

カムとローラの接触応力に関する研究

Studies on the Contact Stress Between Cam and Roller

伊 藤 吉 保* 富 永 芳 勝*
Yoshiyasu Itô Yoshimasa Tominaga

内 容 梗 概

二個の円柱が片当たり接触した場合の円柱端部に生ずる接触応力の集中は、従来の Hertz, Smith 氏らの計算によっては求められない。本報告では、内燃機関の排気カムとローラを対象として、この接触応力の集中程度を光弾性実験により求めた。その結果、ローラよりもカムの長さが長い場合には、片当たりがなくてもローラ端部に接触応力の集中が生ずること、片当たり接触した場合にはさらにこの接触応力の集中が助長され、片当たり角が大きいほどまた接触荷重の小さいほど集中の程度が大きいことがわかった。この応力集中を緩和するには、ローラ側面にエントラストみぞをつけること、および接触面にクラウニングをつけることが有効であることを示した。

1. 緒 言

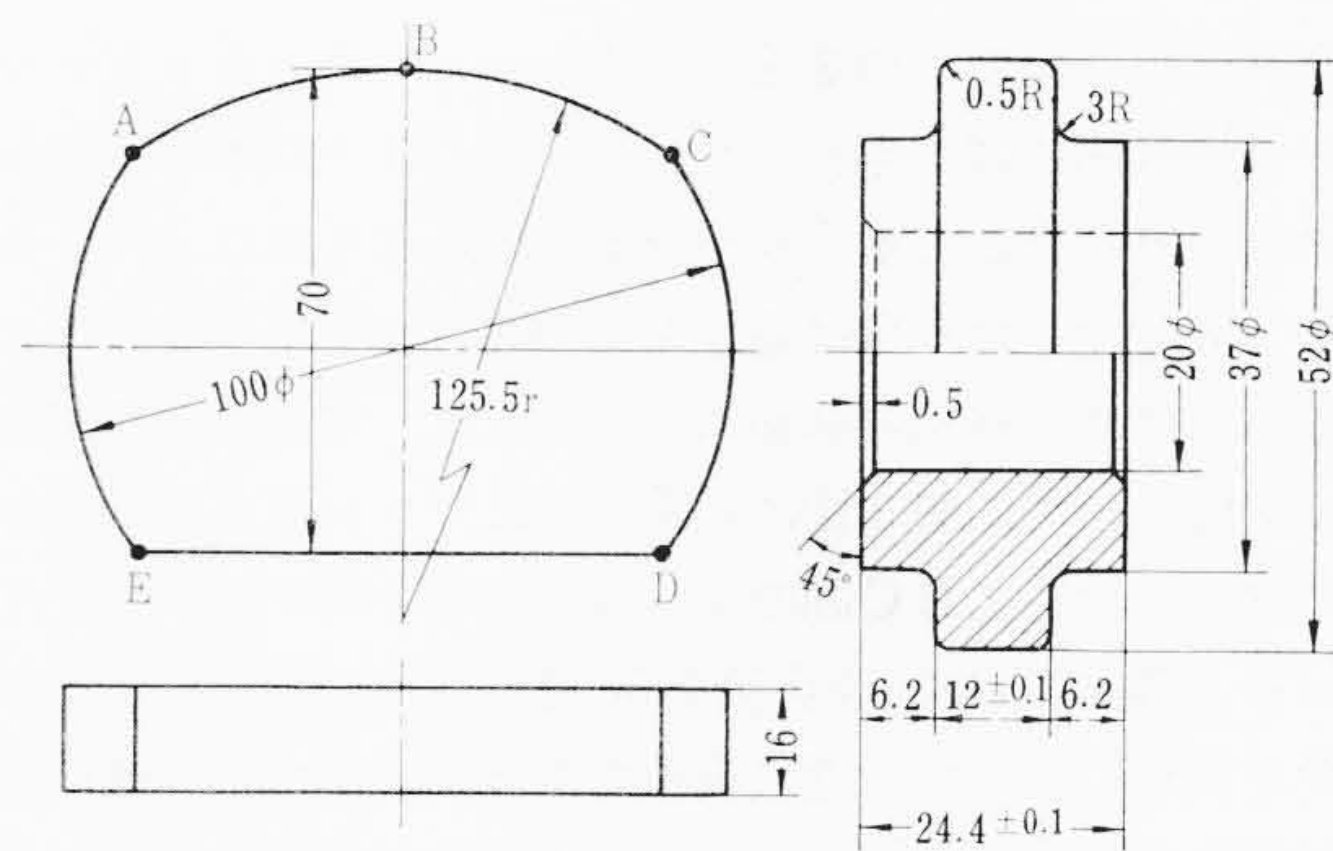
カムとローラあるいは、圧延ロールの表面など、物体どうしが直接接触して回転しながら大きな力を伝達する部分において、接触面の圧縮荷重がある限界以上になると、長時間使用した場合接触面にはん点(pitting)を生ずることが広く知られている。これは接触面付近の接触応力による疲労破壊と考えられており、したがってこの接触面疲労破壊を研究するには接触面付近に生ずる応力分布状態を知らねばならない。これらの接触応力の弾性計算については、Hertz⁽¹⁾, Smith 氏⁽²⁾らの研究があるが、これらの解は、いずれも二つの円柱がその軸方向に十分長くまたその軸が互いに平行であるとした場合である。しかし円柱の長さが有限でしかも一方が他方より短い場合、および両者の軸が完全に平行でなく片当たり接触した場合には、円柱端部に接触応力の集中が生ずる。また、これは Hertz 流の計算では求められない。一方このような接触応力の集中は接触面の Pitting 限界荷重をそれだけ低下させるので、応力の集中度合を正しく知ることが必要となる。しかしこの点についてはいまだ研究された例が少ない。内燃機関の吸、排気カムとローラの場合にも、構造および製作公差のいかんによっては、このような片当たり接触によりローラ端部に接触応力の集中を生じ、はく離事故をおこすことが時々見られる。そこで筆者らは内燃機関の吸、排気カムとローラを対象として次のような研究を行なった。すなわち、カムとローラのように長さが有限でしかも長さを異にする二個の円柱が、その軸方向に傾斜をもって片当たり接触をし、それに垂直荷重が加わった場合の接触応力を三次元光弾性実験により求め、Hertz 流の計算値に対する接触応力の集中程度をもとめた。さらにカムとローラの長さの差、および片当たり角、垂直荷重の大きさなどが接触応力の集中率に及ぼす影響を調べ、次に、このような接触応力の集中を緩和する手段として、ローラ端面に円周方向のみぞを設けた場合(以下エントラストローラと称する)の効果についても実験を行なった。また、このような接触応力の集中をさけるため従来一般に用いられている方法として、ローラ表面にクラウニングをつけた効果についてもこれを弾性計算により求め、エントラストローラと比較した。以下これらについて述べる。

2. 片当たり接触した場合の光弾性実験

2.1 試験片および負荷装置

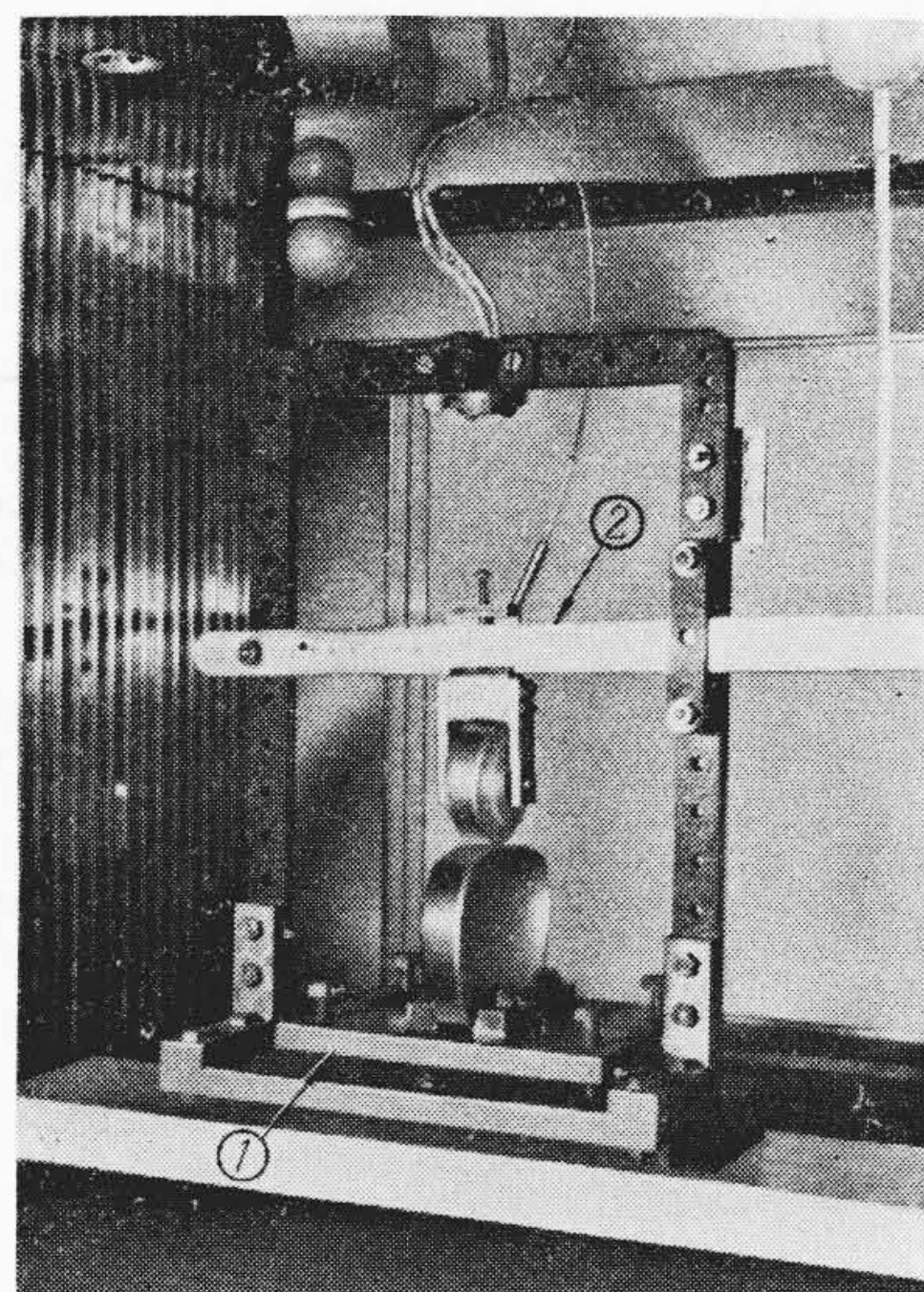
内燃機関の吸、排気カムにおいて、ローラとカム間の垂直荷重が最大となるのはいずれもカムリフト立ちあがりの位置である。した

* 日立製作所笠戸工場



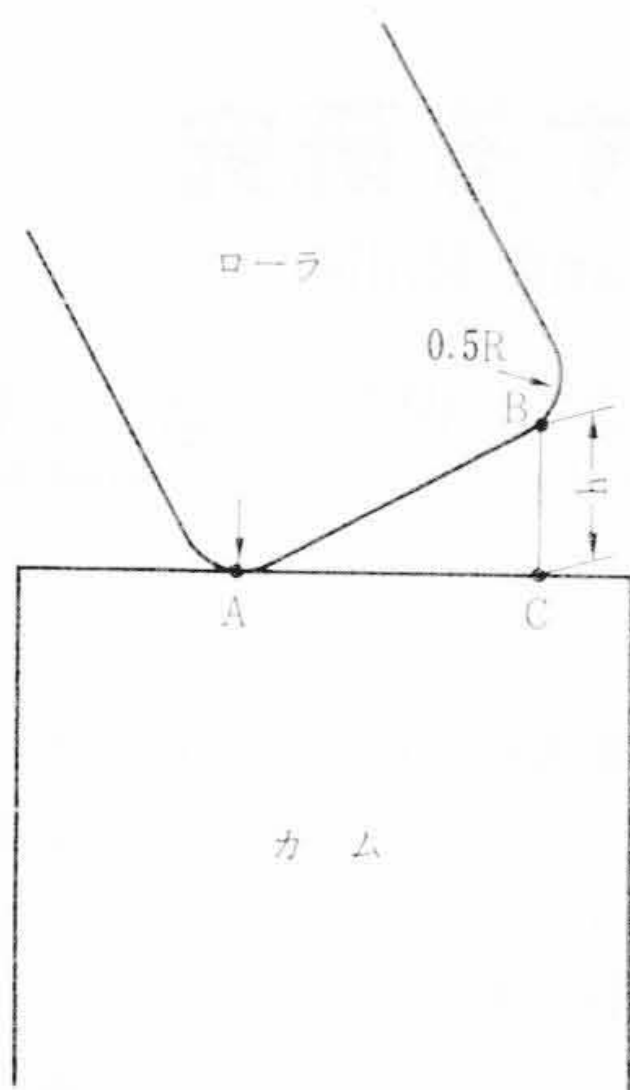
(a) カ ム (b) ロ ー ラ

第1図 カム・ローラの模型の形状



第2図 負 荷 装 置

がって、カムとローラ間の接触応力はこの位置で検討しておけば十分である。第1図(a), (b)はカムおよびローラの光弾性模型の形状を示す。同図(a)はカムに相当する試験片であり、ABCはカムリフト立ちあがりの位置におけるカム表面の曲率半径である。実際のカムはカム軸でささえられており、カムの形状も複雑であるが、図(a)の(B)点においてカムとローラが接触した場合を考え、接触応力に影響を及ぼさない範囲でカムの形状を簡略にした。またカムの支持方法もカム軸によらず、試験片の底面EDで支持するようにした。次にローラの形状は図(b)に示すとおりで、これはまったく製品と同寸法に仕上げた。特に、ローラの接触面端部における隅肉



第3図 片当たり量の測定

半径は型バイトで精密に仕上げた。

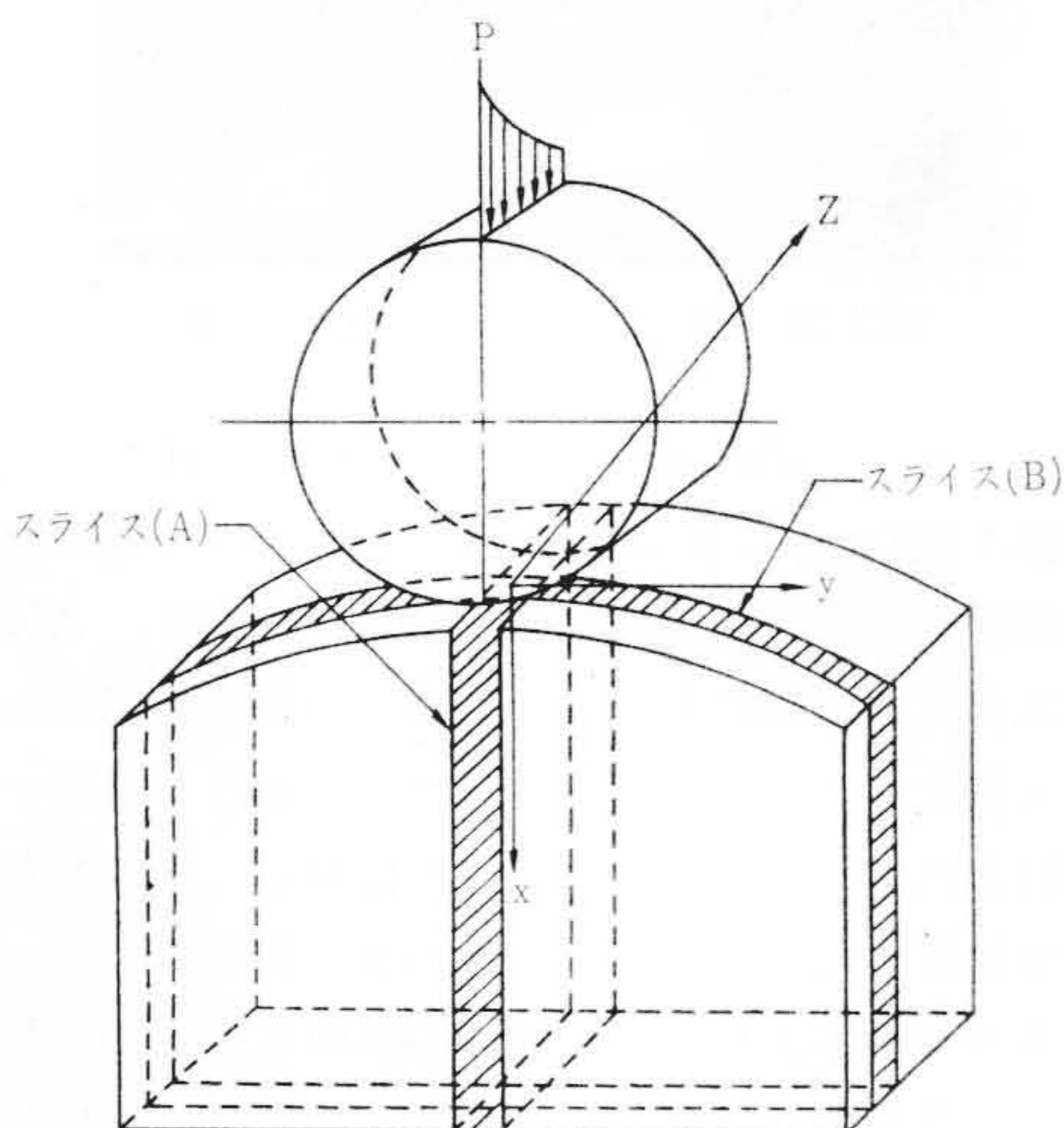
次に荷重装置の概要を第2図に示す。ローラはローラピンを介してレバー②に強固に固定されており、定ばん①上に水平におかれたカムにはローラを介して垂直荷重を加え得ようになっている。ローラ、カム間の片当たり角は定ばん①の高さを上下することにより調整できる。片当たり角の調整にあたっては、水準器のみでは正確に調整できないので、第3図に示すように、ローラがカムにかかるく接触した状態においてBC間のギャップにすき間ゲージをそう入して、ゲージとB、C点の接触状態を50倍の望遠鏡で観察しながら片当たり角を調整した。なお垂直荷重をかけた状態で応力凍結を行なうと、試験片の変形のためローラとカムの軸が接触点に向かって近づくため、片当たり角が当初より減少する。このため、片当たり角の調整にあたってその分だけ前もって片当たり角に加算してB-C間の距離を調整した。

2.2 実験の方法

実験条件としては、垂直荷重および片当たり角の組合せが第1表

第1表 実験の種類

実験 No.	負 荷 P kg	片当たり角 θ rad.
1	2.37	0.0182
2		0.0091
3		0
4	0.79	0.0182
5		0.0091
6		0
7	0.4	0.0091



第4図 カムのスライスのとり方

のように7通りの場合を選び、このおのおのについて各2組の試験片で応力の凍結を行ない、接触応力を求めた。すなわち、応力凍結後、一組の試験片については、第4図に示すようにカムとローラの軸を含む平面でスライスし(スライスAと呼ぶ)、その面内での最大せん断応力およびその位置を求めた。次にもう一組の試験片については、この位置を含み軸に垂直な平面でスライスし(スライスB)、この面内での最大せん断応力を求めた。

スライスA、Bの共通の軸、すなわち最大せん断応力の生ずる点を含み接触面に垂直な軸を x 軸として、第4図に示すように座標軸を定め、以下これに基づいて応力を呼称する。結局応力分布としては、スライス(A)について x 軸上の $\sigma_x, \sigma_z, \tau_{xz}$ を求め、スライス(B)からは同じく x 軸上の σ_x, σ_y を求めた。

応力の解析には、板厚方向応力こう配の影響を除去するため厚み変化法を用いて等色線を求め、1未満の小数しま次数の測定にはTardy⁽³⁾の補正法を用いた。等傾線は板厚1~1.5mmの場合のスライス片から求めた。第5図に等色線写真の一例を示し、第6図に等傾線および主応力方向の一例を示す。これらの等色線から求められるしま次数と主せん断応力 τ との間には

$$\tau = \frac{N}{2\alpha t} \dots\dots\dots (1)$$

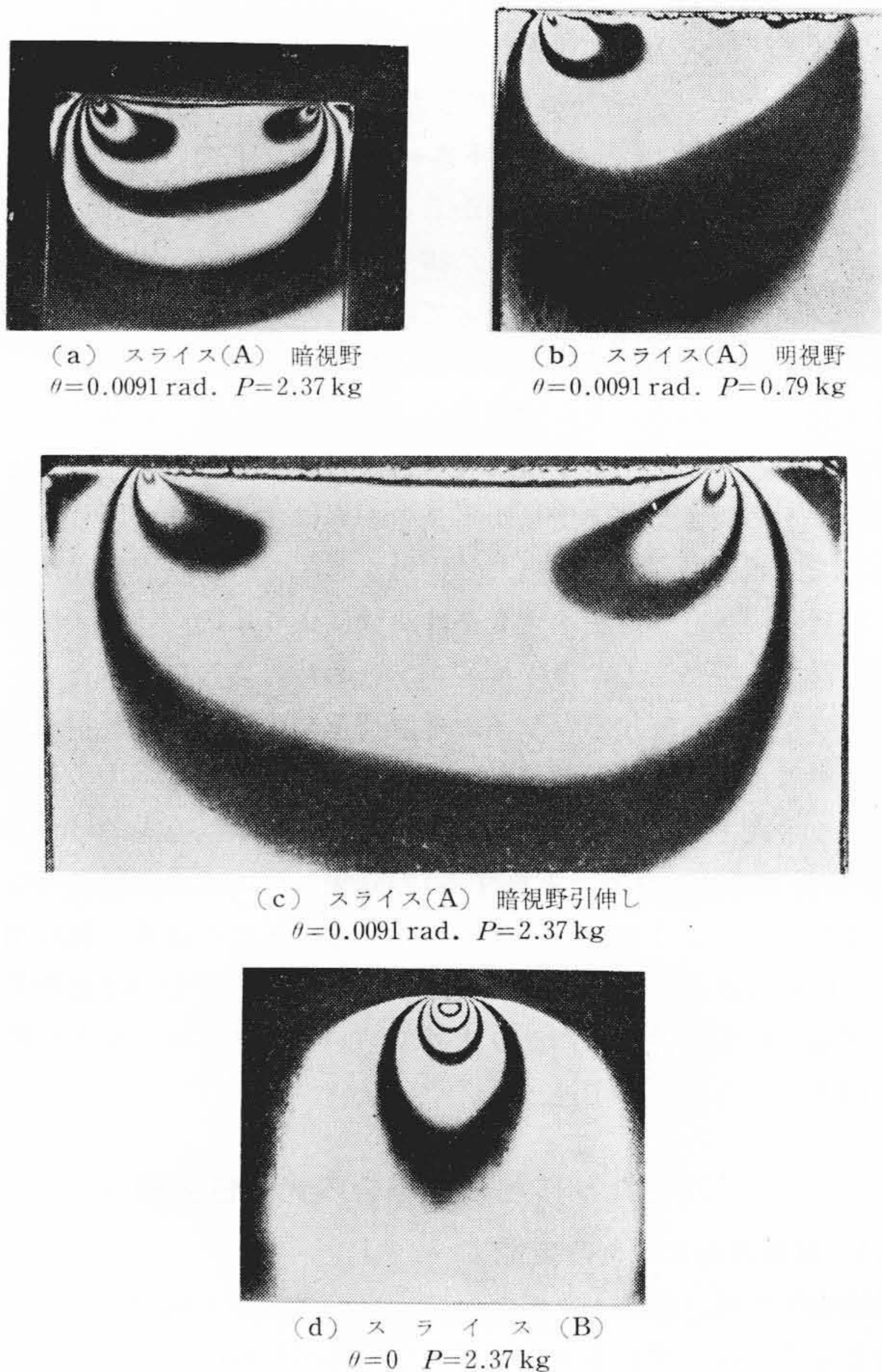
ここに、 τ : 主せん断応力 (kg/mm²)

N : し ま 次 数

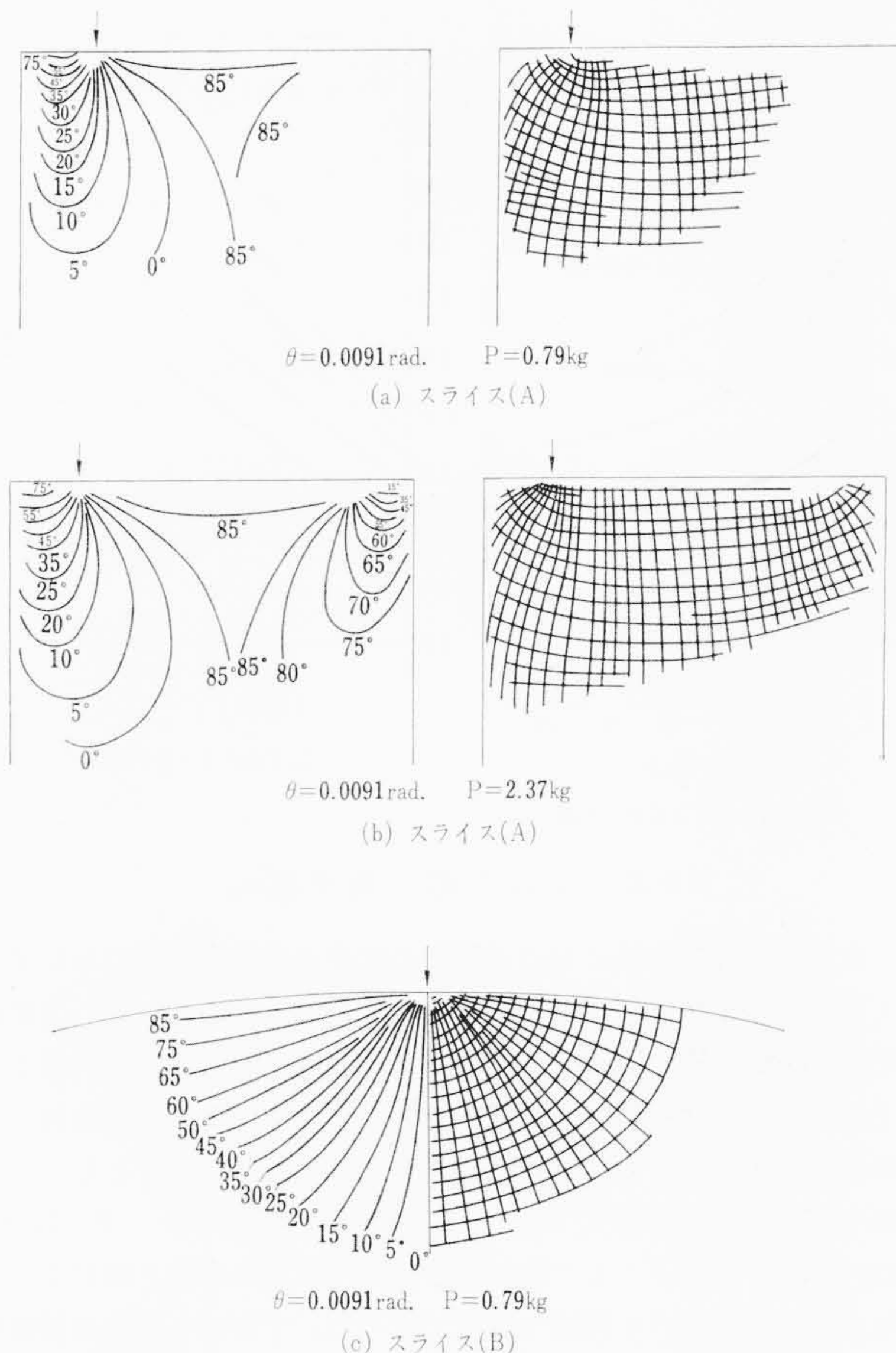
α : 光 弾 性 感 度 (mm/kg)

t : スライス板厚 (mm)

なる関係がある。したがって模型の光弾性感度が既知の場合は、しま次数さえ求めれば容易に(1)式から τ が得られる。また、応力 $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ などはせん断応力差積分法により求めた。



第5図 スライス(A)および(B)の等色線写真



第6図 等傾線(左)および主応力方向線(右)図

2.3 応力解析結果および検討

2.3.1 主せん断応力の最大値

二つの円柱が軸方向に傾斜をもって接触した場合、いわゆる片当たりした場合の最大主せん断応力には $x-z$ 面上(スライス(A)面上)の値 $\tau_{A \max}$ と $x-y$ 面上(スライス(B)面上)の $\tau_{B \max}$ の二つが考えられる。第5図(a)の等色線からわかるように、 $\tau_{A \max}$ は接触面にきわめて近い部分に生じている。また当然のことながらこれは片当たりした側のローラ端部の直下に生じている。 $\tau_{A \max}$ は表面にきわめて近接しているため、その最大値をとる位置が厳密には求めにくい。また接触面のごく近傍は Saint-Venant の原理により測定値に信頼がおけないので、一応接触面から 0.2 mm 内側の点での τ_A の最大値を求め、これを第2表に示した。一方 $\tau_{B \max}$ は第5図(d)の等色線からわかるように接触面からかなり内方の点に生じており、その $\tau_{B \max}$ の値も第2表に併記した。ここで、 $\tau_{B \max}$ は常に x, y 軸と 45 度の方向をなすいわゆる τ_{45} である。第2表の $\tau_{A \max}/\tau_{B \max}$ の比率からわかるように、 $\tau_{A \max}$ は $\tau_{B \max}$ より約 1.3~1.6 倍ほど大きくなっており、接触面疲労破壊に関連していずれが重要であるか一概に断定はできないが

(1) $\tau_{A \max}$ は片振りであり、 $\tau_{B \max}$ も片振りに近い。しかし

第2表 最大せん断応力の測定結果

No.	負荷状態		kg/mm ² $\tau_{A \max}$	kg/mm ² $\tau_{B \max}$	$\frac{\tau_{A \max}}{\tau_{B \max}}$
	P kg	θ rad.			
1	2.37	0.0182	0.0341	—	—
2	2.37	0.0091	0.0298	0.0233	1.34
3	2.37	0	—	0.0200	—
4	0.79	0.0182	0.0240	0.0155	1.55
5	0.79	0.0091	0.0203	0.0139	1.46
6	0.79	0	—	0.0123	—
7	0.4	0.0091	0.0177	0.0105	1.68

ローラが転動する場合には、スライス(B)面内において $\tau_{B \max}$ の近傍に両振りせん断応力 τ_z が存在し、従来、接触面疲労破壊にはこの τ_z が最も重要であるといわれている⁽⁴⁾。しかも τ_z と $\tau_{B \max}(=\tau_{45})$ の間には密接な関係がある(円柱の接触の場合、Hertz 流の計算式においては τ_z と τ_{45} の比は常に一定である)。(2) Hertz 流の計算式にしたがって一応 $\tau_{45}/\tau_z=1.16$ とすると、 $\tau_{A \max}/\tau_{45}=1.6$ の場合、 $\tau_{A \max}/\tau_z=1.9$ となり τ_z の両振幅の値と $\tau_{A \max}$ がほぼ等しくなる。

以上のことから、今回は $\tau_{B \max}(=\tau_{45})$ についておもに検討を行った。しかし片当たりのある場合、 $\tau_{A \max}$ が接触疲労に無関係であるとはいまだ断言できないので、破壊を考える場合には $\tau_{A \max}$ についても一応考慮してみる必要がある。

平面ひずみであると仮定して導いた Hertz 流の計算は

$$p_{\max}=0.418\sqrt{\frac{P}{l}E\frac{r_1+r_2}{r_1r_2}} \quad (2)$$

ここに、 $p_{\max}$: 接触面に生ずる最大面圧 (kg/mm²)

P : 円柱に加わる垂直荷重 (kg)

l : 円柱の長さ (mm)

E : 円柱のヤング係数 (kg/mm²)

r_1, r_2 : 円柱のそれぞれの半径 (mm)

で示される。この式からわかるように、荷重 P が最大面圧 $p_{\max}$ の自乗に比例し、さらに $p_{\max}$ と τ_{45} とは直線関係にあるので、結局 P は τ_{45} の自乗と比例関係にある。これらの関係を $\log P$, $\log \tau_{45}$ 線図上に描けば第7図の直線 AB のようになる。次に片当たり角 $\theta=0.0091$ rad. 一定で、垂直荷重 P を変化させた場合、すなわち第2表の実験番号 2, 5, 7 の場合の $\tau_{B \max}$ を同様にこの線図上にプロットすれば、これも直線 CD 上に並ぶことがわかる。ただ両直線の傾斜は片当たり角 $\theta=0.0091$ rad. の場合のほうがゆるやかで、この CD 線の傾斜から実験式を求めると

$$P=k\tau_{B \max}^{2.45} \quad (3)$$

ここに、 k : 比例常数

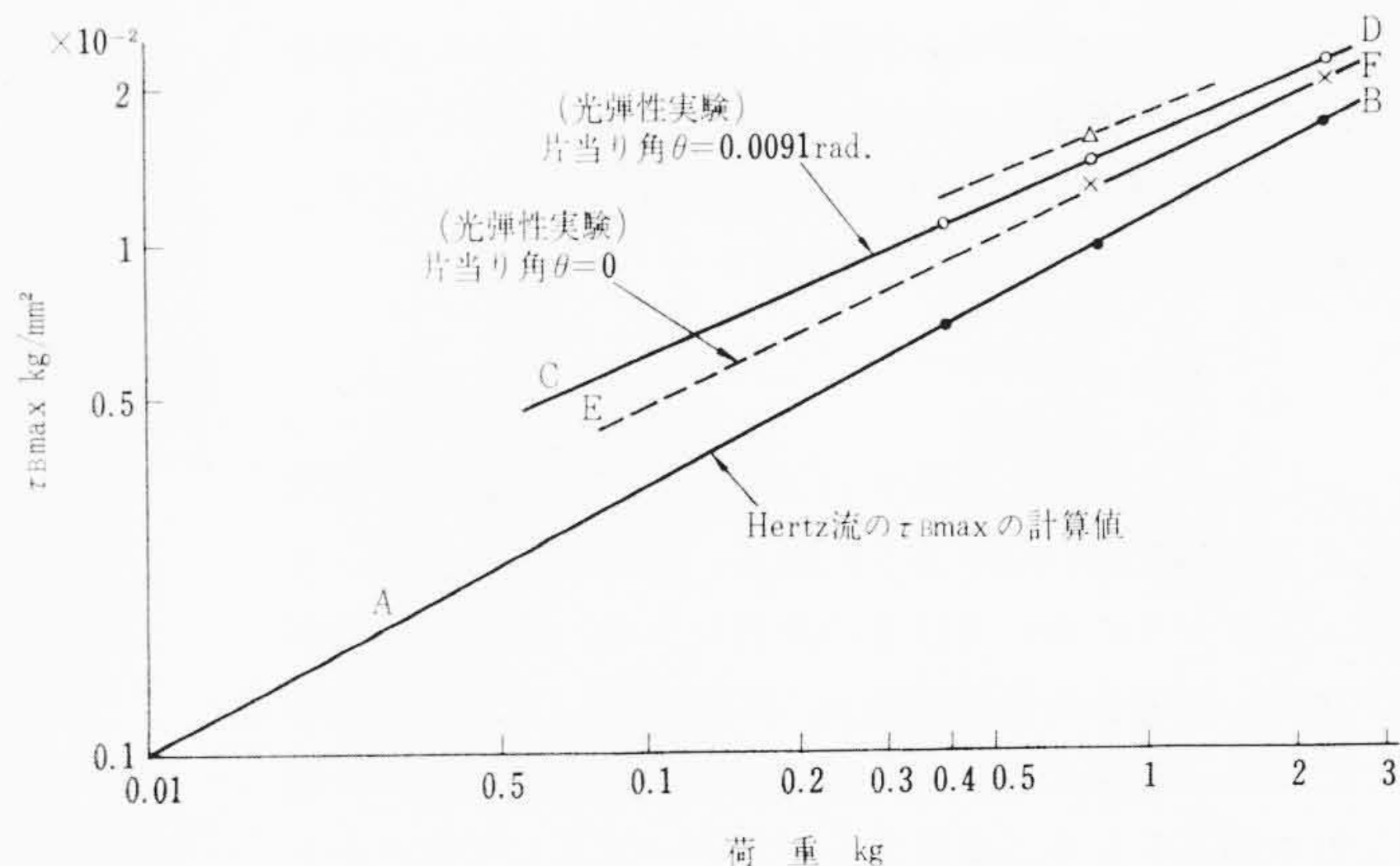
となる。両者の傾斜が異なっていることについては次のように解釈した。すなわちローラの軸方向に曲率半径 R_l のクラウニングを施し、このローラと円柱が接触する場合、最大面圧 $p_{\max}$ と垂直荷重 P との関係はあとで述べるように

$$p_{\max}=\frac{1.5}{\pi, m, n}\left[\frac{2}{3}\frac{E(A+B)}{(1-\nu^2)}\right]^{\frac{2}{3}}P^{\frac{1}{3}} \quad (4)$$

$$=k_1P^{\frac{1}{3}}$$

ここに、 E : ヤング率 (kg/mm²)

ν : ポアソン比

第7図 $\log P-\log \tau_{45}(\log \tau_{B \max})$ 線図

m, n : R_1, R_2, R_3 によって定まる常数

$$A+B=\frac{1}{2}\left(\frac{1}{R_1}+\frac{1}{R_2}+\frac{1}{R_3}\right)$$

R_1 : クラウニングの曲率半径 (mm)

R_2 : ローラの半径 (mm)

R_3 : 円柱の半径 (mm)

となる。一方 $p_{\max}$ と τ_{45} ($=\tau_{B\max}$) はこの場合にも直線関係にあると思われ、結局 P は τ_{45} の3乗に比例するのでクラウニングをつけたローラの場合、 P と τ_{45} の関係は log-log 線図上で直線となり、この傾斜はクラウニングのない場合に比べてゆるやかになる。片当たり角 $\theta=0.0091$ rad. の場合の直線の傾斜はちょうどこの中間になっている。一方円柱ローラと円柱が接触する場合は荷重の増加とともに、 y 方向の接触幅のみが増加し、 z 方向 (ローラ軸方向) の接触長さは変わらない。しかしクラウニングをつけたローラの場合は y 方向のみならず z 方向の接触長さも増加する。また円柱ローラで片当たりがある場合には、垂直荷重の増加とともに y, z 両方向の接触長さが増加するので、クラウニングを付けたローラの接触到に似た性質をもってくるものと考えられる。したがって $\theta=0.0091$ rad. の場合の傾斜が Hertz 流の計算式からとめた直線の傾斜よりも、ゆるやかであることは定性的に正しい。次に、片当たりしていない場合 ($\theta=0$) の光弾性実験結果を同じく第7図上にプロットすると直線 EF のようになる。この結果から注意すべきことは

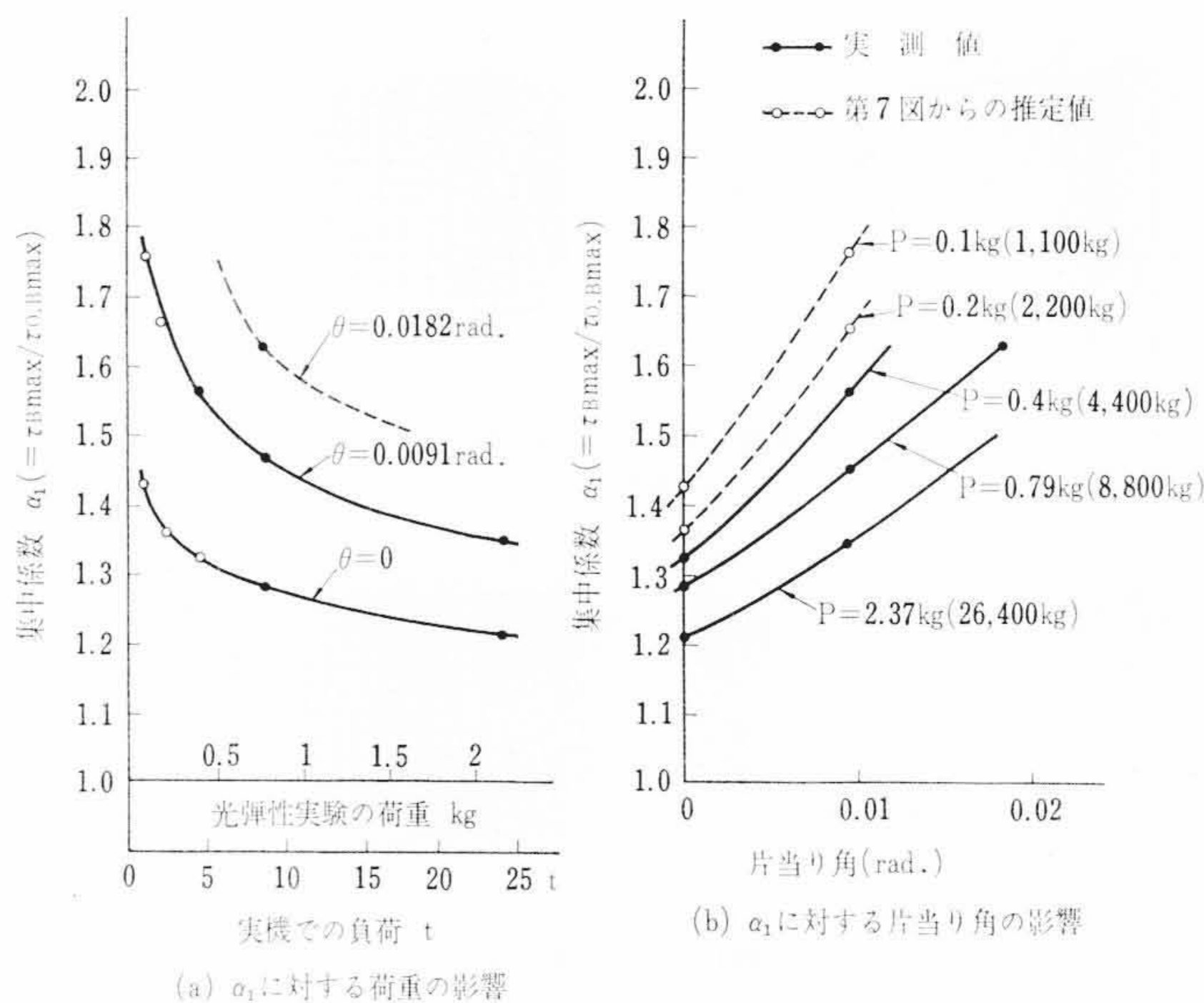
- (1) 片当たりのない場合の $\tau_{B\max}$ の光弾性実験結果はいずれも Hertz 流の計算式から求めた値 ($E=1.56$ kg/mm², $\nu=0.5$ として) よりも大きい。
- (2) 直線 EF の傾斜は片当たり角 $\theta=0.0091$ rad の場合の直線 CD の傾斜と Hertz 流の計算式から求めた直線 AB の傾斜とのほぼ中間にある。

(1) に関しては、第5図(a)に片当たり角 $\theta=0.0091$ rad, $P=2.37$ kg の場合 (実験 No. 2) のスライス (A) の等色線を示したが、これからもわかるようにローラの両端部に τ_A の集中がみられる。したがってこの位置においては接触面圧も他の部分に比べて高いものと思われる。事実、あとで述べるがこの部分における σ_x も Hertz 流の計算値よりも高くなっている。(2) に関しては、直線 AB と EF の傾斜が異なることが理論上正しいかどうか明らかでない。片当たりのない場合の光弾性実験結果が2点しかないもので、あるいは実験誤差であるかも知れない。この点についてもう1, 2点垂直荷重を変えた場合について実測してみれば明らかになると思われる。

以上いずれにしても片当たり角 θ を一定にして垂直荷重を増した場合、log-log 線図上において荷重 P と $\tau_{B\max}$ はほぼ直線関係があると考えてよさそうである。そこでこの関係を利用して $\theta=0.0182$ rad. の場合についても第8図の点線のように推量し、各片当たり角の場合の $\tau_{B\max}$ と Hertz 流の計算による τ_{45} (以下これを $\tau_{0,B\max}$ と書く) との比率を

$$\alpha_1 = \frac{\tau_{B\max}}{\tau_{0,B\max}} \dots\dots\dots (5)$$

とし、 α_1 と片当たり角 θ および荷重 P との関係を図示すると第8図(a)のようになる。同図を用いれば、カムとローラにおいて任意の片当たり角、任意の荷重が加わった場合の集中係数 α_1 が求まり、これから直ちに $\tau_{B\max}$ が求まる。また使用の便のため、横軸に片当たり角 θ をとり、荷重 P をパラメータとして書きかえると同図の(b)のようになる。



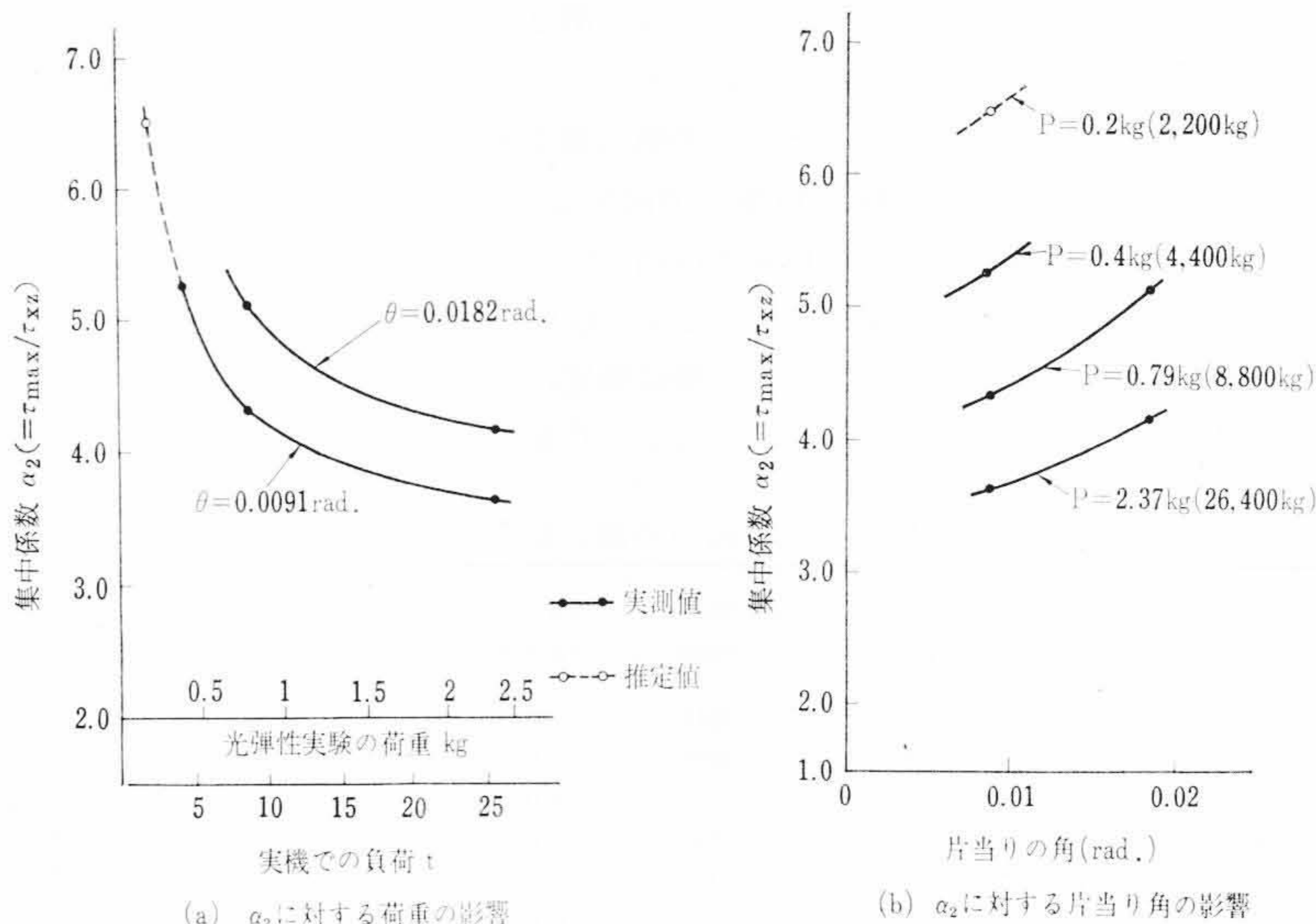
第8図 $\tau_{B\max}$ の応力集中率 α_1

次に、光弾性実験における荷重の大きさが実機製品においていくらの荷重に相当するかを求めるのに次のようにした。いま半径 $R_1=26$ mm, $R_2=125.5$ mm, 長さ $l=12$ mm なる二つの円柱を、それぞれ光弾性材料と鉄鋼材料で一組ずつ考える。光弾性材料の場合には $E=1.56$ kg/mm², $\nu=0.5$, 荷重 $P=0.79$ kg として接触幅を Hertz 流の計算式で求め、鉄鋼材料の場合には、 $E=21,000$ kg/mm², $\nu=0.3$ として接触幅が光弾性模型の場合と同じようになるような荷重 P を同様な計算で求めた。すなわち両者の接触幅を合わせることによって実機の負荷を求めた。その結果、光弾性実験による負荷 0.79 kg は実機では 8,800 kg に相当する。この関係を用いて第8図(a)の負荷のスケールの下に鉄鋼材料の場合に換算したものを併記した。

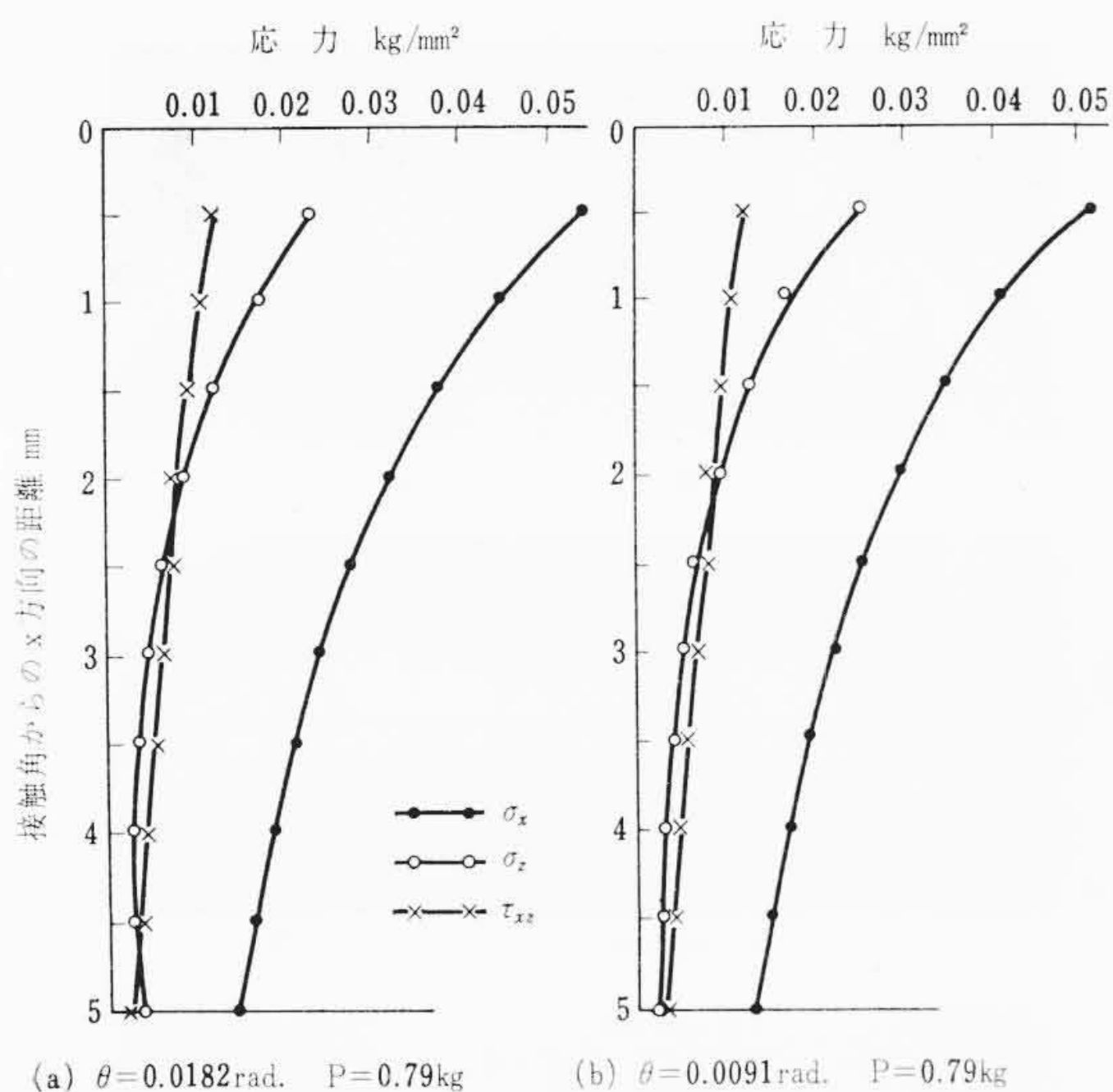
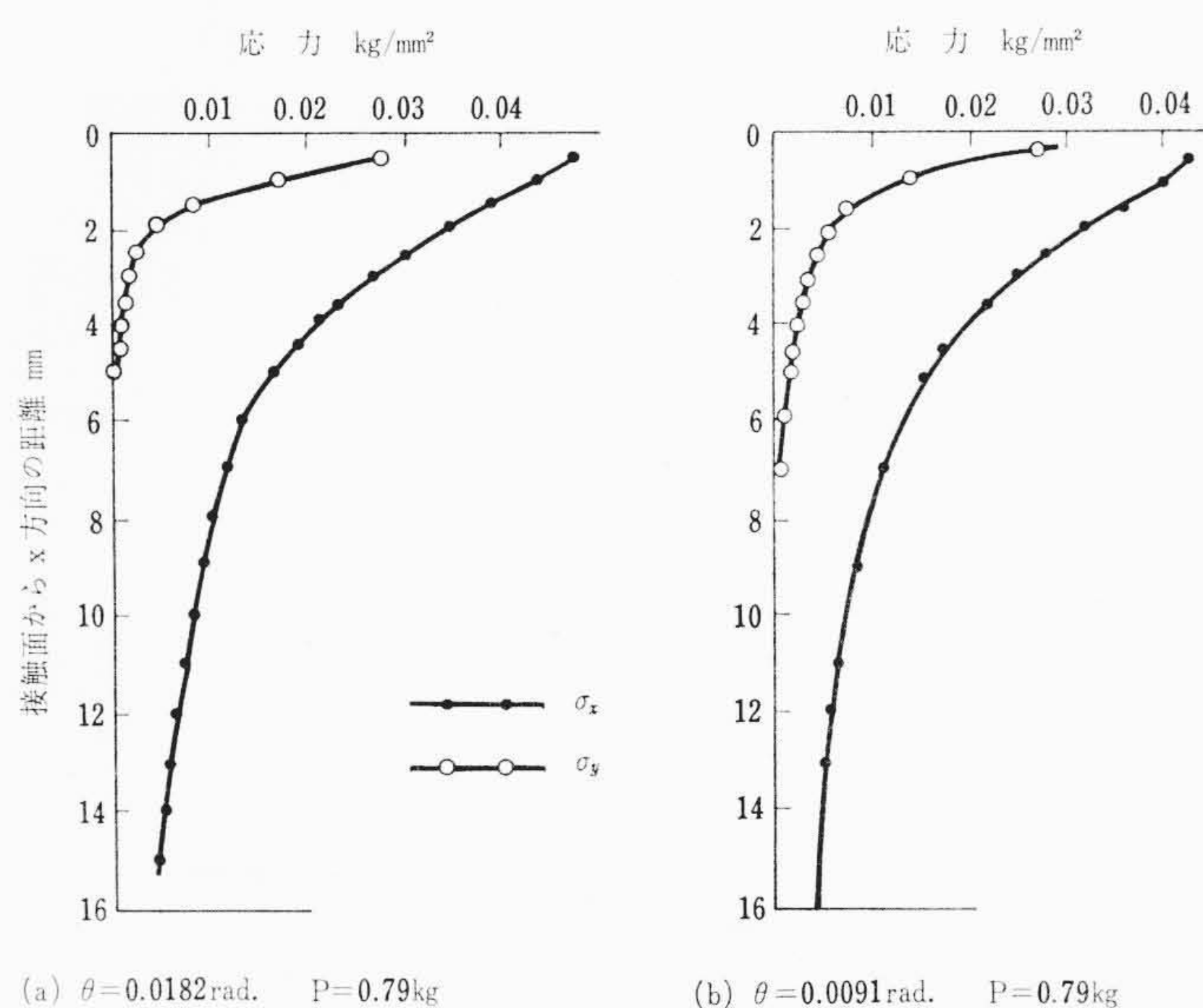
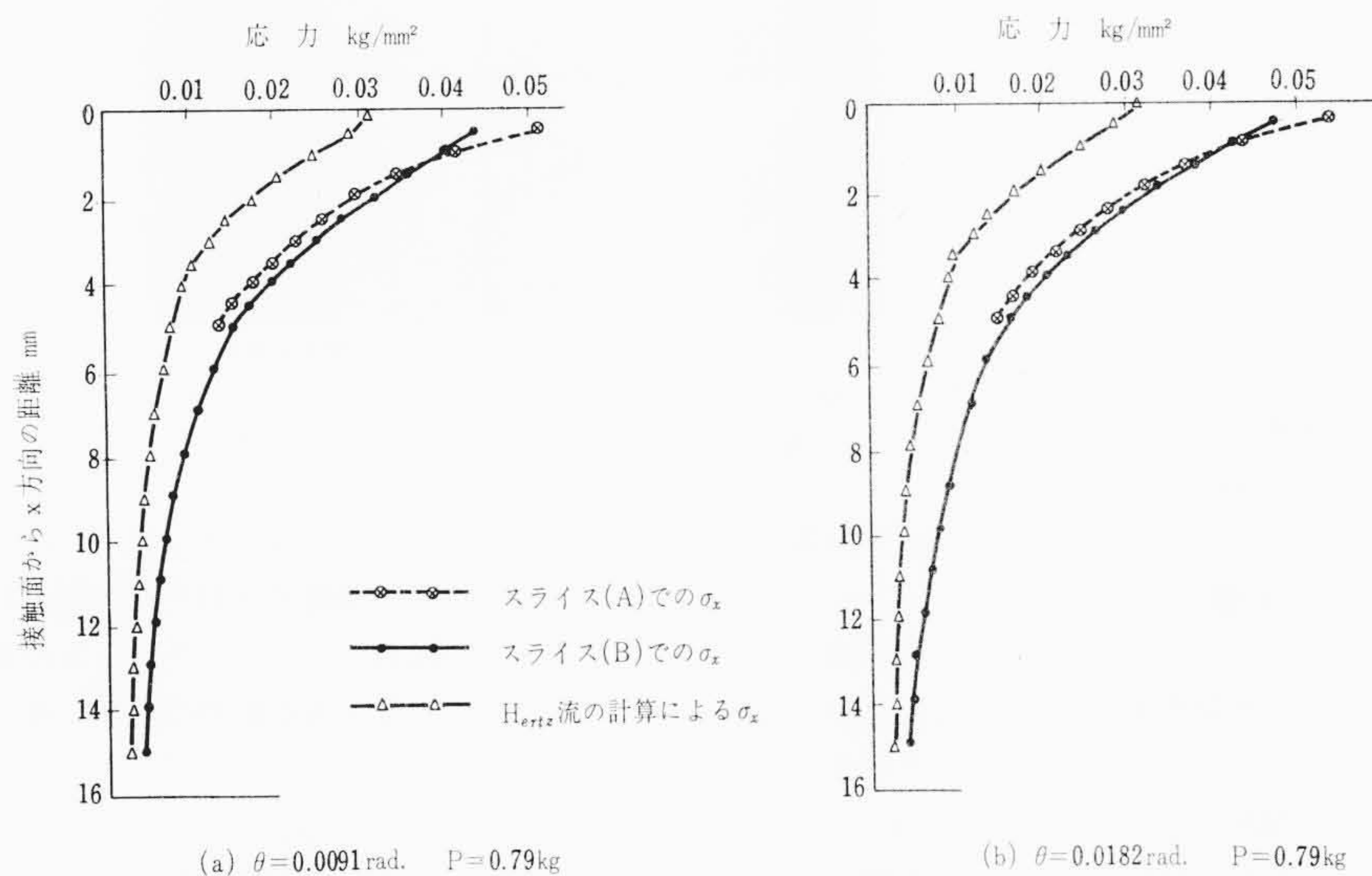
次に $\tau_{A\max}$ についても実験結果から同様の図を作れば第9図(a), (b)のようになる。結局以上のことから、カムおよびローラの強さを検討する場合には、第8図(b)によって $\tau_{B\max}$ を、第9図(b)によって $\tau_{A\max}$ を求めて、両者がいずれも材料の接触疲労強度以下であれば設計上安全であると考えられる。

2.3.2 接触面付近の応力分布

スライス (A) および (B) における応力解析結果の代表例を第10図および第11図に示す。すなわち第10図はスライス (A)



第9図 $\tau_{A\max}$ の応力集中率 α_2

第10図 スライス(A)の x 軸上の応力分布の一例第11図 スライス(B)の x 軸上の応力分布の一例第12図 スライス(A), スライス(B)の σ_x の比較例

における x 軸上の σ_x , σ_z , τ_{xz} をあらわし、第11図はスライス(B)の x 軸上の σ_x , σ_y をあらわす。今これらの解析精度を検定する一つの手段として、(A), (B)両スライスからそれぞれ求めた σ_x を比較すると第12図のようになる。これからわかるように、両スライスから求めた σ_x は接触面から1mm以内の部分を除けば約5~15%程度の範囲で合っている。(A), (B)両スライスは同じ荷重条件で別々に凍結された2組の試験片から採り出したものであり、両者から求めた σ_x の差の中には、片当たり角の調整誤差によるもの、スライス位置の誤差およびせつ断応力差積分法による解析誤差などがすべて含まれている。これらのことを考慮すれば今回の実験精度は約5~15%の範囲にあると考えられ、これはほぼ実用し得る精度であると考えられる。

ただ、接触面から1mm以内の部分では、全般的にスライス(A)からもとめた σ_x のほうがスライス(B)からもとめたものよりも大きく、その傾向は表面に近づくに従ってはなはだしくなっている。この傾向は第12図に示す代表例のみでなく全試験片とも共通であった。この誤差の原因としては、

- (1) Saint-Venantの原理に基づくもの。
- (2) スライス片の板厚方向の応力こう配によるもの。すなわち、第4図の座標原点付近において z 方向の応力こう配が著し

く大きいので、スライス(B)では板厚方向の応力こう配が接触面付近において非常に大きくなり、厚み変化法によりこの影響をある程度補正したが、いまだ十分ではないと思われること。またスライス(A)では第6図よりわかるように、座標原点付近の等傾線、等色線などが著しく密集し、このため解析誤差はいりやすい。

などが考えられるが、どれが誤差の主原因であるか十分明らかではない。しかし、第12図において、 σ_x のHertz流の計算値と光弾性実測値を比較してわかるように、光弾性実測値はいずれも計算値よりもかなり大きい。このことから、最大せん断応力のみならず、 σ_x および接触面圧も片当たりにより大きく集中を生ずることがわかる。

3. カム・ローラの接触応力の軽減対策

3.1 各種対策に関する検討

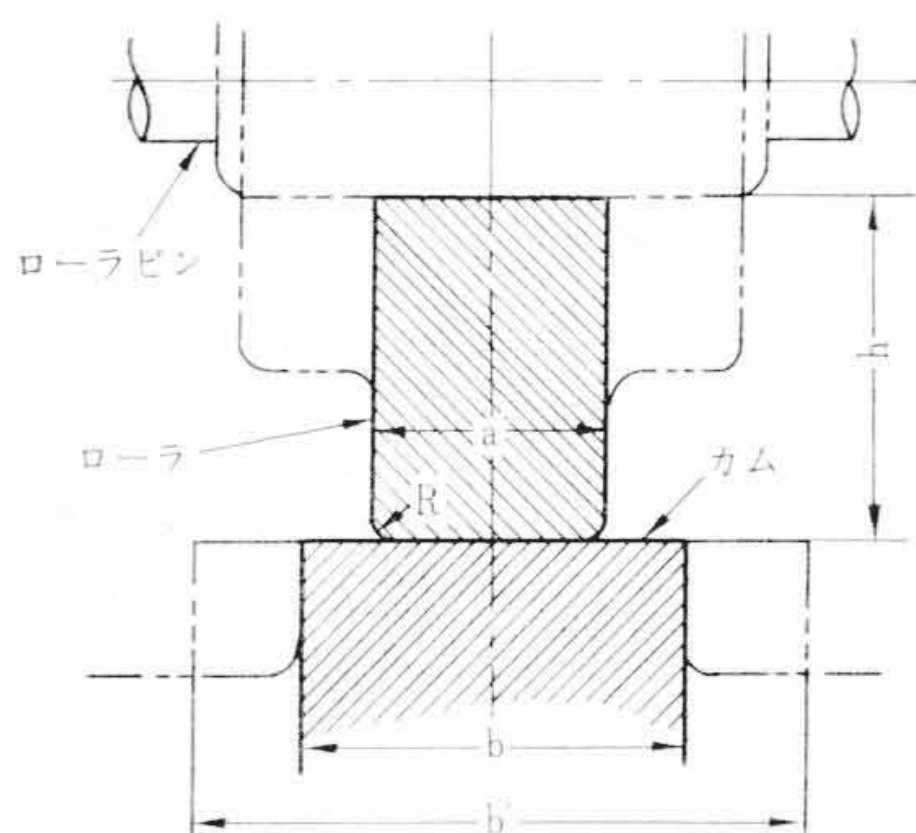
前節において、カムとローラが接触した場合、

- (1) ローラ長さがカムに比べて短いこと。
- (2) ローラがカムに対して片当たりしていること。

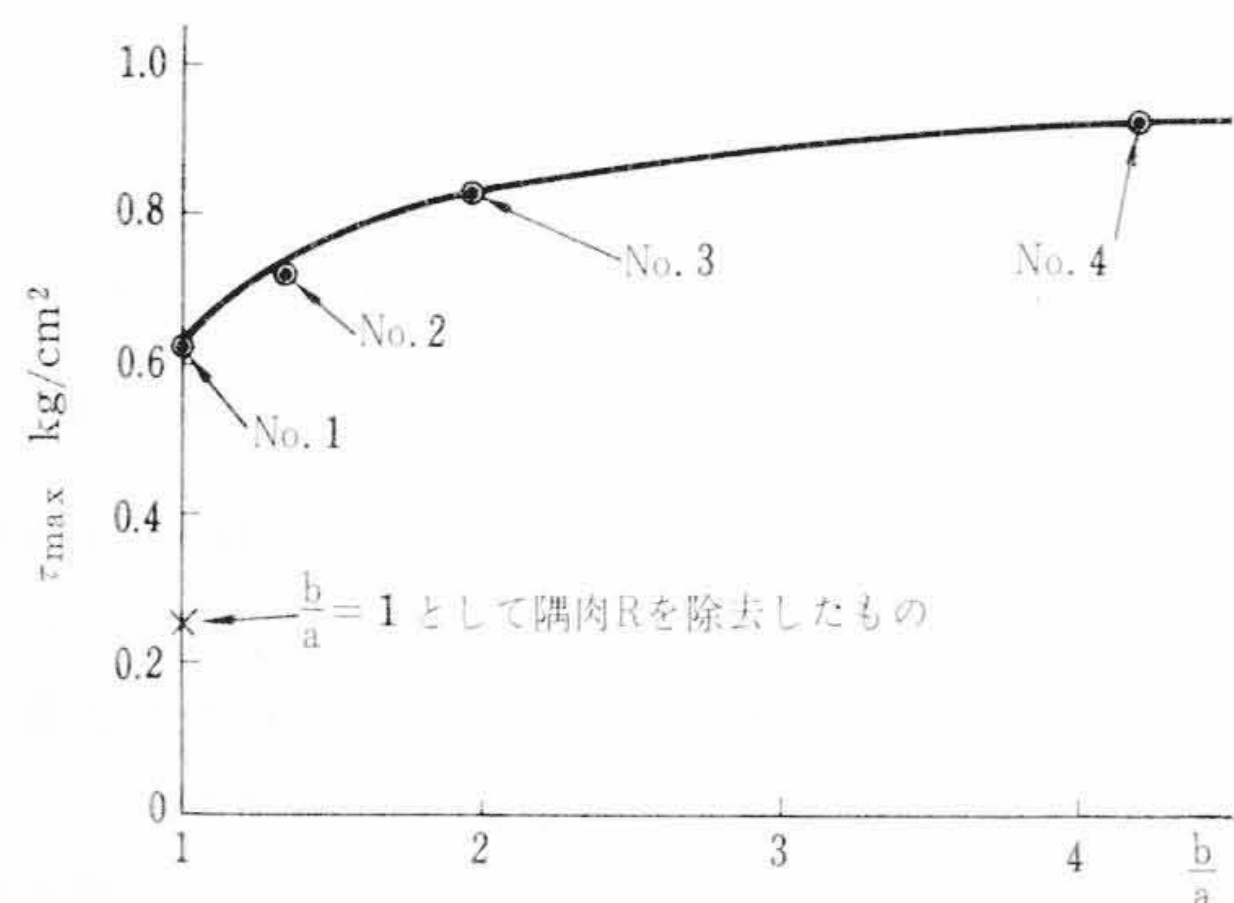
などのため接触応力が集中することを示し、またその程度を明らかにした。本章においてはこのような原因による接触応力集中を緩和する手段とその効果について検討する。もちろん、片当たりをなくすること、ローラとカムの長さを等しくすることなどができれば応力集中はなくなるわけであるが、製品の場合には、種々の理由からこれら二条件を完全に満足させられぬ場合が多い。したがってここでは上記、(1), (2)の原因が存在する状態で応力の集中を緩和するため、次の3項目について検討した。

- (1) カムとローラ長さの差をできるだけ小さくすることにより応力の集中を避ける。
- (2) ローラの側面に円環状のみぞを切ってローラ端部の剛性を下げる(以後このローラのことをエントラストローラと呼ぶ)。
- (3) ローラの接触面に曲率をつけたクラウニングローラ(樽形ローラ)。

このうち(1), (2)項については光弾性実験で、(3)項について



第13図 試験片の寸法のとり方



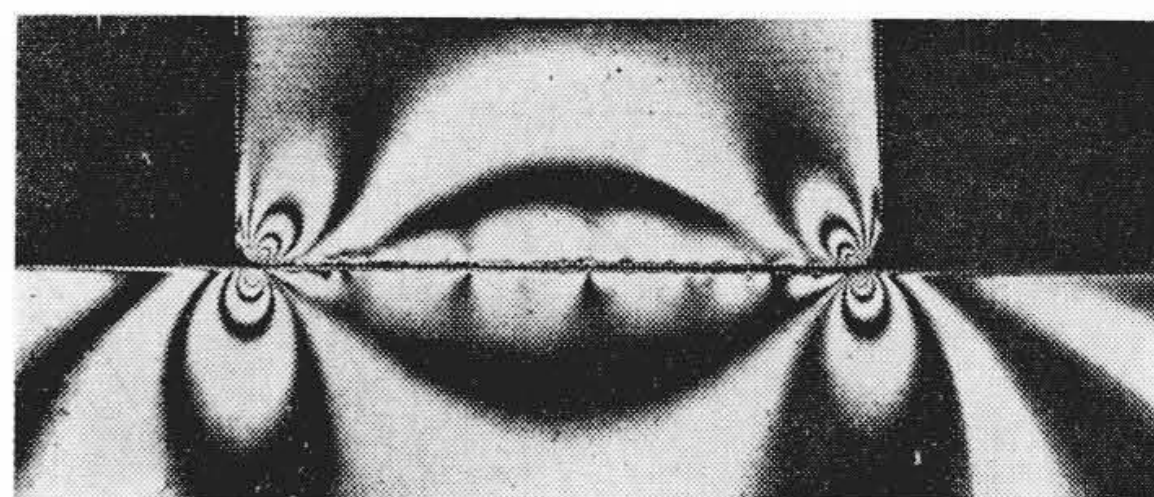
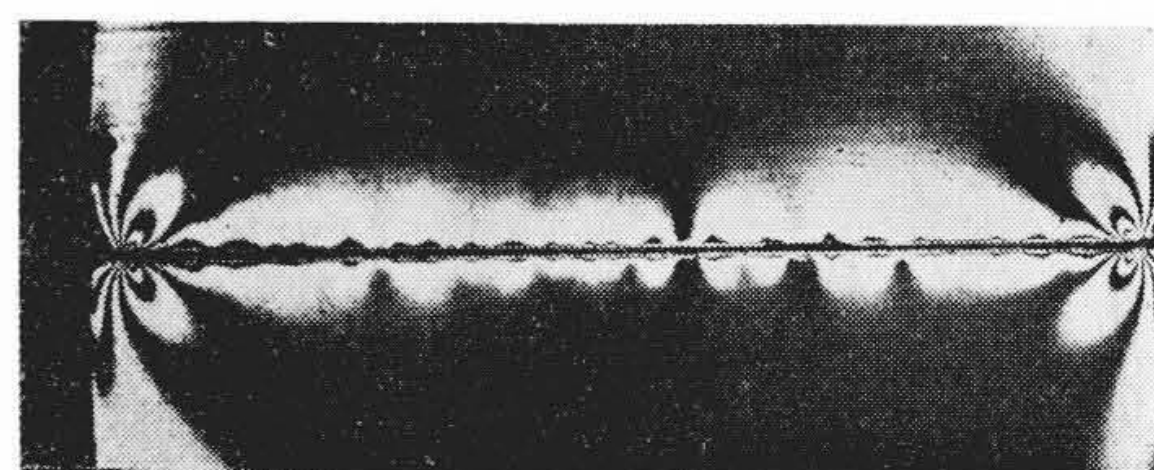
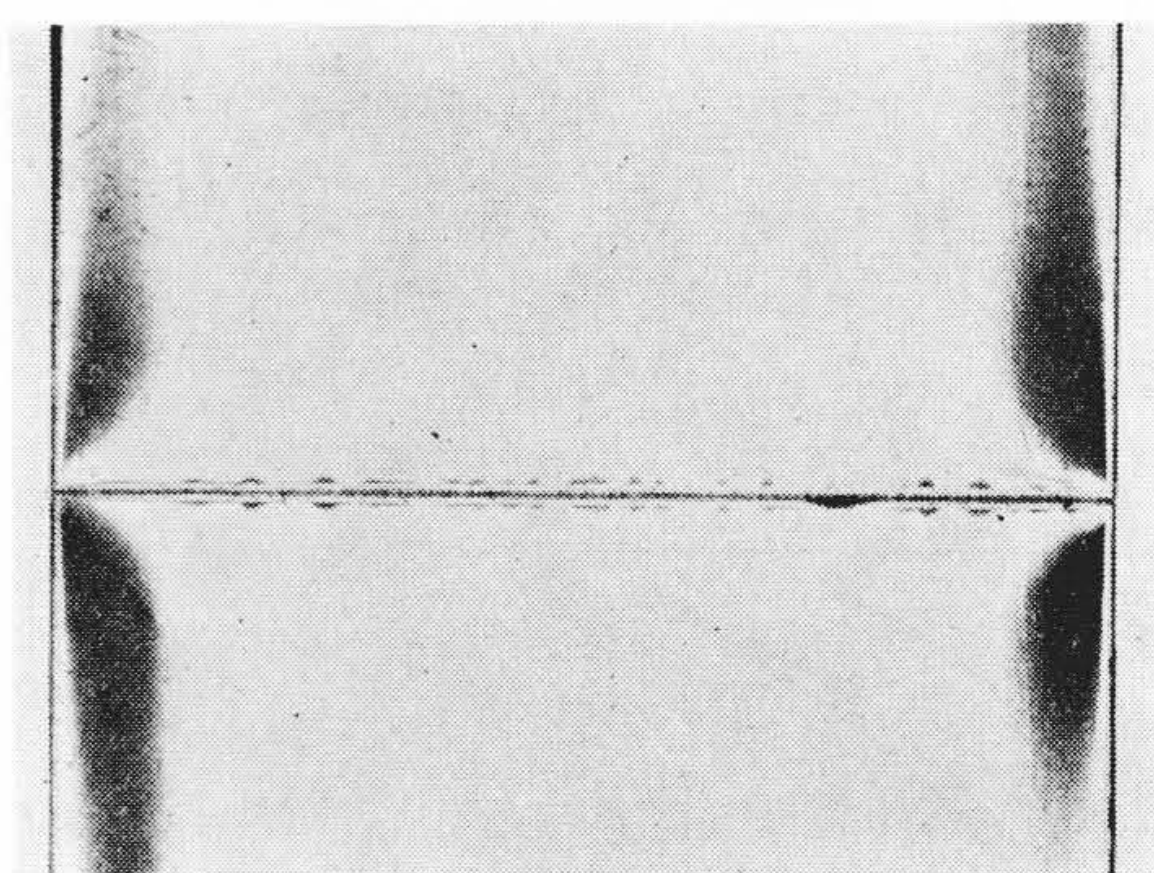
第14図 カム長さの相異による最大せん断応力の変化

は弾性計算により検討した。ただこれらは製品の動弁機構改良の一環として行なったものであるから、2章の場合と寸法が多少異なっており、比較にやや不便である。

3.2 ローラとカムの長さの差が端部応力集中に及ぼす影響

ローラの長さとカムの長さの差が種々変わった場合のローラ端部直下に生ずる応力集中の程度を概略は握するため、二次元光弾性実験を行なった。試験片は第13図に示すような陰線を施した形状とし、このような形状の試験片を板厚6mmのエポキシ樹脂からきり出した。ただしR部の寸法を大きくして加工を容易にするため試験片各部寸法を実機の3倍に拡大した。ローラに相当する長さ a は36mm(実機の12mmに相当)、隅肉半径 R は1.5mm(実機の0.5mmに相当)一定とし、カムの長さ b 部寸法を二、三変えて光弾性実験を行なった。負荷方法としては水平に保たれた架橋の上にカムに相当する試験片およびローラに相当する試験片をおき、鋼製Vブロック、円柱を介してレバーで圧縮力をかけた。荷重の大きさは各模型に対してすべて一定で、最大せん断応力はローラの隅肉 R 部の接触面側付根に生じた。第14図は接触面から0.2mm内側の位置における τ_{max} を示したものである。また第15図(a), (b)にカム長さ a が異なった場合の光弾性写真の一例である。これらの結果から、カムとローラの長さの差が大きくなるにしたがって τ_{max} が大きくなることわかる。次にローラの隅肉半径 R をなくし、カム長さとローラの長さを同一(36mm)にした場合の光弾性実験を行なった。その一例が第15図の(c)の等色線写真であり、今までローラの隅肉半径 R 部付根に生じていた応力の集中がなくなっており単純圧縮に近い応力分布となっている。

以上の二次元光弾性実験結果をそのまま実機の三次元のカムに適用はできないにしても、カムとローラの長さの差による応力集中の推移は見当をつけることができる。これらの結果から、ローラの隅肉半径 R が存在するかぎり、ローラとカムの長さを同一にしても応力の集中はかなり著しい。カムとローラの長さを同じにすることは、一体形カム軸の場合には製作公差の点から実現困難であり、

(a) カム長さ 150mm $b/a=4.17$ (b) カム長さ 36mm $b/a=1$ (隅肉半径 R あり)(c) カム長さ 36mm b/a (隅肉半径 R を除去)

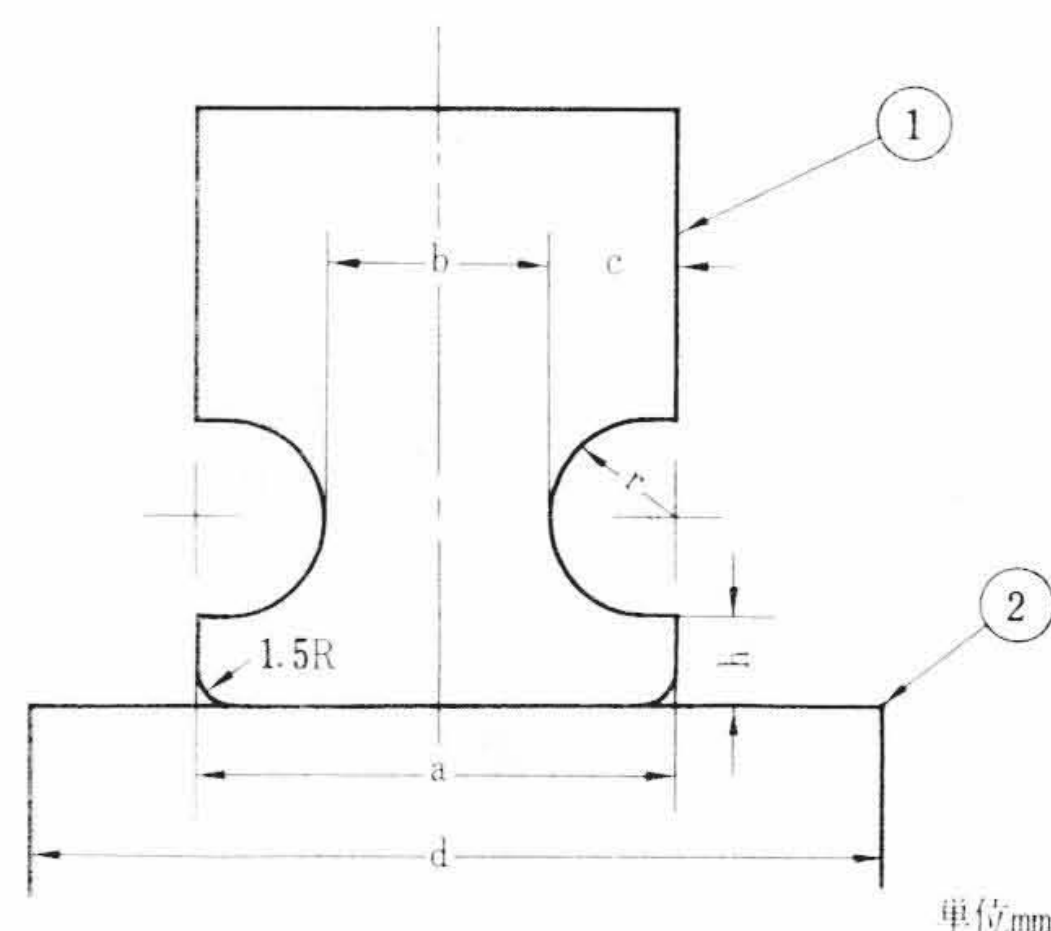
第15図 カム・ローラ長さおよびローラの隅肉をかえた場合の光弾性写真の一例

またローラの隅肉半径をなくすことはこの部の鋭いエッジが何かの事故、または取り扱い上の不注意によって損傷するおそれが考えられ実行不可能である。しかし消極的ではあるが、ローラとカムの長さを可能な限り近づければ、10%前後ではあるが応力の集中を減らすことができる。

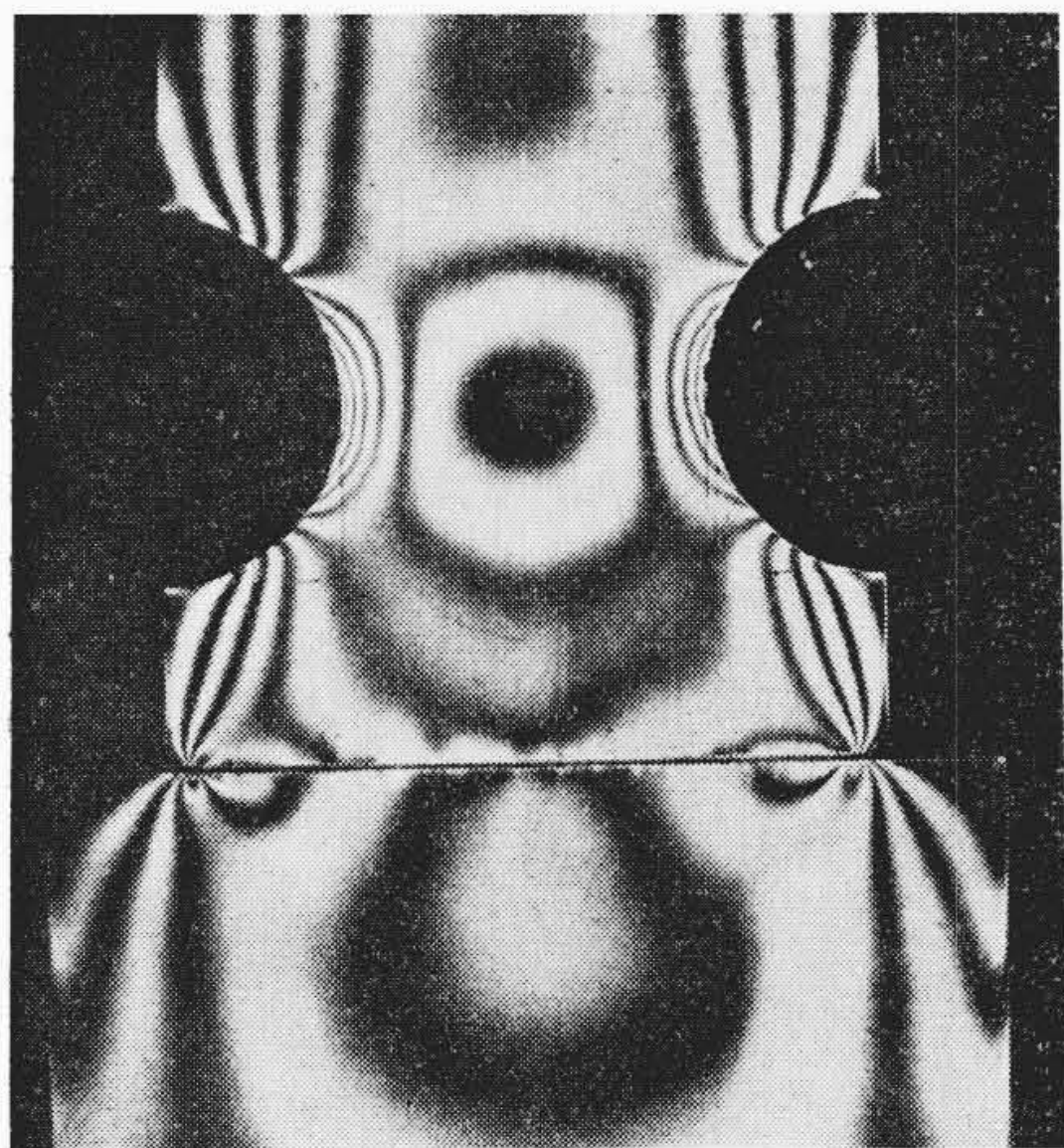
3.3 エントラストを付けたローラ

車軸を輪心に圧入する際、輪心の端面に車軸を近接して円環状の切り込みをつけ(いわゆるエントラストみぞ)圧入による応力集中を緩和することが知られている⁽⁵⁾。これと同じ理由でローラ側面に円環状のみぞをきった場合、ローラ端部による応力の集中を緩和することが期待できる。実験にあたっては最も効果のあるみぞ形状を見いだすため、はじめに二次元光弾性実験で最適形状を見いだし、その寸法によって実寸大のローラを作って三次元光弾性実験で応力低減の効果を確認した。

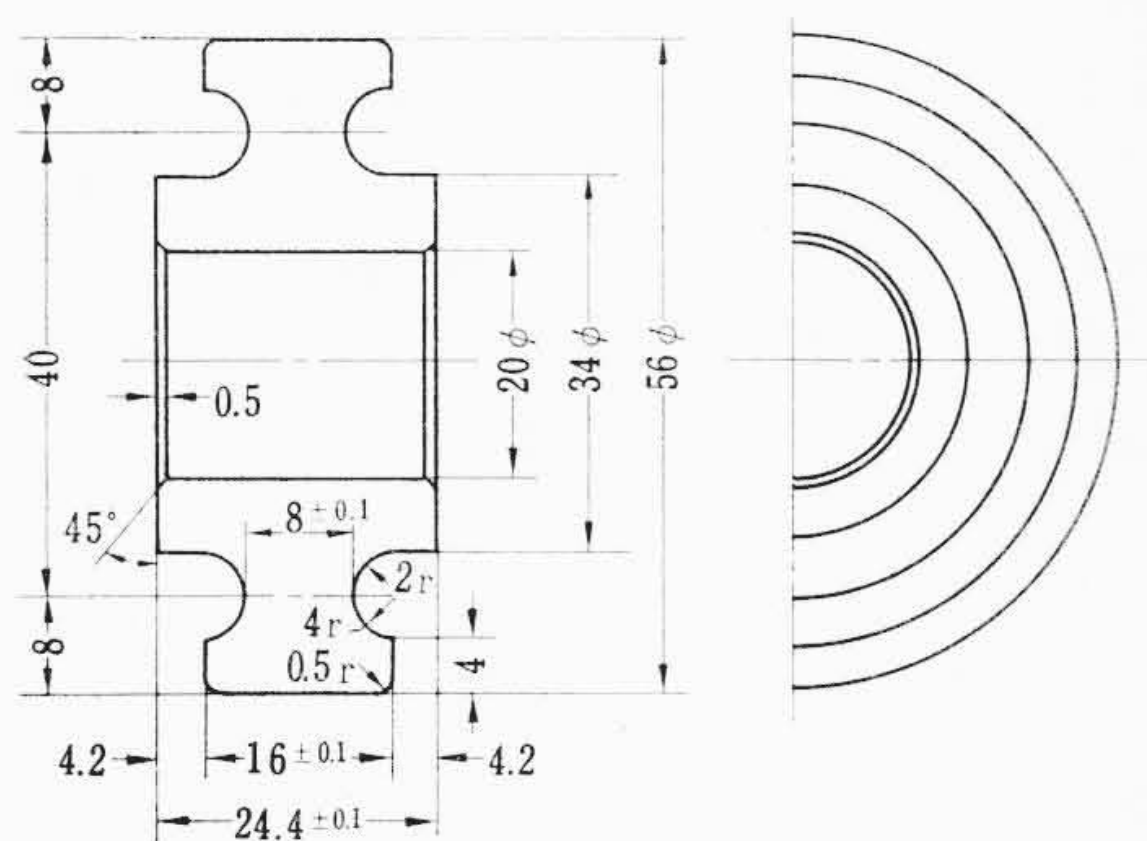
エントラストローラの二次元光弾性モデルは第16図の①に示すような形状とし、寸法 a を一定として h および b をそれぞれ段階的



第16図 エントラストの光弾性模型(二次元)



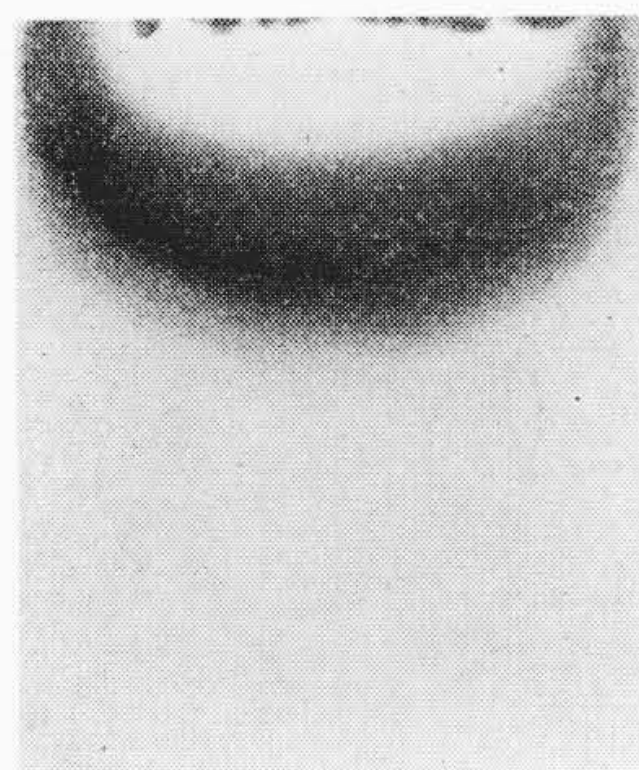
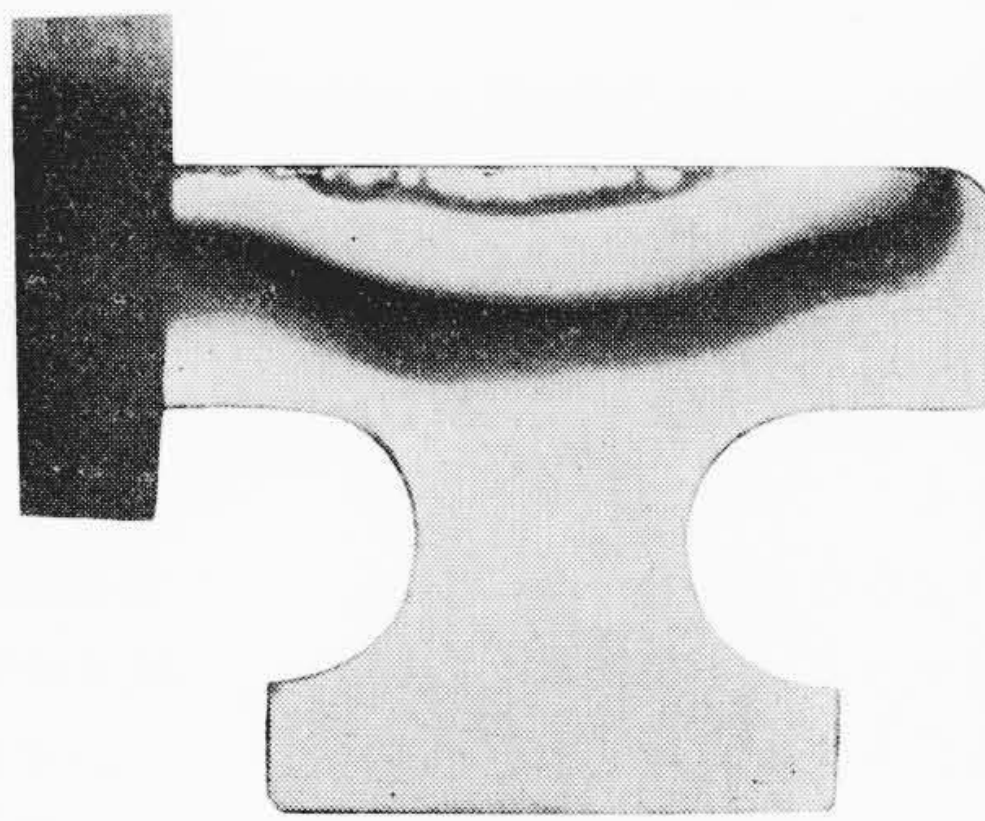
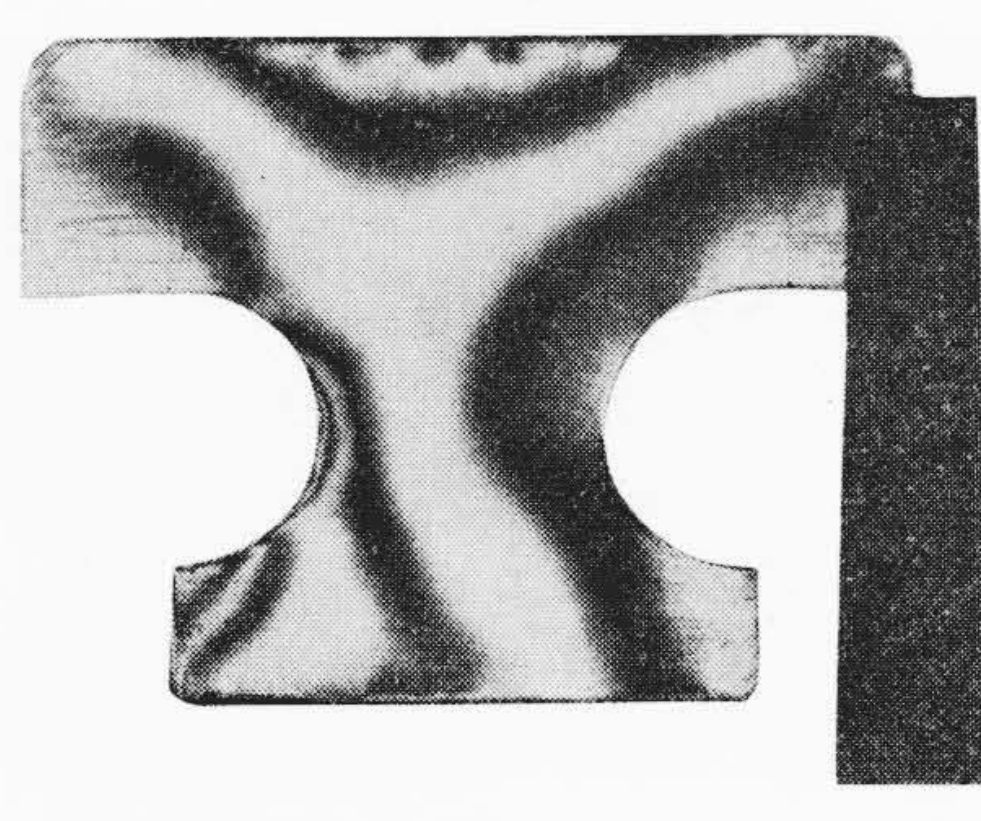
第17図 エントラストローラの二次元光弾性写真



第18図 エントラストローラの光弾性模型

に変化させてゆき（みぞの半径 r は $r = \frac{a-b}{2}$ とする），これをカムに相当する平板②に押しつけた場合の応力を測定した。応力としては接触面中央部と端部付近の最大主せん断応力を測定し，これがほぼ等しくなるような寸法を求めた。その結果 $h/a=0.25\sim0.35$ ， $b/a=0.3\sim0.4$ の範囲が適当であることがわかった。二次元光弾性実験のしま写真の一例を第17図に示す。以上の実験結果をもとにして第18図に示すようにエントラストローラの三次元光弾性模型の寸法を決定した。ただ，これはさきにも述べたように動弁機構改良の一環として行なった研究であるため，少しでも応力を下げる意味でローラの直径，長さなどを2章に述べたものよりも大きくとってある。また，これにともなってカムの長さも16mmから18mmと増加して実験を行なった。実験は，片当たり角 $\theta=0$ ， $\theta=0.0133$ rad. の2通りとし，負荷の大きさを0.79 kg一定として行なった。実験方法は2章におけると同様で，測定応力は $\tau_{\max}$ のみとしてある。スライスの方向も2章と同様に，ローラとカムの軸を含む面〔スライス(A)〕およびこれらの軸に直角な面〔スライス(B)〕，の二方向である。すなわち，まず一組の試験片からスライス(A)をとり，その最大 $\tau_{\max}$ を生じている位置を含むようにほかの一組の試験片からスライス(B)をとった。また今回はカムのみでなくローラについてもスライスを行ない，エントラストみぞ底の応力を求めた。それらの光弾性写真の一例を第19図に示す。これらの写真からわかるように $\theta=0$ の場合，今までローラの隅肉半径 R の付根付近に生じていたせん断応力の集中がなくなっており，接触面中央部においてやや高くなっている。また片当たり接触の場合は隅肉 R 部にやはりせん断応力の集中は起こるがその程度は少ないようである。

以上の実験結果からエントラストローラの効果をまとめると第3表のようになる。第3表は各条件の場合のカムにおける $\tau_{B\max}$ の最大値を記入したものであるが，No. 1, 2はHertz流の計算値を示し，

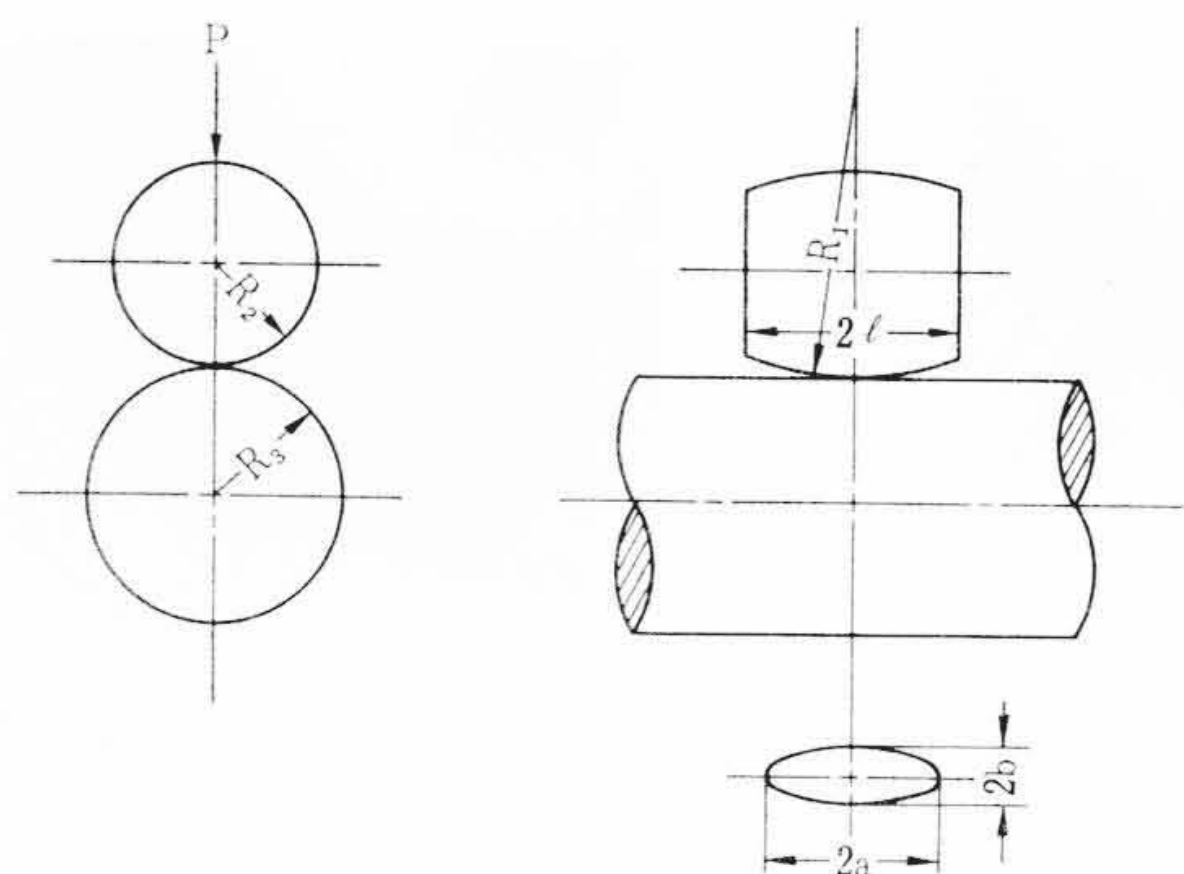
(a) カムスライス(A)
 $\theta=0$ $P=0.79$ kg(b) カムスライス(A)
 $\theta=0.0133$ rad $P=0.79$ kg(c) 圧力の加わらない側のローラ
 $\theta=0.0133$ rad $P=0.79$ kg(d) カムに接触する側のローラ
 $\theta=0.0133$ rad $P=0.79$ kg

第19図 エントラストローラおよびカムの三次元光弾性写真

第3表 エントラストローラの効果

No.	試 験 条 件			内 容	$\tau_{B\max}$ (kg/mm ²)	応力集中係数 α_1
	ローラ直径 (mm)	ローラ幅 (mm)	片当たり角 (rad.)			
1	52	12	0	Hertz流の 計算値	0.0095	—
2	56	16	0	Hertz流の 計算値	0.0080	—
3	52	12	0	光弾性	0.0123	1.30
4	52	12	0.0133	光弾性	0.0147	1.55
5	56	16	0	光弾性	0.0088	1.10
6	56	16	0.0133	光弾性	0.0101	1.26

No. 3, 4は第8図から読みとった値，No. 5, 6はエントラストローラの実験結果である。No. 1に対するNo. 3, 4の $\tau_{B\max}$ の応力集中係数およびNo. 2に対するNo. 5, 6の応力集中係数を求めると右段のようになり，片当たりのない場合，従来のローラではNo. 3からわかるように $\tau_{B\max}$ がHertz流の計算値の約1.3倍となっているのに対し，エントラストを付けたローラでは約1.1倍となり本対策の有効であることがわかる。また片当たりの場合を比較してみると片当たり角0.0133 rad. の場合，従来のローラでは $\tau_{B\max}$ がHertz流の計算値の約1.5倍となっているのに対し，エントラストローラではこれが約1.26倍となっており大幅に応力が減少している。この結果，エントラストの効果は片当たり角零の場合のローラエッジに生ずる応力集中を低減させるのみならず，片当たりの場合の応力集中をも低減させる効果のあることがわかる。次にローラのエントラストみぞ底の応力を求めると次のようになる。ローラピン圧入による応力の干渉は第19図(c)の等色線から考えて，エントラストの切欠底まで達せず自由端に達する前に消滅している。したがってローラピン圧入によって切欠底に生ずる応力を微少と考えてこれを無視した。片当たり角 $\theta=0$ の場合の切欠底の最大応力は，光弾性実験結果から鉄鋼材料での1,800 kg負荷の場合に換算すると約30 kg/mm²となる。ただしこれは負荷に対してこの部分の応力が直線的に変わるものと仮定してある。またローラの中央部のしま次数を公称応力として形状係数 α を求めると $\theta=0$ の場合はおおよそ1.3程度となった。また，片当たり角0.0133 rad. の場合の α は約1.7あたりであ



第20図 クラウニングローラの接触

る。この切欠底の応力はエンジン運転中は片振り圧縮荷重であるから切欠底からき裂が発生するほど大きな応力ではない。

3.4 クラウニングローラ

片当たりによる面圧の局部的な集中を緩和する手段として、第20図に示すようにローラの軸方向にも曲率をもたせ、いわゆるクラウニングをつけることが有効である。このような樽形ローラにおいては、カム、ローラの軸が多少傾いてもローラエッジが接触しないあいだはこの部分に応力の集中は起こらないと考えられる。これら樽形ローラの接触応力についてはFöppl⁽⁶⁾、未沢氏⁽⁷⁾らの論文があるが、それらによれば樽形ローラと普通の円柱が接触した場合、その接触面は2a、2bの長短軸を有するだ円形となり、その最大面圧 p_{max} は

$$p_{max} = \frac{1.5P}{\pi ab} \quad \cdots \cdots (6)$$

$$a = m \left[\frac{3}{2} \frac{1-\nu^2}{E} \right]^{\frac{1}{3}} \left[\frac{P}{A+B} \right]^{\frac{1}{3}} = 0.0402m \left(\frac{P}{A+B} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \cdots \cdots (7)$$

$$b = n \left[\frac{3}{2} \frac{1-\nu^2}{E} \right]^{\frac{1}{3}} \left[\frac{P}{A+B} \right]^{\frac{1}{3}} = 0.0402n \left(\frac{P}{A+B} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \cdots \cdots (8)$$

ただし、 $\nu=0.3$ 、 $E=2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ とした場合である。

ここに、 p_{max} ： クラウニングローラの接触面中央の最大面圧
(kg/mm^2)

P ： ローラに加わる荷重 (kg)

a ： 接触だ円面の長軸 (mm)

b ： 接触だ円面の短軸 (mm)

$$A+B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} \right) \quad \cdots \cdots (9)$$

$$|A-B| = \frac{1}{2} \left| \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_3} \right| \quad \cdots \cdots (10)$$

ここに、 R_1 ： ローラのクラウニング曲率半径 (mm)

R_2 ： ローラの半径 (mm)

R_3 ： カムの接触面付近の曲率半径 (mm)

m, n ： ローラの形状によってきまる常数で(11)式であらわされる角 θ に対して第4表のように定められる。

$$\cos \theta = \frac{A-B}{A+B} \quad \cdots \cdots (11)$$

によって計算される⁽⁸⁾。

計算にあたってはカム、ローラを鉄鋼材料とし、荷重 P は1,800

第4表 式 中 の m, n の 値

θ°	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
m	∞	6.612	3.778	2.731	2.136	1.754	1.486	1.284	1.128	1.000
n	0	0.319	0.408	0.493	0.567	0.641	0.717	0.802	0.893	1.000

第5表 クラウニングローラの効果

No.	試 験 条 件			P_{max} (kg/mm^2)	$\frac{P_{max}}{P_{0max}}$
	ローラ幅 (mm)	クラウニング 半径 (mm)	片当たり角 (rad.)		
1	12	450	0	207	1.33
2	12	900	0	176	1.31
3	16	180	0.0133	248	1.66
4	16	260	0.0133	230	1.70

kg一定であるとした。カムの形状は第1図と同じ曲率半径をもった半無限円柱とみなし、ローラを直径56mm、その長さを12、16mmの2種類とし第5表に示す片当たり角の各条件のもとで p_{max} を計算した。ただし同表中のクラウニング曲率半径 R_1 はローラ端部がカムと接触しない範囲での最大曲率半径である。クラウニングの無い場合のHertz流の計算による最大面圧を p_{0max} とし、これと p_{max} との比率を比較すると第5表右段のようになる。今 R_1 がローラ半径に比べてかなり大きいので、実用上は第5表の p_{max}/p_{0max} がほぼ $\tau_{Bmax}/\tau_{0,Bmax}$ に等しいものと考え、同じ荷重条件の場合の第8図の値と比較してみた。第8図によれば片当たり角 $\theta=0$ の場合 $\alpha \div 1.38$ 、 $\theta=0.0133 \text{ rad.}$ の場合 $\alpha=1.8$ となり、第5表の値はこれらに比べていずれも約10%程度応力集中率が低下しており、クラウニングの効果はみとめられる。しかしその効果はエントラストローラよりは小さい。

4. 結 言

以上得られた結果を要約すれば次のとおりである。

- (1) 円柱と円柱が接触し、垂直荷重が加わっている場合、両者の軸が完全に平行で片当たりがなくても円柱長さが有限で一方が他方よりも短ければ、円柱端部付近に接触応力の集中が生ずる。Hertz流の計算値に対する最大せん断応力 τ_{Bmax} の応力集中率は、今回の実験の場合1.2~1.3程度であった。
- (2) 上記の場合、片当たり接触すれば τ_{Bmax} の集中率はさらに大きくなり、片当たり角の大きいほど、また垂直荷重の小さいほど、この集中率は大きくなる。今回の実験においては1.2~2.0程度であった。またこれと直角方向のせん断応力 τ_{Amax} の集中率はこれよりさらに大きく、約3~6程度となった。
- (3) このような接触応力の集中をさけるためには、両円柱の長さの差および片当たりをなくすることが有効なことは当然であるが、技術上、これを完全になくすることが困難な場合には、円柱端面にエントラストみぞをきること、接触面をクラウニングすることが有効である。

終わりにのぞみ終始ご懇篤なご指導をいただいた九州大学石橋正教授、日立製作所笠戸工場飯島弘第1研究課長に対して厚くお礼申し上げます。

参 考 文 献

- (1) 小野： 材料力学 570 (昭 15, 丸善)
- (2) Smith, J. O. and Chang Lin: J. Appl. Mech., 20, 2, 157 (1953-6)
- (3) 応力測定技術研究会編： 応力測定法 535 (昭 30-9, 朝倉書店)
- (4) 石橋： 金属の疲労と破壊の防止 302 (昭 29-12, 養賢堂)
- (5) 石橋： 金属の疲労と破壊の防止 191 (昭 29-12, 養賢堂)
- (6) A. Föppl: Vorlesungen über Technische Mechanik, Bd. 5 S, 331
- (7) 未沢： 機械学会論文集 14, 46, 12 (昭 23)
- (8) 石橋： 設計を主とした金属の強さ 127 (昭 36-1, 養賢堂)