、表面あろさの変化から圧力分布を求める本測定法を適用して、接触圧力分布の測定の可能性を検討した。ランダムなあろさをもつ金属面としては、ブラスト仕上げ面、ラップ仕上げ面、ペーパー仕上げ面および研削仕上げ面を取り上げた。このような面の場合には、その表面の個々の微小突起の形状や高さがまちまちであるため、前章のように接触によって生ずる微小突起の1個1個の変化を追跡する方法をそのまま適用して、接触圧力分布を求めることは非常に困難である。そこで、個々の微小突起の変化を注目する代りに、ある範囲内の面積における平均的なあろさを考え、この面の平均あろさの変化と負荷圧力の関係から接触面の圧力分布を求めることを試みた。

3.1 ランダムなあらさをもつ各種仕上げ面の表面あらさの負荷圧力による変化特性

金属面に生ずる表面あらさの形態は、一般にその表面を作成する加工方法によって決められるものである。そこでまず最初に、ランダムなあらさをもつ代表的な仕上げ法によるいくつかの金属面を取り上げ、これらの表面あらさが負荷圧力の増加とともにどのような挙動を示すかを調べ、いかなる仕上げ面が接触圧力の測定に適しているかを検討してみる。

このために次のような実験を行った。すなわち、図3.1に示すように、一方の端面にランダムなあらさをもつ炭素鋼(S35C)の2つの円柱試片(直径20mm, 高さ20mm)A, A'の間に、合金工具鋼(SKS2)で作成し焼入れ後、端面をラッピングで試片端面のあらさに比べ無視できる程度になめらかに仕上げた円柱圧子B(直径20mm, 高さ2mm)をはさみ、広範囲の負荷圧力の下での表面の突起の変化を調べた。このように、同一直径の円柱の端面を中心を一致させて接触させれば、図3.1に示すようにその接触面に

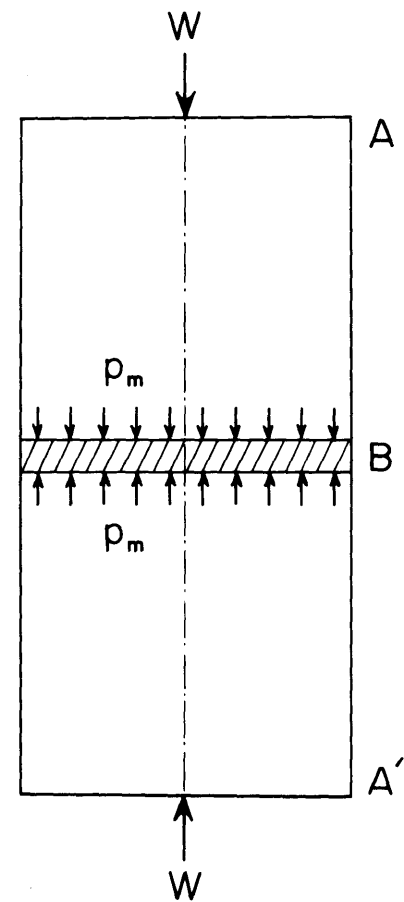
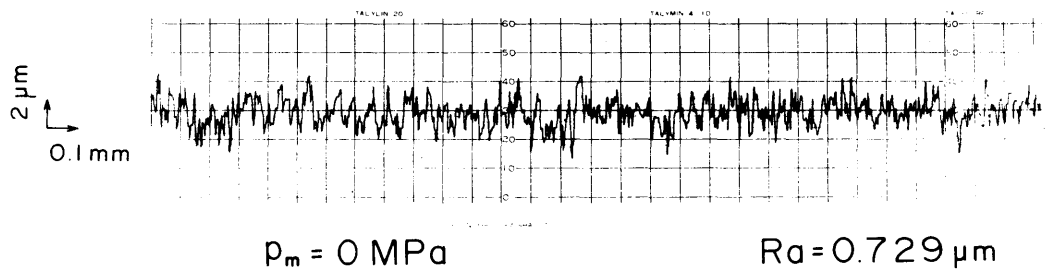


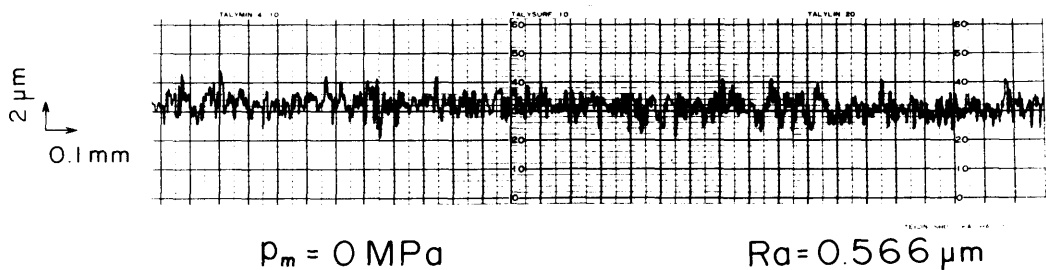
図3.1 負荷圧力と平均あらさの関係を求める実験

は、全面にわたってほぼ一定の見かけの圧力 P_m が作用しているものとみなすことができ、ある一定の圧力が作用したときに生ずる金属表面のあろさの変化状態を調べることができる。

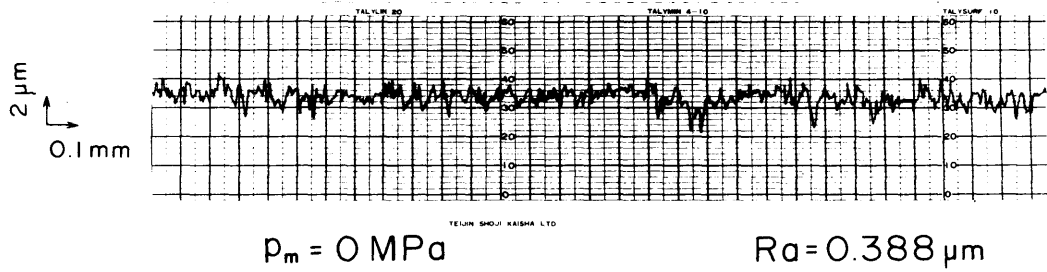
円柱試片の端面の仕上げ方法としては、先に述べたようにブラスト仕上げ、ラップ仕上げ、ペーパー仕上げおよび研削仕上げの4種類を用いた。ブラスト仕上げ面は、#240アラシダムと粒を490kPaの噴射空気圧で約150mmの距離から数十秒吹付けることにより均一なあろさの面に仕上げた。ラップ仕上げ面は、#500のGCと粒で湿式法（1号スピンドル油使用）により荒ラッピングを行い、ブラスト仕上げ面と同じ程度なあろさになるように仕上げた。ペーパー仕上げ面は、#180シリコンカーバイト耐水研磨紙で一方向に研磨して仕上げた。研削仕上げ面は、#GCと石で平面研削により仕上げ



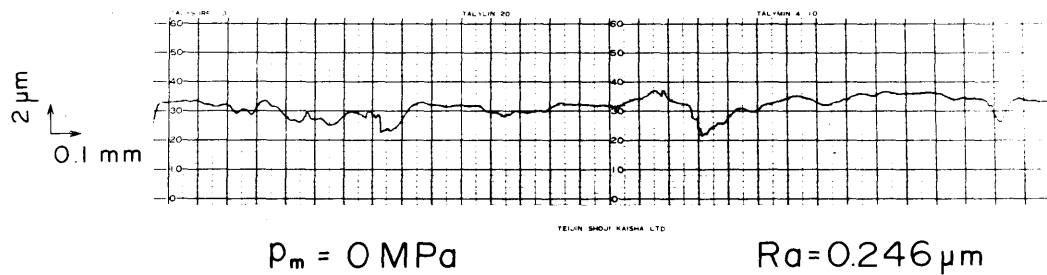
(a) Blasting



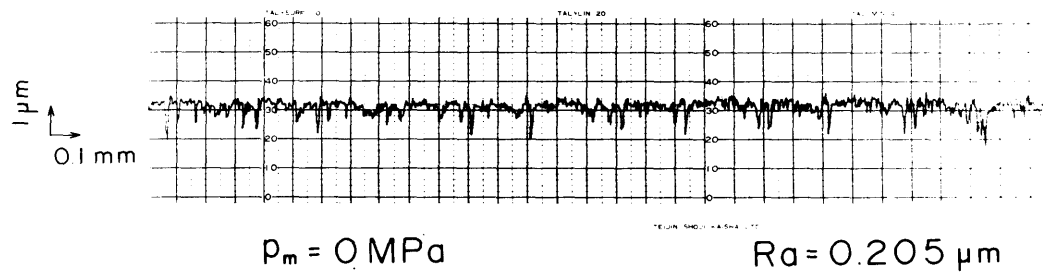
(b) Lapping



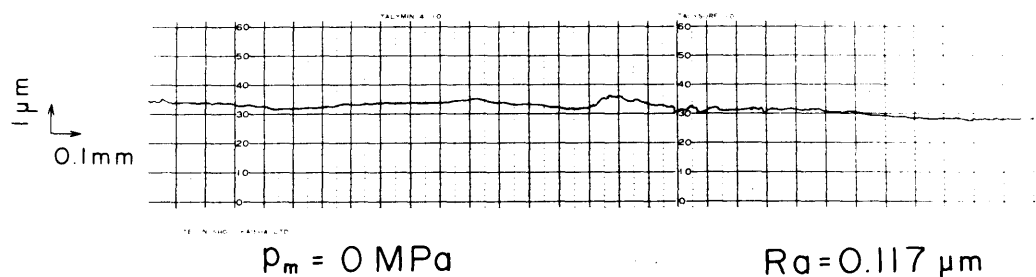
(c) Sandpapering (A)



(d) Sandpapering (B)



(e) Grinding (A)



(f) Grinding (B)

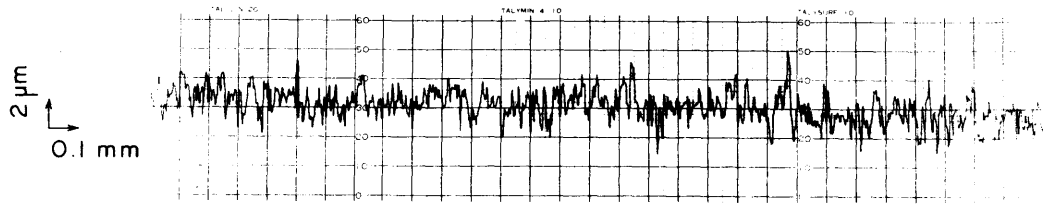
図 3.2 各種仕上げ面の断面曲線

た。

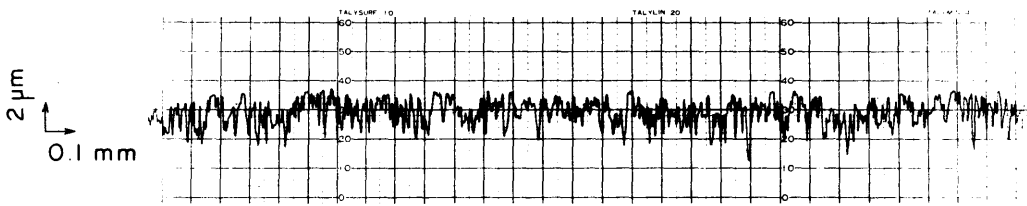
図3.2は、4種類の仕上げ面の表面あろさを触針式あろさ計で測定した一例である。ブラスト仕上げ面は、加速された研磨粒子が表面に衝突して衝撃により新しい面が作られ、方向性のない個々の山が集合した状態である。(図3.2(a))このため外観は無光沢の梨地状を呈している。ラップ仕上げ面は、ここでは湿式法による荒ラップニング仕上げであるため、と粒の鋭い切刃稜によって削り取られた多数のえぐり傷からなるランダムで均一なあろさのある面である。(図3.2(b))この仕上げ面は、ブラスト仕上げ面と同様に梨地状の無光沢面である。ペーパ仕上げ面は、図3.2(d)にみられるように研磨方向(これを記号(B)で表わす)には突起の数が極わずかしかみられず、この方向に溝状に削り取られ2次元的なあろさができあがっているものと見られる。これと直角方向(記号(A)で表わす)のあろさは細かい多数の突起で成り立っている。(図3.2(c))この仕上げ面には光沢があり、突起の高い部分はバニッシュされてやや平坦化しているようにみられる。研削仕上げ面は、ペーパ仕上げ面と同様の傾向を示し、研削方向にはほとんど突起らしい突起がみあたらない(図3.2(f))が、これと直角方向については突起の数が多く、さめ細かいあろさに仕上がっており、送りによる間欠的な深い傷がみられる。(図3.2(e))この面も光沢面である。

これらの各仕上げ方法で作成した円柱圧子端面に前述の方法(図3.1参照)で荷重を負荷し、その荷重を徐々に増加して最終的に見かけの平均圧力 P_m が589MPaまで負荷し、各圧力での表面あろさの変化を観察した。

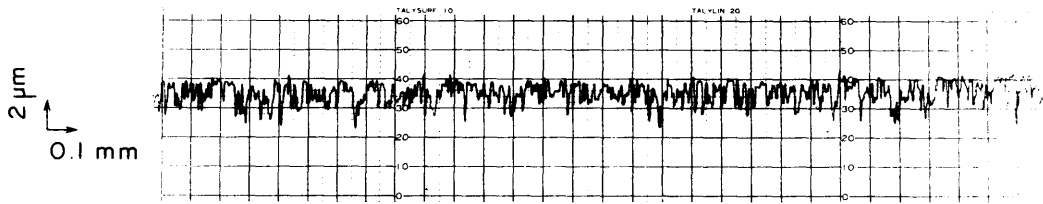
負荷圧力の増加に付して、ブラスト仕上げ面の微小突起が徐々に



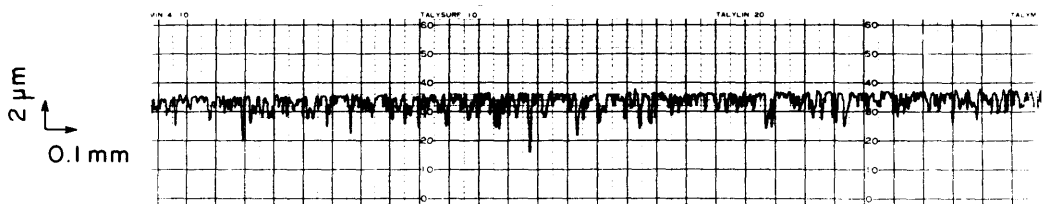
(a) $p_m = 0 \text{ MPa}$ $Ra = 0.729 \mu\text{m}$



(b) $p_m = 196 \text{ MPa}$ $Ra = 0.654 \mu\text{m}$



(c) $p_m = 392 \text{ MPa}$ $Ra = 0.563 \mu\text{m}$



(d) $p_m = 589 \text{ MPa}$ $Ra = 0.431 \mu\text{m}$

図3.3 負荷圧力による表面あらさの変化

つぶれてゆく状態を、触針式あらし計で測定した一例を図3.3に示す。表面の微小突起の先端は、負荷圧力の増加とともにつぶれてゆくが、試片材料の降伏応力以上の圧力が負荷されても、微小突起は完全につぶれることなく残っている。

このようなランダムな表面あらしを定量的に数値で表示する方法は種々考えられているが、ここでは測定の簡便な中心線平均あらし R_a を使用した。カットオフ値としては標準の 0.8 mm を使用した。この中心線平均あらし R_a はその定義から明らかのように、ランダムなあらしのプロファイルを平均的にならしたので、2つの接触面間の平均的な間隙を表わす尺度とみなすことができる。この間隙と見かけの負荷圧力との間に一定の対応関係が得られることは予想されるので、⁽²⁰⁾ あらかじめ既知の圧力で校正実験を行ってこの対応関係を求めておけば、接触

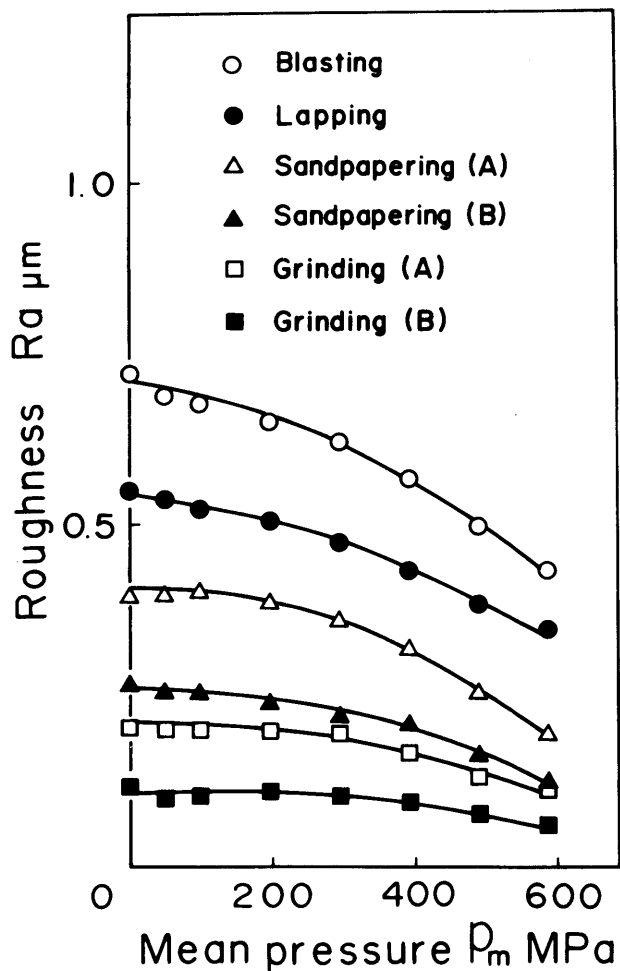


図3.4 中心線平均あらしと負荷圧力の関係

面の中心線平均あろさの分布を測定することにより、逆にその接触圧力分布を求めることができる。

図3.4は、4種類の仕上げ面についての種々の負荷圧力に対する中心線平均あろさ R_a の測定結果である。表面あろさに方向性のあるペーパー仕上げ面と研削仕上げ面については、研摩(削)方向(記号(B)で表わす)とそれに直角方向(記号(A)で表わす)の2つの測定方向の結果を示している。ペーパー仕上げ面と研削仕上げ面の R_a は、研摩(削)方向に測定した値よりそれと直角方向に測定した値のほうが大きな値を取っている。これは、図3.2に示した断面曲線からわかるように、これらの仕上げ面の研摩(削)方向には細かいあろさが少なく、比較的大きなうねりのある表面に仕上がっているためである。また、これらの仕上げ面は測定方向にかかわらず、負荷圧力の小さい範囲(200 MPa以下)では、圧力増加に伴う R_a の変化が非常に小さいことがわかる。これは図3.2の所で述べたように、これらの面の微小突起の先端が平坦化する傾向をまっているため、接触状態が負荷圧力の増加に対して一様に変化しないことによるものである。とくに軽負荷でこの傾向が著しく表われるものと考えられる。これに対して、ブラスト仕上げ面とラップ仕上げ面では、圧力の増加とともにその平均あろさ R_a がほぼ一様に減少しており、負荷圧力と平均あろさ R_a に一対一の対応関係がみられる。

各仕上げ面により負荷前の中心線平均あろさの絶対値が異なるので、同じ規準であろさの変化を比較するため、中心線平均あろさの変化量 ΔR_a をその初期の値(R_{a_i})に対する比で表わし、負荷圧力との関係を示したのが図3.5、3.6である。低負荷圧力において、ペーパー仕上げ面と研削仕上げ面のあろさの変化量 $\Delta R_a / (R_{a_i})$ は小さく、

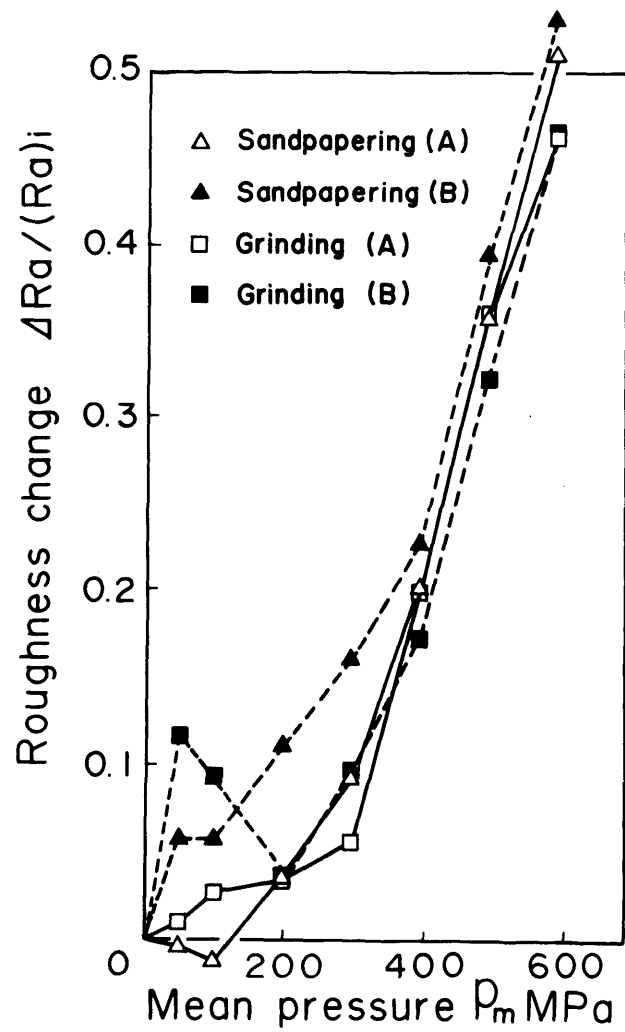


図3.5 あらさの変化量と負荷圧力
の関係

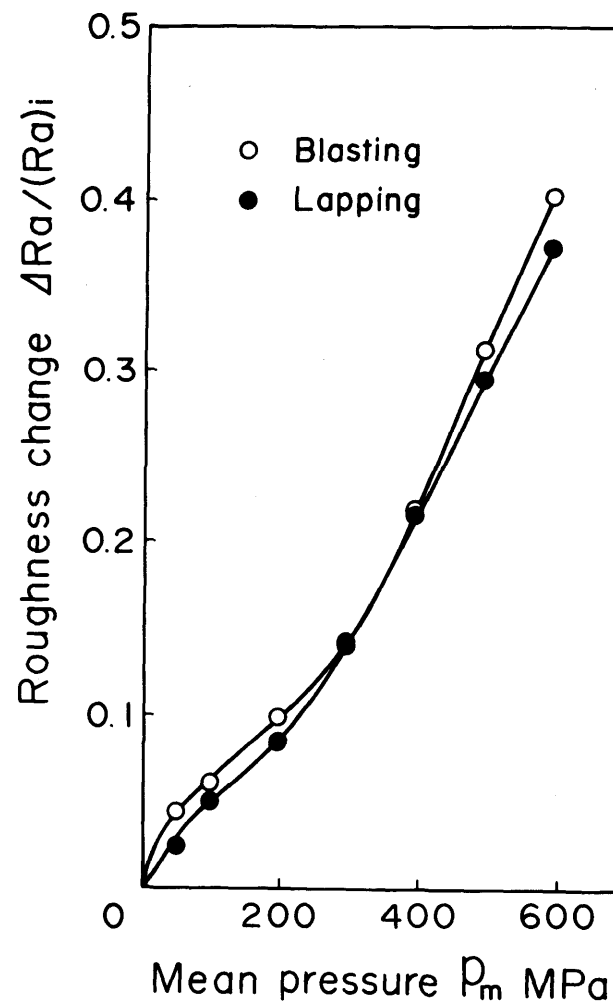


図3.6 あらさの変化量と負荷圧力
の関係

また測定方向にかかわらずその変化は複雑で、負荷圧力 P_m とあろさの変化量 $\Delta Ra / (Ra)_i$ の間は一対一の対応関係が得られない。(図3.5) 一方、ブラスト仕上げ面とラップ仕上げ面の $\Delta Ra / (Ra)_i$ は、本実験の負荷圧力の範囲で圧力の増加に対してほぼ一様な増加を示し、負荷圧力 P_m と一対一の明確な対応関係が得られる。(図3.6)

図3.4 に示した中心線平均あろさ Ra の測定結果は、100~200回の測定値の平均値を示しているが、これらの測定結果のばらつきを表わす指標としてその標準偏差 σ を考え、この σ の Ra に対する比を各圧力で示したのが図3.7である。この図をみると、ブラスト仕上げ面とラップ仕上げ面は、ペーパ仕上げ面や研削仕上げ面に比べ格段にばらつきが小さく、表面全体にわたってあろさが均一であり、圧力が増加してもそのばらつきの程度はほぼ一定であることがわかる。これに対し、ペーパ仕

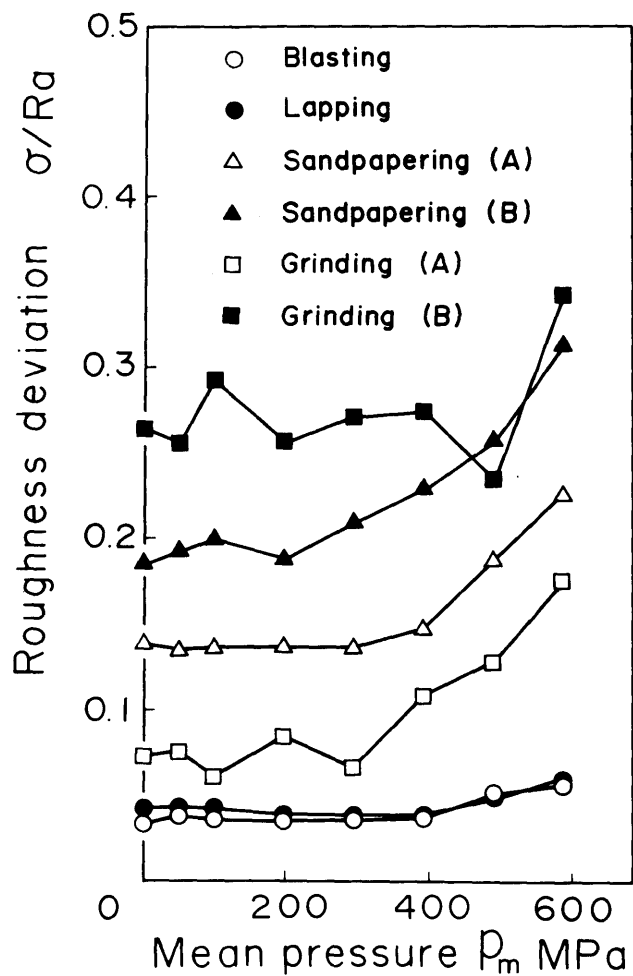


図3.7 中心線平均あろさの標準偏差と負荷圧力の関係

上げ面と研削仕上げ面については、負荷圧力の増加とともにそのばらつき割合が増大すること、また特に研削(削)方向に測定したあるさのばらつきが著しく大きく、この方向のありさが均一でないことがわかる。

この中心線平均ありさの変化量 $\Delta Ra / (Ra)_i$ と負荷圧力 P_m の関係を利用して、平均ありさ Ra の測定値から接触圧力を知るためには、 P_m と $\Delta Ra / (Ra)_i$ の間に少なくとも一対一の対応関係が成り立つことが必要である。また、測定する負荷圧力の全範囲にわたって $\Delta Ra / (Ra)_i$ が一様に変化しなければ、接触圧力の分布を同一の精度で求めることはできない。さらに、接触圧力を精度良く求めるには、仕上げ面のありさが全面にわたってできるだけ均一で、そのばらつきが小さいことが望ましい。これらの観点からランダムなありさをもつ仕上げ面を考えると、ここで取り上げた4種類の仕上げ面のうち、ラップ仕上げ面とブラスト仕上げ面が接触圧力を精度良く測定するのに適したありさをもつ仕上げ面であると言える。ここでは、仕上げ加工の容易さおよび同一ありさの再現性の良さという点を考慮して、ブラスト仕上げ面を採用し、接触圧力分布の測定を行うことにした。また、このブラスト仕上げ法は、各種の曲面形状をもつ表面の仕上げに特別の装置を必要とせずに適用できるので、広く一般の機械要素の接触圧力の測定に用いることができるものである。

3.2 実験方法

ありさをもつ2面の接触問題は、一方が硬いなめらかな面と他方がやわらかくありさのある面の接触問題と本質的には同一である。

そこで前章と同様に、硬度が大きくてなめらかな表面を凸面として円柱端面と球面（以後、圧子と呼ぶ）を、硬度が小さくあらかさのある面として平面（以後、試片と呼ぶ）を使用し、これら2種類の接触圧力分布を測定した。

円柱圧子と球圧子は、前章と同様に合金工具鋼（SKS2）で作成し、焼入れ後表面をラッピングで仕上げた。

平面試片は、炭素鋼（S35C）の丸棒の端面をあらかじめ平面研削で平行に仕上げ、前節と同じ条件でブラスト仕上げをして、ランダムで均一なあらかさを付けた。

本実験のような接触部分の中心に関して軸対称な接触圧力分布であらかさの変化から測定する場合には、接触圧力の同一の方向、すなわち接触面の中心に関して円周方向にあらかさを測定しなければならない。ここでは、本来直線部分のあらかさ測定に使用される触針式あらかさ計を改造した装置を用いて、任意の半径位置における円周方向の中心線平均あらかさを測定した。この装置の概略図を図3.8に示す。この装置は、通常の測定においては直線的に移動する機構になって

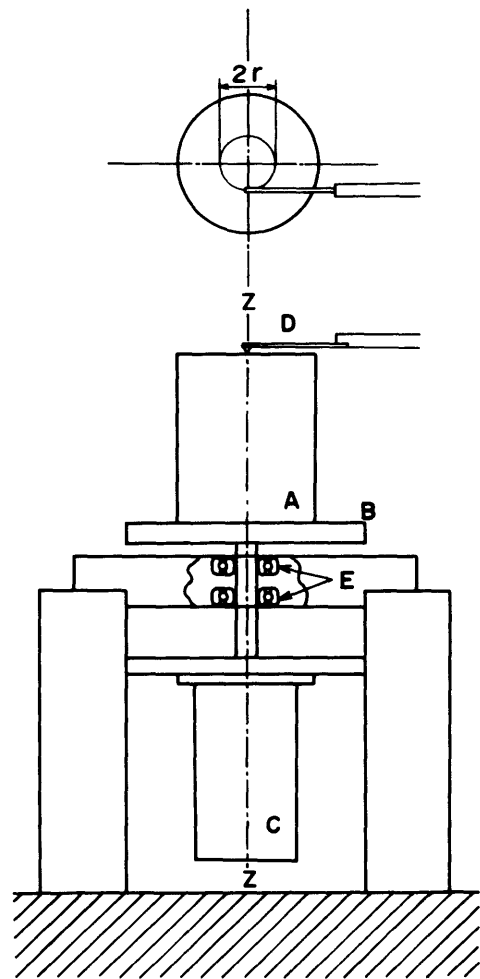


図3.8 実験装置の概略図

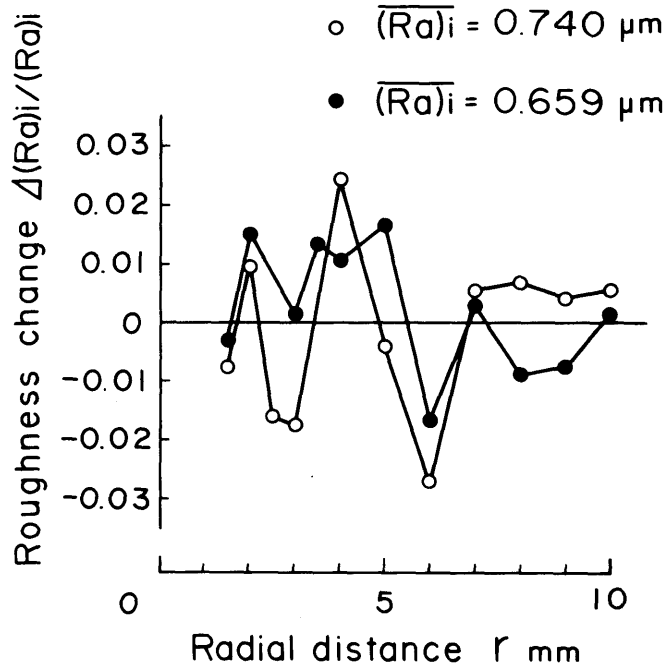
いるあらし計の触針を固定し、被測定物のほうを一定速度で回転させてあらしを測定するようにしたものである。すなわち、図3.8に示すように試片Aの端面に接触によって生じた圧力の対称軸が回転テーブルBの中心軸 $z-z$ と一致するように試片Aを回転テーブルBにのせ、あらし計の触針Dを測定すべき半径位置に固定し、テーブルBを一定速度で回転させ円周方向の平均あらしを測定した。触針の位置を紙面に垂直方向に移動し、種々の半径位置で平均あらしを測定し半径方向の分布を求めた。本実験で使用したあらし計の中心線平均あらしを測定するときの触針の移動速度は、カットオフ値 0.8 mm では 0.5 mm/sec である。ある半径位置に触針を固定したとき、その位置で試片Aが相対的にこの一定速度で回転するように、各半径位置ごとに可変速モータCの回転数を適当に調節した。

3.3 実験結果

3.3.1 円柱端面と平面および球面と平面の接触圧力分布

図3.9は、本実験で生ずる接触領域（直径約 20 mm ）内で、ブラスト仕上げをした試片表面の初期あらしにどの程度のばらつきがあるかを調べた結果である。この図は、測定した試片面全体についての平均あらしの平均値 $(Ra)_i$ と各半径位置で測定した平均あらしとの差 $\Delta(Ra)_i$ を求め、平均値 $(Ra)_i$ に対する比を半径 r に対してプロットしたものである。半径位置による初期のあらしのばらつきは $2 \sim 3\%$ 程度であり、試片表面はほぼ一様なあらしに仕上がっているものとみなせる。

図 3.9
試片表面の初期あ
らさのばらつき



まず円柱端面と平面の接触圧力分布を測定する。図 3.10 に示すように、端面にランダムなあらさをもつ円柱試片 A, A' (直径 50 mm, 高さ 50 mm) の間に円柱圧子 B (直径 20 mm, 高さ 2 mm) をはさみ、軸方向に荷重を負荷してその接触面に生ずる圧力分布を求めた。

図 3.11 は、荷重 98.1 kN を負荷したときに生じた試片表面のあらさの変化を、接触円の中心を通る半径方向に触針式あらさ計で測定した一例である。これより接触部分では微

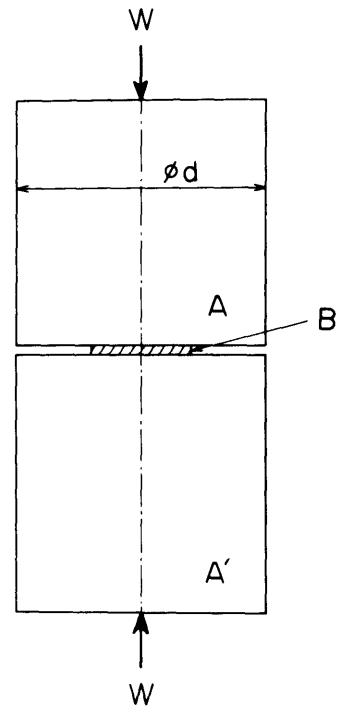
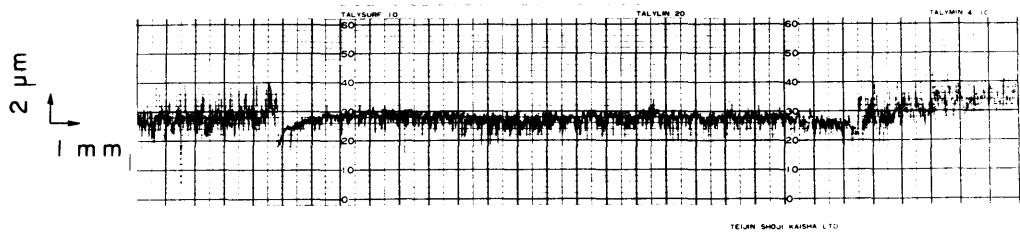


図 3.10 荷重の負荷方法



W = 98.1 kN

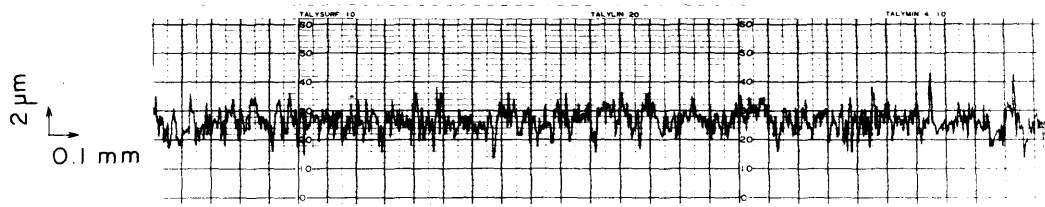
図3.11 接触面の半径方向に測定した断面曲線

小突起が塑性変形しており、その変形量は場所によって異なり、接触圧力の高い端の位置で著しいことがわかる。また、母材には塑性変形がほとんど生じていないこともわかる。

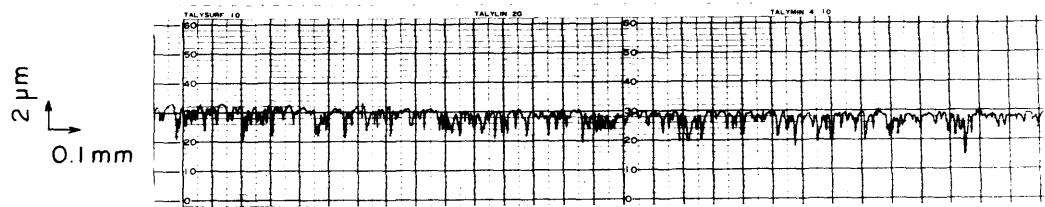
図3.12は、試片接触部の種々の半径位置で円周方向に測定した断面曲線の一例である。図3.12(a)は接触の生じなかった部分のあろさで、接触面における接触前の初期あろさに相当する。またこの図より、円柱の端部付近 ($r=9.75\text{ mm}$) での突起のつぶれ量が著しく、中心に近づくほど突起のつぶれ量が小さくなっていくのが認められる。これは、円柱端面と平面が接触する場合、その中心部で圧力が低く、端にゆくにしたがって高くなることに対応している。

種々の半径位置で中心線平均あろさ R_a を測定し、あろさの変化量 $\Delta R_a / (R_{a_i})$ の分布をプロット結果を図3.13に示す。これは、3種類の負荷荷重 98.1 kN, 78.5 kN, 49.1 kN に対する結果である。

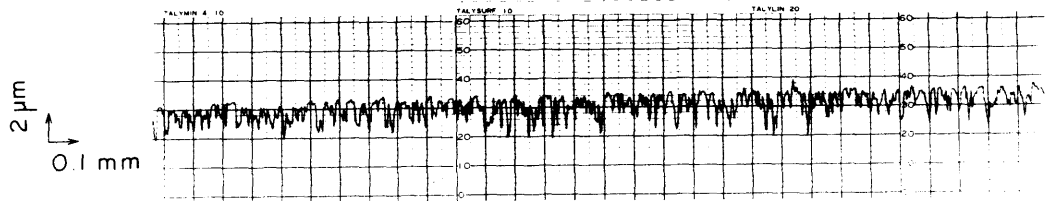
これらの測定結果を、前節のブラスト仕上げに対するあろさの変化量 $\Delta R_a / (R_{a_i})$ と負荷圧力 P_m の関係 (図3.6) に基づいて圧力に換算し、接触圧力分布を示したのが図3.14である。3種類の荷重のいずれの場合についても、円柱端面の中心部で圧力が低く、端に近づくにした



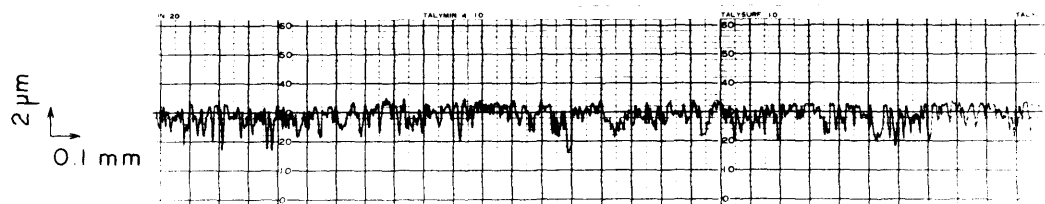
(a) $r=11.0 \text{ mm}$ $Ra=0.648 \mu\text{m}$



(b) $r=9.75 \text{ mm}$ $Ra=0.500 \mu\text{m}$



(c) $r=8.25 \text{ mm}$ $Ra=0.582 \mu\text{m}$



(d) $r=2.5 \text{ mm}$ $Ra=0.621 \mu\text{m}$

図3.12 種々の半径位置における断面曲線

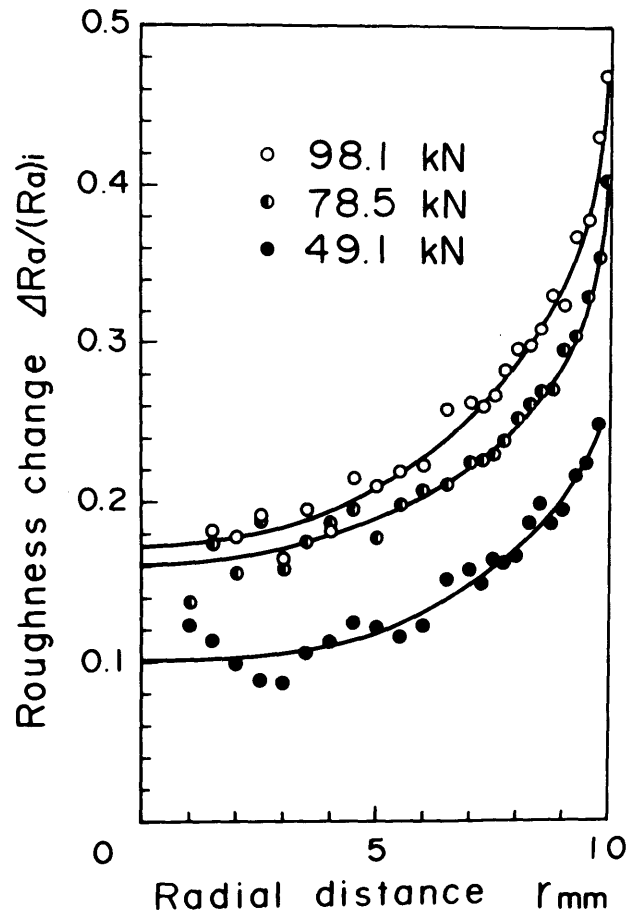


図 3.13 あらさの変化量の分布

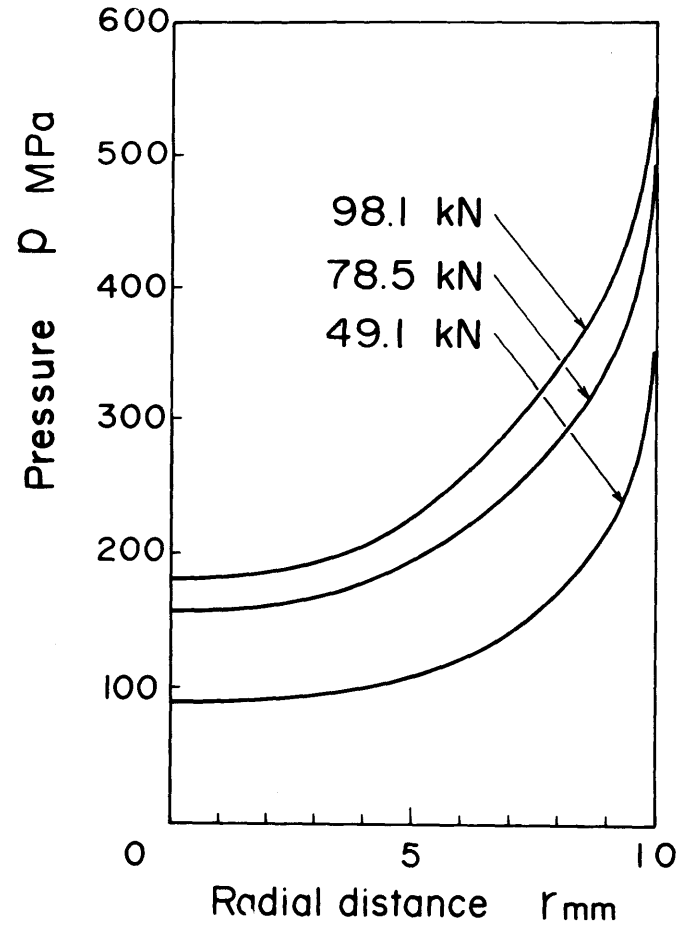
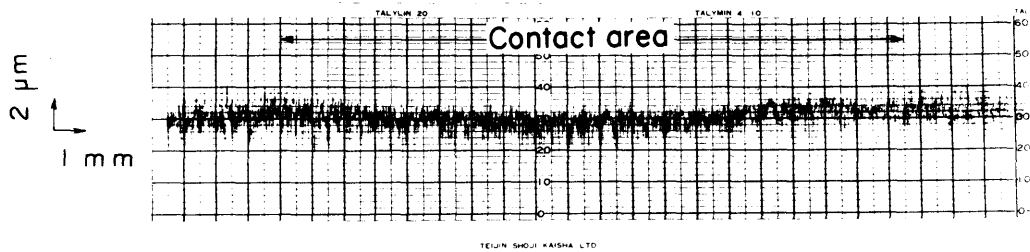


図 3.14 円柱端面と平面の接触圧力分布



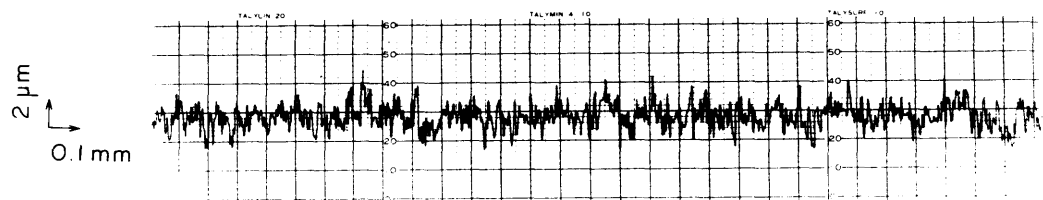
$W = 78.5 \text{ kN}$

図3.15 接触面の半径方向に測定した断面曲線

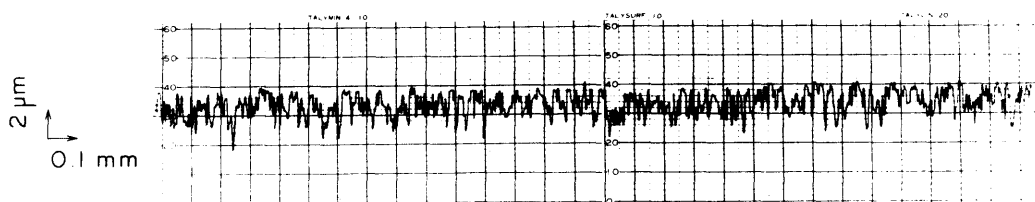
たが、著しく高くなっている。

つぎに、球面と平面の接触圧力分布を前と同様の測定法で求めた。半径1750 mmの球圧子を、3種類の荷重で試片に押しつけ表面高さの変化量を測定した。

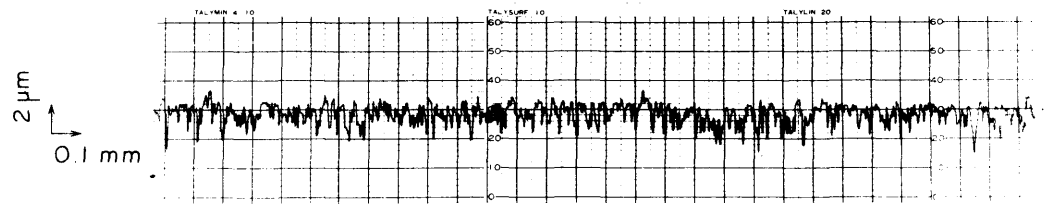
図3.15は、接触面の中心を通過して半径方向に測定した断面曲線の



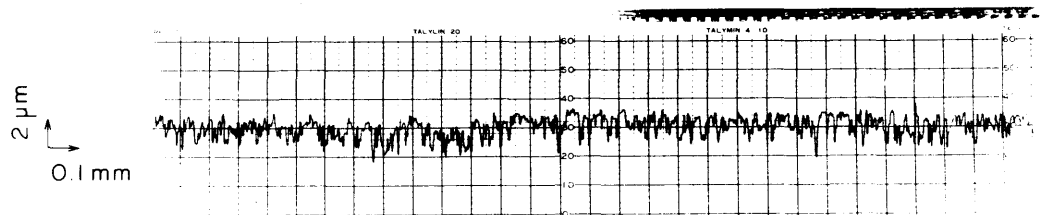
(a) $r = 12.0 \text{ mm}$ $Ra = 0.685 \text{ μm}$



(b) $r = 9.0 \text{ mm}$ $Ra = 0.649 \text{ μm}$



(c) $r=4.0 \text{ mm}$ $Ra=0.561 \mu\text{m}$



(d) $r=1.0 \text{ mm}$ $Ra=0.544 \mu\text{m}$

図3.16 種々の半径位置における断面曲線

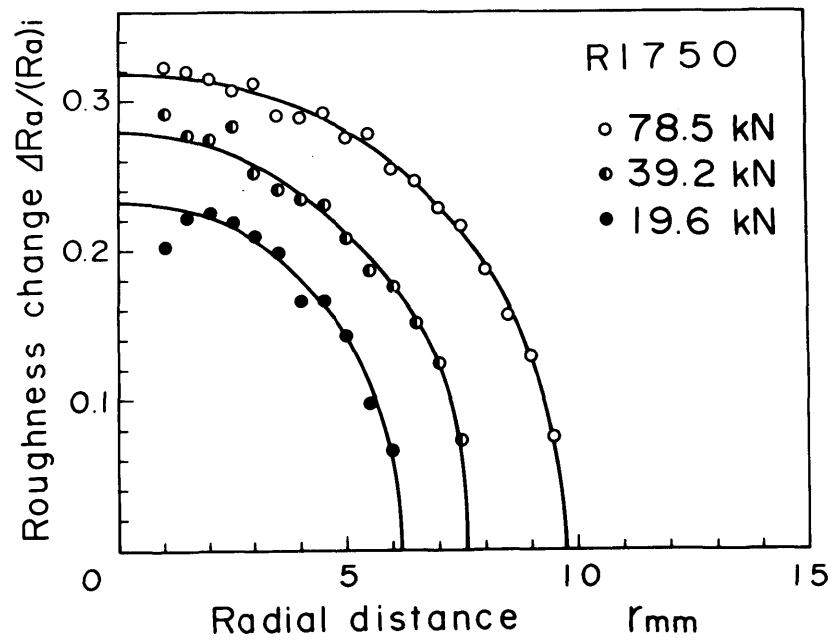


図3.17 あらさの変化量の分布

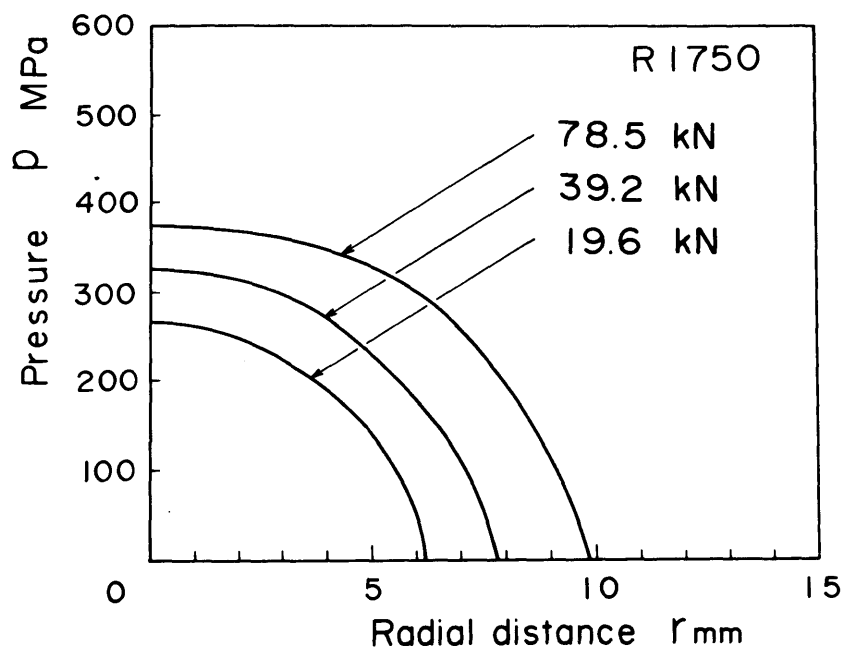


図3.18 球面と平面の接触圧力分布

一例である。表面の微小突起のつぶれ量は中心に近づくほど大きく、また母材はほとんど塑性変形していないことがわかる。

図3.16は、種々の半径位置で円周方向に測定した断面曲線の一例である。

図3.17は、これらの測定結果よりあるさの変化量 $\Delta Ra / (Ra)_i$ の分布をプロットしたものである。

図3.17の $\Delta Ra / (Ra)_i$ の分布を図3.6の較正曲線に基づいて圧力に換算し、接触圧力分布を示したのが図3.18である。負荷荷重が増加するにしたがい接触半径が大きくなり、接触面の中心における圧力が高くなるのかわかる。

以上の接触圧力分布の測定結果の信頼性を示す一つの目安として、実験した接触圧力分布を積分することによって求められる荷重と、

実際に実験で負荷した荷重の比較を行った。表3.1にこの結果を示す。この表において、 W は負荷荷重、 W_r は圧力分布を積分して求めた荷重、 ΔW は W_r と W の差を示す。これはより W_r と W の差は最大で8%、平均で5%程度であり両者は良く一致している。

表3.1 接触圧力分布から求めた荷重と実際に負荷した荷重の比較

	W kN	W_r kN	$\Delta W/W$ %
円柱圧子	98.1	97.3	-0.8
	78.5	83.7	6.6
	49.1	51.1	4.1
球圧子	78.5	72.1	-8.2
	39.2	37.9	-3.3
	19.6	19.7	0.5

3.3.2 測定結果と弾性理論解の比較

ここでは、前項で測定した円柱端面と平面および球面と平面の接触圧力分布を、それぞれに対応する弾性理論解と比較して検討する。

Boussinesqによれば、なめらかな剛体円柱の端面をあるさのな半無限体に押しつけた場合の接触圧力分布は、前章の式(2.14)で表わされる。図3.19は、このBoussinesqの理論と測定結果を比較するため、前項の図3.14の接触圧力分布をプロットしなおしたもので、縦軸の接触圧力は円柱圧子に作用する平均圧力 P_m に対する比で表わ

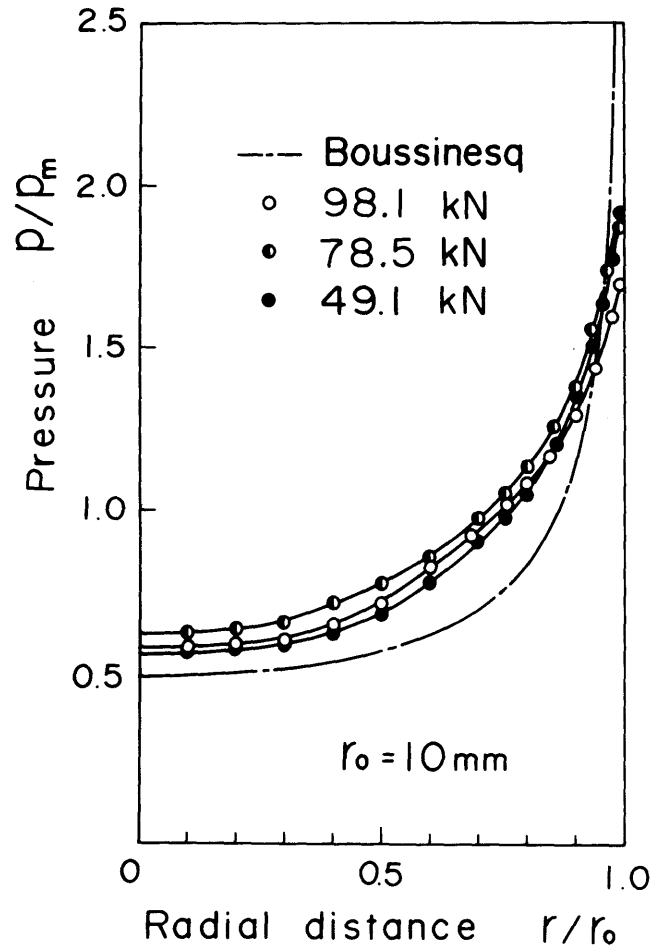


図3.19 円柱端面と平面の接触圧力分布

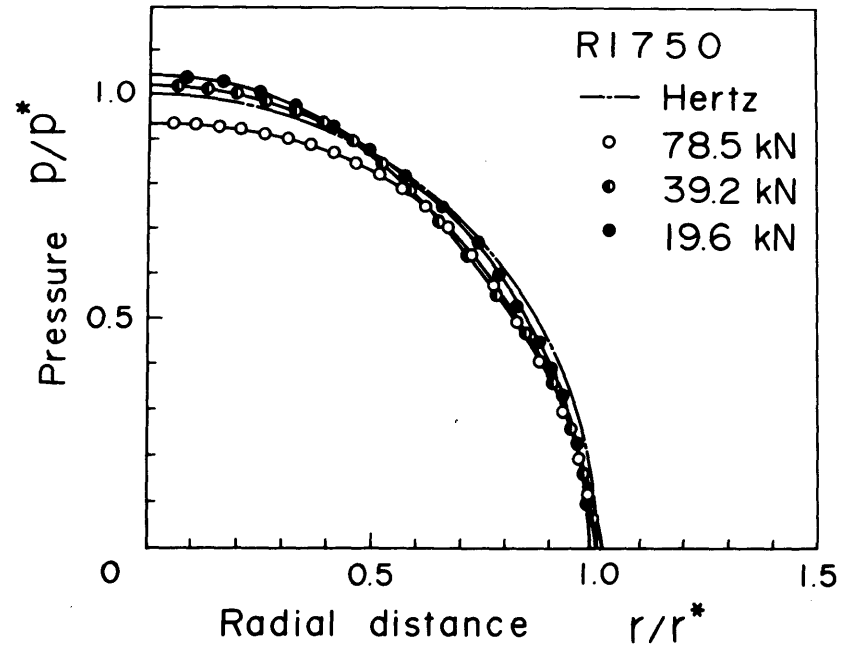


図3.20 球面と平面の接触圧力分布

し、横軸の半径方向の距離は円柱圧子の半径 r_0 に対する比で表わして11る。この図の一点鎖線が Boussinesq の弾性理論解である。実験結果は負荷荷重の大きさにかかわらず、定性的にこの理論解と良く一致して11る。実験結果と理論解に生じて11る量的な差の主な原因は、Boussinesq の理論が円柱圧子を剛体と仮定して11るのに対し、実験では弾性体であることによるものである。弾性理論では円柱圧子の端において圧力が無限大になって11るが、実験では試片材料が降伏するため有限の値を取って11る。

つぎに、球圧子を平面試片に押しつけた場合の接触圧力分布の測定結果を、Hertz の弾性理論解と比較する。

Hertz の理論解は前章の式(2.13)で表わされる。図3.20は、Hertz の理論解と前項の測定結果を比較するため、図3.18の接触圧力分布をプロットしなおしたもので、横軸の中心からの距離 r と縦軸の圧力 P を Hertz の理論により計算される接触半径 r^* と接触面の中心における最大圧力 P^* に対する比で表わしたものである。この図の一点鎖線は、前章の式(2.13)で表わされる Hertz の理論解による円形状分布を示す。この図より、3種類の負荷荷重の11ずれについて、実験結果は Hertz の弾性理論解とほぼ一致して11ることかわかる。

3.3.3 接触圧力分布におよぼす試片の寸法および形状の影響

前述の円柱圧子と平面の接触問題において、円柱圧子の大きさに比べ平面が十分な大きさをとって11れば、平面を半無限体と仮定する Boussinesq の理論解に近い測定結果が得られる。(図3.19参照)

しかし、平面が円柱圧子と同じ程度の大きさになると、平面の母材の弾性変形状態が変化して、接触圧力の分布に影響があるものと考えられる⁽²¹⁾。この影響を検討するため、円柱試片の直径 d （図3.10参照）を種々変えて接触圧力分布を測定した。図3.21にこの結果を示す。円柱圧子と円柱試片の直径が同一であれば、接触圧力は一樣の分布をしていいるが、試片の直径が圧子の直径 d_0 よりわずかに大き

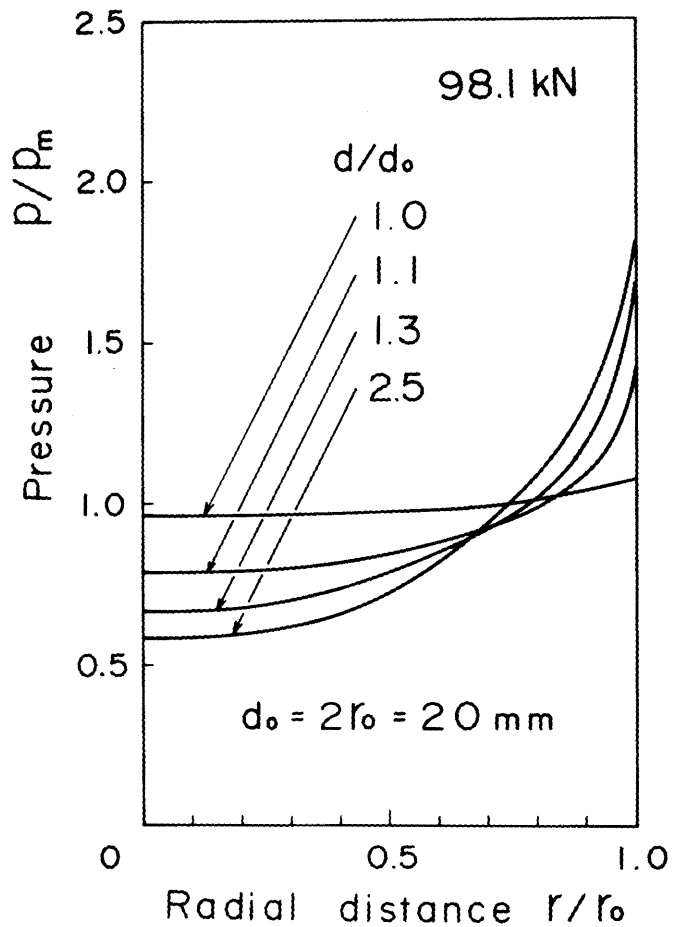


図3.21 円柱端面と平面の接触圧力分布

くなると不均一の圧力分布になり、中心部で圧力が低く端部で高くなる。さらに試片の直径が大きくなるにしたがって、圧力分布の不均一の度合が著しくなり、試片の直径が圧子のその2.5倍程度になると、試片寸法の影響はほとんどなくなり一定の分布形状に落ちついてくる。

つぎに図3.22に示すように、円柱試片 A 、 A' に傾斜がある場合には、試片の寸法と同様にその傾斜の程度により母材の変形状態が変

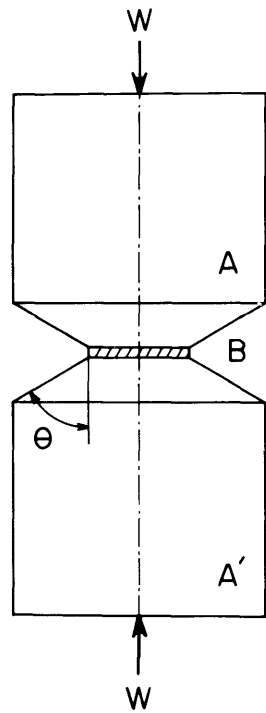


図3.22 荷重の負荷方法

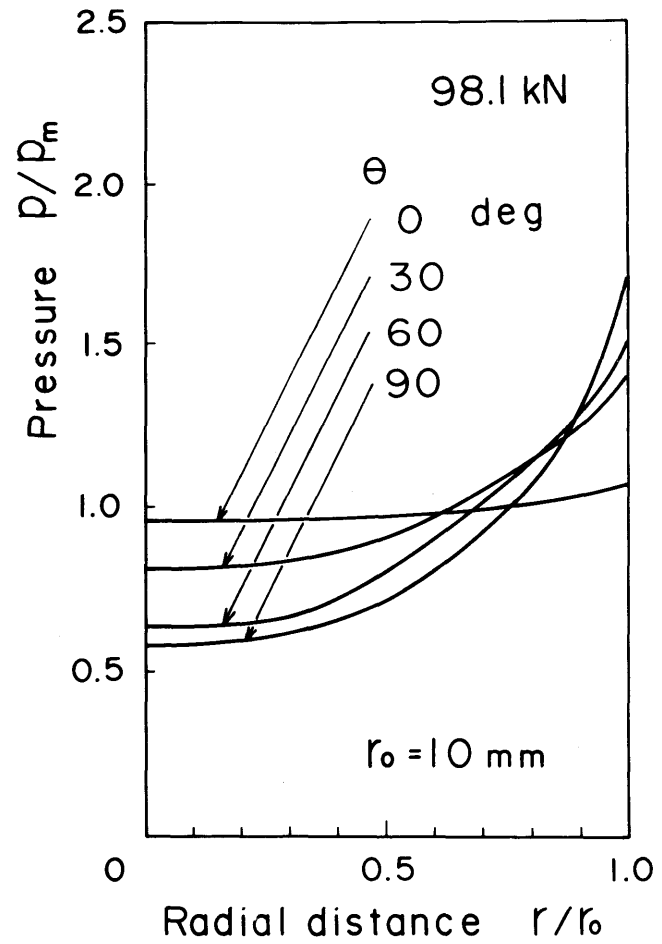


図3.23 円柱端面と平面の接触圧力分布

り、接触面の圧力分布に影響が生ずるものと考えられる⁽²¹⁾。そこで、この傾斜角 θ の異なる試片と円柱圧子の接触圧力分布を測定してその影響を調べた。

図3.23に種々の傾斜角 θ に対する測定結果を示す。傾斜角 $\theta = 0^\circ$ のとき接触圧力は均一の分布であるが、この傾斜角の増加にしたがい、端部の圧力が増加し、 $\theta = 90^\circ$ の半無限体に相当する接触圧力分布に漸近してゆくのがみられる。

3.4 結 論

実際のあらさをもつ金属2面が接触するとき、負荷圧力に応じて表面の微小突起が塑性変形し表面あらさが修正される。この現象を利用して接触面の圧力分布を測定する方法を、より実際のランダムなあらさをもつ金属面に適用することを試みた。

まず、種々のランダムなあらさをもつ仕上げ面の表面あらさ(中心線平均あらさ)の負荷圧力による変化特性を調べ、ブラスト仕上げ面が接触圧力の測定に最適であることを確かめた。

ついで、このブラスト仕上げ面を使用し、接触部の中心線平均あらさの分布を求めることにより、円柱端面と平面および球面と平面の2種類の接触面の圧力分布を測定し、それぞれに対応する弾性理論解とほぼ一致する結果が得られることを示した。また、接触する物体の寸法や形状により、接触部に生ずる圧力分布は影響を受けるが、本測定法によりこの影響を測定できることを示した。したがって、任意の接触面の圧力分布を測定する場合、その面にブラスト仕上げを施せば、本測定法により接触圧力分布を正確に求められる。

第4章 応用測定実験 (実測例)⁽²²⁾

金属2面が接触するとき、その接触部に生ずる表面あろさの変化量を測定することにより2面間の接触圧力分布を求める手法を提案し、基本的な接触問題である円柱端面と平面および球面と平面の接触の場合に適用し、本測定法により接触圧力分布の測定が可能であることを示してきた。第2章においては、高さ一定の規則的な三角形のあろさをもつ金属面を用いて、また第3章においては、ランダムで均一なあろさをもつプラスト仕上げによる金属面を用いて、それぞれ接触圧力分布の測定を行った。

本章では、この接触圧力測定法を種々の具体的かつ実際的な接触問題に適用し、それらの接触圧力分布について検討するとともに本測定法の特徴を明らかにする。

4.1 円環と平面の接触圧力分布⁽²³⁾

本節では、まず比較的簡単な形状にもかかわらず、弾性理論での取扱いが困難である円環と平面の接触圧力分布を本測定法により測定する。さらにこの測定結果を、既知の弾性理論解を組合せた表示式により、十分表わされることを示す。

4.1.1 接触圧力分布の測定

本実験では、図4.1に示すような硬いなめらかな表面をもつ円環

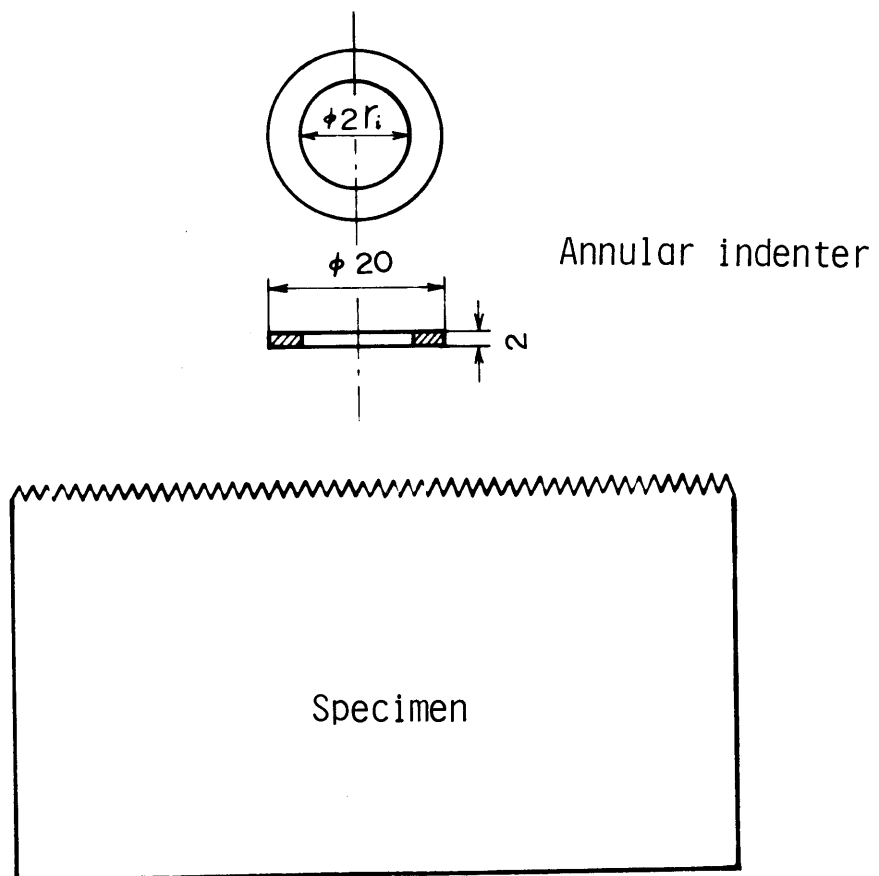


図4.1 円環圧子と試片の接触

表4.1 圧子と試片の諸元

	圧子		試片
形状	円環		平面
寸法 mm	外径 (2r _o)	内径 (2r _i)	φ150×100
	20	5, 10, 15	
材質	SKS2		S35C
ビッカース硬さ H _v	630		210
表面あらさ H _{max} μm	0.2		8~10

圧子を作成し、三角形状の規則的なあろさをその平面に押しつけ、その接触面に作用する圧力分布をあろさ変化より測定した。(第2章参照)

実験に使用した円環圧子の寸法は外径が一定(20mm)で、内径が表4.1に示す3種類である。円環圧子の厚さに関しては、前章において述べたように、弾性理論解と比較することを考慮すると、圧子の剛性を高くするためには薄いものが望ましいので、2mmの厚さのものを作成した。

平面試片は、第2章における測定の場合と同様に直径150mm、高さ100mmの炭素鋼(S35C)の丸棒の端面を、刃先丸味のできるだけ小さい超硬チップを用い適当な切削条件で旋削し、高さ一定の規則的な三角形状の表面あろさを設けた。

円環圧子および試片の材質、硬さ等を表4.1に示す。

図4.2は、実験に使用した円環圧子の表面形状を測定した一例で

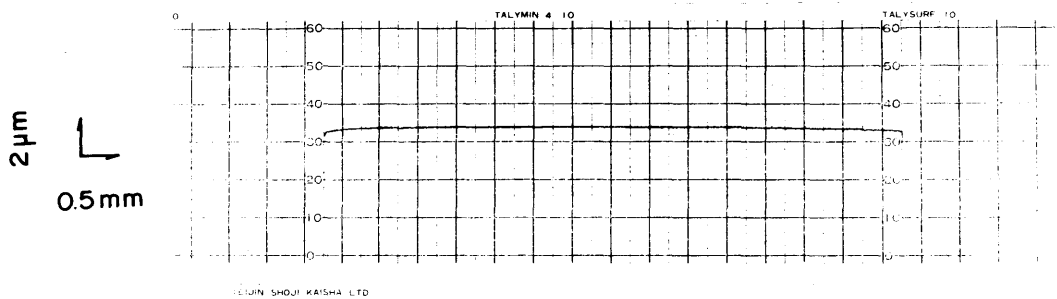


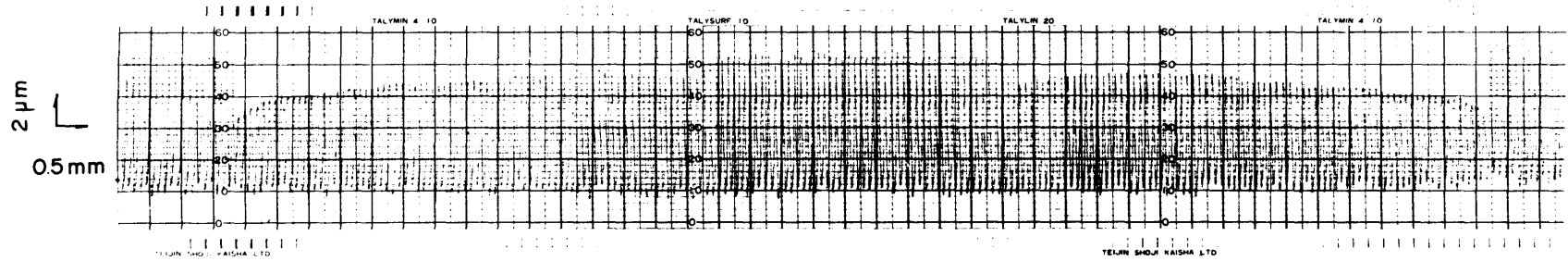
図4.2 円環圧子の断面曲線

ある。この圧子の表面あろさは $0.2\mu\text{m}$ 以下であり、試片の表面あろさに比べ十分小さく無視できる。

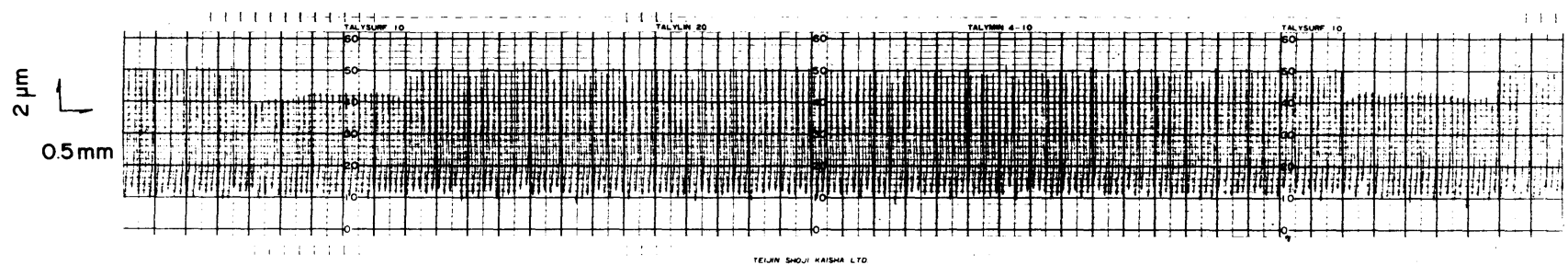
図4.3は、内径の異なる2種類の円環圧子を試片に押しつけたときの表面あろさの変化を測定した一例である。このとき圧子に作用する平均圧力は 312MPa である。表面の突起の先端は、塑性変形してつぶれているが、母材内部はほとんど塑性変形を受けていない。このような測定結果に基づいて、2面接触後の表面あろさの変化量 $\Delta H/H$ を求めた。

図4.4は、内径 5mm の円環圧子に対するあろさの変化量の分布の測定結果の一例である。この図の点1個が試片表面の塑性変形した突起1個に対応している。

第2章と同様に負荷荷重から降伏圧力 P_H を求め、接触圧力分布を求めた。内径 5mm 、 10mm 、 15mm の3種類の円環圧子に対する結果を図4.5～4.7に示す。ただし、接触圧力は円環圧子に作用する平均圧力 P_m に対する比で表わし、中心からの半径方向距離は外半径 r_0 (10mm)に対する比で表わしている。これらの図より、円環圧子の内径の大きさにかかわらず、圧子の内端と外端で応力集中が



(a) $2r_i = 5 \text{ mm}$



(b) $2r_i = 15 \text{ mm}$

図4.3 円環圧子を押つけたときの試片の断面曲線

70

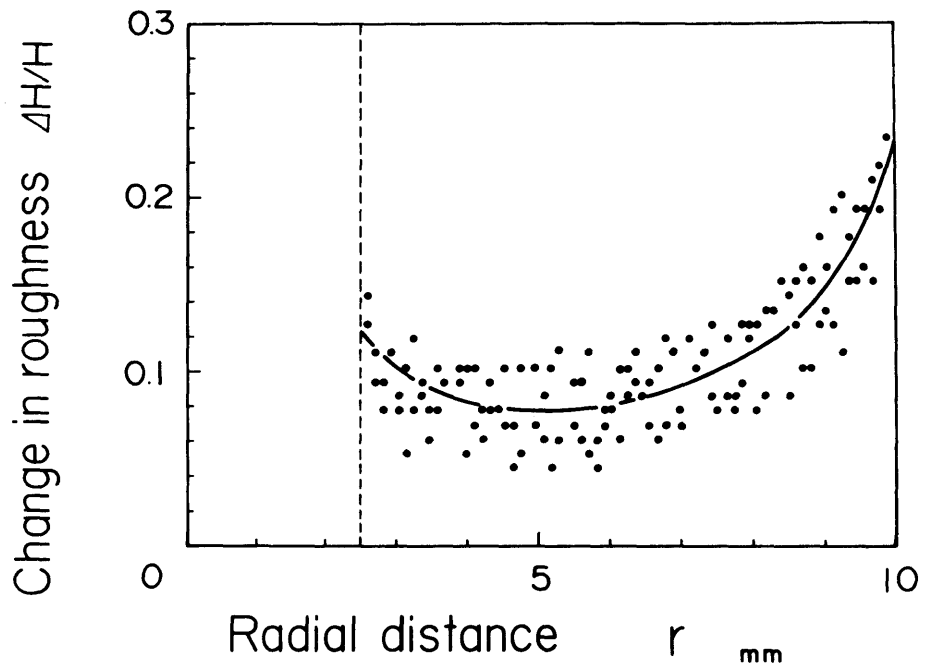


図4.4 あらさの変化量の分布

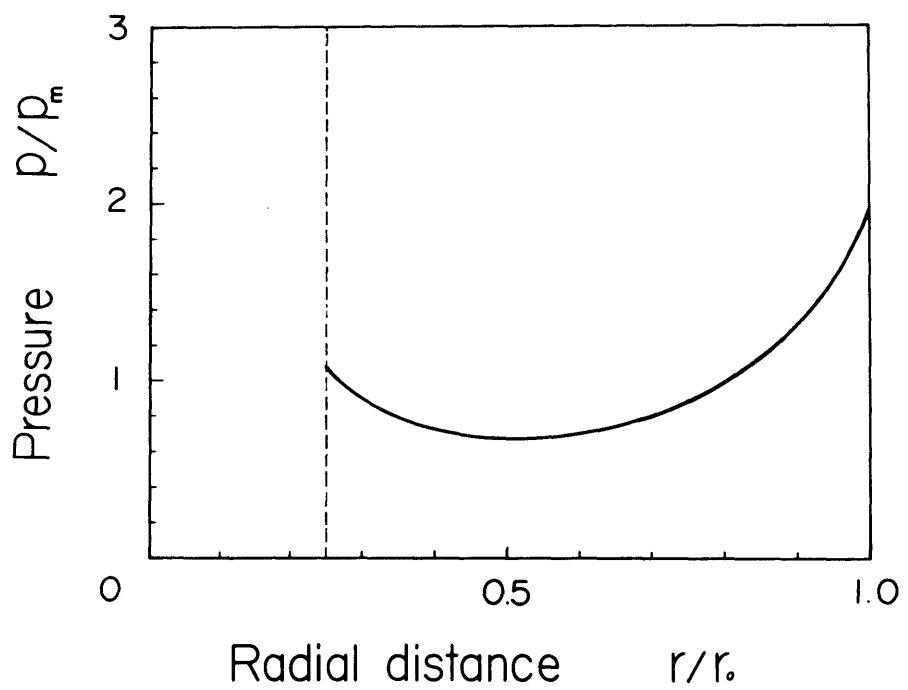


図4.5 円環圧子と平面の接触圧力分布

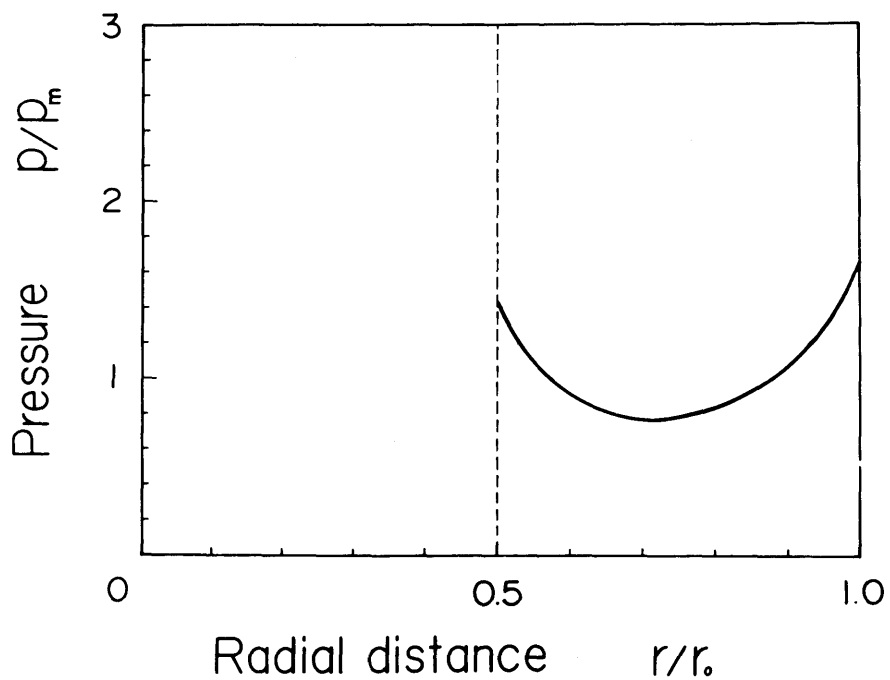


図 4.6 内環圧子と平面の接触圧力分布

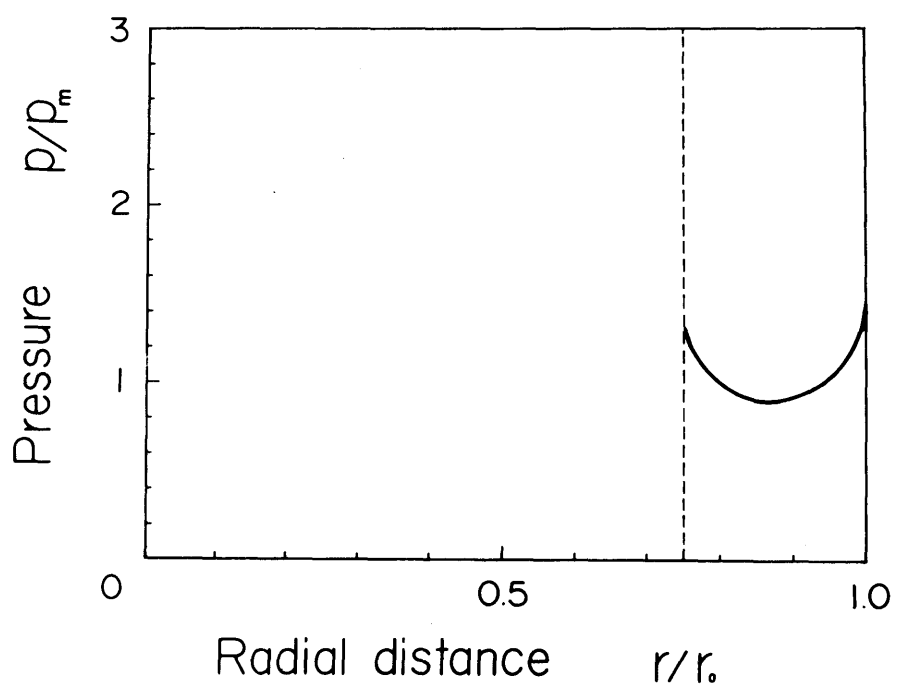


図 4.7 外環圧子と平面の接触圧力分布

生じて接触圧力が高くなっていることがわかる。その分布形状は円環圧子の接触幅の中心に関して対称でなく、接触圧力の最小値は円環圧子の平均半径より常に内側の位置に生じている。また、円環圧子の内径が大きくなるにしたがい、すなわち円環圧子の接触幅が小さくなるほど接触圧力の最小値は大きくなり、その分布が対称形に近づく傾向がみられる。

4.1.2 接触圧力分布の表示式

前項の実験において、円環圧子の内半径がさらに大きくなり、圧子の接触幅が無限に小さくなれば、その接触幅内の圧力分布は半無限体に一定幅の平面を押しつける場合の二次元問題に対応し、接触幅の中心に関して完全に対称形の圧力分布が得られるものと思われる。一方、円環圧子の内半径の大きさが無限に小さくなると、穴のあいていない円柱端面を平面に押しつける問題になる。この両者の中間の状態が円環圧子を平面に押しつける問題である。そこで、両極限において上述の両者を含むような円環圧子の接触圧力分布を表わす表示式を考えることにする。

剛体円柱のなめらかな端面を半無限体に押しつけたとき、接触面に生ずる圧力分布を求める問題は、Boussinesqの問題として知られており、その解は次式で表わされる。(図4.8参照)

$$p = \frac{W}{2\pi a^2} \frac{1}{\sqrt{1-(r/a)^2}} = \frac{1}{2} \frac{P_m}{\sqrt{1-(r/a)^2}} \text{-----} (4.1)$$

p : 接触圧力

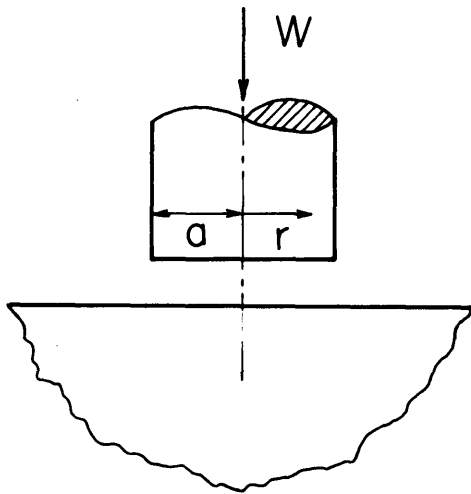


図4.8 剛体円柱と半無限体の接触

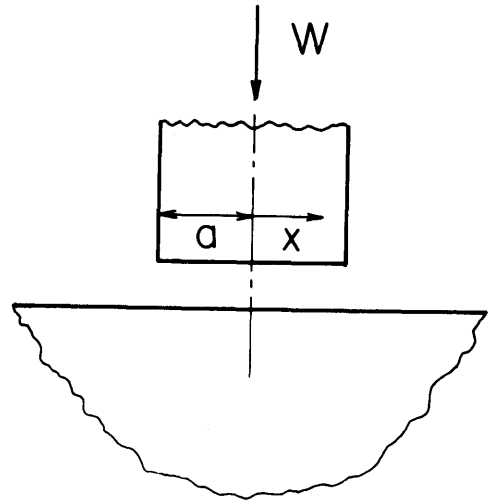


図4.9 剛体平面と半無限体の接触

r : 中心からの半径方向距離

a : 剛体円柱の半径

P_m : 円柱端面に作用する平均圧力 ($=W/\pi a^2$)

また、一定幅の剛体平面を半無限体に押しつける二次元の接触問題は Sadowsky⁽¹⁾ によって取扱われており、その圧力分布は次式で表わされる。(図4.9参照)

$$p = \frac{W}{\pi a} \frac{1}{\sqrt{1-(x/a)^2}} = \frac{2}{\pi} \frac{P_m}{\sqrt{1-(x/a)^2}} \text{----- (4.2)}$$

x : 中心からの距離

$2a$: 剛体平面の幅

P_m : 平面に作用する平均圧力 ($=W/2a$)

以上の2式を参考にし、円環圧子の接触圧力分布を示す表示式として次式を提示する。

$$p' = \frac{K \cdot |r'|}{\sqrt{(1-r'^2)(r'^2-\alpha^2)}} \text{-----} (4.3)$$

p' : 円環圧子に作用する平均圧力で無次元化した接触圧力 ($= p/p_m$), $p_m = W/\pi(r_o^2 - r_i^2)$

r' : 円環圧子の外半径 r_o で無次元化した中心からの距離 ($= r/r_o$)

α : 円環圧子の内半径 r_i と外半径 r_o の比 ($= r_i/r_o$)

K : α の値により決まる定数

接触圧力を接触領域全体について積分すれば負荷荷重に等しくなるから、負荷荷重を W とすれば、

$$W = \int_{r_i}^{r_o} p \cdot 2\pi r \cdot dr \text{-----} (4.4)$$

となり、無次元化した圧力 p' については

$$\int_{\alpha}^{1} p' \cdot 2\pi r' \cdot dr' = W/p_m \cdot r_o^2 = \pi(1-\alpha^2) \text{-----} (4.5)$$

となる。この関係は、接触圧力分布の形に関係なく常に成り立たなければならぬ。提示した式(4.3)の中の定数 K は、任意の α の値に対して式(4.5)を満足させるための定数である。したがって、定数 K は次式で表わされる。

$$K = (1-\alpha^2)/2 \int_{\alpha}^1 \frac{r'^2 dr'}{\sqrt{(1-r'^2)(r'^2-\alpha^2)}} \quad \text{----- (4.6)}$$

この式の分母の積分を $r'^2 = 1-k^2u^2$, $k^2 = 1-\alpha^2$ とおいて標準形への変換を行えば, 第2種の完全だ円積分となり, K は次式で表わされる.

$$K = \frac{1-\alpha^2}{2E(k)} \quad \text{----- (4.7)}$$

$$E(k) = \frac{\pi}{2(1+k)} \left[1 + \left(\frac{1}{2}\right)^2 \cdot k^2 + \left(\frac{1}{2 \cdot 4}\right)^2 \cdot k^4 + \dots + \left\{ \frac{(2r-3)!!}{(2r)!!} \right\}^2 \cdot k^{2r} + \dots \right]$$

$$k = \frac{1 - \sqrt{1-k^2}}{1 + \sqrt{1-k^2}}$$

つぎに, 式(4.3)を r' で微分して接触圧力の最小値 p'_{min} を求めると,

$$p'_{min} = \frac{K}{1-\alpha} \quad \text{----- (4.8)} \\ (r' = \sqrt{\alpha} \text{ において})$$

図4.10は, 式(4.7)より任意の α に対する定数 K の値を求めプロットした結果である. $\alpha=0$ のとき $K=0.5$ であり, 式(4.3)は穴のない円柱端面を半無限体に押しつけたときの圧力分布を表わす式(4.1)と一致する. また, 式(4.3)は α が1に近づくと, その形が平均半径に関して徐々に対称形となり式(4.2)の形に近づく.

本実験で使用した円環圧子の内外径比 $\alpha = 0, 0.25, 0.5, 0.75$ 1 =

図4.10
定数Kと内外径比
 α の関係

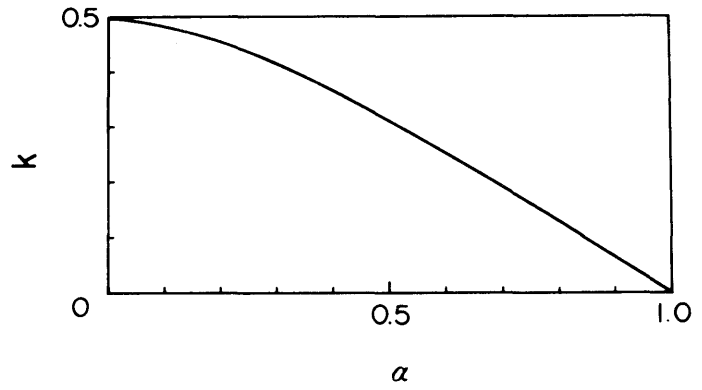


表4.2
定数Kの値

α	0	0.25	0.5	0.75
K	0.500	0.437	0.310	0.158

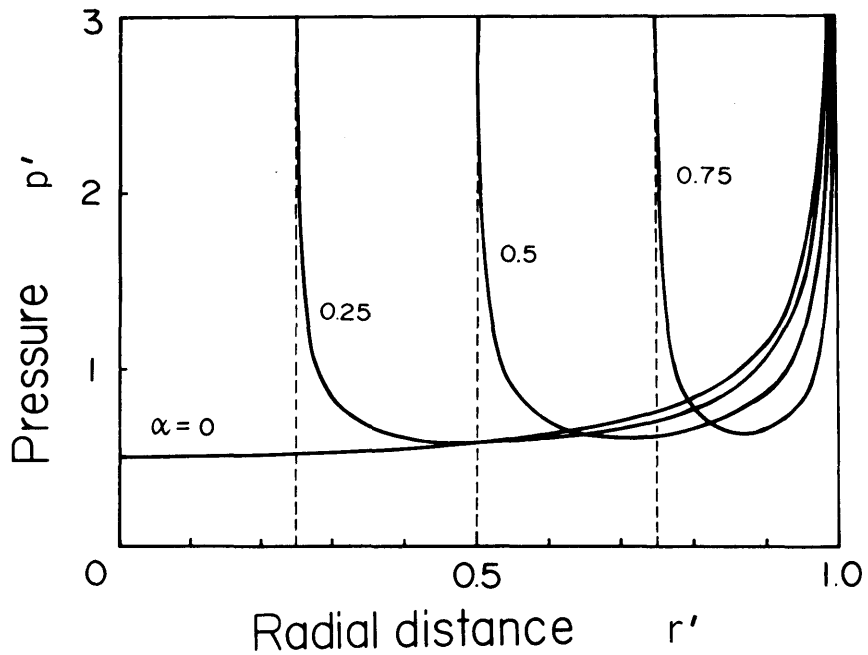


図4.11 表示式による接触圧力分布

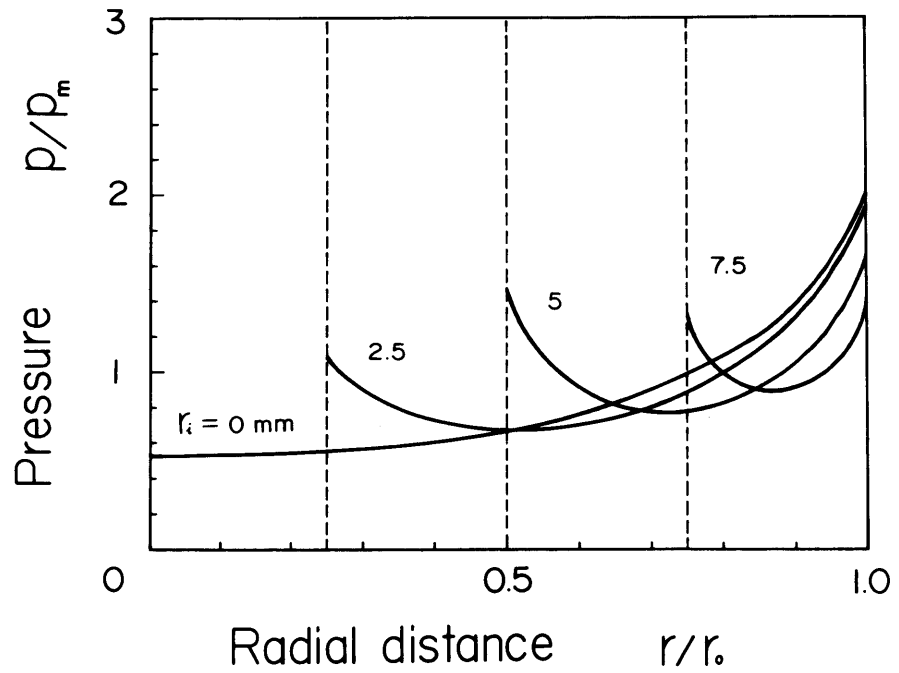


図4.12 円環圧子と平面の接触圧力分布

表4.3 接触圧力の最小値とその位置

α		位置 r'	最小値 P'_{\min}
0	表示式	0	0.500
	実験値	0	0.50
0.25	表示式	0.500	0.583
	実験値	0.46	0.64
0.50	表示式	0.707	0.619
	実験値	0.68	0.73
0.75	表示式	0.866	0.633
	実験値	0.86	0.84

対して求めた定数 K の値を表4.2に示す。

この表の定数 K の値を用いて式(4.3)の表示式で表わされる圧力分布を示したのが図4.11である。

前述の接触圧力分布の測定結果を1つの図にまとめると図4.12になる。この図の $r_i = 0 \text{ mm}$ の穴のない円柱圧子を押つけたときの接触圧力分布は、第2章において求めた実験結果である。

また表4.3は、式(4.8)より求められる接触圧力の最小値 p'_{\min} とその位置 r' を実験に対応する α に對して求め、実験結果と比較したものである。

図4.11と図4.12を比較すると、式(4.3)で表わされる表示式は、円環圧子の内半径 r_i の変化に伴ない圧力分布が変化する実験結果の傾向を良く表わしている。すなわち、内半径 r_i が大きくなるにしたがい接触圧力の最小値が増加し、その分布が対称形に近づいている。また表4.3に示されるように、接触圧力の最小値の生ずる中心からの位置 r' 、それぞれの内半径に對して表示式の値と実験結果は良く一致している。もちろん、この表示式は剛体円柱や有限幅の剛体平面を半無限体に押しつける場合の解を基にしてしているので、圧子の内端と外端で接触圧力が無限大になる。しかし、実際の実験では完全に剛体ではない鋼の圧子と試片を使用しており、その弾性限を越えると塑性変形が生じ、両端で接触圧力は無限大になりえず有限値を取る。したがって、力のつりあいより、実際の圧力は内側において表示式で表わされるものより大きくなっていく。

全体的にみて、ここで提示した接触圧力分布の表示式は実験結果を良く表わしており、任意の内外径比をもつ円環圧子に對して適用できるものと考えられる。

4.2 試片材料の接触圧力分布におよぼす影響

これまで、接触する2つの金属面の材料として鋼の場合のみについて取扱ってきた。本節では、平面試片として縦弾性係数の異なる材料を使用した場合には、接触圧力の分布にどのような影響が生じるかを検討する。

本実験でもこれまでと同様に、硬度が大きくてなめらかな金属面として、合金工具鋼(SKS2)で作成した球圧子と円柱圧子を使用した。

硬度が小さくあろさのある面としては、炭素鋼(S35C)、ジュラルミン(A2017)および黄銅(BsBM2)の3種類の丸棒の端面を、超硬バイトおよびダイヤモンドバイトを用い適当な切削条件で旋削し、高さ一定の規則的な三角形状のあろさを設けた面を使用した。

表4.4に各材料の弾性定数を示す。

前と同様の方法で、ジュラルミンの平面試片に円柱圧子(直径20mm, 高さ2mm)を押しつけ、その接触面の圧力分布を測定した結果を図4.13の実線を示す。縦軸の接触圧力は円柱圧子に作用する平均圧力 P_m (= 187MPa) に対する比で表われ、横軸

表4.4 材料の弾性定数

材料	定数	縦弾性係数	ポアソン比
		E GPa	ν
S35C		207	0.256
A2017		68.7	0.296
BsBM2		108	0.303

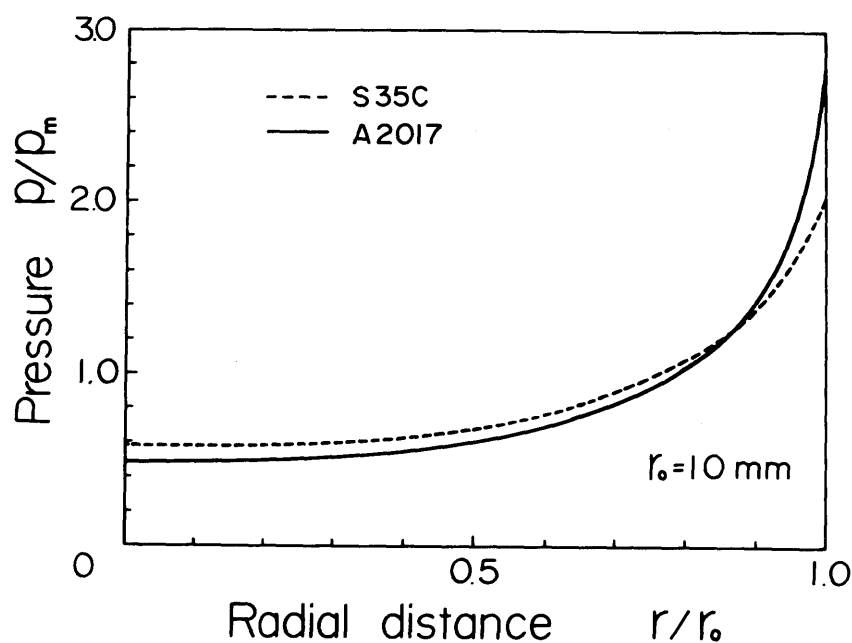


図4.13 円柱端面と平面の接触圧力分布

の中心からの距離は円柱圧子の半径 r_0 に対する比で表わして 11る。この図の破線は、第2章において求めた平面試片の材料が炭素鋼 (S35C) の場合の測定結果である。これより、平面試片がジュラルミンの場合、平面試片が炭素鋼の場合に比べ、接触圧力が円柱圧子の中心部で低く端部で高くなっており、同じ円柱圧子を押しつけても平面試片の材料により接触圧力の分布形状が異なることがわかる。このように平面試片の材料により接触圧力の分布形状に差が生ずるのは、円柱圧子に対する試片の剛性の違いによる影響と考えられる。すなわち、表4.4に示すように、ジュラルミンの縦弾性係数は炭素鋼のそれの約 $\frac{1}{3}$ であり、平面試片がジュラルミンの場合には炭素鋼の場合に比べ円柱圧子の剛性が相対的に高くなり、端部での応力集中が著しくなり高い接触圧力が生じて 11る。このように負荷荷重によ

って見かけの接触面積が変化しない円柱端面と平面の接触の場合には、円柱圧子と平面試片の縦弾性係数の大きさの相対関係で接触圧力の分布形状が異なることがわかる。

つぎに図4.14は、前述の3種類の材料の平面試片に球圧子（半径1750mm）を荷重78.5kNで押しつけ、あるさの変化量から同様の方法で接触圧力分布を求めた結果である。これより、同一の曲率半径の球圧子を同一荷重で平面試片に押しつけても、平面試片の材料により接触円の中心における最大接触圧力やその半径の大きさが著しく異なることがわかる。すなわち、平面試片の材料として縦弾性係数の最も小さいジュラルミンの場合は、中心における最高圧力が最も低く、また接触半径が最も大きくなり、平面試片材料の縦弾性係数が大きくなるにしたがい、中心における最高圧力は大きく、接触

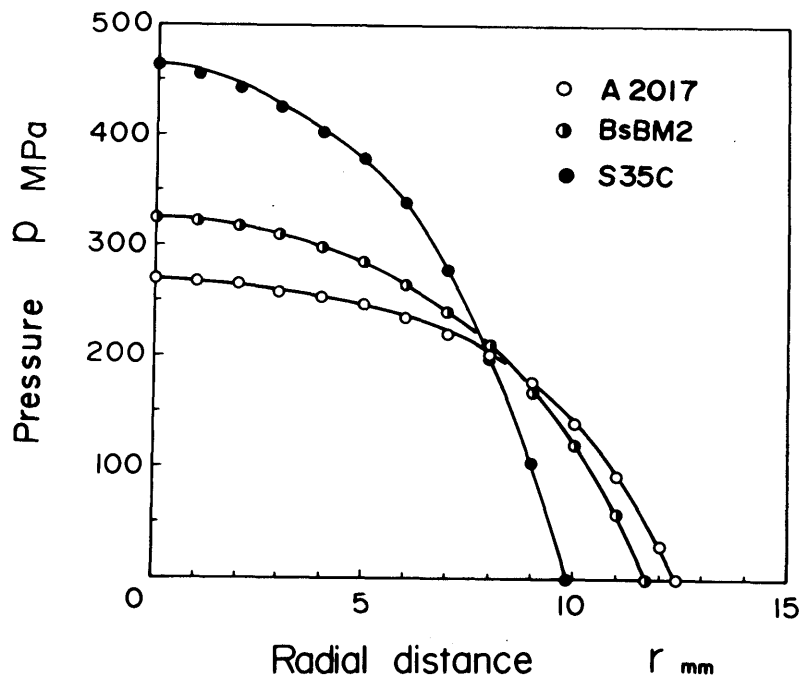


図4.14 球面と平面の接触圧力分布

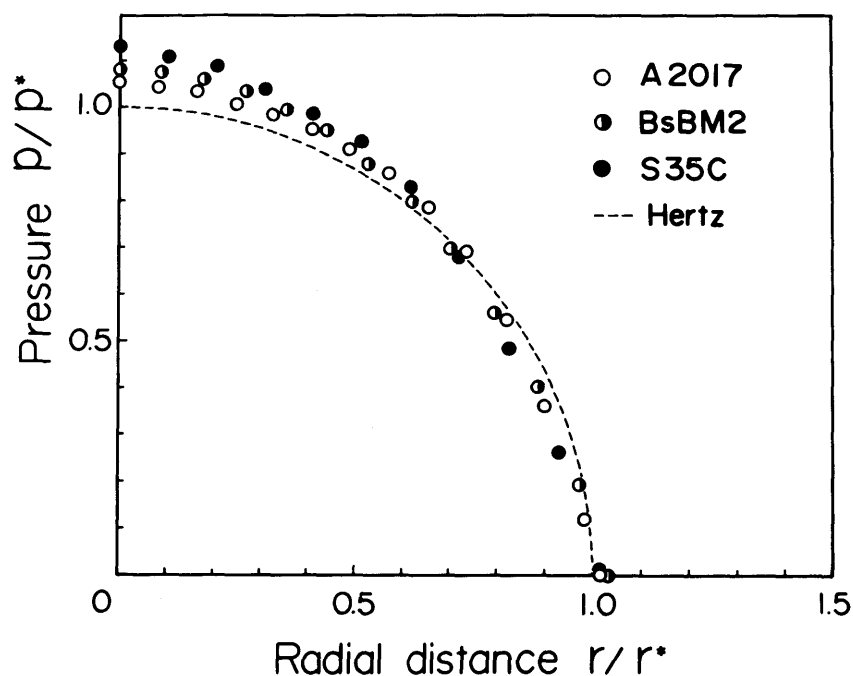


図4.15 球面と平面の接触圧力分布

半径は小さくなるといえるのがわかる。

図4.15は、図4.14の接触圧力分布の測定結果をHertzの弾性理論解と比較するため、表4.4に示すそれぞれの材料の弾性定数に対して求められるHertzの理論による最高圧力 p^* およびその接触半径 r^* で接触圧力と半径方向の距離をそれぞれ無次元化して表わしたものである。破線がHertzの弾性理論による接触圧力分布である。接触圧力分布をこの図のように表わして比較すると、その分布形状は平面試片の材料に関係なくHertzの理論圧力分布にほぼ一致することがわかる。すなわち、球と平面の接触においては、同一の半径の球を同一の荷重で平面に押しつけると、図4.14に示すように平面の材料により接触円の大きさやその中心における最高圧力の大きさは異なるが、その分布形状は平面の材料に関係なくすべてHertzの円形

状分布に一致することになる。これは球と平面の接触においては、前述の円柱端面と平面の接触と異なり、見かけの接触面積が負荷条件により変るので、球と平面の材料の剛性（縦弾性係数）の相対関係に応じて接触面積と最高圧力が決まり、その分布形状は常にだ円形になることを示している。

以上の測定結果より、本測定法は従来からある接触圧測定法の光弾性法や測圧ピン法のように被測定物体の材料に制約を受けることなく、実際に使用されるあらゆる金属材料に適用が可能であり、接触する材料の違いが接触圧力分布におよぼす影響を調べることができることが示された。

また、前述の超音波法や測圧ピン法は、1回の測定である1点でしかまかなり広い面積に作用する接触圧力の平均値しか求めることができない。このため接触部全体の圧力分布を求めるためには、検出器あるいは測圧ピンの位置を種々変えて同じ条件での実験を数回繰返す必要がある。これに対して、本測定法は表面の微小突起を1個の検出子として接触圧力を測定しているので、1回の測定で1度に接触面全体の連続的な圧力分布を求めることができる。

4.3 円柱圧子に切欠きのある場合の接触圧力分布

これまでの実験では、接触面の圧力分布が接触面の中心に関して軸対称である場合に限られていた。本節では3次元的な接触圧力分布の測定の可能性を調べるため、一例として図4.16に示すような円柱圧子に切欠きのある場合の接触圧力分布について測定実験を行った。

前節と同様に、合金工具鋼で作成した円柱圧子を硬度の大きくなめらかな面とし、炭素鋼の丸棒端面に三角形状の規則的な突起を旋削により加工して硬度の小さいあらい面とした。

図4.16に示すような座標軸を取り、x軸に平行に1mmおきに $y = 0 \sim 9 \text{ mm}$ の範囲で表面あろさを測定し、あろさの変化量 $\Delta H/H$ の分布を求めた。図4.17に測定した分布の一例を示す。

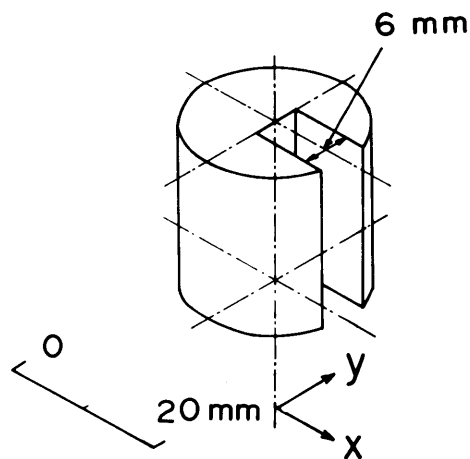


図4.16 切欠き圧子の形状

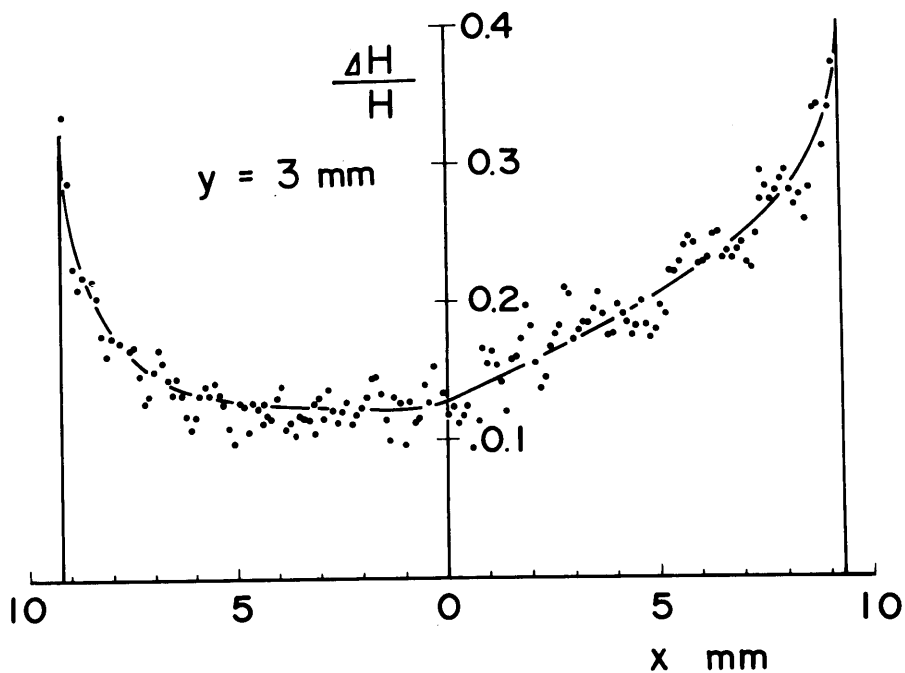


図4.17 あろさの変化量の分布

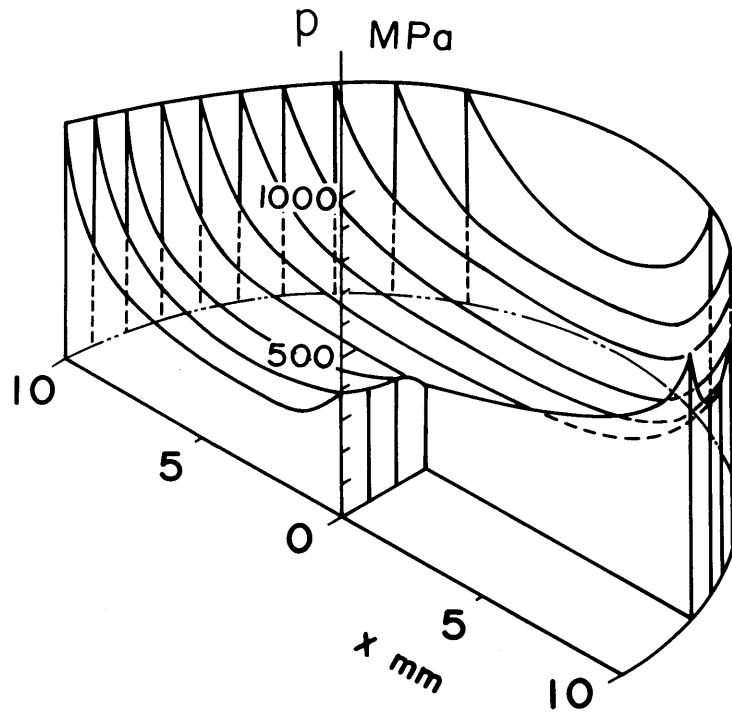


図4.18 切欠き圧子と平面の接触圧力分布

このあらさの変化量の測定結果より、接触面全体の圧力分布を求めると図4.18のようになる。この接触面の圧力は3次元的な分布をしており、切欠きの先端の位置で応力集中が最も著しいことを示している。また、中心からの距離が6 mm以上になると、接触圧力におよぼす切欠きの影響が少なくなり、切欠きのない円柱圧子の圧力分布のように左右対称の分布になっている。

このような軸対称でない3次元的な接触圧力分布の測定にも本測定法が有効であり、理論解の得られないような種々の形状の接触面の圧力分布を容易に求めることができる。

4.4 端に丸味のある円柱圧子と平面の接触圧力分布

本測定法は表面あらさの変化を利用してゐるため、比較的狭い接触部分の圧力測定に適してゐるが、実際にどの程度までうまく測定できるかについて検討するため次の実験を行つた。

円柱端面と平面の接触において、円柱圧子の端部に丸味があれば応力集中が緩和され、圧子端部の最大圧力が減少するものと考えられる。この丸味の影響を調べるため、円柱圧子の端部に丸味のない場合と半径2 mmの丸味のある場合の接触圧力分布を測定して比較を行つた。平面試片としては旋削により表面に三角形の突起を設けたジュラルミンを使用した。

図4.19にこの測定結果を示す。実線が丸味のある場合の接触圧力

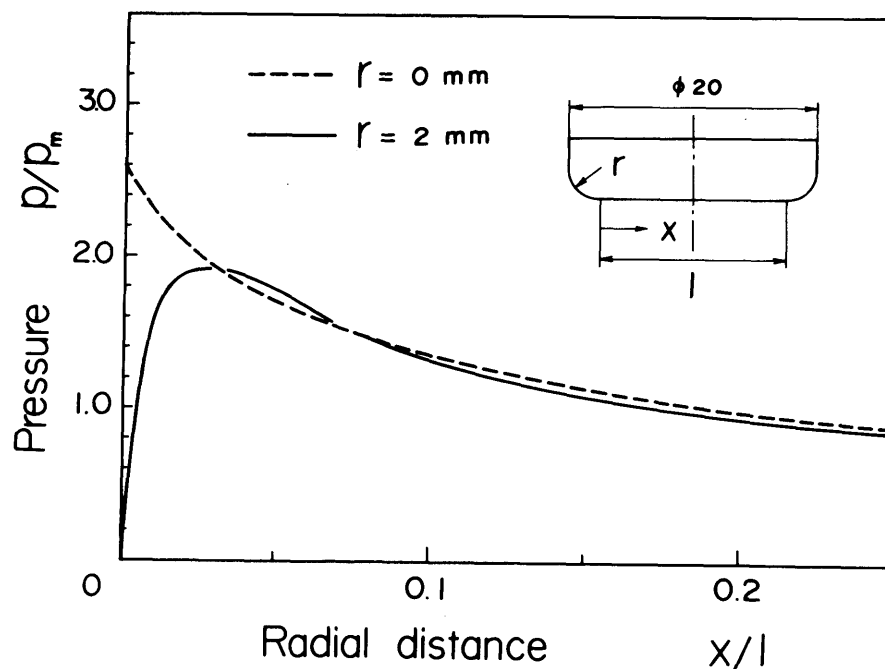


図4.19 円柱端面と平面の接触圧力分布

分布である。丸味のある場合となしの場合では円柱圧子と平面の見かけの接触面積が異なるので、同じ規準で接触圧力分布を比較するため、縦軸の接触圧力はそれぞれの円柱圧子に作用する見かけの平均圧力 P_m に対する比で表わし、横軸の距離は接触端からの距離 x をそれぞれの接触長さ l に対する比で表わしている。この図より、丸味のある円柱圧子の場合は、丸味のなし円柱圧子の場合に比べ最大圧力が小さくなって応力集中がかなり軽減されているのかわかる。ただし、丸味のなし円柱圧子の端部の接触圧力は、弾性理論的には無限大になるところであるが、突起の塑性変形のため接触圧力が緩和され、厳密には正確に測定できない。したがってこの測定では、接触端から $0.1 \sim 10 \text{ mm}$ の長さの接触部の圧力分布の違いを問題にすることにする。本実験の場合、各突起間のピッチが約 0.05 mm であるので、この程度の微小部分の接触圧力分布を十分測定することができ、突起のピッチをより小さくすれば、さらに狭い部分の圧力測定も可能である。

4.5 平面試片に傷がある場合の接触圧力分布

つぎに、平面試片の側に傷（欠陥）があり、その部分に圧子が接触する場合の圧力分布の測定を試みた。

このモデルとして、図4.20に示すように三角形状のあらさのあるジュラルミンの平面試片の中心に種々の直径 d_i ($2 \sim 5 \text{ mm}$) の穴をあけ、この穴の中心と球圧子（半径 420 mm ）の中心が一致するように接触させ、その接触部の圧力分布を測定した。

図4.21はこの圧力分布の測定結果である。荷重はすべて一定の

4.91kNを負荷した。穴径の大きさにより見かけの接触面積が異なるので、接触圧力は接触部に作用する平均圧力 P_m に対する比で表われ、半径方向の距離は穴のない試片と球圧子が接触する場合の接触半径 $r_s (=3.22\text{mm})$ に対する比で表わしている。

この図より、試片にあけた穴径の大きさにかかわらず、穴の端の位置で応力集中が生じ、穴のない平面試片に球圧子を押し

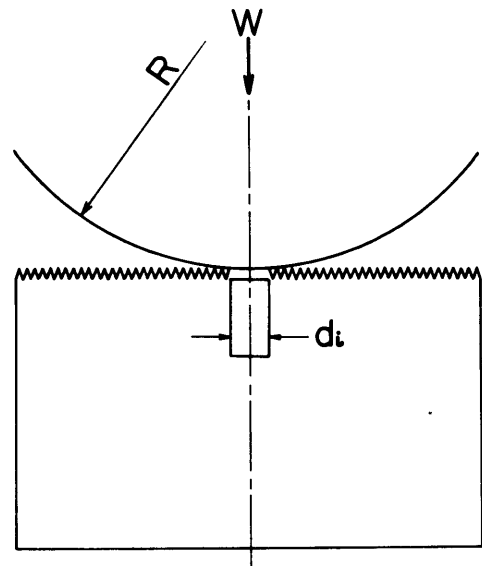


図4.20 球面と傷のある平面の接触

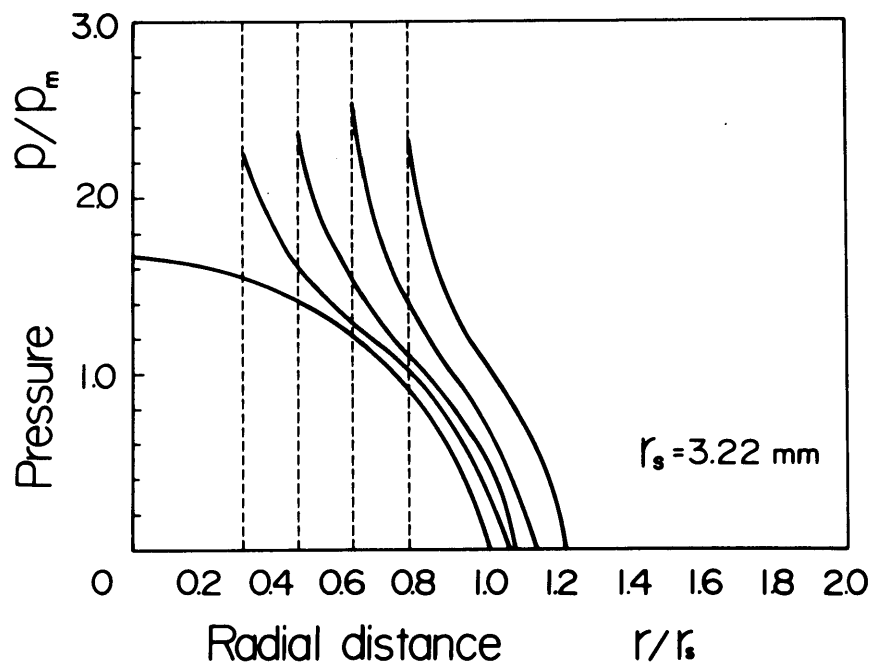


図4.21 球面と傷のある平面の接触圧力分布

つけたときに中心で生ずる Hertz の最高圧力より高い値になっており、その分布は穴の端から離れるにしたがって Hertz のだ円形状分布に徐々に近づいていくことがわかる。

ボールベアリングなどの球のころがり接触問題において、そのベアリングレースの接触表面に存在する微細な傷、欠陥などを完全に取除くことは不可能である。この接触問題を想定した本実験では、傷に相当する穴の径が大きいため実際の問題の一つのモデル実験にすぎないが、Chiu⁽²⁴⁾ が種々の条件での接触圧力を二次元弾性論より求めた計算結果と本測定結果は定性的に一致しており、先に述べたように突起のピッチの精度内ではあるが、このような接触問題に本測定法が適用可能と思われる。

4.6 ボルト結合部の接触圧力分布

つぎに、ボルト結合部の接触圧力分布を検討してみる。この部分の接触圧力分布を知ることは、ボルト結合部の剛性や熱伝達の問題を考えるうえで重要であるが、その有効な測定手段がないために測定が困難とされている問題である。

まず、ナット座面に作用する接触圧力分布を測定した。ナットへの荷重の負荷は、図4.22に

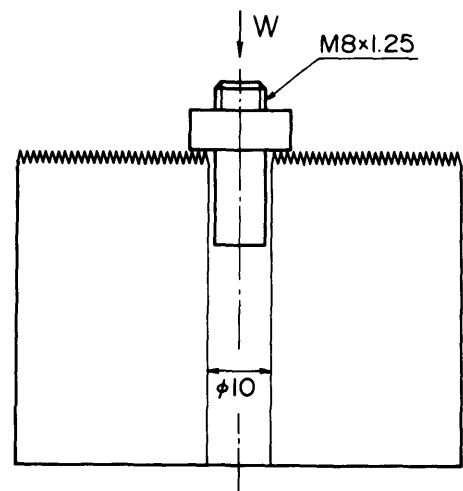


図4.22 ナットへの荷重の負荷方法

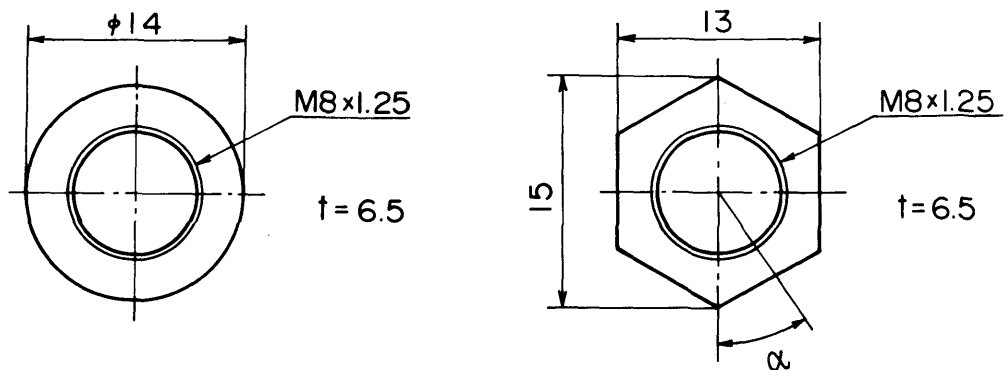


図4.23 使用したナットの寸法

示すように三角形状のあらさをそつジュラルミンの試片にボルト穴をあけ、ボルトの先をナットより少し突出させ、その先端に所定の荷重を負荷することによって行、た。

実験に使用したナットは図4.23に示すような規定の寸法をそつ合金工具製の丸ナットと六角ナットであり、これを硬度の大きいながらもらかな金属面として使用した。

あらさの変化量の分布から丸ナット座面の接触圧力分布を、図4.22の負荷方法で求めた結果を図4.24の実線で示す。この図の破線は実際にナットを使用する場合のように、ボルトとナットでトルクをかけて締めつけたとき座面に生ずる圧力分布を同様の方法で求めた結果である。これより、この両者の場合の接触圧力分布がほぼ一致していることがわかり、図4.22の方法で荷重を負荷しても、実際にナットが締めつけられている状態が得られるものと考えられる。そこで、以後はすべてこの方法で荷重を負荷する。

この図よりナット座面の接触圧力分布は、従来の弾性理論解法⁽²⁵⁾や有限要素法⁽⁶⁾による研究において仮定されているような一様分布

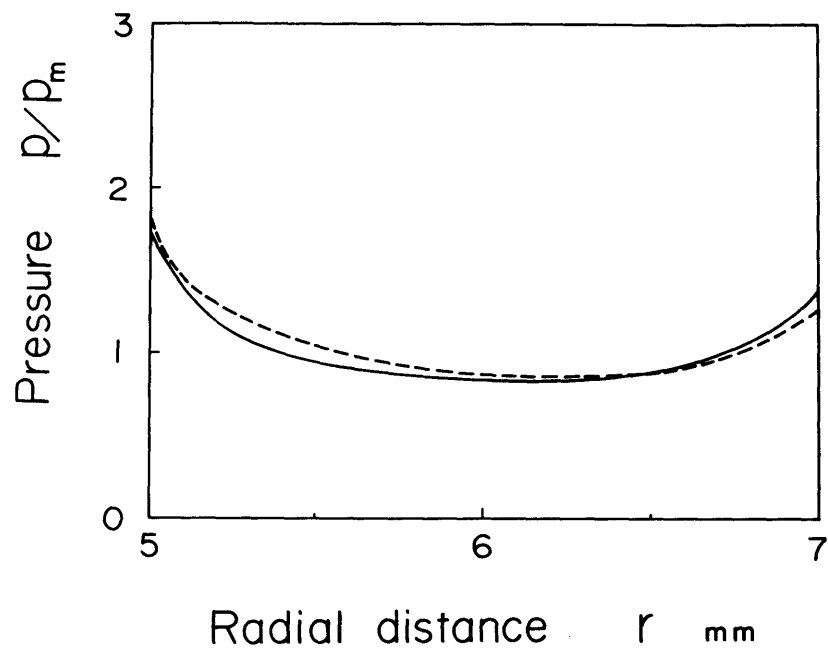


図4.24 丸ナット座面の接触圧力分布

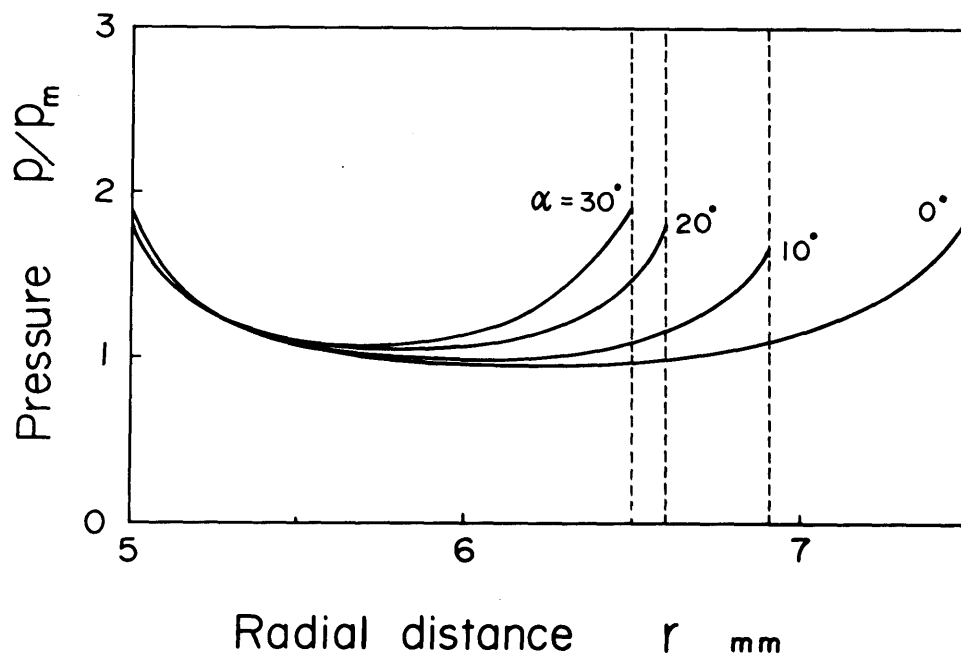


図4.25 六角ナット座面の接触圧力分布

ではなく、ナット座面の内端と外端で応力集中により接触圧力が高く内端で最大値をもつ分布になっていることがわかる。

同様の方法で六角ナットの座面に生ずる接触圧力分布を求めた結果を図4.25に示す。ここで、 α は図4.23に示すように六角ナットの1つの角から測定した角度を表わしている。図4.25は、4種類の角度 α の位置において、半径方向に測定した圧力分布を示す。この六角ナット座面の接触圧力は、その形状から予想されるように圧力分布に方向性が認められる。ナット座面の内端および外端では角の部分($\alpha=0^\circ$)と肉厚最小の部分($\alpha=30^\circ$)で応力集中が最も著しい。この図に示されるように、六角ナットの座面の接触圧力は複雑な分布をしていることがわかる。

つぎに実際によく用いられるように、ナットと被締結材の間に座

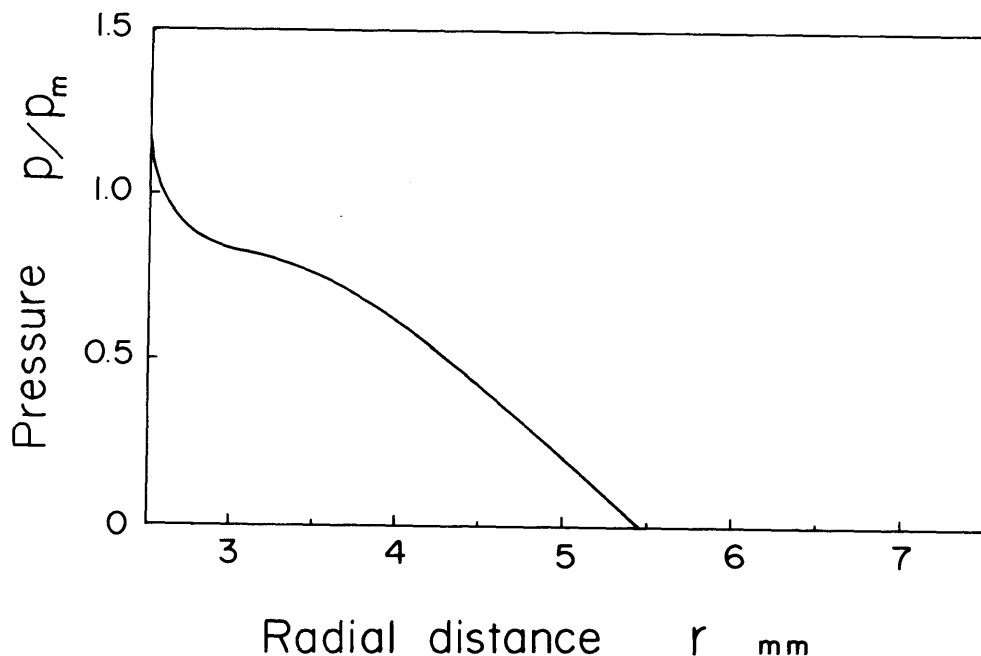


図4.26 座金と被締結材間の接触圧力分布

金を挿入して締めつけたとき、座金と被締結材の接触部にどのような圧力分布が生ずるかを測定した。ここでは、座金として外径12.5 mm、内径5 mm、厚さ0.8 mmの寸法のものをを使用した。

図4.26は外径8.6 mm、内径5 mm、厚さ4 mmの丸ナットで上述の座金を締めつけたときの座金と被締結材間の接触圧力分布である。

この図の P_m はナット座面に作用する平均圧力である。

この接触面の圧力分布は、ナットと座金の接触部の圧力分布（図4.24参照）とは著しく異なる座金の内端で最大値をもち山形の分布になる。また、この接触圧力は半径方向の距離5.5 mm付近で零になり、座金の外端（ $r=6.25$ mm）まで圧力が作用していなくなる。

つぎに図4.27に示すように、ボルト・ナットで締めつけられた2つの平面試片の境界面に生ずる接触圧力分布を求める。規則的な三角形状のあらさをもちジュラルミンの下部試片に、硬度が大きくなめらかに仕上げた上部試片をM5の丸ナット（外径8.6 mm、高さ4 mm）で押しつけ、この2つの試片の接触圧力分布を求めた。上部試片の板厚 D を1.25 mm、2.5 mm、3.75 mmの3種類に変え、板厚が接触圧力分布におよぼす影響を調べた。

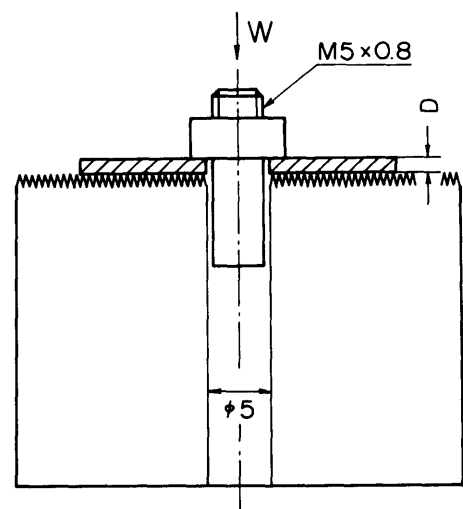


図4.27 境界面の接触圧力分布を求める実験

この測定結果を図4.28に示す。上部試片の板厚が増加するにしたがい、接触面内端において生

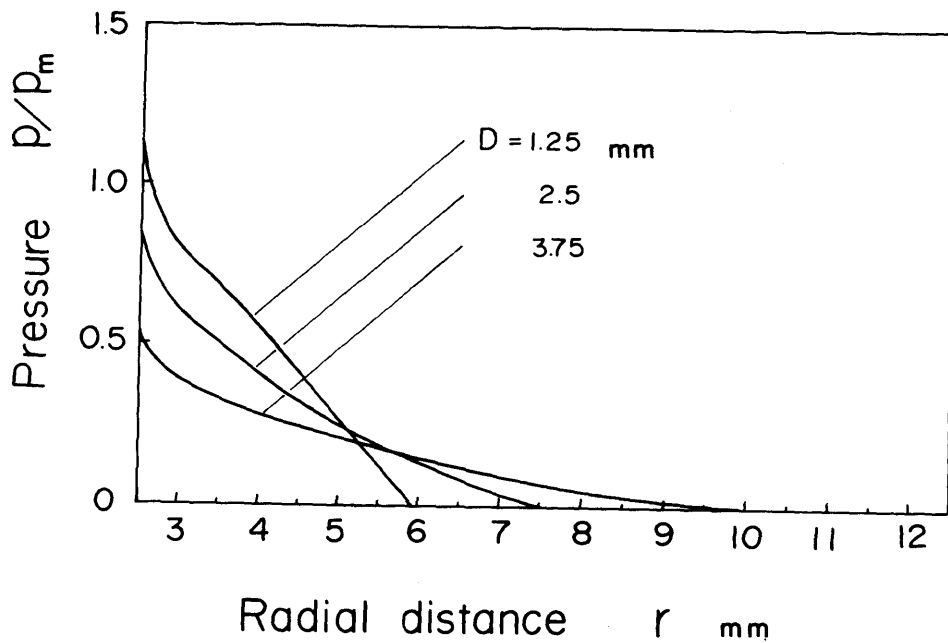


図4.28 試片境界面の接触圧力分布

ずる最高圧力の大きさが減少し、接触圧力の有効に作用する範囲が徐々に広がっていきのかわかる。

このようなボルト結合部における被締付材のばね定数を算出する方法としては、Rötscher⁽²⁶⁾の提案した影響円すい法が使用されている。この方法は図4.29に示すようなボルト接触端より $\theta = 45^\circ$ 方向の傾斜面をまっ円すい台を考え、

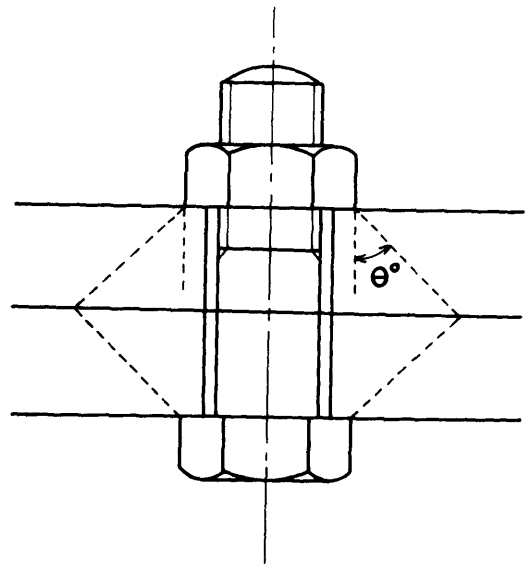


図4.29 影響円すいの説明図

この部分のみが弾性変形に関係するものと仮定してばね定数を求め
ている。本測定結果の接触圧力の作用する範囲に対するこの影響因
すの半頂角 θ (図4.29参照)を求めると、上部試片の板厚に関係な
くほぼ一定の 50° となり、圧力の作用する範囲についてはRötscher
の考え方とほぼ一致する結果が得られた。しかし、この円すい内の
接触圧力はRötscherが考えるような一様分布でなく、図4.28に示す
ような内端において最大値をまつ山形の分布をしている。また本測
定結果は、既に報告されている弾性理論解⁽²⁵⁾⁽²⁶⁾とは境界条件が全く同
一でないため厳密な比較はできないが、接触面の内端付近で圧力上昇
が著しい点を除けば定性的に理論結果と一致している。実験結果に
おいて内端付近で圧力上昇が著しいのは、ナット座面に実際に生ず
る接触圧力がその内端で最大値を示し、この影響が境界面の接触圧
力に生じているからである。

本測定法は表面の微小突起の変形を利用している関係上、接触圧
力を精度良く測定するためには、触針式あらさ計でその変形が明確
に検出できる程度の荷重を負荷する必要がある。このため、これま
での測定例でみられるように本測定法で測定可能な接触圧力の範囲
は、使用する試片材料により多少異なるが、数十MPaから材料の降
伏応力の程度までであり、本測定法はどちらかというと比較的高い
接触圧力の測定に適している。本節の被締結材間の境界面のように、
荷重が境界面に直接負荷されずにある厚みの板を介して負荷され、
低い接触圧力が幅広い部分に作用するような場合の測定には、本測
定法は余り適さない。そこで、本実験ではボルトのねじ山が破壊す
る程度の大きな荷重を負荷し、境界面全体の接触圧力を高めること
によってこの測定を行った。

4.7 潤滑油の負担圧力分布

接触する金属2面間に潤滑油が存在するとき、この2面をある速度で接触させると表面の微小突起間で潤滑油の流れが拘束された状態になり、潤滑油に流体力学的な圧力が発生して荷重の一部を受け持つようになる。このような動的な接触における潤滑油の果たす役割を調べるため、2面間に潤滑油を塗付して動的に接触させ、表面のあろさの変化量を調べた。この実験において前述の旋削によって設けた三角形状のあろさをもつ金属面を使用すると、潤滑油の流れに極端な方向性が生じ、あろさの変化は軸対称性のない複雑な分布をもちようになる。そこで、ここではブラスト仕上げによるランダムで方向性のないあろさをもち平面試片を使用して、潤滑油の流れが軸対称的に生ずるような条件で実験を行った。

この潤滑油の圧力負担現象の発生は、2面の接近速度と潤滑油の粘度に大きく依存する。本実験では、これまでの静的な実験に比べ大きな一定の荷重の負荷速度 (8.17 kN/sec) を使用し、潤滑油としては表4.5に示す動粘度をもちパラフィン系鉱物油を用いた。

図4.30, 4.31は、円柱端面と球面に潤滑油を塗付してランダムなあろさをもち平面試片に接触させたときの中心線平均あろさの変化量を、第3章で述べた方法

表4.5 潤滑油の粘度

	動粘度 m^2/s (cSt) 20°C
A	0.33×10^{-3} (326)
B	2.15×10^{-3} (2150)
C	4.60×10^{-3} (4600)

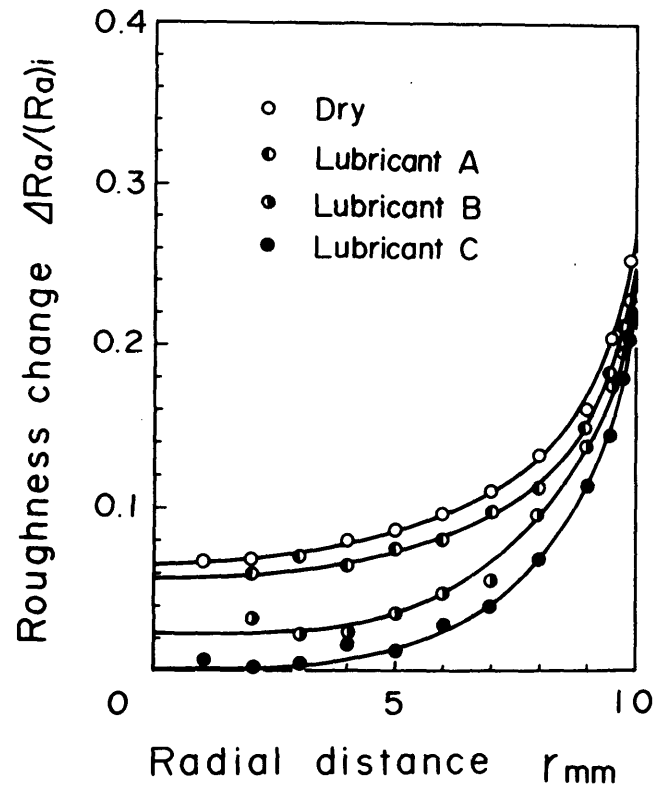


図4.30 あらさの変化量の分布

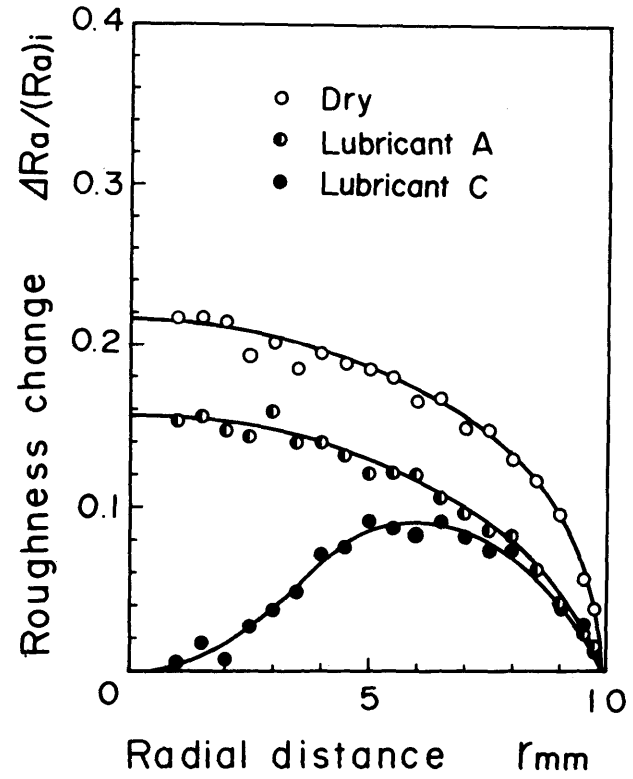


図4.31 あらさの変化量の分布

で測定した結果である。

図4.30の円柱端面と平面の接触についてみると、接触面に潤滑油が存在するとあろさの変化量は潤滑油のない場合に比べ小さくなっているのがわかる。この傾向は接触面の中心部付近で顕著で、また潤滑油の粘度が大きいほど著しい。

図4.31の球面と平面の接触についてと同様に、潤滑油が接触面に存在するとあろさの変化量にその影響が現われ、潤滑油の粘度が大きいほど影響も著しいことがわかる。

潤滑油の有無によりあろさの変化量に差が生じる原因は、突起間に存在する潤滑油が動きを拘束され圧力の一部を負担することによるものと考えられる。したがって、逆にこの両者のあろさの変化量を比較することにより、この潤滑油の負担圧力を求めることができる。

図4.32に示す接触モデルを考え、金属接触部の割合を R 、微小突起の流動圧力を P_H 、潤滑油の負担する圧力を q とし、次式を仮定して潤滑油の圧力 q を求めることにする。⁽²⁷⁾

$$(P_H + q)R + q(1 - R) = P \quad \text{----- (4.9)}$$

すなわち、潤滑油の圧力は $q = P - P_H R = P - P'$ と表わされる。ここで $P' (= P_H R)$ は潤滑油が存在する条件下で微小突起が受けた圧力である。したがって、潤滑油の負担する

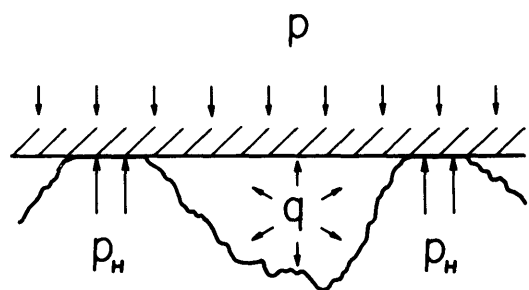


図4.32 接触モデル

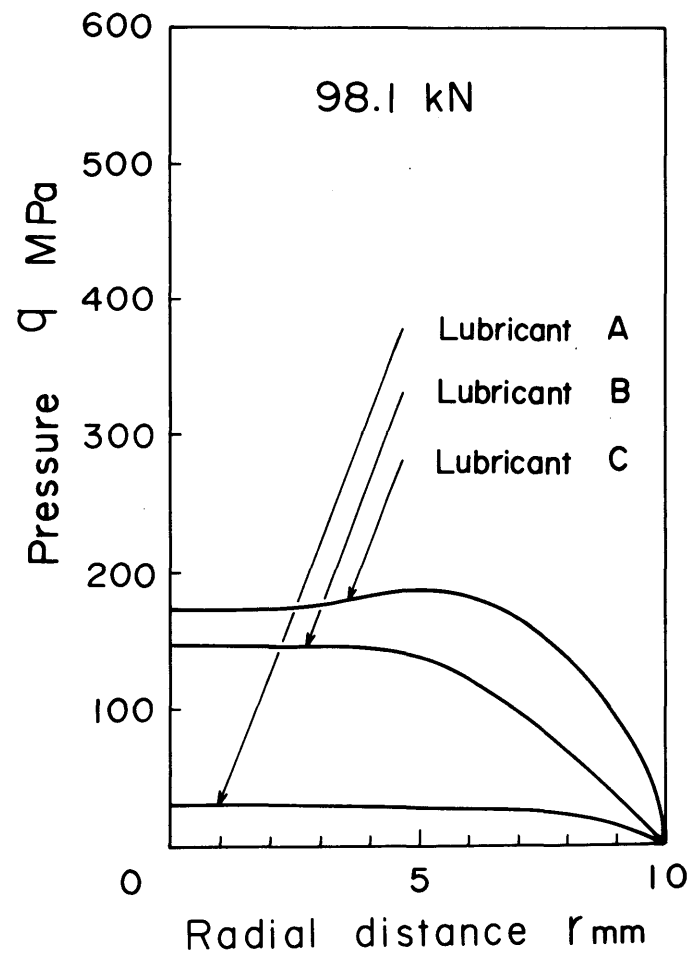


図4.33 潤滑油の圧力分布

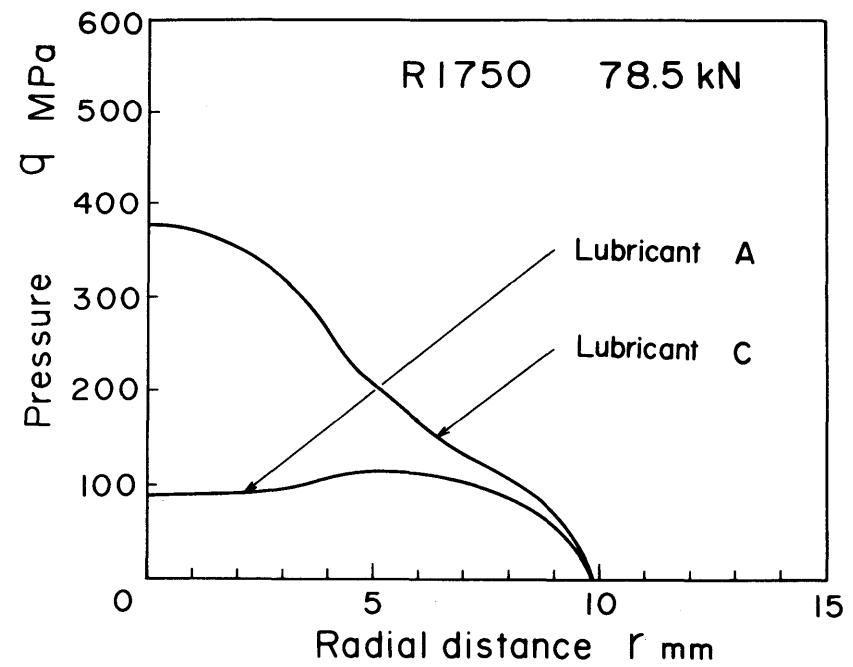


図4.34 潤滑油の圧力分布

圧力は潤滑油のない場合の接触圧力 P から潤滑油がある場合にあらさの変化から求められる圧力 P' を差し引くことにより得られる。このようにして、あらさの変化量の分布図 4.30, 4.31 から求めた潤滑油の負担圧力分布を図 4.33, 4.34 に示す。

図 4.33 の円柱端面と平面の接触の場合、接触面の外端付近で接触圧力が高く、大気圧である接触面外部への潤滑油の逃げる割合が多いため潤滑油の圧力が低くなっている。接触面の中心に向うにしたがい突起間に拘束される潤滑油の割合が増加し、潤滑油の圧力が上昇する。円柱の中心部の潤滑油は微小突起の間を通過して外部へ逃げ出し出されるので、潤滑油の粘度の高い場合には中心と端の中間の位置で潤滑油の圧力が高くなる。潤滑油の粘度が小さくなると、接触面外へ潤滑油が逃げやすくなり、潤滑油の負担する圧力は中心で高くなるが、その大きさはこの図の潤滑油 A で示されるように著しく小さくなる。

図 4.34 の球面と平面の接触の場合には、その接触圧力はだ円形状分布をしており、潤滑油は中心部から接触面の外部へ流れやすく、潤滑油の流れが拘束される効果は少ないと思われるが、中心部で潤滑油が予想外の圧力を負担しているのがみられる。これは中心部で接触圧力が高く、潤滑油を介しての母材の弾性変形により、潤滑油の外部へ流れが拘束されやすい状態になることによるものと考えられ、粘度の大きい潤滑油 C の場合にこの傾向が顕著になるものと推察される。

金属接触が生ずるような比較のおだやかな動的接触条件において、潤滑油の負担する圧力分布を本測定法により推則できることを示した。

第5章 結 論

表面あらしのある実際の金属2面が比較的軽荷重で接触するとき、この金属の母材内部が弾性変形状態である。そこで、接触面内に存在する表面の微小突起の先端は負荷荷重に応じて塑性変形し、その表面あらしが修正される。この現象を利用して表面あらしの変化量から逆に接触圧力分布を求める測定法を新たに開発した。

第2章において、旋削による高さ一定の規則的な三角形状のあらしをもつ金属面に本測定法を適用し、円柱端面と平面、球面と平面の接触圧力分布を測定した。この測定結果を、それぞれの接触問題に対応する弾性理論に基づく Boussinesq および Hertz の解と比較することにより、本測定法により接触圧力分布の測定が可能であることを示した。

第3章においては、第2章において使用したような高さ一定の規則的な三角形状のあらしではなく、より一般性のあるランダムなあらしをもつ金属面に本測定法を適用することを試みた。まず、種々のランダムなあらしをもつ金属仕上げ面を取り上げ、その表面あらし（中心線平均あらし）の平均値の接触圧力による変化特性を調べ、ランダムで均一なあらしをもつブラスト仕上げ面が接触圧力の測定に最適であることを確めた。ついでこのブラスト仕上げ面を使用し、あらかじめ求めておいた負荷圧力と中心線平均あらしの変化量との関係（校正曲線）から、円柱端面と平面および球面と平面の2種類の接触面の中心線あらしの分布を測定しその接触圧力分布を求めた。この結果を前章と同様に、それぞれの弾性理論解と比較することにより、このようなランダムなあらしをもつ金属面に対して本測定

法が有効であることを示した。

第4章においては、新たに開発したこの接触圧力測定法を種々の実際的でかつ具体的な接触問題に応用して、その圧力分布を測定するとともに本測定法の特徴を明らかにした。すなわち、本測定法は以下のような特徴をまっこと示すことができた。

- (1) 特別の実験装置を必要とせず、比較的簡単に精度良く接触圧力を測定できる。
- (2) 他の測定法のように測定のためになんらかの形で接触面の状態や性質を変化させることがないので、本来求めようとする実際の接触圧力を測定できる。
- (3) 従来測定法のように被測定物体の材料に制約を受けることなく、実物の金属面を使用して接触圧力の測定ができる。
- (4) 接触圧力の検出子として表面の微小突起を使用しているので、この微小突起の間隔と同程度の狭い部分の圧力測定が可能である。また、1回の実験で接触面全体の連続的な圧力分布を一度に求めることができる。
- (5) 動的な接触における潤滑油の負担する圧力分布を推測できる。
- (6) 精度良く測定するためには表面の微小突起の変化が十分検出できるような荷重を負荷する必要があるので、比較的高い接触圧力の測定に限定される。

謝 辞

終りに、本研究を通じ終始懇切なる御指導、御鞭撻をたまわりました 名古屋大学 加藤 仁教授に比より感謝申し上げます。また、種々の御指導、御批判をたまわりました 名古屋大学 山口勝美教授に感謝いたします。

また、名古屋大学 山田 高 助手をはじめ機械工作研究室の皆様には適切なる助言や惜しみない協力をいただきました。ここに記して感謝の意を表し厚く御礼申し上げます。

参考文献

- (1) Sadowsky, M. :
Z. angew. Math. Mech., 8 (1928), 107.
- (2) 大久保 :
日本機械学会論文集, 18 (昭27), 58.
- (3) 相原 :
日本機械学会論文集, 40 (昭49), 1287.
- (4) Sneddon, I.N. :
Proc. Camb. Phil. Soc., 42 (1946), 260.
- (5) Conway, H.D., Vogel, S.M., Farnham, K.A., So, S. :
Int. J. Engng Sci., 4 (1966), 343.
- (6) Gould, H.H., Mikic, B.B. :
Trans. ASME., B 94 (1972), 864.
- (7) 石垣, 木原, 川口 :
精密機械, 41 (1975), 385.
- (8) Greenwood, J.A. :
Trans. ASME., F 89 (1967), 81.
- (9) 塚田, 阿武 :
精密機械, 45 (1979), 473.
- (10) 高橋 :
塑性と加工, 8 (1967), 698.
- (11) 川田 :
応力測定マニュアル, オーム社

- (12) Brodley, T.L., Lardner, T.J., Mikic, B.B. :
Trans. ASME., E38 (1971), 543.
- (13) 伊藤 :
非破壊検査, 25 (1976), 669.
- (14) 加藤, 山口, 加藤 :
日本機械学会論文集, 44 (昭53), 1742.
- (15) Bowden, F.P., Tabor, D. :
The Friction and Lubrication of Solids, (1958), Clarendon Press.
- (16) Greenwood, J.A. :
Proc. Instn. Mech. Engrs., 185 (1970-71), 625.
- (17) Hill, R. :
塑性学 (昭29), 培風館.
- (18) Timoshenko, S.P., Goodier, J.N. :
Theory of Elasticity, 3rd ed. (1970), McGraw-Hill.
- (19) 加藤, 山口, 加藤 :
日本機械学会論文集, 46 (昭55), 438.
- (20) Greenwood, J.A., Williamson, J.B.P. :
Proc. Roy. Soc. Lon. A 295 (1966), 300.
- (21) 工藤 :
塑性と加工, 5 (1964), 395.
- (22) 加藤, 山口, 加藤 :
日本機械学会論文集, (掲載予定)
- (23) 加藤, 山口, 加藤 :
日本機械学会論文集, 48 (昭57), 10.

- (24) Chiu, Y. P. :
Trans. ASME., E36 (1969), 852.
- (25) Fernlund, I. :
Konstruction, 22 (1970), 218.
- (26) 光永 :
日本機械学会論文集, 31 (昭40), 1750.
- (27) 春日, 山口 :
日本機械学会論文集, 33 (昭42), 1294.

発表論文ならびに業績リスト

1. 本論文に関係あるもの

No.	論文題目	発表誌	発表年月	共同発表者
1	表面あらし変化による金属接触面の圧力分布測定法 (第1報, 基礎実験)	日本機械学会論文集 44巻381号 PP.1742-1751	S.53年 5月	加藤仁 山口勝美
2	表面あらし変化による金属接触面の圧力分布測定法 (第2報, 円環圧子の接触圧分布)	日本機械学会論文集 46巻404号 PP.438-444	S.55年 4月	加藤仁 山口勝美
3	表面あらし変化による金属接触面の圧力分布測定法 (第3報, ランダムなあらしを有する金属面の場合)	日本機械学会論文集 48巻427号 PP.10-19	S.57年 3月	加藤仁 山口勝美
4	表面あらし変化による金属接触面の圧力分布測定法 (第4報, 測定法の総合的検討と実測例)	日本機械学会論文集 48巻433号	S.57年 9月 掲載予定	加藤仁 山口勝美
5	A Method to Measure Contact Pressure Between Metallic Surfaces by Changes in Surface Roughness	Trans. ASME. Series B, Vol. 103 PP. 210-217	1981 May	S. Kato K. Yamaguchi

No.	論文題目	発表誌	発表年月	共同発表者
6	On the Pressure Distribution Between Solid Surfaces in Contact.	Memoirs of the Faculty of Engineering, Nagoya Univ. Vol.32, No.2, PP.269-281	1980 Nov.	S. Kato K. Yamaguchi

2. その他

No.	論文題目	発表誌	発表年月	共同発表者
1	金属間の摩擦特性における表面膜の影響について	潤滑, 第20巻 第5号, PP.379-386	S.50年 5月	加藤 仁 山口勝美 松林恒雄 佐藤 則夫
2	金属材料に含まれる異質粒子の減摩作用	日本機械学会 論文集 43巻 372号 PP.3101-3111	S.52年 8月	山口勝美
3	Friction Reducing Actions of Inclusions in Metal Cutting	Trans. ASME Series B, vol.102 PP.221-228	1980 Aug.	K. Yamaguchi
4	ピストン圧縮中の冷炎時期推定に Livengood-Wu 積分法適用の試み	日本機械学会 論文集 43巻 365号 PP.293-301	S.52年 1月	高橋 和 天木 勇 若井和憲