

蒸気タービン用ケーシングフランジの解析

Casing Flange for Steam Turbine

Relation between contact pressure of the flange of the steam turbine casing and various dimensions of the flange was studied by measuring contact pressure by means of a three-dimensional photo-elastic method. Also, a finite element method for calculating contact pressure was established. As a result of calculation and measurements it has been found that the flange cannot easily be defined as a rigid body since its contact pressure is largely influenced by flange thickness.

Further, the limit where a leak is started in the turbine casing was measured by a hydrostatic test using a model casing. The test result agreed well with the result of calculation by the above method.

今井 鉄* Tetsu Imai

清水忠之* Tadayuki Shimizu

1 緒 言

近年、蒸気タービンの容量および蒸気条件は飛躍的に増大しつつある。蒸気条件は材料、コストの面から現在の最大246 atm, 538°Cに落ち着いているものの、タービン容量は増加の一途をたどり現在日立製作所では単機容量 1,000MW機の製作を進めている。さらに 1,500MW級の計画も予定されている。

蒸気タービンは、内部に高温高压の蒸気を包蔵している点でケーシングフランジの占める役割は大きく、蒸気タービンの大容量大形化に伴って、その信頼性を確保するためにも十分その強度および蒸気のシール効果を調べておく必要がある。ケーシングフランジは、管フランジのように単純な形状でなく三次元的に複雑な形状をしており、その強度、シール効果を解析することは容易ではない。さらにフランジ部がケーシングに占める重量割合は、高压タービンでは40%にも達することから起動時のロータとの伸び差などの運転性能、熱応力および熱変形を考慮しなければならないが、本論ではフランジにかかる蒸気力およびボルトの締付力によるフランジ面の面圧分布を三次元光弾性を用いて調べ、そのシール効果を確認すると同時に有限要素法による計算と対比し、さらに実機1/6相当のモデルケーシングについて実際に漏えいが発生する限界を実験した結果について報告するものである。有限要素法によりフランジを弾性体として解析した結果、フランジを剛体として考えることは実体と合わないことが判明した。

2 フランジの力のつりあい

ケーシングは三次元的に複雑な形状をしているため、フランジに作用する力もかなり複雑な形態となると予想されるが、通常ケーシングのフランジの問題を取り扱う場合はケーシングの円筒部を無限円筒に近似し、フランジは剛性であるとの仮定のもとに解析されている。

ケーシングの断面は図1に示すとおりである。本図においてフランジに作用する力は内部の蒸気圧による力 F とボルトの締付力 B であるが、蒸気による力は、

$$F = \frac{PDS}{2}$$

で表わされる。

内圧に対抗するボルト締付力を B 、フランジ面圧を Q とす

れば(フランジを剛体と考えれば面圧は三角形状に分布すると仮定される)、 F 、 B 、 Q の力のつりあいから、フランジ寸法との関係が求められる。

フランジの内側部で面圧を0($x=0$)とすればボルト締付力は、

$$B = f(W, T, b) \times F$$

で表わされ、 B は W 、 T 、 b および F の関数となる。ボルトが必要とする最小締付力は円筒部板厚(T)を一定とすれば、フランジの幅とボルト位置により決定されることになる。ボルト位置も固定するならばフランジの幅のみに左右されることになり、フランジ高さの影響は無視されている。このことは

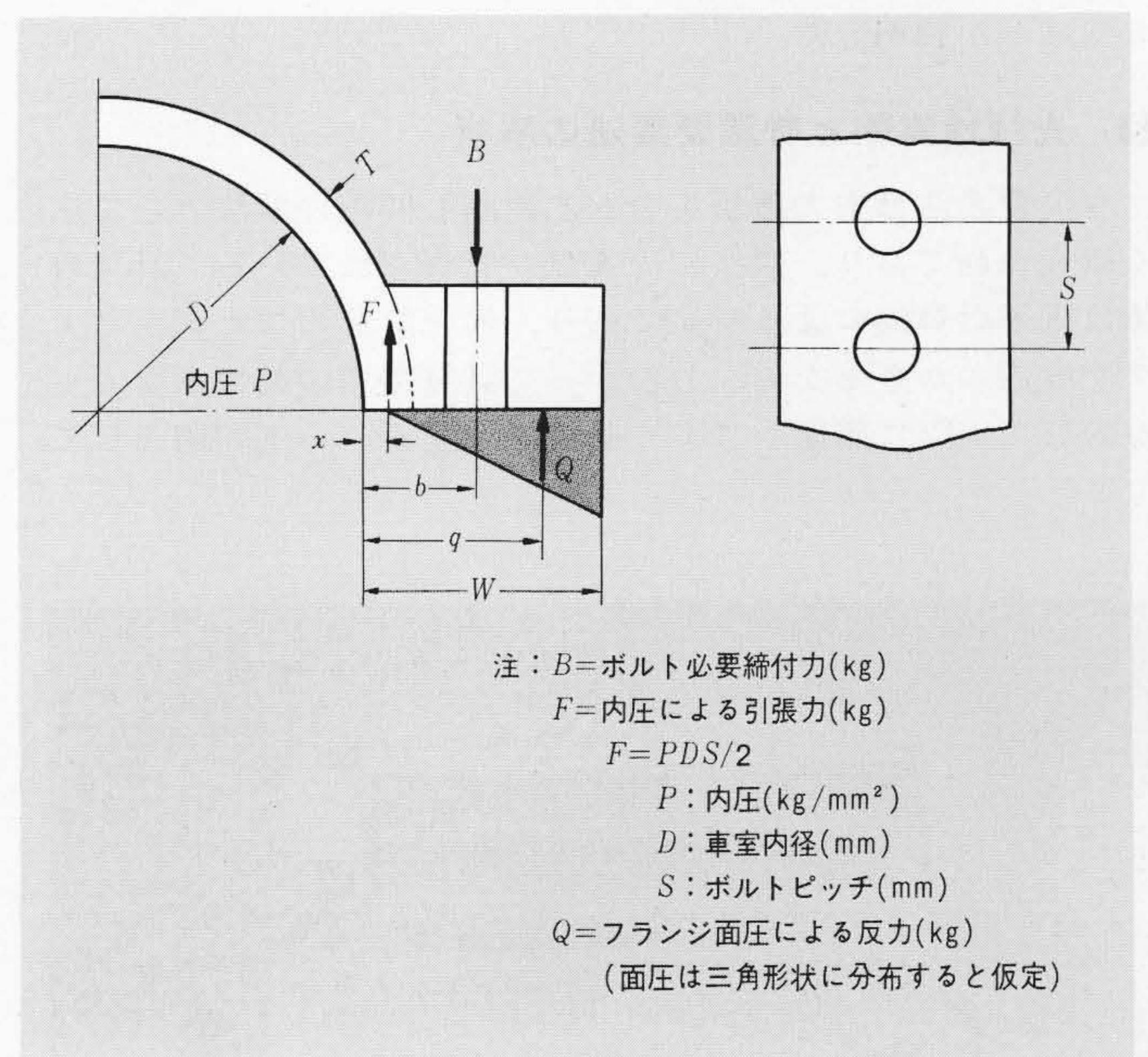


図1 フランジの力のつりあい フランジを剛体と考えたときのフランジ部に作用する力は、圧力による力 F とボルト締付力 B および面圧による反力 Q のつりあいとなる。

Fig. 1 Balance of Force on Flange

* 日立製作所日立工場

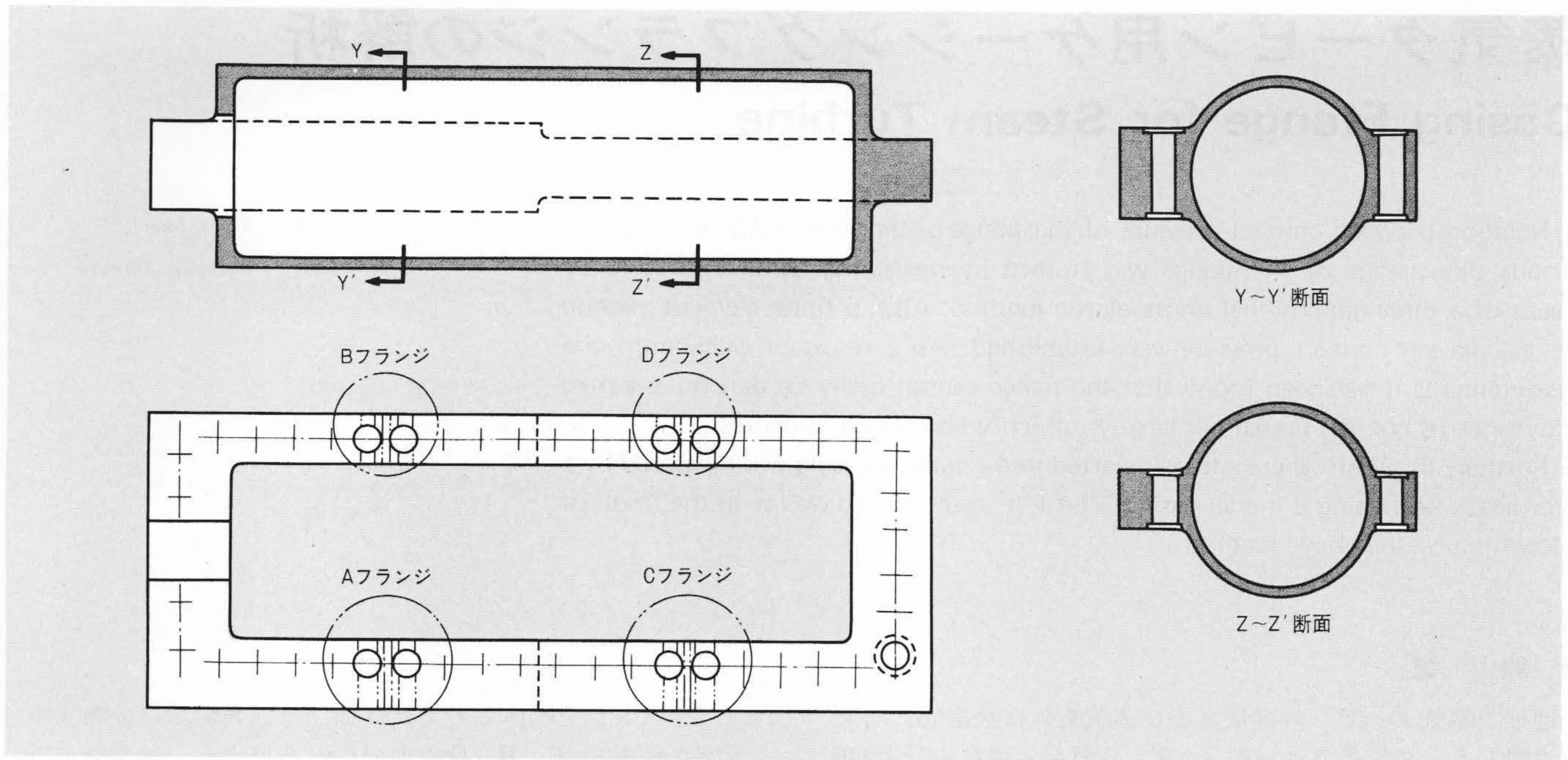


図2 光弾性モデル モデルはエポキシ樹脂により製作され、4種類のフランジ形状を有している。

Fig. 2 Dimensions of Photoelastic Model

フランジを剛体として取り扱っているための当然の結果であり、フランジ厚さをいかに決定するかが問題となる。

ここに有限要素法がフランジを弾性体として解析する有効な手段としてクローズアップされる。三次元光弾性実験からも、後述するようにフランジ高さの影響は大きいことがわかり、また有限要素法による解析においても二次元モデルとして取り扱ったものでかなりの精度で弾性体として解析可能であることが判明した。

3 光弾性実験と有限要素法の解析

有限要素法は応力解析を含む広範囲な問題の解法として広く研究されており、数多くの文献が発表されている。計算自体は電子計算機による解法であり、面圧計算のプログラミングが成否のかぎとなる。したがって計算機での結果をなんらかの形で実際に確認しておく必要が生ずる。いま問題として

いるフランジの面圧を直接有効に測定することは現状の技術では困難であるので、間接的に測定する手段として、三次元光弾性モデルによる実験を行なった。

図2は、光弾性モデルを示すものである。モデルは4種類のフランジ寸法を有し、断面形状は後述する水圧試験用モデルケーシングの1/5の寸法である。モデルはエポキシ樹脂（アルダイトB）を溶解し、硬化剤（ハードナ901）を添加した後、恒温槽（そう）内で鋳型により成形したものを機械加工の

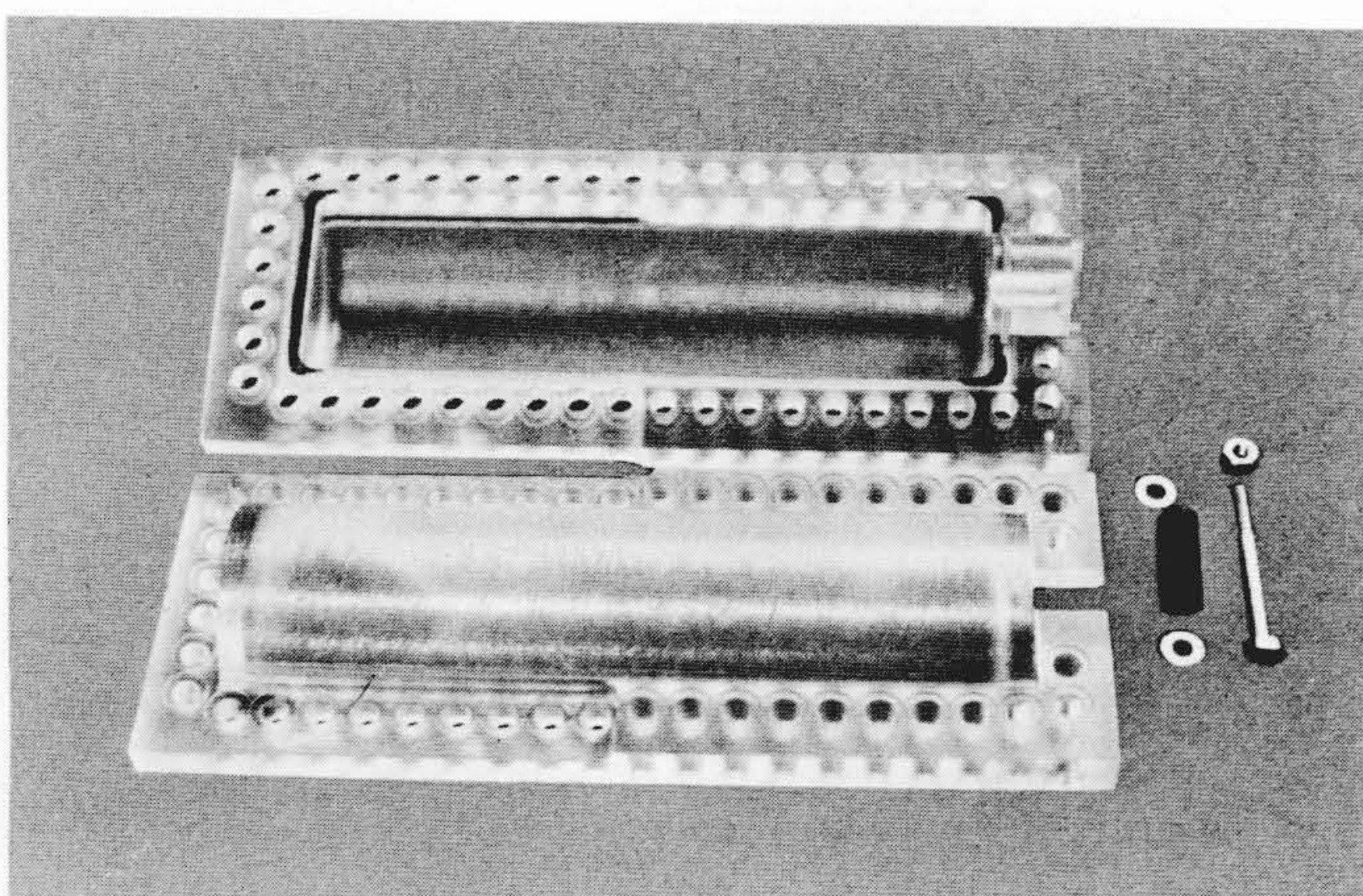


図3 光弾性モデル モデルは上半と下半に分割製作され、ボルトおよびスプリングにより組み立てられる。

Fig. 3 Photoelastic Model

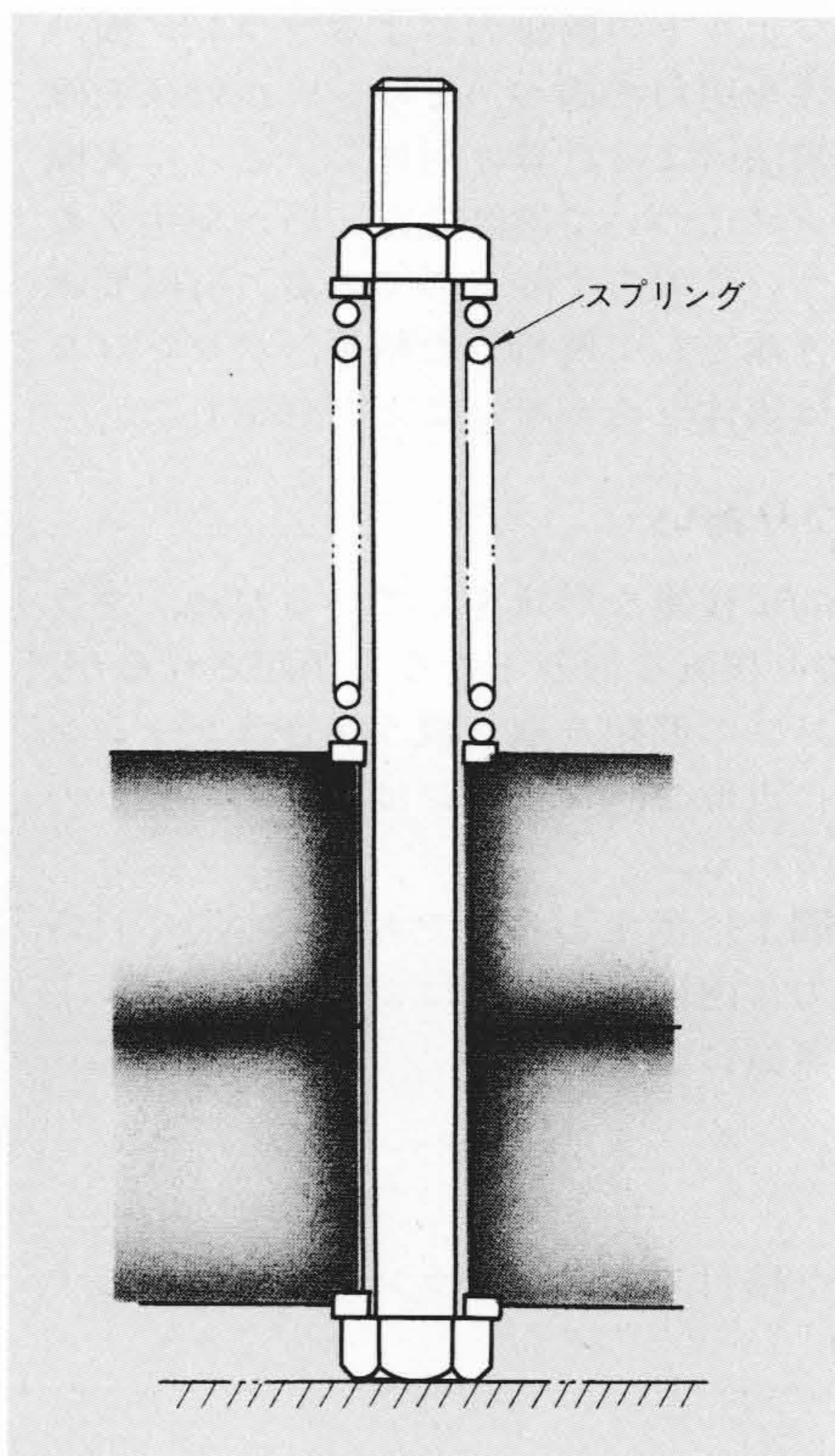


図4 ボルト締付法 スプリングを介して、上下のフランジを締め付けている。

Fig. 4 Bolts and Spring Details

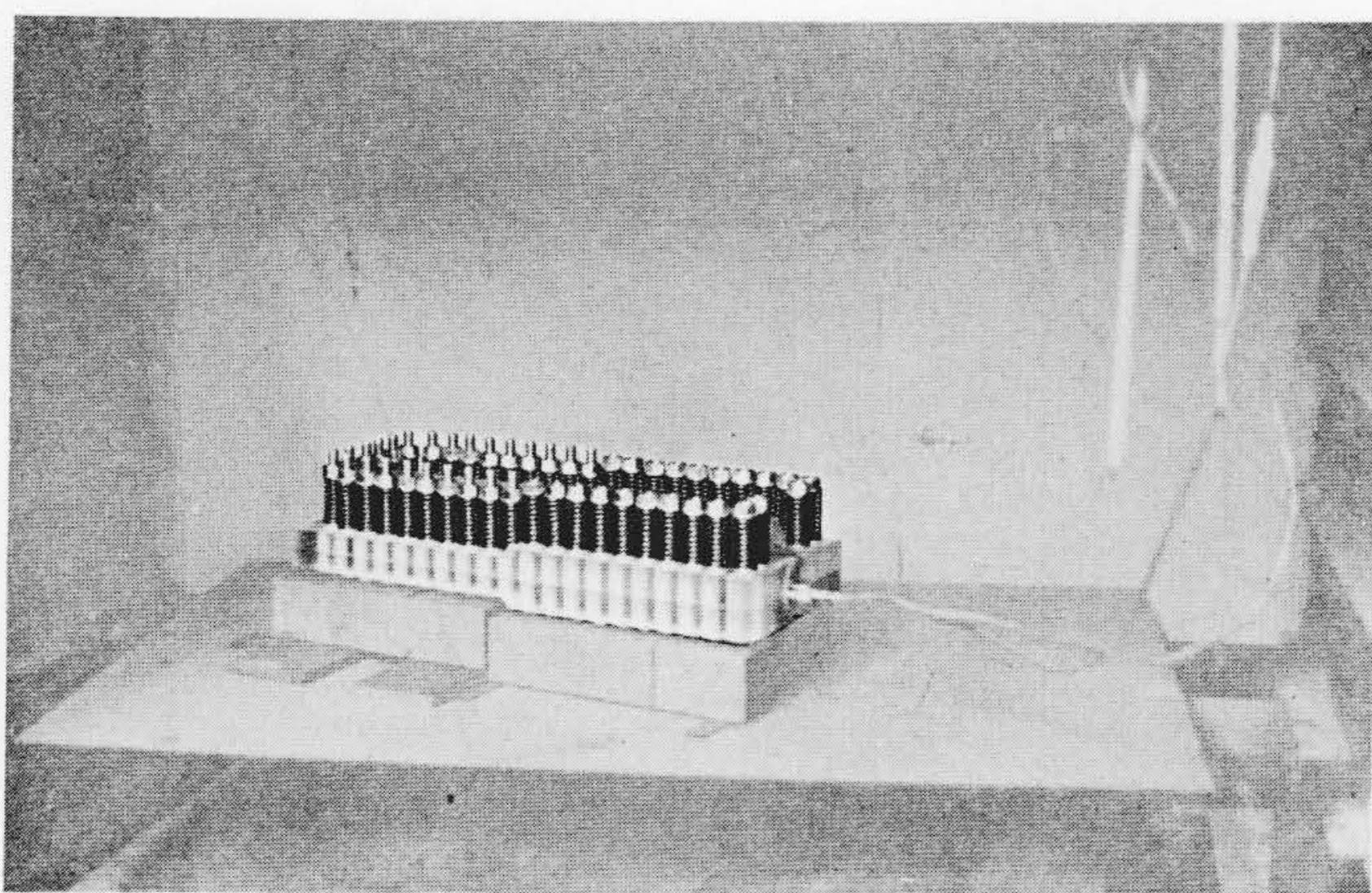


図5 恒温槽内に設置された光弾性モデル モデルはボルトの自重が作用せぬように置かれ、恒温槽の外側より銅管にて空気圧をかけている。

Fig. 5 Photoelastic Model in the Equi-Temperature Equipment

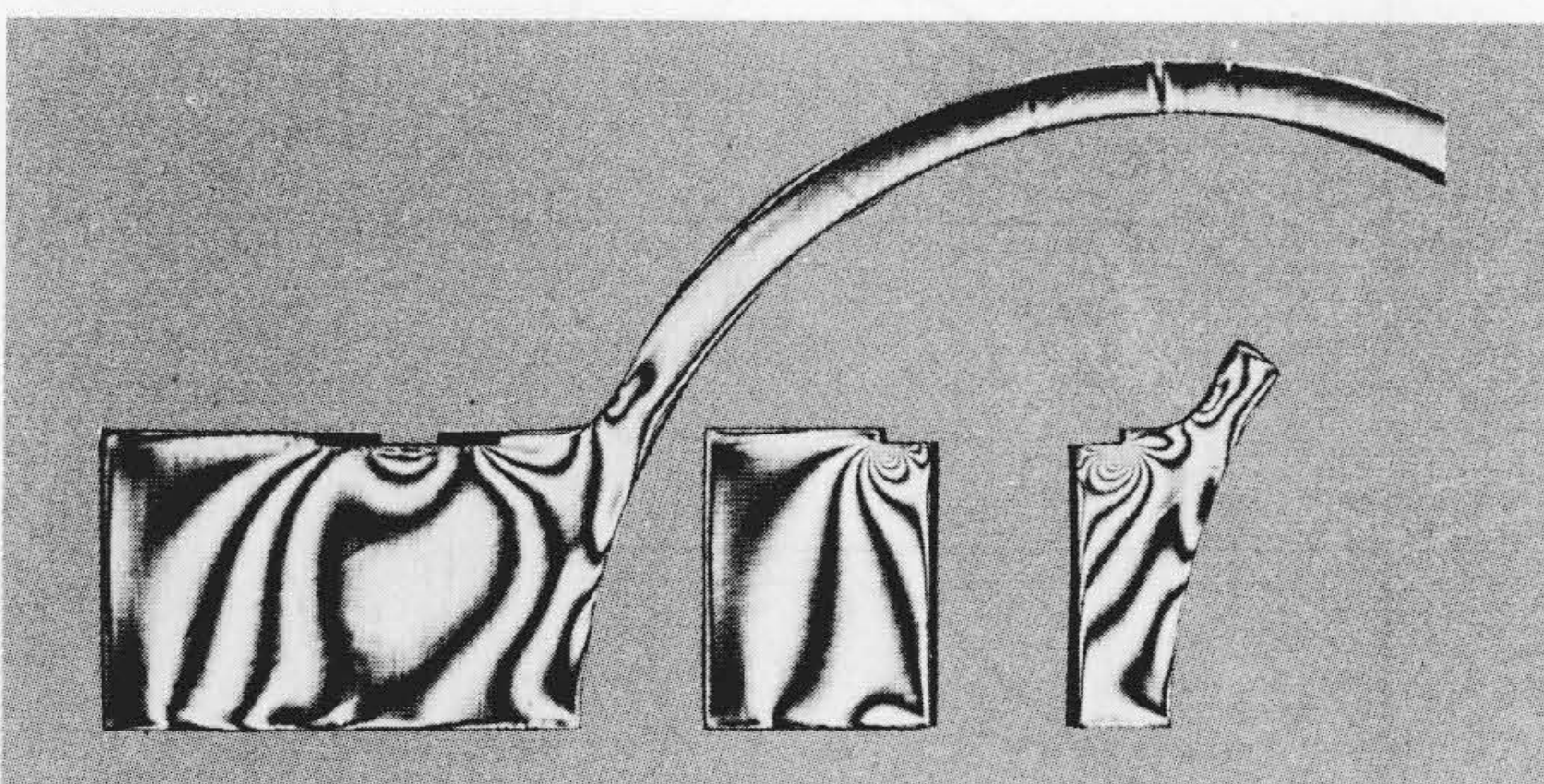


図6 光弾性縞 Aフランジ部の光弾性縞で、左側はボルトとボルトの中心部、右はボルト穴部の縞を示すものである。

Fig. 6 Typical Stress Patterns of Flange

うえ製作した。

図3はモデルの写真を、また図4は、フランジのボルト締付法を示すものである。金属性のワッシャを介してボルト締めし、スプリングにより荷重を与えた。締付荷重は応力凍結後、ばねのたわみ量を測定して求めた。スプリングの自由長さは応力凍結中の内圧および熱膨張の影響を締付荷重に与えないよう決定している。一方、内圧は空気圧縮機により、 $0.1 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ 一定に保持した。この状態にて応力凍結炉内で 130°C で1時間保持後 80°C/h で徐冷し、応力凍結を行なった。図5はその状況を示すものである。

フランジ面圧は接触面に垂直な方向の応力に等しいという考えのもとに求めており、モデルフランジを円筒軸方向に対して直角方向にスライスし、光弾性縞(しま)次数を測定することにより次式で求められる。

$$\sigma = \frac{n}{\alpha t}$$

ここで、 σ ：主応力 (kg/cm^2)

n ：縞次数

α ：エポキシ樹脂の光感度係数 (mm/kg)

t ：スライス片厚さ (mm)

図6は代表的な断面における光弾性縞写真を、また図7は、有限要素法による分割の一例を示すものである。

フランジ断面形状と面圧分布との関係および有限要素法に

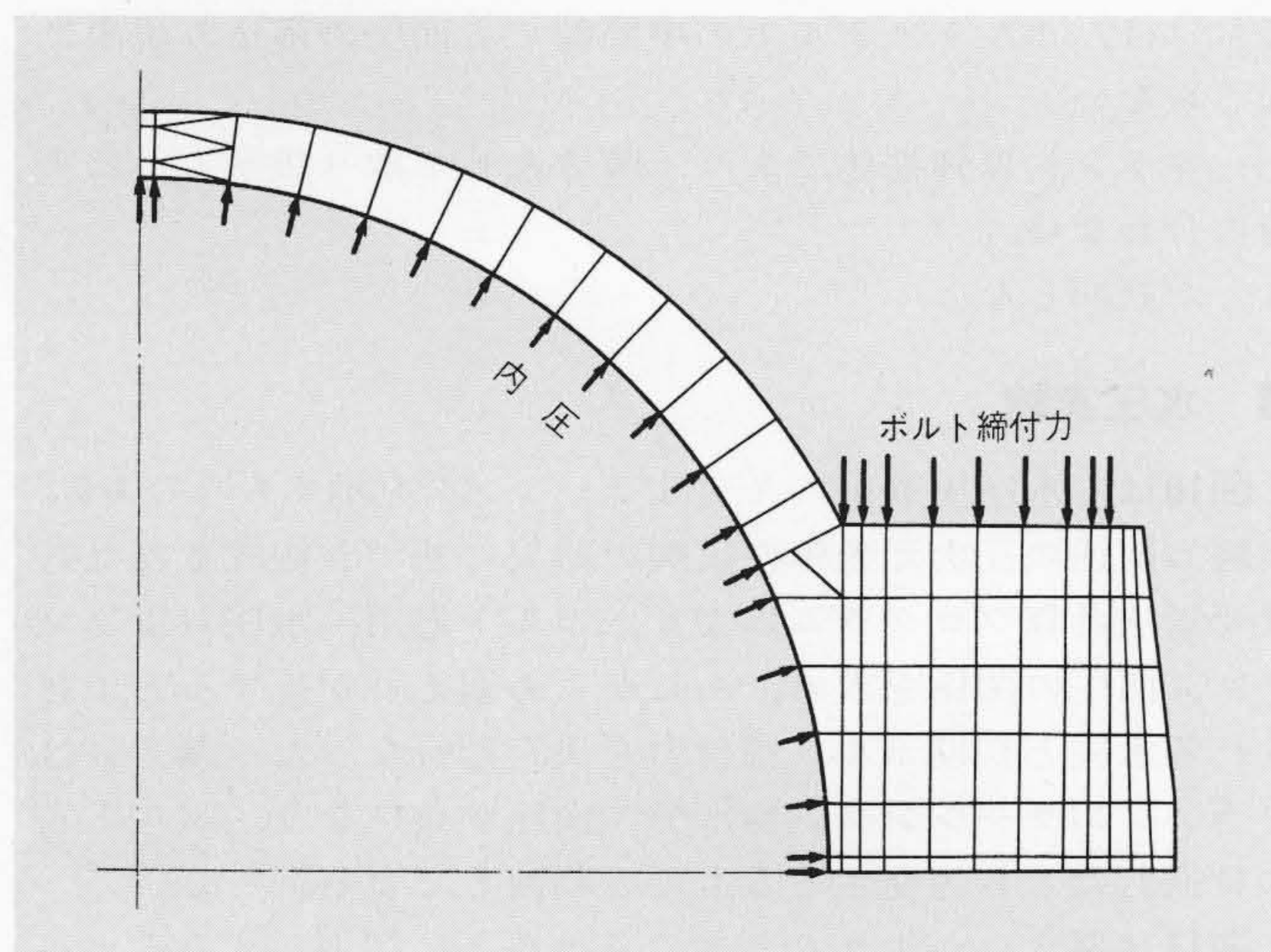


図7 要素分割図 有限要素法にて計算するときの要素分割の代表例を示す。

Fig. 7 Idealization of Flange for Finite-Element Analysis

よる計算結果と光弾性による実測値との比較は、図8および図9に示すとおりである。

図8はAフランジ ($(W/b)=2.76$, $(H/W)=0.625$) 上の面圧分布を示している。光弾性実験値では面圧の最高点は、ボルト中心よりやや外側に位置し、フランジの外側に向かって急激な面圧低下となり、最外部では面圧が保持されていない。フランジの内側に向かってはややなだらかな傾斜となっており、ケーシング内側の部分も十分に面圧が確保されている。ケーシングの軸方向の面圧分布、すなわちボルトピッチ間の面圧分布はほぼ一定の傾向にあり、ボルトとボルトの間中部でも面圧の落込み現象は観測されなかった。有限要素法によるボルトピッチ間の平均面圧分布計算値では、面圧の最高点がボルト中心となっているものの全体の傾向は光弾性実験値に一致している。

図9(a)は、Aフランジに対してフランジ幅を70%とした場合の面圧分布を示している。Aフランジと比較してみると、フランジの内側ではほぼ同等の面圧となっているが、ボルトの中心から外側の面圧分布傾向は大幅に異なっており、面圧は逆に増加する傾向となっている。

同図(b)は、Aフランジに対してフランジ高さを68%とした場合の面圧分布を示している。ボルト中心部付近では面圧は十分に確保されているものの、ボルト中心より離れるに従い急激に面圧は減少し、フランジ内側にも面圧は確保されなくなっている。同図(c)はAフランジに対して、幅を70%、高さを68%とした場合、すなわち幅はBフランジ、高さはCフランジと同一とした場合の面圧分布を示している。面圧分布の傾向もボルト中心より外側ではフランジ幅の影響を受け、Bフランジと同傾向を示し、内側ではフランジ高さの影響を受けCフランジと同様にケーシング内側の部分では面圧が確保されていない。

以上の結果、

- (1) フランジの高さを減少させると、フランジ内側部での面圧は急激に減少する。
- (2) フランジ幅は、ケーシング内側部の面圧に対しては大きな影響を与えない。
- (3) 軸方向(ケーシングの円筒軸方向)に対しては、ほぼ一定となっており、ボルトピッチをほぼナット直径に等しくし

ておけば、ボルトとボルトの中間部でも面圧の落込み現象は起こらない。

(4) フランジは弾性体であり、剛体として取り扱うことは実情に合わない。
ことが判明した。

4 水圧実験

図10は、水圧実験中のモデルケーシングを示すものである。実験は前述の三次元光弾性実験の結果に基づき作成された有限要素法計算プログラムにより、ボルト応用、水圧およびフランジ面圧の関係を求め、あらかじめ漏えいが生ずると予想される水圧と初期ボルト締付力を決定し行なった。漏えいはフランジのケーシング内側部分の面圧が負になり、ボルト穴に貫通したときに発生するものと判断している。

図11は漏えいが生じたときの各ボルトに作用しているボルト締付応力の分布を示すものである。同図より明らかなように、ボルト応力はケーシング中央部が最も高く、両端に行くに従い低くなっており、ケーシング全体の剛性の影響が表われている。水漏れは、ケーシング中央部のボルト番号6、7の間にて生じたが、このときのフランジ面圧を有限要素法により求めたものが図12である。この状態ではボルト穴部まで全く面圧は発生しておらず、水漏れが生ずることを示している。

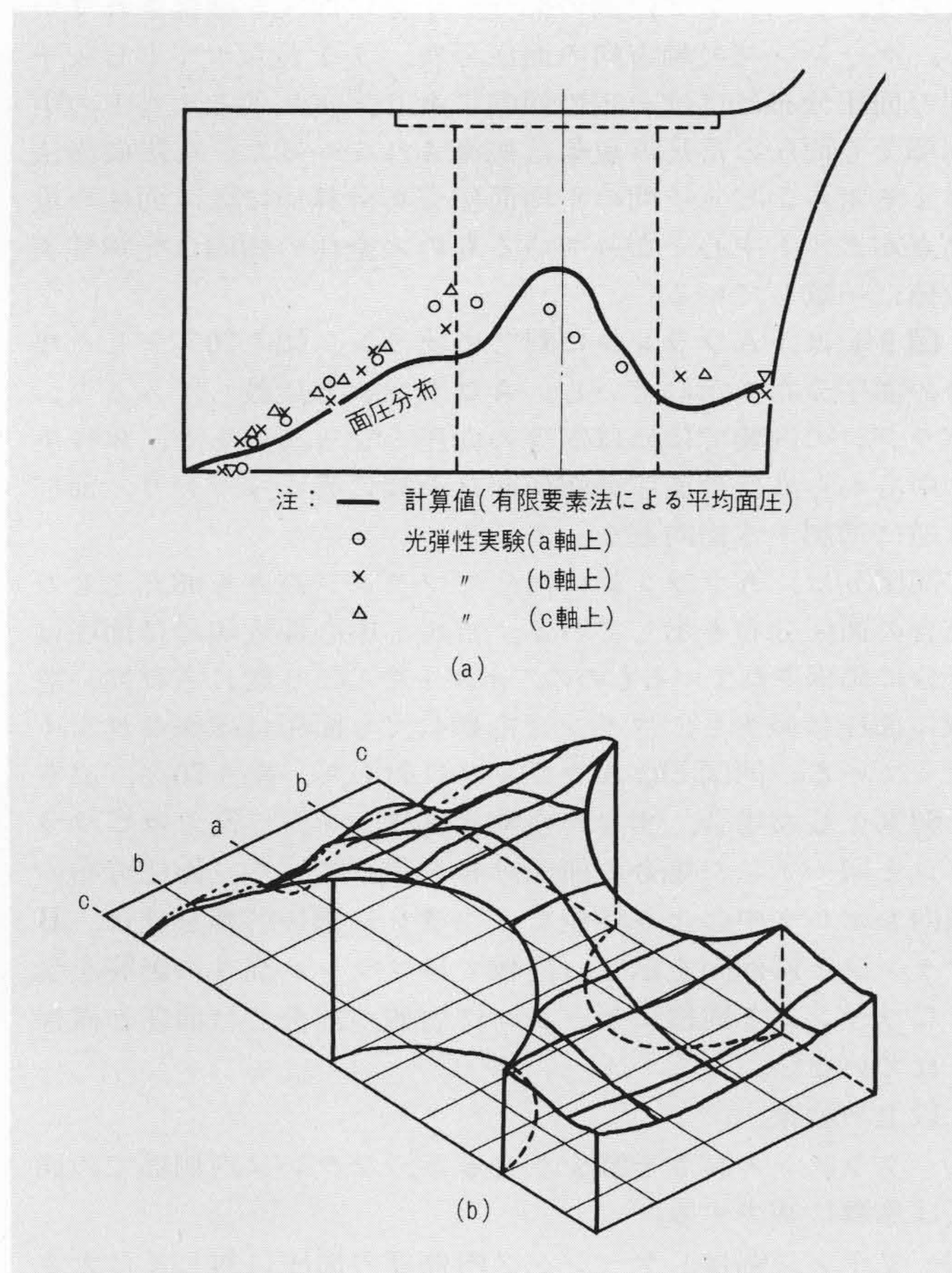


図8 面圧分布(Aフランジ(40mm×25mm)) 図(a)は有限要素法による計算値と光弾性実験値との比較を、図(b)は光弾性実験による面圧分布を示す。

Fig. 8 Pressure Distribution

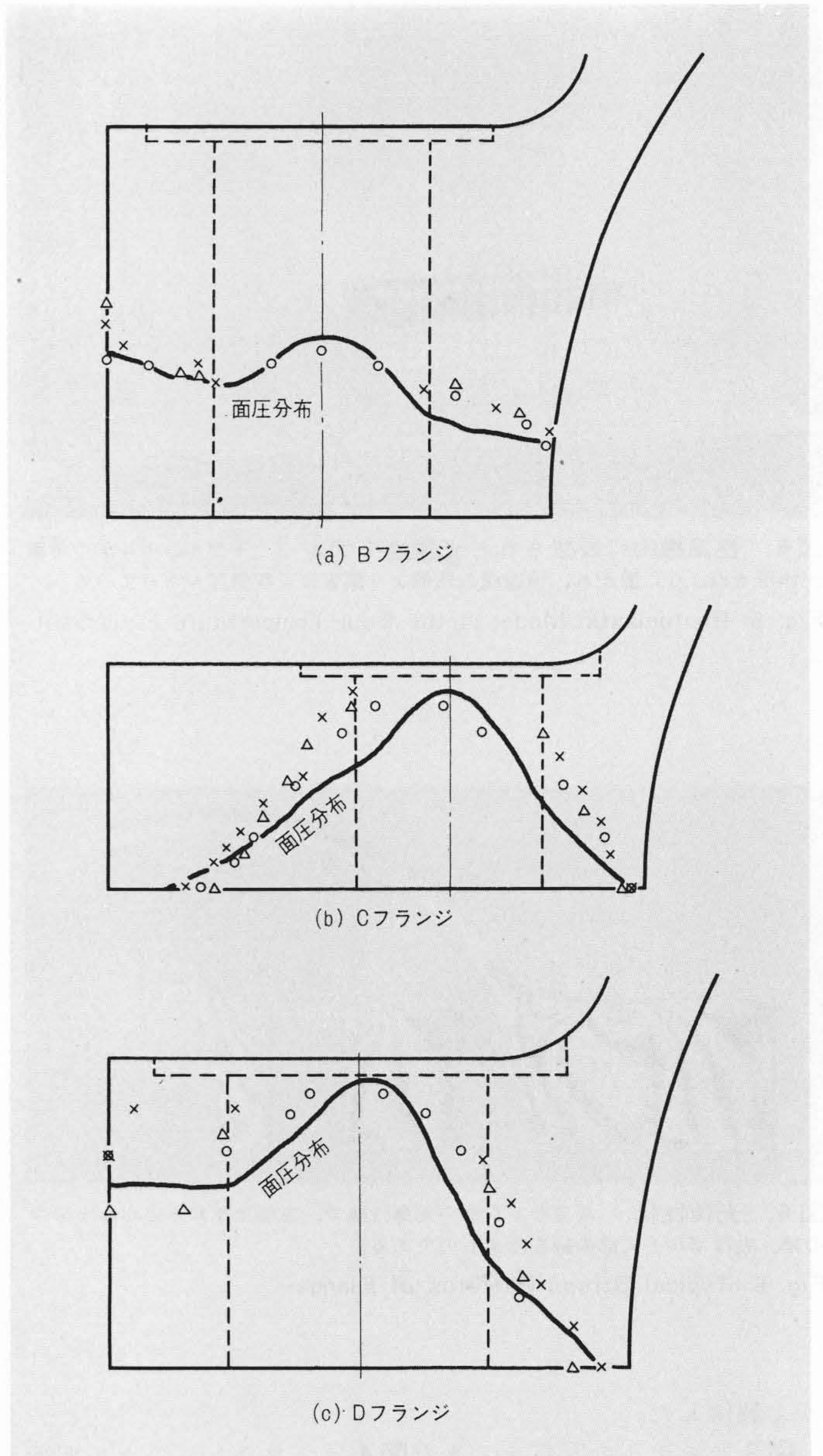


図9 面圧分布 フランジの面圧はフランジ幅を狭くしても内側での値にはあまり変化はなく、厚さを薄くすると内側の面圧は急激に減少する。

Fig. 9 Pressure Distribution

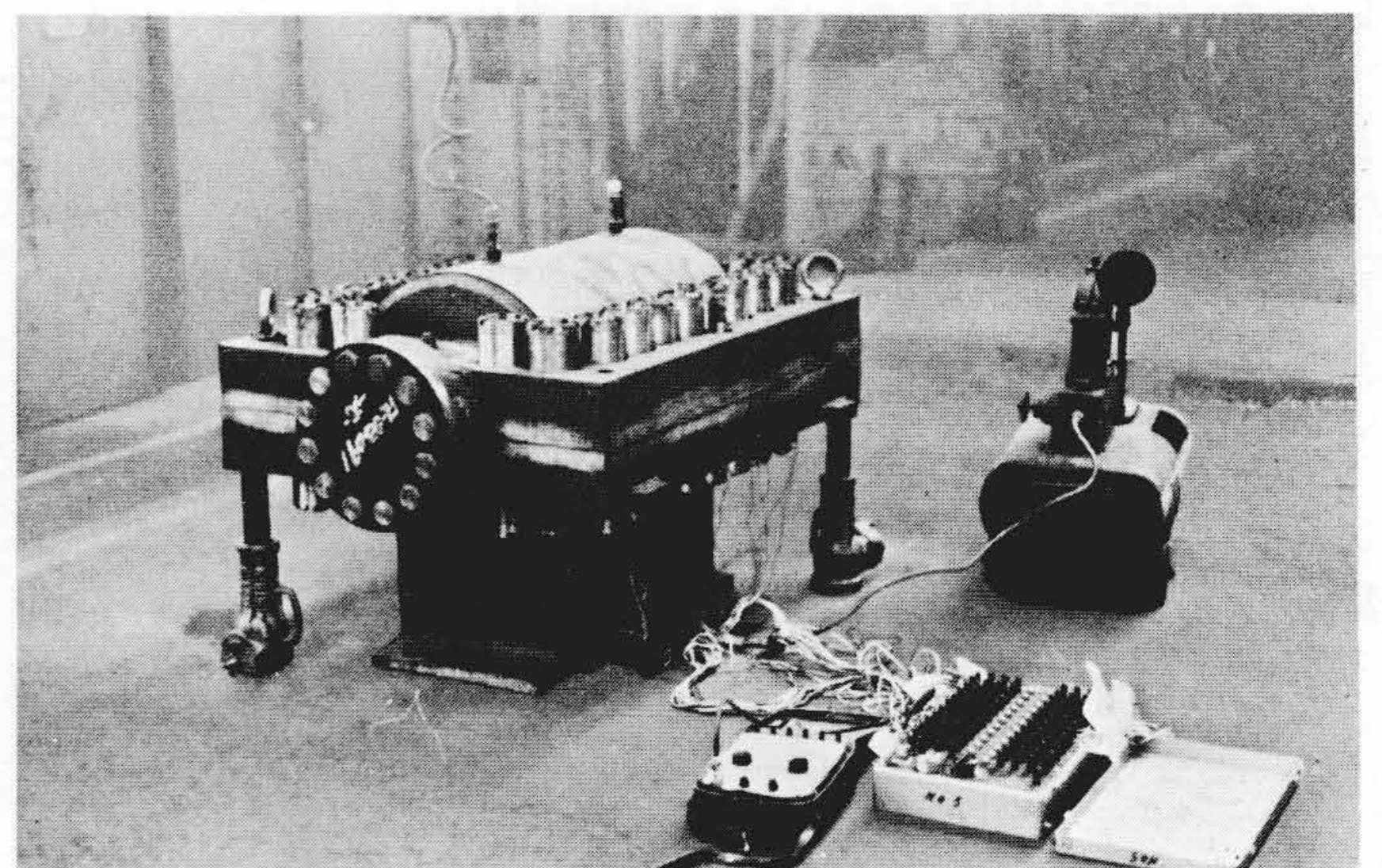


図10 水圧実験中のモデルケーシング モデルケーシングによる水圧試験状況を示す。

Fig. 10 Hydraulic Test of Model Casing

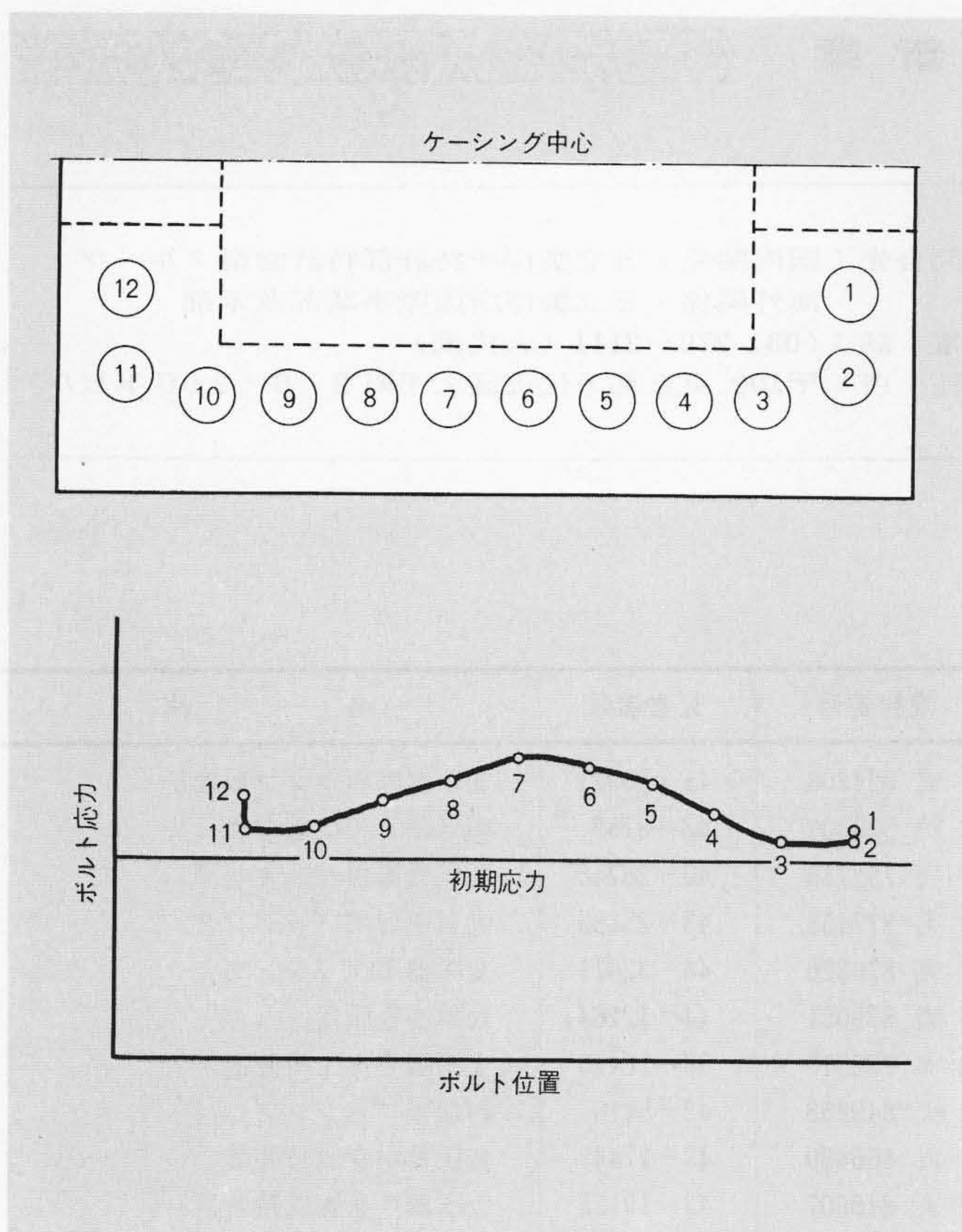


図11 ボルトの応力分布 水圧実験中のボルトの応力分布状況を示す。ケーシングの中央部より漏えいが発生している。

Fig. 11 Pressure Distribution of Bolting

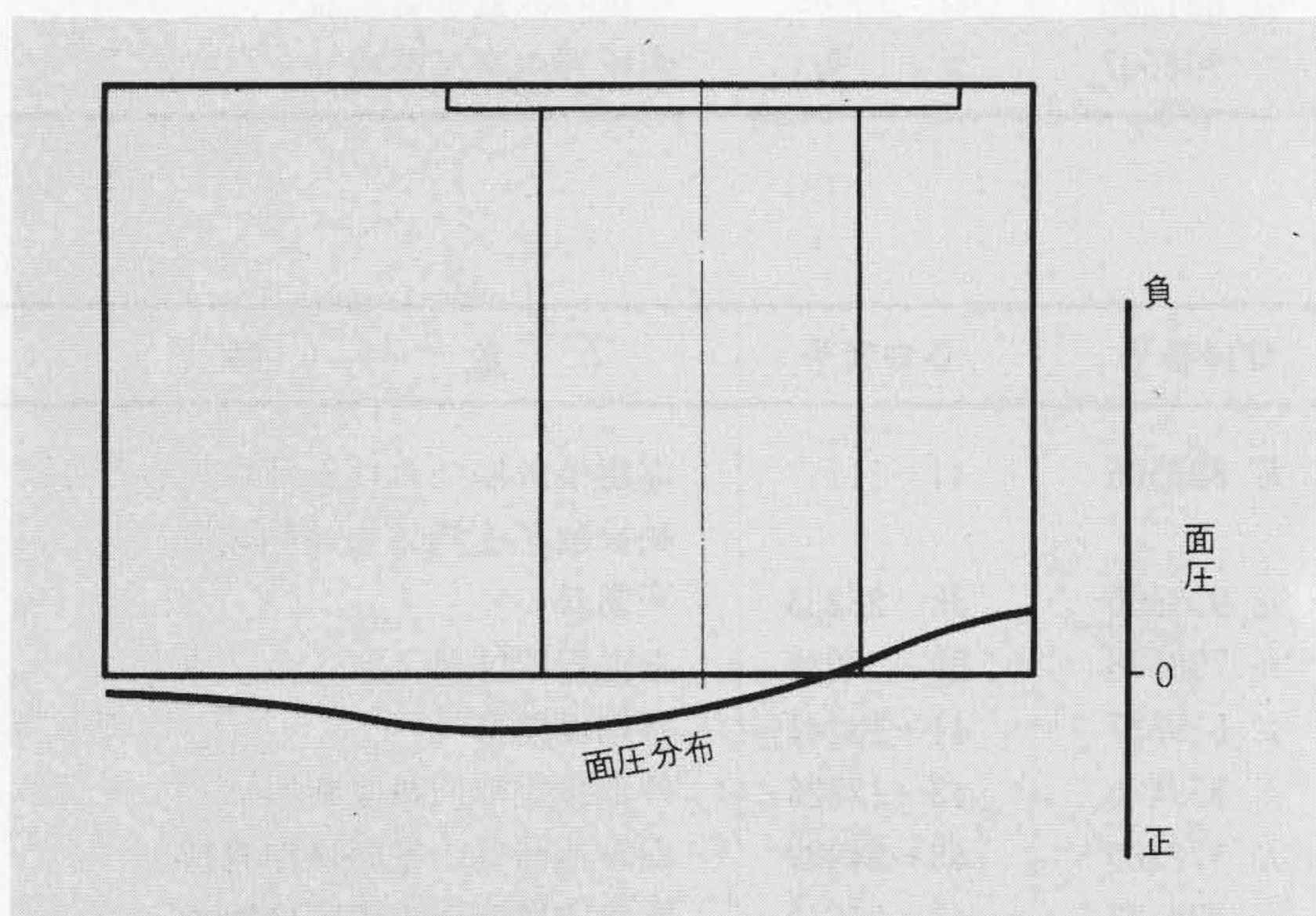


図12 面圧分布 漏えいが発生したときのケーシング中央部の面圧分布状態を有限要素法により求めたものである。

Fig. 12 Pressure Distribution of Flange

5 最適フランジの選定

図13は実機ケーシングフランジの形状と内圧、ボルト締付力の関係を有限要素法により求めたもので、それらの関係を示す図表の一例である。横軸にフランジ幅とケーシング内径の比、縦軸はケーシング内側部での面圧を内圧と等しくするのに必要なボルト締付力と内圧力との比を示しており、フランジ形状の効率を示す係数である。

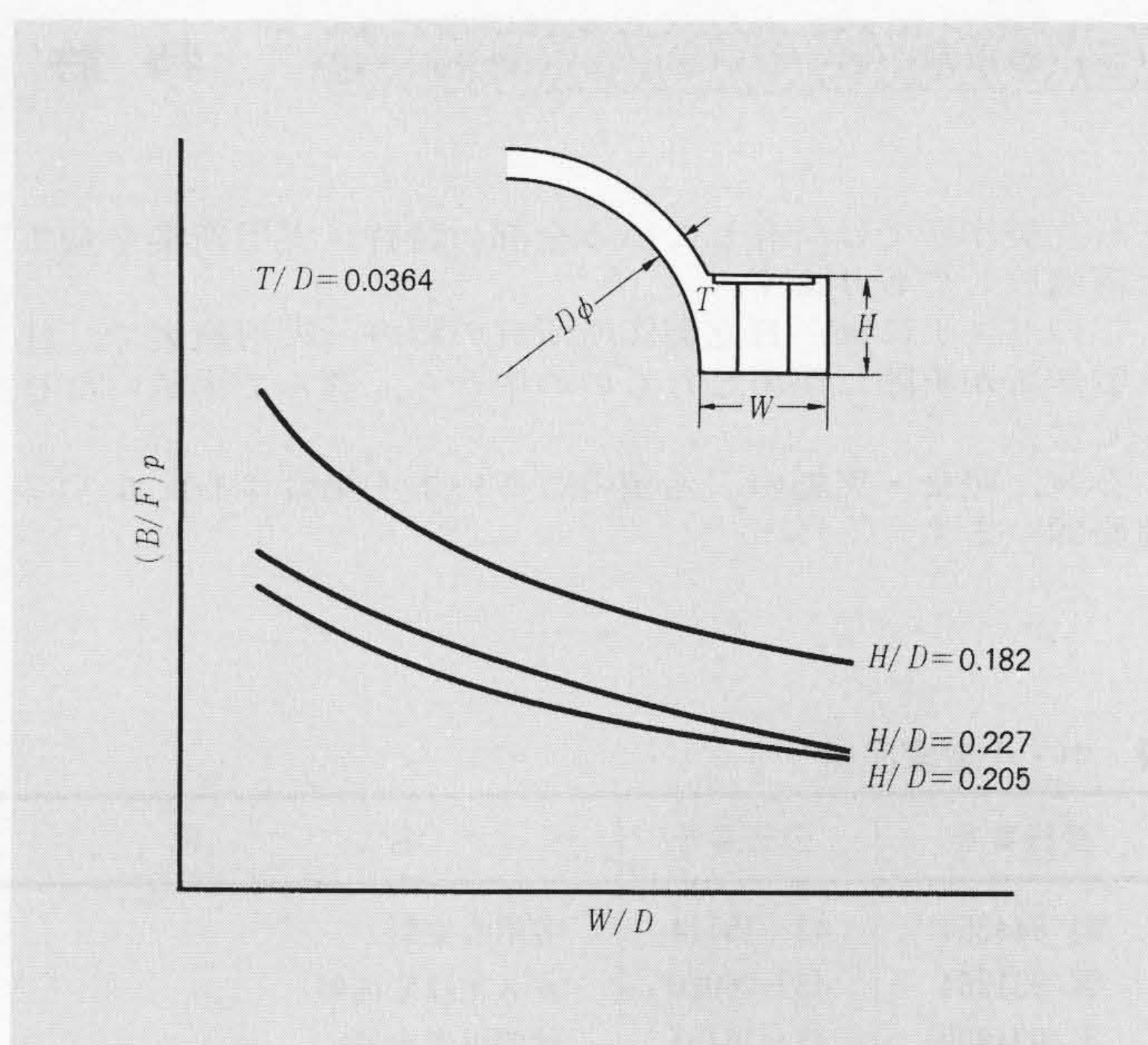


図13 フランジ形状とボルト締付力 フランジ内側部の面圧を内圧に等しくするのに要するボルト締付力は、フランジ形状により変化し、幅よりも高さの影響を受けやすい。

Fig. 13 Variation of Bolt Force with Flange Parameters

本図でも明らかなように、必要ボルト締付力に与える影響は、フランジ幅よりも高さの影響が大きい。しかしフランジ高さの影響は、本図では $H/D=0.205$ と $H/D=0.227$ では逆転している。このことはフランジ高さにはある最適値が存在することを示しており、これらの影響を考慮し適切な形状選定が必要となる。

ケーシング内側面圧を高める他の有効な手段は、ボルト位置を内側に寄せることであるが、構造上の限度がある。すなわち、ボルト用ザグリ部でも円筒部肉厚(T)を確保する必要がある。また、ケーシング内側部とボルト穴部も最小肉厚を確保する必要がある。ボルトサイズ、フランジ高さ、円筒部肉厚およびケーシング内径が決定されれば、ボルト位置は一律的に決定されてしまう。したがって、ボルトサイズの決定が重要な要素となり、高温クリープ強度が高く、応力弛(ち)緩特性がすぐれたボルト材の出現が望まれるところである。

6 結 言

ケーシングのフランジについては、立体的に複雑な形状であるため、従来からあまり研究されていない分野であり、経験的に設計されてきたといっても過言ではない。今回の一連の実験により、有限要素法による計算が有効であることが判明した。さらに現在は三次元モデルに対する有限要素法計算も確立しているので、これらの新しい手法を積極的に導入して、より信頼性の高い製品とするため努力してゆく所存である。本稿が同様な問題と取り組んでおられる各位の参考となれば幸いと考える次第である。

参考文献

- (1) H. W. McKenzie, D. J. White, C. Snell: Journal of Strain Analysis, VOL. 5, No.1, 1(1971), VOL. 6, No.3, 193(1971)
- (2) PD.. Flynn: Experimental Mechanics 83 (Mar. 1961)