

日本船舶振興会 昭和46年度補助事業
“船舶の構造・性能に関する基礎的研究”

研究資料 No. 149

第114研究部会

推進軸系の設計条件に関する研究

報 告 書

昭和47年3月

社 団 法 人

日 本 造 船 研 究 協 会

はしがき

本報告書は、日本船舶振興会の昭和46年度補助事業「船舶の構造・性能に関する基礎的研究」の一部として日本造船研究協会第114研究部会においてとりまとめたものである。

本研究部会の委員は次のとおりである。

第114研究部会委員名簿（敬称略、順不同）

部会長	小泉磐夫（東京大学）	久米宏（日本海事協会）
幹事	種田靖夫（船舶技術研究所）	森玄三（神戸製鋼所）
	葉山真治（東京大学）	渡辺精三（日立造船）
	鷹見倫一（三菱重工業）	岡崎英一（鉄道技術研究所）
委員	青木通（中越ワウケシャ）	海津源治（住友重機械工業）
	奥村克二（名村造船所）	木田宏（日本シールオール）
	金崎嗣郎（日本ジョンクレーン）	坂本隆男（三井造船）
	草間毅（大阪造船所）	清水精司（三菱重工業）
	小林善樹（函館ドック）	陳駒美登（佐世保重工業）
	島田昌起（阪神内燃機工業）	燐津正義（ミカドプロペラ）
	下位義雄（キーバー）	高田昌延（スタンダードメタル工業）
	関久男（佐野安船渠）	田中兵衛（昭和海運）
	滝野宗作（日本ピラー工業）	中野市次（神戸製鋼所）
	高橋克彦（石川島播磨重工業）	通口勝彦（大阪商船三井船舶）
	堤丈夫（日本钢管管）	百武次郎（三菱重工業）
	中村貢一（石川島播磨重工業）	細野正蔵（白浜鉄工所）
	西村悦男（スターライト工業）	前田宗雄（川崎汽船）
	広本豊（日立造船）	森昭男（川崎重工業）
	堀之北克朗（運輸省）	吉田綏（リグナイト）
	村松省吾（三保造船所）	村上久（大倉船舶工業）
	吉沢新市（日本钢管管）	
田村	五十二郎（勝川九州ミカローム工業）	

推進軸系の設計条件に関する研究

目 次

緒 言	1
第1編 変動荷重による油潤滑式船尾管軸受性能の模型実験	2
第1章 まえがき	2
第2章 試験装置	3
第3章 実験の結果および考察	4
第4章 まとめ	6
第2編 軸系アライメントの設計条件を究明するための理論解折	57
第1章 解折の目的	57
第2章 解折の方法	57
第3章 解折の結果	57
第4章 結果の考察	61
結 言	74

緒 言

船舶の軸系については、基礎的事項の究明が行なわれず、設計条件や使用条件の具体的指針もないままに、旧態依然たる構造が引継がれ、巨大化、高速化の時代の要求の方が先に迫つてきたといつても過言ではなかつた。

このような環境に對処するために、日本造船研究協会においては、昭和41年度から3年間にわたり、第93研究部会において、「船尾管部軸系に関する調査研究」を課題として、軸系分野における基礎事項の究明を主体とした調査研究を遂行し、引続いて、昭和44年度から3年間にわたり、第114研究部会において、「推進軸系の設計条件に関する研究」を課題として、具体的設計で直面する諸問題の指針あるいは糸口を与えるような事項の解明に努めてきた。したがつてこれらの研究部会に課せられた研究は、骨子となる基礎事項の究明から出発する遠大な課題を包括するものであつたが、関係各位のご努力により、広範囲にわたる問題を消化することができた。

そして、ここにその最終年度を終えることになつたが、船舶の巨大化、高速化を含めた最近の技術革新の速さは、これら研究部会の研究の達成の速さにも増すために、その研究は、終局を迎えた訳ではなく、将来の完全な指針となりうるには不足するところがあり、今後においても、一層の研究の充実が必要であることは当然であつて、これは技術の進歩に關する一般的宿命でもある。

とはいひ、最近において、当研究部会の研究結果を骨子として、船尾管軸受部構造や軸系アライメントなどの改良が実船に取り入れられたり、あるいは、船尾管密封装置などの軸系関係部品の改良開発が行なわれて成功を収めたりして、当部会の研究事業は、着実にその成果を發揮し続けてきたことも見逃すこととはできない。

以下は、当研究部会の最終年度における実験調査研究の成果を取りまとめたものである。

第1編 変動荷重による油潤滑式船尾管軸受性能の模型実験

第1章 まえがき

船舶の推進軸系、特に船尾管軸受は船舶の運航上極めて高い信頼性が要求されることは多言を要しないところである。特に最近のように軸出力の増大によるプロペラ軸の大径化と、船体の大形化による船尾部剛性の相対的低下などの条件があらわれるに及んで、船尾管軸受、特に比較的最近に急速に使用されはじめたために、いまだに十分な技術的解明がなされていないところの油潤滑式船尾管軸受に対する設計条件の諸根拠の確立が強く望まれるところであつた。

しかし、船尾管軸受は、その位置的条件から作動中は容易に近付くことができず、実船による諸性能解明の試験が甚だ困難である。また、油潤滑の軸受は本来多くの要因がその性能に微妙に影響する特質を持つ。そこで比較的大径の軸受試験装置を使用して実験室的研究を行ない、要因別の系統的試験により油潤滑式船尾管軸受性能の解明を行なうこととした。

このため、特に製作した200mm径の油潤滑軸受試験機による試験研究を行なつたが、これは本研究部会の前身である第93研究部会から引き継ぎ実施したもので、その経過は表1.1に示すとおりである。

表1.1 油潤滑式船尾管軸受の研究経過

年度	研究部会	研究題目	研究資料
43	SR 93	油潤滑式船尾管軸受の荷重特性に関する模型実験	16.90
44	SR 114	油潤滑式船尾管軸受の性能確認模型実験	16.116
45	SR 114	変動荷重による油潤滑式軸受の模型実験	16.131

これらの研究により、直徑の2.5倍の軸受長さを持つ模型船尾管軸受の性能に関して主として以下のような諸項が明らかにされた。

- 1) 実船で想定される静荷重条件（偏荷重条件を含む）では、軸回転数が一般に30～40RPM以上は流体潤滑となり、軸受摩擦係数はゾンマフエルト数で一律に整理することができる。
- 2) ゾンマフエルト数の極めて小さい範囲（極低速、高荷重条件）では潤滑油膜の破壊による金属接触が起り、これが実船に生ずる軸受最下部下面の損傷に関連を持つものであることを確認した。
- 3) 若干の振動荷重を受けても軸受性能はほとんど変化しない。

以上の諸結果は、いずれも油潤滑軸受の理論からは十分予想されることからではあつたが、一般に例のない2.5Dの長さを持つ実体模型実験により、船尾管軸受の見地から初めて確認されたものである。したがつて、これらの諸結果は、実機の設計上の基本概念に対して貴重な資料を提供してきたといえよう。

昭和46年度においては、本研究部会の最終年度研究として船尾管軸受の基本性能をさらに詳細に究明する目的で、以下の諸条件の試験を行なつた。

- 1) 軸受内油圧分布に及ぼすアライメントと軸受長さの影響
さきに軸受の前後の対称位置荷重点の静荷重値を不同にした偏荷重条件の試験を行なつたが、なお、実船の条件に対応させるため、中間軸受相当軸受を設けて、これの高さ調節によりアライメントを変えたときの軸受内油膜圧力分布を求めた。なお、同時に軸受長さを変えた場合の影響も調査した。
- 2) 変動荷重の荷重の方向が軸受挙動に及ぼす影響
昭和45年度報告では、垂直方向変動荷重の影響について試験を行なつたが、この荷重方向を変えた場合に軸受性能にどのような影響があらわれるかを調べた。
- 3) 変動荷重を受ける軸受の耐久性試験

変動荷重を連続して受ける場合、軸受メタル面に何らかの影響が生ずることも予想されるので、耐久試験によりこれを調査する。

第2章 試験装置

2.1 試験機の構成

本試験機構成の概要は、昭和45年度の試験に使用したものと同様であるが、若干の改造を加えた。装置の概要を図1.1に示す。十分な剛性を持つた軸受ハウジングに直徑200mm、最大軸受長さ500mmのホワイトメタル軸受ブッシュを置き、本軸受の後端から1,061mmの位置に中間軸受に相応するコロ軸受を設けた。このコロ軸受の高さを調節することにより軸アライメントの調整が可能である。主軸は30ps可変速モータにより700RRM以内の任意の速度で駆動される。軸のプロペラ相当部にはニードルベアリングを介して荷重装置を設けた。荷重装置のうち静荷重は油圧シリンダ等を使用するときに生じる変位拘束をなるべく避けるため、重錘円板の自重とスプリング機構による下向き引張力を加えた。また、動荷重は重錘円板上に取りつけた4個の回転偏芯マスを5.5kW可変速モータで外部より駆動し、これにより生ずる遠心力の組合せを利用した。

本装置の潤滑系統を図1.2に示す。供試軸受は両側に簡単なゴムリップ式オイルシールを置き、潤滑油を毎分約1ℓ程度ポンプで送入循環させたが、油圧ヘッドは軸芯線上約40cmであり、事实上大気圧のオイルバス状態に保つた。

装置の外観および計測装置を写真1.1～1.3に示した。

2.2 試験機の荷重条件

軸系の支持条件と荷重の関係を図1.3に示す。軸受の荷重による支持面圧は取扱を簡単にするため、軸受の後から1/3の点で軸荷重を集中支持するものとして処理しているが、これで求めた平均軸受圧力 p_m とスプリング機構による静荷重 W_s の関係は同図のとおりである。軸受長さ δ が短かくなるにつれ、当然ながら軸受圧力は増加する。

また、軸受内支持点を同様に考えて振動荷重 F_d に対する軸受圧力の変動分 ΔP_m は図1.4に示される。一方、軸受内の支持点が移動したときの静荷重または動荷重の相互の変化を図1.5に示す。

2.3 計測装置

主要計測項目および計測方法は次のとおりである。

(1) 軸回転数

主軸端に取付けた回転ピックアップのパルスを計数することによりデジタル表示回転計で読取る。

(2) 供試軸受の摩擦トルク

主軸を駆動する中空トーションバーのねじりひずみをスリップリングを介したストレンゲージ法によりトルク計測を行ない、中間コロ軸受、荷重点軸受等の損失トルクを修正除外した。

(3) 軸受内の軸変位

供試軸受ハウジングの前後で、可変インピーダンス型変位計により、ハウジングと軸の相対距離を検出し、上下、左右方向の値を合成から軸変位を求める。

(4) 静荷重

スプリング機構中の引張棒にストレンゲージを貼り、予め較正した値から荷重値を求める。

(5) 軸受内油膜圧力

軸受のホワイトメタル面に1.5mm径の細孔をあけて油圧を取り出し、これを導管によりハウジング外に引出し、油圧計を取付けた。この油圧計の取付状態および感度検定線を図1.6および図1.7に示す。また、図1.8のような簡易な手製圧力計も使用したが、十分な検定を行なうことにより安定した圧力計測ができた。計測のため準備された箇所は図1.

9のようないずれも軸受対してはA～Eの5列、 $\ell = 350$ 軸受には4列、 $\ell = 200$ で3列であり、各列とも同方向に9点の孔があけられた。

(6) 軸受温度

ホワイトメタルの表面下1mmに挿入した熱電対により計測を行なつた。測定箇所は図1.9の下側メタル⑦点であり、軸方向には圧力測定点と同じである。

2.4 供試軸受

供試軸受は、WJ-2ホワイトメタルを遠心鋳造したもので、ブッシュは二つ割りである。その形状は図1.10に示すように実機の形状に対応させ両横に油溝と油孔を設けた。この油孔の背後にハウシングとの間に軸受前後に通する油通路がある。

供試軸の径200mmに対して軸受間隙は1/500とした。ホワイトメタル厚さは3mmである。軸受長さは、実機に多く使用される2.5Dの500mmのものと、1.75D、1Dのものを準備した。ただし、ホワイトメタル肉盛長さを軸受長さとした。写真1.4に1.75Dの供試軸受を示す。

2.5 使用潤滑油

無添加潤滑油、三菱ダイヤモンドマリン30Sを使用、その粘度は $1.56 \times 10^{-7} \text{ Kg} \cdot \text{s}/\text{cm}^2$ at 30°C - $2.44 \times 10^{-7} \text{ Kg} \cdot \text{s}/\text{cm}^2$ at 70°Cである。給油温度は加熱器により30～35°Cとした。

第3章 実験の結果および考察

3.1 軸受内油膜圧力分布に及ぼすアライメントおよび軸受長さの影響

3.1.1 摩擦係数

軸回転数20～450RPMの範囲で、静荷重による平均軸受圧力を2、4、8Kg/cm²と変えた場合の軸受性能を、軸受長さ $\ell = 500$ mm、350mm、200mmについて求めた。この場合、中間軸相心のコロ軸受高さを±0.4mmの範囲内で調節して、軸受に対する軸芯を傾斜させた。コロ軸受高さ変位量 ϵ が負のときは、実船における通常のスロープアライメントに相応するものでこれを軸受後端下がり状態、また ϵ が正のときは軸受後端上がり状態と呼ぶことにする。各試験時の摩擦係数をゾンマフェルト数で整理すると $\ell = 500$ mm軸受が図1.11、 $\ell = 350$ mmが図1.12、 $\ell = 200$ mmが図1.13のようになる。図中の曲線は $\ell = 500$ mm軸受の理論摩擦計数よりは若干高い傾向にあるが、本装置による500mm軸受の正常な潤滑状態のこれまでの実験点が集約される実験線である。

500mmおよび350mmの場合は、アライメント変化を変えたものも含め、実験誤差範囲内ではほぼ一線上に分布する。ただ350mmと200mmについてはゾンマフェルト数の比較的大きい場合、すなわち、軽荷重高速回転時に摩擦係数が若干高く出た。しかし、高荷重低回転のゾンマフェルト数の低いほうでは、軸受長さが変わても、また、アライメント変化が本実験の範囲にある限り、軸の摩擦係数はほぼ一様になり、完全な流体潤滑状態が保たれるものと判断される。

3.1.2 油膜圧力の分布

荷重、回転数、アライメントをそれぞれ変えたときの軸受内油膜圧力を実測した。軸受長さ500mmについての軸受長手方向圧力分布を、各アライメント系列の回転数ごとに図示すると図1.14から図1.28のようになる。同じく350mmについては図1.29から図1.49に、また200mmを図1.50から図1.55に示した。これらの計測結果を整理して、500mmおよび350mm軸については、軸受の投影断面上の等圧線を求めた。これを図示すると図1.56～図1.66となる。

これらの等圧線図から次のようなことが判断される。荷重点が軸受後側のプロペラ相当点にあるため、 $\epsilon = 0$ または

ϵ が正の状態では当然軸受後端側に片当たりに相当する油膜圧力ピークが生ずる。これは軸回転数が低いほど、また荷重が高いほど、換言すれば、ゾンマフェルト数が低いほど顕著な傾向を示す。しかし、回転が上昇し、または平均軸受圧力が低下するほど油膜圧力ピーク値は下がり、かつ軸受の内側へ入るような傾向を示す。一方、 ϵ が負の軸受後端下があり状アライメントのときは、軸受前側端に圧力ピークがあつても平均軸受圧力が増すほど、また、軸回転が上昇するほどピーク値は下がり、かつ軸受内側へ入る傾向を示す。

これらの現象は、荷重による軸の曲がりと、軸受回転上昇により偏心率が小さくなつて有効な油膜が形成されることを考えると当然の現象であろう。唯荷重によりわん曲した軸に所謂適切なスロープアライメントが適用されたときは、2.5 Dの軸受でも油膜圧力は軸中央が最も高く、両端が下つた理想的な荷重負担が実際には行なわれ得ることが明らかにされた。

$\ell = 200\text{mm}$ の場合は、回転数の増加により油膜圧力の均等化の傾向は他と同様に認められるが、図1.5.2および図1.5.3で明らかなようにストレートアライメント状態において、すでに軸受前側が強い片当たりを思わせる油圧分布を示した。これは、アライメント設定の誤によるものか、あるいは3mmのメタル内盛部のみを200mmにとつたための軸受前側の間隙部油層の影響によるものか明らかでない。

以上油膜圧力分布の計測を実施したが、軸受長さ2.5 D、1.75 D、1 Dのそれぞれの間に軸受長さの差にもとづく有意差を明確に提えることは困難であつた。ただ軸受の長短に拘らず適切なアライメントを採用することにより軸受全面を有効に使用することが可能なことは明らかである。

3.2 変動荷重の方向が軸受の挙動に及ぼす影響

3.2.1 摩擦係数

静荷重の他に変動荷重が加わつたときの摩擦係数の状態を軸受長さ500mmおよび200mmについて求めた結果を図1.6.7および図1.6.8に示す。これによると本実験範囲の振動荷重が加えられても、静荷重による平均軸受圧力 P_m で考えた摩擦係数と特に大きな差が生じないことが明らかである。すなわち、変動荷重が軸受性能に本質的な影響を及ぼしていないといえる。

3.2.2 油膜圧力変動

一定の方向と角速度（起振機の軸回転数に等しい）をもつた正弦波の変動荷重が供試軸受に作用すると、各油膜圧力には、ほぼ正弦波の圧力変動分が重畠してくる。油膜圧力変動の計測値の例を図1.6.9に示す。 $\ell = 500\text{mm}$ の軸受について上下方向加振時における軸方向の油膜圧力変動分布を図1.7.0～1.7.2に示す。図1.7.3は、軸回転数 $n_1 = 300\text{ rpm}$ 、加振軸回転数 $n_2 = 600\text{ rpm}$ で第1.3象限 45° 方向加振時を示す。

図1.7.4は同条件で、第2.4象限 45° 方向加振時を示す。ここにおいて油膜圧力変動分 ΔP は動荷重を受けたときに実測された変動圧力全振幅値であり、変動圧力の局部集中度を表現するため、これを図1.4に示す加振力 F_d により生ずる公称変動圧力 ΔP_m で割つて無次元化している。また、加振方向に用いた象限は、加振機側より見て反時計回りにつつた。円周方向B例およびC例の平均圧力分布と変動圧力分布を図1.7.5、図1.7.6に示す。図1.7.7は $n_1/n_2 = 150\text{ rpm}/600\text{ rpm}$ $P_m = 6\text{ Kg/cm}^2$ について3方向に加振した場合を示す。動荷重時における平均圧力分布は動荷重の大小、加振方向に関係なく静荷重値が一定を限りほほ一定値を示すが、変動圧力分布は加振方向によつて変化し、その値は下側メタルの加振方向に当る加振機側の面において最大となつてゐる。この現象を軸受投影面に加振方向が変つた場合の変動圧力分の等高線を実験値より求めると図1.8.0のようになる。

以上の変動荷重時試験は、すべてストレートアライメントのときであるが、このアライメントを変えた場合どのようになるかを調べた結果が図1.7.8、図1.7.9および図1.8.1である。

油膜の圧力変動成分も油膜圧力分布と同じように軸受後端下り状態のアライメントにするとそのピークが軸受内側に移動し、ピーク値が低下する傾向を示す。 $\ell = 200\text{mm}$ の軸受について、 $\ell = 500\text{mm}$ 軸受と同一条件の加振力状態で求めた結果を図1.8.2～図1.8.9に示す。この場合 $\ell = 200\text{mm}$ 軸受の変動荷重に対する負荷条件は $\ell = 500\text{mm}$ 軸受の

場合の2倍以上である。加振方向に対する変動圧力分布および平均圧力分布の関係は $\ell = 500 \text{ mm}$ の場合と同じ傾向を示している。しかし、いずれの加振方向についても高い値となるであろうと予想される、B例が低い値を示し、また前側が高くなつてあり、油膜圧力分布と同様、 $\ell = 500 \text{ mm}$ の結果とはかなり異なつた分布を示している。なお、メタル上側の油膜圧力も同時に計測したが、油膜圧力および油膜圧力の変動分はもとより零に近い値であつた。

3.2.3 軸の挙動

起振機により加振力を受けた軸は、軸受内である運動軌跡を画く、しかし、この場合、軸の一方はコロ軸受により拘束されているため、軸受の前後においてその大きさが異なる。計測は、軸受の前後において行なわれているが、ここでは後側の計測結果を中心に述べる。

軸の運動軌跡は軸と軸受ケーシングの相対位置から求める方法をとつた。

$\ell = 500 \text{ mm}$ 軸受について求めた結果を図1.9.0および図1.9.1に示す。 $\ell = 200 \text{ mm}$ 軸受について求めた結果を図1.9.2および図1.9.3に示す。変動荷重時の軸の運動軌跡は、いずれの場合においても、加振方向が傾いているとき比較的大きく、上下方向加振のときは小さい。また、同じ加振力の場合、軸の運動軌跡は軸回転数に対して加振数が小さいほど大きくなり、その比が $1/2$ の場合（図1.9.2の $P_m = 2 \text{ kg/cm}^2 \cdot \% = 600 / 300$ ）にはかなり円に近い形になる。反対に加振数が大きくなると除々に細く、そして小さくなる。

軸受理論によると、正弦波の動荷重のみを受ける軸受の軸心の軌跡は、動荷重の角速度を w_2 、軸の角速度を w_1 、すると $w_2/w_1 = 1/2$ で軸受の負荷容量は最小となるため軌跡は最大となる。 $w_2/w_1 >$ では w_2/w_1 の増加とともに負荷容量は、ほとんど直線的に増加する。そして軌跡は加振方向に長径をもつだ円となり、その面積は次第に減少する。

供試軸受の軸には、変動荷重時においても常に下向の静荷重が加えられているので、この軸の運動軌跡は、動荷重のみを受けている軸の運動軌跡ほど大きくはならないけれども似た傾向を示している。加振力を一定として平均軸受圧力を増すと軸の運動軌跡は減少する。加振力を一定として $\ell = 500 \text{ mm}$ と $\ell = 200 \text{ mm}$ 軸受について軸の運動軌跡の大きさを比較すると、負荷量の大きい $\ell = 200 \text{ mm}$ 軸受が大きくなつている。

3.2.4 メタルの温度分布と試験後の情況

変動荷重時およびアライメントを変えた場合における軸受内のメタル温度分布の代表例を図1.9.4～1.9.7に示す。いずれの軸受の場合も潤滑油はB側より給油されA側よりもどす方法をとつてある。本実験範囲においては、変動荷重、アライメント変化によると思われるメタル温度変化は認められない。

写真1.5は試験後の $\ell = 350 \text{ mm}$ 軸受メタルを示す。アライメントを変えた試験を行なつたために、メタルの両端部付近に軽微の当りが生じている。 $\ell = 500 \text{ mm}$ 軸受メタルの場合も同程度の当りが生じている以外損傷に類するものは発生していない。

第4章 まとめ

潤滑油給油管軸受の基本性能を詳細に究明する目的で ①軸受内油圧分布に及ぼすアライメントと軸受長さの影響 ②変動荷重の荷重の方向が軸受挙動に及ぼす影響 ③変動荷重を受ける軸受の耐久性について試験を行ない、次の結果を得た。

- (1) 本試験範囲において、軸受に変動荷重およびアライメントの変化が加えられても軸受摩擦係数にはほとんど影響を及ぼさない。
- (2) ストレートアライメントまたは軸受後端上り状態において、軸受後端側に生ずる油膜圧力のピークはゾンマーフエルト数が低いほど高くなり後端側による。しかし、適切なスロープアライメントが適応された場合、長さが2.5 Dの軸受でも油膜圧力は軸中央が最も高く両端が下つた理想的な荷重負担が得られる。
- (3) 変動荷重時に生ずる圧力変動分のピークは、下側メタルの加振方向に相当する軸受面の油膜圧力の最も高い位置にできる。
- (4) 変動荷重を受ける軸受の軸心の軌跡は加振方向に大きく影響され、また、加振力一定の場合軸回転数に対して加振周波数は、その比が $1/2$ を下限として小さいほど大きくなる。

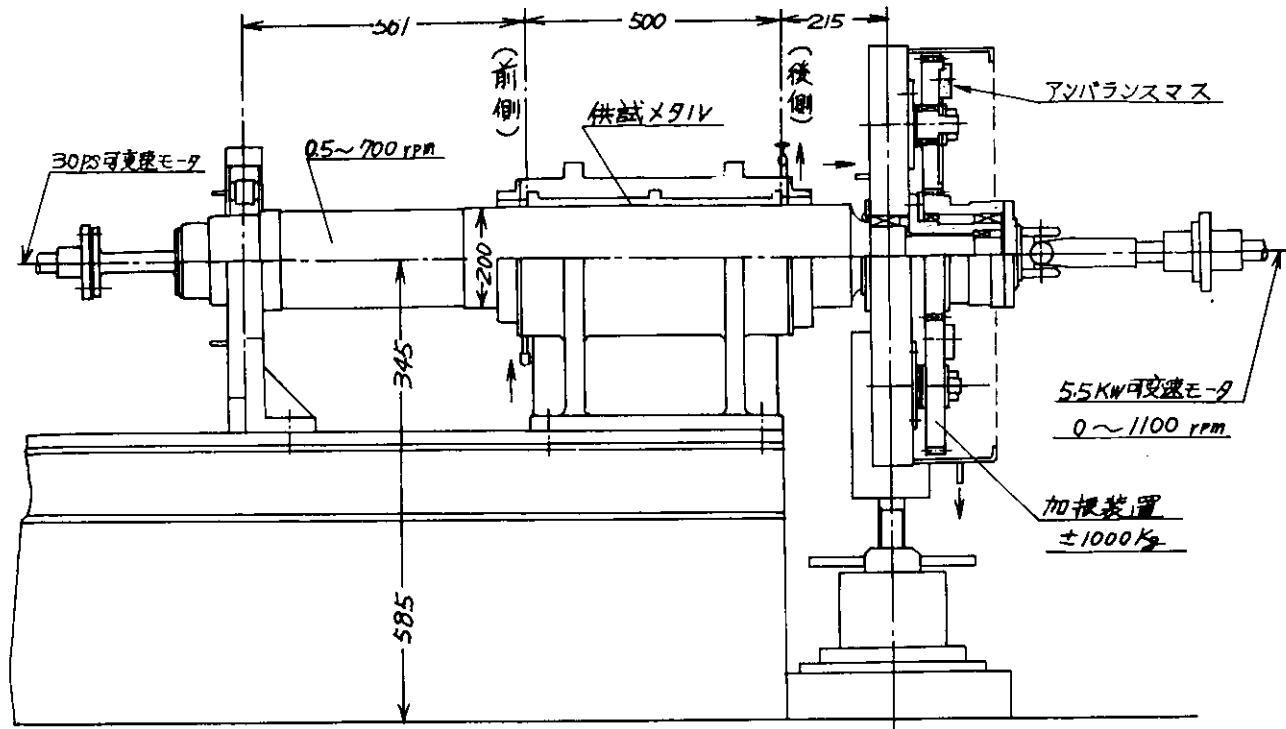


図 1. 1 試験装置の概要図

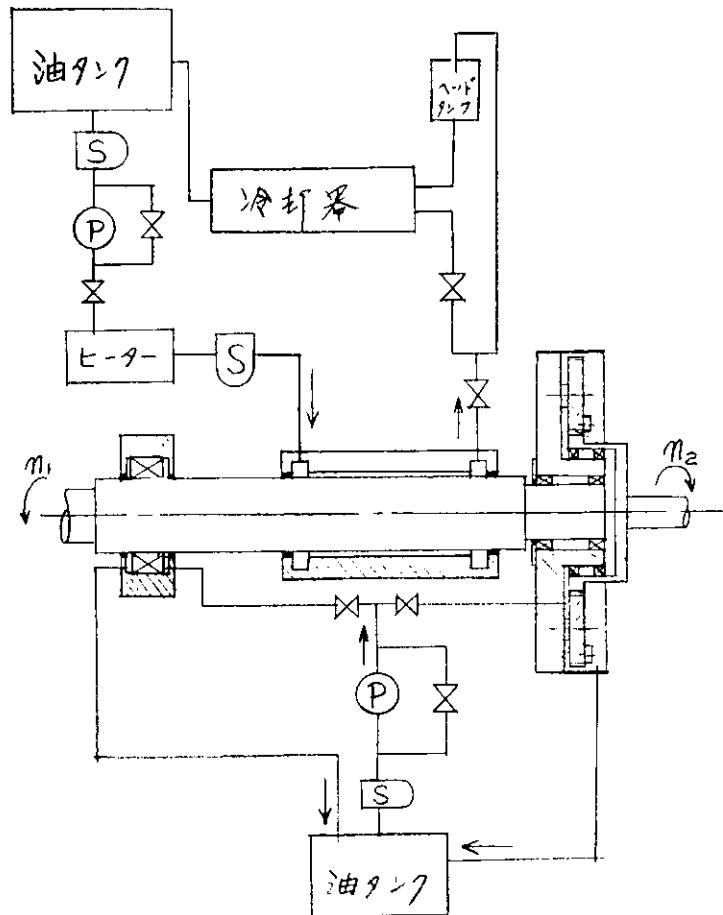


図 1. 2 試験機の給油系統

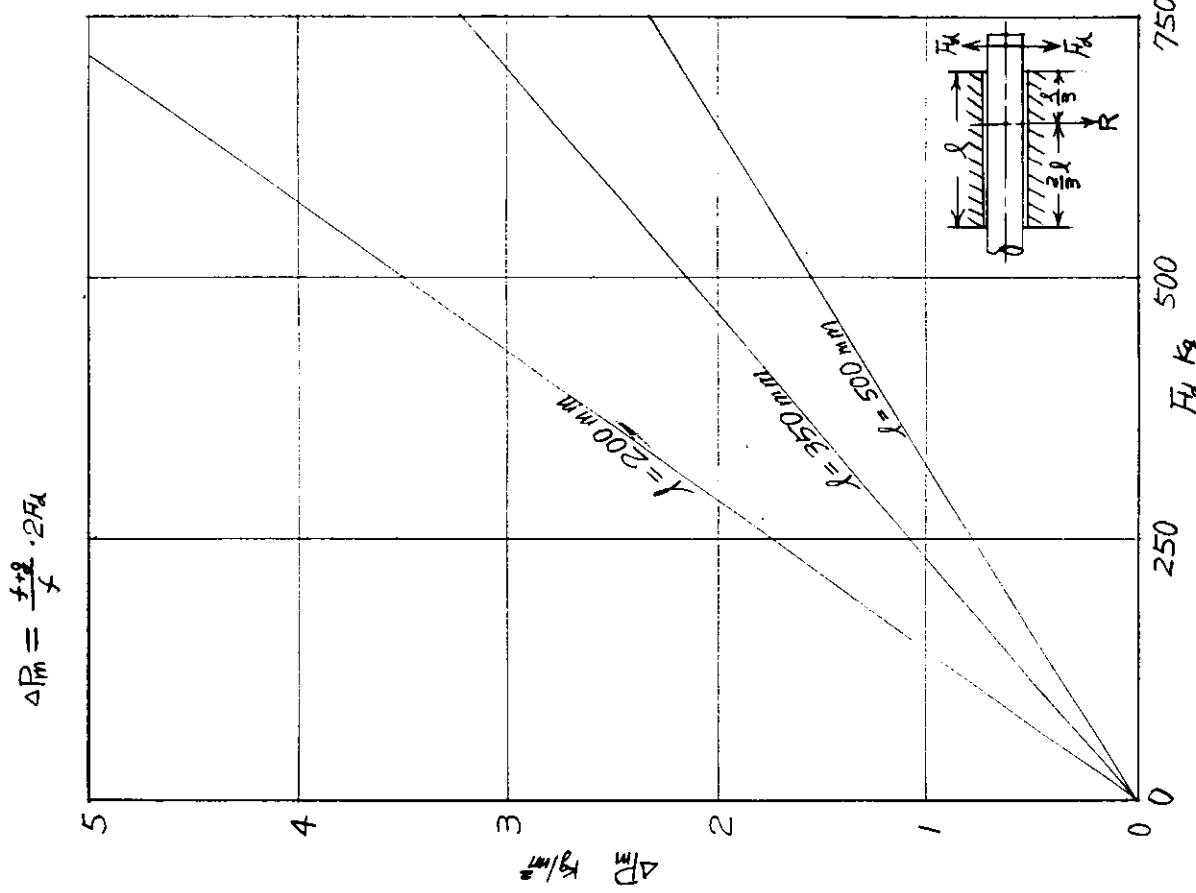


図 1.4 振動荷重に対する軸受圧の関係

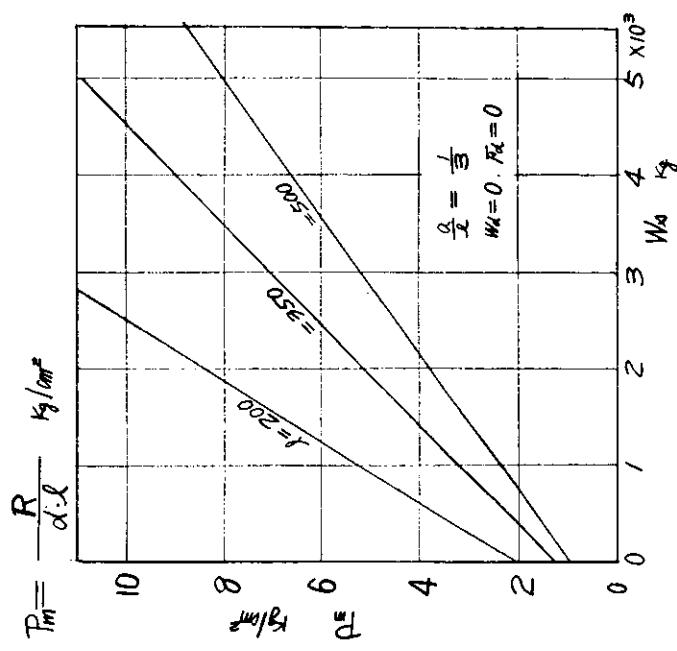
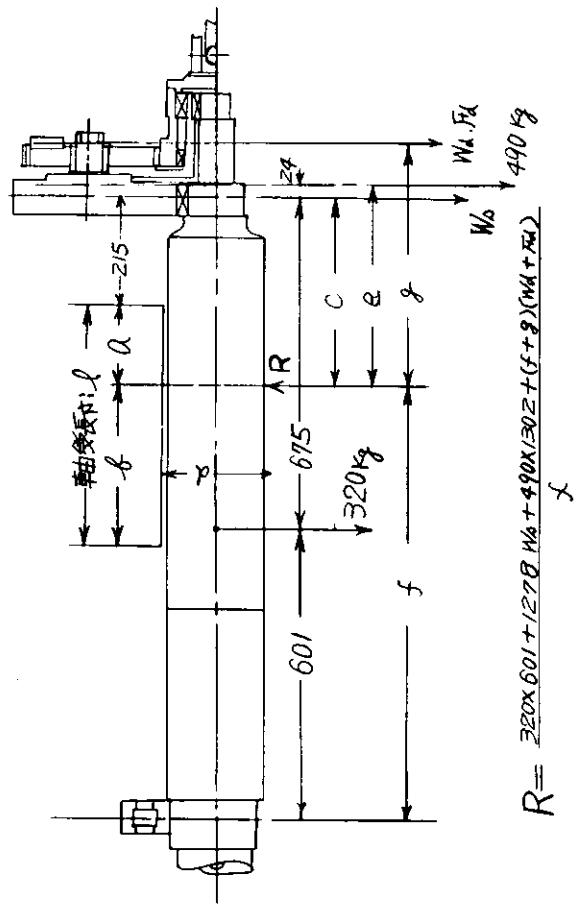


図 1.3 試験機の支持条件および静荷重と平均軸受圧力の関係

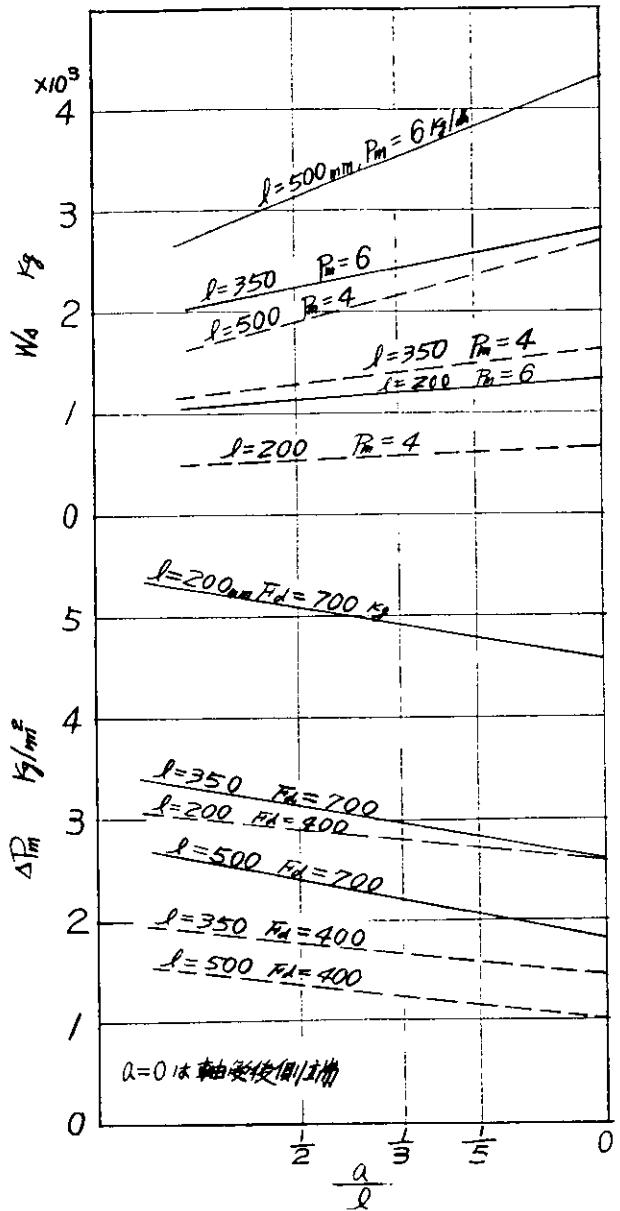


図 1.5 軸受内支持点が変る場合の諸荷重変化

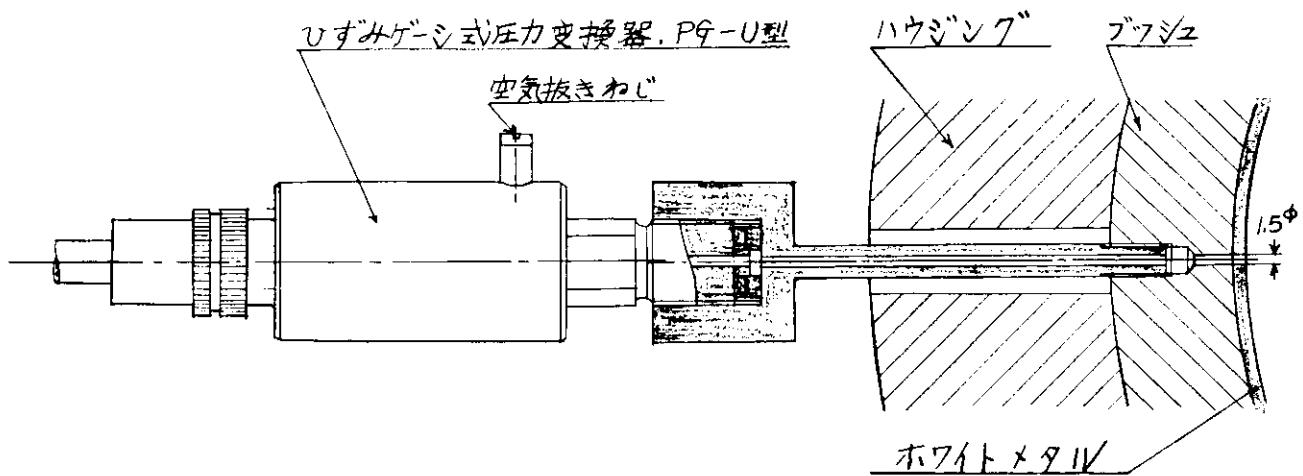


図 1.6 油膜圧力検出部詳細

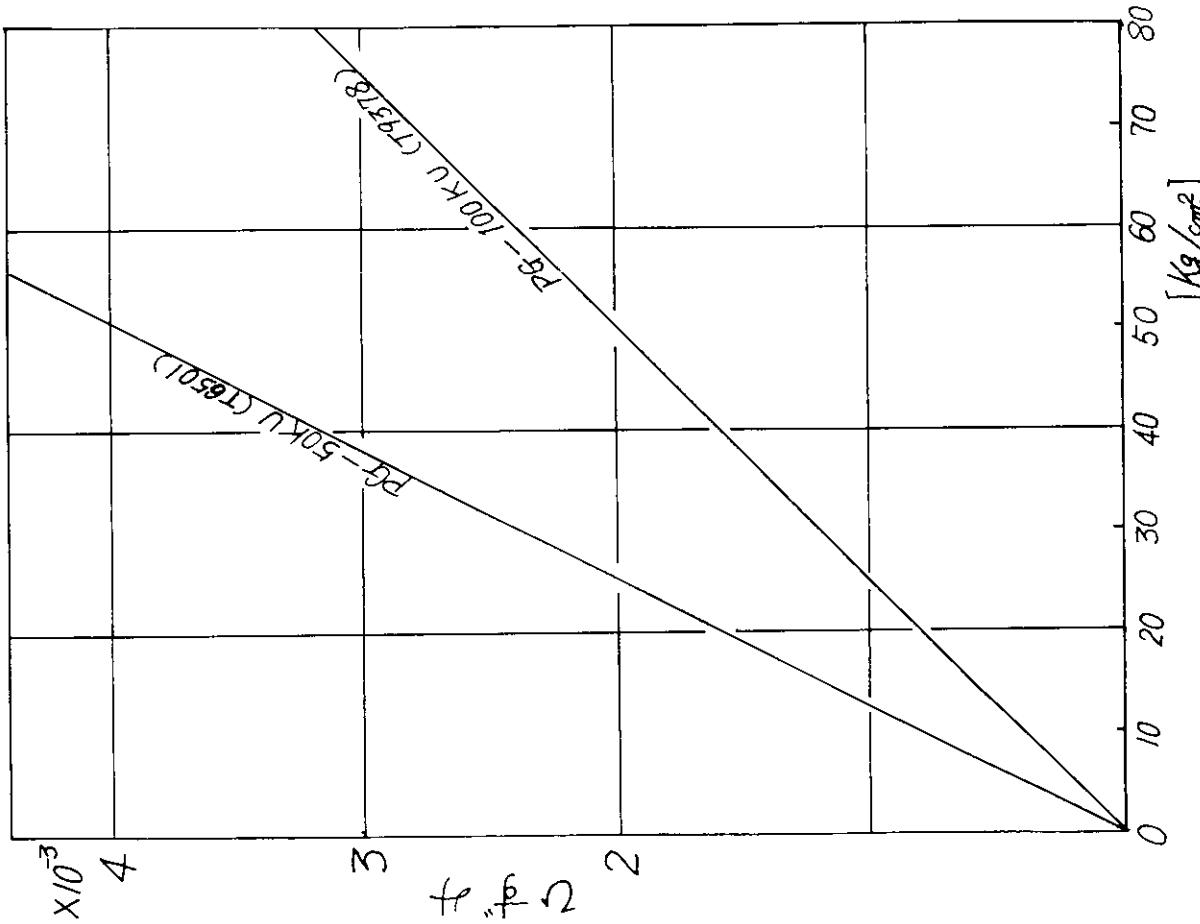


図 1.7 圧力検出器の出力値

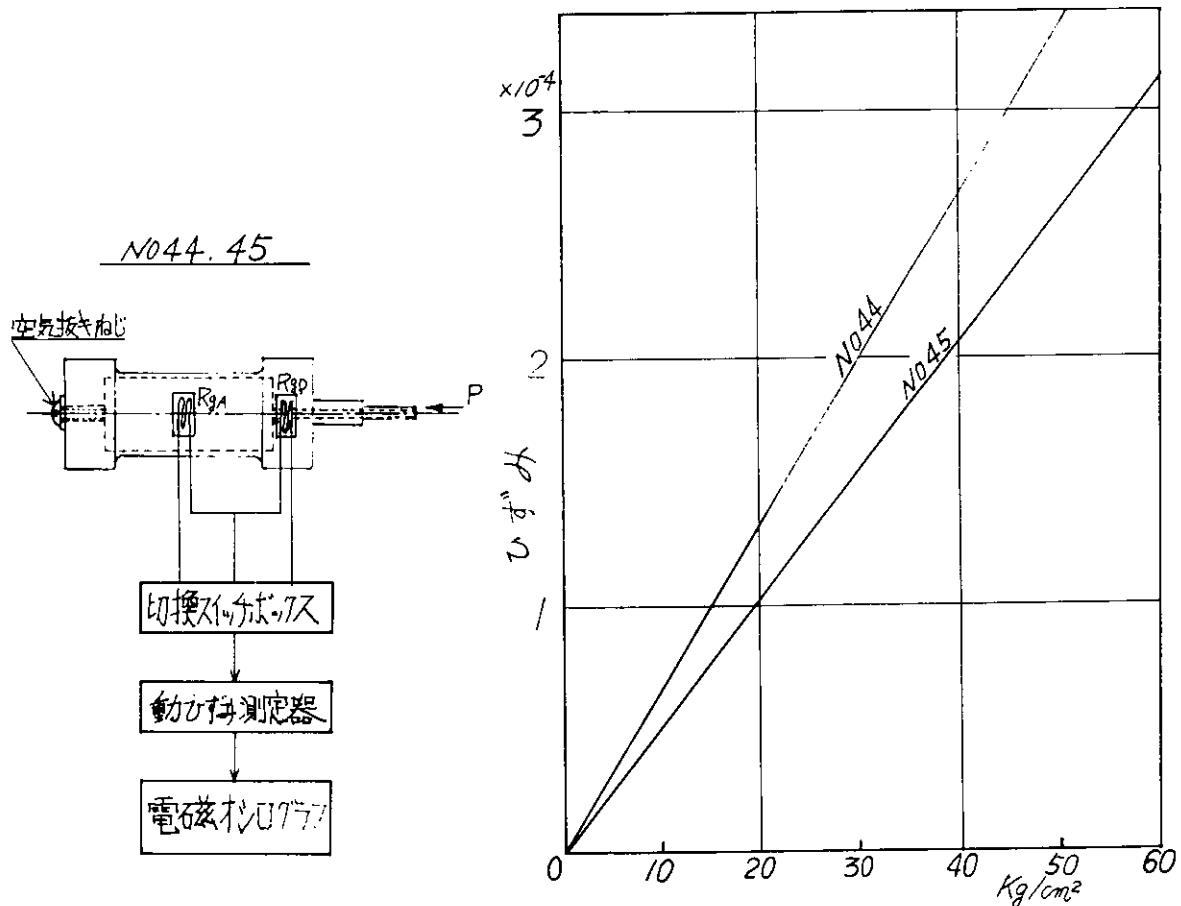


図 1.8 手製の圧力検出器と検定値

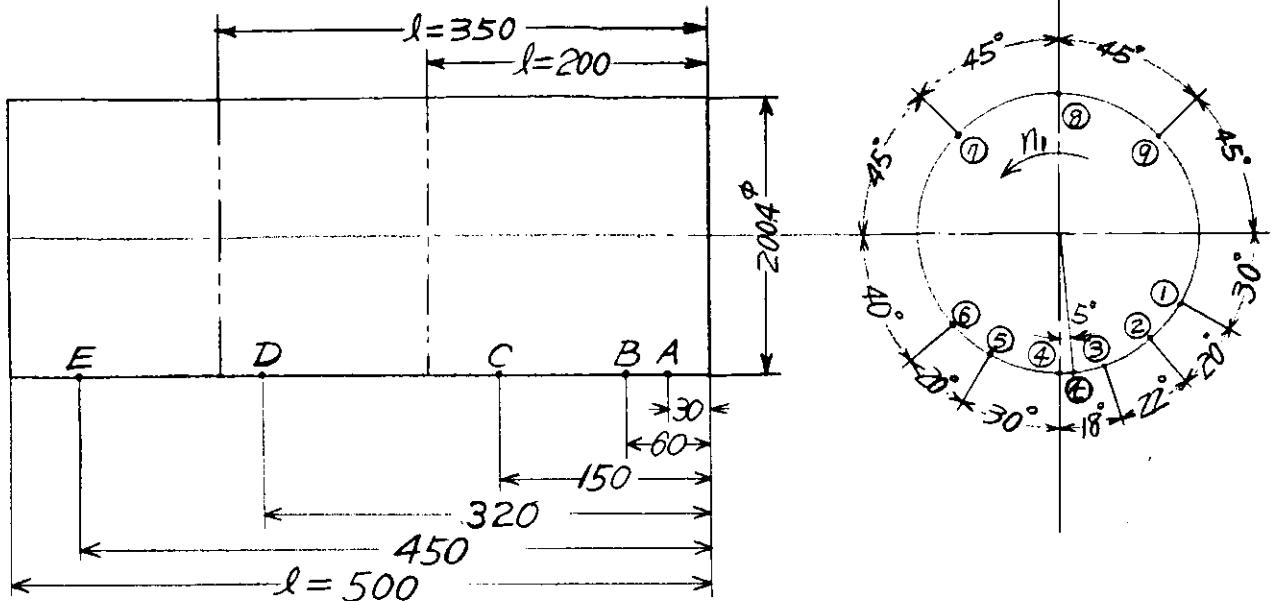


図1.9 油膜圧力・メタル温度計測位置

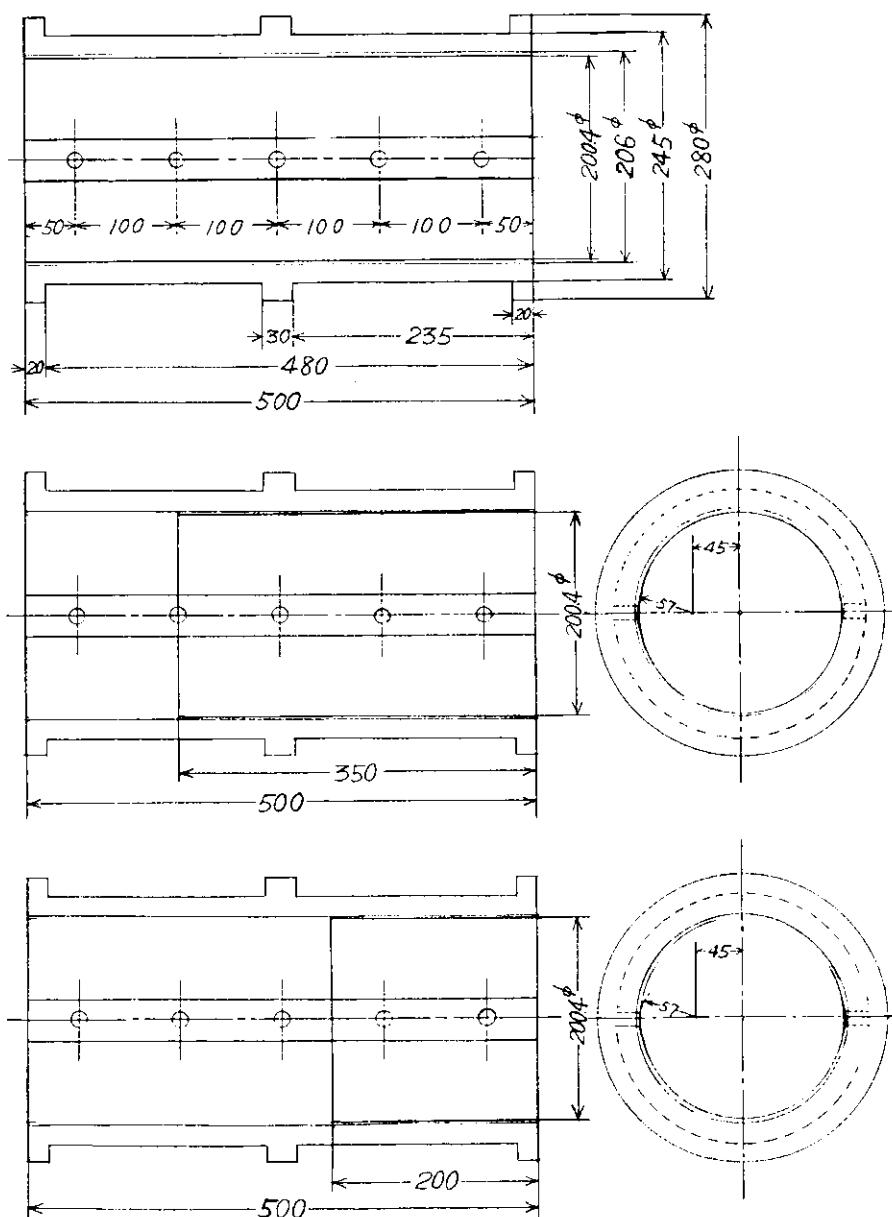


図1.10 供試軸受メタル

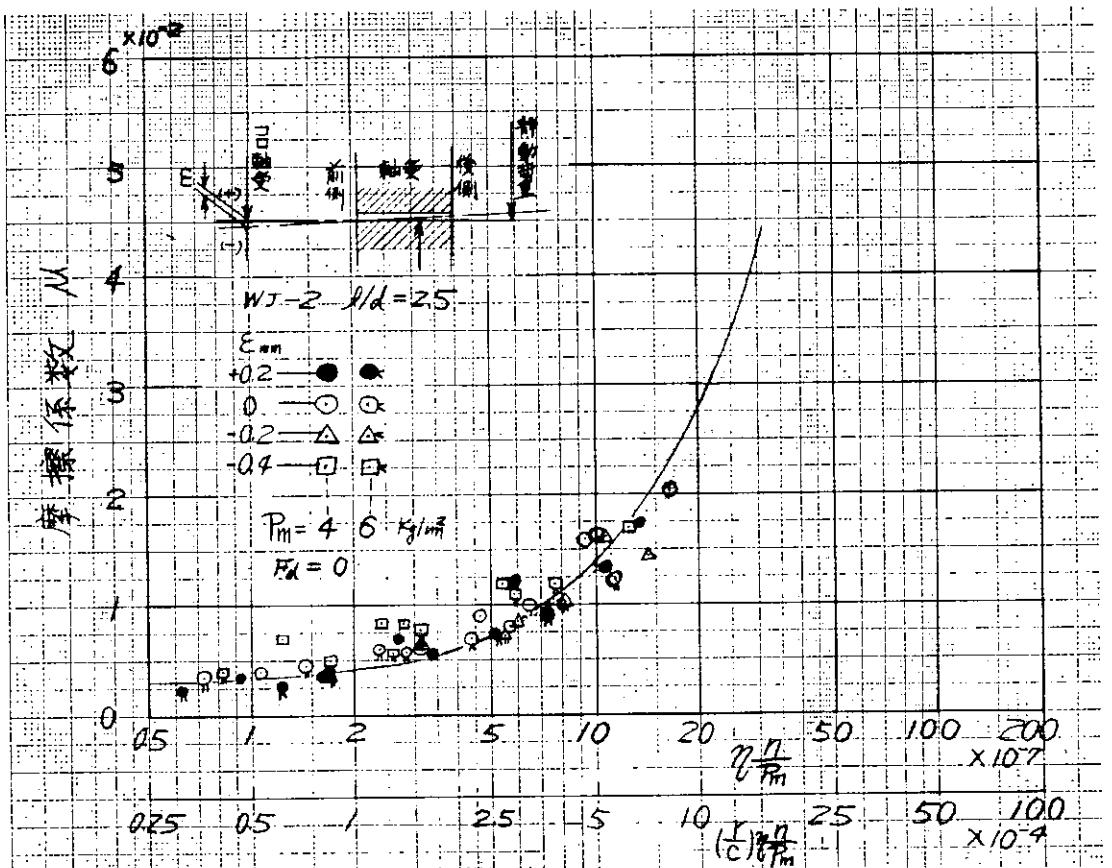


図 1.11 摩擦係数

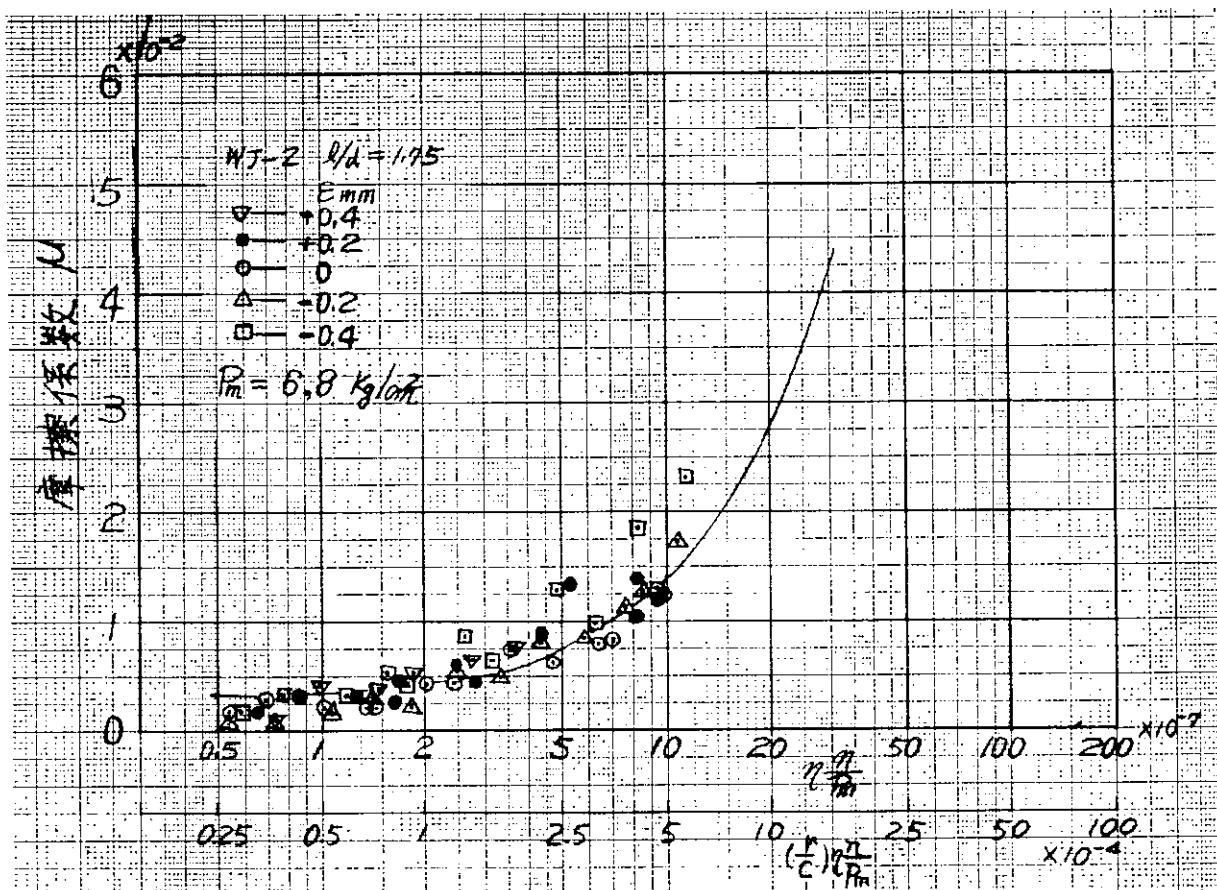


図 1.12 摩擦係数

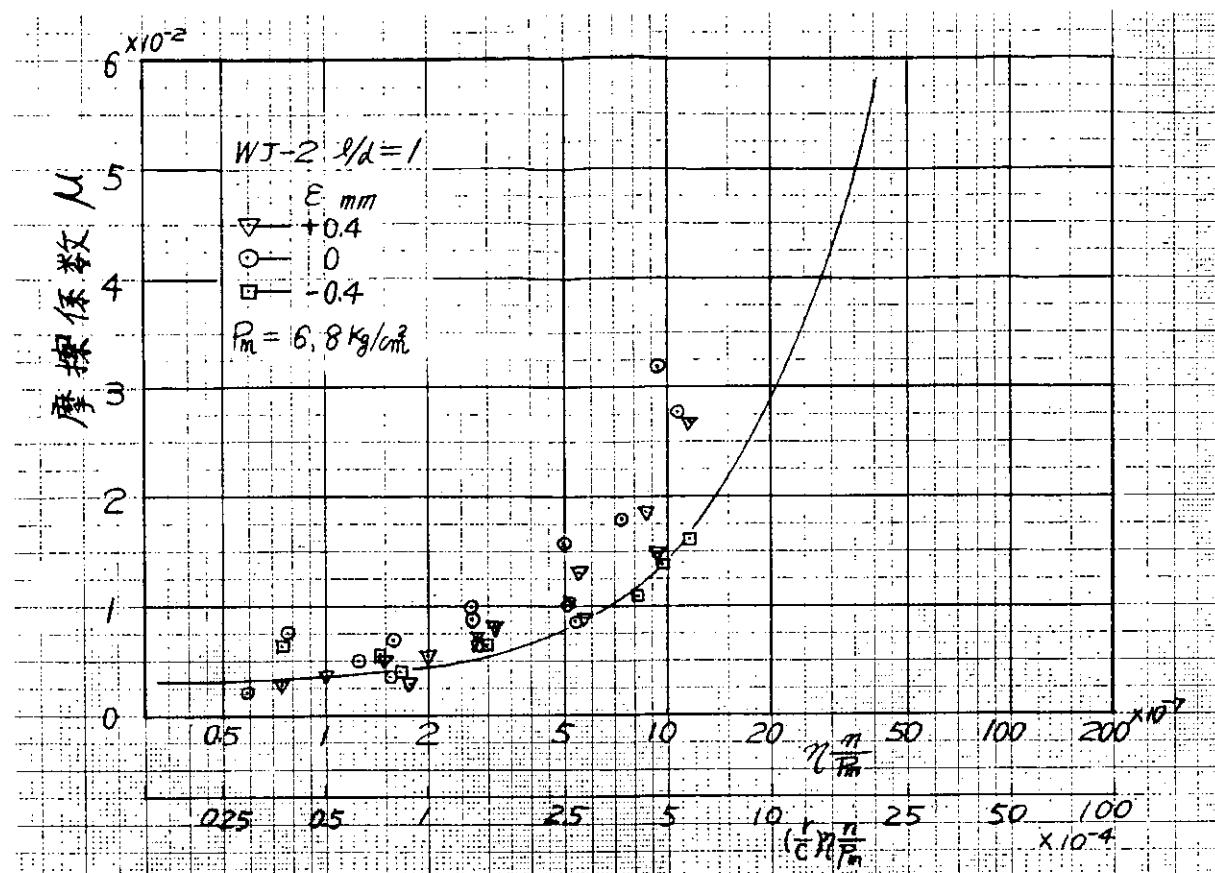


図 1.13 摩擦係数

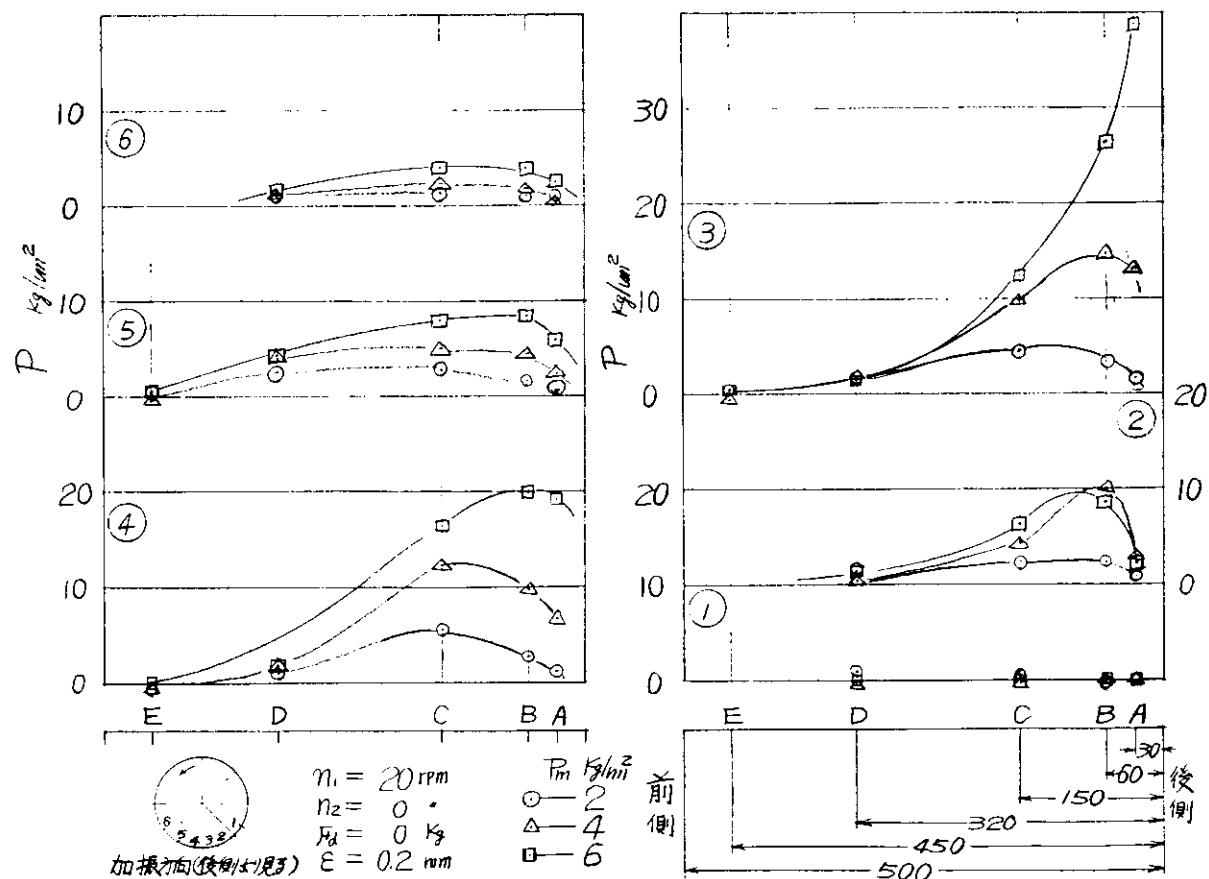
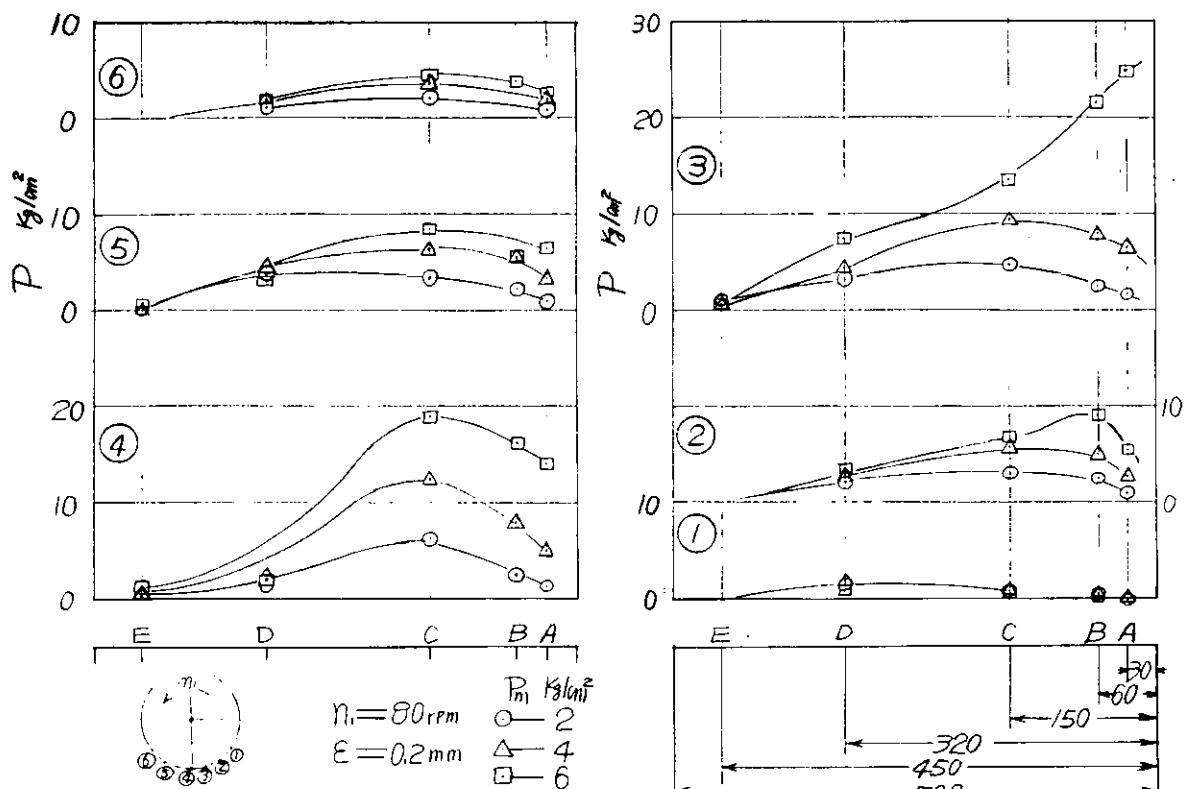


図 1.14 軸方向の油膜圧力分布 $\ell=500 \times 1$



加振方向(後側見付)

図 1.15 軸方向の油膜圧力分布 $l=500$ の 2

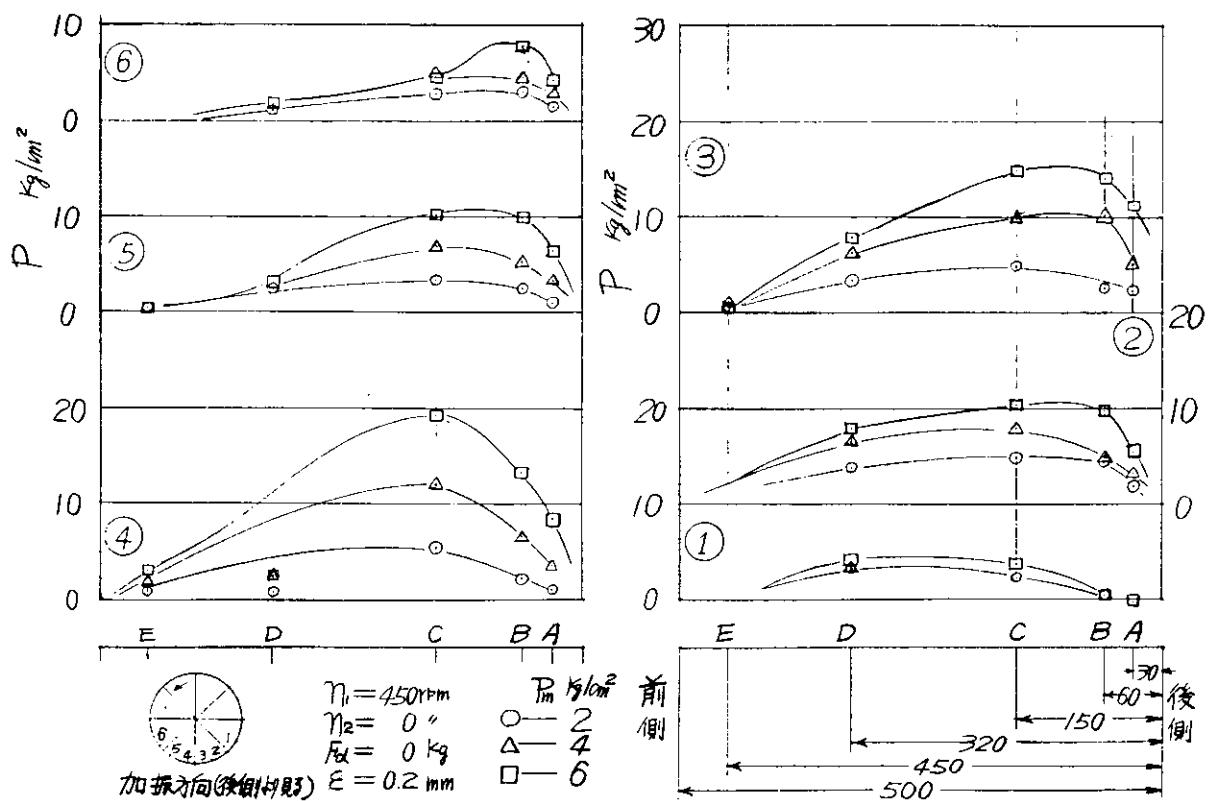


図 1.16 軸方向の油膜圧力分布 $l=500$ の 3

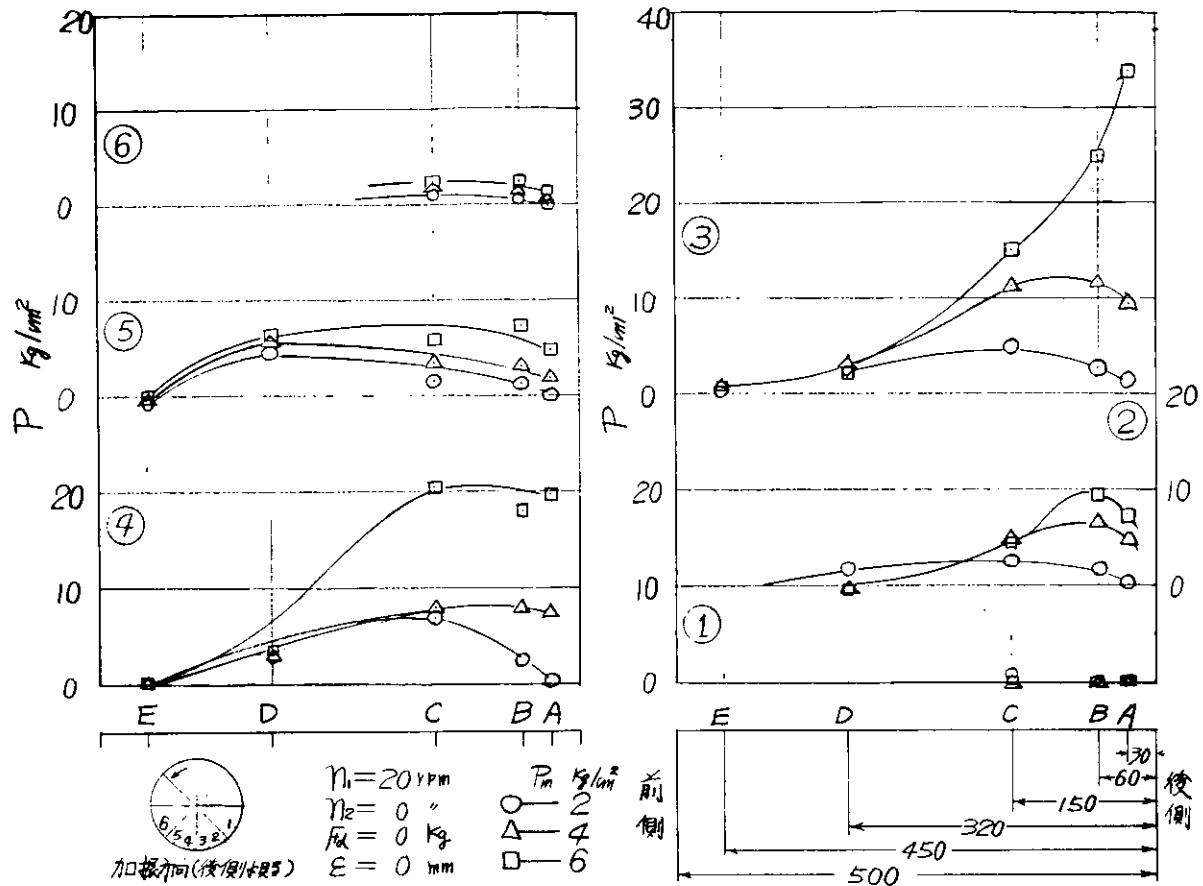


図 1.17 軸方向の油膜圧力分布 $\ell=500\#4$

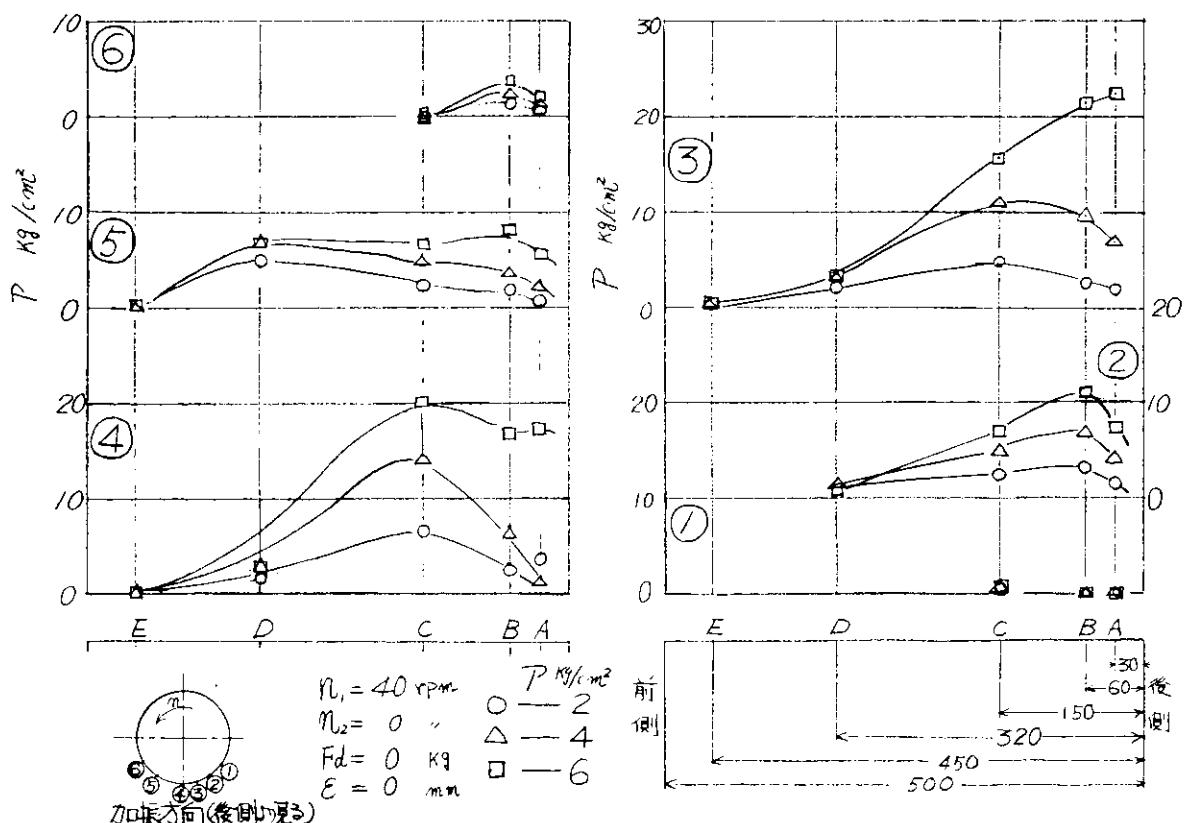
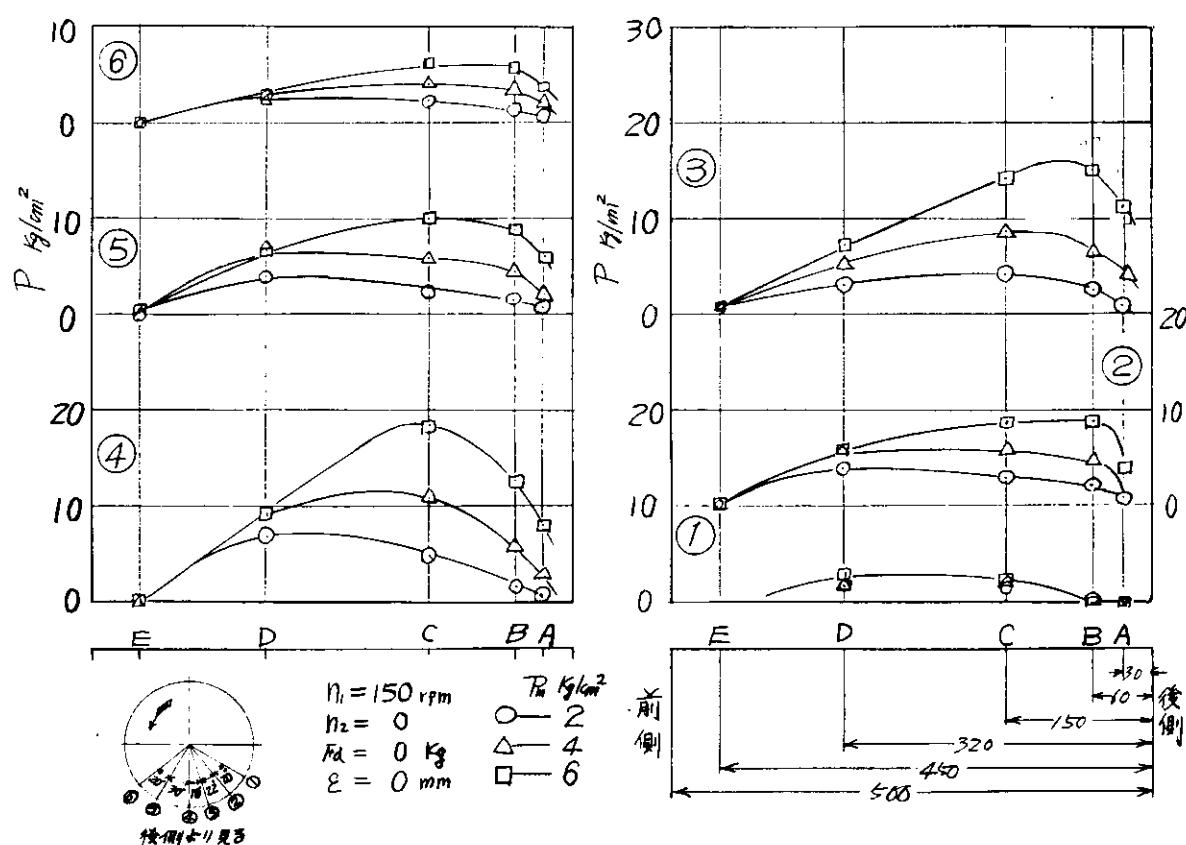
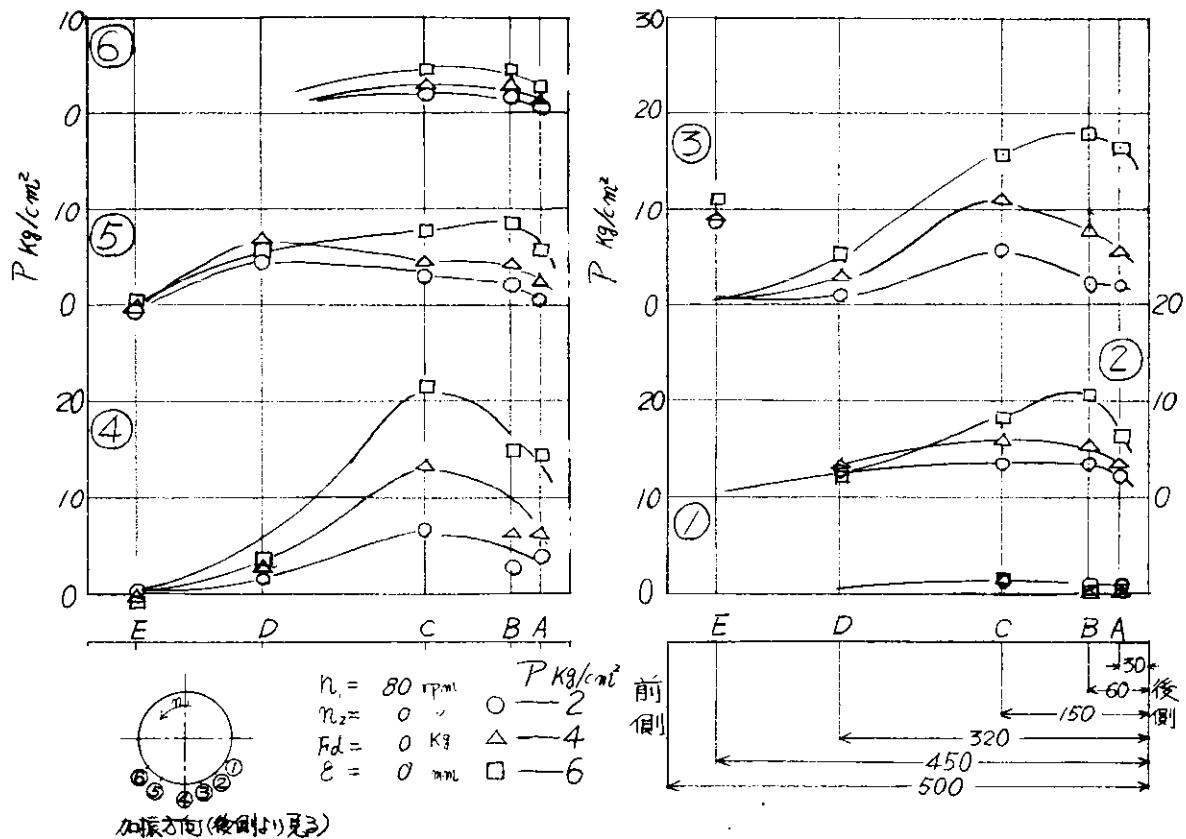


図 1.18 軸方向の油膜圧力分布 $\ell=500\#5$



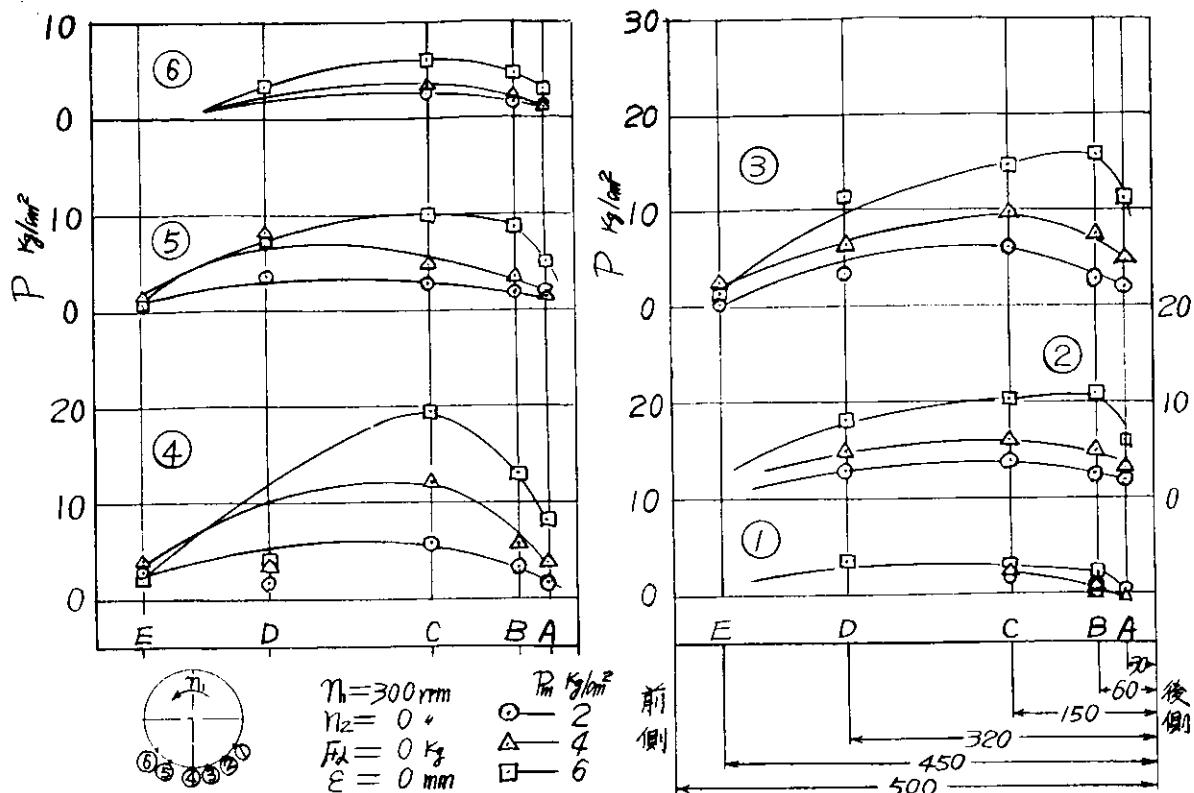


図1.21 軸方向の油膜圧力分布 $\ell=500.8$

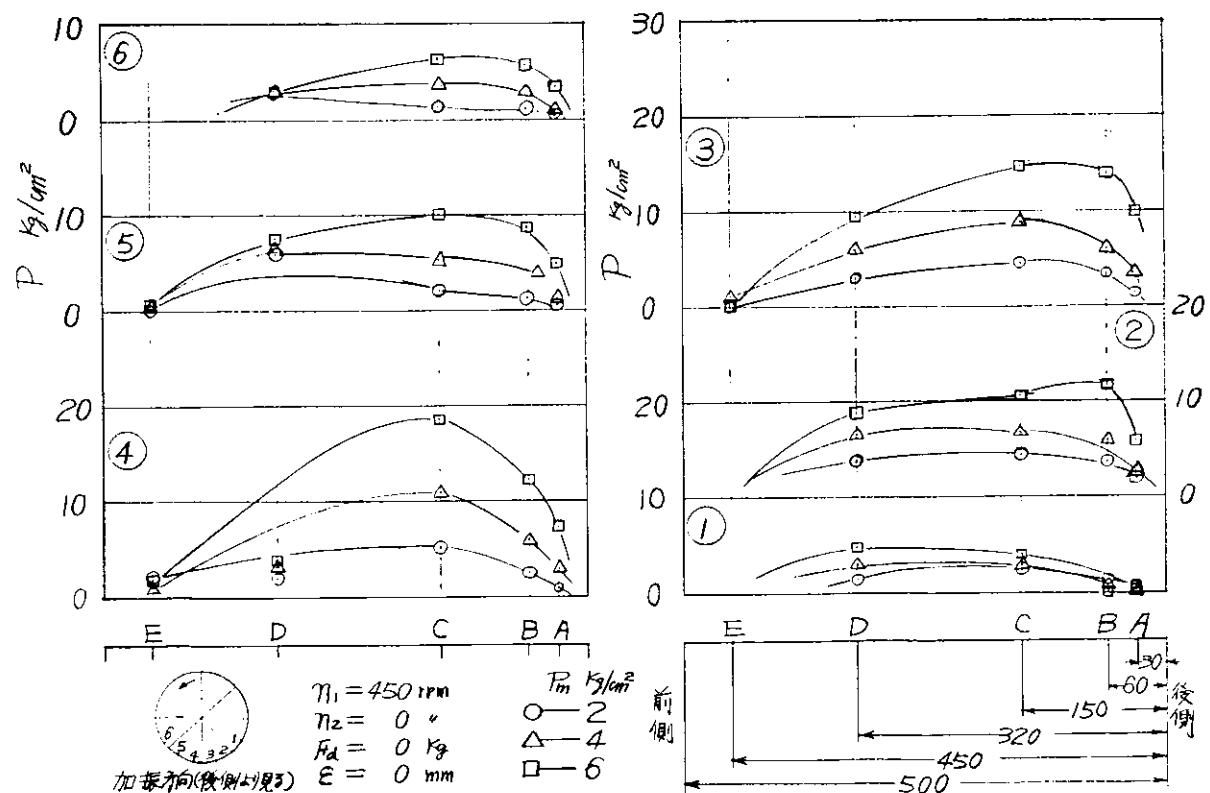


図1.22 軸方向の油膜圧力分布 $\ell=500.9$

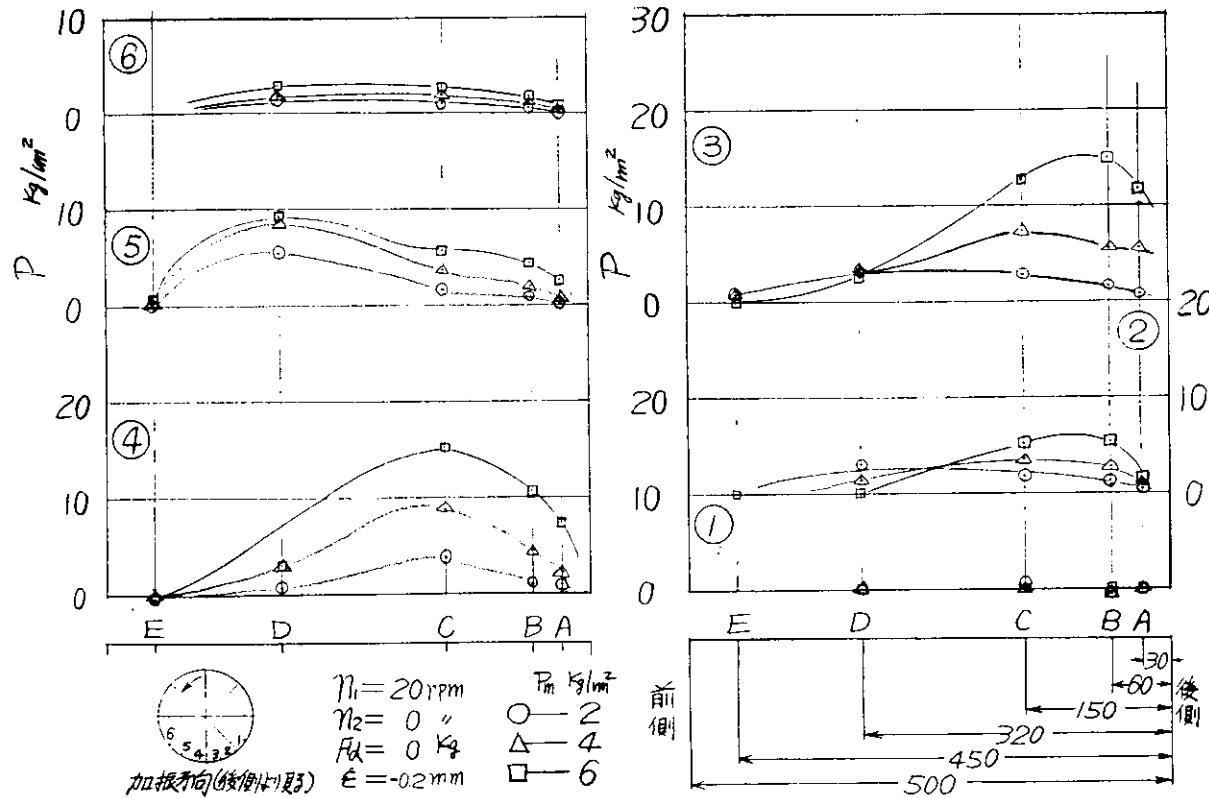


図 1.23 軸方向の油膜圧力分布 $\ell=500\text{の}10$

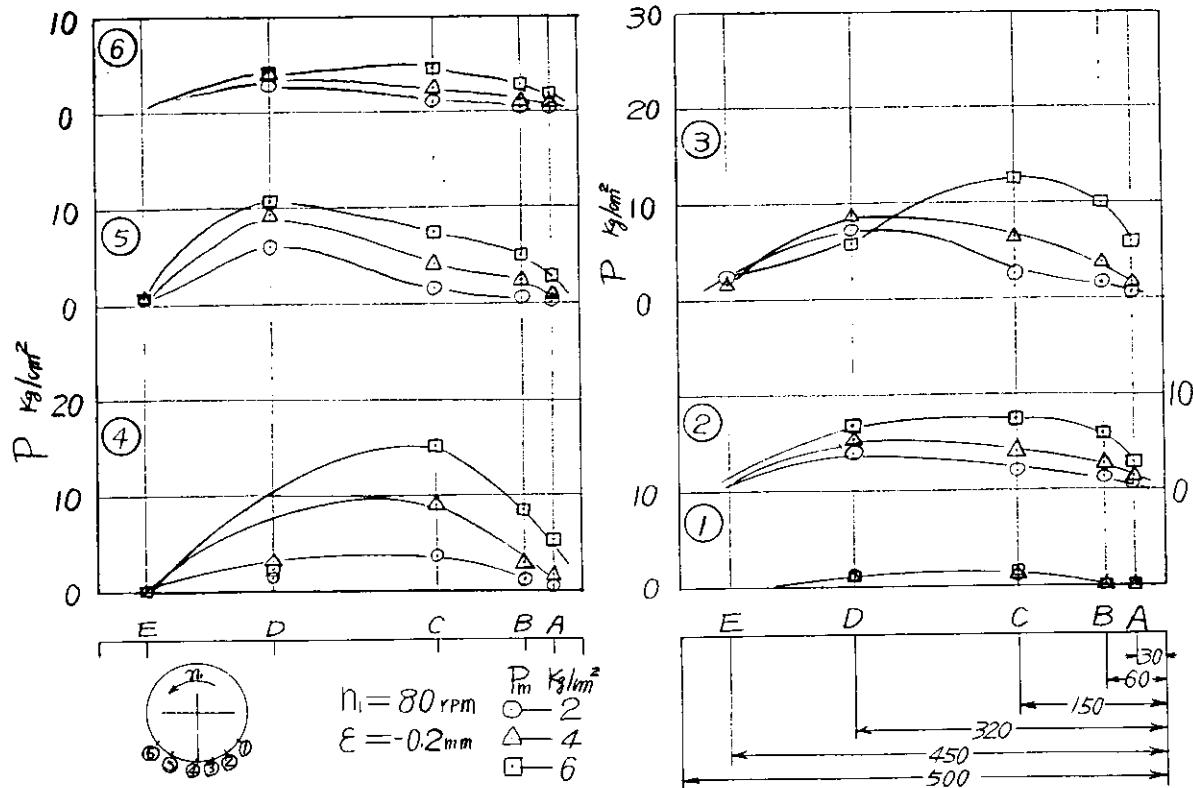


図 1.24 軸方向の油膜圧力分布 $\ell=500\text{の}11$

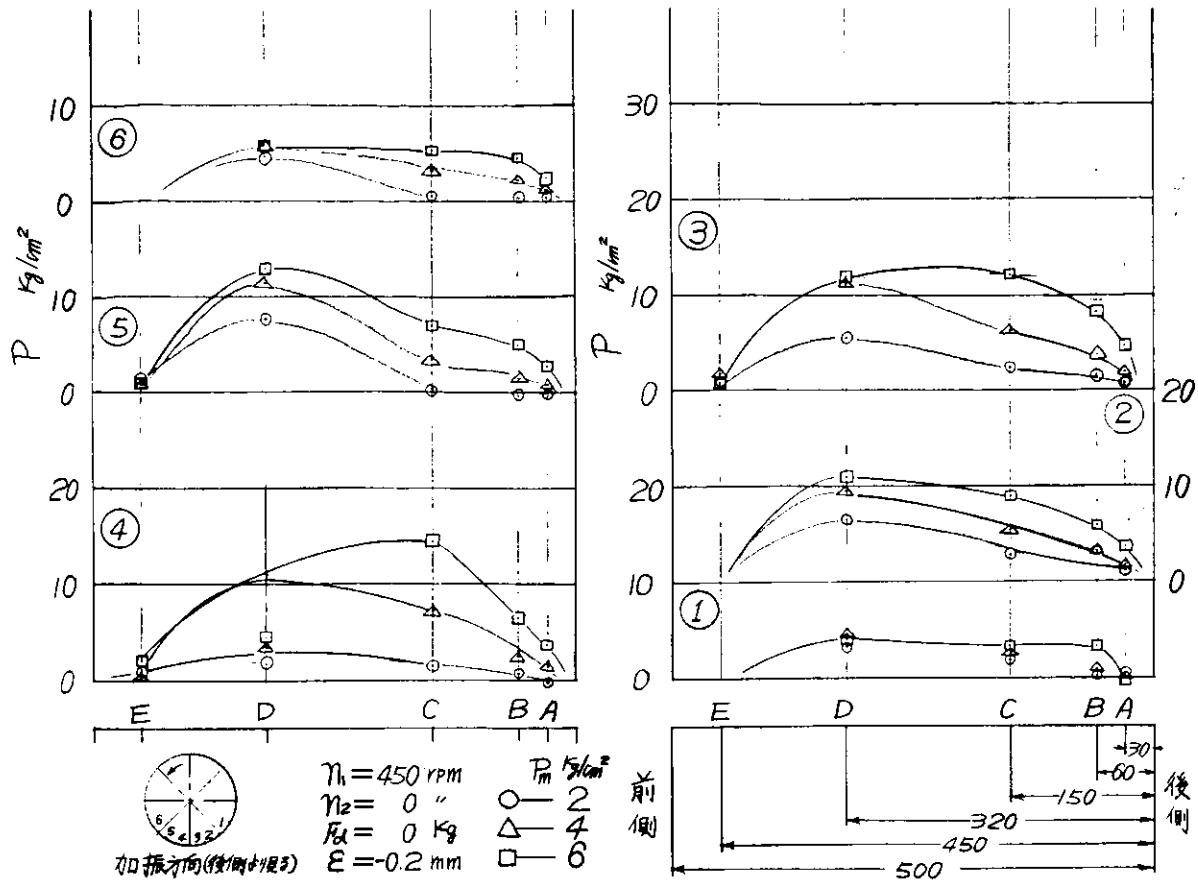


図 1.25 軸方向の油膜圧力分布 $\ell=500\text{の}12$

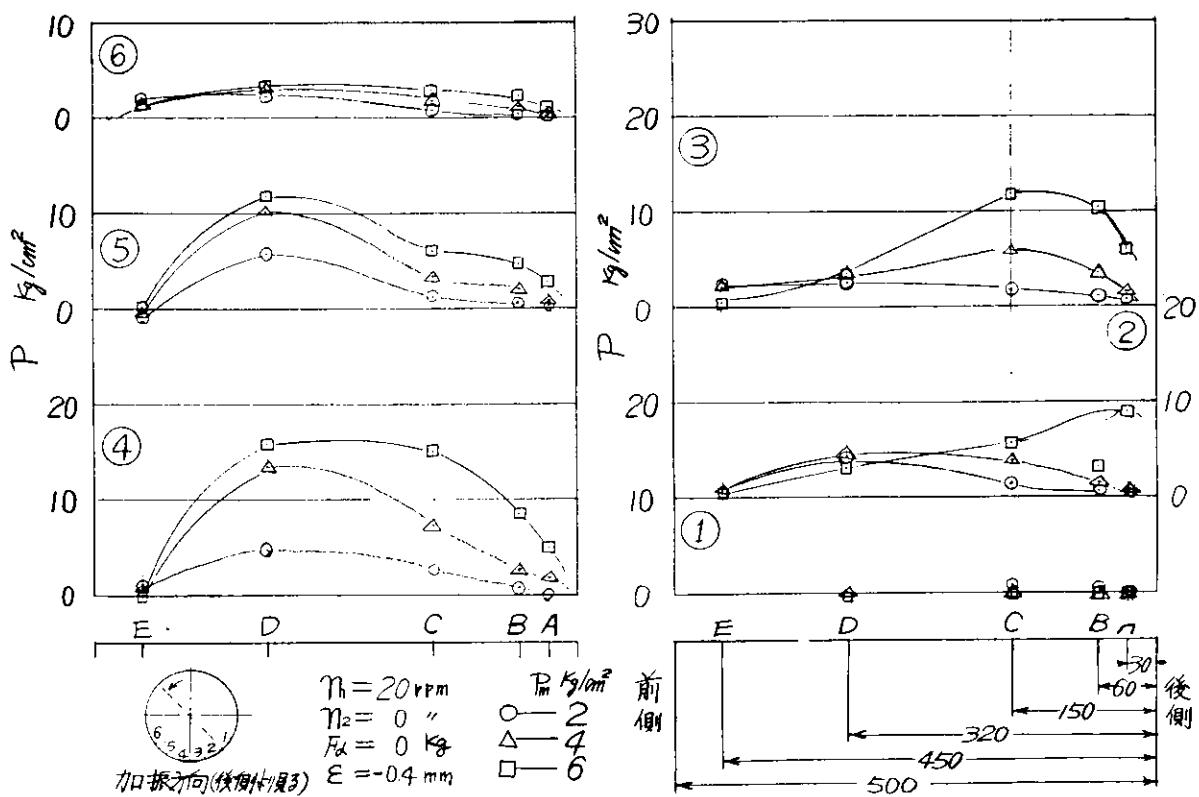


図 1.26 軸方向の油膜圧力分布 $\ell=500\text{の}13$

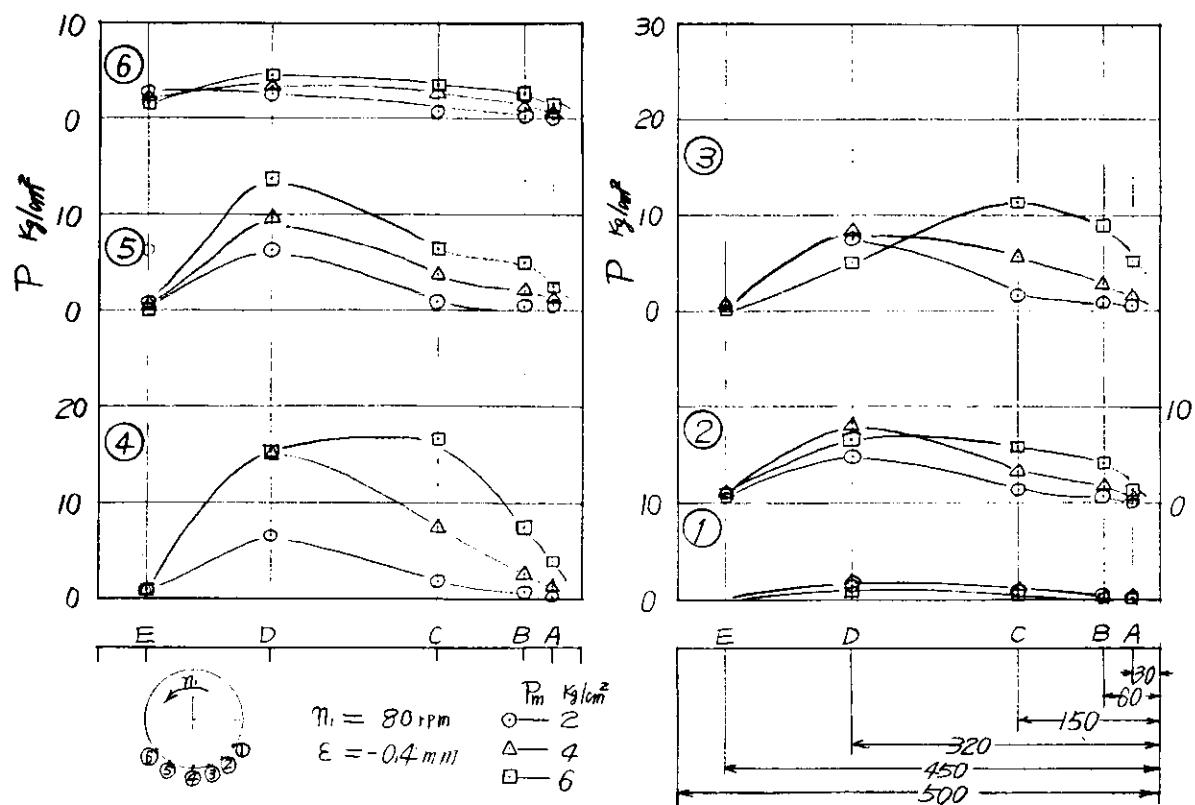


図1.27 軸方向の油膜圧力分布 $\ell=500\text{の}14$

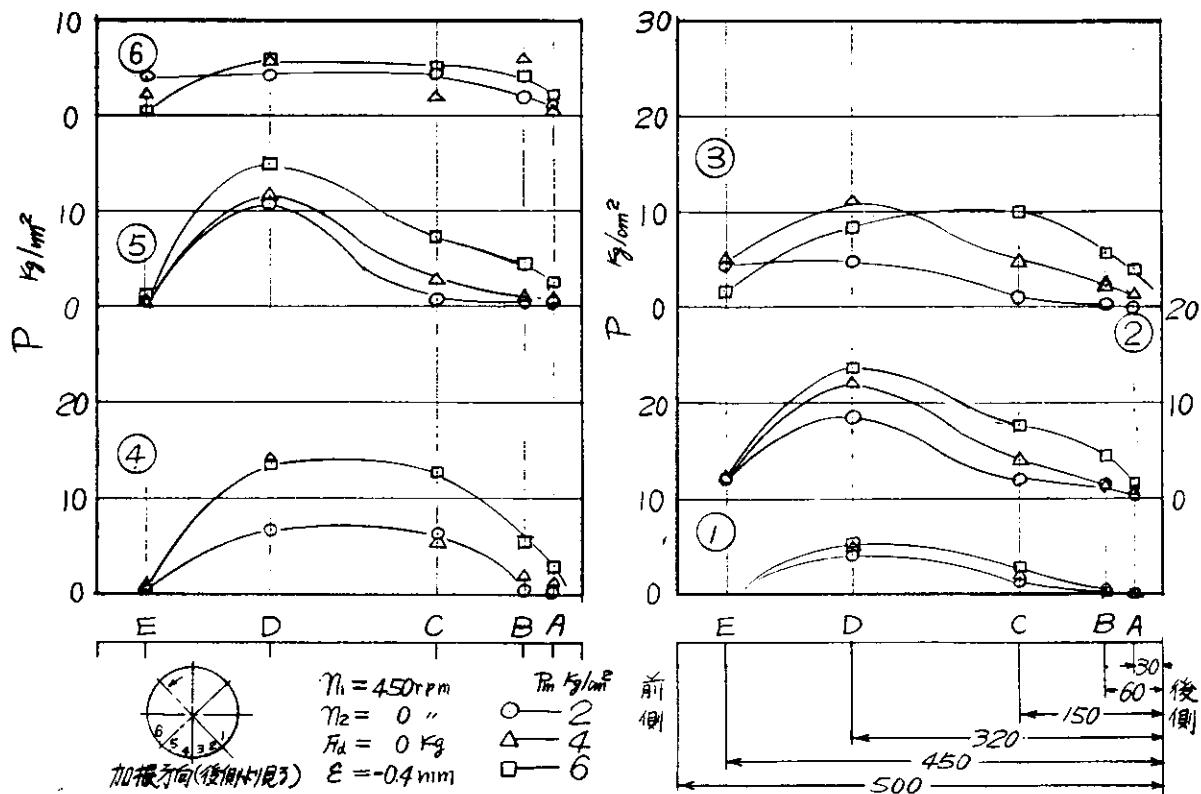


図1.28 軸方向の油膜圧力分布 $\ell=500\text{の}15$

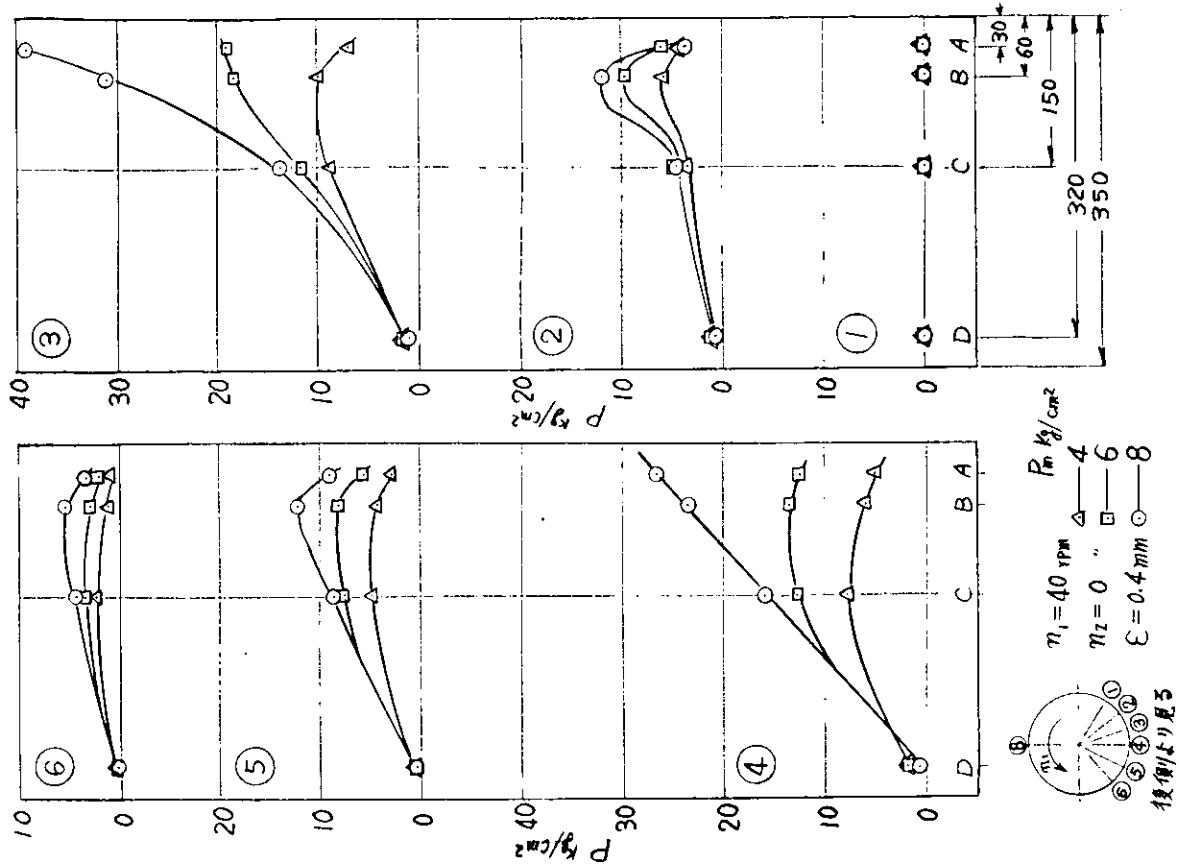


図 1.30 軸方向の油膜圧力分布 $\ell = 350\phi$

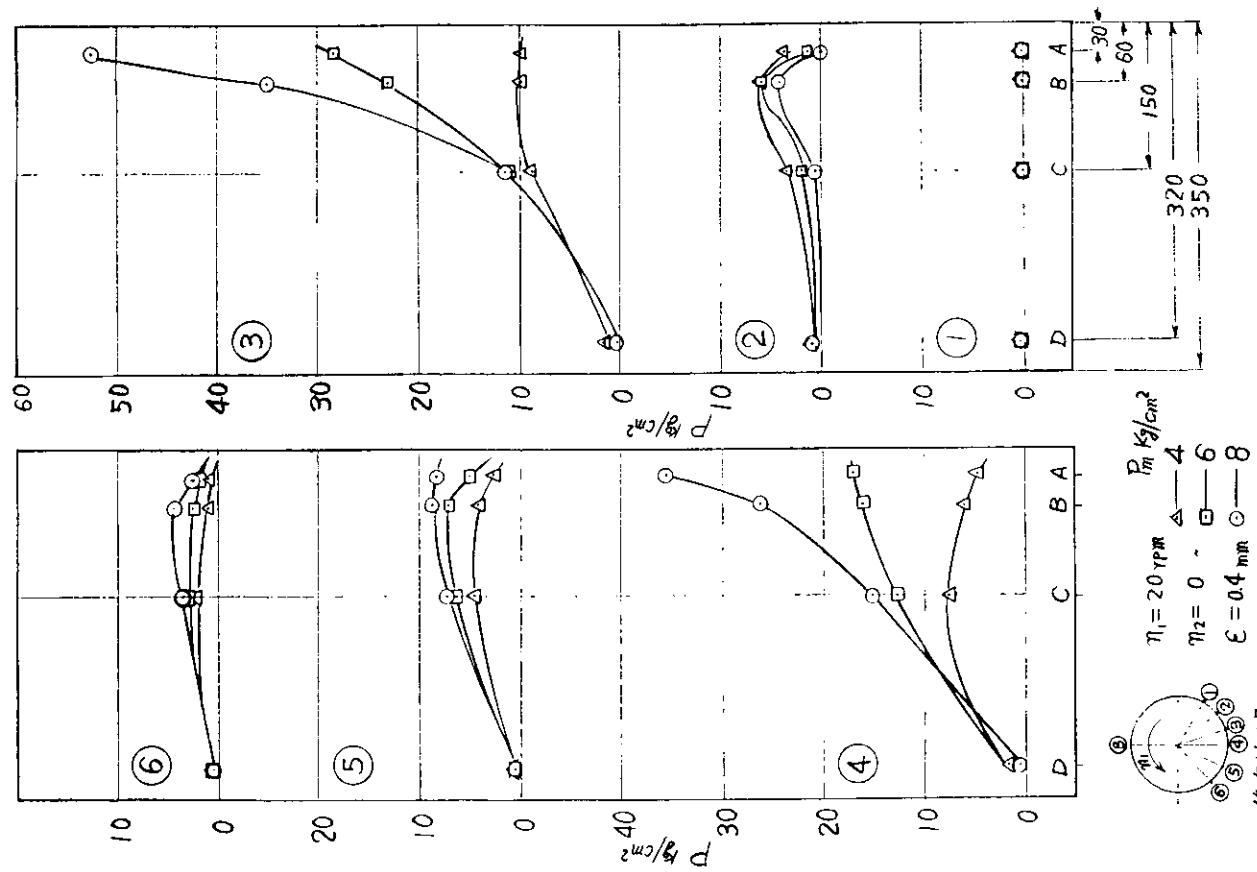


図 1.29 軸方向の油膜圧力分布 $\ell = 350\phi$

後側より見る

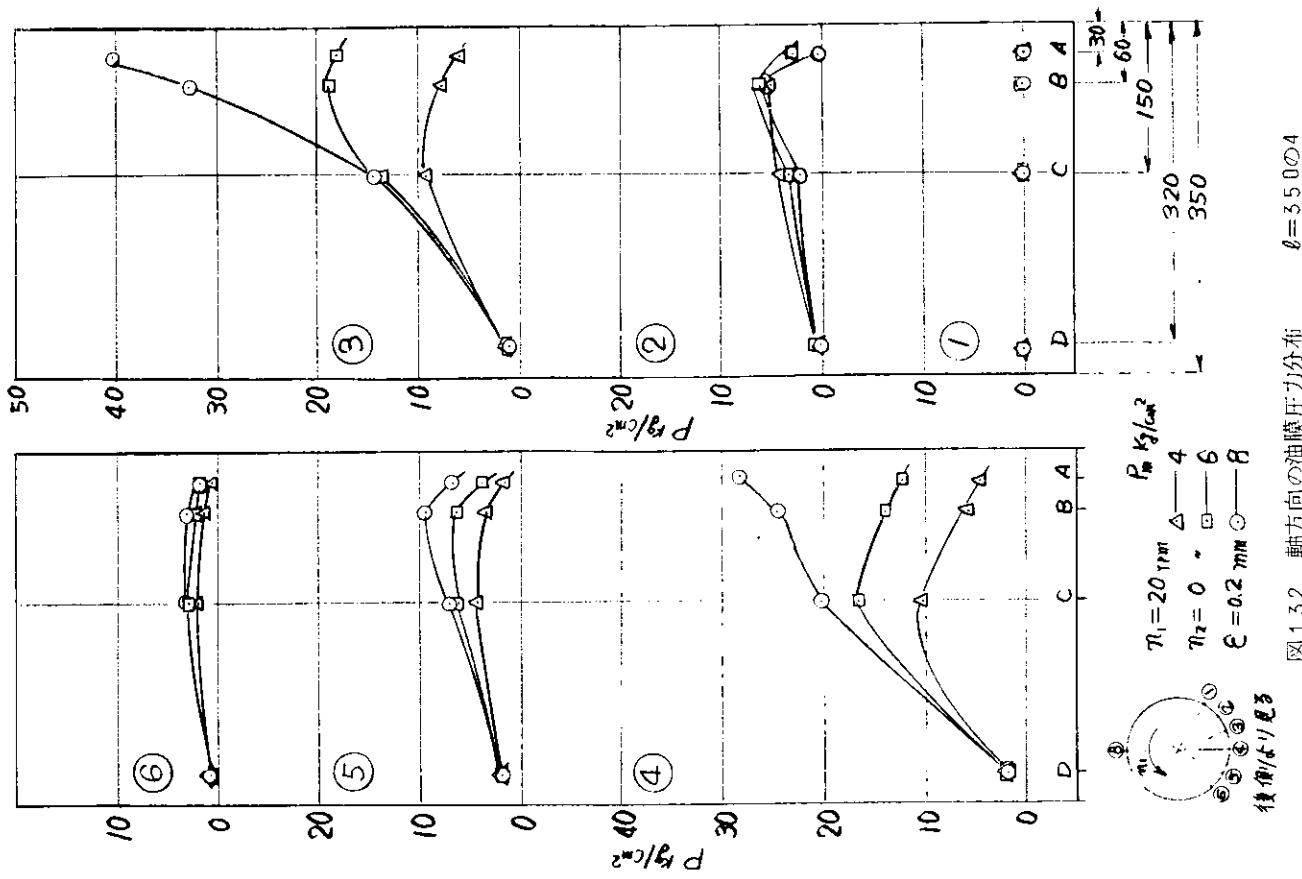


図 1.3.2 軸方向の油膜圧力分布 $\ell = 35.0 \text{ mm}$

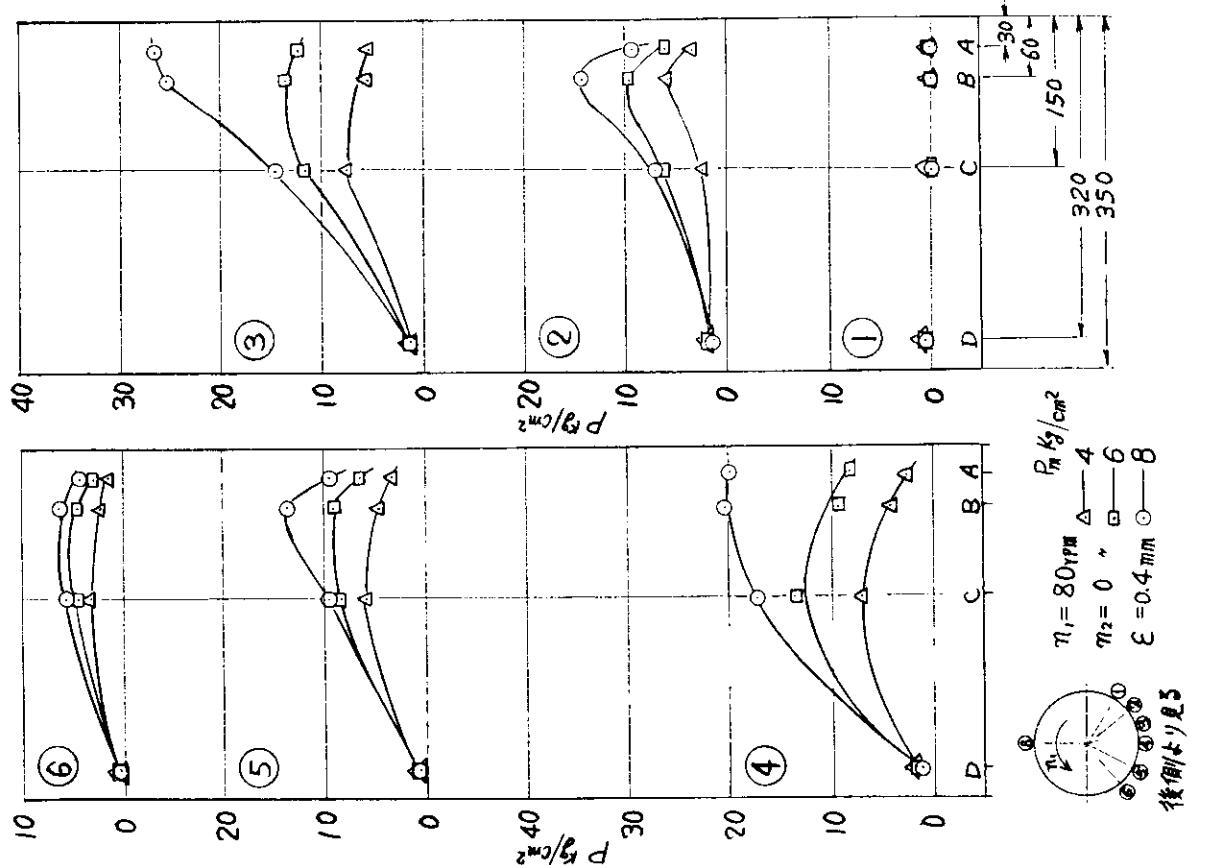


図 1.3.1 軸方向の油膜圧力分布 $\ell = 35.0 \text{ mm}$

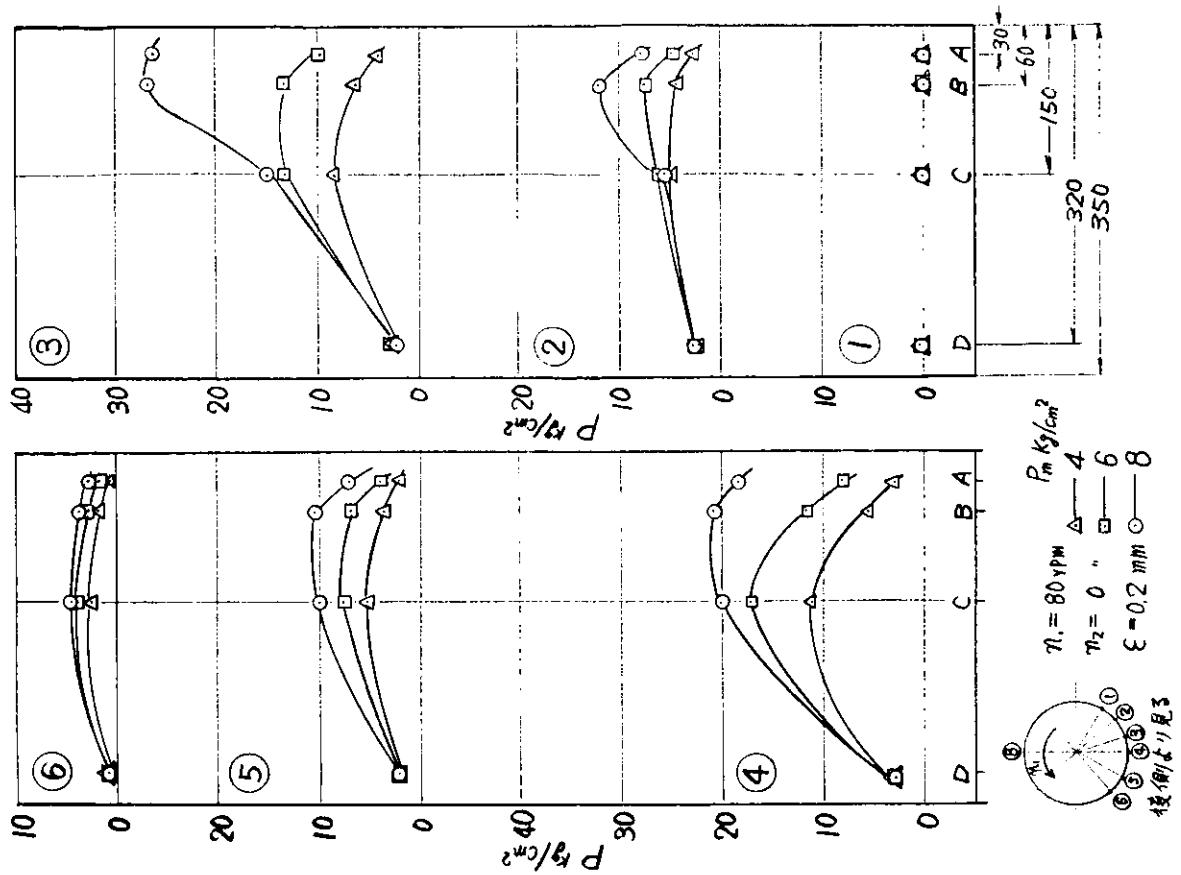


図 1.3.4 軸方向の油膜圧力分布 $\ell = 350$ の場合

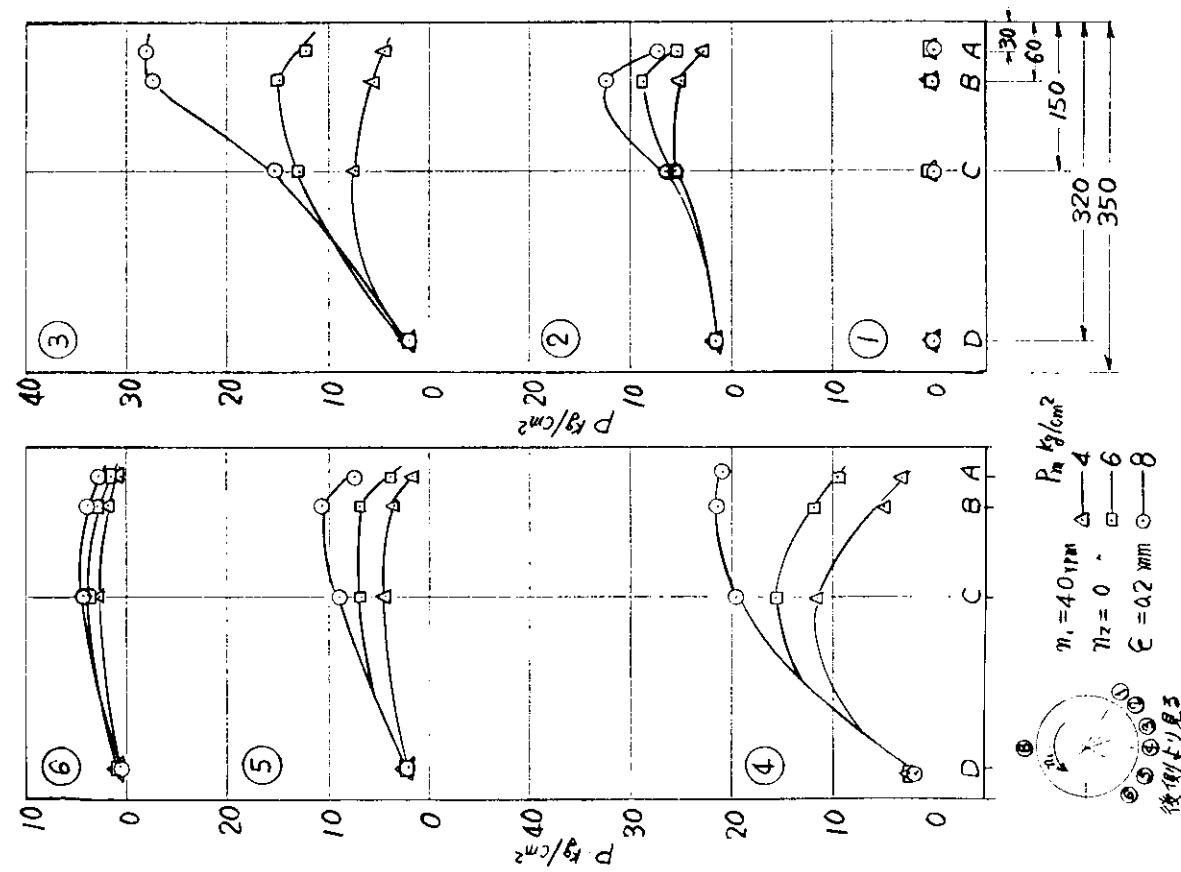


図 1.3.5 軸方向の油膜圧力分布 $\ell = 350$ の場合

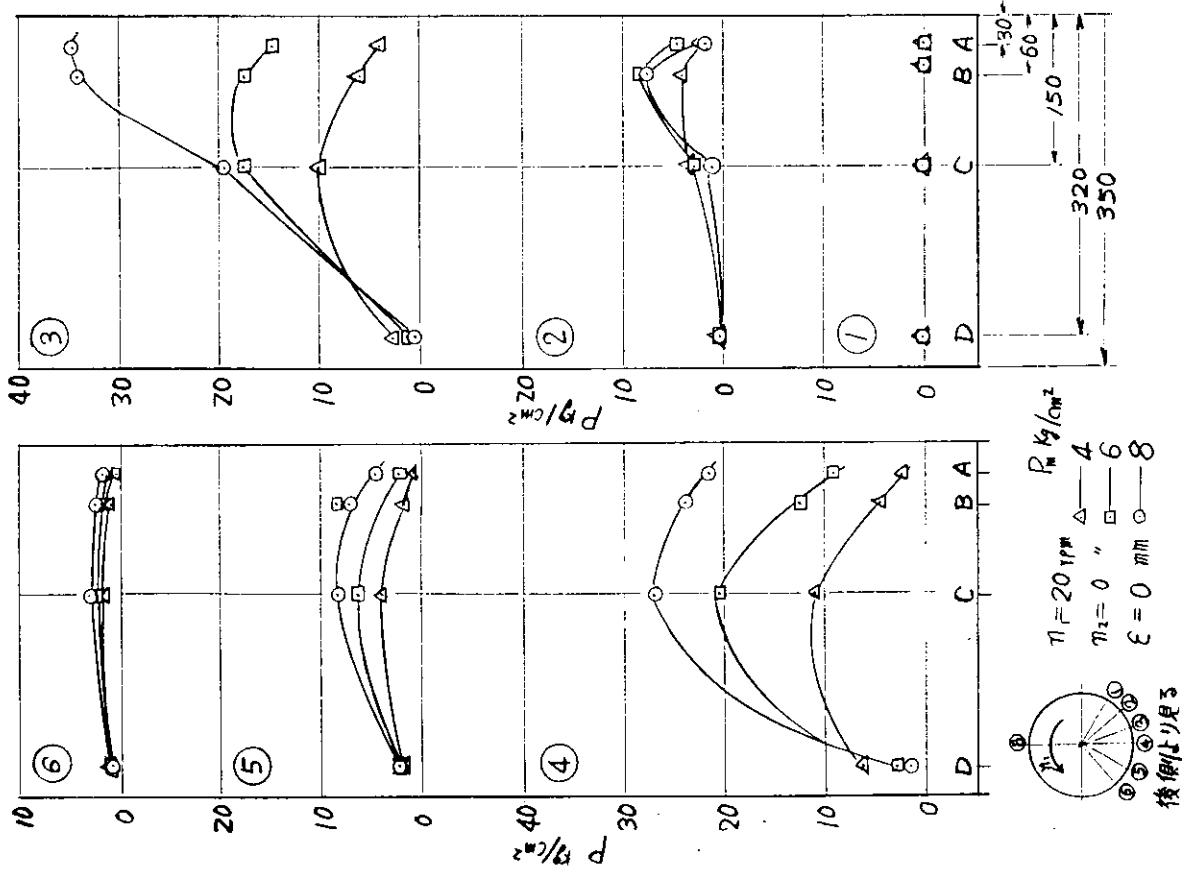


図 1.36 軸方向の油膜圧力分布 $\ell=350\phi 8$

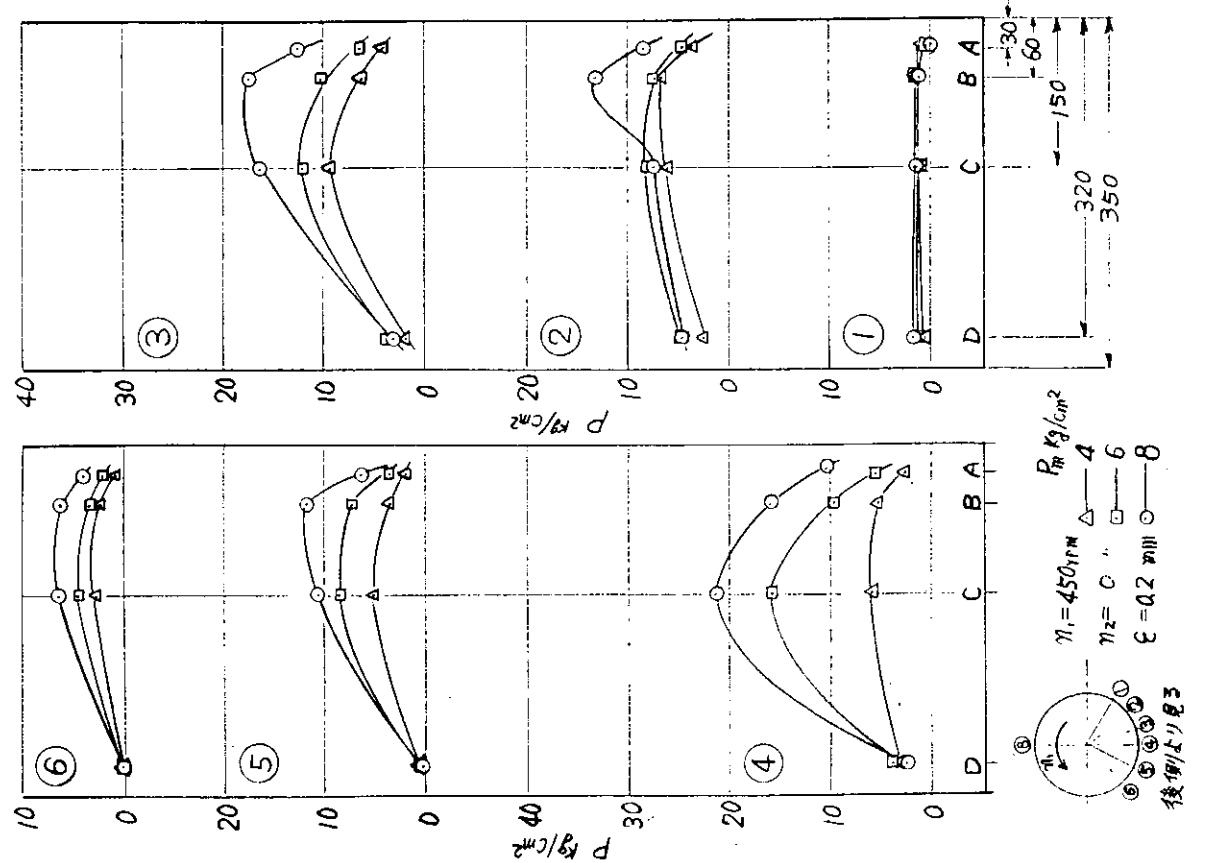


図 1.35 軸方向の油膜圧力分布 $\ell=350\phi 7$

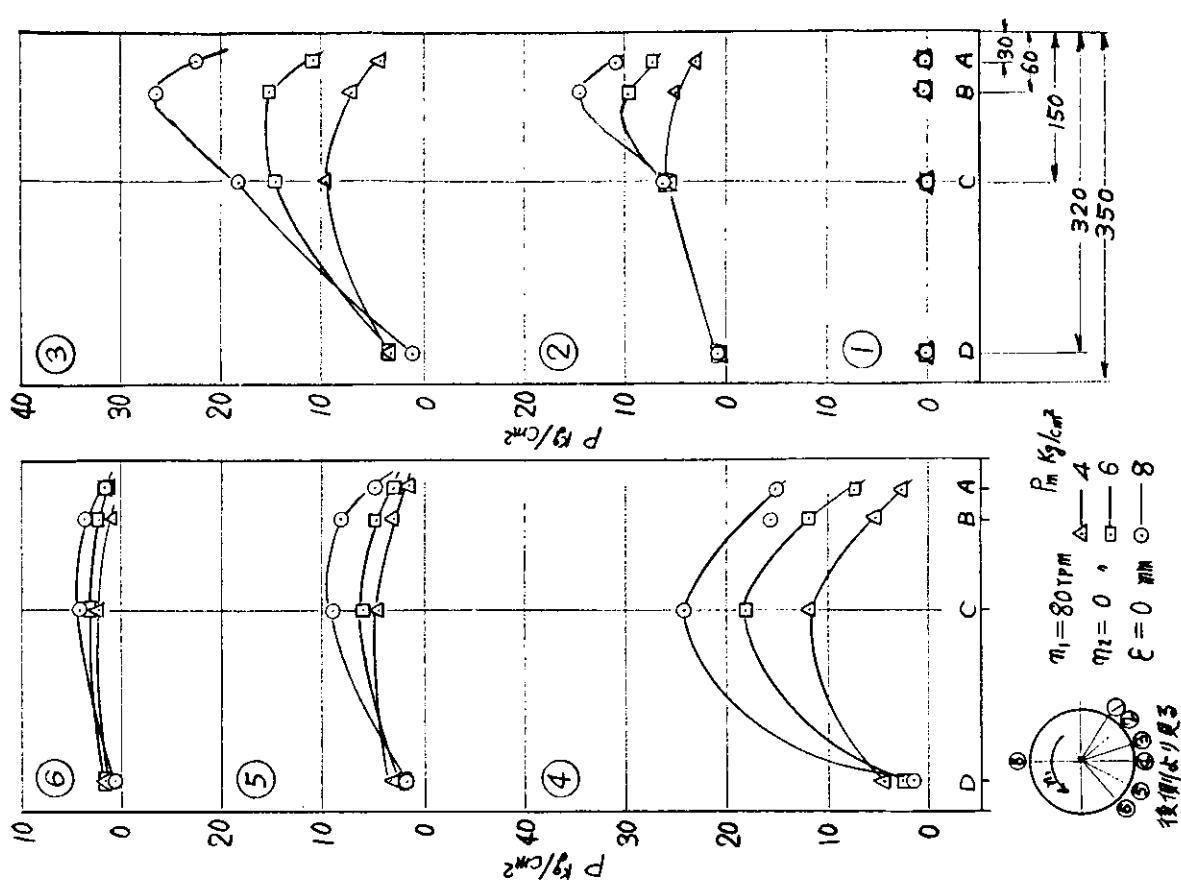


図 1.38 軸方向の油膜圧力分布 $\ell = 350$ の 10

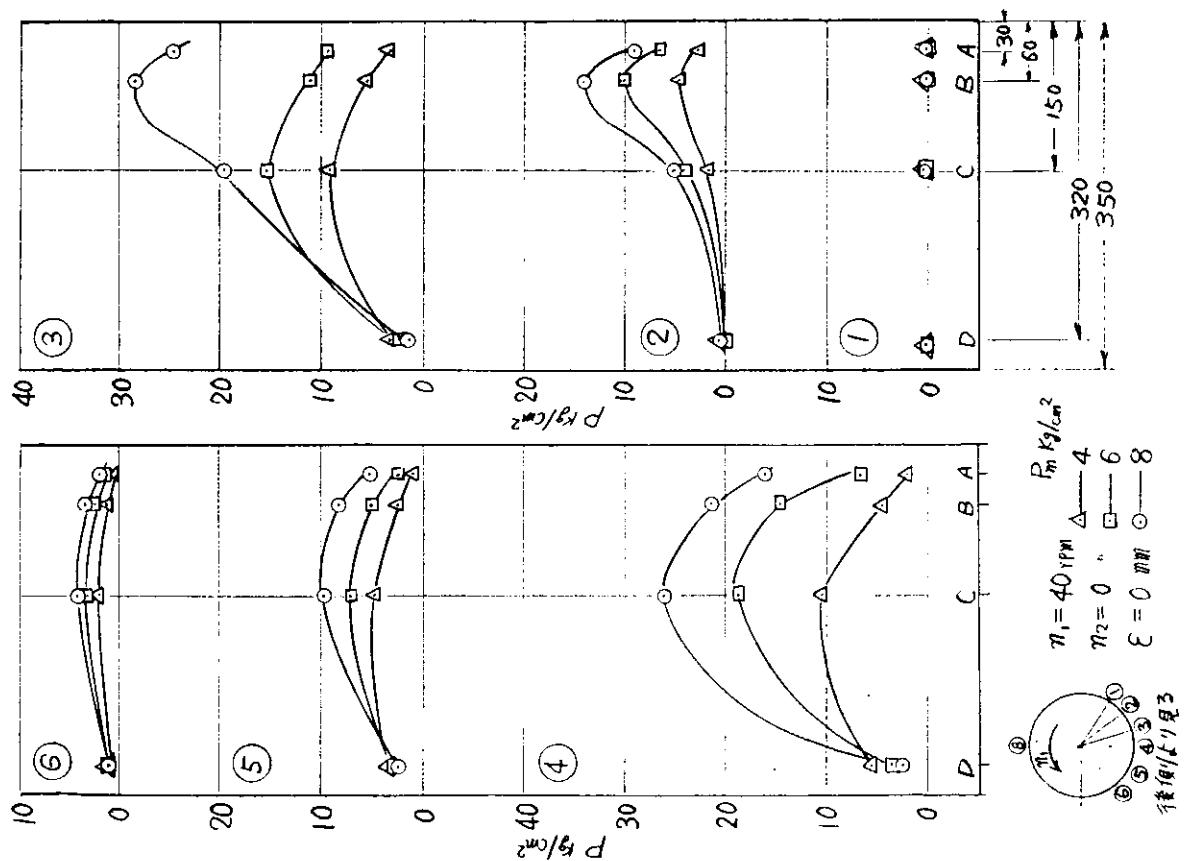


図 1.37 軸方向の油膜圧力分布 $\ell = 350$ の 9

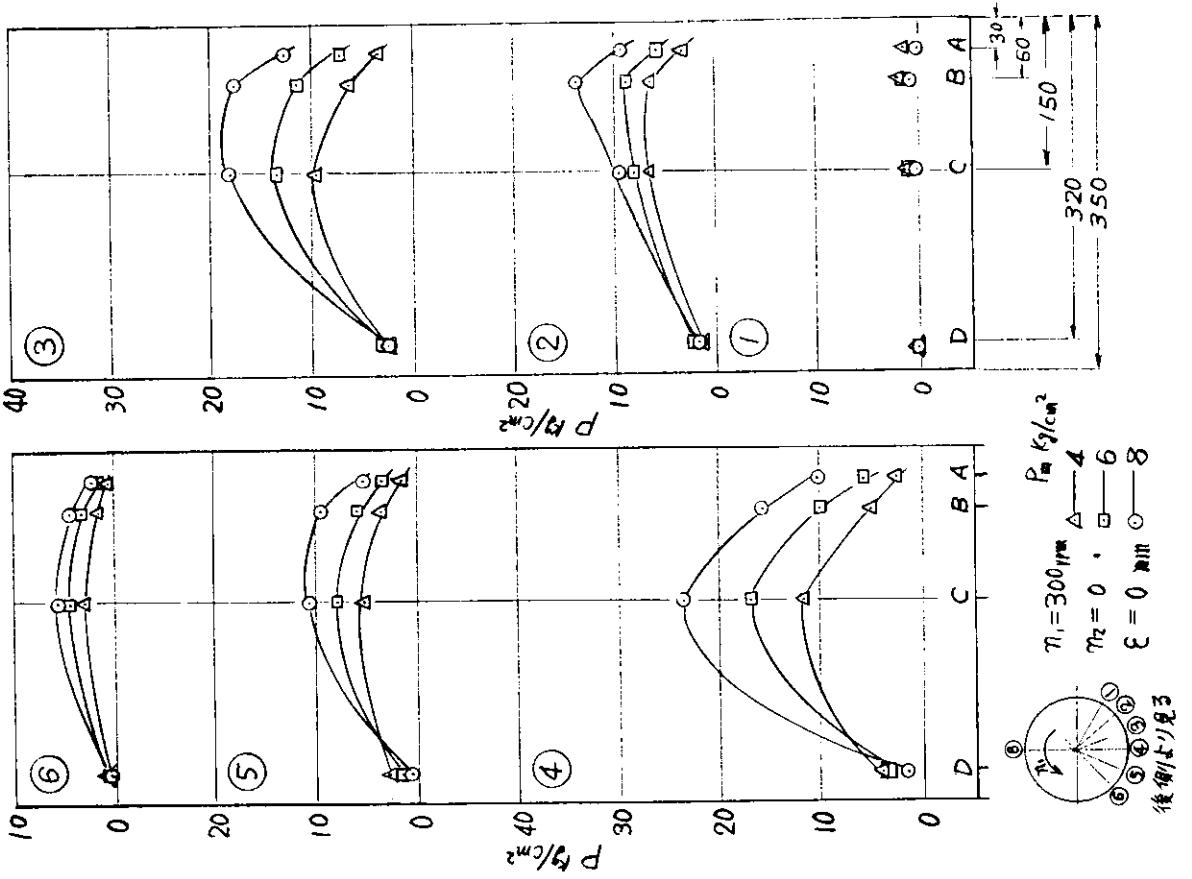


図 1.40 軸方向の油膜圧力分布 $\ell=350\phi 12$

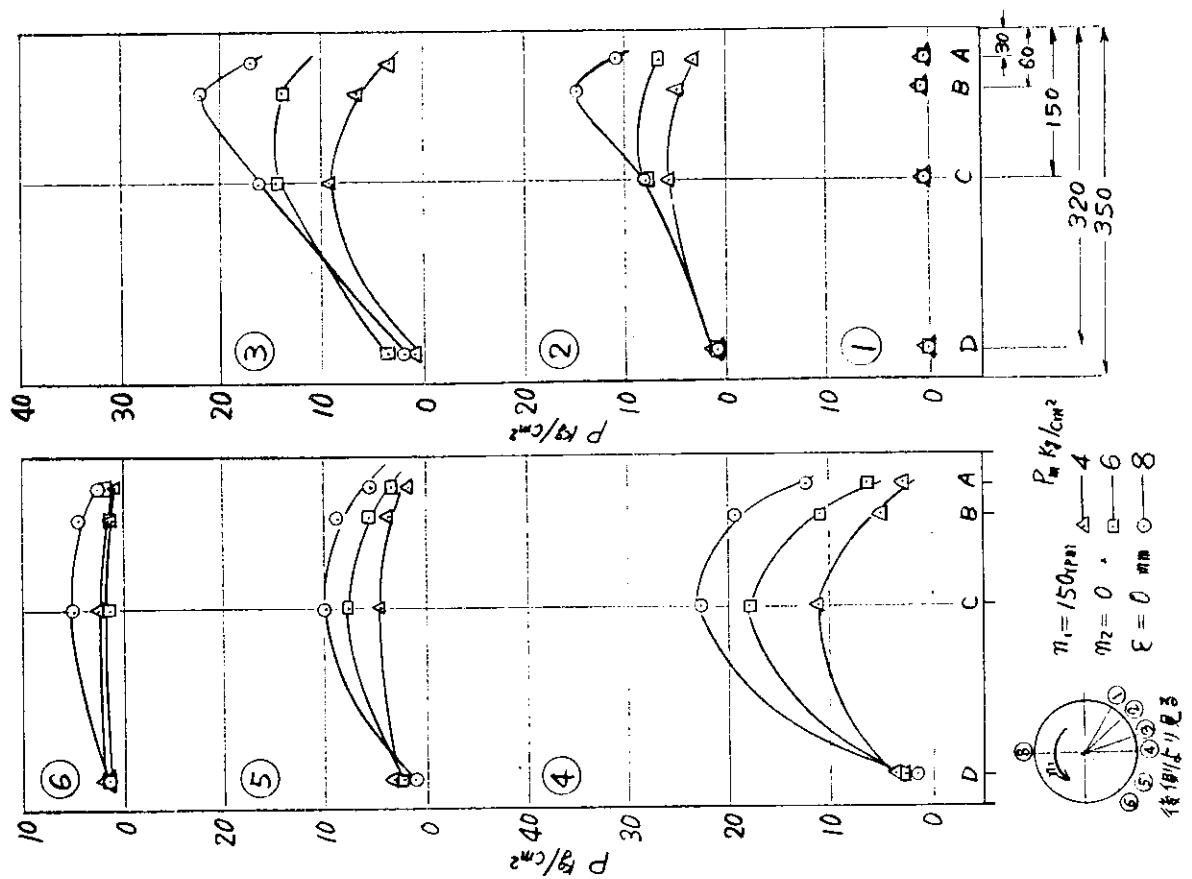


図 1.39 軸方向の油膜圧力分布 $\ell=350\phi 11$

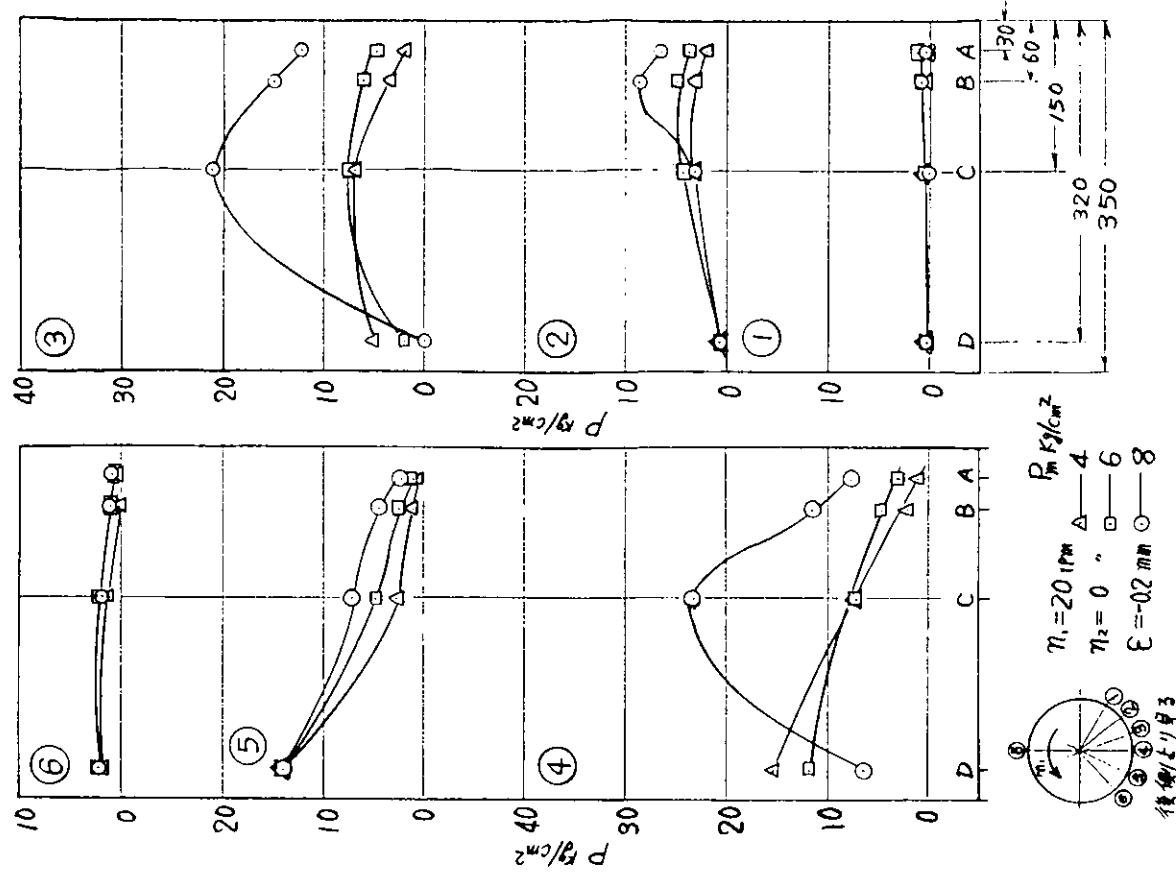


図 1.4.2 軸方向の油膜圧力分布 $\ell = 3500$ の 14

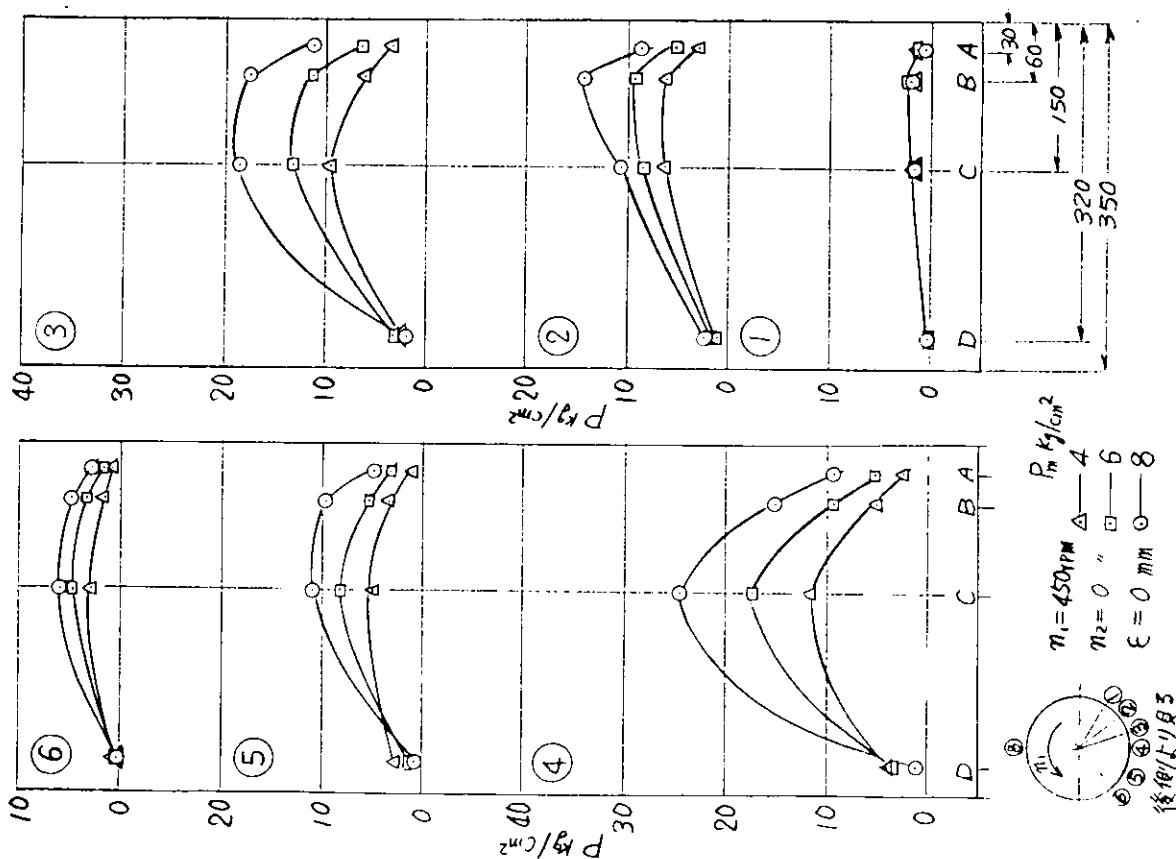


図 1.4.1 軸方向の油膜圧力分布 $\ell = 3500$ の 13

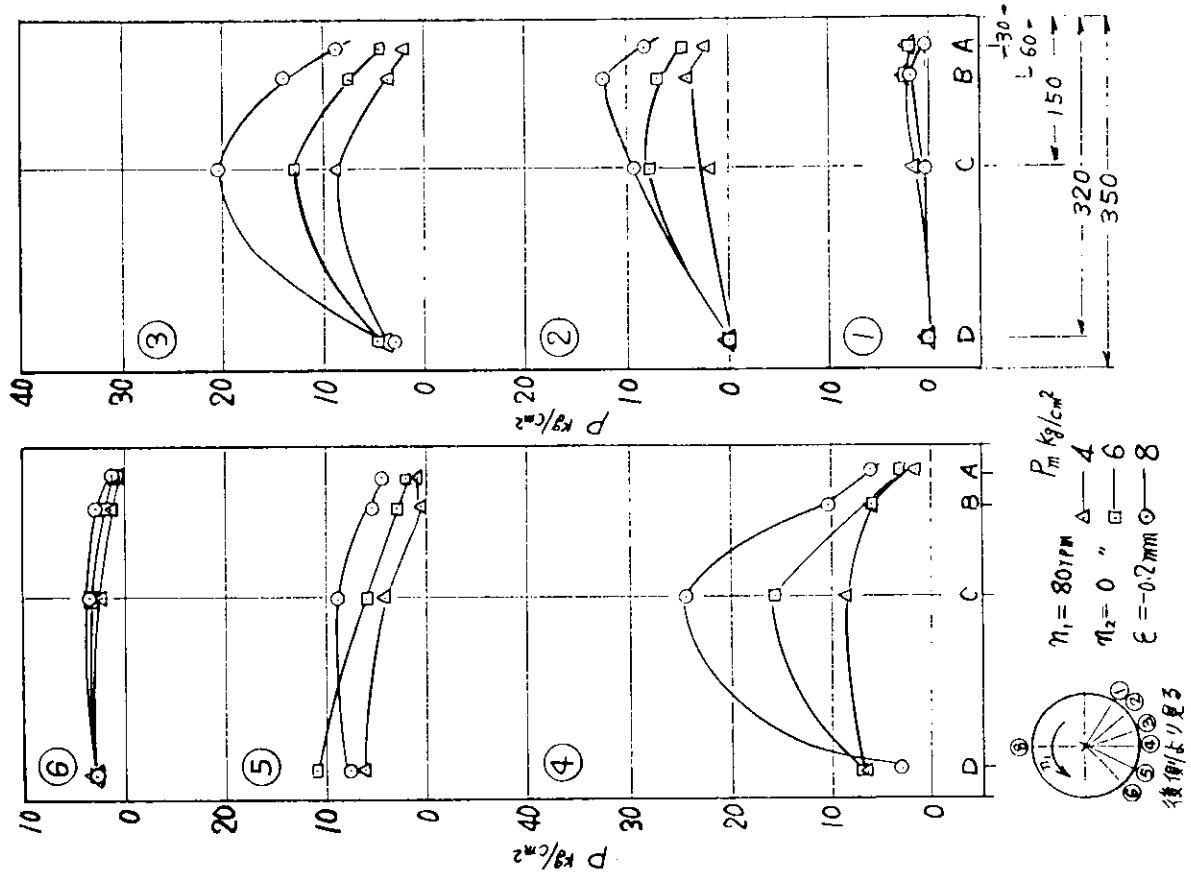


図 1.44 横方向の油膜圧力分布 $\ell = 35.0 \text{ cm}$

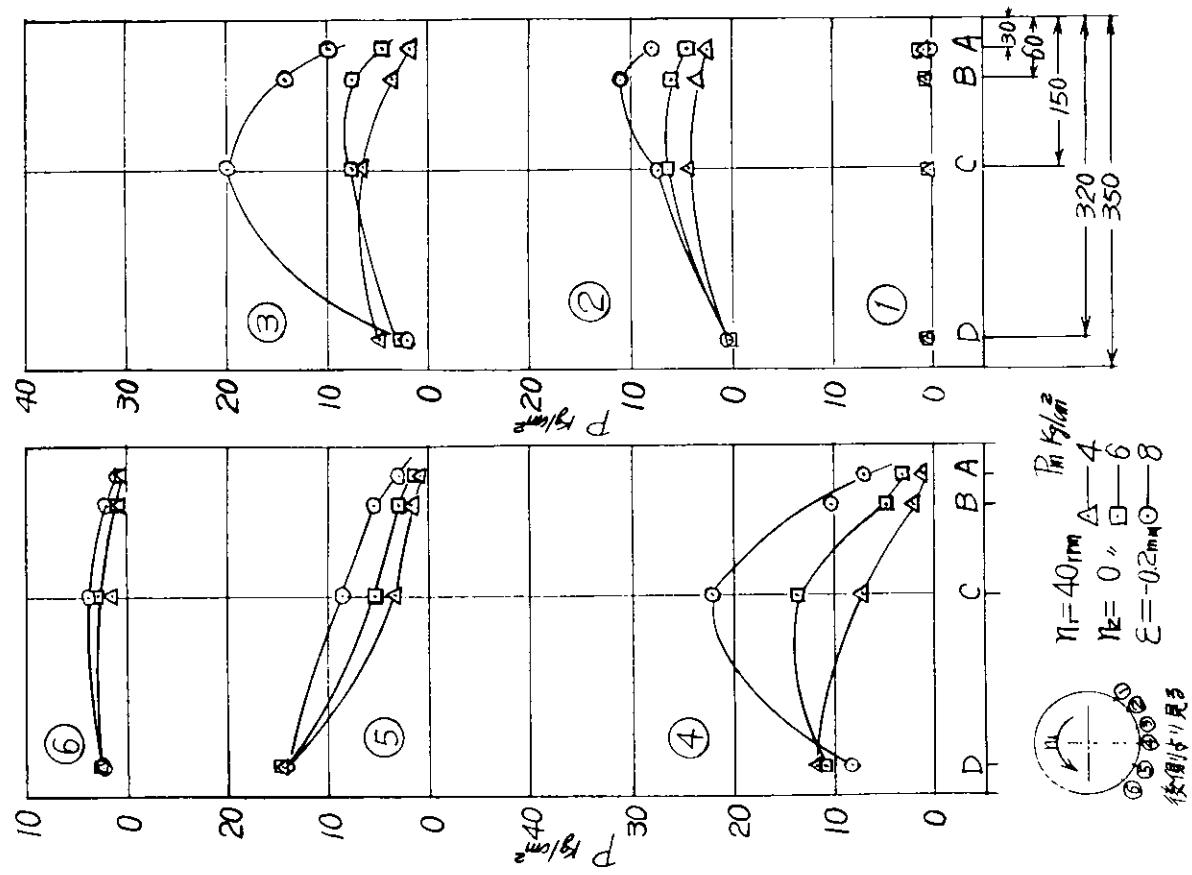


図 1.43 横方向の油膜圧力分布 $\ell = 35.0 \text{ cm}$

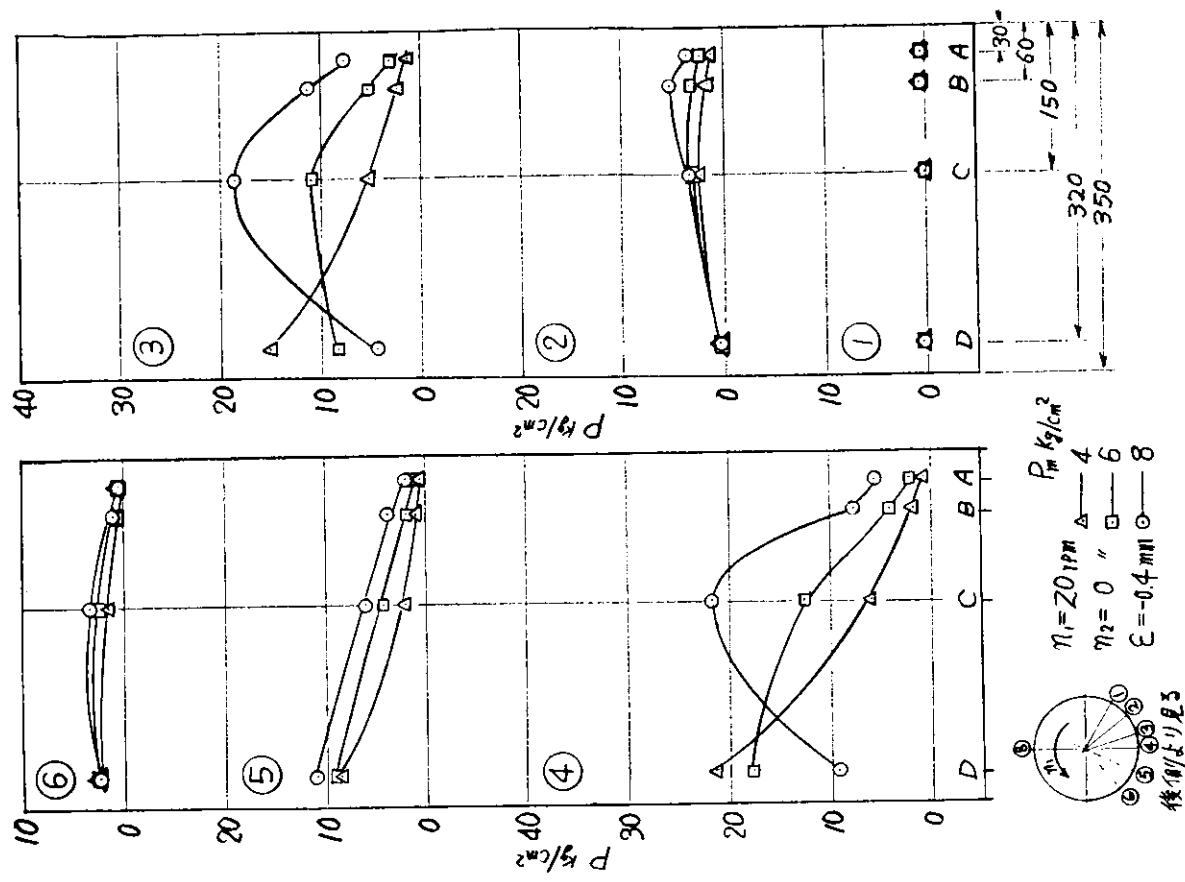


図 1.46 軸方向の油膜圧力分布 $\ell=350 \text{ } \textcircled{1} 18$

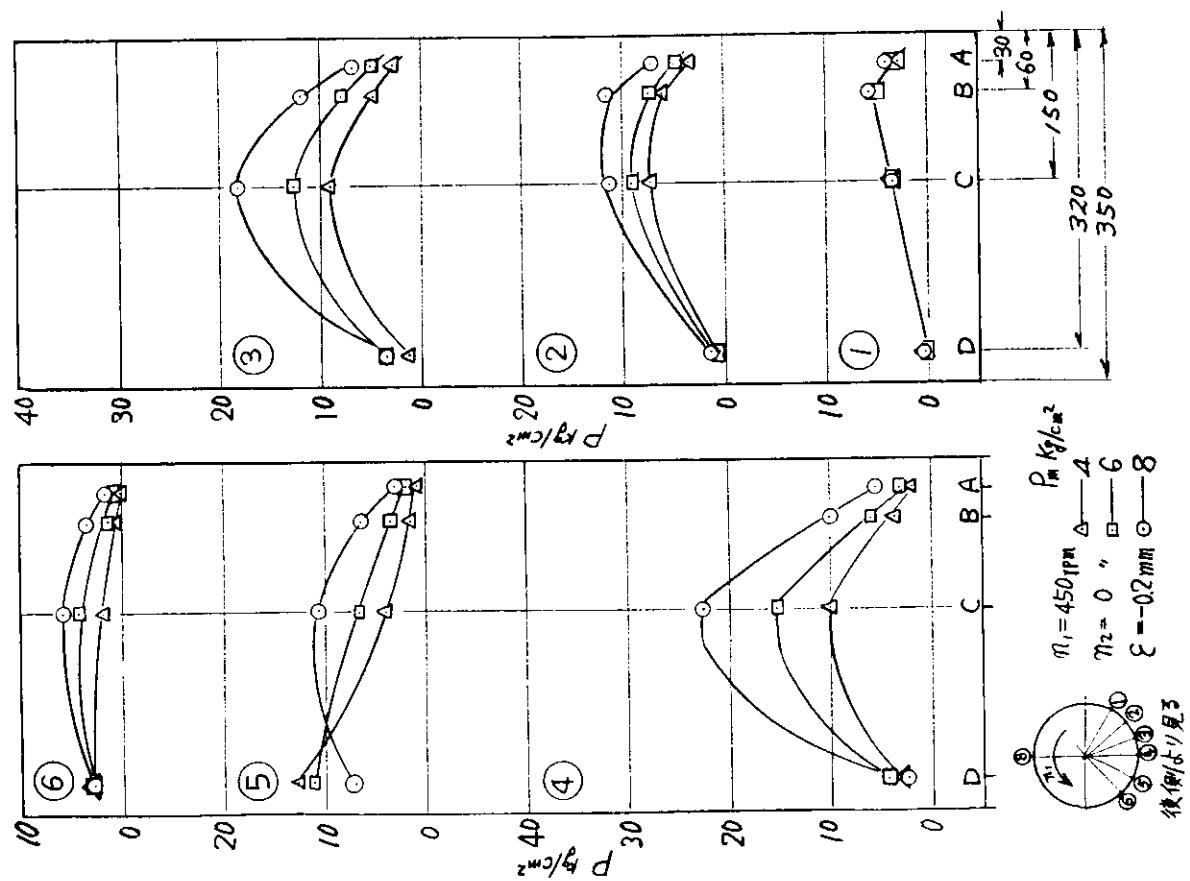


図 1.45 軸方向の油膜圧力分布 $\ell=350 \text{ } \textcircled{1} 7$

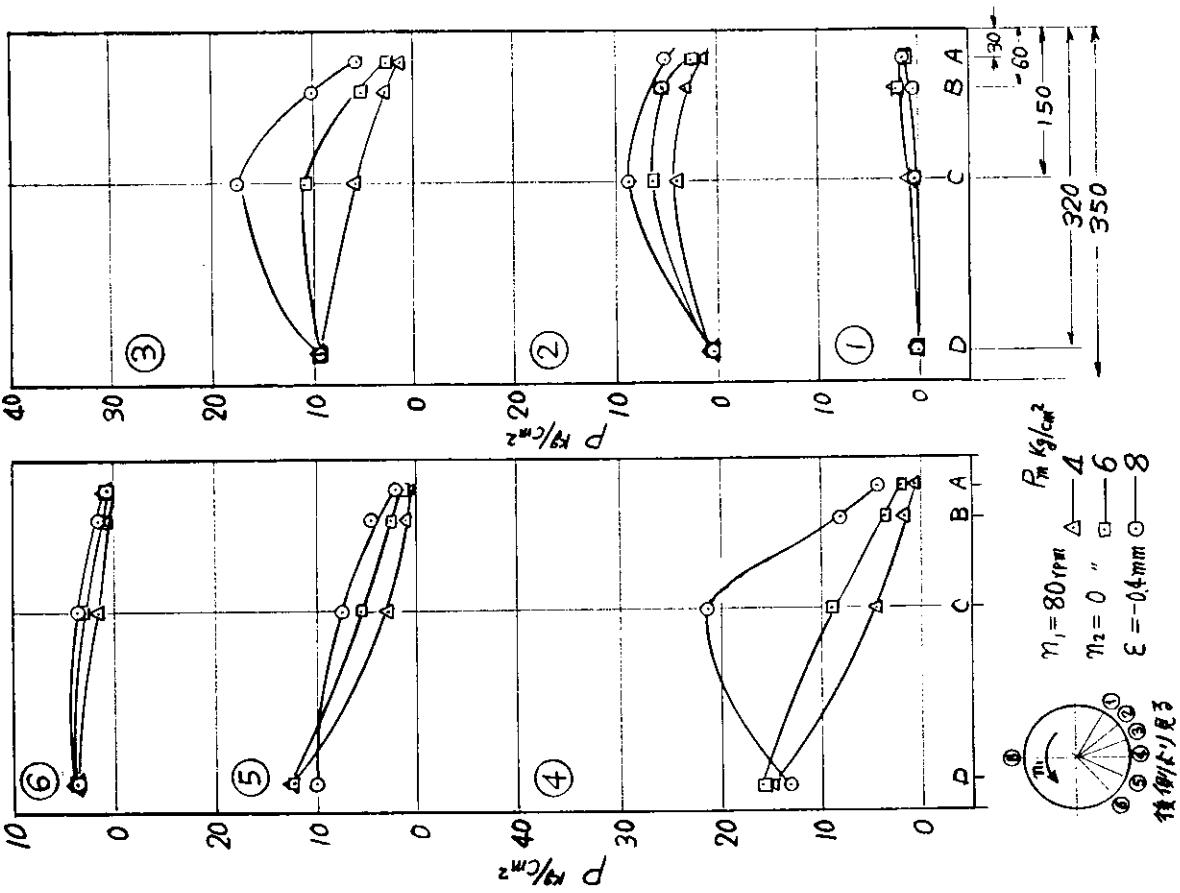


図1.48 軸方向の油膜圧力分布 $\ell=550$ の 20

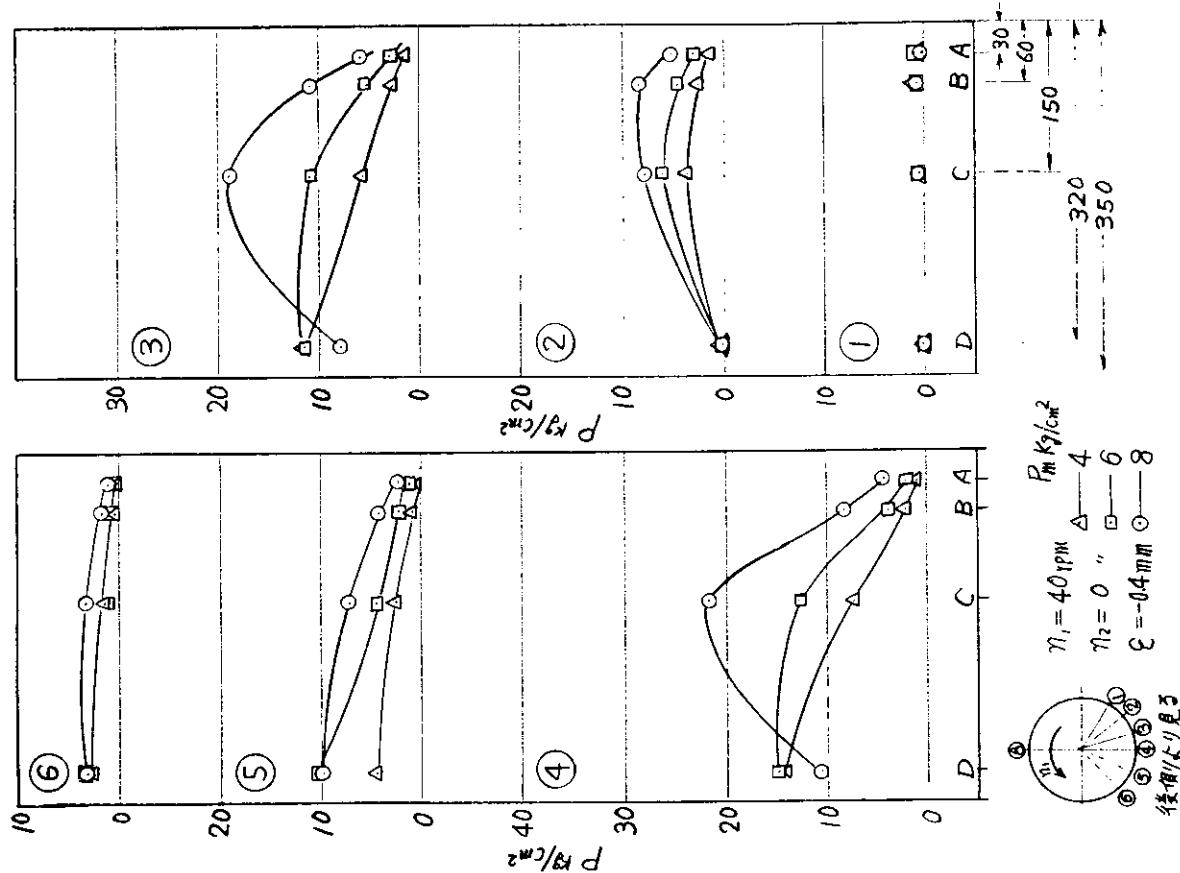


図1.47 軸方向の油膜圧力分布 $\ell=350$ の 19

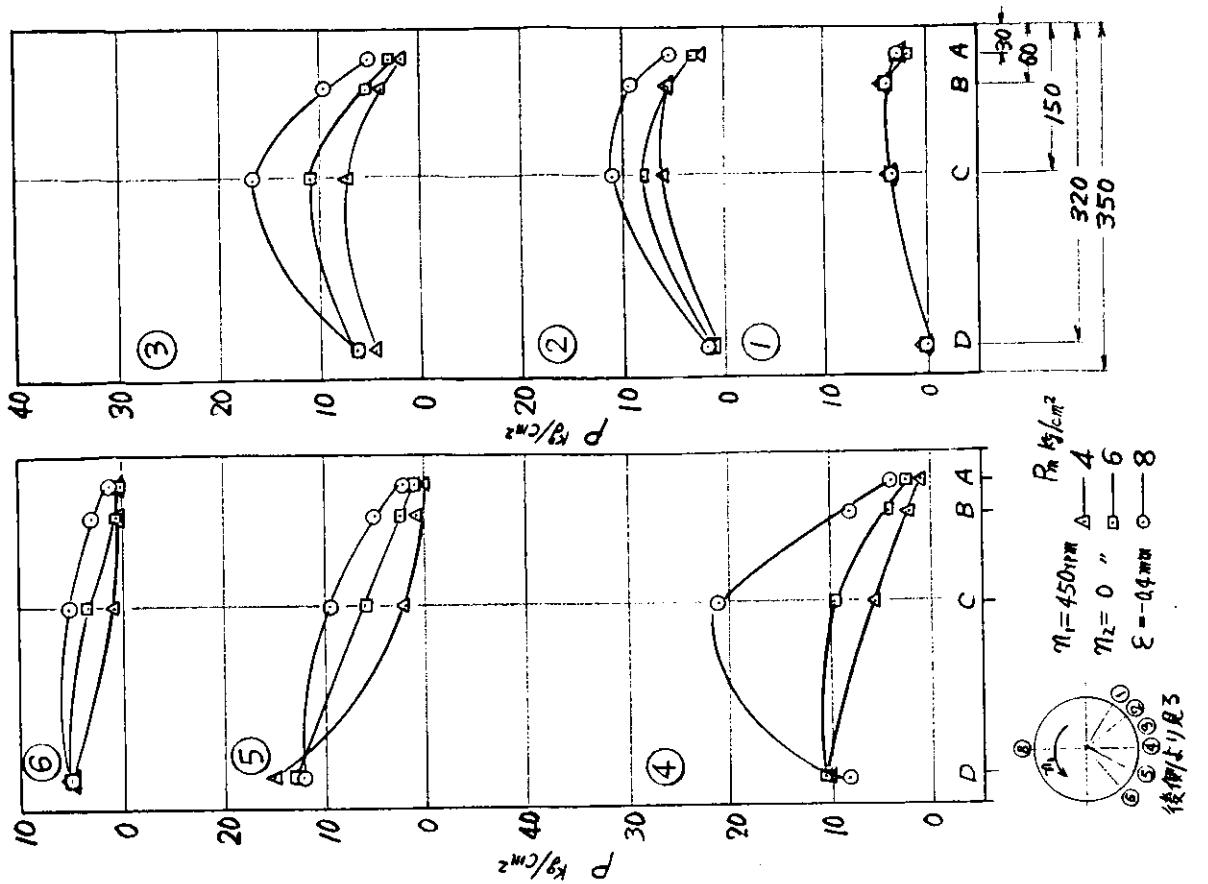


図 1.49 軸方向の油膜圧力分布 $\ell=350$ の 21

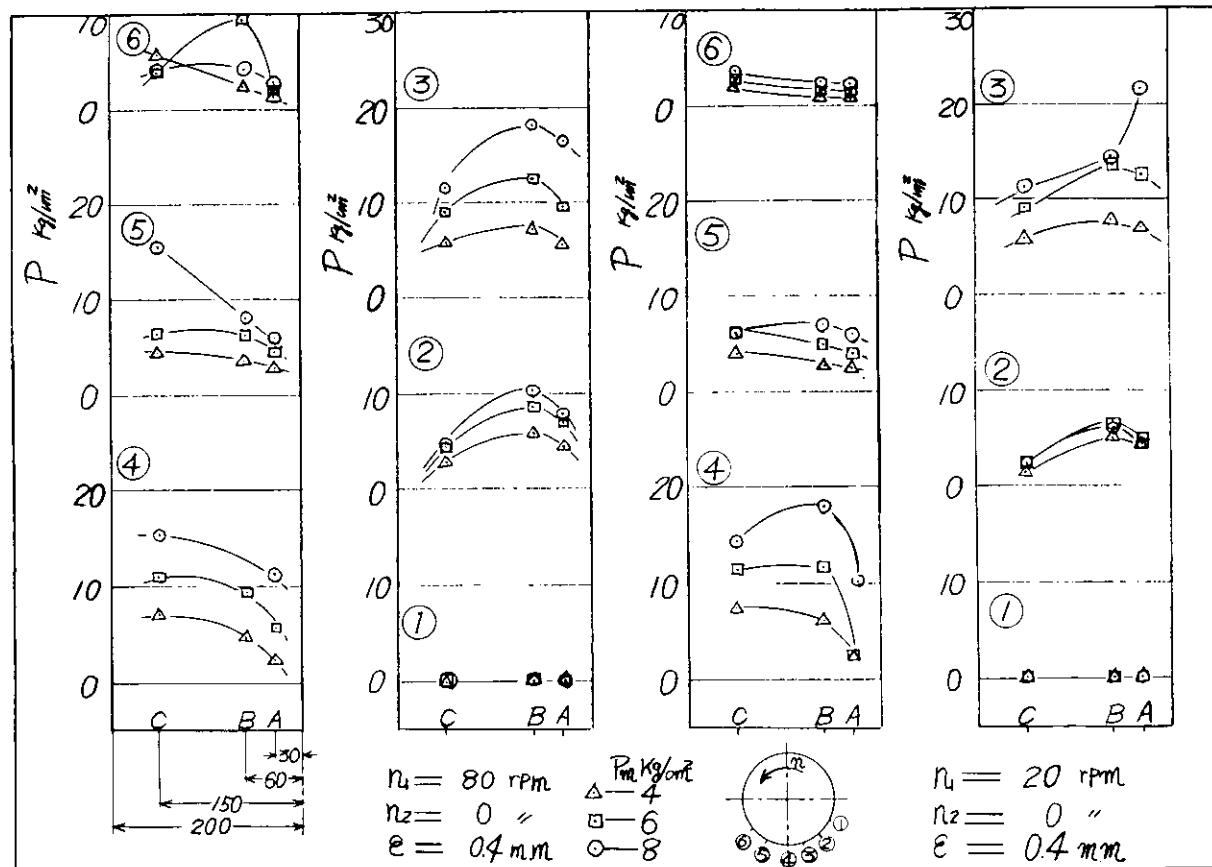


図 1.50 軸方向の油膜圧力分布 $\ell=200$ の 1

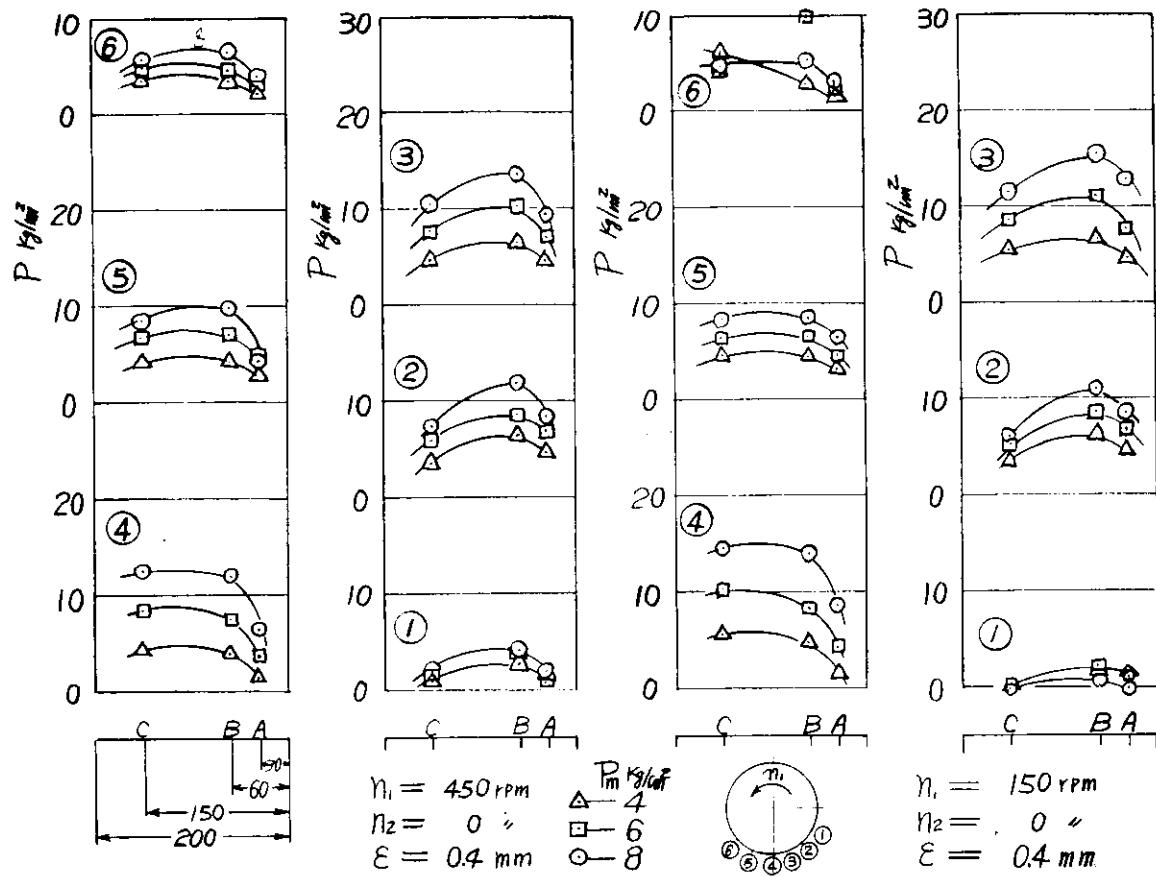


図 1.5.1 軸方向の油膜圧力分布 $\ell = 200.2$

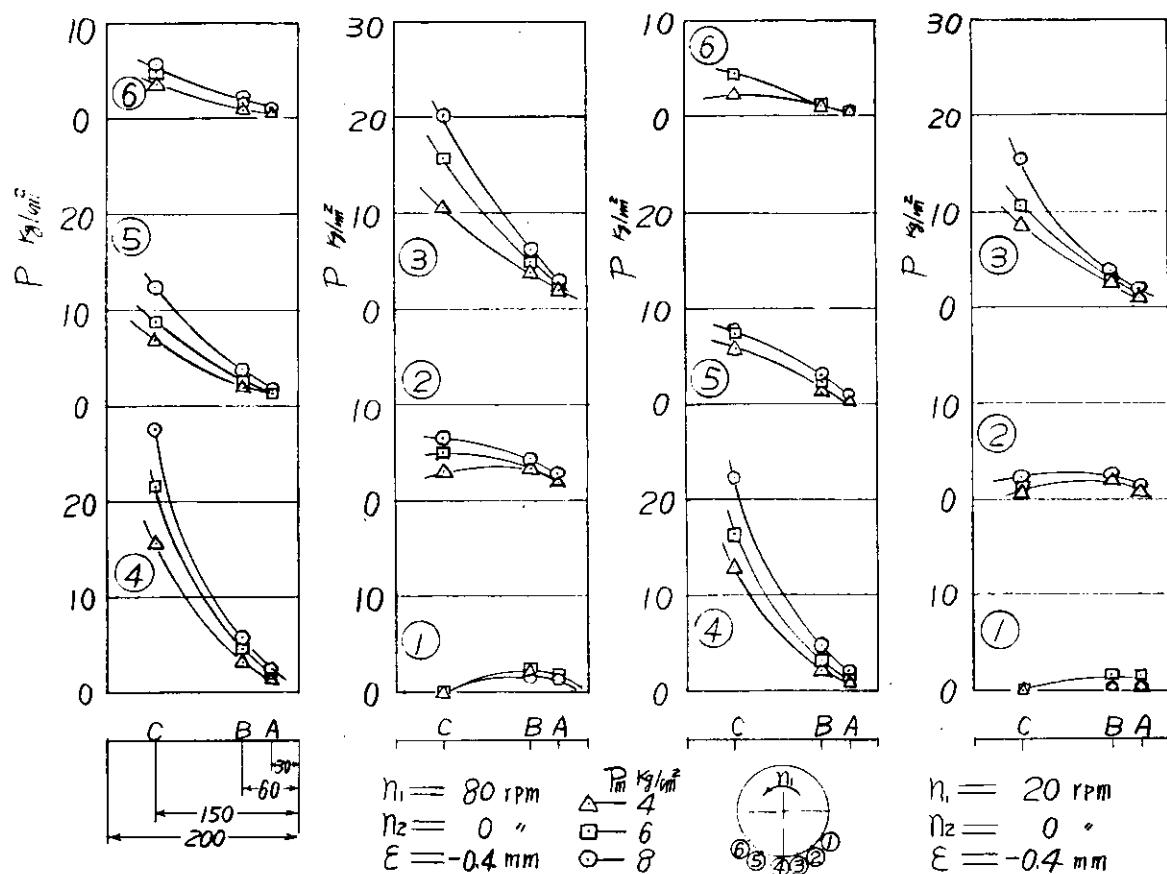


図 1.5.2 軸方向の油膜圧力分布 $\ell = 200.3$

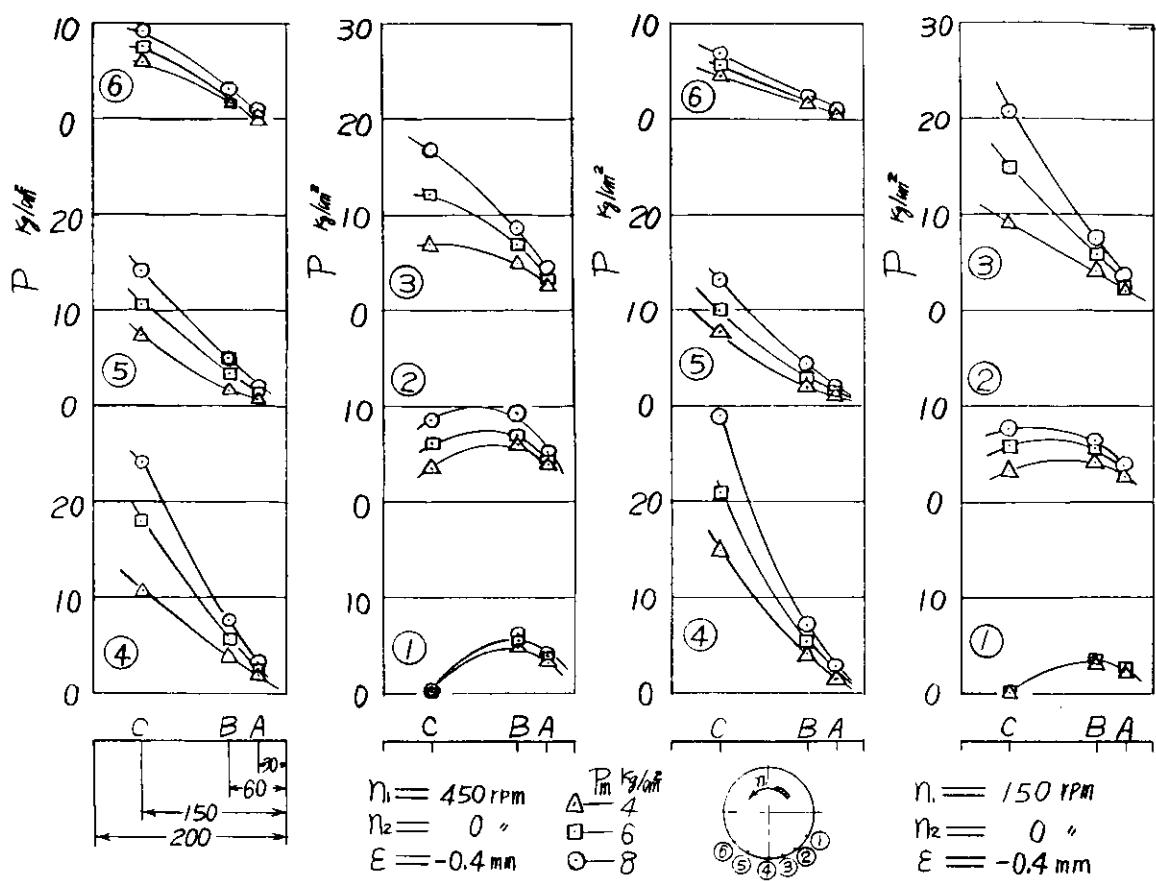


図 1.5.3 軸方向の油膜圧力分布 $\ell = 200.04$

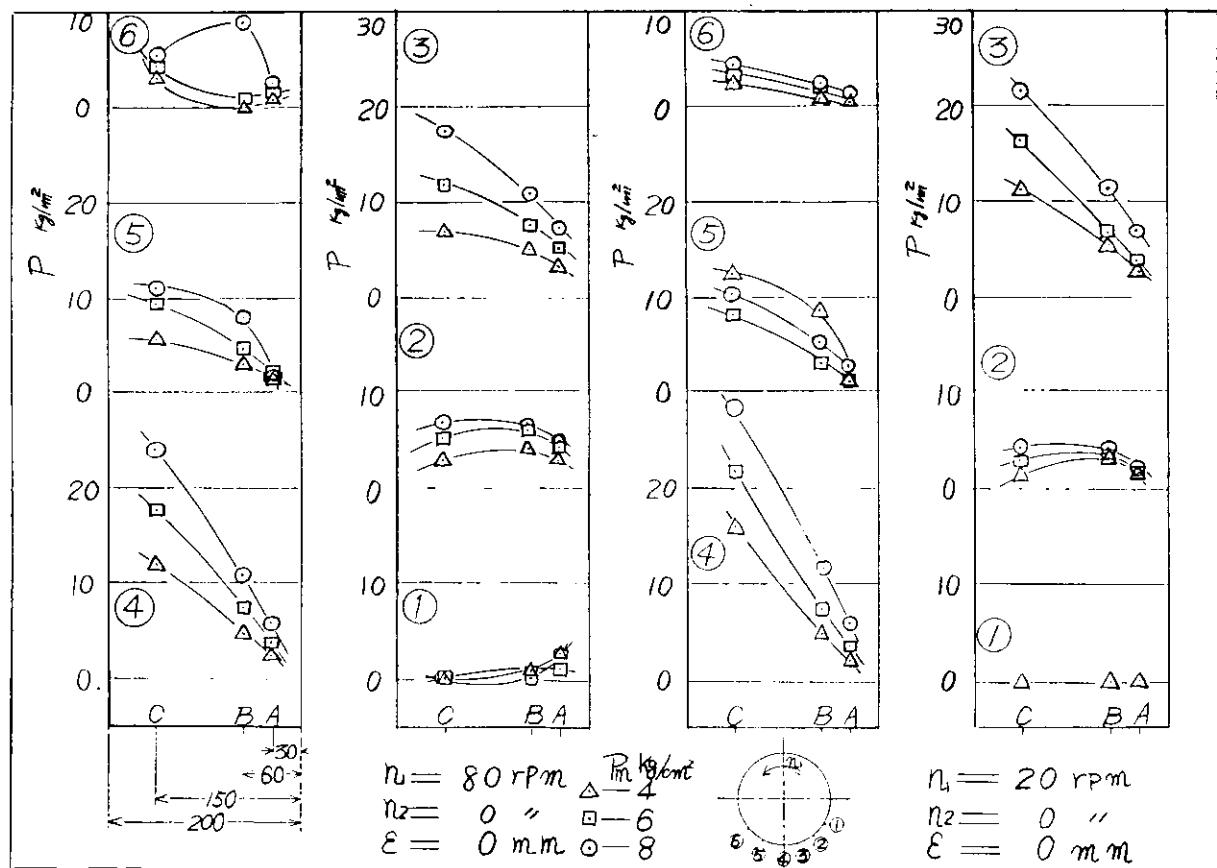


図 1.5.4 軸方向の油膜圧力分布 $\ell = 200.05$

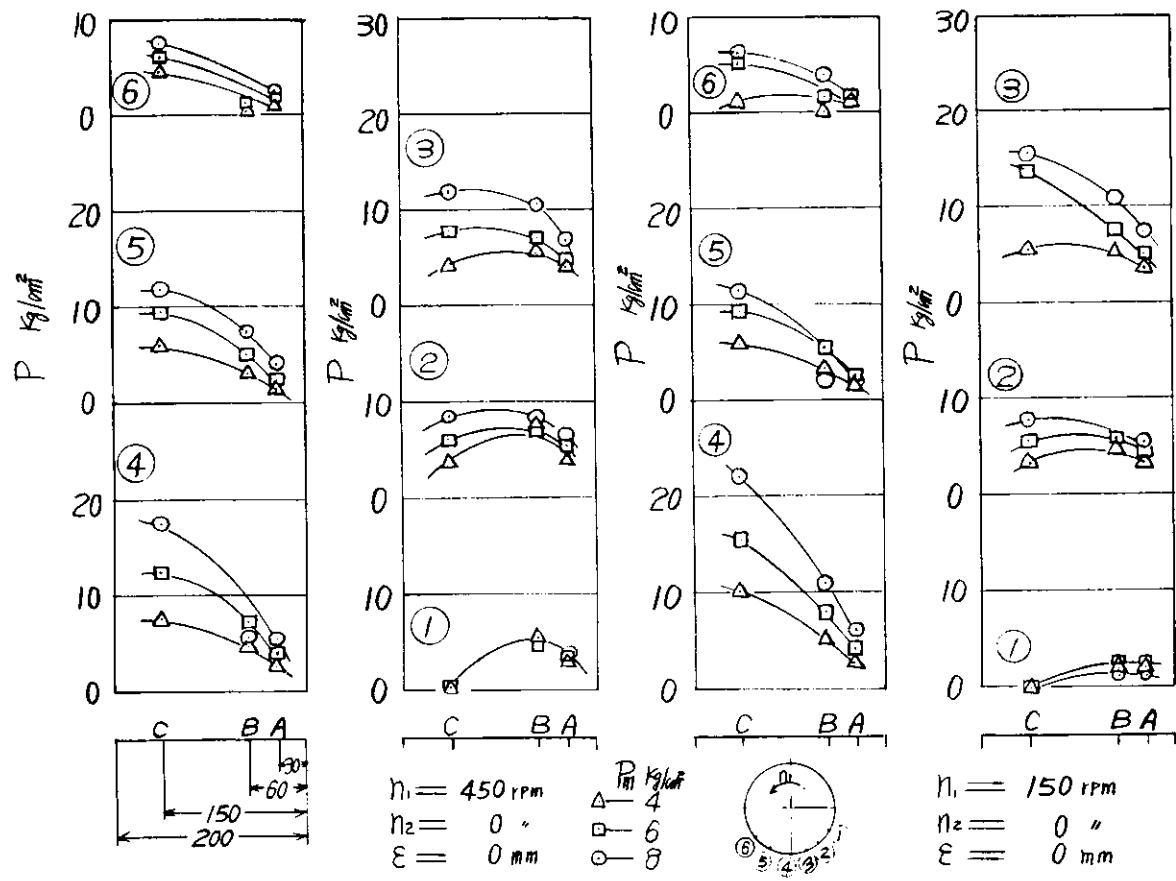


図 1.5.5 軸方向の油膜圧力分布 $\ell = 200$ の 6

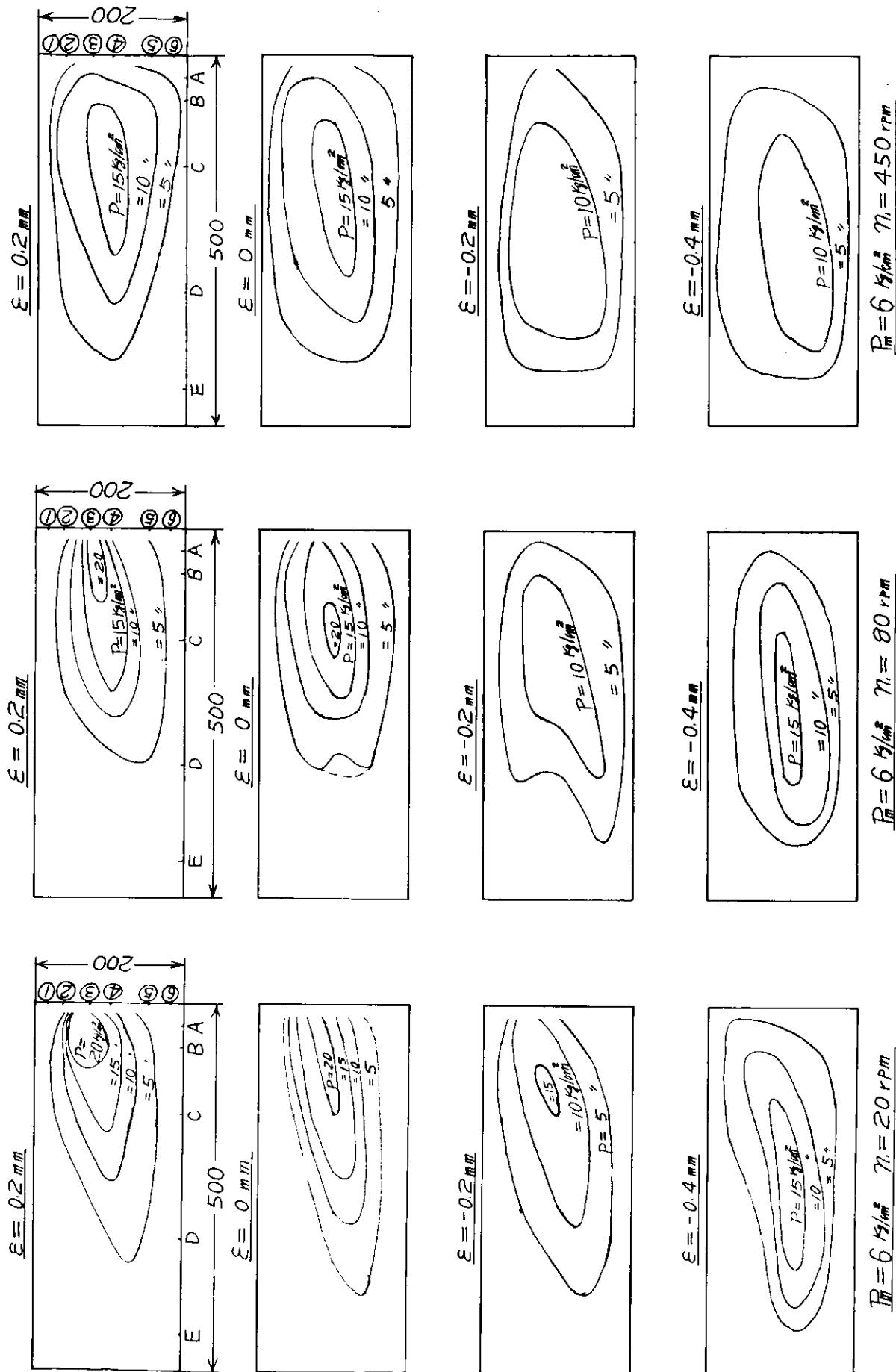


図 1.56 油膜圧力の等高線 $\ell=500$ の 1

図 1.57 油膜圧力の等高線 $\ell=500$ の 2

図 1.58 油膜圧力の等高線 $\ell=500$ の 3

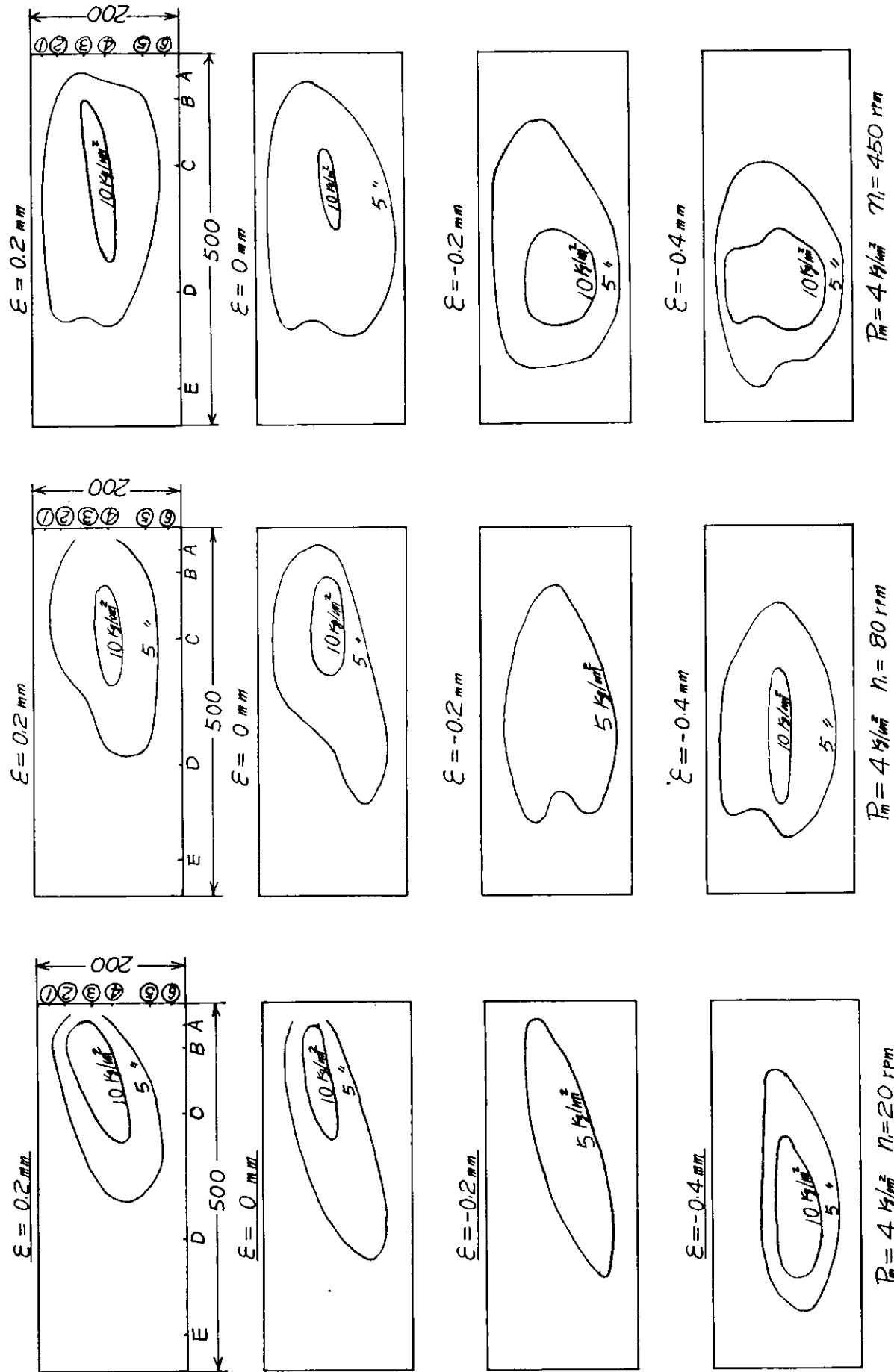


図 1.5.9 油膜圧力の等高線 $\ell = 500 \text{ の } 4$

図 1.6.0 油膜圧力の等高線 $\ell = 500 \text{ の } 5$

図 1.6.1 油膜圧力の等高線 $\ell = 500 \text{ の } 6$

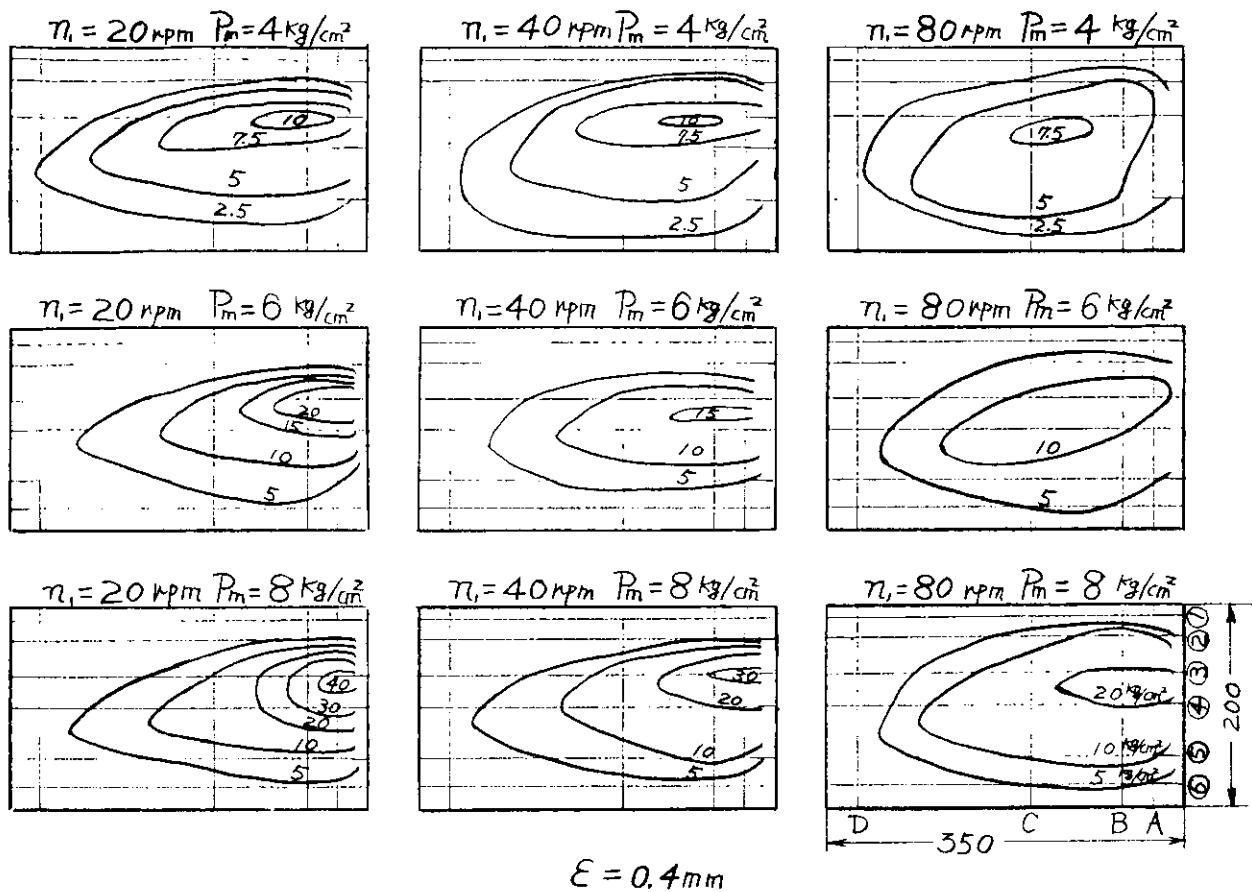


図1.6.2 油膜圧力の等高線 $\ell=350$ の1

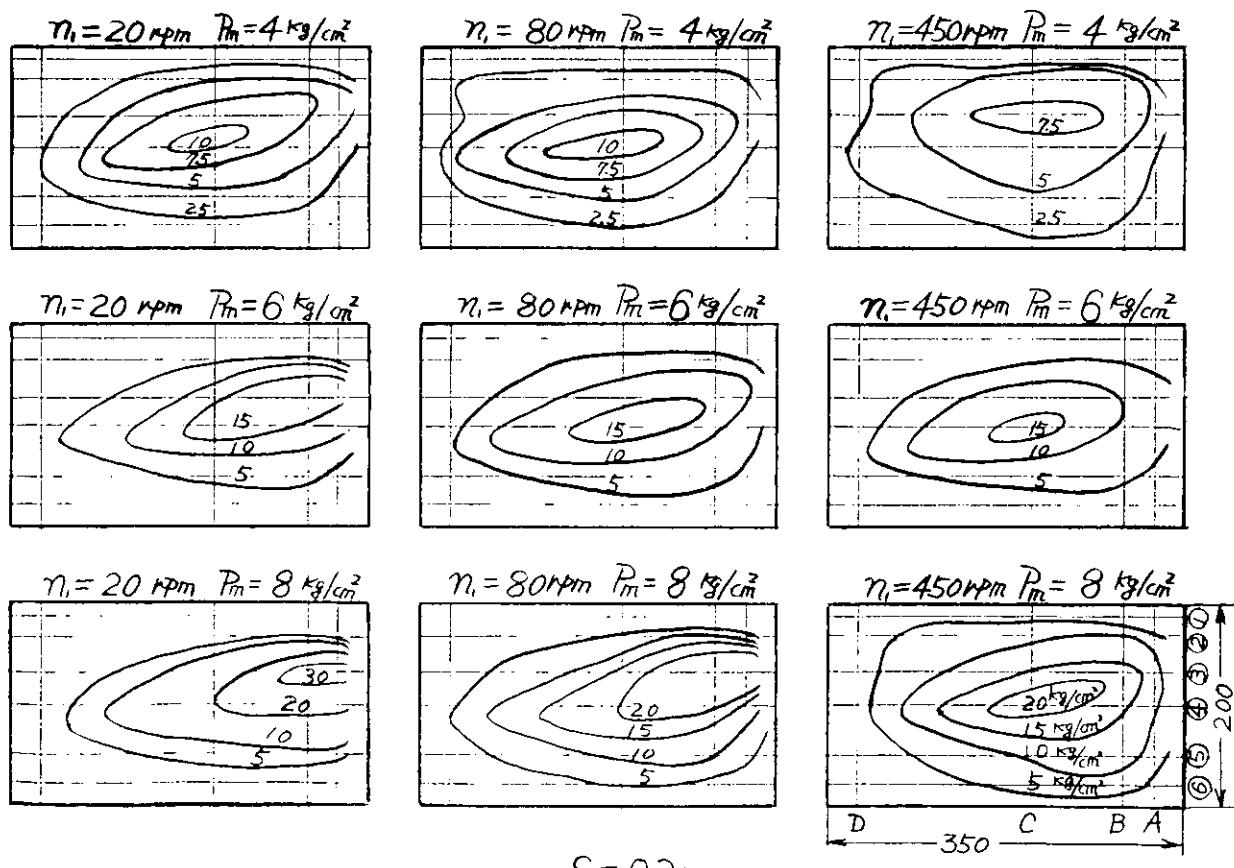


図1.6.3 油膜圧力の等高線 $\ell=350$ の2

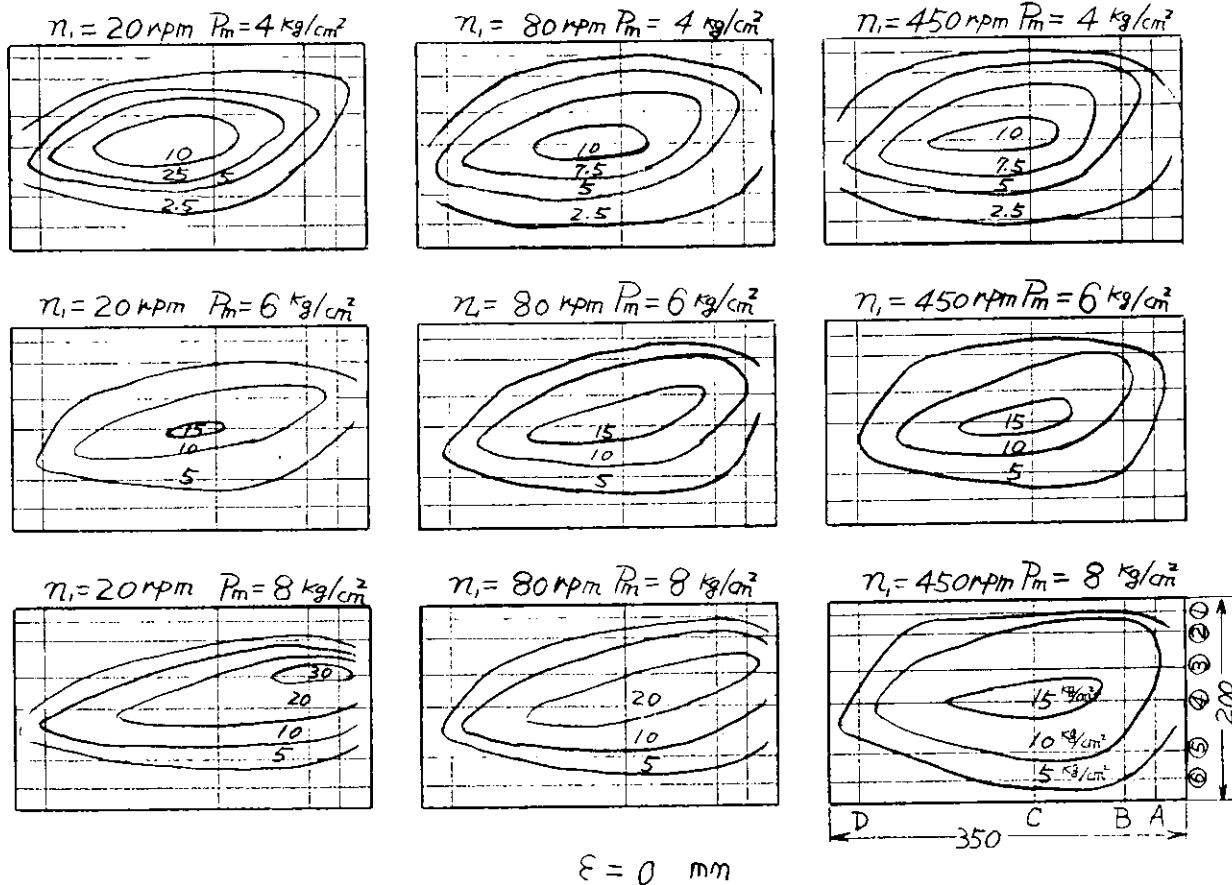


図 1.6.4 油膜圧力の等高線 $l=350$ の 3

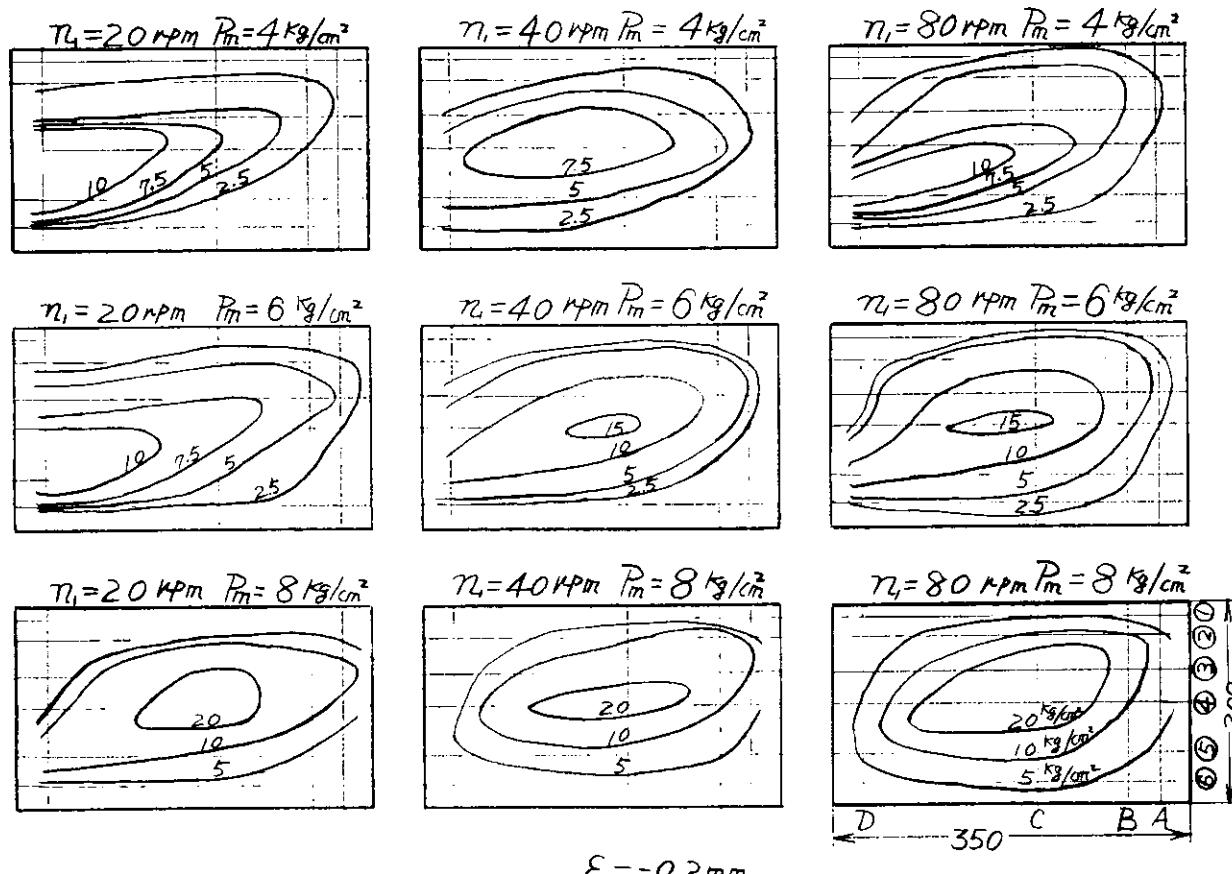


図 1.6.5 油膜圧力の等高線 $l=350$ の 4

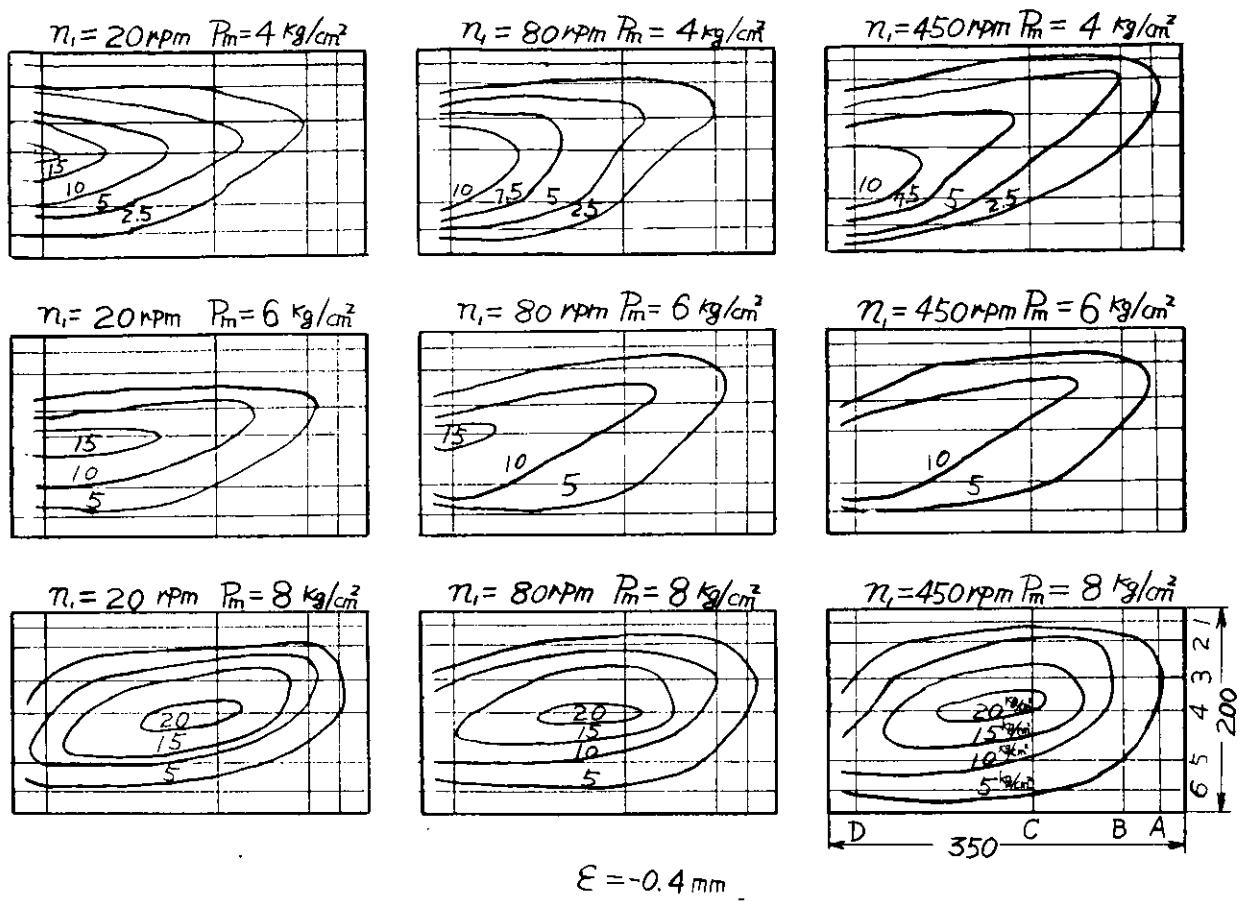


図 1.66 油膜圧力の等高線 $\ell=350$ の 5

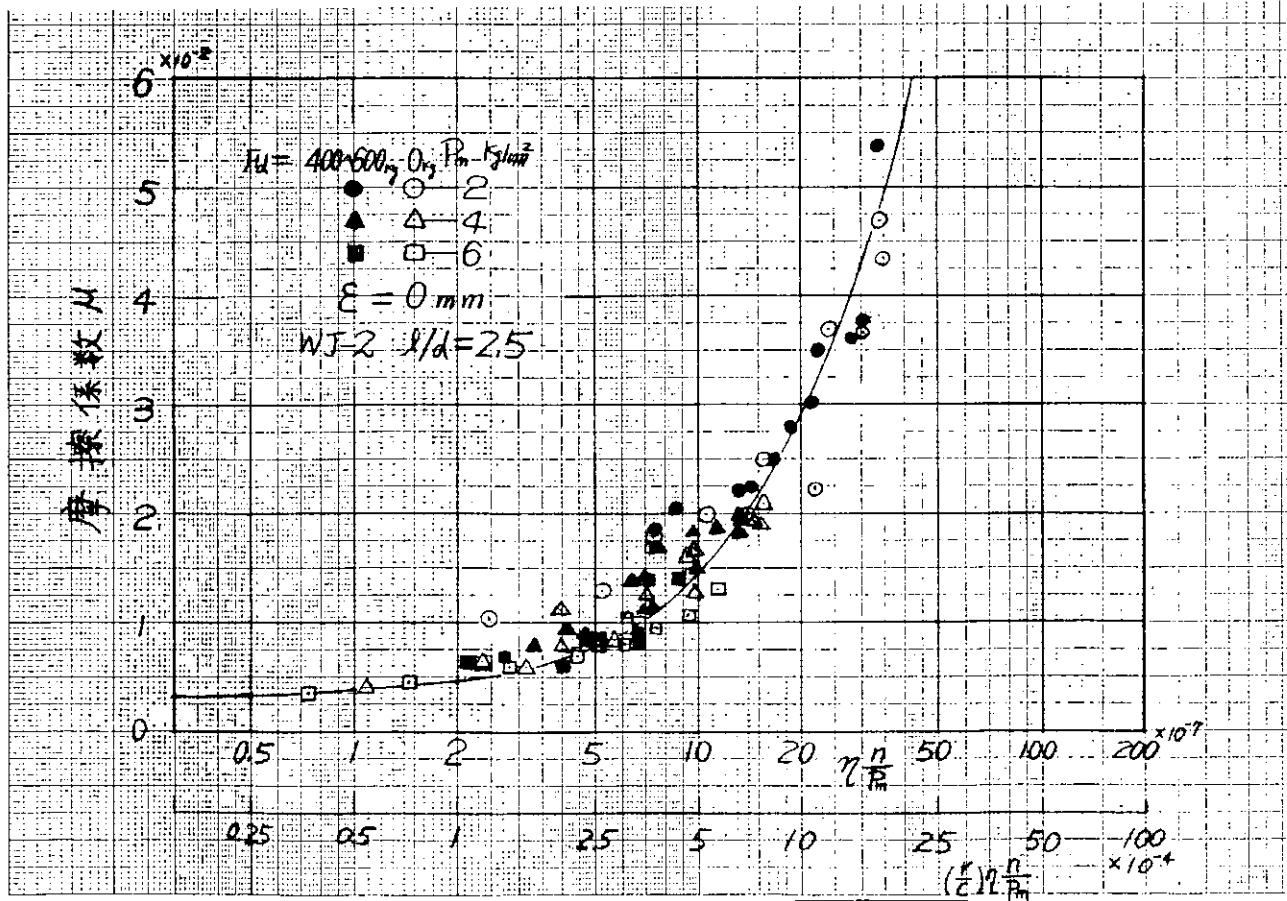


図 1.67 摩擦係数 $\ell=500$

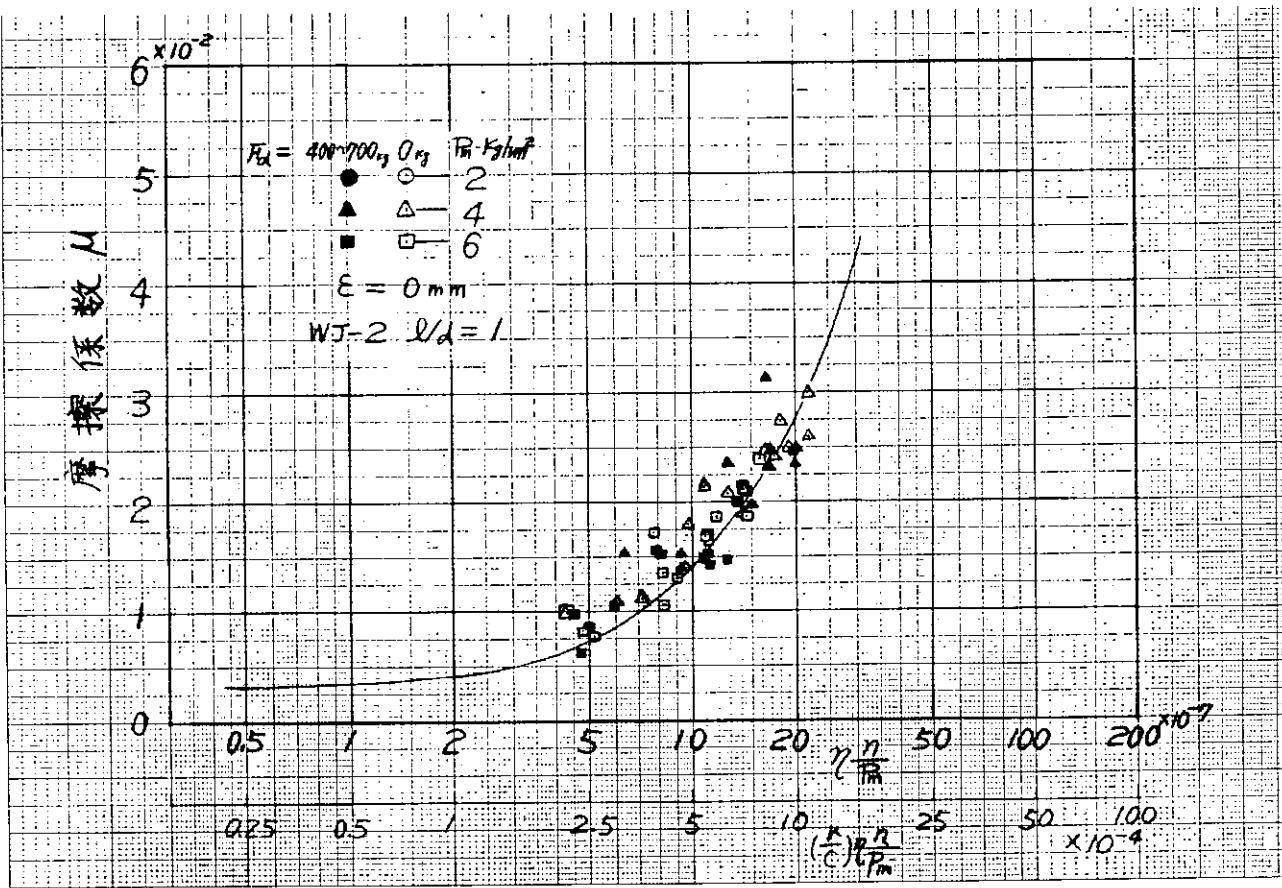
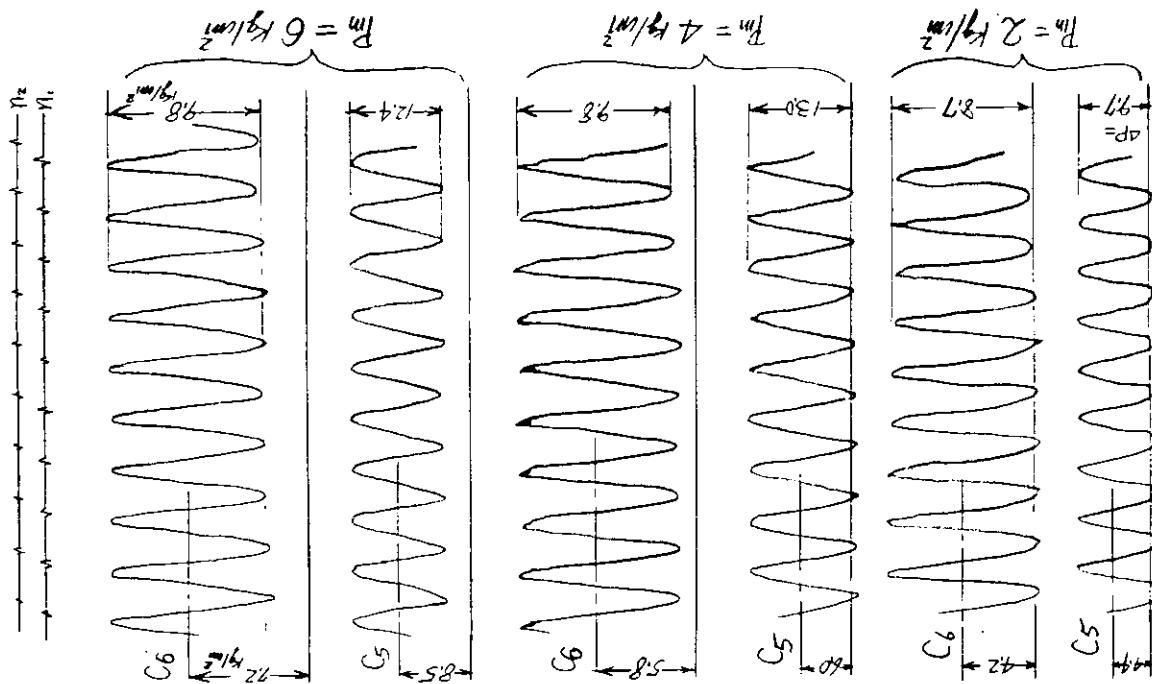


図 1.6.8 摩擦係数 $\ell=200$



$\ell=200, n_1=n_2=600\text{ rpm}, F_d=692\text{N}$, 第1.3章図 1.3.7 参照

図 1.6.9 油膜圧力変動状態

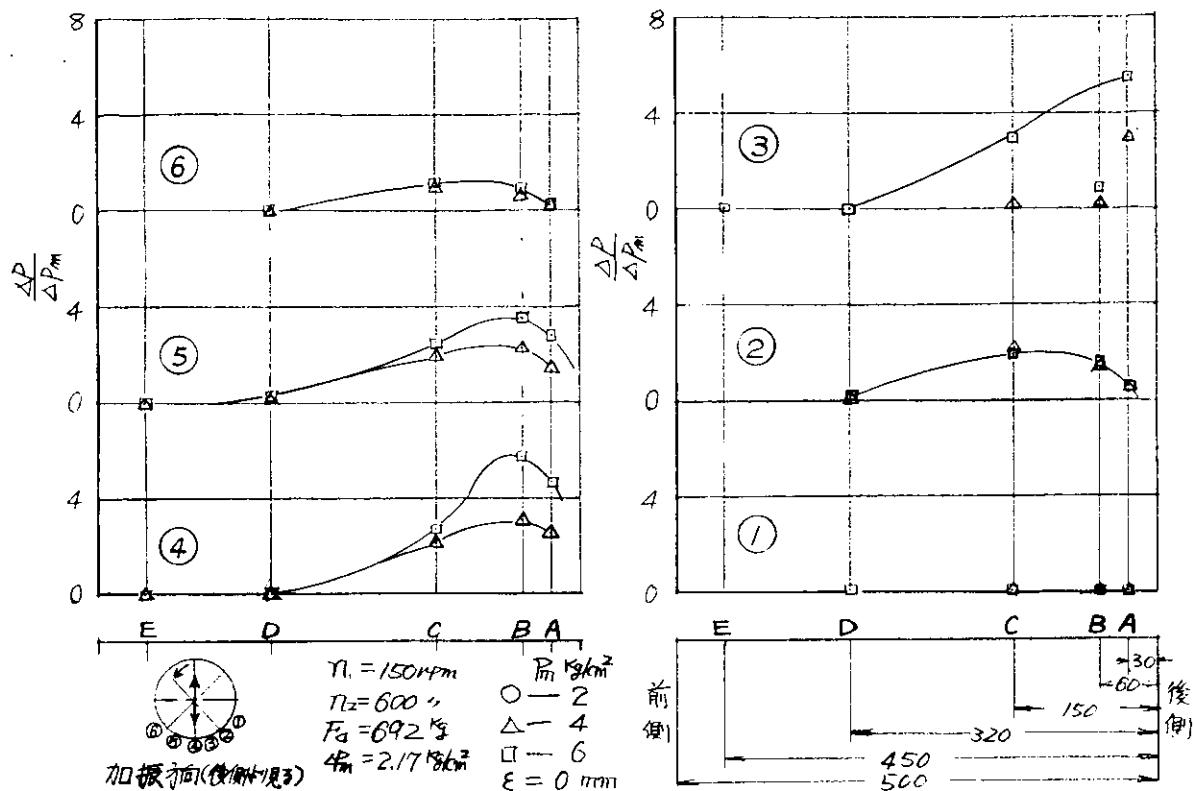


図 1.70 軸方向の油膜圧力変動分布 $\ell=500.1$

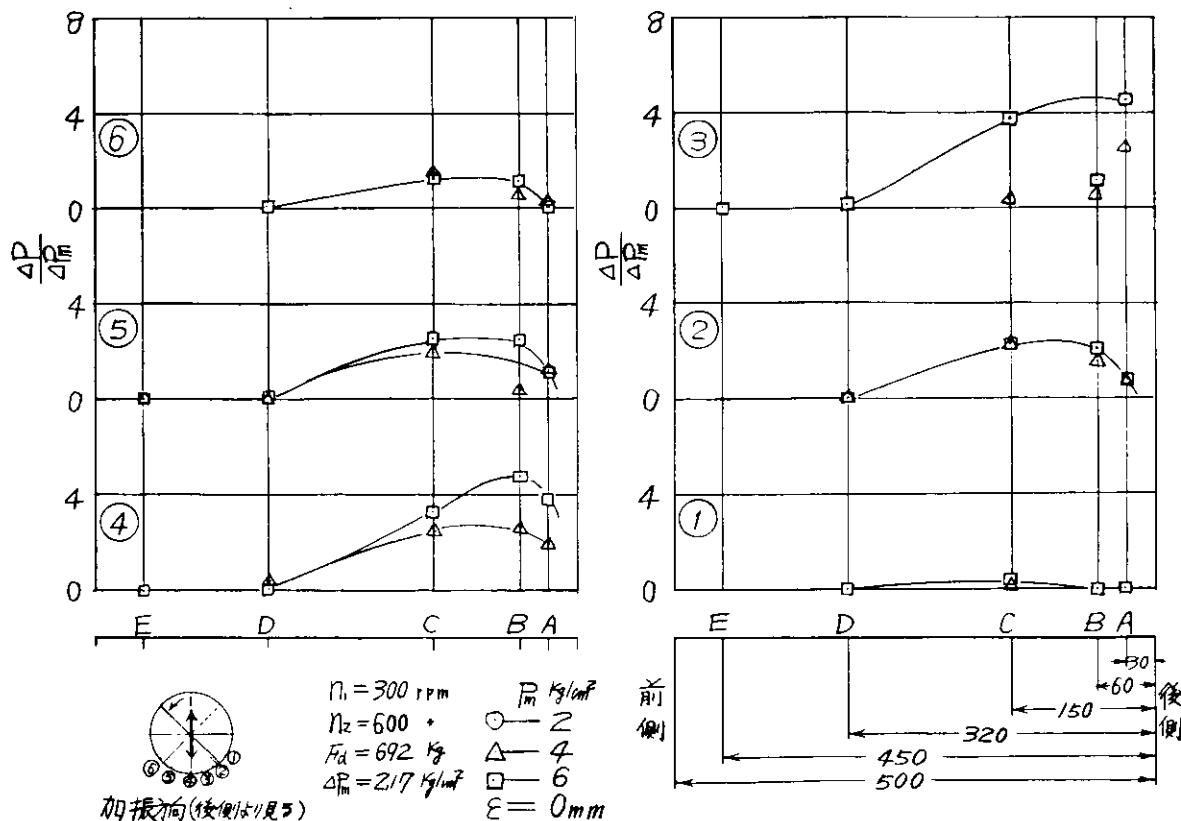


図 1.71 軸方向の油膜圧力変動分布 $\ell=500.2$

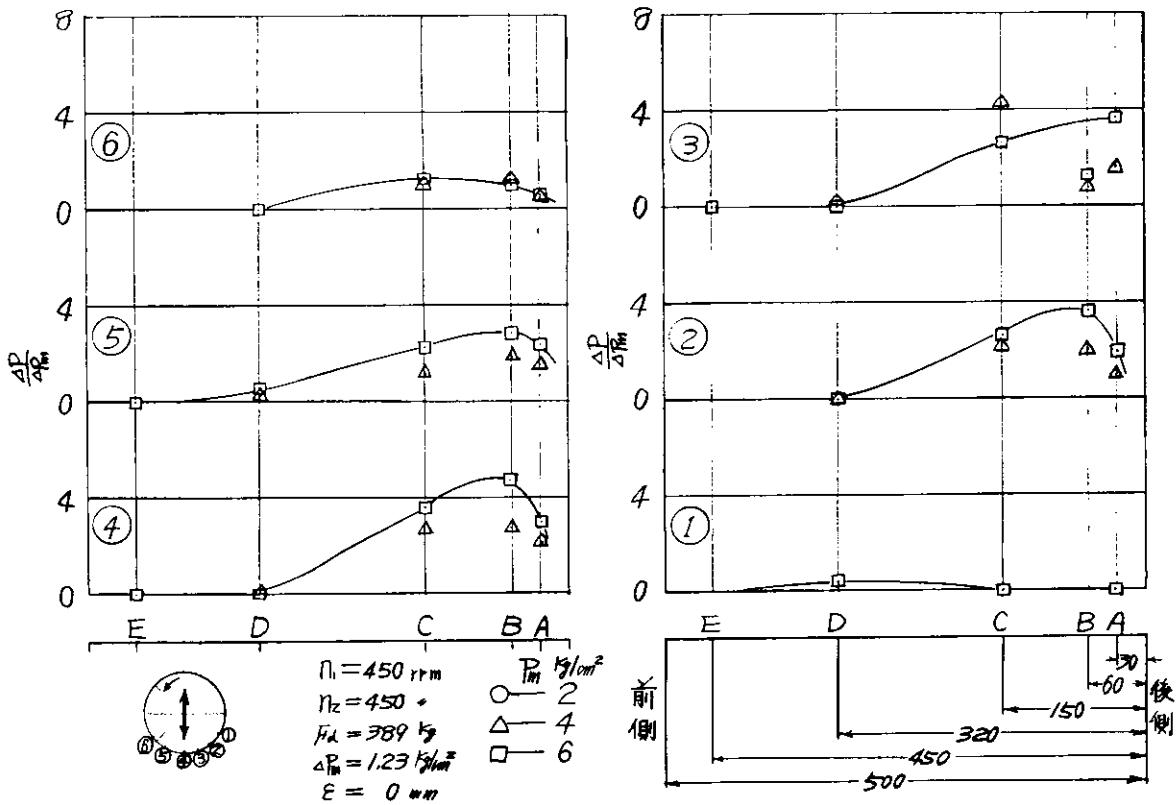


図 1.7.2 軸方向の油膜圧力変動分布 $\ell=500\text{mm}$

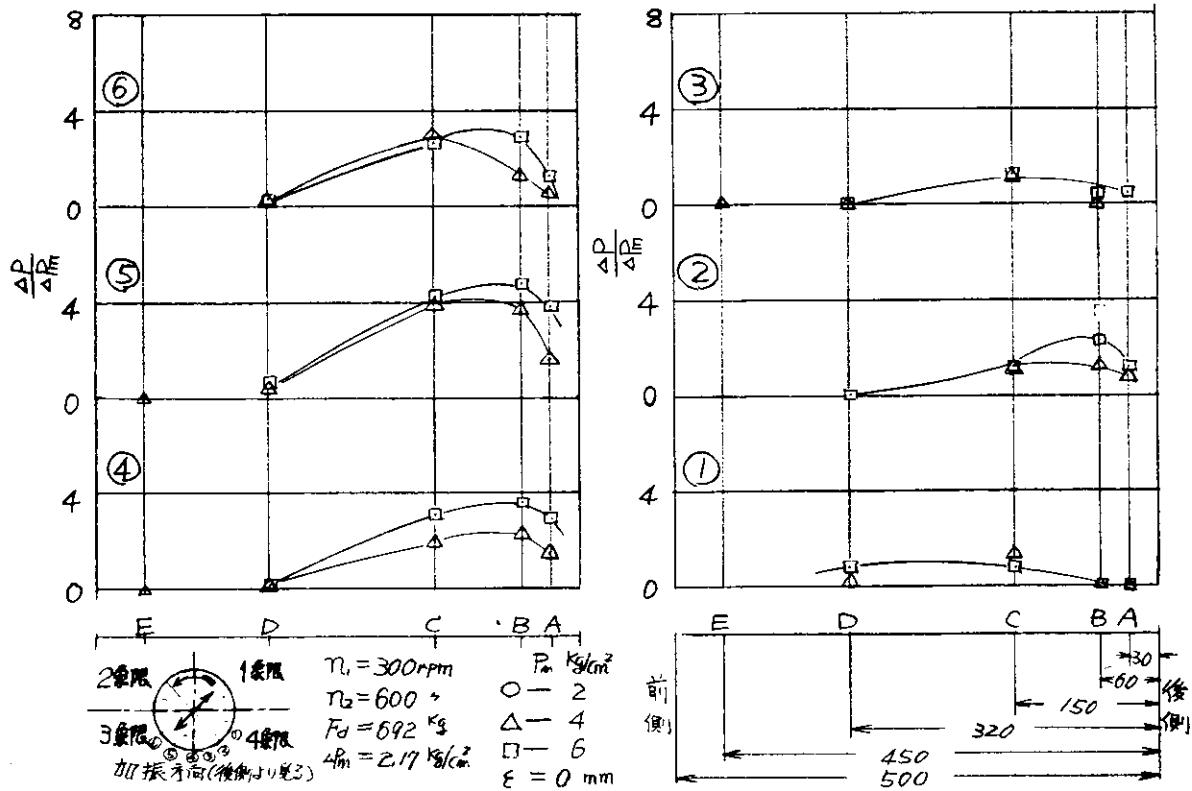


図 1.7.3 軸方向の油膜圧力変動分布 $\ell=500\text{mm}$

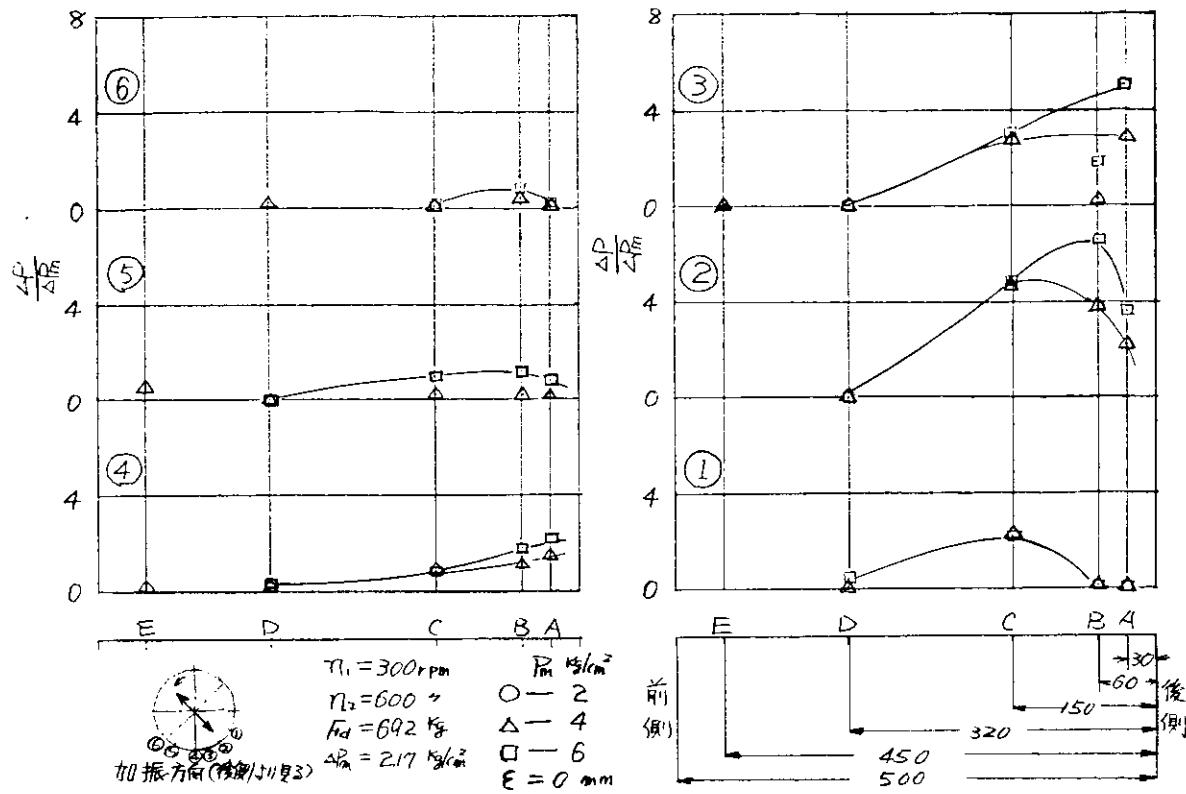


図 1.7.4 軸方向の油膜圧力変動分布 $\ell=500\phi 5$

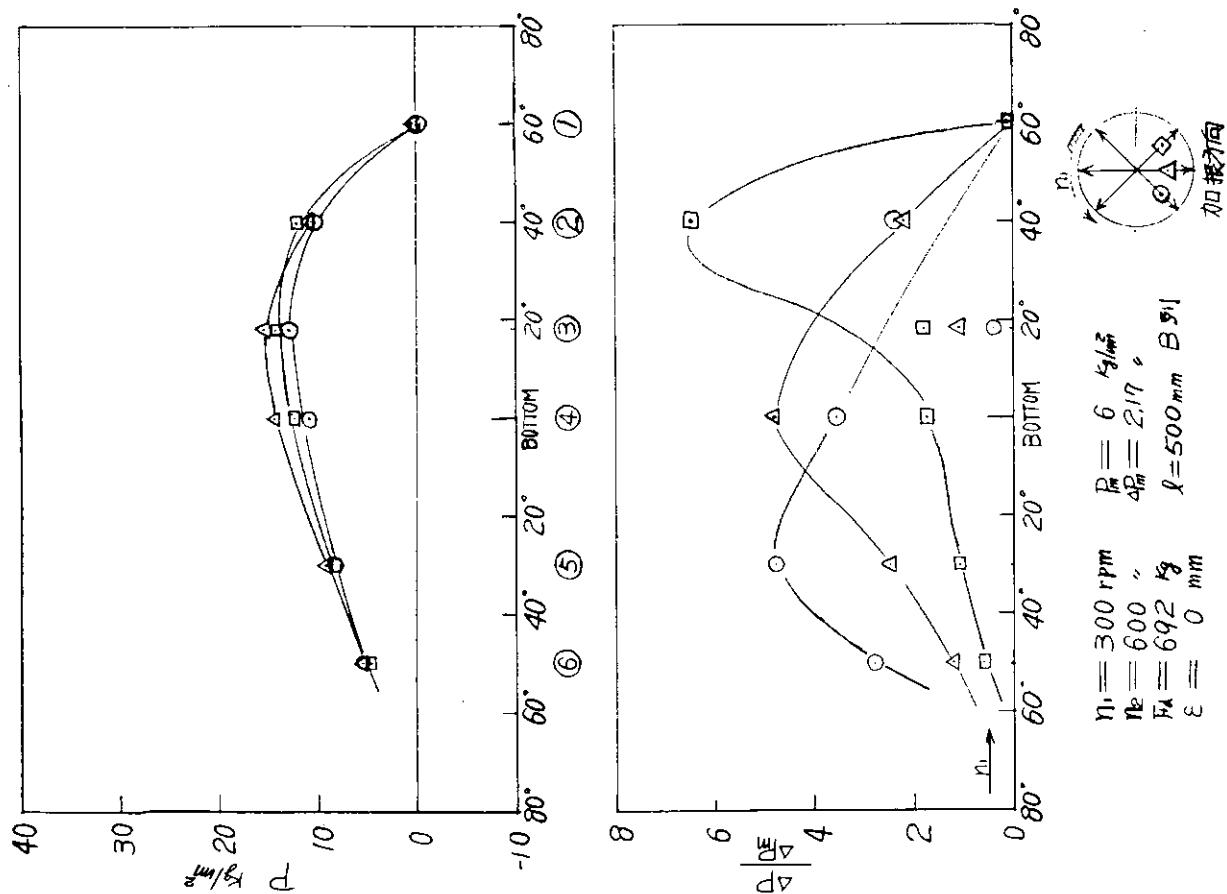


図 1.7.5 軸方向の油膜圧力変動分布 $\ell=500\phi 6$

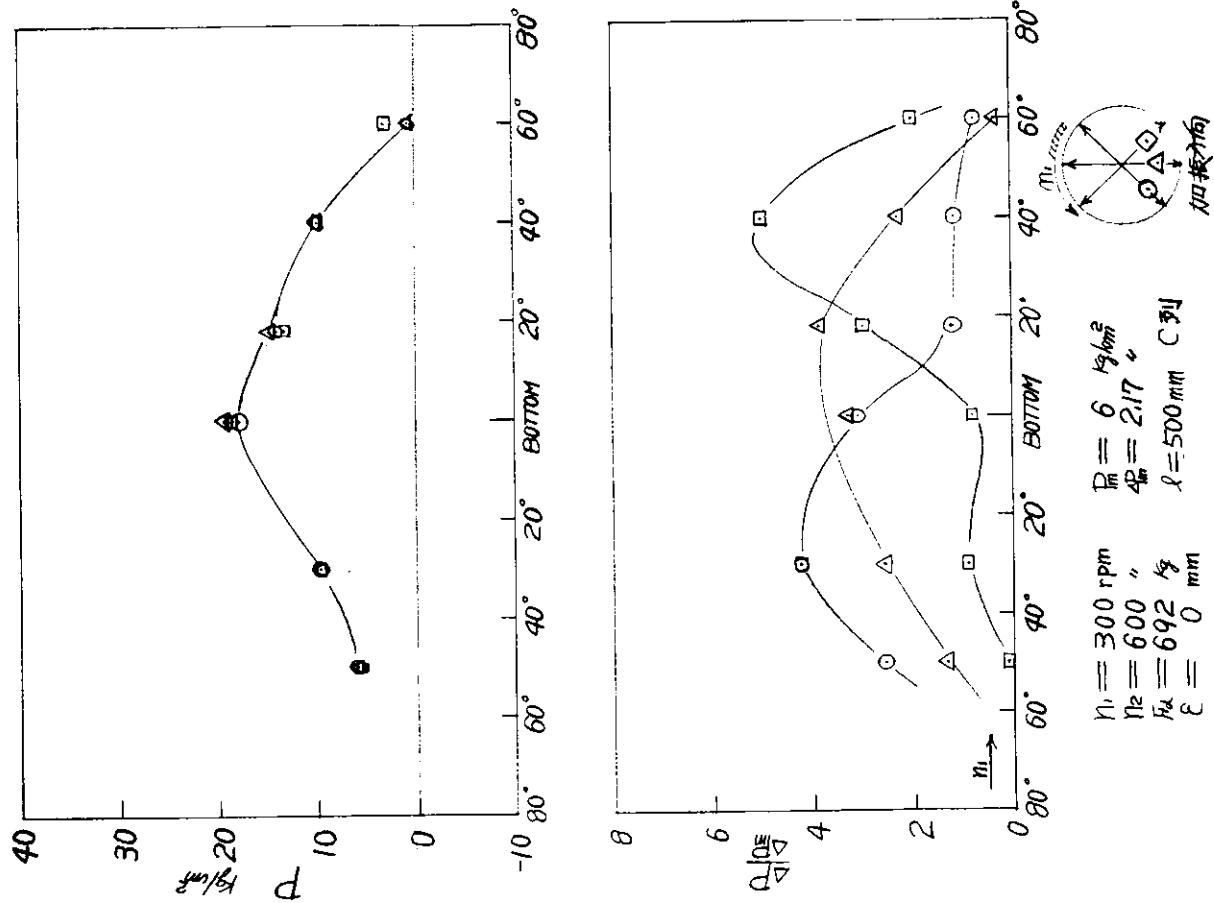


図 1.76 円周方向の油膜圧力変動分布 $\ell=500\text{mm}$

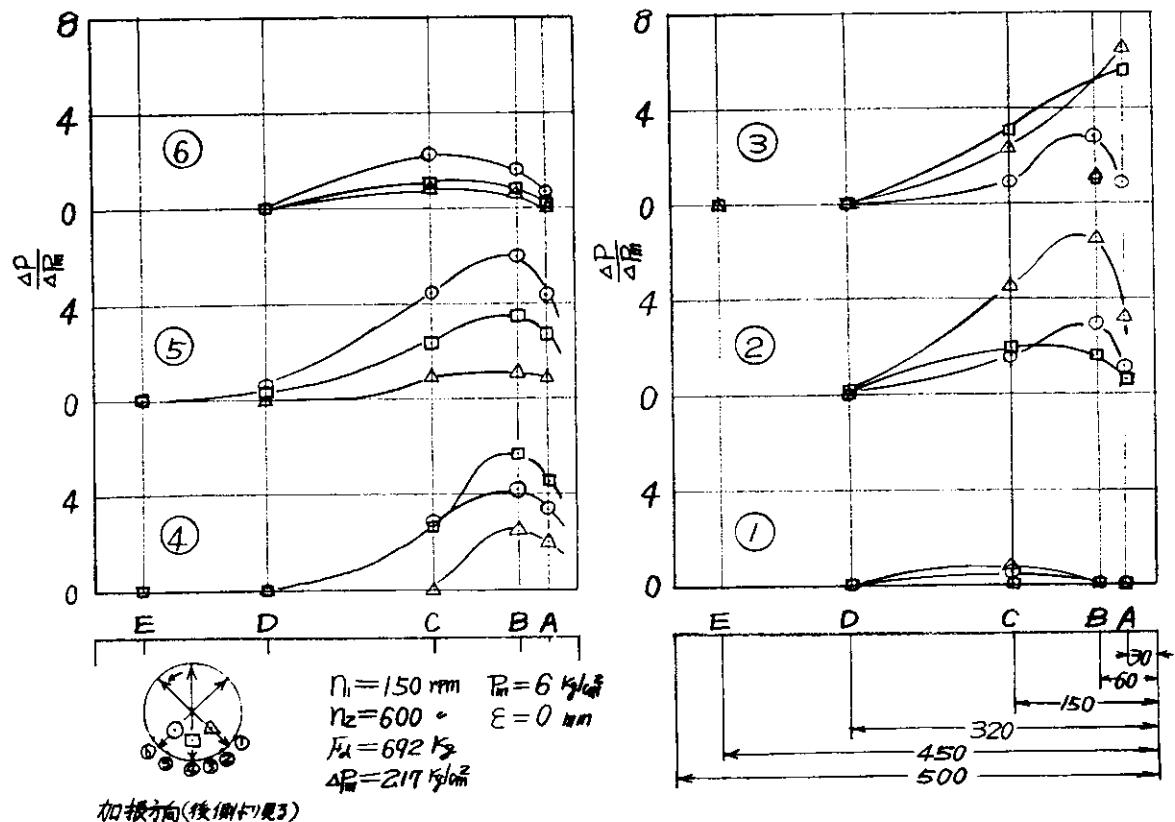


図 1.77 軸方向の油膜圧力変動分布 $\ell=500\text{mm}$

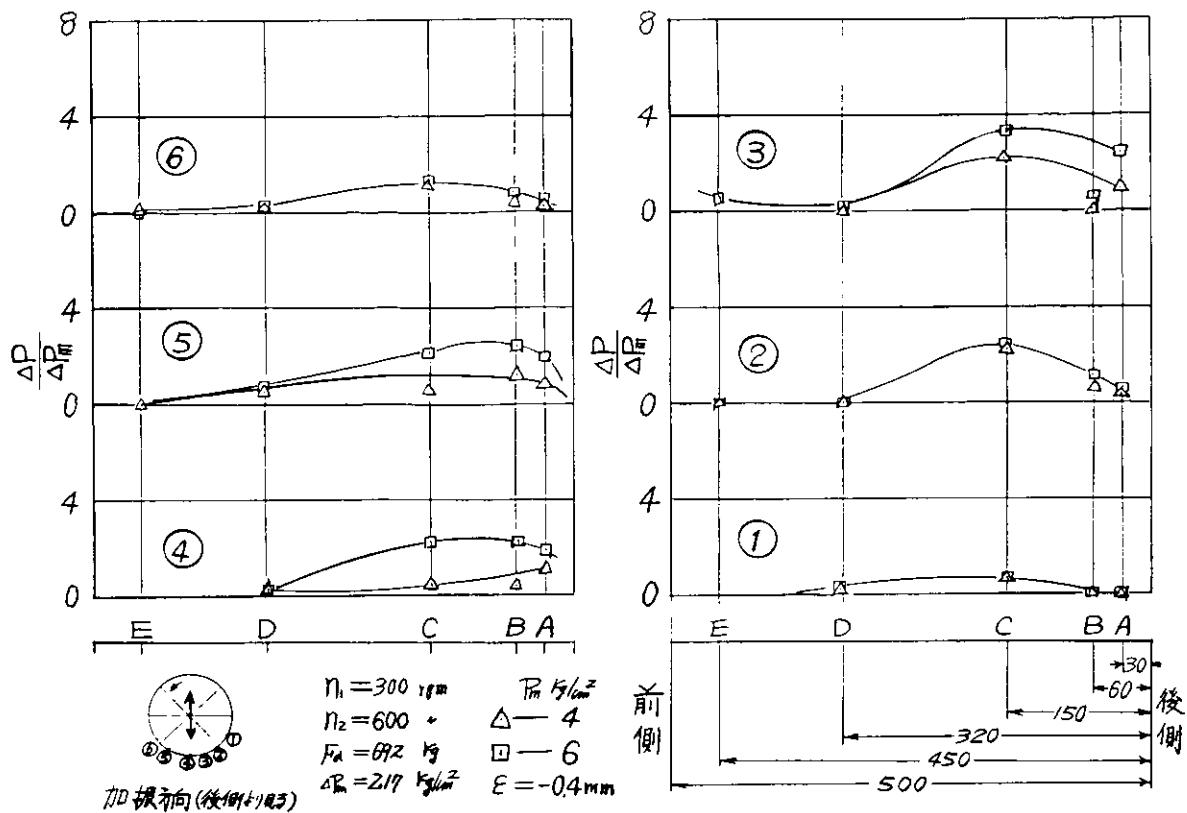


図 1.78 軸方向の油膜圧力変動分布 $\ell=500\phi9$

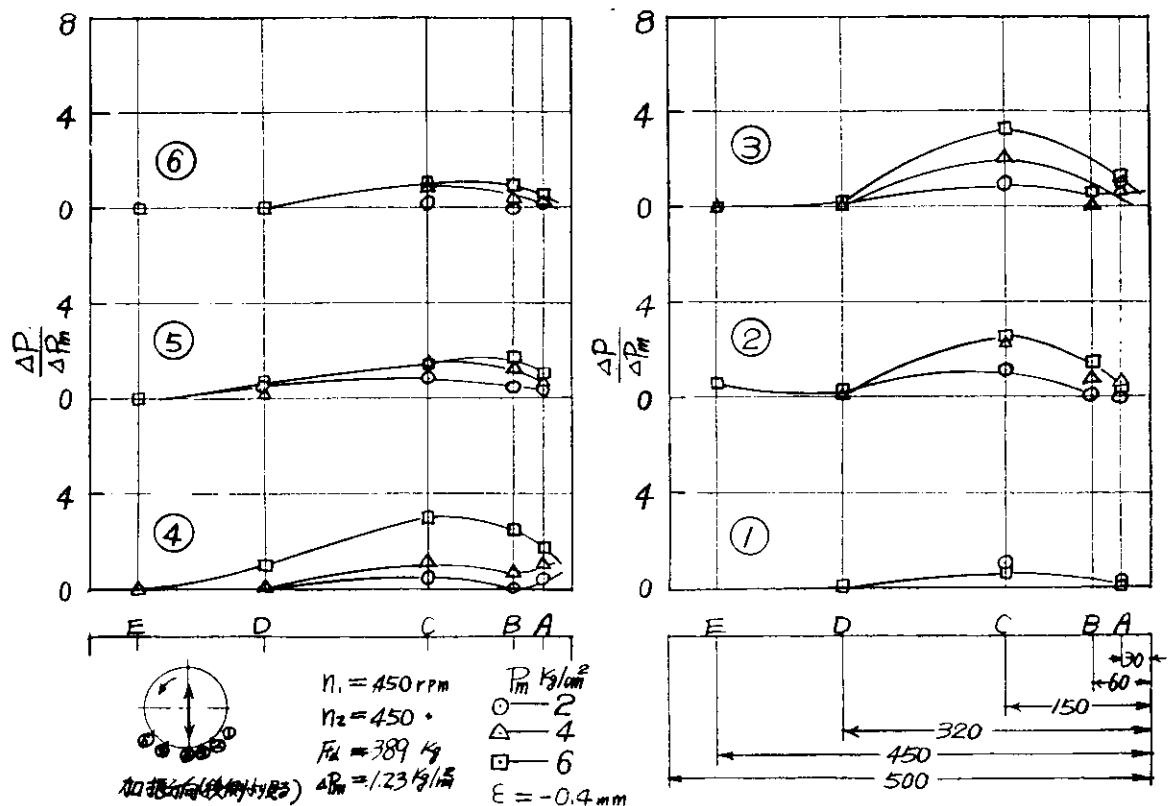


図 1.79 軸方向の油膜圧力変動分布 $\ell=500\phi10$

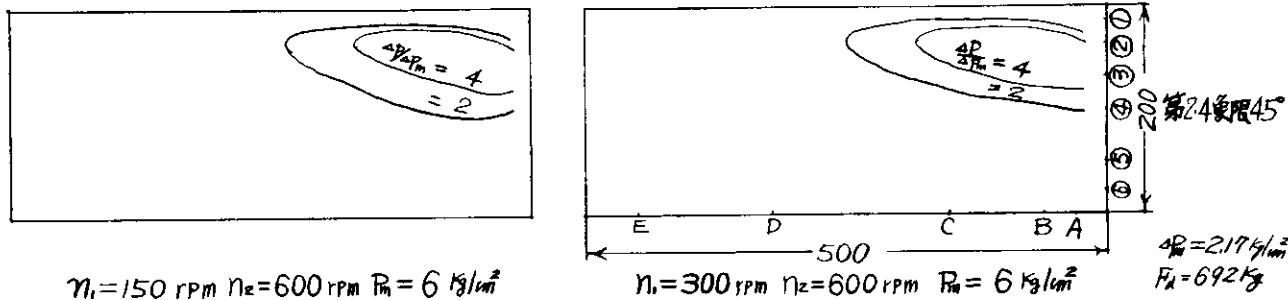
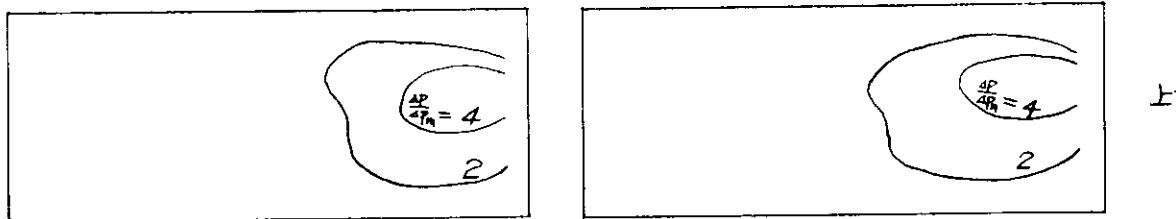
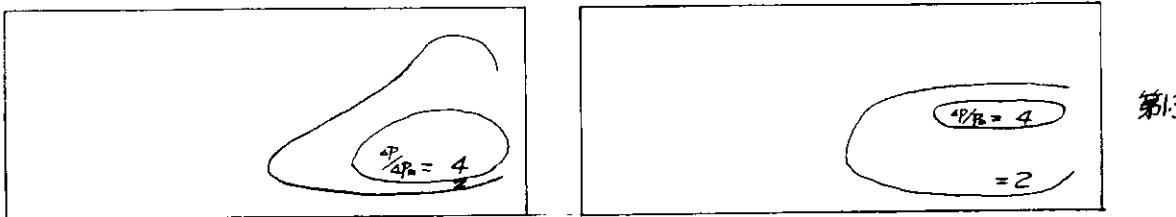


図 1.8.0 油膜圧力変動分布 $\ell = 500 \odot 11$

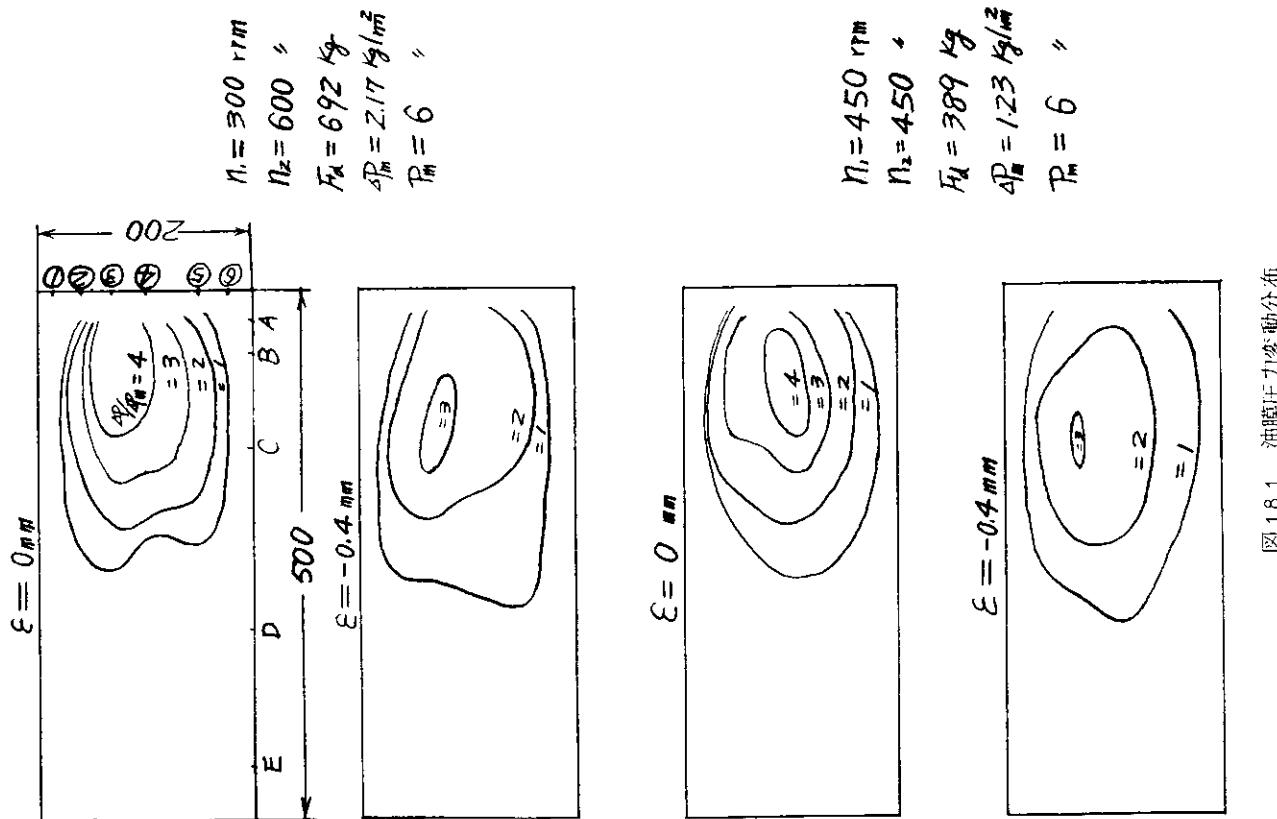


図 1.8.1 油膜圧力変動分布

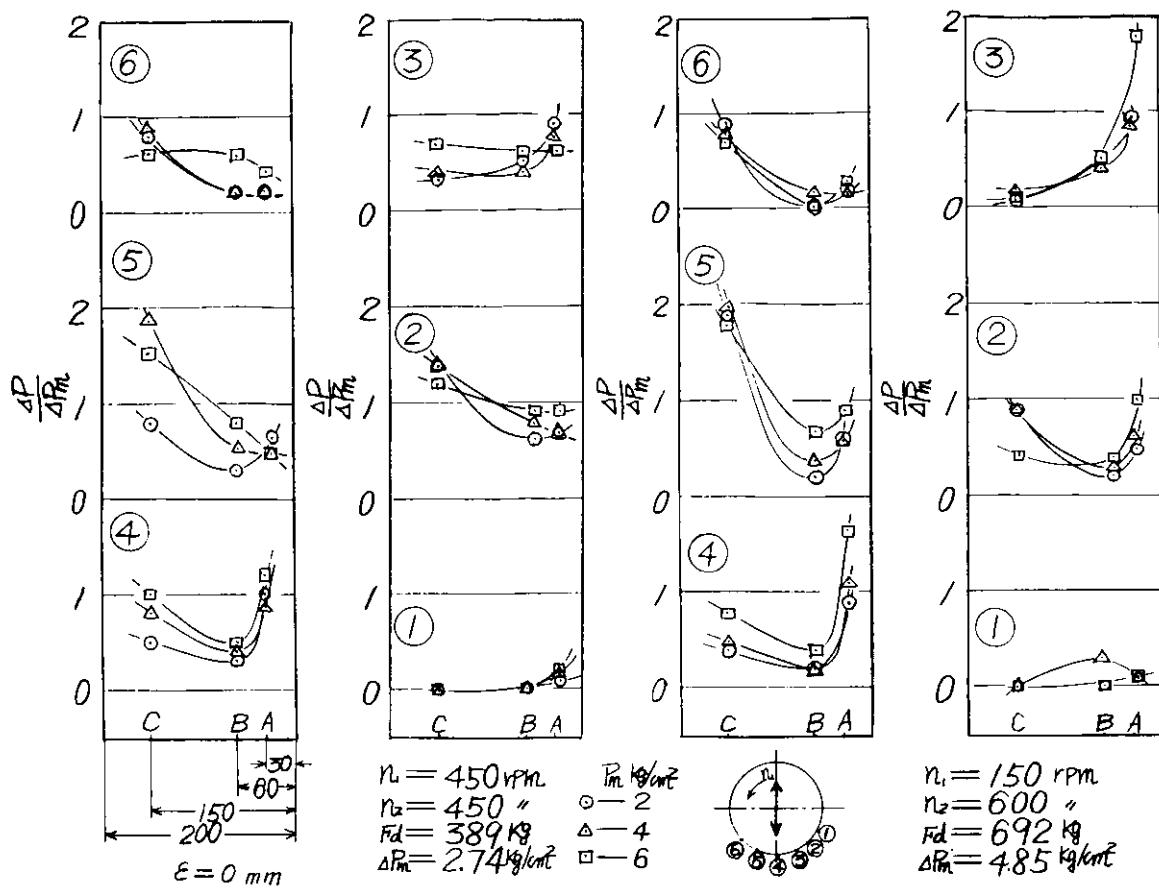


図 1.8.2 軸方向の油膜圧力変動分布 $\ell = 200 \circ 1$

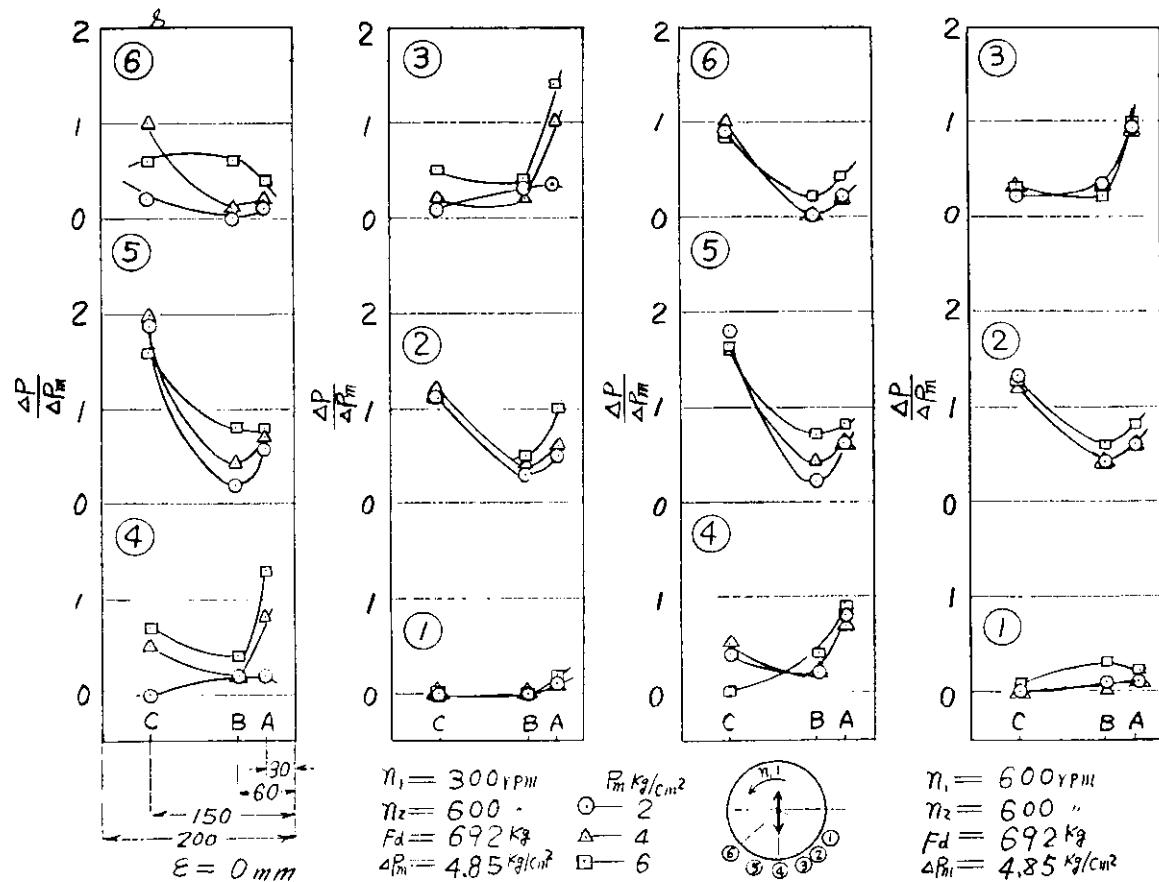


図 1.8.3 軸方向の油膜圧力変動分布 $\ell = 200 \circ 2$

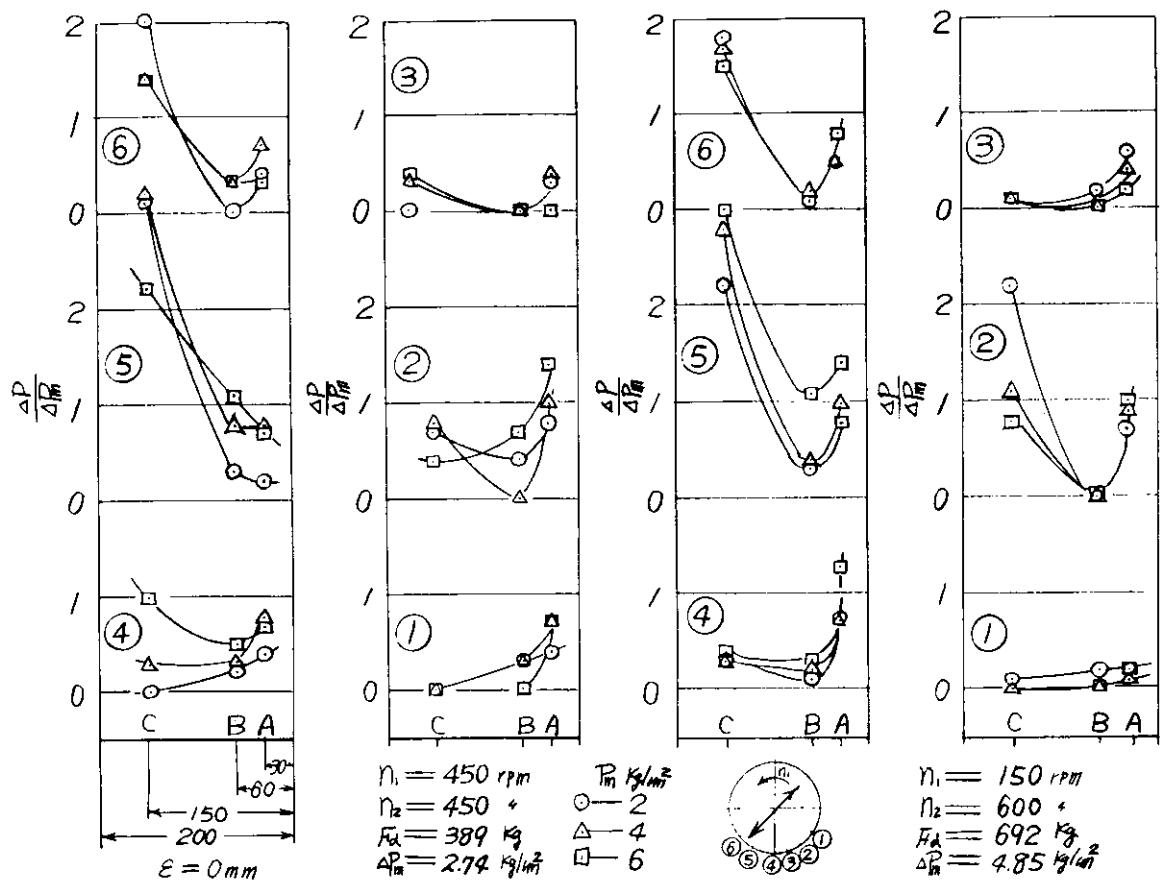


図 1.8.4 軸方向の油膜圧力変動分布 $l=200\#3$

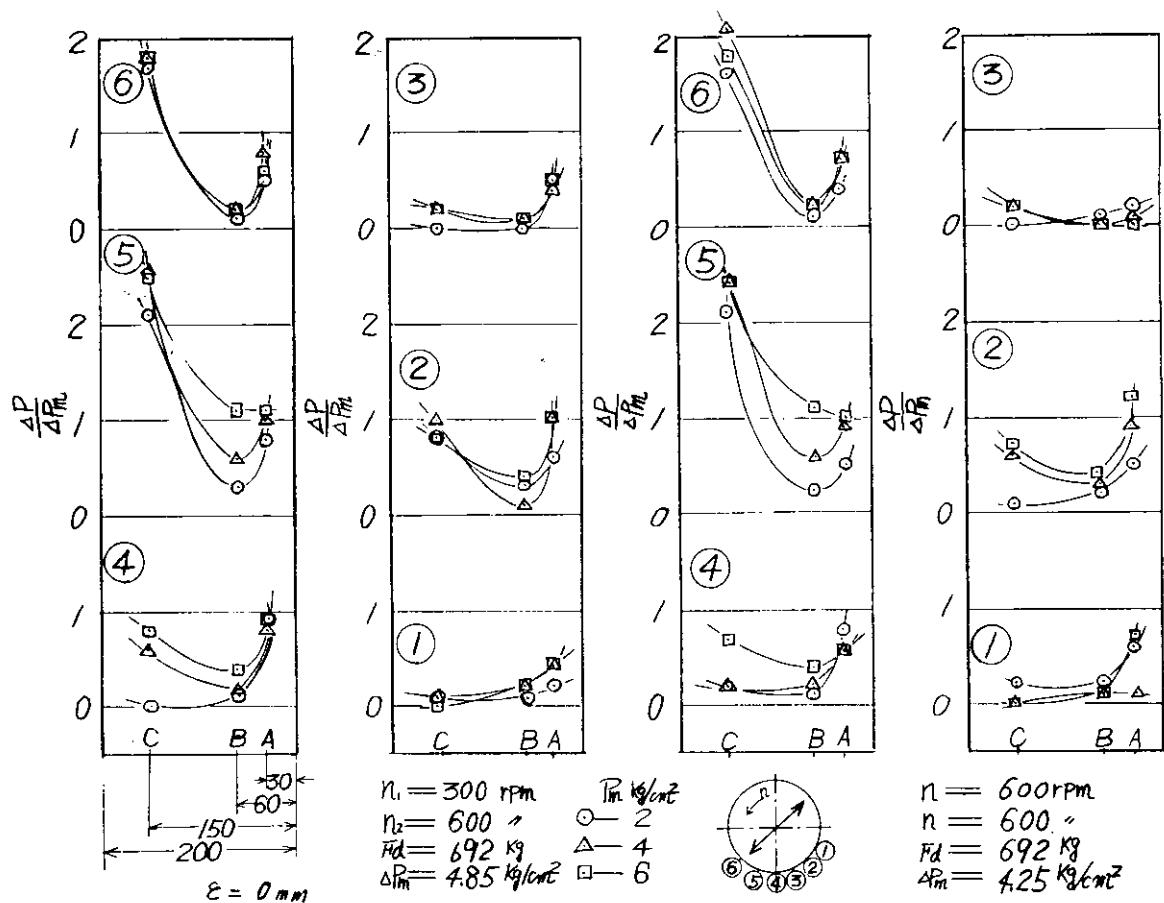


図 1.8.5 軸方向の油膜圧力変動分布 $l=200\#4$

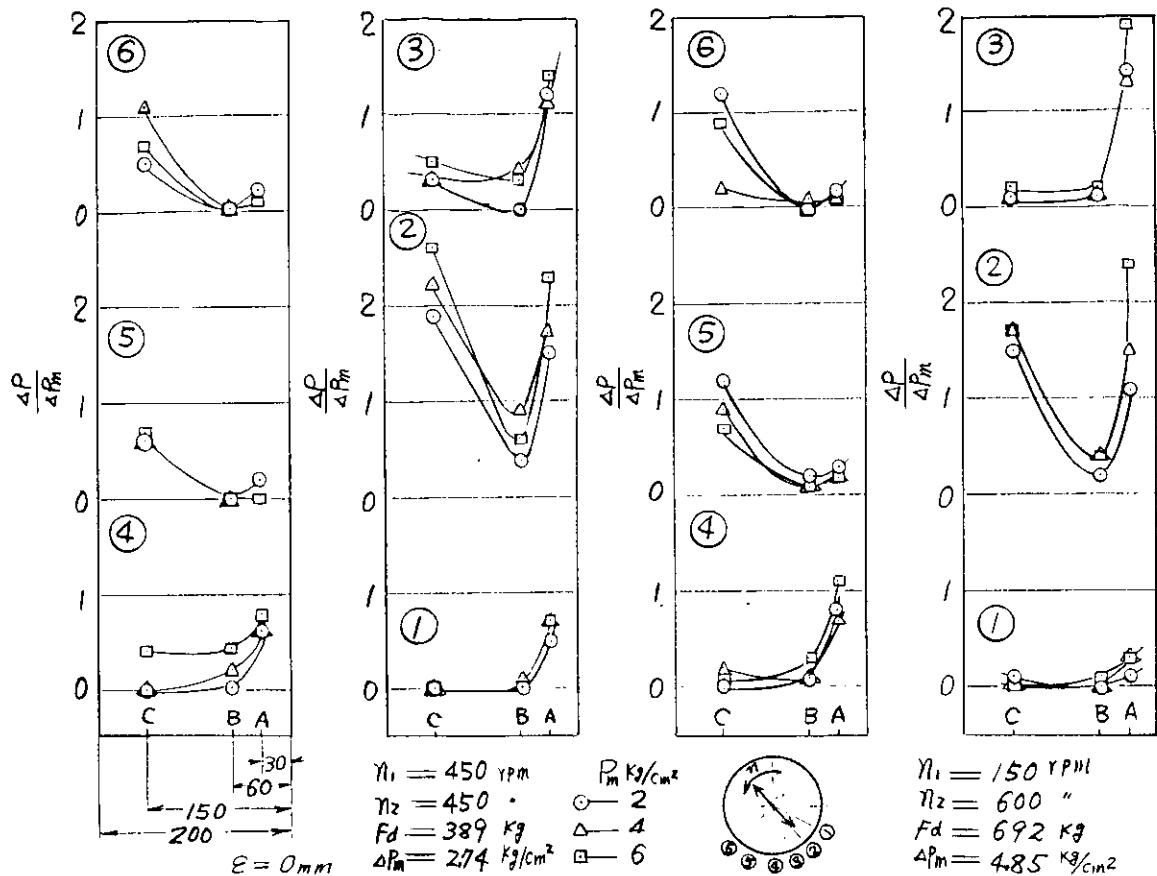


図 1.8.6 軸方向の油膜圧力変動分布 $\ell=200\text{の}5$

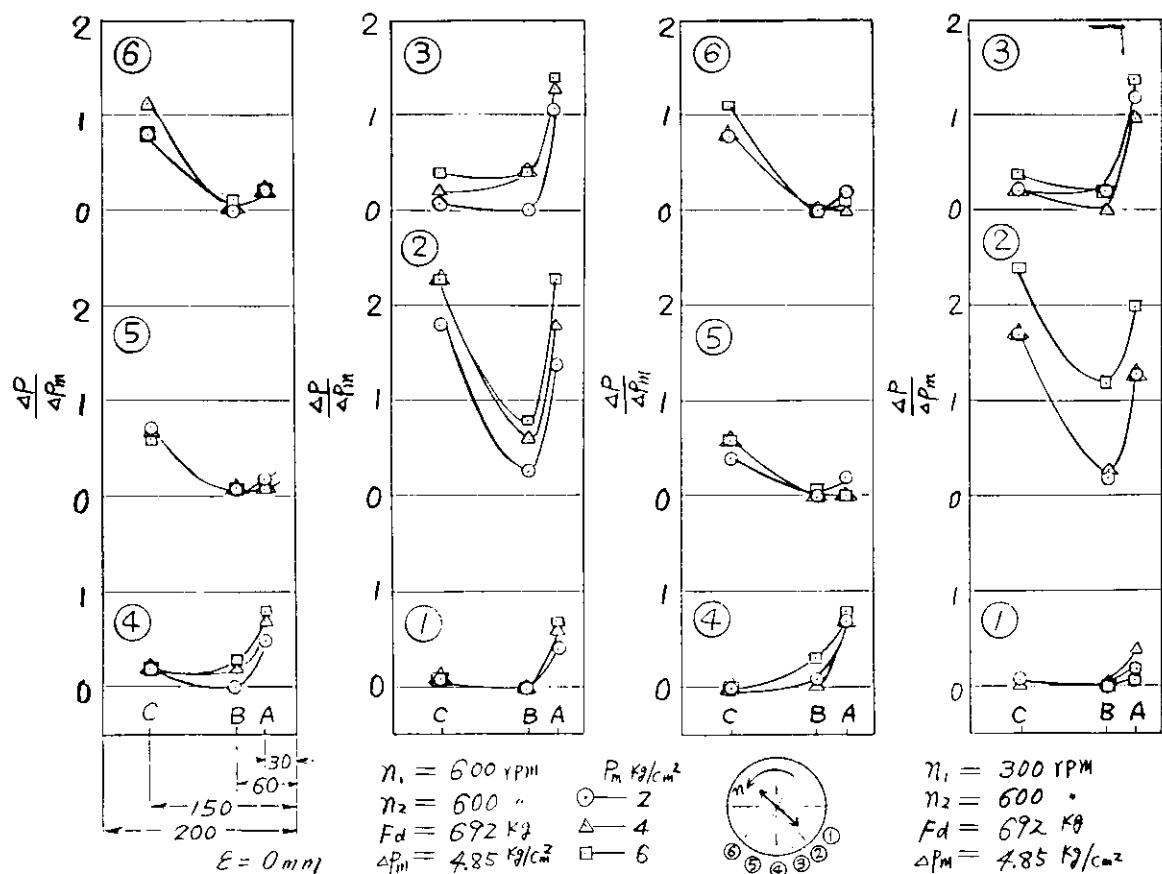


図 1.8.7 軸方向の油膜圧力変動分布 $\ell=200\text{の}6$

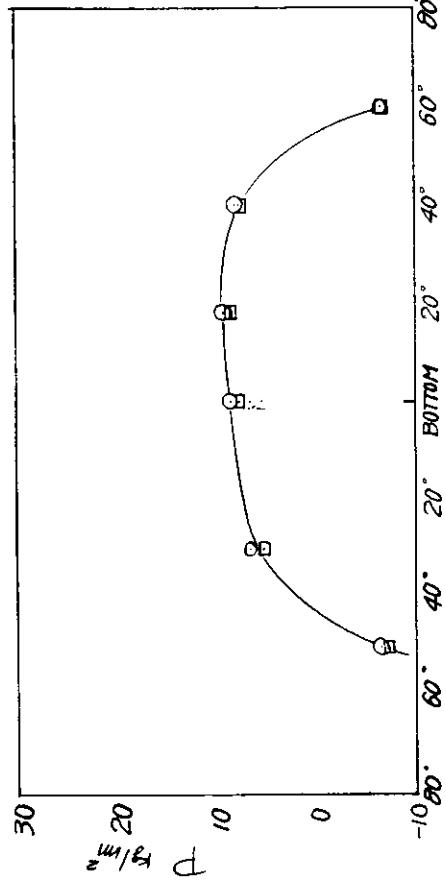


図 1.8.8 円周方向の油膜圧力変動分布 $\ell=200\phi 7$

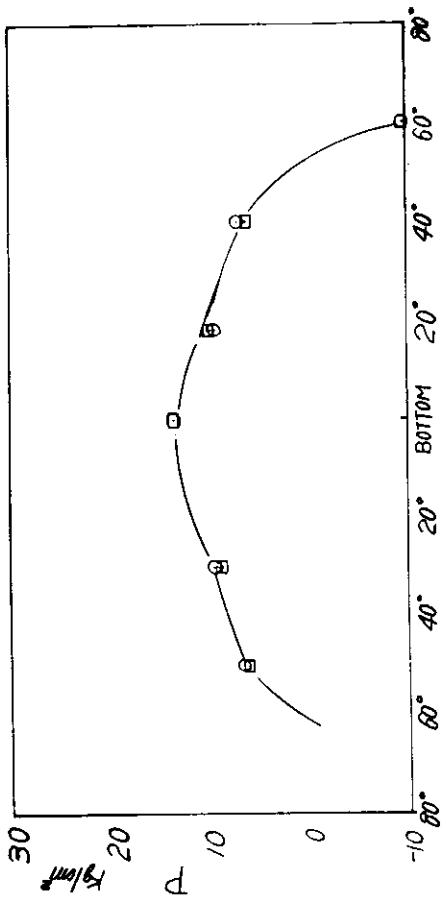
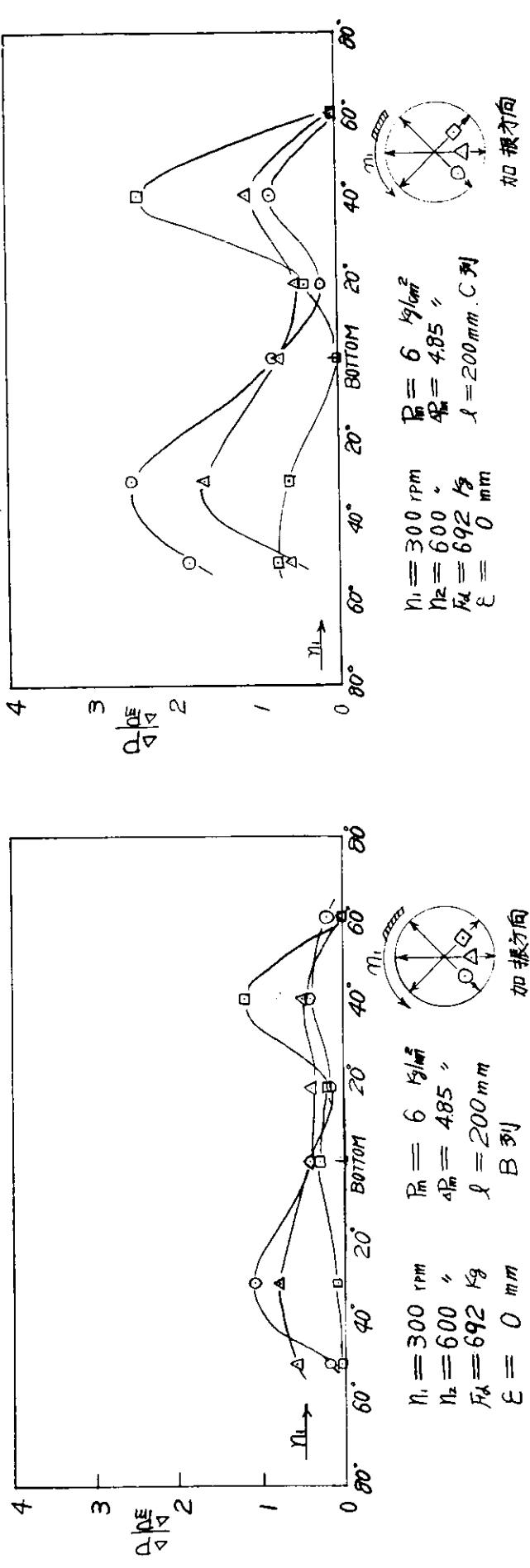
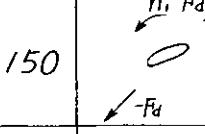


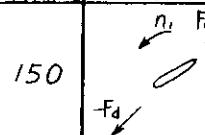
図 1.8.9 円周方向の油膜圧力変動分布 $\ell=200\phi 8$



$\ell = 500\text{mm}$	n_1, rpm	加振方向 第1・3象限45°	上下	第2・4象限45°
$P_m = 2 \text{kg/cm}^2$	150		$F_d \uparrow$ 0 $-F_d \downarrow$	$F_d \leftarrow$ 0 $F_d \downarrow$
$n_2 = 600 \text{rpm}$				
$F_d = 692 \text{kg}$	300			
$P_m = 2 \text{kg/cm}^2$	600			
$n_2 = 300 \text{rpm}$				
$P_m = 2 \text{kg/cm}^2$	450			
$n_2 = 450 \text{rpm}$				
$F_d = 389 \text{kg}$				
$P_m = 4 \text{kg/cm}^2$	450			
$n_2 = 450 \text{rpm}$				
$F_d = 389 \text{kg}$				

↔0.2mm→

図 1.9.0 軸心の運動軌跡 $\ell = 500\text{mm}$

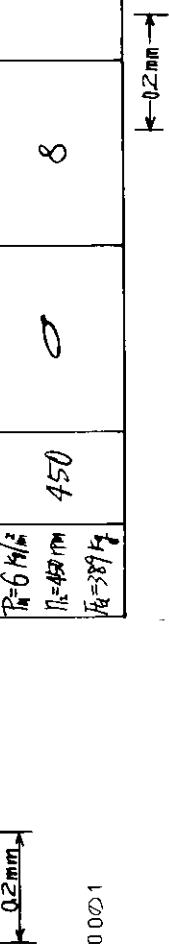
$\ell = 500\text{mm}$	n_1, rpm	加振方向 第1・3象限45°	上下	第2・4象限45°
$P_m = 4 \text{kg/cm}^2$	150		$F_d \uparrow$ 0 $-F_d \downarrow$	$F_d \leftarrow$ 0 $-F_d \downarrow$
$n_2 = 600 \text{rpm}$				
$F_d = 692 \text{kg}$	300			
$P_m = 6 \text{kg/cm}^2$	150			
$n_2 = 600 \text{rpm}$				
$F_d = 692 \text{kg}$	300			
$P_m = 6 \text{kg/cm}^2$	600			
$n_2 = 450 \text{rpm}$				
$F_d = 389 \text{kg}$				

↔0.2mm→

図 1.9.1 軸心の運動軌跡 $\ell = 500\text{mm}$

第1.3象限45°		上下		第2.4象限45°	
$\eta_1 = 200 \text{ mm}$	$\eta_2 = 175 \text{ mm}$	$\eta_1 = 150 \text{ mm}$	$\eta_2 = 125 \text{ mm}$	$\eta_1 = 100 \text{ mm}$	$\eta_2 = 75 \text{ mm}$
$P = 2 \text{ kgf}$	$\eta_1 = 300 \text{ mm}$	$P = 4 \text{ kgf}$	$\eta_1 = 300 \text{ mm}$	$P = 6 \text{ kgf}$	$\eta_1 = 300 \text{ mm}$
$\eta_2 = 600 \text{ mm}$					
$F_A = 692 \text{ kg}$					
150	○	○	○	○	○
300	○	○	○	○	○
600	○	○	○	○	○
150	○	○	○	○	○
300	○	○	○	○	○
600	○	○	○	○	○
$P = 2 \text{ kgf}$	$\eta_1 = 300 \text{ mm}$	$P = 4 \text{ kgf}$	$\eta_1 = 300 \text{ mm}$	$P = 6 \text{ kgf}$	$\eta_1 = 300 \text{ mm}$
$\eta_2 = 300 \text{ mm}$					
$F_A = 173 \text{ kg}$					
450	○	○	○	○	○
450	○	○	○	○	○
450	○	○	○	○	○

図 1.9.2 軸心の運動跡 $\ell = 200 \text{ mm}$



→ 0.2 mm →

図 1.9.3 軸心の運動跡

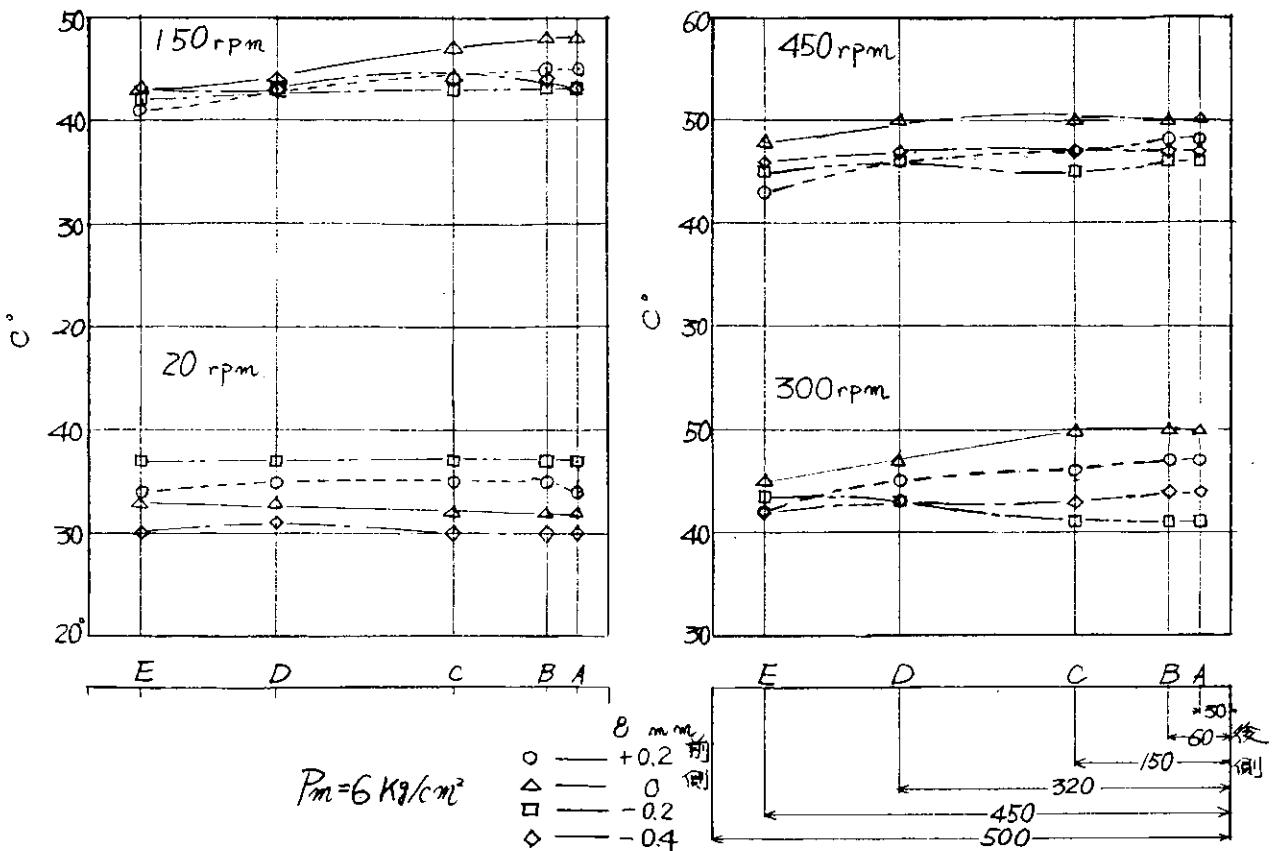


図 1.94 メタルの温度 $l=500.0$

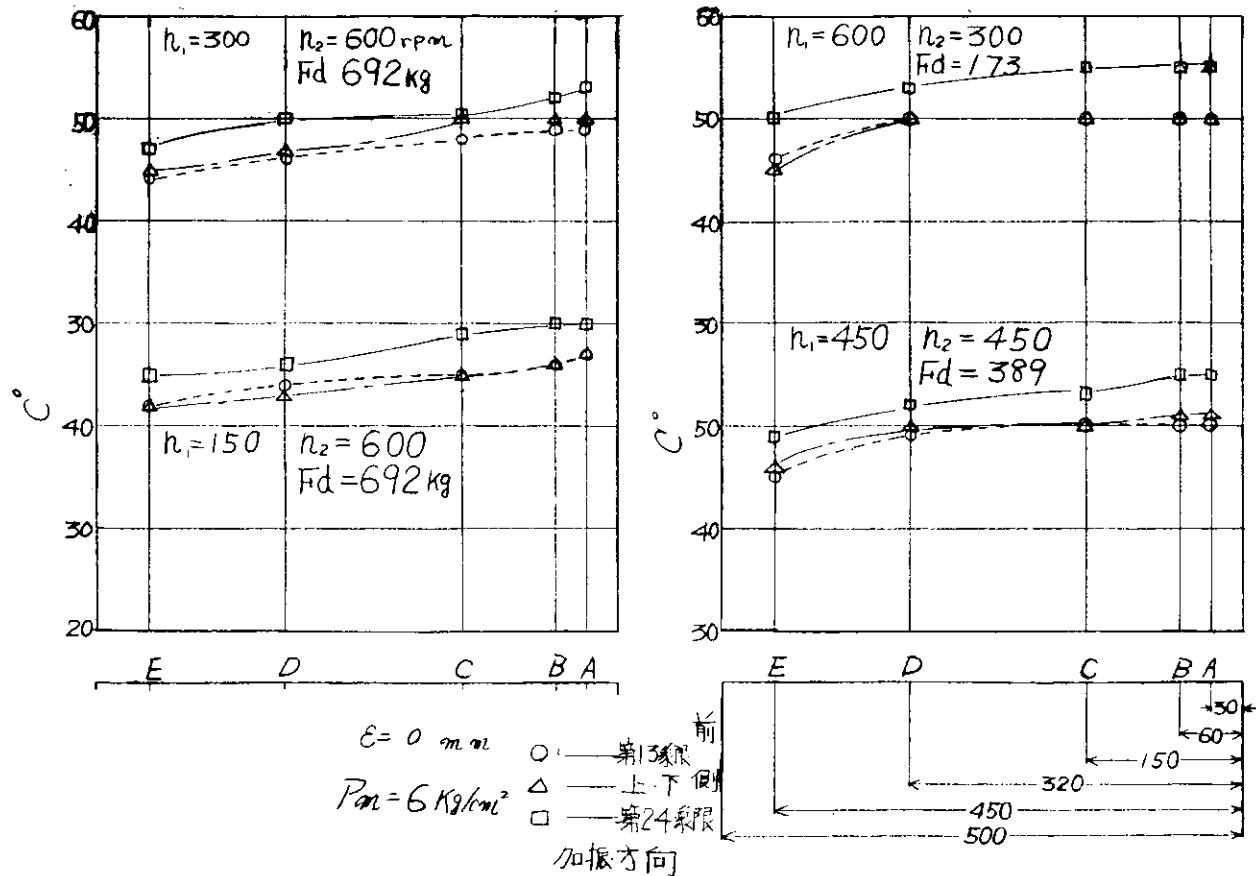


図 1.95 メタルの温度 $l=500.0$

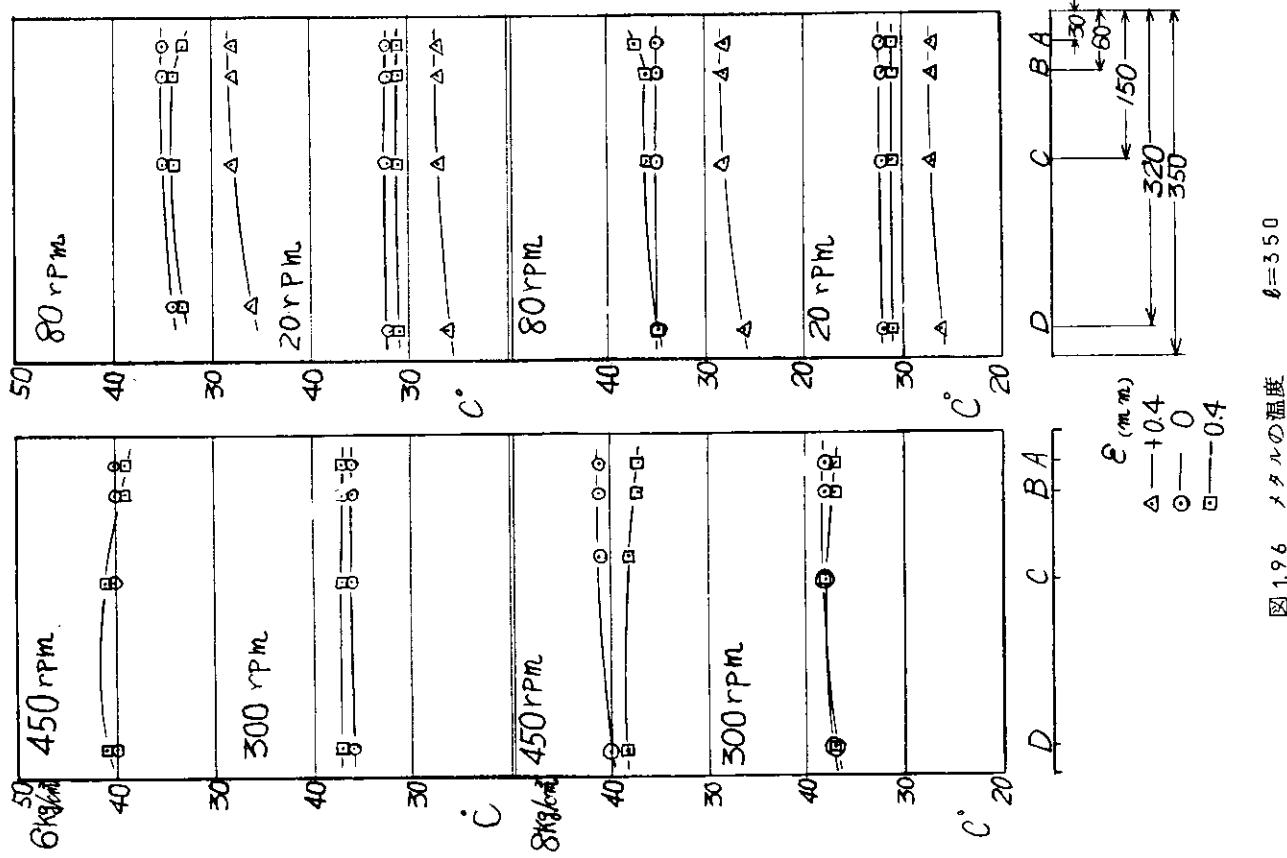


図 1.96 メタルの温度 $b=350$

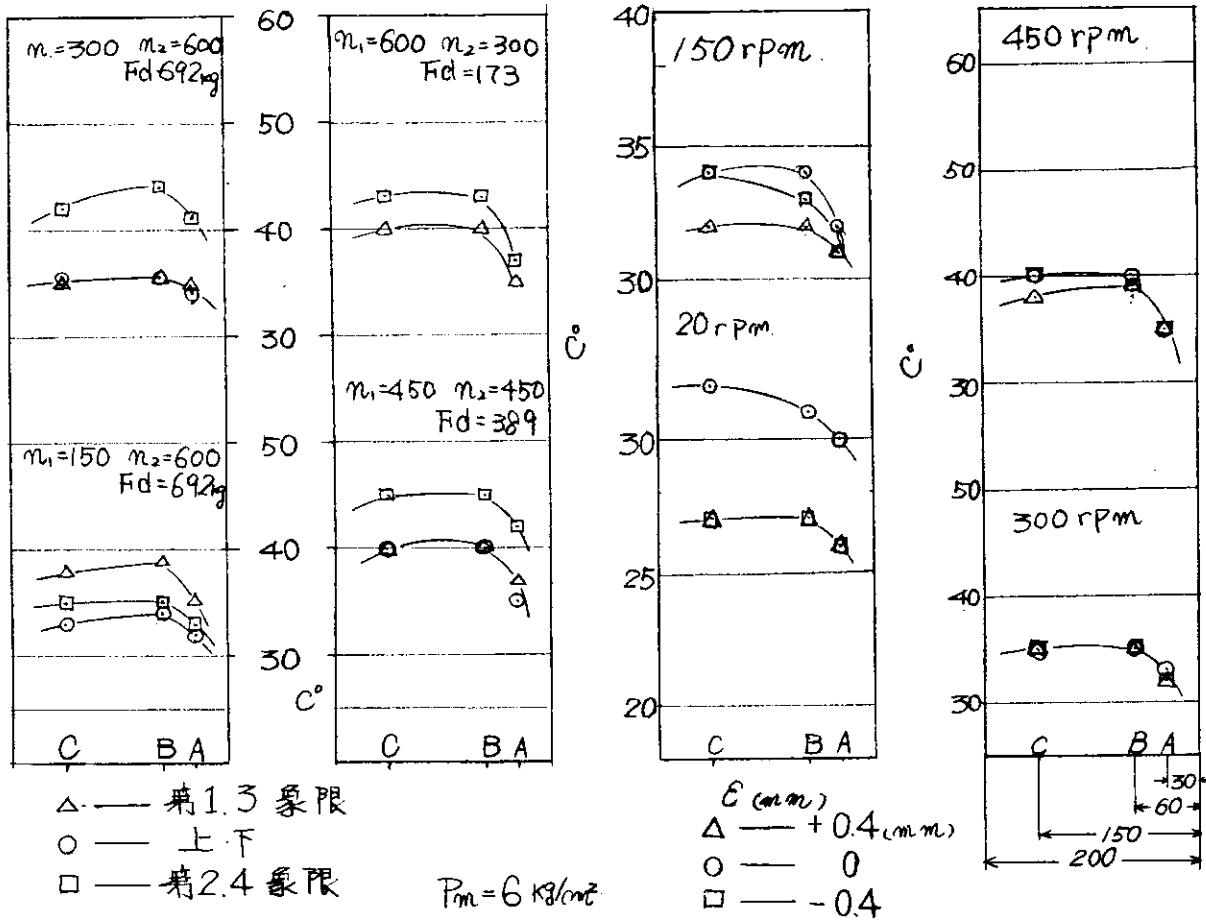


図 1.97 メタルの温度

$b=200$

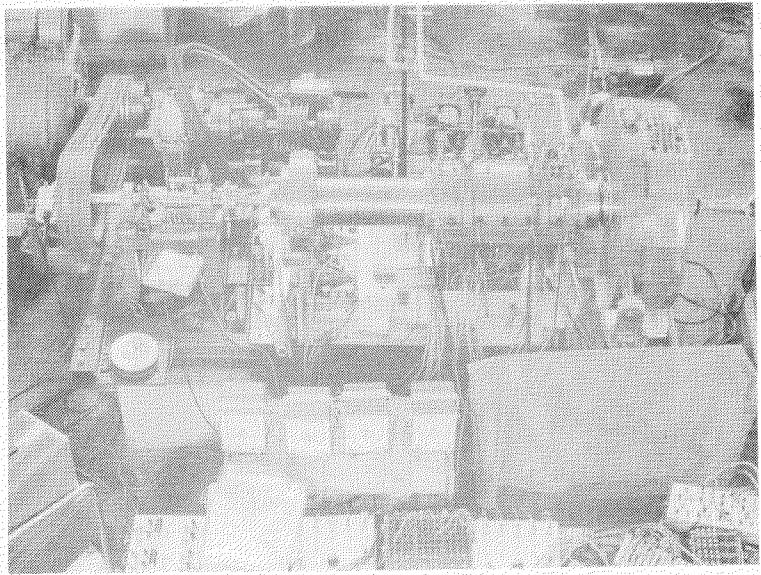


写真 1. 1 試験装置全体



写真 1. 2 静・動荷重装置

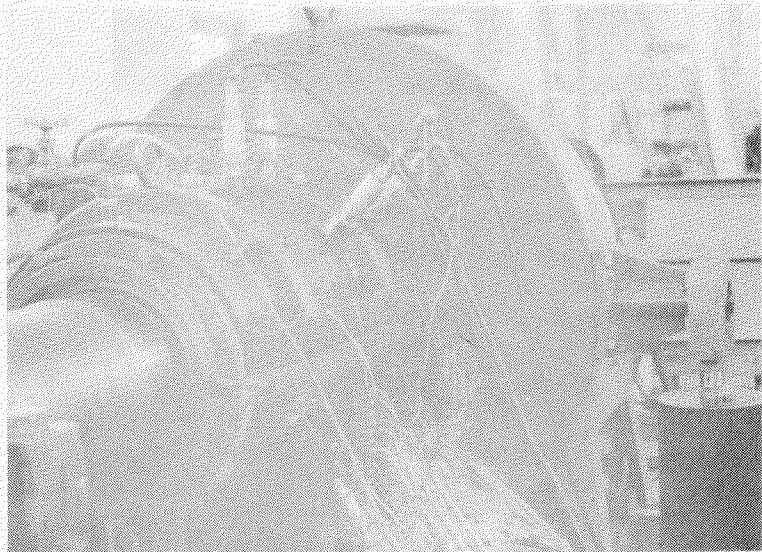
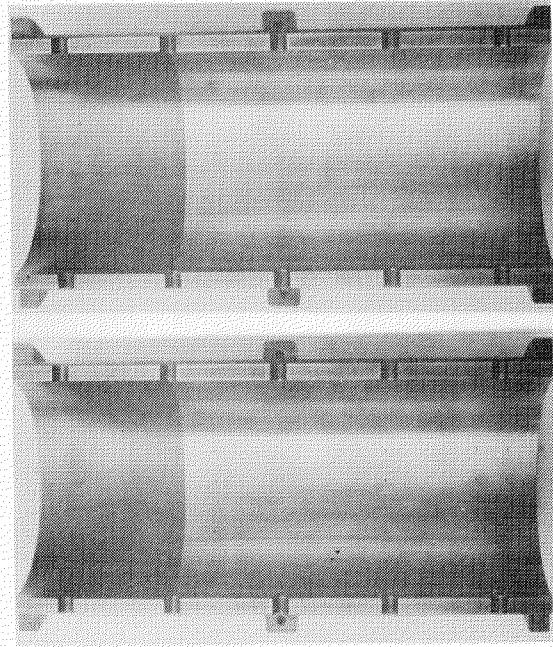


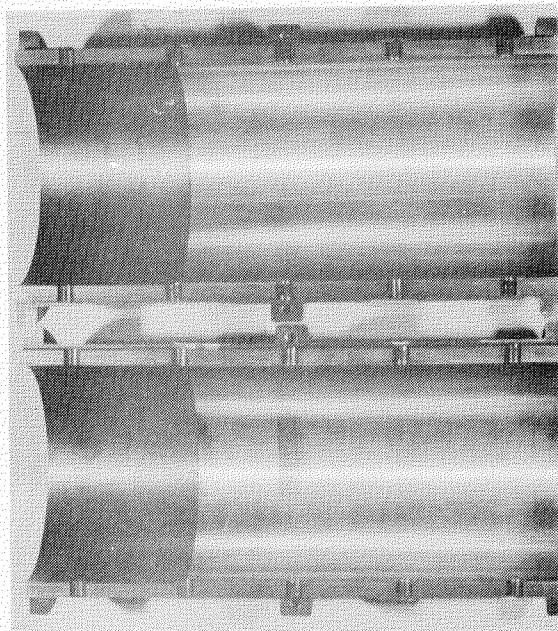
写真 1. 3 軸受試験部外観



上側

下側

写真 1.4 $\ell=350 \text{ mm}$ 供試軸受



上側

下側

写真 1.5 $\ell=350 \text{ mm}$ 試験後の軸受

第2編 軸系アライメントの設計条件を究明するための理論解析

第1章 解析の目的

船の推進軸系に対して、主として船尾管軸受内の荷重分布を適切な状態とするようアライメントの設計条件をこれまで検討してきた。まず、潤滑式船尾管軸受を有する実船例についての検討結果を昭和44年度に発表した。昭和45年度には軸径の約2.5倍の長さの船尾管軸受を有する一般の船に対して適用できる計画設計の指針を発表した。今年度は船尾管軸受長さの変化した場合の影響を明らかにし、広く一般計画段階における設計の指針をまとめた。

第2章 解析の方法

船尾管軸受内の荷重分布を理論的に計算するには、船尾管軸受内に非線形ばね支持点を数個適当に配置した軸系のたわみ曲線を解くことによつて求めることができる。この場合、軸系全体を扱うと設計条件としての変化要因の種類が多くなり過ぎる。一方、軸系の曲げモーメント分布が決定されるとたわみ曲線が求められるので、船尾管軸受内の荷重分布を検討するには、この軸受から後方、プロペラまでのみをとりだし、曲げモーメントは条件として与えることにして計算が簡素化される。ここでは図2.1に示すようなモデル軸系を設定した。軸系に作用する力は自重のみを考え、非線形ばね支持の条件としては軸受と軸の接触弾性を考慮し、潤滑油膜の影響は無視することとした。図の左端は自由端で、プロペラの集中荷重が作用している。プロペラ軸の分布荷重は細分して集中荷重として扱っている。船尾管軸受内には、後端側および前端側に各3点と中央に1点、計7点の非線形ばね支持点を設けている。右端は自由端であるが、ここに図示されていない右側の連続はりによつて曲げモーメントおよびせん断力の値が与えられるものとする。具体的な数値計算のシリーズとして、図2.1に示すように軸直径3種類、プロペラの荷重度およびオーバーハンダ長さの組合せ3種類、船尾管軸受長さ4種類をまず与えることとした。右端の境界条件としては、モーメントが船尾管軸受左端のモーメント M_1 と同じ場合と $1/2$ の場合の2種類、ならびに船尾管軸受合計荷重（非線形ばね支持点7点の反力合計）がプロペラ重量の1.8倍と1.5倍になるようせん断力2種類を選定した。以上のシリーズ計算の結果を主として船尾管軸受長さを関数とした図表に整理し考察することとした。また、計算はS.R.9.3部会で開発された電算プログラムによつている。

これまでの検討では船尾管軸受前端部のモーメントならびにせん断力を与えることにより、船尾管軸受内の荷重分布を考察することができるが、このような条件が軸系のアライメントをどのように設計すれば達成できるかを検討しておく必要がある。船尾管軸受を主体に検討する場合、推進軸系の後部3～4支点程度を考慮すればよいことがわかつてゐるので、図2.2に示すモデル軸系を設定し、数式解を求めこれを無次元化して一般計画に適用できる形に誘導して設計指針を求ることとした。

第3章 解析の結果

図2.1に示すモデル軸系のたわみ曲線の計算結果を図2.3～2.9に図示した。横軸には船尾管軸受後端からの長さ、縦軸には軸のたわみをそれぞれ軸直径 d に対する割合として無次元表示している。軸受長さが短くなるほど軸受内の軸の浮上り量が少くなり、軸と軸受の接触長さが長くなつておらず、軸受後端部の片当たりが緩和されていることがわかる。図2.10は軸受長さと軸受中央部の軸のたわみの関係を示したもので、軸受が長い場合は軸が浮上つているが、軸受長さが軸径の1.2～1.5倍以下になると軸と軸受が接触してたわみが角となり、軸受全長にわたつて接触当たりを生じる様子がうかがえる。今回の計算はすべて中央軸としているが、この場合軸直径が大きいほど軸のたわみの割合が大きくなる傾向が図2.3～2.5に示されている。プロペラ重量が比較的大きい場合（図2.7）と小さい場合（図2.6）とでは軸受内の軸の浮上り量に相当影響が大きいようである。図2.7はマンガンブロンズ製の重い例、図2.6はニッケルアルミブロンズ製の軽い例であり、図2.4は銅合金一般の平均的な重さのプロペラに相当する。このように軸のたわみは条件によつて差違が大きいが図2.3～2.7に示される $M_2/M_1 = 1.0$ および $R/w = 1.8$ の条件下では船尾軸受全長に対する軸と軸受の接触長さ、ならびに軸受後端側と

前端側の接触長さの割合は余り差がないようである。図2.8は $R/W=1.5$ の例で、軸受後端側にくらべて前端側の接触長さおよびたわみが小さく、後端よりに片当りの傾向に向つている。図2.9は $M_2/M_1=0.5$ の例で、 $L/d=1.0$ 、1.5の場合は軸受前端が浮上り、 $L/d=2.0$ 、2.5の場合は前端が軽く当るが、いずれも極端に後に片寄つた当りとなることを示している。船尾軸受内の荷重分布を示す指針として図2.11を示した。軸受後端から各非線形ばね支持点までの距離と支点反力の積の値を積分し、支点反力を合計値で除した値を荷重中心の距離 L_c として L_c/L_1 の値を縦軸にとる。横軸には軸受の前半部の支点反力を合計 R_F と、後半部の支点反力を合計 R_A の割合をとる。(軸受中央の支点に反力の生じる場合はその1/2づつを R_F 、 R_A に考慮する)このように整理すると L_c/d に関係なく R_F/R_A が1に近づくほど L_c/L_1 が0.5に近づき軸受内の荷重分布が均等化される傾向が示されている。

つぎに図2.2に示す4支点モデル軸系の解を求めよう。各部の状態は材料力学の基本式から次の各式により計算される。

$$\text{支点モーメント} \quad M_1 = W L_0 + \frac{1}{2} W_s L_0^2 \quad (2.1)$$

$$M_4 = \frac{C_4}{2} W_s' L_3^2 \quad (2.2)$$

$$\text{支点反力} \quad R_1 = W + W_s L_0 + \frac{W_s L_1}{2} + \frac{M_1 - M_2}{L_1} \quad (2.3)$$

$$R_2 = \frac{W_s}{2} (L_1 + L_2) + \frac{M_2 - M_1}{L_1} + \frac{M_2 - M_3}{L_2} \quad (2.4)$$

$$R_3 = \frac{1}{2} (W_s L_2 + W_s' L_3) + \frac{M_3 - M_2}{L_2} + \frac{M_3 - M_4}{L_3} \quad (2.5)$$

$$R_4 = \frac{W_s' L_3}{2} (1 + f) + \frac{M_4 - M_3}{L_3} \quad (2.6)$$

$$\text{支点のたわみ角} \quad \left(\frac{dy}{dx} \right)_1 = \frac{1}{EI} \left\{ -\frac{(2M_1 + M_2)}{6} L_1 + \frac{W_s L_1^3}{24} \right\} - \theta_1 \quad (2.7)$$

$$\left(\frac{dy}{dx} \right)_2 = \frac{1}{EI} \left\{ \frac{(M_1 + 2M_2)}{6} L_1 - \frac{W_s L_1^3}{24} \right\} - \theta_1 \quad (2.8)$$

$$\left(\frac{dy}{dx} \right)_3 = \frac{1}{EI'} \left\{ -\frac{(2M_2 + M_3)}{6} L_3 + \frac{W_s L_3^3}{24} \right\} + \theta_4 \quad (2.9)$$

$$\left(\frac{dy}{dx} \right)_4 = \frac{1}{EI'} \left\{ \frac{(M_2 + 2M_3)}{6} L_3 + \frac{W_s L_3^3}{24} \right\} + \theta_4 \quad (2.10)$$

$$\text{連続の条件} \quad M_1 L_1 + 2M_2 (L_1 + L_2) + M_3 L_2 - \frac{W_s}{4} (L_1^3 + L_2^3) - 6EI \theta_1 = 0 \quad (2.11)$$

$$M_2 L_2 + 2M_3 (L_2 + \frac{EI}{EI'} L_3) + M_4 \frac{EI}{EI'} L_3 - \frac{1}{4} (W_s L_2^3 + W_s' \frac{EI}{EI'} L_3^3) \\ - 6EI \theta_4 = 0 \quad (2.12)$$

軸系に作用する外力はプロペラおよび軸の自重 W_1 、 W_2 で既知である。軸の曲げ剛さ EI 、 EI' とスパン長さ L_i ならびに両端の境界条件 M_1 、 C_4 は条件として与えられるものとする。さらにアライメントの条件 θ_1 、 θ_4 が与えられるところ(2.11)、(2.12)式により未知のモーメント M_2 、 M_3 が決定され(2.1)～(2.10)式により各支点の状態が求められる。

計算結果を普遍的なものとするために(2.1)～(2.12)式を次のような条件で無次元化する。また、 θ_1 、 θ_4 を与えるかわりに M_2 、 M_3 が既知の条件として誘導すると各支点の状態は下記の通りとなる。

無次元化の条件

$$\text{スパン} \quad l_1 = \frac{L_1}{L_0}$$

$$\text{支点反力} \quad \bar{R}_1 = \frac{R_1}{W}$$

$$\text{モーメント} \quad \bar{M}_1 = \frac{M_1}{W L_0} \quad C_2 = \frac{M_2}{M_1} \quad C_3 = \frac{M_3}{M_1} \quad m = 1 + \frac{W}{2}$$

$$\text{軸自重 } W = \frac{W_s L_o}{W} \quad C_w = \frac{W'_s}{W}$$

$$\text{軸剛性 } C_B = \frac{EI}{EI'} \quad C_\theta = C_B C_w = \frac{EI}{EI'} \cdot \frac{W'_s}{W_s}$$

$$\text{アライメント } \varphi_1 = \frac{EI\theta_1}{WL_o^2} \quad \varphi_4 = \frac{EI\theta_4}{WL_o^2}$$

$$\text{たわみ角 } \bar{\theta}_1 = \frac{EI}{WL_o^2} \left(\frac{dy}{dx} \right)$$

各部の状態式

$$\text{支点モーメント } \bar{M}_1 = m = 1 + \frac{W}{2} \quad (2.13)$$

$$\bar{M}_2 = C_2 m \quad (2.14)$$

$$\bar{M}_3 = C_3 m \quad (2.15)$$

$$\bar{M}_4 = \frac{C_4 C_w}{2} W l_3^2 \quad (2.16)$$

$$\text{支点反力 } \bar{R}_1 = 1 + W \left(1 + \frac{l_1}{2} \right) + m \left(\frac{1 - C_2}{l_1} \right) \quad (2.17)$$

$$\bar{R}_2 = \frac{W}{2} \left(l_1 + l_2 \right) + m \left\{ \frac{(C_2 - C_1)}{l_1} + \frac{(C_2 - C_3)}{l_2} \right\} \quad (2.18)$$

$$\bar{R}_3 = \frac{W}{2} \left\{ l_2 + C_w l_3 (1 - C_4) \right\} + m \left\{ \frac{(C_3 - C_2)}{l_2} + \frac{C_3}{l_3} \right\} \quad (2.19)$$

$$\bar{R}_4 = \frac{C_w W l_3}{2} (1 + f + C_4) - \frac{C_3 m}{l_3} \quad (2.20)$$

$$\text{支点のたわみ角 } \bar{\theta}_1 = -\frac{m l_1}{6} (2 + C_2) + \frac{W l_1^3}{24} - \varphi_1 \quad (2.21)$$

$$\bar{\theta}_2 = \frac{m l_1}{6} (1 + 2 C_2) - \frac{W l_1^3}{24} - \varphi_1 \quad (2.22)$$

$$\bar{\theta}_3 = -\frac{C_3 C_B m l_3}{3} + \frac{C_\theta W l_3^3}{24} (1 - 2 C_4) + \varphi_4 \quad (2.23)$$

$$\bar{\theta}_4 = \frac{C_3 C_B m l_3}{6} - \frac{C_\theta W l_3^3}{24} (1 - 4 C_4) + \varphi_4 \quad (2.24)$$

$$\text{アライメント } 6\varphi_1 = m \left\{ (1 + 2 C_2) l_1 + (2 C_2 + C_3) l_2 \right\} - \frac{W}{4} (l_1^3 + l_2^3) \quad (2.25)$$

$$6\varphi_4 = m \left\{ (C_2 + 2 C_3) l_2 + 2 C_3 C_B l_3 \right\} - \frac{W}{4} \left\{ l_2^3 + C_\theta l_3^3 (1 - 2 C_4) \right\} \quad (2.26)$$

数値計算をする前に若干の考察をしておく。

良好なアライメントの条件として各支点に適当な反力を配分すること。そのためには各支点のモーメントが適当な値となるべきことを考慮する。まず、右端の境界条件としてモーメントおよびせん断力 C_4 、 f の値を定める必要がある。支点 4 は中間軸受で、 L_3 が中間軸受間隔として適当な長さに設計されているならば、支点の右側の仮想軸系も含めて、中間軸受荷重の均等配分のためには $C_4 = \frac{1}{6}$ 、 $f = 1$ となる場合が最適と考えられる。

次に船尾管後部軸受内の荷重分布を平坦化し、片当たりを緩和するためには図 2.11 からわかるように、支点 1 の反力を小さくし R_2/R_1 の比ができるだけ均等化することが望ましい。(2.17) (2.18) 式を見ると C_2 を大きくするほど R_1 は小さくなり、 R_2 が大きくなる。一方、軸の強度設計の条件により曲げモーメントの許容値が存在するはずである。軸系アライメントの条件とは別個に、プロペラのオーバハンクの状態によつて一義的に決まる支点 1 のモーメント M_1 がプロペラ軸の強度として満足される値であるならば $C_2 \leq 1$ でなければならない。したがつて、 $C_2 = 1$ とすることがプロペラ軸の

強度として許される範囲のうちで、船尾首軸受内の荷重分布に対して最も望ましいアライメントの設計条件を考えることができる。

支点3は船尾首前部軸受ならばプロペラ軸に相当、中間軸受ならば中間軸相当の強度により支点モーメントの許容限界を考えるべきであろう。軸受として考えるとたわみ曲線の曲率が上に凸となるような支点モーメントが正の値のほうが望ましいことを考慮すると、支点3のモーメントとしては $C_3 = 0 \sim 1$ の範囲が適当である。そこで $C_3 = 0, 0.5, 1$ の3種類の場合について計算しておくこととする。

以上の検討結果を(2.1.3)～(2.2.6)式に適用した結果の各部状態式を表2.1に示す。

さらに実績統計の結果により、下記のように係数の値を定めて数値計算を行なつた。 W の値は0.1、0.15、0.2の3種類、中間軸の径はプロペラ軸の径の約1/1.2で、いずれも中実軸と考えて、 $C_w = 0.7, C_B = 1/0.49, C_\theta = 1/0.7$ とした。

図2.1.2に支点1の状態を示した。 \bar{R}_1 は l_1 のみの1次関数として示される。実績によると $L_0 = (1.5 \sim 2.0) d$ で、 $L_1 = (1.0 \sim 2.5) d$ を考えると $l_1 = 0.6 \sim 2.0$ であるが、船尾軸受が全面当りになる $L_1 = (1.2 \sim 1.5) d$ を今後の軸受長さの適当値と考えると $l_1 = 0.8$ となる。図2.1.3～2.1.5に示す支点2、3の状態は $l_1 = 0.8$ として計算したが、そのうち l_1 の影響を受ける \bar{R}_2 と φ_1 について l_1 が任意の値のときの状態を $l_1 = 0.8$ の状態に対する補正值として、図2.1.2に示している。支点1の反力はプロペラ重量の1.1～1.4倍の程度である。 $\bar{R}_1, \Delta \bar{R}_2, \Delta \varphi$ の値は C_3, l_3 の条件とは無関係に決定される。

図2.1.3～2.1.5は C_3 の値に応じて各支点の状態を総括して示したもので、 $l_1 = 0.8$ として計算してある。図の上半部は l_2 を関数とした \bar{R}_2 および φ_1 の値を示すものであり、下半部は l_2 と l_3 を直交2軸とする座標上に $\bar{R}_3, \bar{R}_4, \varphi_4$ の特定の値を図示したものである。

図2.1.3について説明すると、 $l_2 = L_2 / L_0$ の値が条件として与えられるならば $C_2 = 1, C_3 = 0$ となるようを軸系とするには、 W の値に応じて上半分の図に示す φ_1 の値となるように支点1のアライメントを設計すればよい。そのときの \bar{R}_2 の値が同時に図から読取ることができる。図からわかるように \bar{R}_2 は常に正の値であるが船尾軸受の良好な荷重分布を得ると云う観点からは、 $\bar{R}_2 \leq \bar{R}_1$ の範囲で \bar{R}_2 最小値に近い l_2 を選ぶのが設計としては望ましい。次に $l_3 = L_3 / L_0$ が与えられると、座標(l_2, l_3)で求められた点により R_3, R_4, φ_4 の値の概略の見当が得られる。この場合、 R_4 は常に正の値であるが、 R_3 の値は負となることもある。支点反力の適正配分を考慮すれば、 $R_3 = 0$ と $R_3 = W L_3$ の二つの曲線の間の範囲で l_2 と l_3 の交点がおさまっていて、かつ φ_4 が余り大きくならないように l_2, l_3 の組合せを設計するのが望ましい。 $\varphi_4 = 0, \varphi_4 = \varphi_1$ の2種の曲線を参考として描いてある。 \bar{R}_3, φ_4 の値の詳細は表2.1に示す式で l_2 と l_3 の決定値を代入して計算することもできる。

図2.1.4および2.1.5についても同様であるが、図で $R_4 = 0$ と示した線より l_3 を小さい値に選ぶと R_4 が負となるので実用設計としては避けるべきアライメントであることに注意を要する。

図2.1.6は \bar{R}_4 と l_3 の関係を示すものである。 R_4 が正の値となるべきことは勿論であるが、本図によつて求めた R_4 が別途検討される中間軸受の許容荷重を超過しないように注意する必要がある。

図2.1.2～2.1.6を活用することにより、計画の初期段階アライメントの設計条件 $L_2, L_3, \theta_1, \theta_4$ などの許容範囲を迅速に知ることができる。最後に中間軸としての C_3, l_3 の値についてもう少し検討しておこう。

中間軸に許容される曲げモーメントを M_a (t-m)、曲げ応力を σ (kg/mm²)、中間軸の径 d_0 (m)、プロペラ軸の径 d (m)、プロペラの水中重量 W (t)、オーバーハング長さ L_0 (m)とすると C_3 は次式のようにして求められる。

$$C_3 = M_a / M_1 = (M_3 / W L_0) / (M_1 / W L_0) = (\frac{\pi}{32} d_0^3 \sigma \times 10^3) / W L_0 \text{ m}$$

$$= (98.2 k^3 / kWk1 m) \times (\sigma / d) \quad \dots \dots \dots \quad (2.2.7)$$

く、そのためにはプロペラ軸の強度として許容される $M_2 \leq M_1$ の範囲でも $M_2 = M_1$ にできるだけ近い状態が適当である。
 $M_2 = M_1$ であつても船尾軸受の全荷重が小さい場合は後側に片寄つた荷重分布の傾向を示すので、中間軸受の据付高さの調整によつて M_2 を調整するだけでなく、軸受間隔がせまくならないように注意して軸自重による効果も考慮する必要があるであろう。

軸受の機能としては潤滑油膜の影響を無視することはできないが、油膜が十分形成され難い低速回転時を考えれば油膜を無視した軸受メタルの弾性を考慮した荷重分布の改善にも意義があると考えられる。この場合平均面圧を小さくし軸受全長を有効に活用することを考えると、軸受全長が軸と接觸する限界として軸径の 1.2 ~ 1.5 倍の軸受長さに設計するのが適当のように考えられる。

以上のように $M_2 = M_1$ となるように軸系の据付アライメントをどのように計画すれば良いかについて、4 支点推進軸系のモデルを検討して図 2.1.2 ~ 2.1.6 を作成した。これらの図を用いて実船のアライメントを簡便に設計することができる。その使用方法を以下に述べる。

支点 3 がプロペラ軸上ならば $C_3 = 0.5 \sim 1$ 、中間軸上ならば $C_3 = 0 \sim 0.5$ を妥当と考えて図 2.1.3 ~ 2.1.5 のうちから選び、プロペラ重量とプロペラ軸分布重量の関係求めた W の値に對して支点間隔 l_2 、 l_3 の許容範囲を調べる。この場合に支点 3、4 の反力を正であつて、かつ適当な値となるように考慮する。さらに船体との関係条件も考慮して l_2 、 l_3 の許容範囲内から実際に採用する値の組合せを決定する。決定した l_2 、 l_3 を用いて図 2.1.2 ~ 2.1.6 または表 2.1 の式によりアライメントの条件 φ_1 、 φ_4 を求めるとき同時に各支点の状態を求めることができる。

軸系アライメントの最適設計条件を定めるには考慮すべき要因が多く、まだ十分解明されたとはいえないが、SR 114 部会の 3 カ年にわたる理論解析の結果、従来よりも最適に近い状態とするためのアライメントのあり方、ならびに実船の設計に対する具体的指針は一応まとめられたものと考えられる。

表 2.1 4 支点軸系の解 ($C_2 = 1$ 、 $C_4 = \frac{1}{6}$ 、 $f = 1$ の場合)

C_3	0	$\frac{1}{2}$	1
支 点 モ ー メ ン ト	\bar{M}_1 m	m	m
	\bar{M}_2 m	m	m
	\bar{M}_3 0	$m/2$	m
	\bar{M}_4 $C_w W l_3^2 / 12$	$C_w W l_3^2 / 12$	$C_w W l_3^2 / 12$
支 点 反 力	\bar{R}_1 $1 + W (1 + \frac{l_1}{2})$	$1 + W (1 + \frac{l_1}{2})$	$1 + W (1 + \frac{l_1}{2})$
	\bar{R}_2 $\frac{W}{2} (l_1 + l_2) + \frac{m}{l_2}$	$\frac{W}{2} (l_1 + l_2) + \frac{m}{2 l_2}$	$\frac{W}{2} (l_1 + l_2)$
	$\bar{R}_1 + \bar{R}_2$ $1 + W (1 + l_1 + \frac{l_2}{2}) + \frac{m}{l_2}$	$1 + W (1 + l_1 + \frac{l_2}{2}) + \frac{m}{2 l_2}$	$1 + W (1 + l_1 + \frac{l_2}{2})$
	\bar{R}_3 $\frac{W}{2} (l_2 + \frac{5 C_w}{6} l_3) - \frac{m}{l_2}$	$\frac{W}{2} (l_2 + \frac{5 C_w}{6} l_3) + \frac{m}{2} (\frac{1}{l_3} - \frac{1}{l_2})$	$\frac{W}{2} (l_2 + \frac{5 C_w}{6} l_3) + \frac{m}{l_3}$
	\bar{R}_4 $\frac{13 C_w W l_3}{12}$	$\frac{13 C_w W l_3}{12} - \frac{m}{2 l_3}$	$\frac{13 C_w W l_3}{12} - \frac{m}{l_3}$
た わ み 角	$\bar{\theta}_2 + \varphi_1$ $-\frac{m l_1}{3} + \frac{W l_1^3}{24}$	$-\frac{m l_1}{3} + \frac{W l_1^3}{24}$	$-\frac{m l_1}{3} + \frac{W l_1^3}{24}$
	$\bar{\theta}_2 + \varphi_1$ $\frac{m l_1}{3} - \frac{W l_1^3}{24}$	$\frac{m l_1}{3} - \frac{W l_1^3}{24}$	$\frac{m l_1}{3} - \frac{W l_1^3}{24}$
	$\bar{\theta}_3 - \varphi_4$ $\frac{C_\theta W l_3^3}{36}$	$\frac{C_\theta W l_3^3}{36} - \frac{C_B m l_3}{6}$	$\frac{C_\theta W l_3^3}{36} - \frac{C_B m l_3}{3}$
	$\bar{\theta}_3 - \varphi_4$ $-\frac{C_\theta W l_3^3}{72}$	$-\frac{C_\theta W l_3^3}{72} + \frac{C_B m l_3}{12}$	$-\frac{C_\theta W l_3^3}{72} + \frac{C_B m l_3}{6}$
ア ラ イ メ ント	$6\varphi_1$ $m(3 l_1 + 2 l_2) - \frac{W}{4} (l_1^3 + l_2^3)$	$m(3 l_1 + \frac{5}{2} l_2) - \frac{W}{4} (l_1^3 + l_2^3)$	$3m(l_1 + l_2) - \frac{W}{4} (l_1^3 + l_2^3)$
	$6\varphi_4$ $m l_2 - \frac{W}{4} (l_2^3 + \frac{2 C_\theta l_3^3}{3})$	$m(2 l_2 + C_B l_3) - \frac{W}{4} (l_2^3 + \frac{2 C_\theta l_3^3}{3})$	$m(3 l_2 + 2 C_B l_3) - \frac{W}{4} (l_2^3 + \frac{2 C_\theta l_3^3}{3})$

表2.2 C_3 の値

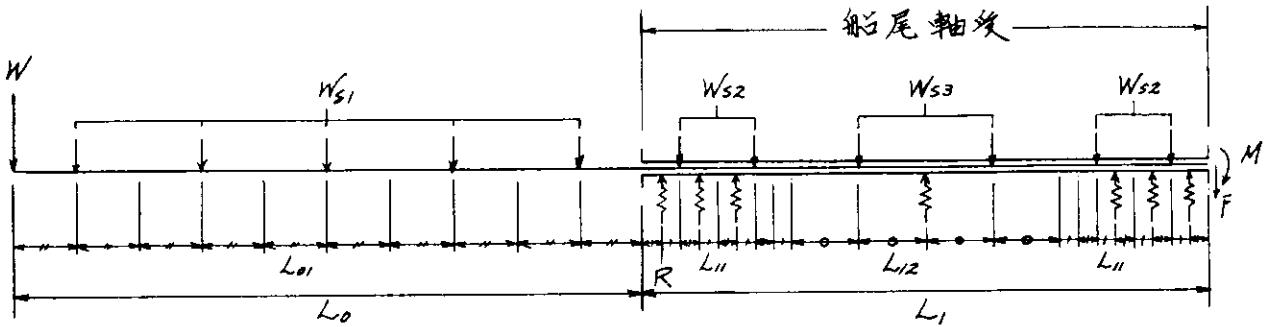
プロペラ軸径 (mm)		200	400	600	800
$\sigma = 1$	0.2 σ / d	1.0	0.5	0.33	0.25
	0.3 σ / d	1.5	0.75	0.5	0.38
$\sigma = 2$	0.2 σ / d	2.0	1.0	0.67	0.5
	0.3 σ / d	3.0	1.5	1.0	0.75

表2.3 C_3 の値

α	10	12	14	16
マンガンブロンズ	0.18	0.26	0.36	0.46
プロペラ	~0.11	~0.16	~0.22	~0.29
ニッケルアルミ	0.24	0.35	0.48	0.62
ブロンズプロペラ	~0.16	~0.23	~0.31	~0.40

表2.4 l_3 の値

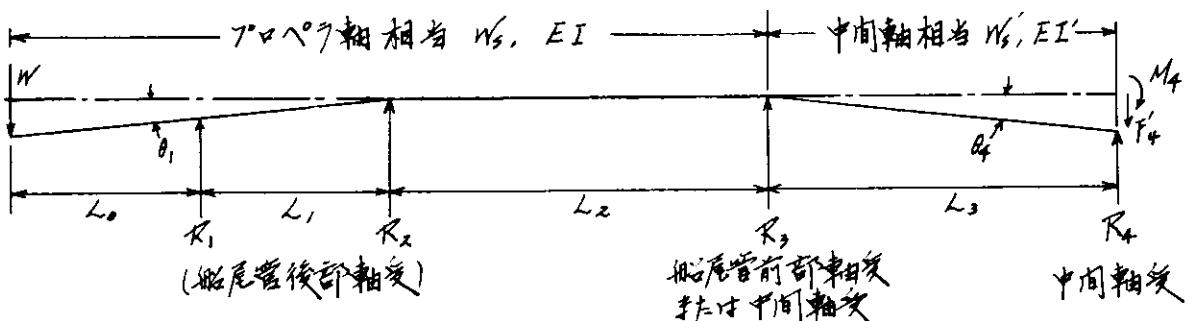
プロペラ軸 d (mm)	200	400	600	800
l_3	7.1 ~14.1	5.0 ~10.0	4.1 ~8.2	3.5 ~7.1



W : プロペラ重量
 W_s : プロペラ軸分布重量
 d : プロペラ軸直徑
 L : 軸長さ
 $W_{S1} = W_s L_0 / 5$
 $W_{S2} = 0.2 W_s d$
 $W_{S3} = W_s (L_1 - 0.8d) / 2$
 $W_{S4} = W_s (L_1 - 0.8d) / 4$
 $L_{01} = L_0 / 10$
 $L_{11} = d / 20$
 $L_{12} = (L_1 - 0.8d) / 4$

計算条件
 d : 50, 70, 90 cm
 $(kg/cm) \times (kg/cm^3)$: 1.8 × 0.085, 1.5 × 0.065, 2.0 × 0.120
 L_1/d : 1.0, 1.5, 2.0, 2.5
 軸受反力 ΣR : 1.8 W, 1.5 W
 右端 $F + M$: 1.0 M, 0.5 M,
 たるみ $M_1 = W L_0 + \frac{1}{2} W_s L_0^2$

図 2.1 たわみ曲線シリーズ計算用モデル軸系



W : プロペラ重量
 $W_s, (W_s')$: プロペラ軸(中间軸)の分布重量
 $I, (I')$: " (") の断面スイズセント
 E : 軸材料のヤング率
 M_4 : 支点4の支持モーメント
 F'_4 : 支点4の右側のせん断力

R_2 : 支点反力
 L_0 : スパン長さ
 θ_1 : 支点2-3を基準軸として
 支点1および2の位置の傾
 斜角

図 2.2 アライメント設計条件検討用モデル軸系

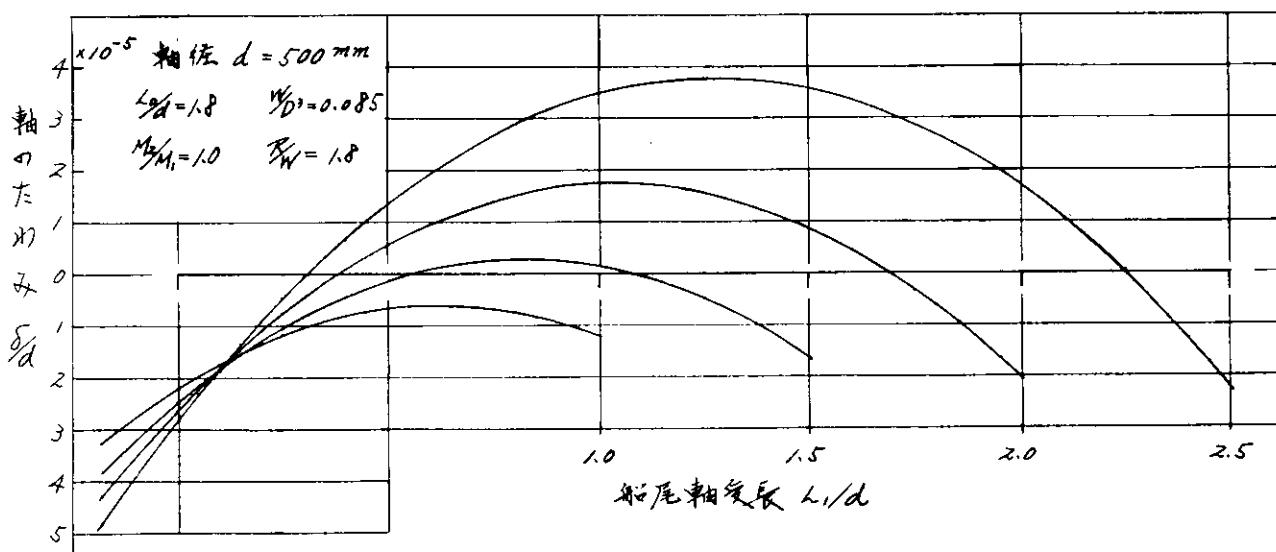


図 2.3 船尾軸受内の軸のたわみ曲線

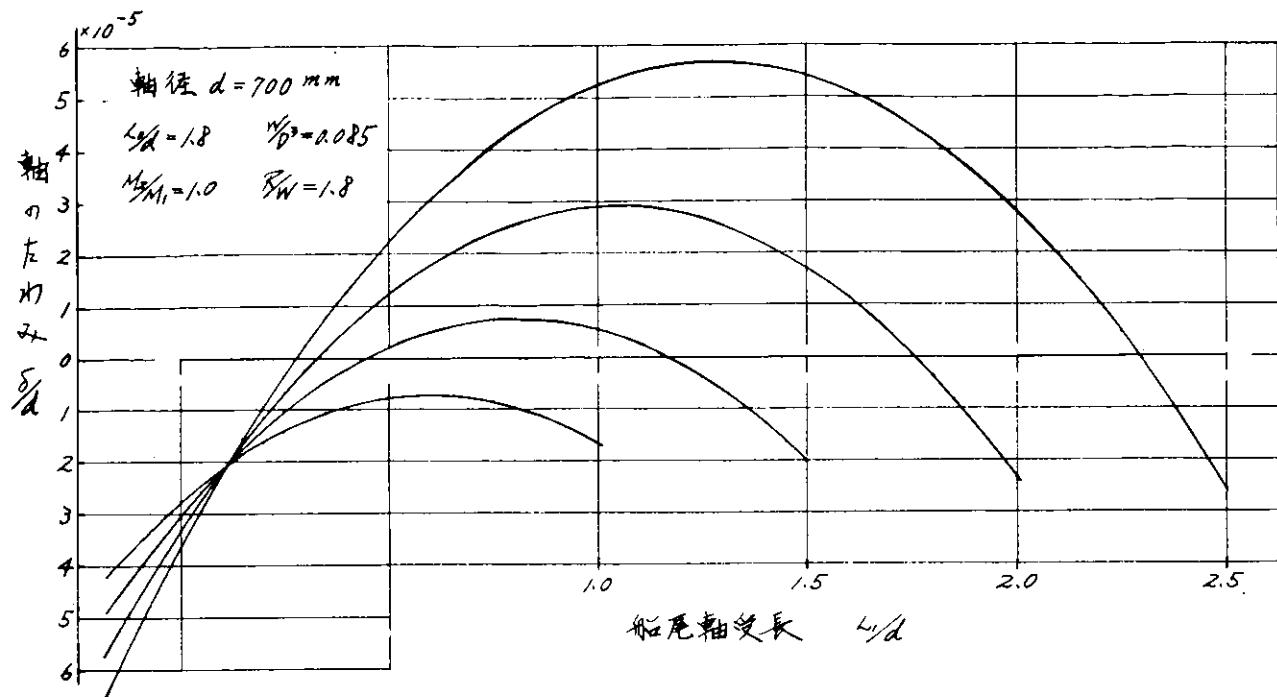


図 2.4 船尾軸受内の軸のたわみ曲線

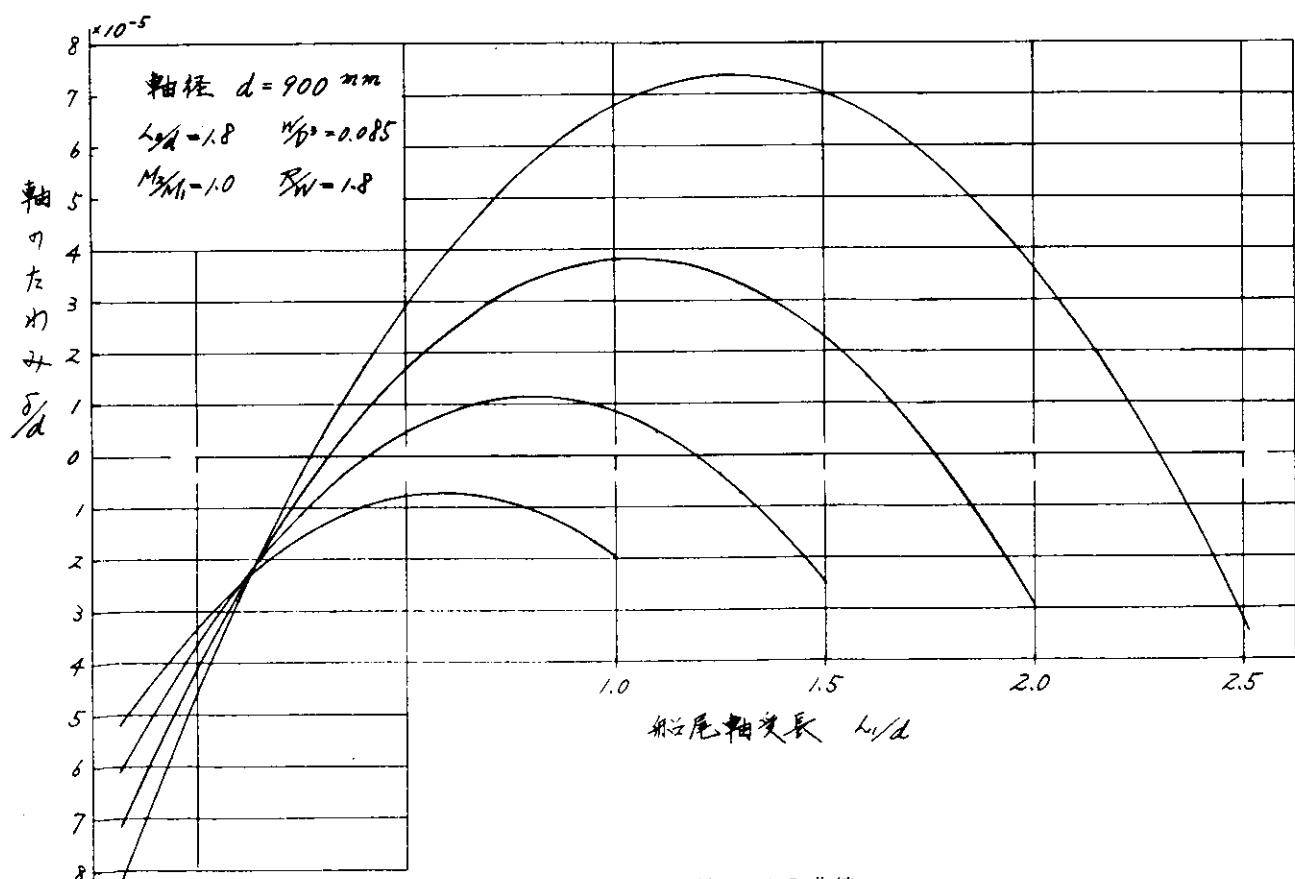


図 2.5 船尾軸受内の軸のたわみ曲線

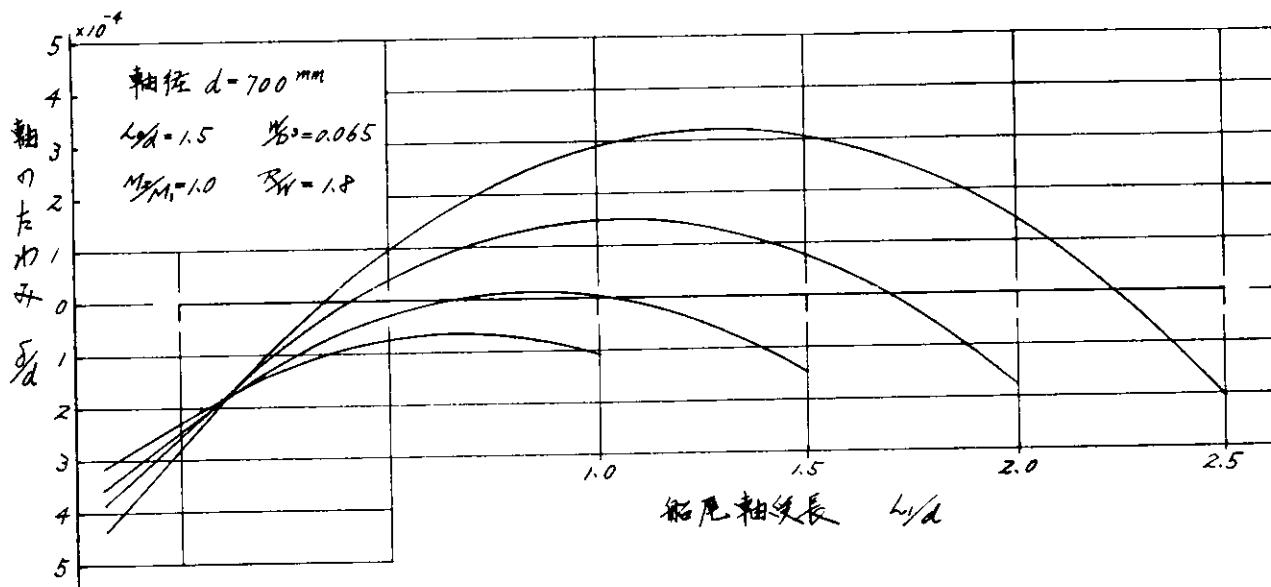


図 2.6 船尾軸受内の軸のたわみ曲線

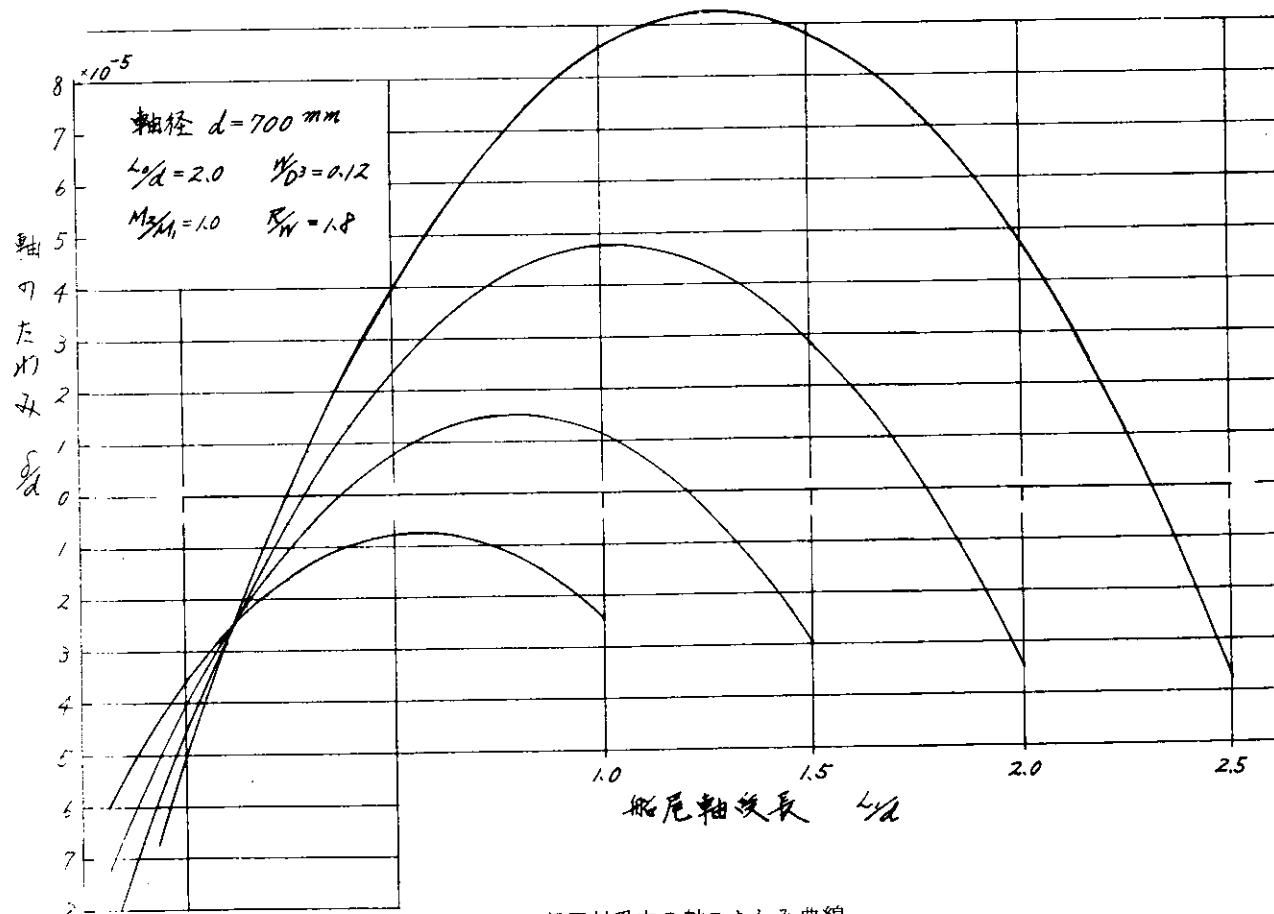


図 2.7 船尾軸受内の軸のたわみ曲線

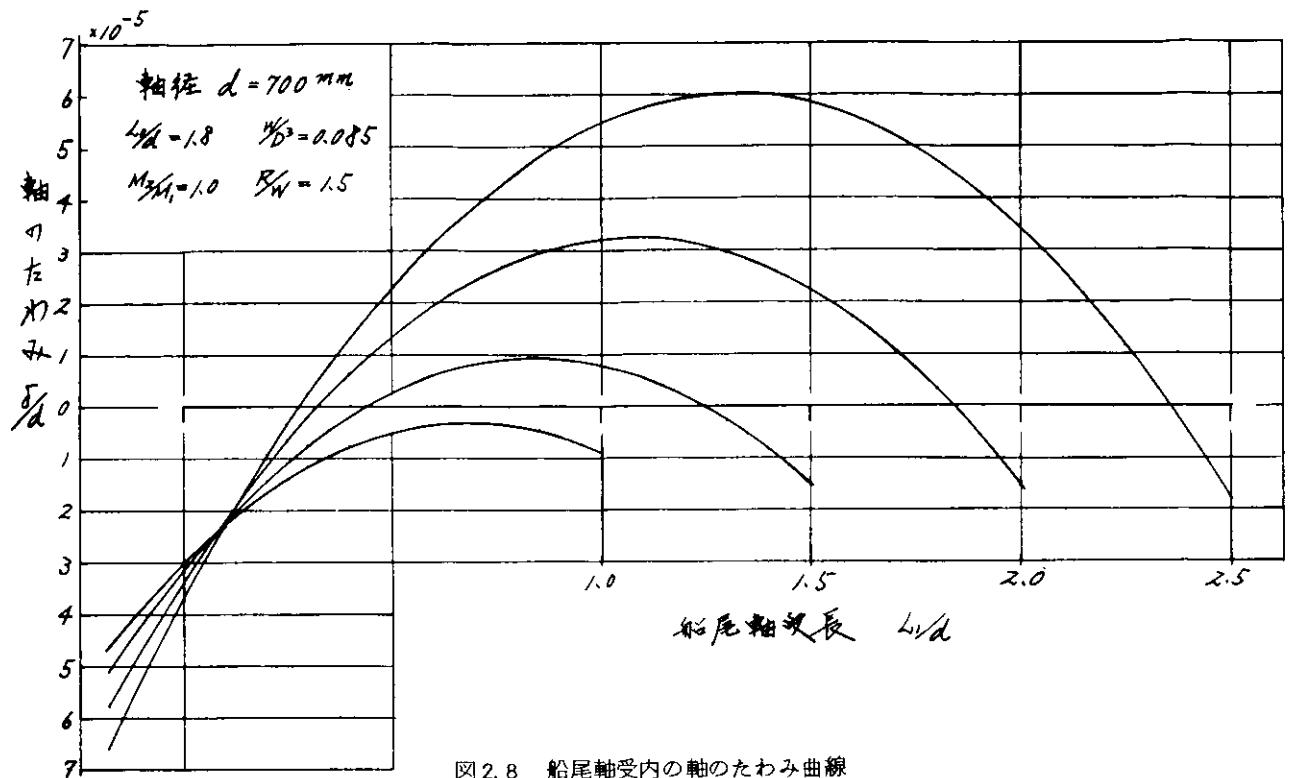


図 2.8 船尾軸受内の軸のたわみ曲線

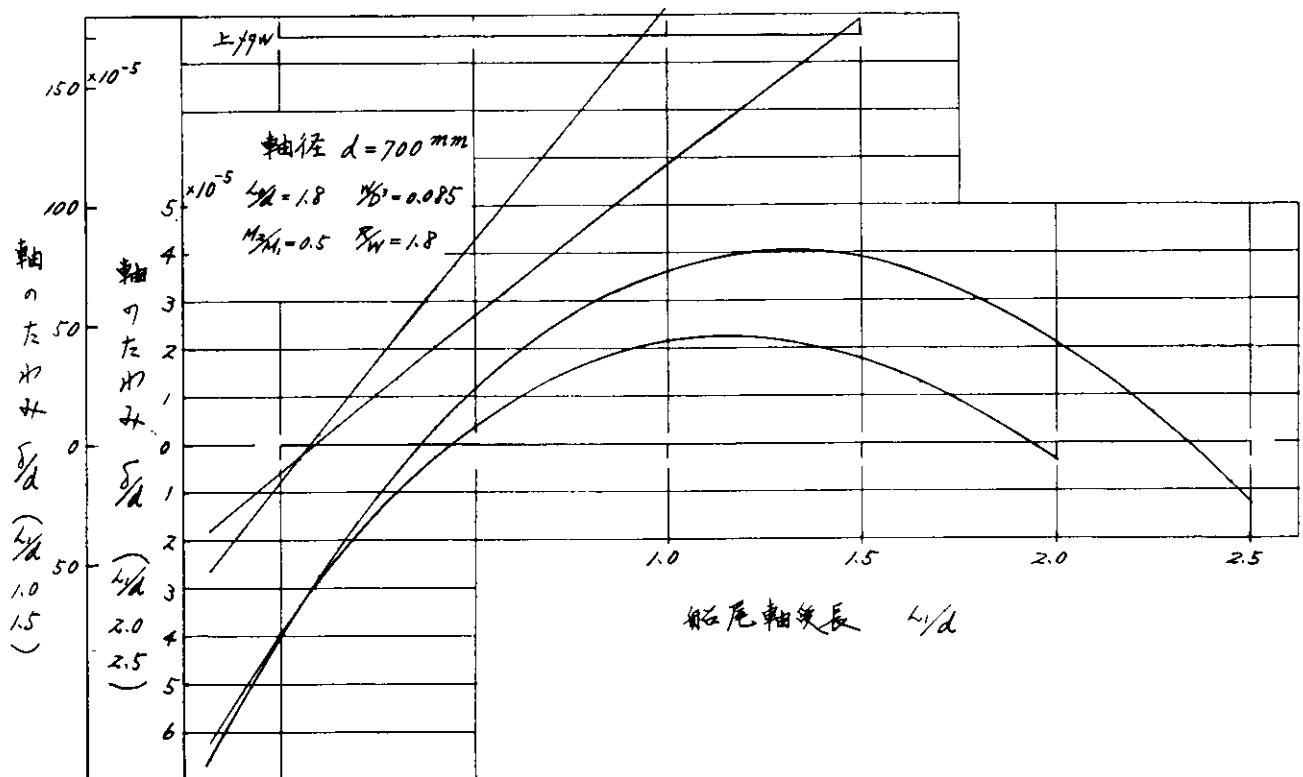


図 2.9 船尾軸受内の軸のたわみ曲線

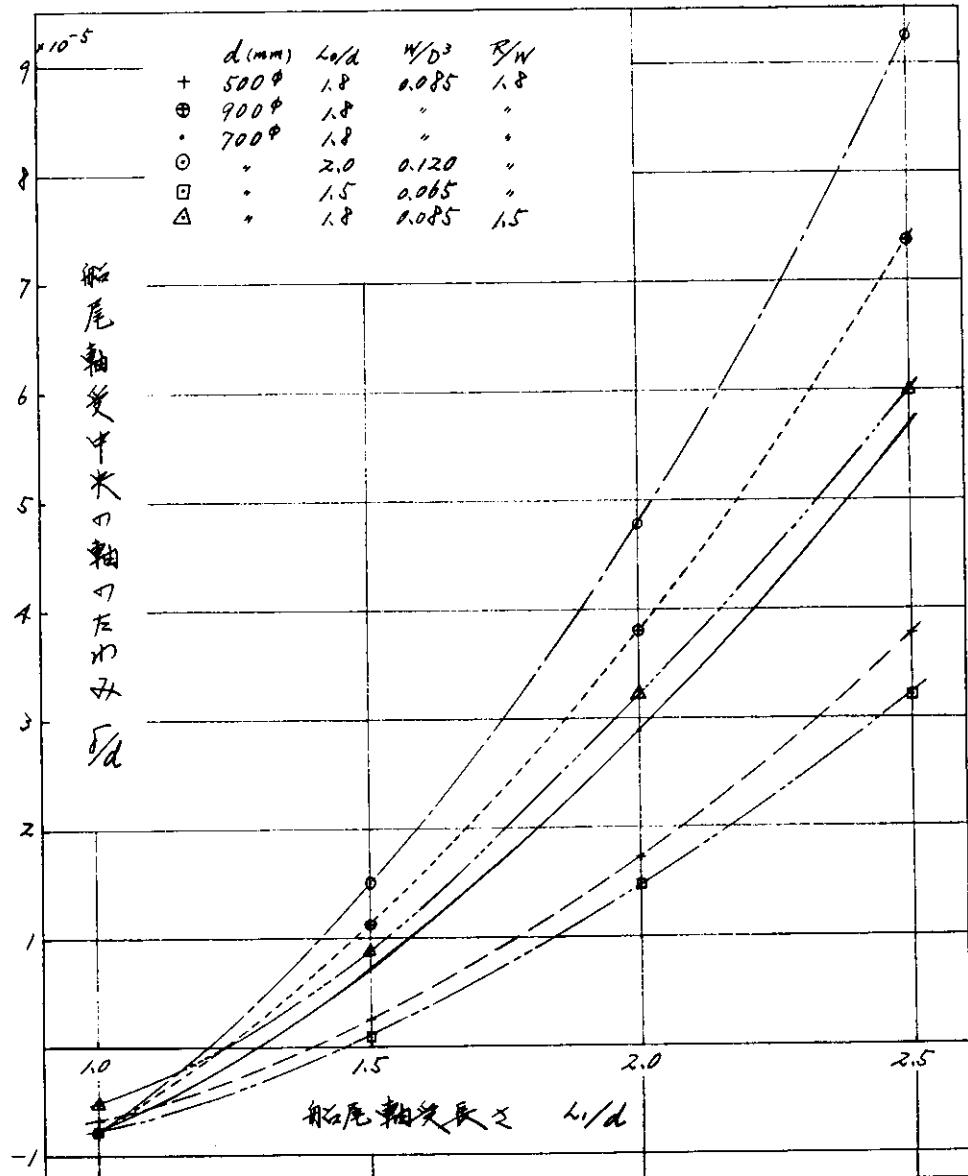


図 2.10 船尾軸受中央の軸のたわみ

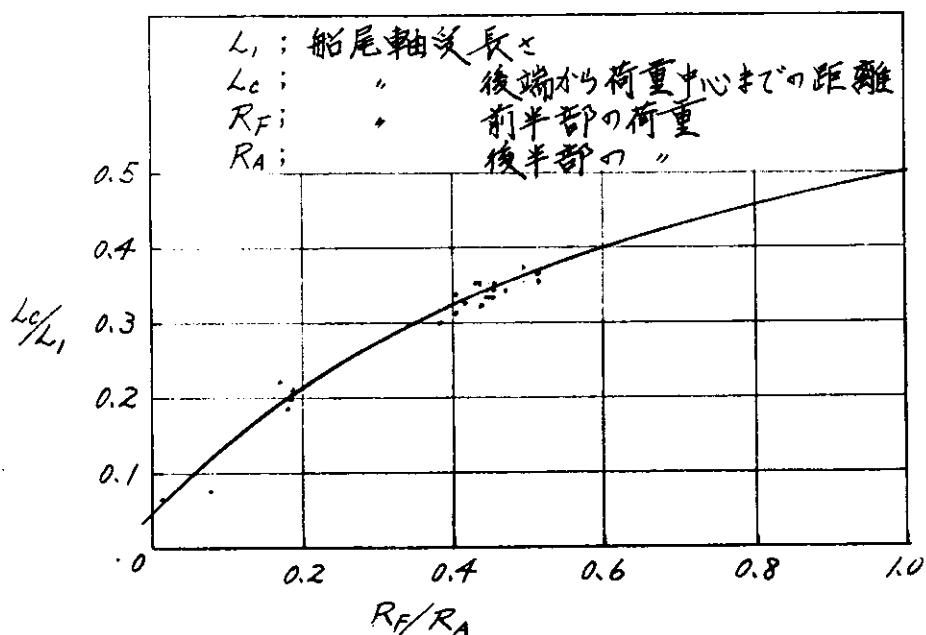


図 2.11 船尾軸受荷重中心

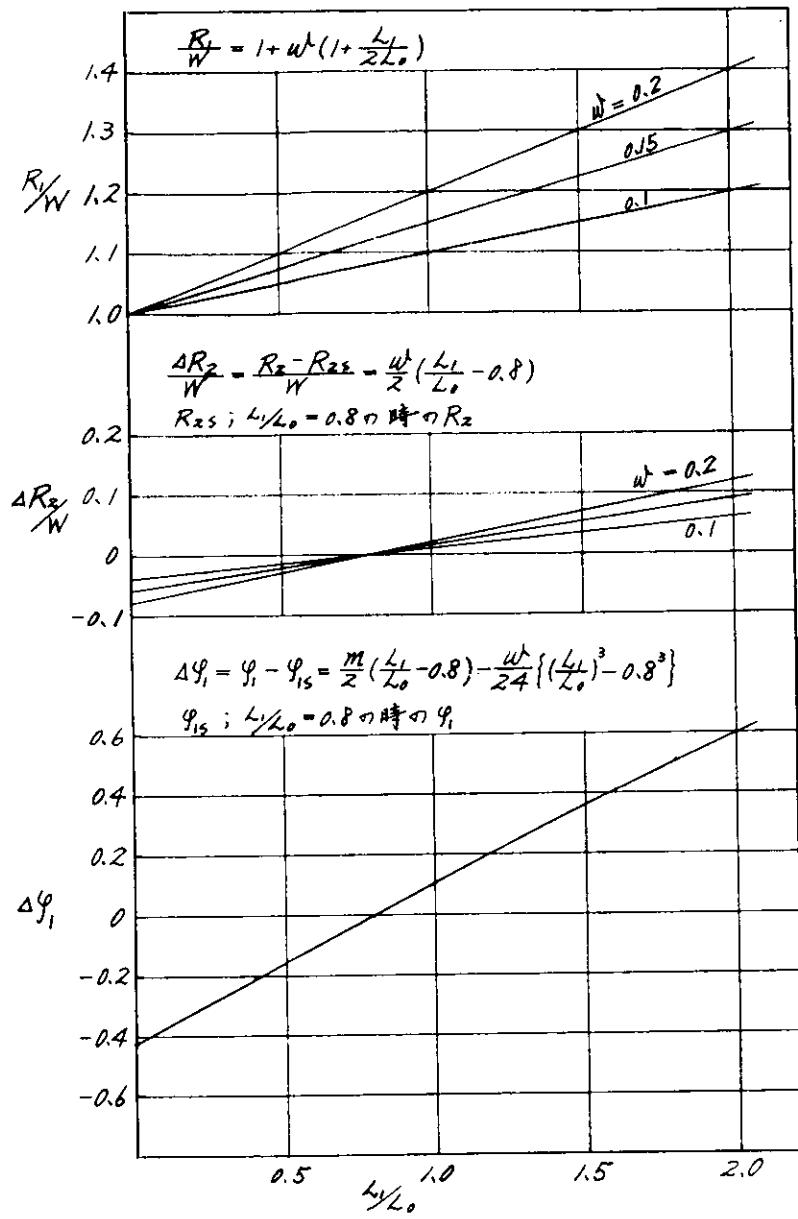


図 2.1.2 R_1/W 、 $\Delta R_2/W$ 、 φ_1 の値

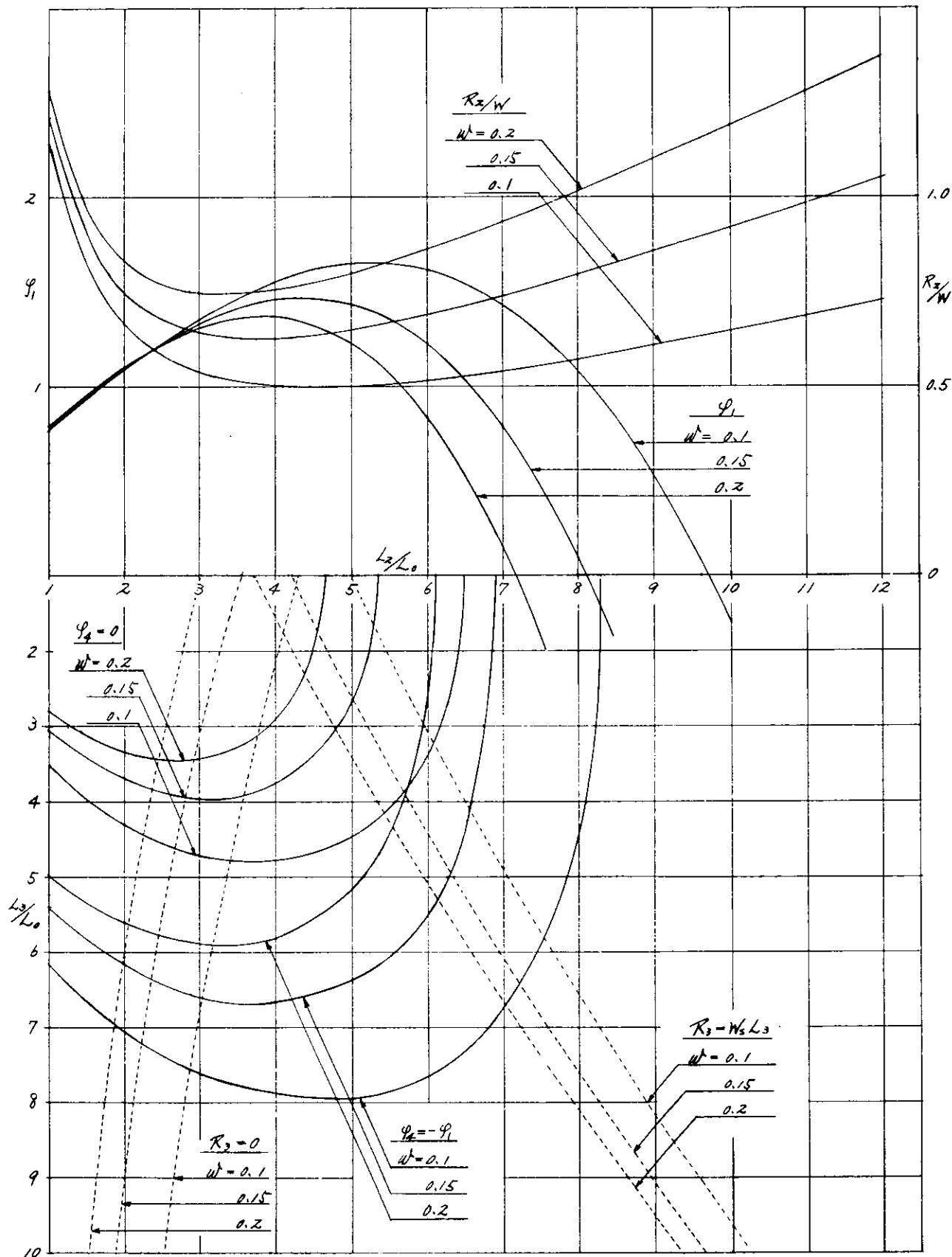


図 2.13 $R_2, R_3, \varphi_1, \varphi_4$ の値 ($C_3 = 0$ の場合)

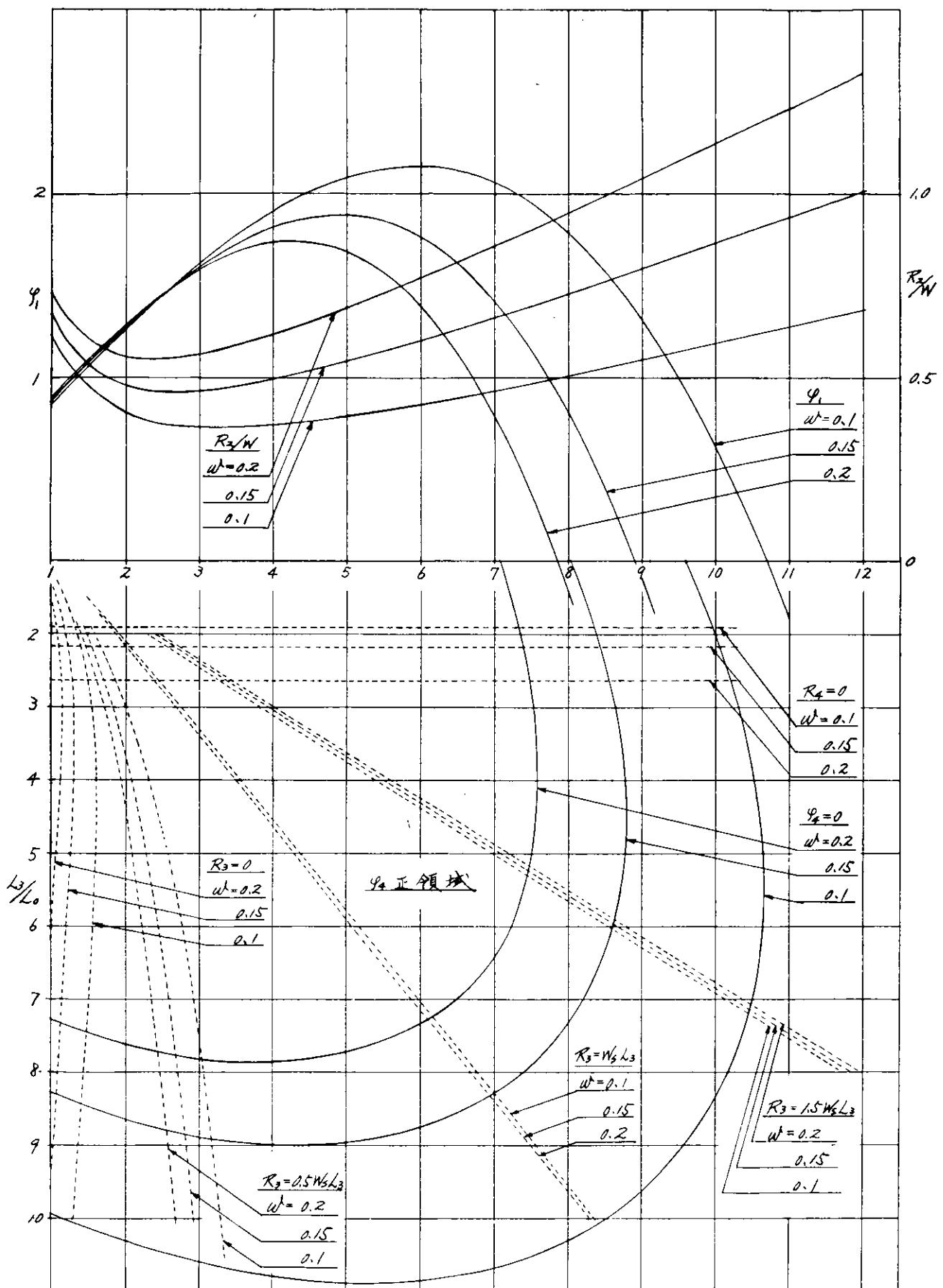


図 2.1.4 R_2 、 R_3 、 φ_1 、 φ_4 の値 ($C_3 = 0.5$ の場合)

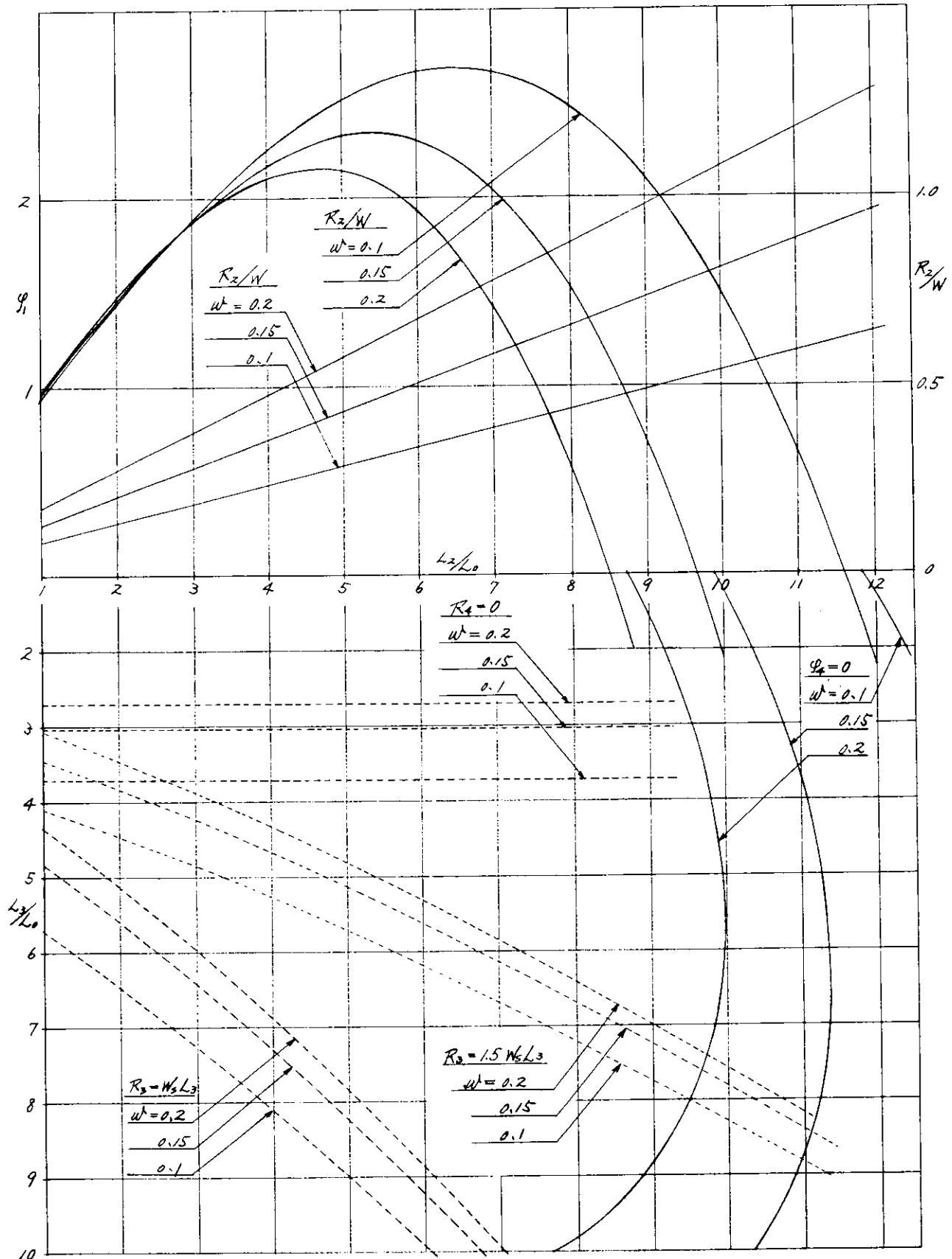


図 2.15 R_2 、 R_3 、 φ_1 、 φ_4 の値 ($C_3 = 1$ の場合)

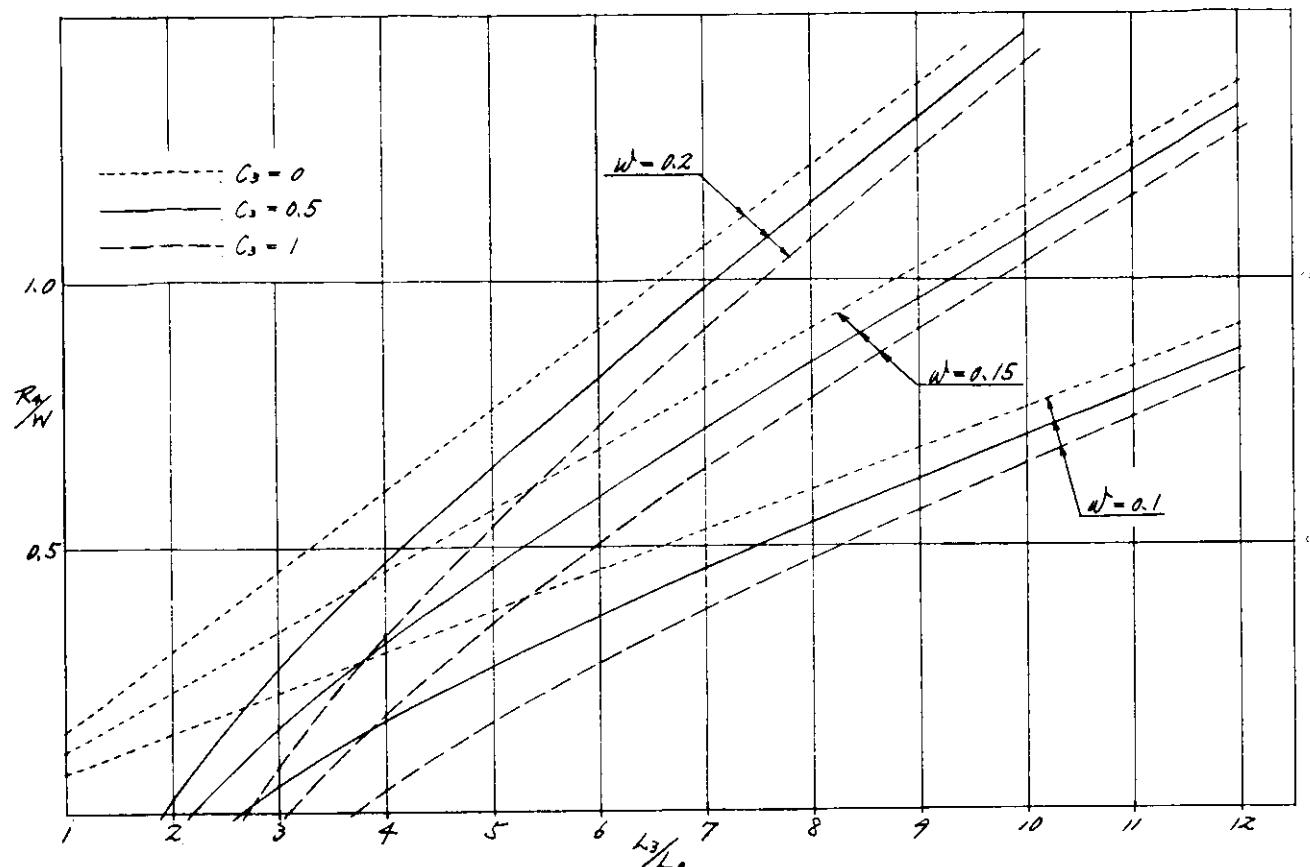


図2.16 R_4/W の値

結　　言

当研究部会の最終年度である昭和46年は、キーレスプロペラの実船試用、油用および海水用の船尾管シール装置の数社の国産開発製品の実船試用、その他、軸計設計分野の細部にわたる改良など、多くの革新が行なわれ、この分野の一つの大きな転換期ともいえる年であつた。これらの改良開発は、ひとえに、当研究部会の成果を直接的あるいは間接的に系口としたものとみなされ、軸系分野の革新の一助として貢献したことを、また、将来においても貢献することを確信してやまない。

当部会の研究を、ここに完了するにあたり、これまでの広範囲な諸調査実験研究の担当者をはじめ、関係各位の多大なご協力に感謝する次第である。