

タービン発電機のエンドブラケットの剛性

Lateral Stiffness of End-bracket of Turbine Generator

志 田 茂* 栗 津 原 博*

Shigeru Shida

Hiroshi Awazuhara

要 旨

タービン発電機のエンドブラケットが内圧を受ける際のたわみ計算方法について検討した。ステータフレームに取り付けるボルト締付部および板厚不連続部に生ずる局部変形を考慮しなければ、非常に大きな誤差を伴うことがわかった。逆に、これらの局部変形を考慮すれば、エンドブラケットを簡単に軸対称形状に近似してもじゅうぶん合う計算式が得られることがわかった。

1. 緒 言

回転電機フレームは、大形化するにともない、その剛性の評価も正確さが要求されるようになってきた。本報では、まず、タービン発電機のエンドブラケットの剛性について述べる。

タービン発電機のエンドブラケットは、冷却用の水素によって内圧を受けるが、この内圧による変形が大きくならないように、図1に示すような放射状および環状リブで補強されている。このようなリブ補強構造物の剛性計算に当たっては次のような問題点がある。

- (1) エンドブラケットの取付部の支持条件。すなわちボルト締付部の局部変形に関する問題。
- (2) ステータフレームはリブ付薄肉円筒であるが、フレーム形状がエンドブラケットの変形に及ぼす影響。
- (3) リブの取り扱い方法の単純化。

上記(1)、(2)はいずれも境界条件に関する問題で、外周の境界条件として完全固定とするか、単純支持とするか、あるいは両者の中間の弾性支持とするかで変形計算結果が大きく違ってくるので重要である。(3)はリブ付円板の問題をどのような方法で解析すればじゅうぶんな精度で最も簡単かということに帰結する。

本報では、(1)～(3)の点を詳しく検討した結果について述べ、その検討結果をもとにエンドブラケットの剛性計算を行ない実測値との比較を行なったので報告する。

2. 記 号

M : 単位長さ当たりのモーメント	C : ボルト締付部接触長さ
θ : 傾 斜	b : 板幅あるいはリブ幅
E : 縦弾性係数	K : 基礎係数
ν : ポアソン比	p : 圧 力
h : 板厚あるいはリブ高さ	

3. 実 験 方 法

3.1 供 試 モ デ ル

実験に用いたタービン発電機のエンドブラケットのモデルは図

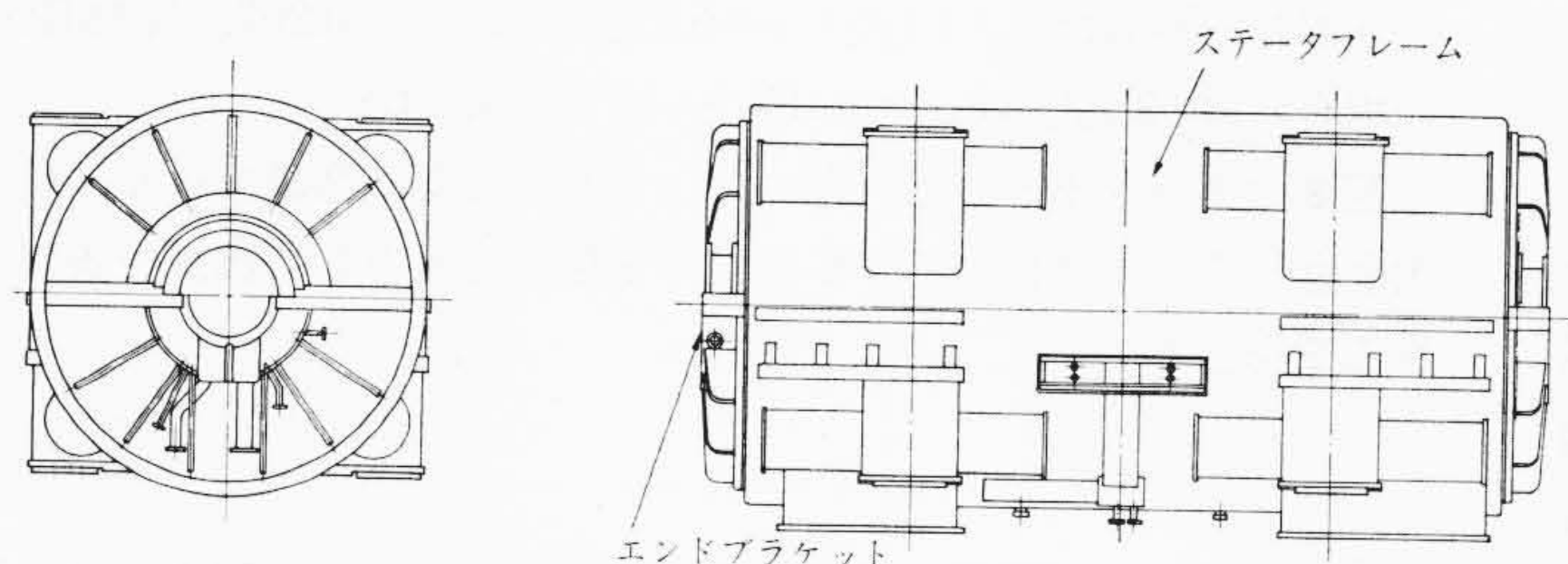


図1 タービン発電機のエンドブラケットとステータフレーム

2, 3に示す2種類がある。いずれもエンドブラケットを単純化したモデルで、寸法は実物の約 $\frac{1}{4}$ である。図2は環状および等角度で配列された放射状リブを有する円板（以下単に“リブ付円板”と呼ぶ）である。緒言(3)に述べたリブの取り扱いの単純化を図る目的で実験に供するものである。図はリブ個数12個の例を示したが、9個のモデルも製作してある。ただしリブ間の角度のみ異なりほかの寸法は同一にしてある。図3は実物に類似させて単純化したモデル（以下“実物モデル”と呼ぶ）である。図面の都合上横にしてあるが、OFラインを境として左側の上エンドブラケット、右側の下エンドブラケットと呼ばれている2個の半円状の要素で構成されており、その断面は中心軸に関して非対称な形状となっている。この両者はフランジを介してボルトで結合されている。図2のリブ付円板の放射状リブは、配列間隔が等しく、各リブの寸法も等しく作られてあるが、実物モデルでは、放射状でないリブ（図3、G-H）も含み、配列間隔も一定でなく、各リブの寸法も等しくない。図2, 3とも中央に、実物ではシャフトが貫通する孔を設けている。

一方エンドブラケットを取り付けるステータフレームの形状は、図4, 5に示すとおりである。図4はリブ付円板用のステータフレームで、左半分は薄肉円筒に軸方向、円周方向のリブで補強された

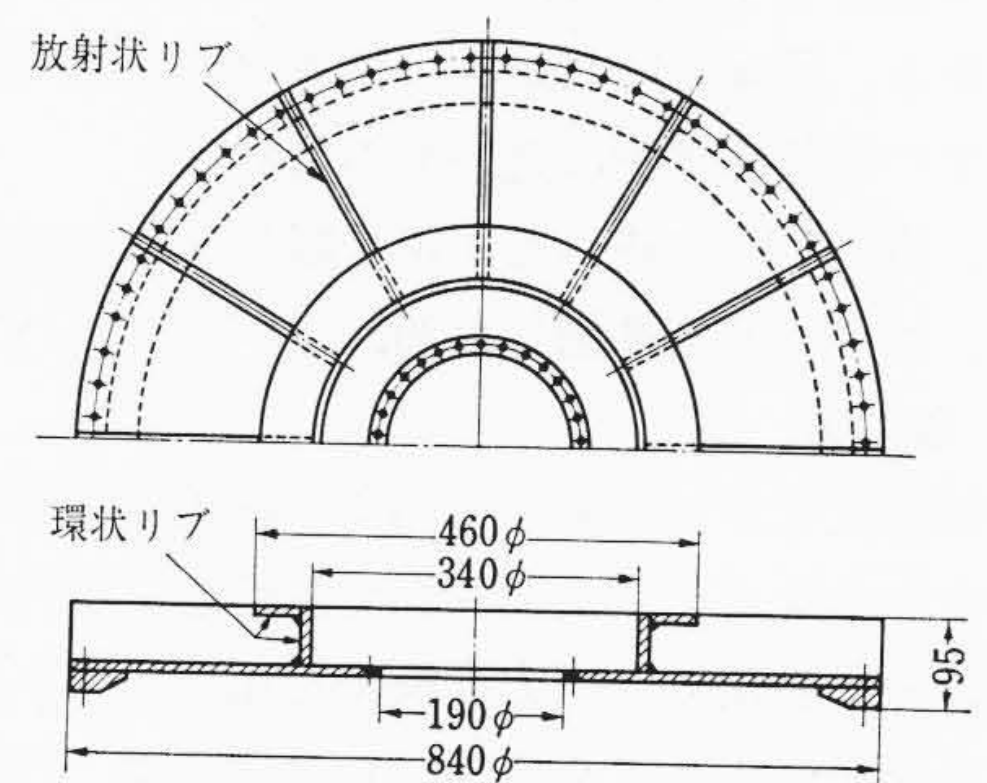


図2 リブ付円板

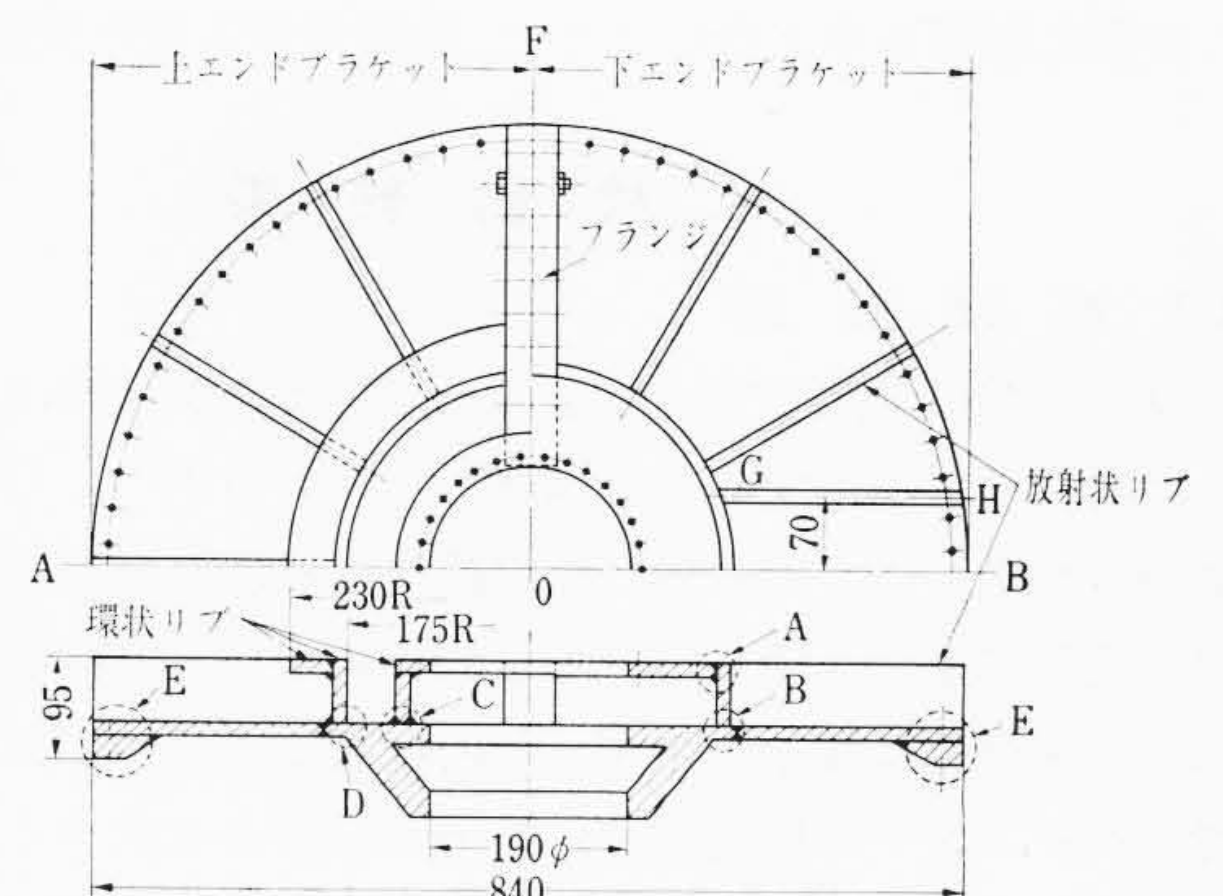


図3 実物モデル

* 日立製作所日立研究所

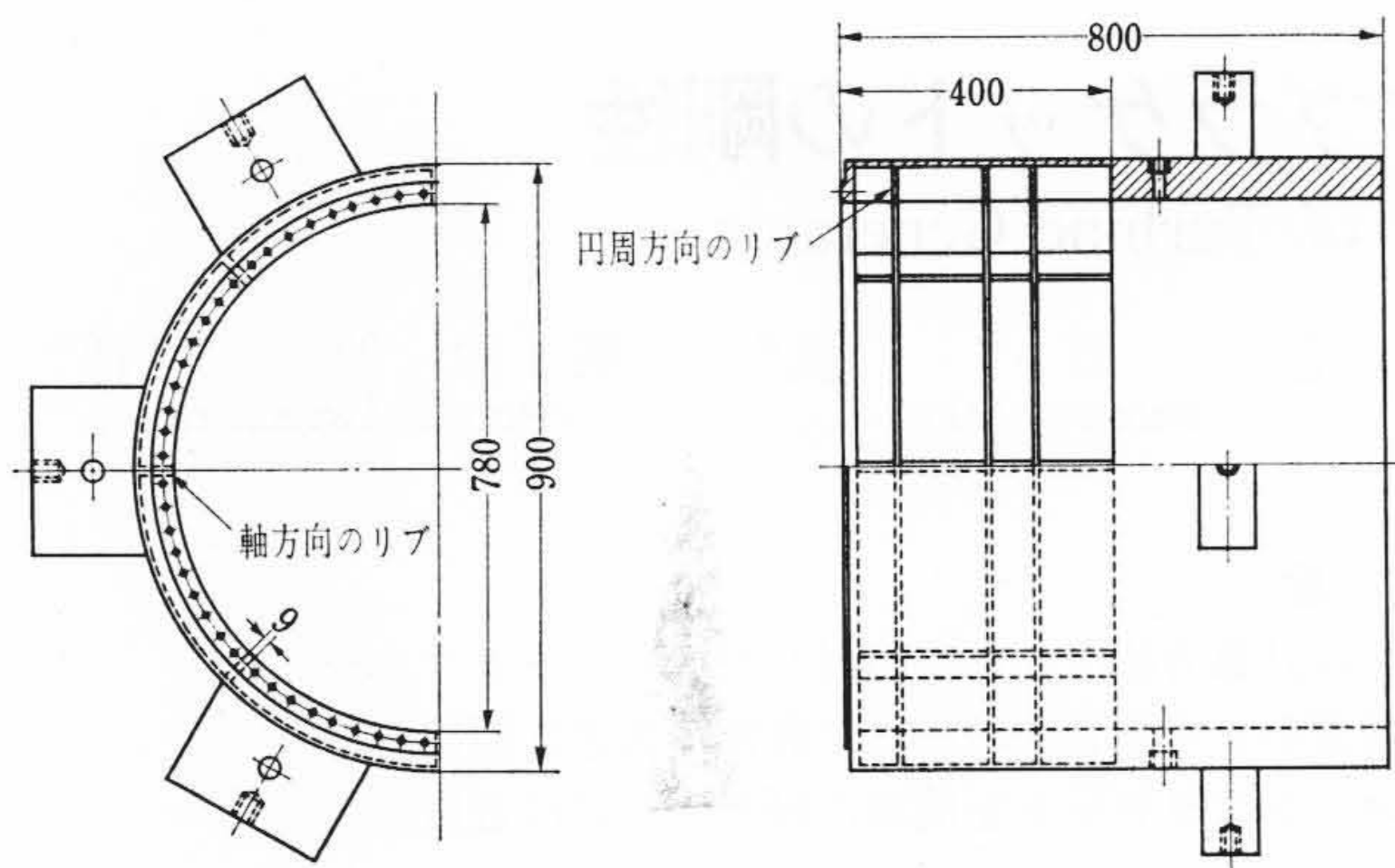


図4 リブ付円板用ステータフレーム

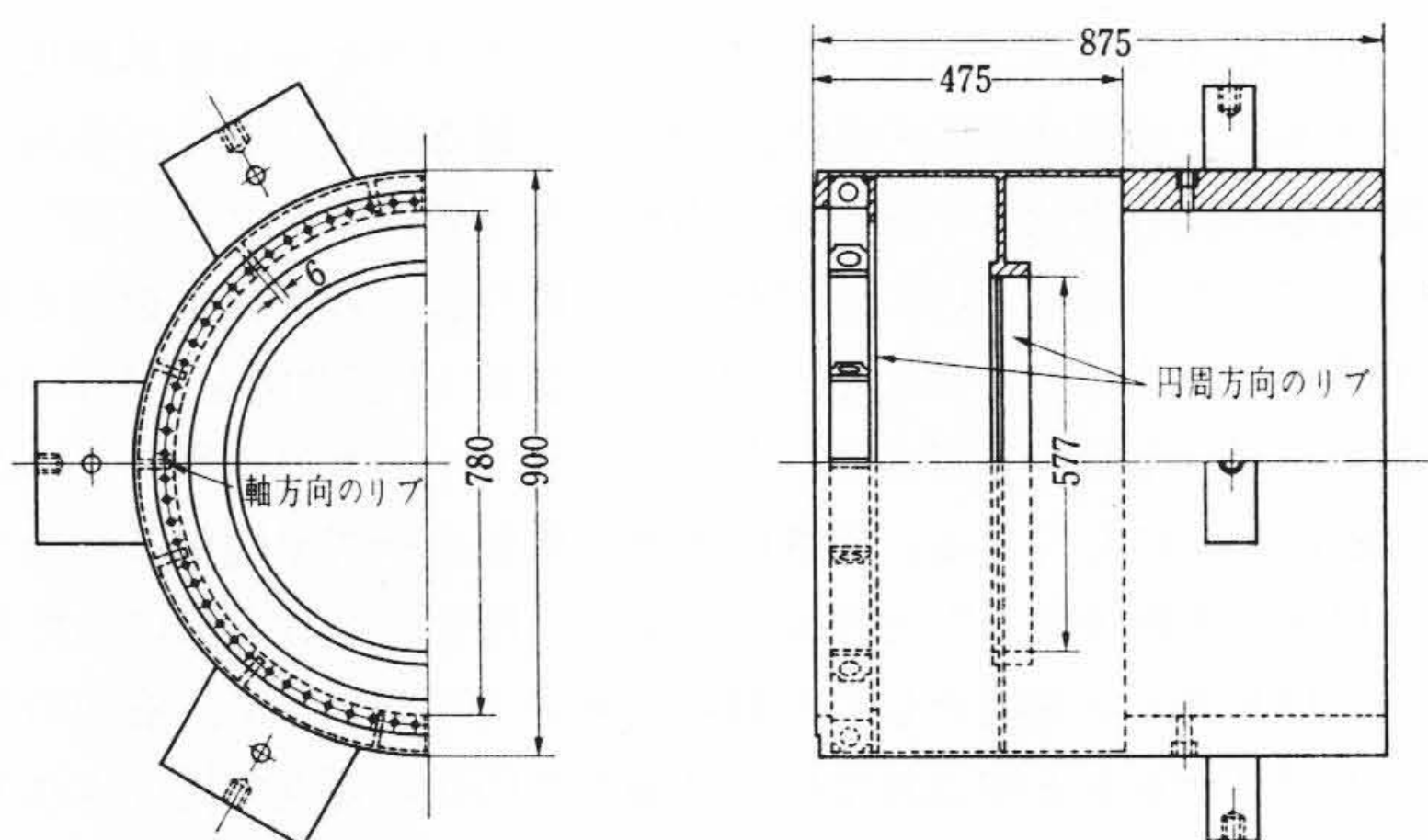


図5 実物モデル用ステータフレーム

構造になっているが、右半分は厚肉円筒となっている。リブ付円板をリブ付薄肉側および厚肉側のそれぞれに取り付けて実験を行なうことにより、緒言(2)に述べたステータフレーム形状がエンドブラケットのたわみに及ぼす影響を調べることができる。

厚肉側に長方形の突起物が溶接されているが、これはたわみ測定および後述する中央孔を閉じるゴム製めくらふた押え用の治具を取り付けるためのもので、実物のステータフレームとは無関係である。円周方向に4箇所取り付けである。図5は実物モデル用のステータフレームである。図4と同じように軸方向および円周方向にリブがあるが、リブの形状は実物に近いものである。

そのほか、緒言(1)に述べたボルト締付部の支持条件を調べるために、円板、はりなども準備したが、これらについては後に述べる。

3.2 実験方法

図6は実験状況を示したものである。内圧によるエンドブラケットモデルのたわみをダイヤルゲージで測定した。内圧は水圧ポンプにより加え、その検出には圧力変換器を用い、ストレンメータで読みとった。モデルの中心にある丸い穴の部分は、円板の剛性に比較して無視することのできる厚さ10mmのゴム板で密閉し、ゴム板があまり大きく変形しないように、またゴム板に作用する圧力が円板の変形に影響を与えないように、治具でゴム板の変形を拘束した。

4. 検討結果

4.1 局所変形

板厚が急激に変化しているところ、たとえば片持はりの支持部などでは局所変形が生ずることは知られている⁽¹⁾⁽²⁾。O'Donnel氏は図7(b)に示すように半無限板に直交するはりを取り上げ、○印部の局所変形に基づくはりの付加たわみについて考察した。この付加たわみは接合部に傾きが生ずるために起こるもので、この傾きに対してはモーメントの影響がせん断力の影響より大きく、後者はほとんど無視できるので、ここではモーメントのみ対象として議論を進める。

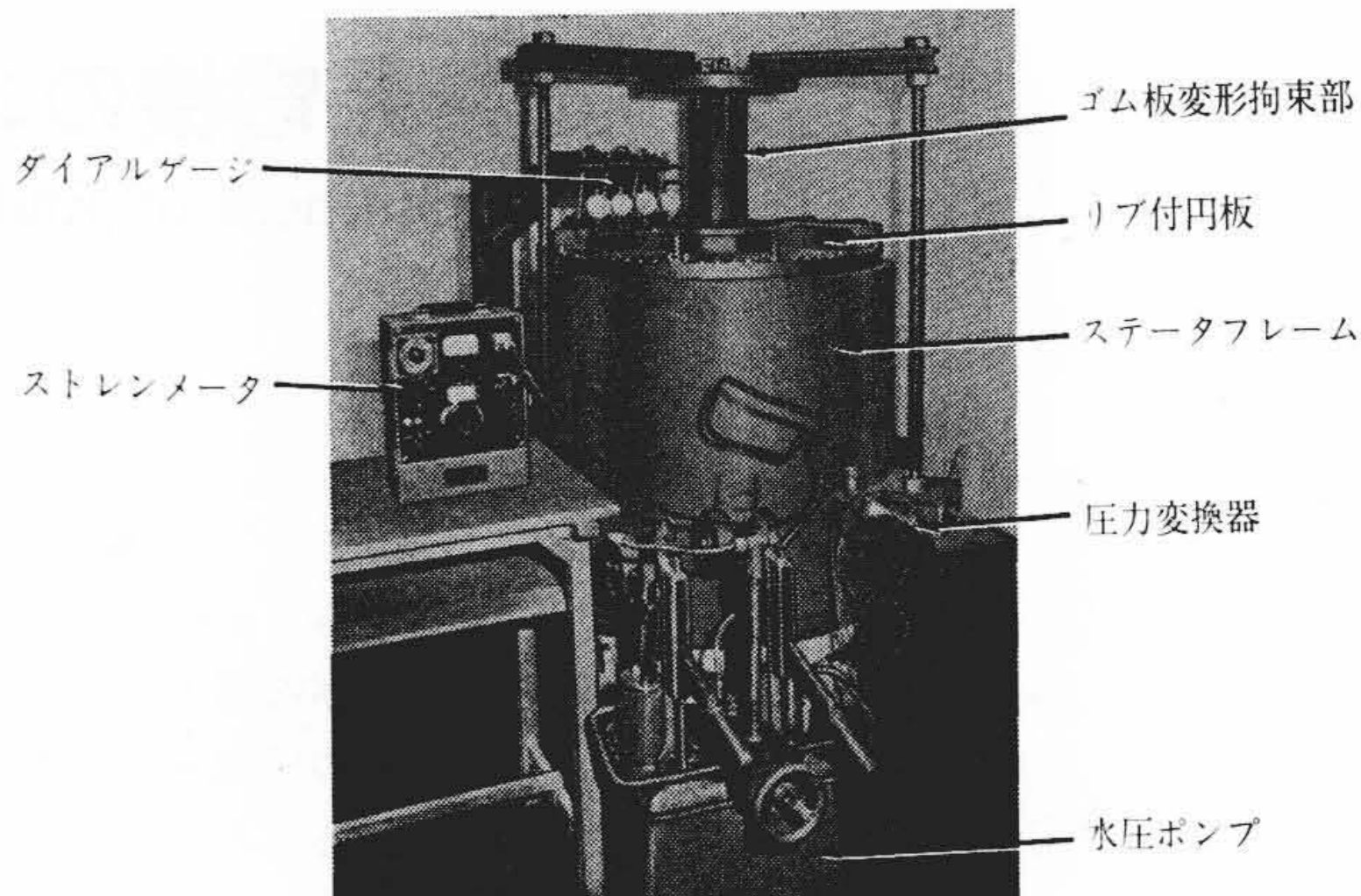


図6 実験状況

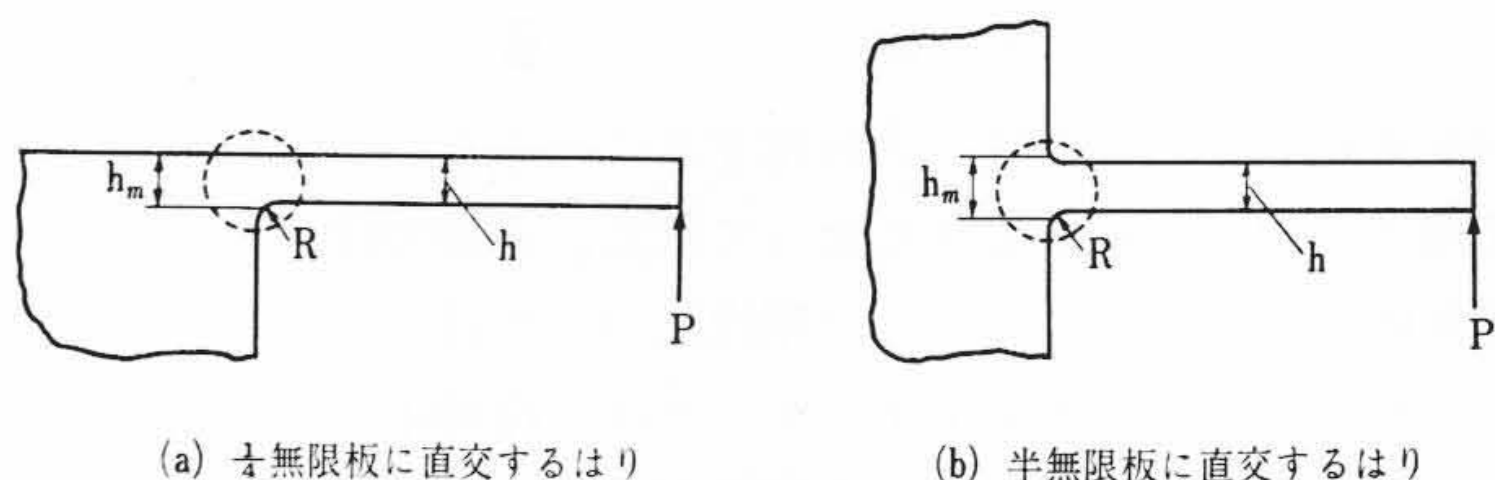


図7 接合部の局所変形

接合部の傾きとして、O'Donnel氏は次式を与えている⁽¹⁾。

$$\theta_M = \frac{16.67}{\pi} \cdot \frac{1-\nu^2}{Eh_m^2} M \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 h_m は接合部で荷重負担する有効板厚を表わし、接合部での曲率半径 R に左右される。

$$h_m = h + 1.5R \quad \dots\dots\dots (2)$$

図7(a)の $\frac{1}{4}$ 無限板に対する理論解はまだ求められていないが、有限要素法で計算した結果、次のようになった。

$$\theta_M = 5.9 \cdot \frac{1-\nu^2}{Eh_m^2} M \quad \dots\dots\dots (3)$$

有限要素法は上界法のため、実際より少し高目に剛性を評価する傾向にある。(3)式を求めるに当たっては、三角形要素数300程度で行なっているため、(3)式の5.9の値のかわり実際には数%前後大きい値をとるかも知れない。いずれにしても図7のはりの任意の点におけるたわみは、接合部が完全に固定された場合のたわみに、(1)または(3)式で与えられる接合部の局所変形によって生ずる傾きによるたわみを付加してやらなければならない。

また、図8に示すようにボルト締付部も同様に扱うことができる。ここで便宜上ボルト締付端に作用するモーメント M と M による傾き θ_M の比を基礎係数 K と名づけることにする。

$$K = \frac{M}{\theta_M} \quad \dots\dots\dots (4)$$

また K の無次元量として次式を採用する。

$$\xi = \frac{K}{Eh_m^2} \quad \dots\dots\dots (5)$$

半無限板の場合は、(1)式で $\nu=0.3$ とすれば $\xi=0.207$ 、 $\frac{1}{4}$ 無限板の場合には(3)式から $\xi=0.187$ といずれも定数となる。

図8のようなボルト締付部では、もちろん ξ は常数でなく、 C の大きさによって変化する。 C に関する無次元量として次式で表わされる ξ をとる。

$$\xi = \frac{h_m}{C} \quad \dots\dots\dots (6)$$

表9は ξ と θ との関係を実験的に求めた結果である。図9には、図10に示した(a)圧力を受ける円板、(b)幅が広く平面ひずみをほぼ満足するはり、(c)リブ付はりなどいろいろの形状に対し検討した

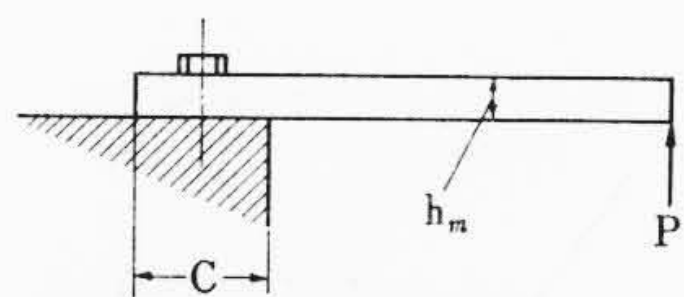


図8 ボルト締付部の局部変形

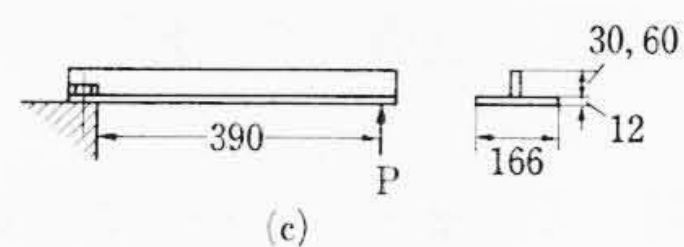
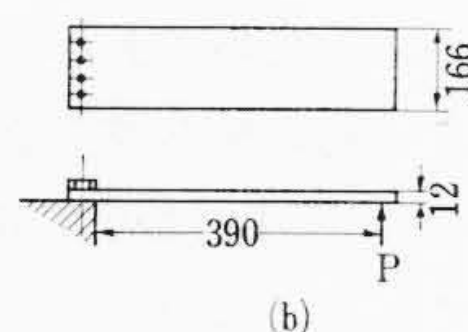
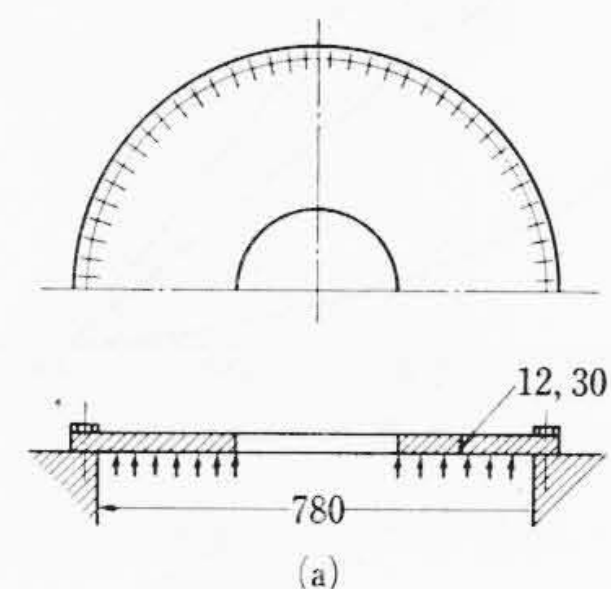


図10 実験に用いた円板およびはり

結果を示してある。ただし、リブ付はりの h_m としては次式を用いるとすべてのデータは同一曲線で表わすことができる。

$$h_m = \frac{b_p h_p + b_R h_R}{b_p} \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここに、添字 p ははり、 R はリブの部分を表わす。はりのたわみ計算に当たって、せん断によるたわみも考慮に入れ、さらにリブ付はりの場合には有効幅⁽³⁾を用いて計算してある。半無限板、 $1/4$ 無限板は $\xi=0$ に相当するので図9にあわせて記した。 $1/4$ 無限板の場合の値 $\xi=0.187$ は、ボルト締付けによる実験結果の $\xi \rightarrow 0$ の延長とほぼ一致するようである。ただし、 ξ はボルト締付力にも、もちろん左右される。図11は図10(b)のはりを用いて、最大たわみに及ぼすボルト締付力 σ_f の影響を調べた結果を示したものである。 σ_f の小さい範囲では、 σ_f の増加に対するたわみ減少の割合は大きく、その影響は顕著であるが、図では σ_f が約 20 kg/mm^2 以上になると、たわみはほぼ一定の状態に近づく。 $\sigma_f=20 \text{ kg/mm}^2$ におけるたわみと比較して σ_f がその $1/2$ に減少すると約6%のたわみ増加を招くが、 $W\%$ ボルトに関する限り、経験的にボルト締付力を 20 kg/mm^2 程度（締付トルク約 300 kg-cm ）で締付けているようである。図9の結果は、すべて $20 \sim 25 \text{ kg/mm}^2$ の締付力で測定した結果を示したものである。図9の ξ を用いてボルト締付部の弾性支持条件、あるいは板厚不連続部での局部変形を解析にとり入れることができる。

4.2 たわみ測定結果

図12にリブ個数12個のリブ付円板が内圧 3 kg/cm^2 を受けた場合のたわみ測定結果を示す。フレームの内側の位置 $r=390 \text{ mm}$ のたわみを0として整理したものである。図ではステータフレームの厚肉側とリブ付薄肉側(図4参照)のおおのにリブ付円板を取り付けた場合のたわみ実測値を区別して示してある。 $r=125 \text{ mm}$ の円周上で比較した両者のたわみの差は7~9%認められるが、形状の差から想像されるほど大きな違いにはなっていない。この理由は、リブ付円板のたわみに対して固定端部の傾きが大きく影響するが、

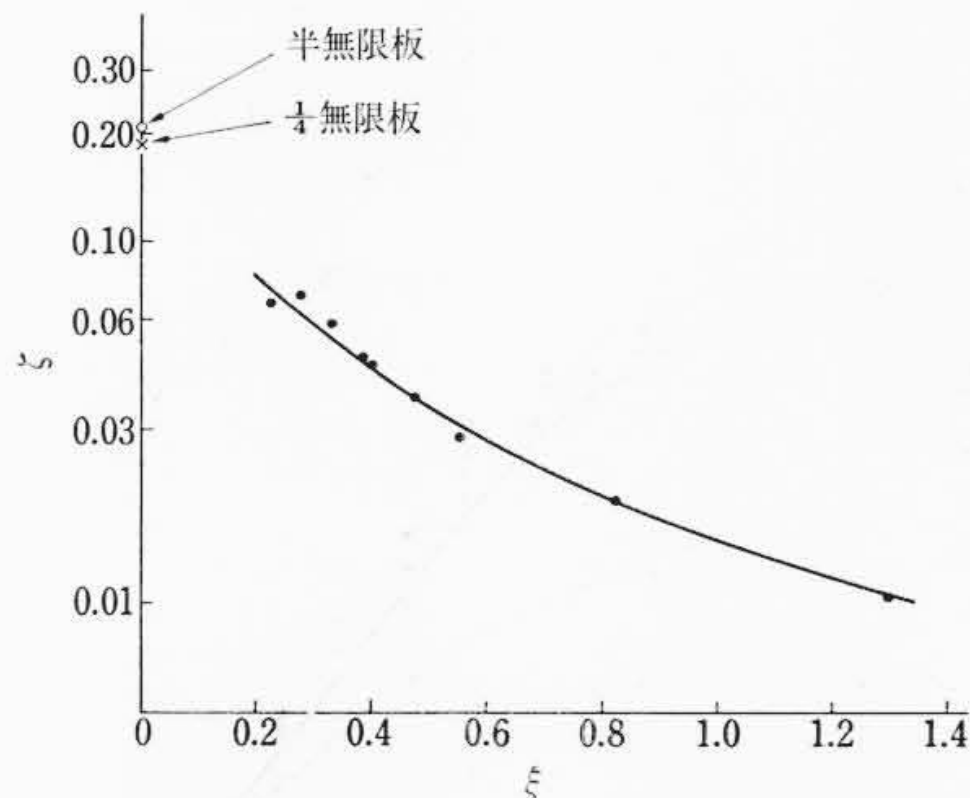
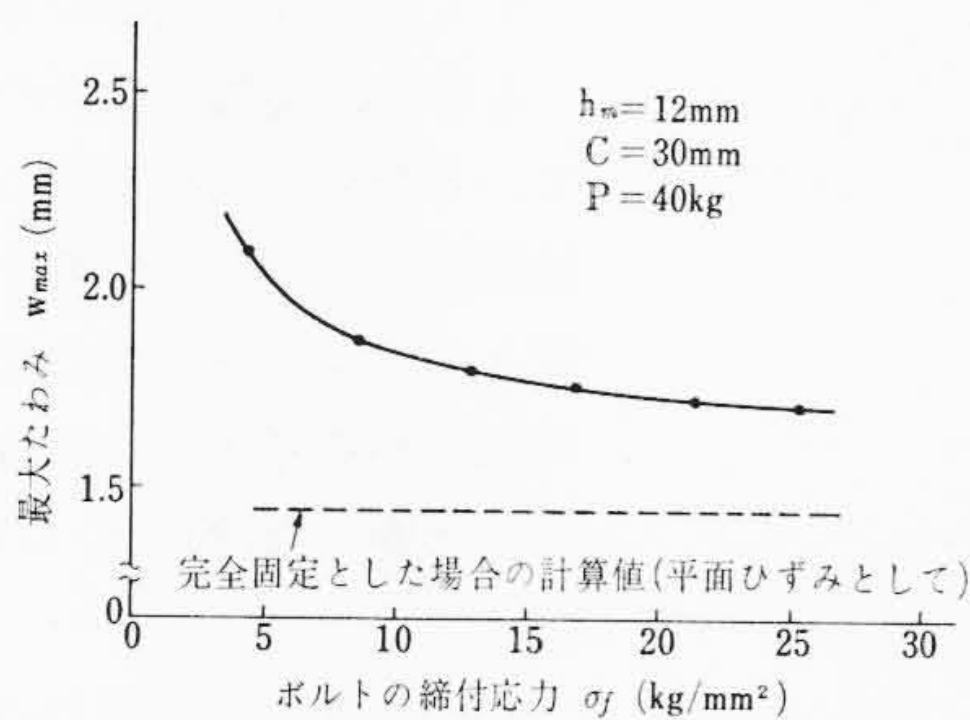
図9 ξ と ζ との関係

図11 ボルト締付力の影響

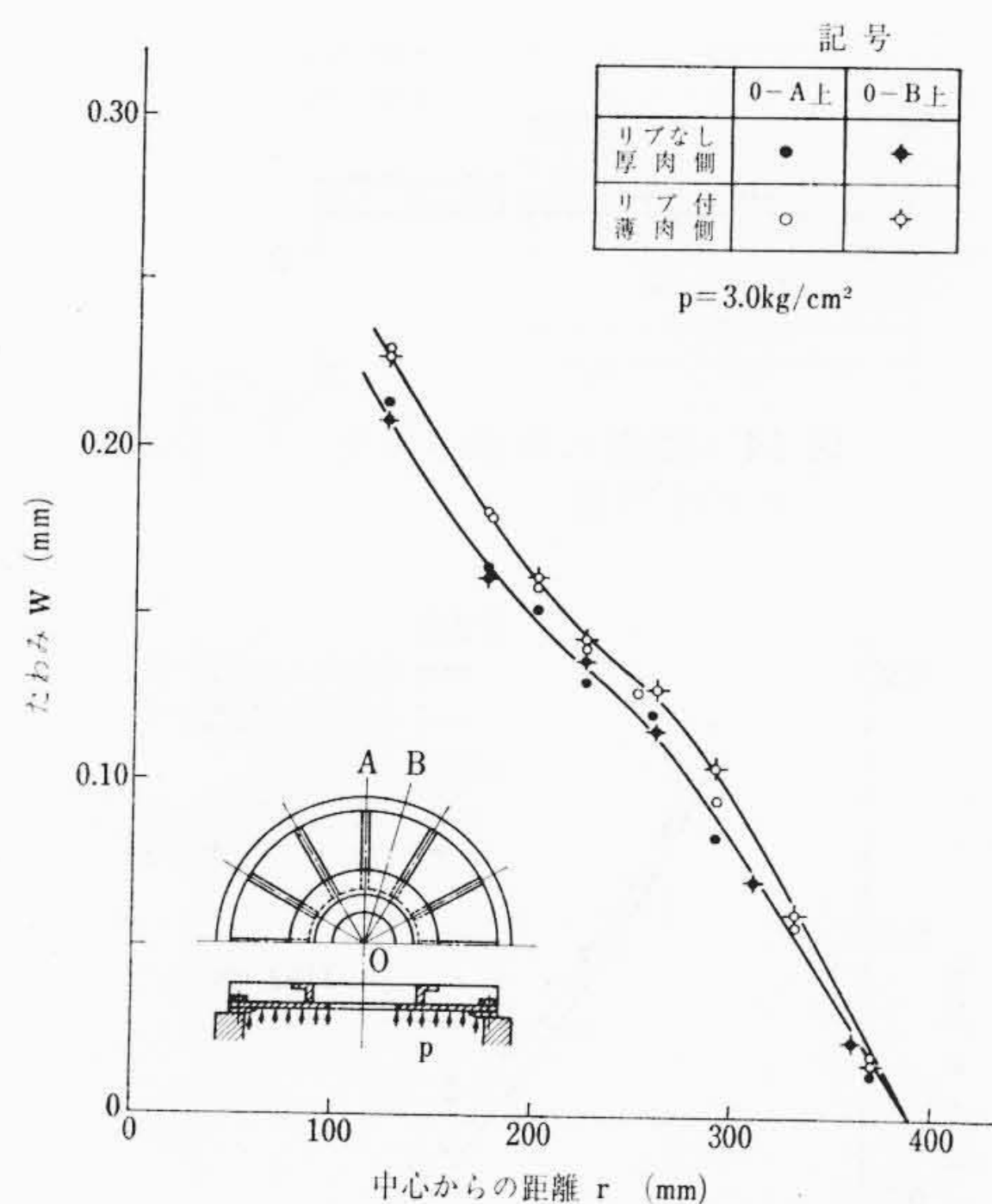


図12 リブ付円板のたわみ測定結果

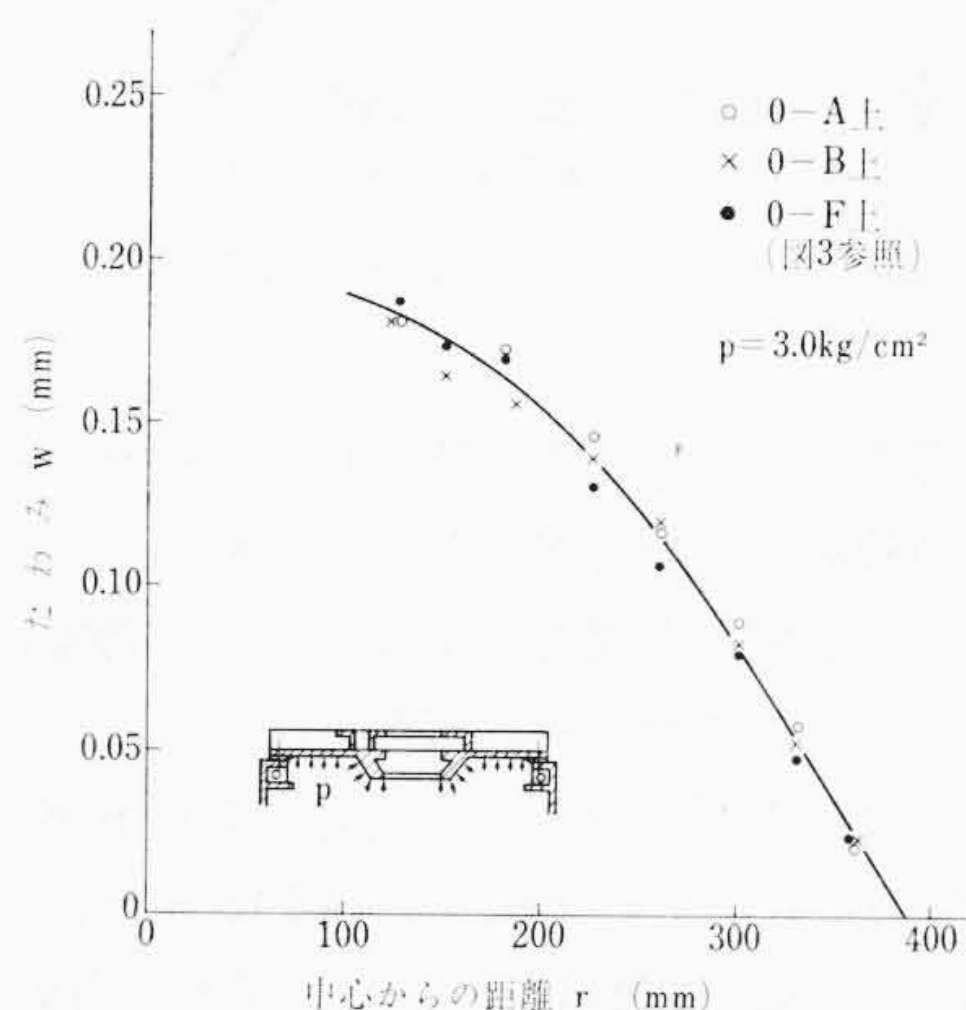


図13 実物モデルのたわみ測定結果

この傾きはフレーム自体の変形とボルト締付部の局部変形の和として現われる。後に述べるように、後者が比較的大きいため前者の影響が後者の中にかくれて大きく現われなかったためであろう。

この両者の差を厳密に解析するためには、エンドブラケットとの境界に単位モーメントを受けたリブ付フレームの変形解析を行ない、境界の傾きを求め、前項で求めた基礎係数を補正すればよい。しかし、図12に示す程度の差ならば、問題を単純化し、フレームの変形を無視し、比較的影響の大きいボルト締付部の局部変形のみを解析にとり入れてもじゅうぶんと思われる。

また、図12では放射状のリブ上(O-A上)で測定した結果と、リブとリブとの中間の円板上(O-B上)で測定した結果とを区別して示してあるが、この両者のたわみの差は非常に小さい。このように、両者の間のたわみ分布に明確な差が見られない理由として、放射状リブの数が多くも考えられる。結果を省略したがリブ個数9個の場合も同様の傾向を示すので、むしろ中心側に環状リブがあって、それによる効果が大きく変形が一様化されるためであろう。

図3に示した上下対称でない実物モデルの測定結果も同様で、図13に示すようにリブ上およびリブとリブの中間上でのたわみに顕著な差は見られない。したがって、このようなエンドブラケットのたわみ計算に際しては、軸対称問題として取り扱ってじゅうぶん良好な結果が期待できる。

4.3 たわみ計算結果

図2に示したリブ付円板を図14のような要素に分割して、各要素を円板およびリングとして取り扱う。○印の境界条件に図9で述べ

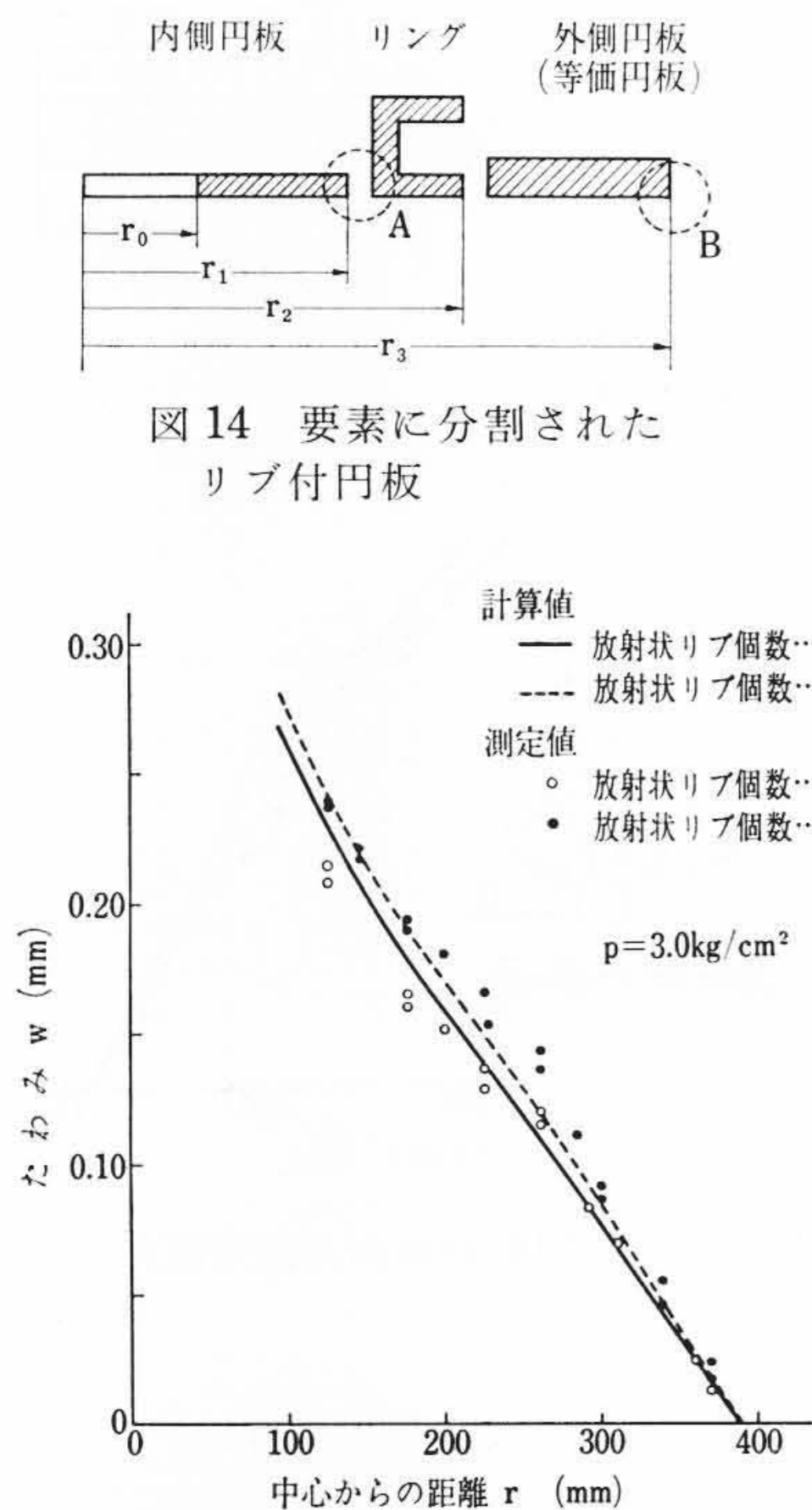


図14 要素に分割された
リブ付円板

図15 リブ付円板のたわみ計算結果

た局部変形を考慮する。放射状リブを有する部分(外側円板)は、たわみの軸対称性を考慮した等価円板におきかえられる。等価円板におきかえる際の円周方向1ピッチの有効幅のとり方を120~200mmと大幅に変えてたわみ計算を行なってみた。その結果、有効幅のとり方による影響は少なく、有効幅120mmと200mmとでたわみに9%の差しか生じなかった。図15はたわみ計算結果を示したものであるが、図は外側円板の平均半径上の円周方向1ピッチ(162mm)を有効幅とした場合の計算例である。リブ個数12個、9個とも実測値と計算値は比較的良好に合っている。リブ個数12個と9個とでたわみがあまり変わらないが、これは上に述べたように、たわみに対する有効幅のとり方の影響が少なかったという計算結果から容易に理解されよう。

同様な方法で実物モデルも計算できるが、実物モデルは非対称のため、形状を軸対称におきかえるのはむずかしい。エンドブラケットを次の4領域に分ける。

- (1) 上エンドブラケットの放射状リブ5個含んだ150°区間。
- (2) 下エンドブラケットの放射状リブ6個含んだ150°区間。
- (3) 上エンドブラケットのフランジの部分を含んだ30°区間。
- (4) 下エンドブラケットのフランジの部分を含んだ30°区間。

これらの分割した領域の個々の剛性をもったエンドブラケットとしておのおののたわみを計算し、最終的にはこれらの分割した領域の角度の重みを加味して平均する方法をとる。図16はその計算結果である。計算結果が多少低目であるが、ほぼ満足できる結果を示している。

このように比較的簡単な取り扱いでもじゅうぶん実測値を表現する計算結果が得られるが、局部変形を無視すると大きな誤差を伴うことが次のことからわかる。図17はリブ個数12個のリブ付円板の例であるが、ボルト締付部を完全固定あるいは単純支持と考えた場合との比較を示している。完全固定では36%に、単純支持では134%にたわみを見積ることになる。どちらかといえば単純支持に近く、かなりボルト締付部が傾くことがわかる。

一方、図14の印A部の局部変形は、ほとんどたわみに影響を与えなかった。これは内側円板自身の変形が比較的大きいため、その陰

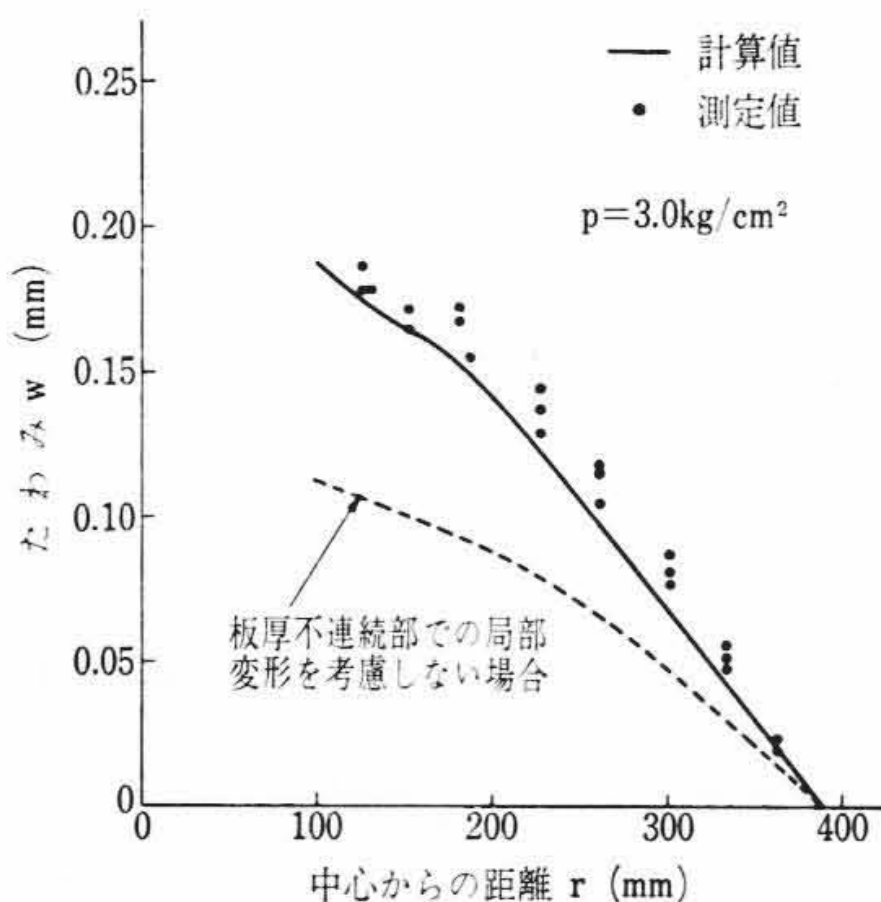


図16 実物モデルのたわみ計算結果

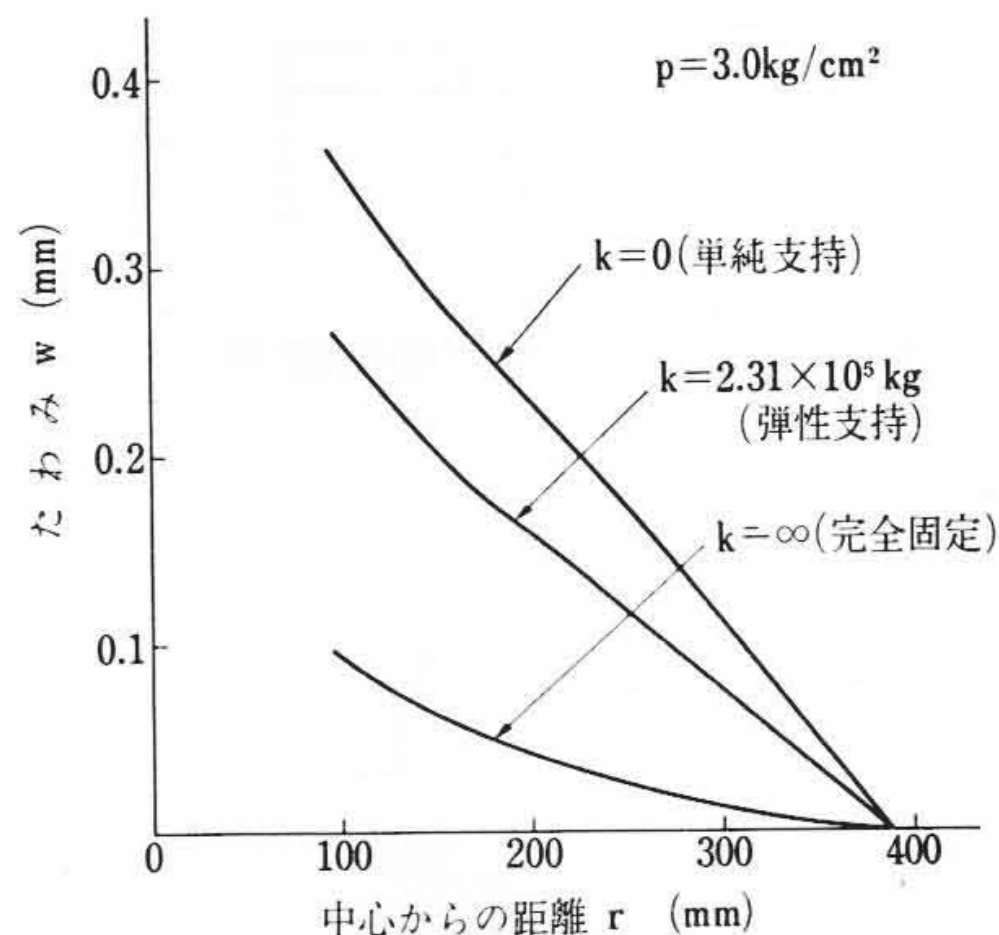


図17 ボルト締付部の支持条件の影響

にかくれて局部変形の影響が顕著に現われなかったためであろう。

しかし、実物モデルの場合には、剛性の大きい要素から成り立っているため、局部変形の影響は顕著に現われる。図16は板厚不連続部の局部変形の影響を調べた結果も併記してある。図の実線、点線ともボルト締付部の局部変形を考慮したが、図3の印A~Dでは局部変形を考慮した場合とを比較してある。板厚不連続部で局部変形を考慮しなければ、たわみを実際の60%に見積ってしまうことになる。

このように局部変形は、たわみに対して影響を及ぼす場合と及ぼさない場合があるが、エンドブラケットに関する限り局部変形を考えなければじゅうぶん剛性を評価できないようである。

以上の考え方で図1に示した実物のエンドブラケットのたわみを計算し、実測した結果と比較したところ非常によく一致し、実物に対しても適用できることを確認した。

5. 結 言

以上の結果を要約すると次のようになる。

- (1) ボルト締付部は局部変形が生ずるため完全固定にならないが、この支持条件を表わす方法として基礎係数 K を導入した。また K を定量的に求める方法を述べ、本文図9に K の無次元量 ξ とボルト締付部接触長さの無次元量 η との関係を明らかにした。
- (2) エンドブラケットの変形は、リブ上とリブとリブの中間上で差がほとんどなく、軸対称であることがわかった。
- (3) 本実験に用いたエンドブラケットに関する限り、ボルト締付部の局部変形が非常に大きく、単純支持に近い結果が得られた。それでも単純支持で計算すると実際の変形の1.3倍にたわみを見積ることになり、ボルト締付部の局部変形の取り扱いが解析上重要であることがわかった。
- (4) ボルト締付部と同様、板厚の不連続部でも局部変形が生じ、たわみに影響を及ぼすことがわかった。
- (5) 局部変形を考慮すれば、比較的簡単な軸対称問題として解析しても、実験結果をじゅうぶんよく表現する計算式が得られることがわかった。

終わりに本研究を行なうに当たって、ご指導いただいた日立製作所日立工場西部長、日立研究所大内田部長、楠本室長に御礼申し上げます。

参 考 文 献

- (1) W. J. O'Donnel: J. Appl. Mech. 27, 461 (1960-3)
- (2) R. D. Cook: J. Appl. Mech. 34, 760 (1967-9)
- (3) 奥田、有馬: 造船協会会報 58, 59 (昭11-6)