

6. 潜水調査船用チタン合金製耐圧容器の圧壊試験

萩原 右門^{*1} 徳永 三伍^{*1} 岡田 光豊^{*1}

對馬 克己^{*1} 山内 裕^{*2} 小田 博章^{*3}

現在海洋科学技術センターが開発中の 2,000 m 潜水調査船には、軽量で強度の高いチタン合金 (Ti-6Al-4V) 製の 4 個の耐圧容器を装備することとしている。これらの耐圧容器は、内部にインバータを装備するインバータ容器および海水を注排水する補助タンクであり、いずれも円筒の両端を半球 2 個ではさみ、それぞれのフランジをボルト結合した俵形構造である。このような俵形容器の耐圧強度は確認されていないので、2,000 m 潜水調査船に装備するために必要な試験として、今回の圧壊試験を実施した。供試体は、実装の耐圧容器の一つと同一形状、寸法のものとし、実装の耐圧容器と同一に製作した。

試験は、次の事項を目的として、海洋科学技術センターの高圧実験水槽を使用して行い、所期の目的を達成した。

- (1) 半球部の静的圧壊圧力の確認
- (2) 耐圧容器各部の発生応力の確認
- (3) 半球部と円筒部との結合フランジの挙動の確認

Collapse Test of a Titanium Alloy Pressure Vessel for a 2,000 m Deep Submergence Research Vehicle

Umon Hagiwara^{*4}, Sango Tokunaga^{*4}, Mitsutoyo Okada^{*4},
Katsumi Tsushima^{*4}, Yutaka Yamauchi^{*5}, Hirofumi Oda^{*6}

The 2,000 m Deep Submergence Research Vehicle (DSV-2K) is designed to have four pressure vessels made of titanium alloy (Ti-6Al-4V) which is characterised by low density and high strength.

Three of these vessels are inverter types which contain inverters, and the other is a variable ballast tank of input/output sea water type.

All vessels are made up of a cylindrical part in the middle position and two hemispherical parts at both ends of the cylinder. These parts are bolted around the flanges.

However, the pressure capability of this configuration is not yet confirmed. Thus, in this study a collapse test was carried out as indispensable for the installation of these vessels in the DSV-2K.

^{*1} 深海開発技術部

^{*3} 三菱重工業株式会社高砂研究所

^{*2} 三菱重工業株式会社神戸造船所

^{*4} Deep Sea Technology Department

^{*5} Kobe Shipyard & Engine Works, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.

^{*6} Takasago Technical Institute, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.

The configuration of the test model and the manufacturing process were the same as that of the actual pressure vessels.

The tests were carried out to confirm the following using the High Pressure Tank Test Facility at the Japan Marine Science and Technology Center (JAMSTEC). The expected results were obtained.

- (1) Confirmation of static collapse pressure of the hemispherical parts.
- (2) Confirmation of stresses of each part of the vessels procured by pressurization.
- (3) Confirmation of the behaviour of bolted flanges between the cylindrical and the hemispherical parts.

1. ま え が き

現在、海洋科学技術センターが開発中の2,000 m 潜水調査船には、軽量で強度の高いチタン合金 (Ti - 6 Al - 4 V) 製の4個の耐圧容器を装備することとしている。

これらの耐圧容器は、通信用インバータ、推進用インバータおよび動力用インバータを装備するインバータ容器並びに海水を注排水する重量の微調整用補助タンクであり、いずれも円筒部の両端を半球2個ではさみ、それぞれのフランジをボルト結合した俵形構造である。

このような高強度チタン合金を使用した俵形耐圧容器の強度は、これまでに確認されていない。そのため、2,000 m 潜水調査船に装備するために不可欠な試験として、今回の圧壊試験を実施した。本試験は海洋科学技術センターの高圧実験水槽を使用し、実際に装備する通信用インバータの耐圧容器と同一形状で同一製作方法による供試体で実施した。

試験は次の事項を確認し、俵形容器の設計手法を確認することを目的とした。

- (1) 供試体の半球部の静的圧壊圧力の確認
- (2) 圧壊に至るまでの供試体各部の応力の確認
- (3) 供試体の半球部と円筒部との結合フランジの挙動の確認

なお、本試験にあたり、“潜水調査船開発研究会”の委員各位から適切なご助言、ご指導をいただき、深く謝意を表する次第である。

2. 供試体の概要

実際に装備される耐圧容器と同一条件下にある耐圧容器について本圧壊試験を実施するため、供試体の形状、材質はもとより、その製作方法につ

いても実際の耐圧容器と全く同一のものとした。

まず、供試体の形状は四つの耐圧容器のうち、通信用インバータ容器と同一とした。この容器は、動力用インバータ容器より大きく、補助タンクと同程度であり、また推進用インバータ容器とは基本的に同一寸法であるが、円筒中央部の電線貫通金具の数および配置が異なっている。

供試体の概略形状を図1に示す。

供試体の材質は、実装の耐圧容器と同種のチタン合金 (Ti - 6 Al - 4 V) である。この材料の化学成分および機械的性質の仕様を表1および表2に示す。

供試体の製作は、図2に示すような実装の耐圧容器の製作手順と同一のプロセスで行った。すなわち、熱間成形、溶接および応力除去、焼なましを経て製作した素材を、機械加工によって仕上げる工程とし、また工程中の各種の試験および検査についても実装の耐圧容器と同じ方法、基準によって行った。

供試体の機械的性質を確認するための試験片による引張試験、いわゆる確認試験の結果を仕様と比較して表3に示す。この表からもわかるように確認試験の結果は十分仕様を満足している。

供試体の形状の確認は、機械加工終了後、板厚および真球度を中心とする形状計測を行った。形状計測結果と仕様の比較を表3に示す。形状計測結果も仕様を十分満足している。

供試体をはじめとする各耐圧容器の主要寸法の決定は次の要領で行った。

- (1) 半球部：

米国のDTMB (現在、David W. Taylor

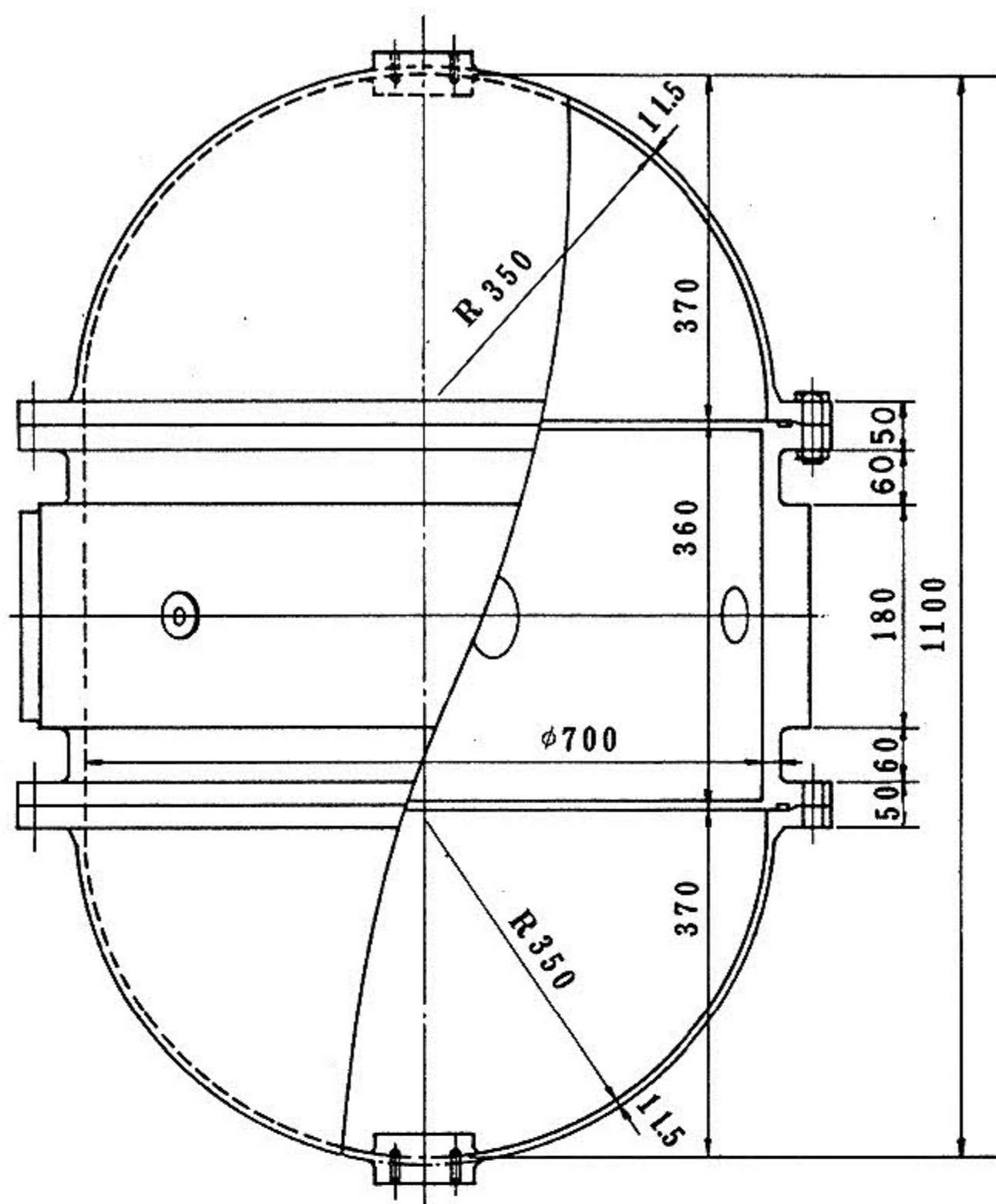


図1 供試体の概略形状
Configuration of the model

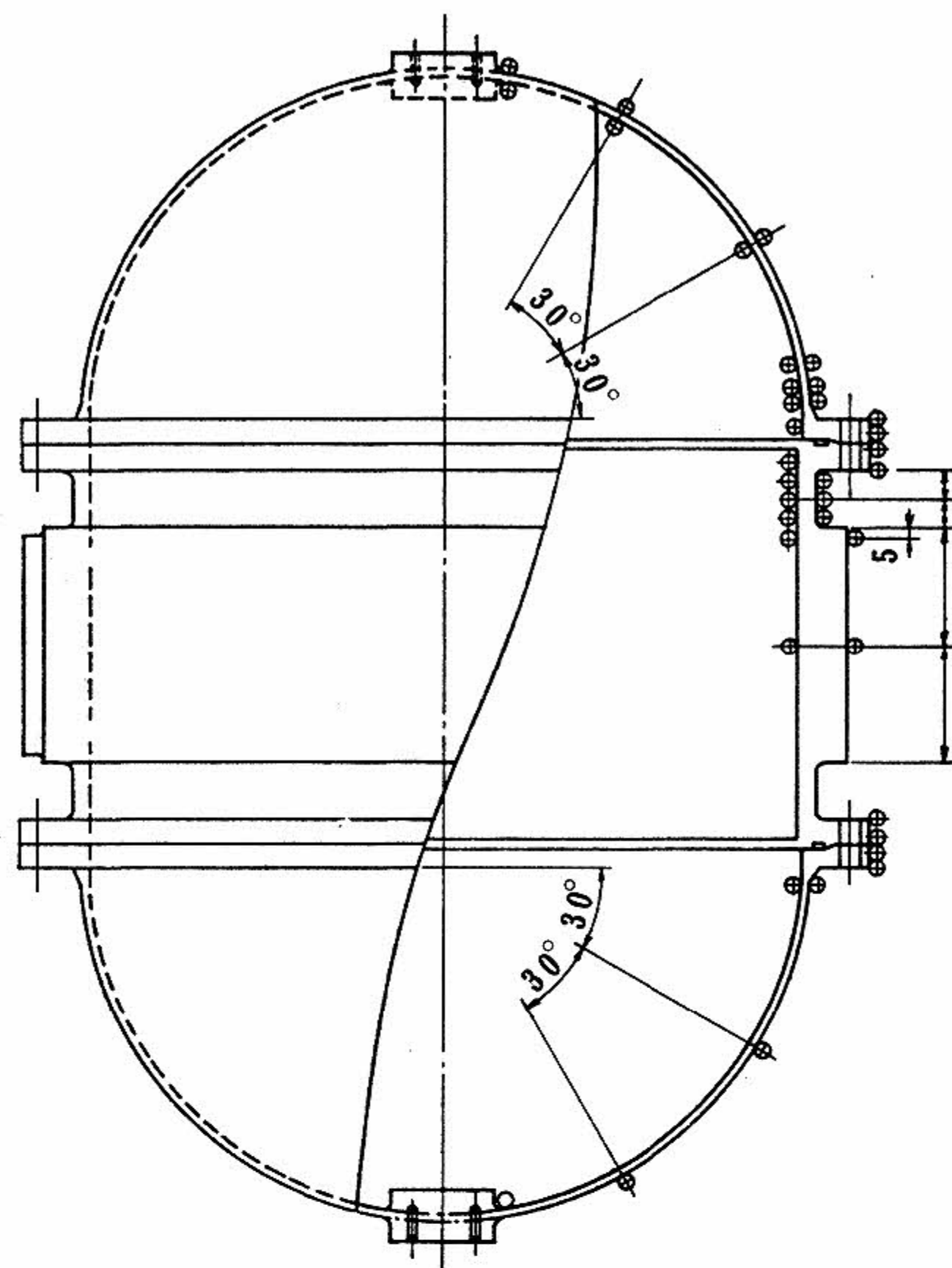


図3 ひずみ計測位置図
Strain measuring location

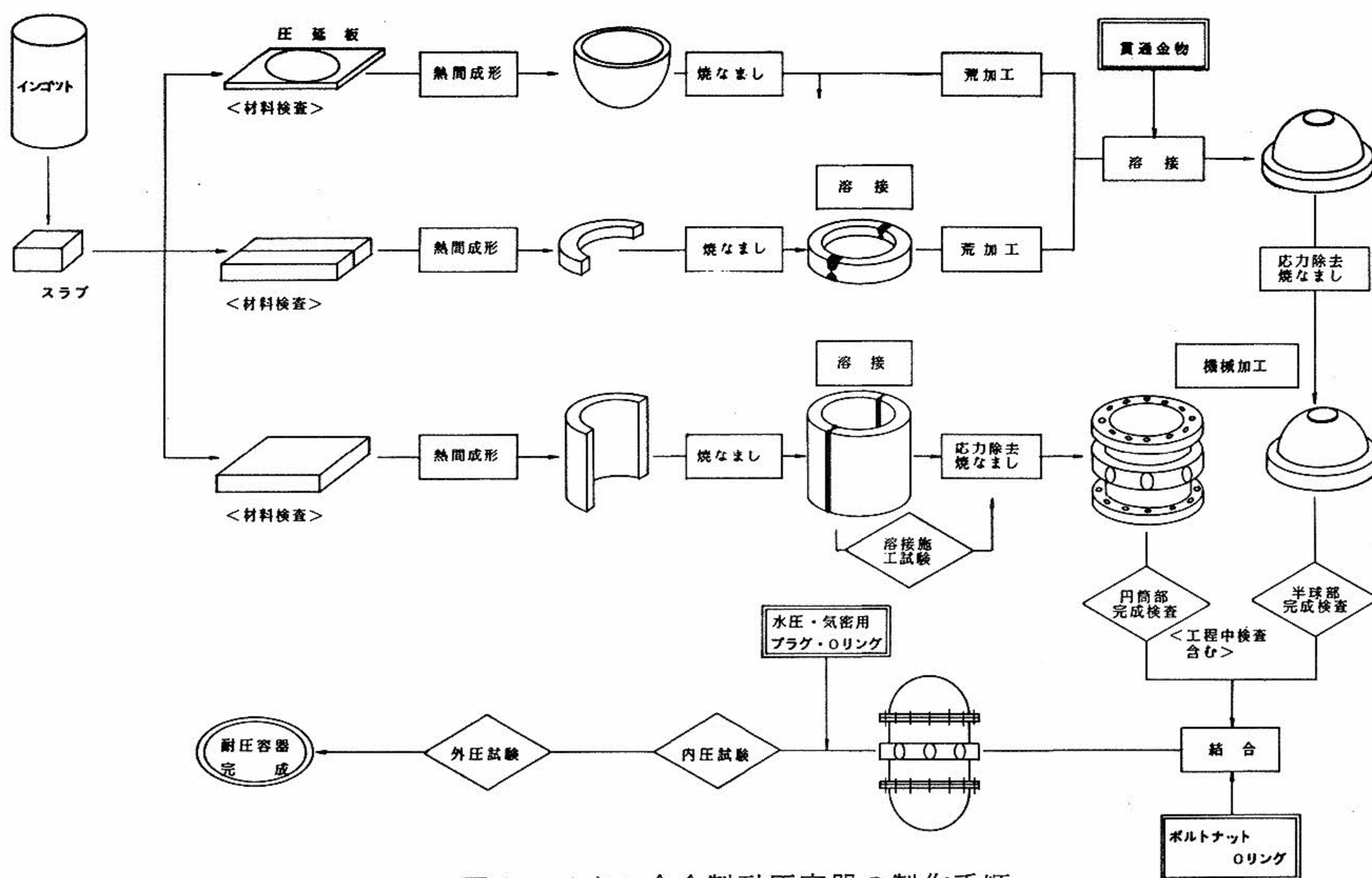


図2 チタン合金製耐圧容器の製作手順
Manufacturing process of pressure vessels made of Ti-6Al-4V

表1 Ti-6Al-4Vの化学成分
Chemical compositions of Ti-6Al-4V

化 学 成 分 (単位 %)									
Al	V	Fe	Mn	O	C	N	H	その他の元素 (個々)	その他の元素 (合計)
5.50 ~ 6.50	3.50 ~ 4.50	0.25	—	0.13	0.08	0.05	0.0125	0.10	0.30

(圧延板に対する仕様を示す)

表2 Ti-6Al-4Vの機械的性質
Mechanical properties of Ti-6Al-4V

引 張 特 性				衝撃特性(0℃)
0.2%耐力 (kgf/mm ²)	引張強さ (kgf/mm ²)	伸 び (%)	絞 り(目標) (%)	吸収エネルギー (kgf・m)
81 以上	88 以上	10 以上	20 以上	2.1 以上

(圧延板に対する仕様を示す)

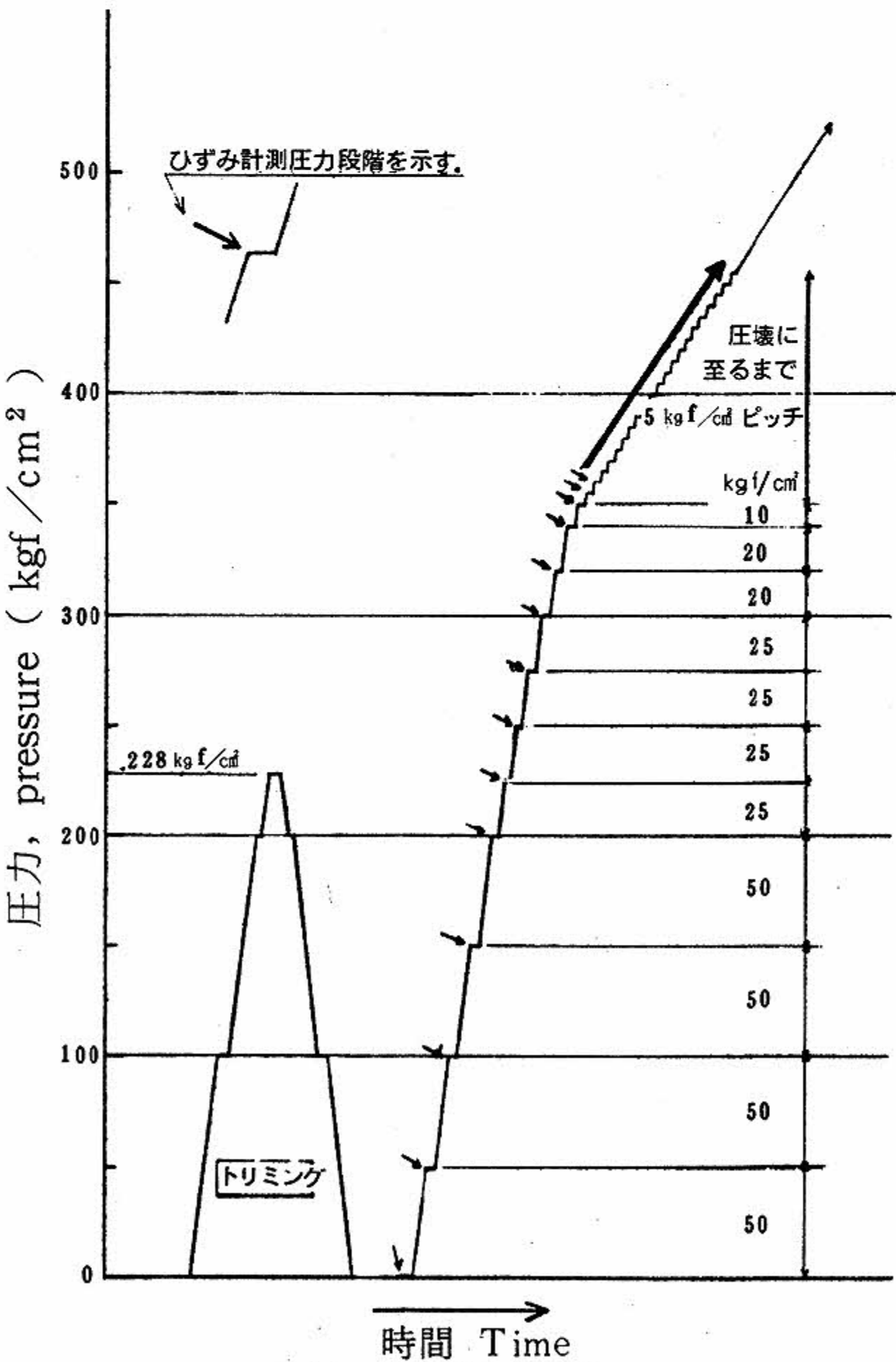


図4 昇圧線図
Pattern of pressure rise

Naval ship Research and Development Center)において、M. Krenzkeらによって開発された球殻の圧壊強度計算式²⁾を使用した。必要強度は、船舶安全法に基づく潜水船特殊基準に従い、設計許容寸法を考慮して最小安全率を1.65とした。

(2) 円筒部：

円筒フレーム部(増厚部)は、補強円筒殻に対する Sanden & Gunther の胴板応力計算式¹⁾から導かれたフレーム圧壊強度計算式を使用した。円筒胴板部は、Sanden & Gunther の胴板圧壊強度計算式¹⁾を使用した。安全率は潜水船特殊基準に従い、2.0以上とした。

(3) 半球と円筒との結合フランジの相対変位：

半球と円筒との結合フランジの相対変位を極力小さくするため、奥田の式³⁾をもとに両者の相対変位を計算した。計算にあたり、両結合フランジ間では経線方向の曲げモーメントは伝達されるが、剪断力の伝達はないものと仮定した。

(4) その他：

円筒増厚部の電線貫通口に対して、応力集中を考慮して補強を設けるとともに、一般部と同程度の剛性を確保するような形状とした。

このほか、6節点二次三角形要素を用いた有限要素法によって、全体の応力解析を行い、応力状態を確認した。この計算にあたって、両結合フランジ間の相対変位を考慮できないので、結合フランジは一体挙動するものと仮定した。

3. 圧壊試験

3.1 実施要領

3.1.1 使用設備

圧壊試験設備は、海洋科学技術センターの高圧実験水槽設備(最大加圧力1,500 kgf/cm²、水槽の内径1.4 m、水槽内部の有効長約3 m)を使用した。

3.1.2 加圧媒体

実際の使用状態では、耐圧容器は海水で加圧されるが、今回の試験ではひずみ計測用電線の絶縁を確保するため、加圧媒体を油とした。

3.1.3 供試体のひずみ計測

圧壊に至るまでのひずみの挙動を調査するた

め、供試体の内外面にひずみゲージ（ゲージ長 2 mm）を貼付け、発生するひずみを計測した。またひずみ計測用電線は設備に付随する配線を主に使用し、さらに供試体内部の計測点は電線貫通口に計測用貫通金具を設置し、計測用電線を供試体外部に導いた。ひずみ計測位置を図 3 に示す。

3.1.4 昇圧要領

圧壊試験における昇圧は、図 4 に示す要領で行った。

この図に示すように、ひずみ計測のため、昇圧の途中で圧力保持時間を設けている。

実際の昇圧操作は、あらかじめプログラムした昇圧線図と実際の昇圧状況とを時々刻々対比しながら、手動操作で行った。昇圧速度は平均毎分 15 kgf/cm² である。

3.1.5 その他

- (1) 供試体の円筒部に設けた電線貫通口の一部は、前述の計測用貫通金具で閉鎖されている。他の電線貫通口は実際に装備されるコネクタの代わりに試験用塞栓で閉鎖した。
- (2) 水槽内の供試体の浮力を相殺し、圧壊時の衝撃を緩和するため、供試体の内容積の 70% の油を内部に注入した。

3.2 試験結果

3.2.1 圧壊状況

圧壊は、圧力 545 kgf/cm² で音響を伴って発生し、水槽内の圧力は瞬時に 111 kgf/cm² まで低下した。しかし、供試体内部にはあらかじめ油を注入しておいたので、圧壊時の衝撃による振動は全く感じられなかった。

圧壊は、上半球で生じ、下半球および円筒部の変形は視認できなかった。円筒部には上半球の圧壊によって生じた当て傷およびすり傷が認められた。

圧壊前後の供試体の外観を写真 1，上半球の圧壊状況を図 5 および写真 2 に示す。

図 5 に示す各破片の永久変形の状況から、圧壊は破片 3 の付近から開始したものと推定される。また、供試体の半球と円筒を結合しているボルトは、圧壊の衝撃ですべて切断し四散していた。

3.2.2 ひずみの計測

圧壊に至るまでのひずみの計測は順調に行わ

れ、絶縁不良、断線等による計測不良は生じなかった。

圧力 207 kgf/cm²（深度 2,000 m に相当する圧力）におけるひずみ計測結果を表 4 に示す。また上半球および円筒部の代表的な計測点における圧力とひずみの関係を図 6 および図 7 に示す。

3.3 試験結果の解析

ひずみ計測値から求めた応力を表 4 に示す。応力の計算は次式によって行ったものである。

$$\sigma_{\ell} = \frac{E}{1 - \nu^2 (\epsilon_{\ell} + \nu \epsilon_{\theta})} \quad \dots\dots (1)$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{E}{1 - \nu^2 (\epsilon_{\theta} + \nu \epsilon_{\ell})} \quad \dots\dots (2)$$

ここで σ_{ℓ} : 経線方向応力
 σ_{θ} : 緯線方向応力
 ϵ_{ℓ} : 経線方向ひずみ
 ϵ_{θ} : 緯線方向ひずみ
 E : ヤング率 (11,500 kgf/mm²)
 ν : ポアソン比 (0.3)

なお、緯線方向のみ計測したフランジの計測点については、便宜的に次式によって応力を計算した。

$$\sigma_{\theta} = E \epsilon_{\theta} \quad \dots\dots (3)$$

表 4 かられば、最大応力は圧縮 55 kgf/mm² 程度であり、発生位置は半球頂部にある増厚部の付根の内面側であることがわかる。

4. 解 析

4.1 解析方法

試験結果の解析は、以下の方法によって行った。

(1) 半球部の圧壊圧力：

半球部の圧壊圧力は、“2 供試体の概要”で述べた D T M B 方式によって圧壊圧力を計算した。

計算の精度を向上させるため、圧壊強度の計算では表 3 の実測値（上半球）を使用し、実測値のないものについては計画値を使用した。

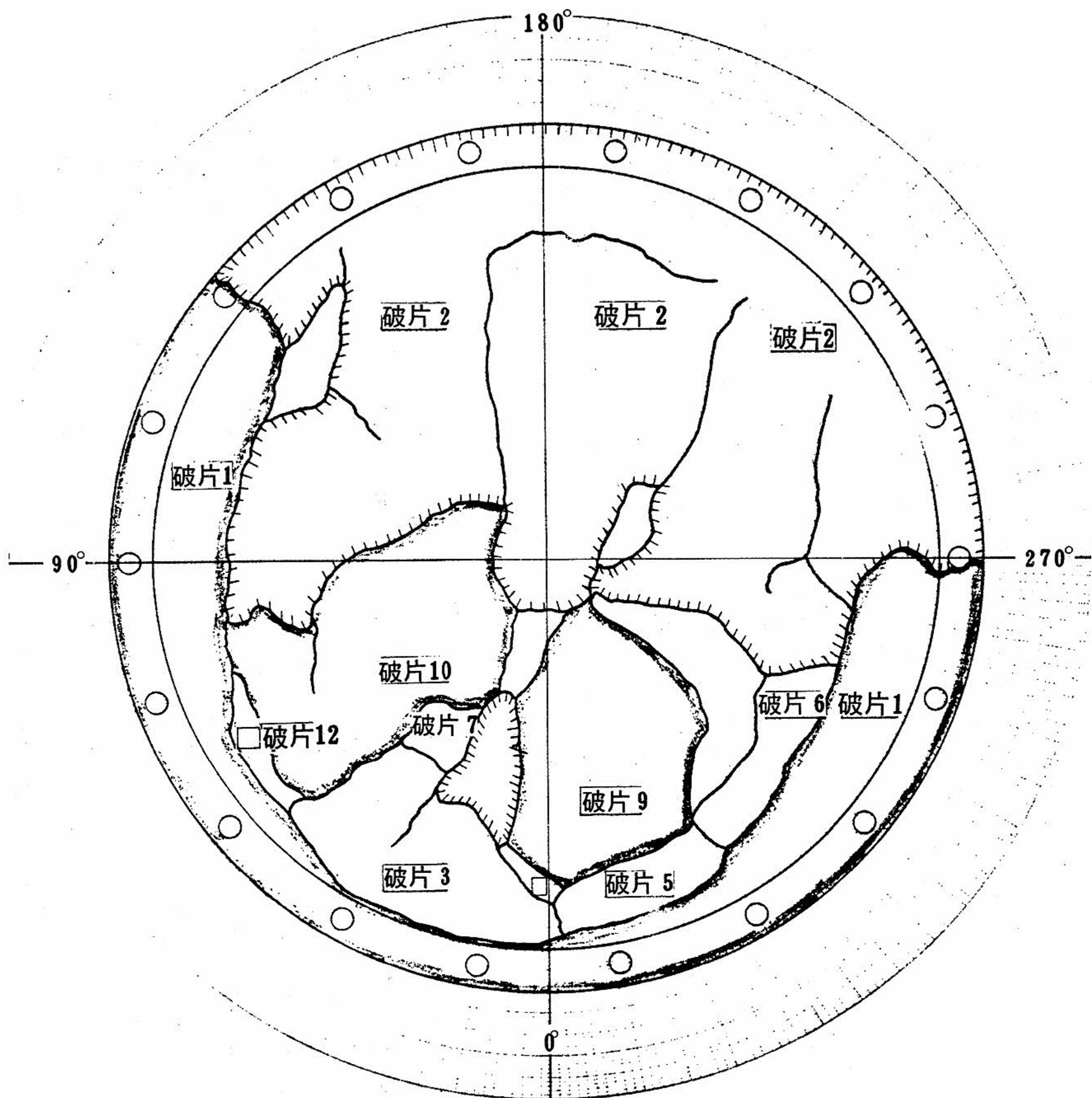


図5 上半球圧壊状況
View of the hemispherical part after collapse

なお、本計算方法は2,000m潜水調査船の耐圧殻および耐圧容器の半球部の設計強度計算に使用されている。

(2) 応力状態：

供試体に発生する応力分布は、有限要素法による解析を行った。

使用した要素は6節点二次軸対称三角形リング要素である。供試体の局所的な形状精度

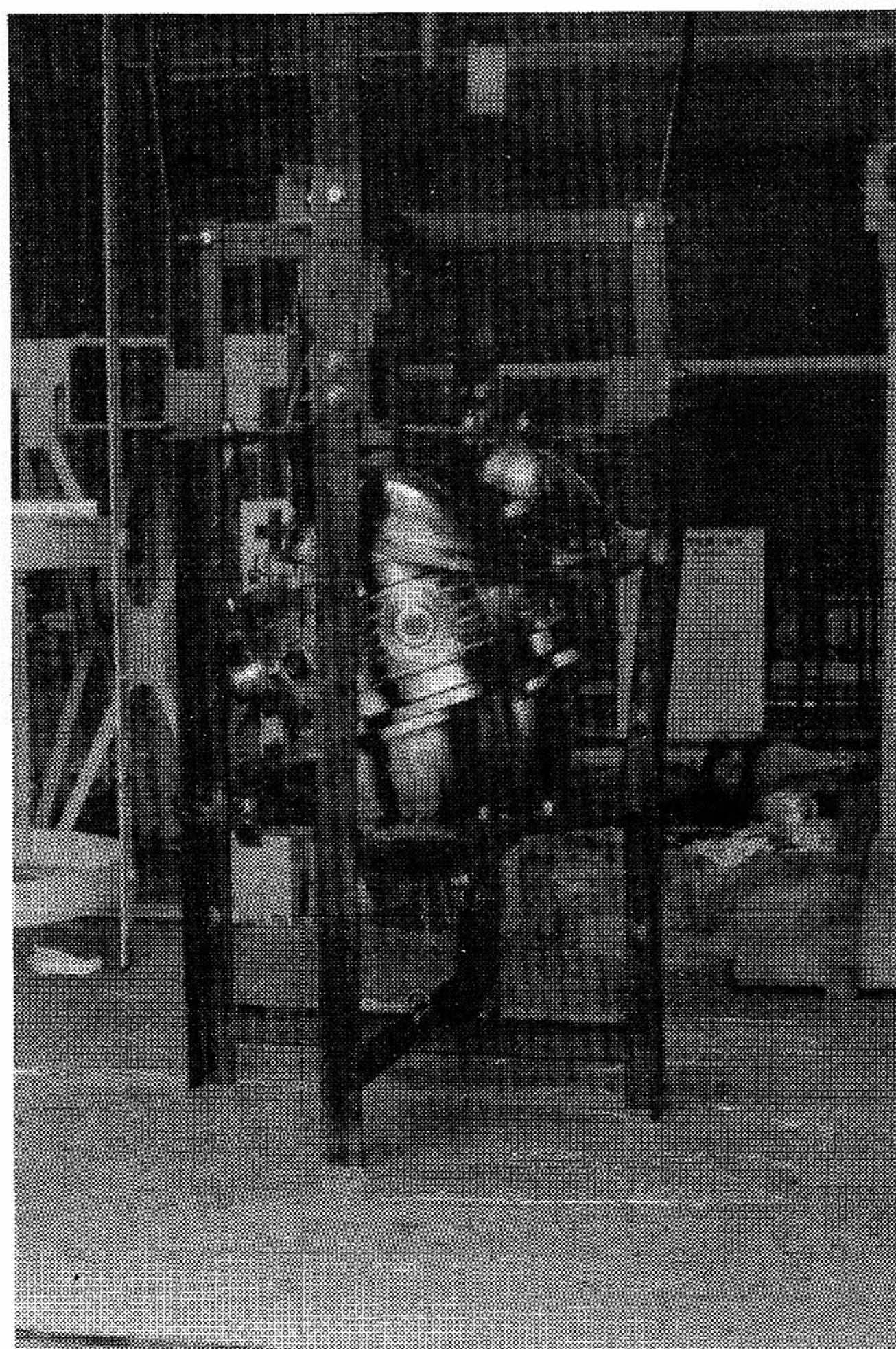
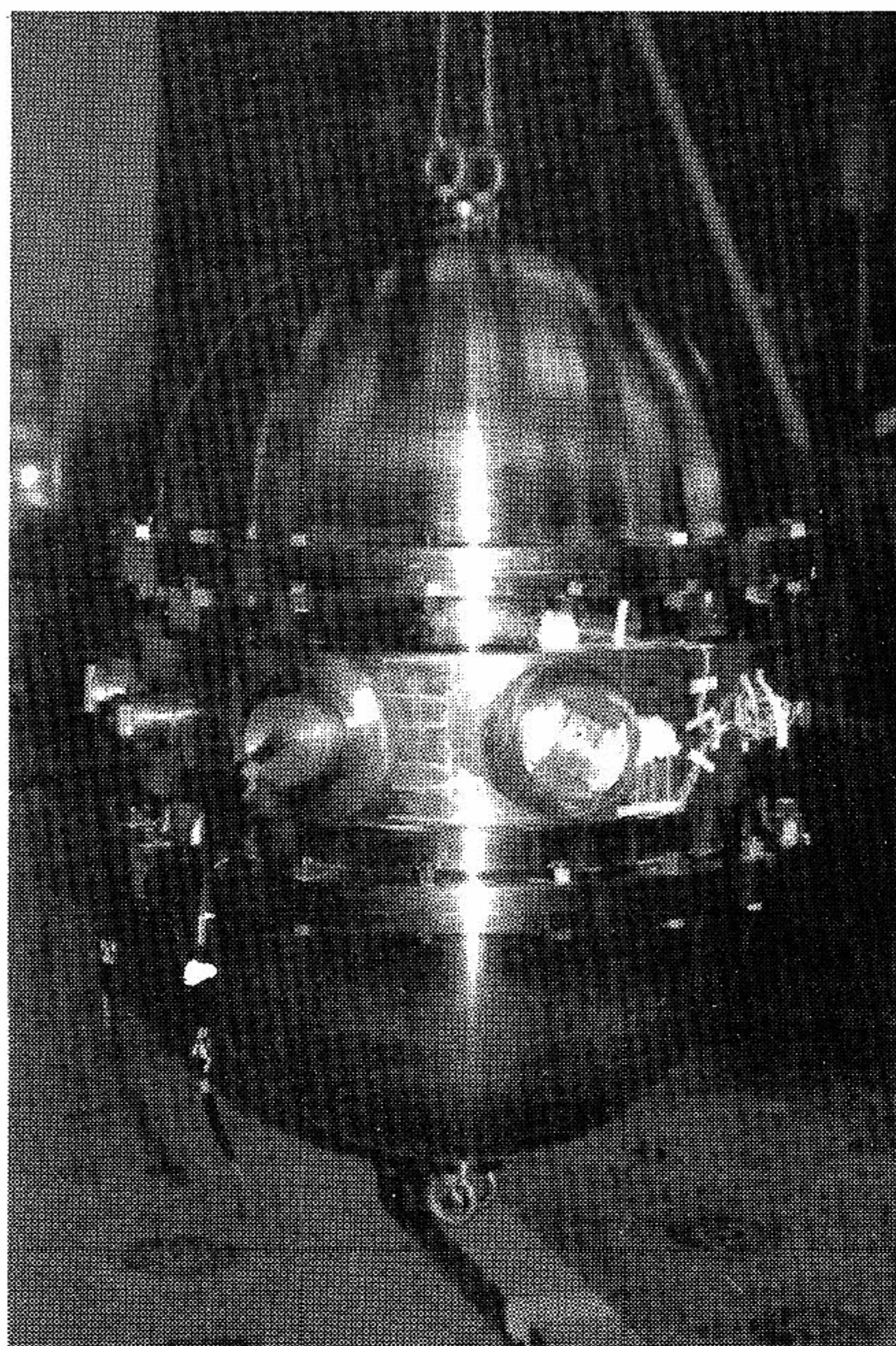


写真 1 供試体の外観（圧壊前後）
View of the model before and after collapse

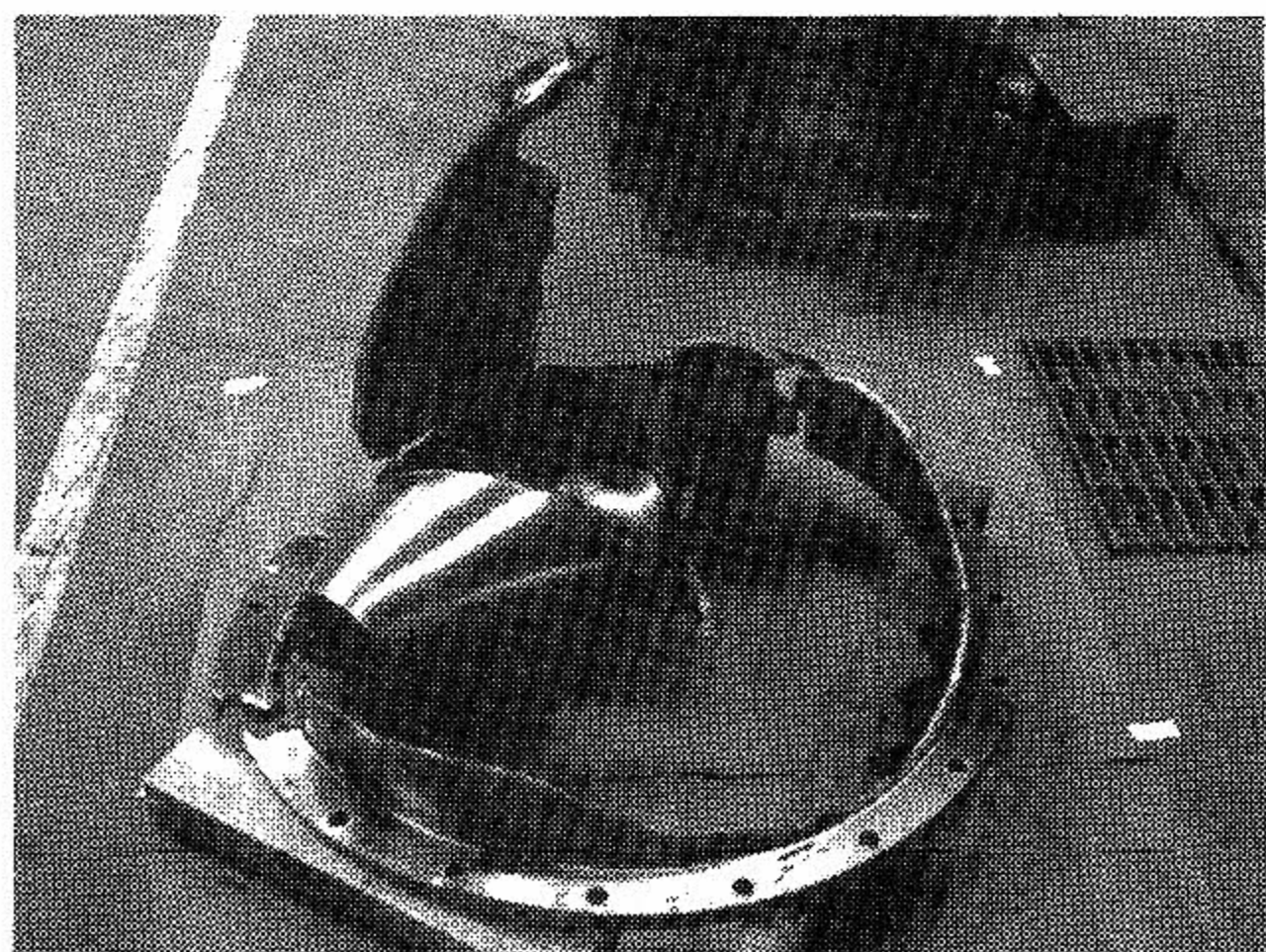


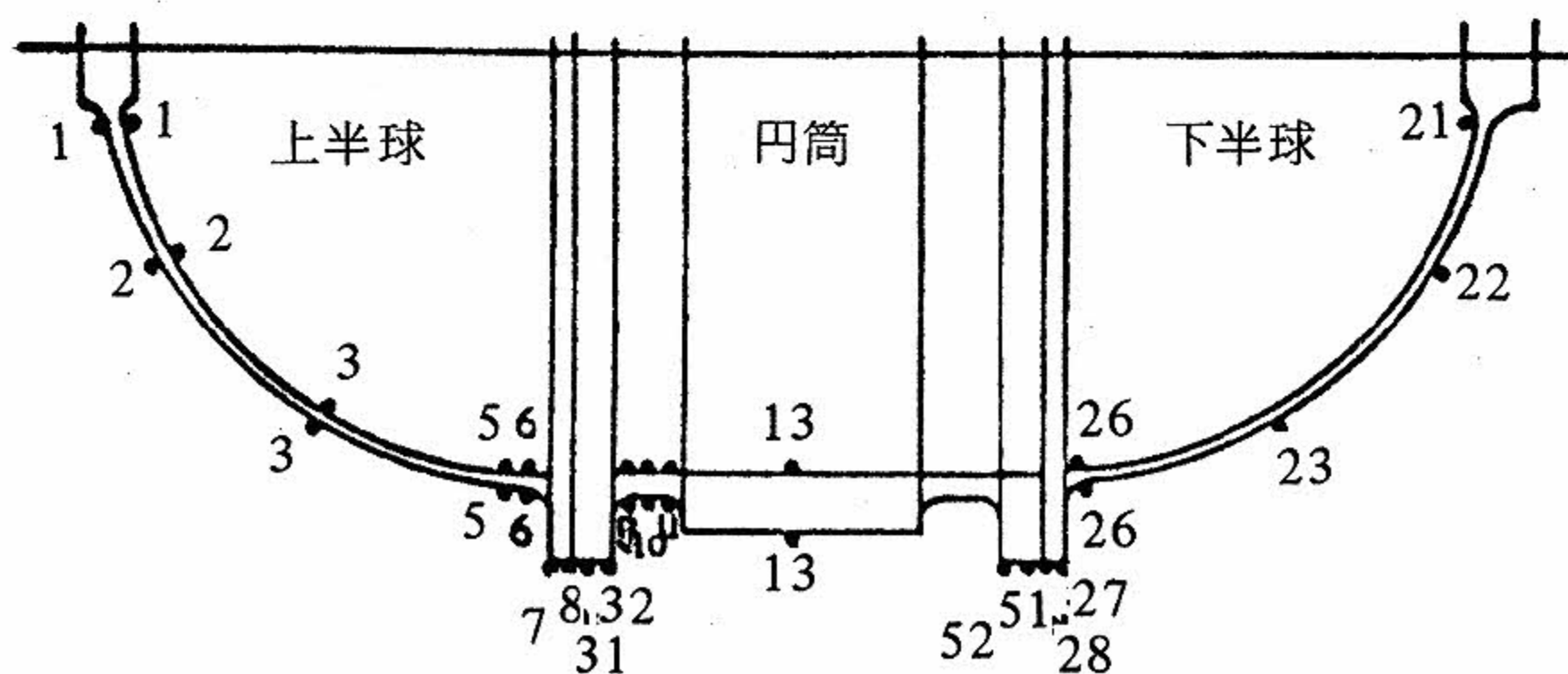
写真 2 上半球圧壊状況
View of the hemispherical part after collapse

表4 応力および、ひずみの計測結果 (圧力 207 kgf/cm²)

Stress and strain values

ゲージNo.		出力ひずみ ($\times 10^{-6}$)	応力 (kgf/mm ²)
1	K	-3060	-42.5
	I	-1040	-24.7
2	K	-1860	-30.5
	I	-1850	-30.4
3	K	-1760	-29.0
	I	-1810	-29.5
5	K	-2380	-35.3
	I	-1390	-26.5
6	K	25	-4.5
	I	-1290	-16.2
7	I	-798	-10.1
8	I	-869	-10.9
9	K	-1890	-29.2
	I	-1420	-25.0
10	K	-2425	-36.7
	I	-1635	-29.8
11	K	-3129	-46.2
	I	-1797	-34.5
13	K	700	4.9
	I	-1050	-10.6
22	K	-1700	-28.4
	I	-1840	-29.6
23	K	-1760	-29.0
	I	-1795	-29.3
26	K	50	-4.2
	I	-1295	-16.1
27	I	-690	-7.9
28	I	-835	-9.6
31	I	-835	-9.6
32	I	-870	-10.0
51	I	-810	-9.3
52	I	-815	-9.4

ゲージNo.		出力ひずみ ($\times 10^{-6}$)	応力 (kgf/mm ²)
1	K	-3705	-51.1
	I	-1160	-28.6
2	K	-1810	-30.1
	I	-1945	-31.3
3	K	-1965	-32.0
	I	-1905	-31.5
5	K	-1850	-29.1
	I	-1530	-26.3
6	K	-2760	-40.6
	I	-1520	-29.6
9	K	-760	-16.1
	I	-1715	-14.5
10	K	115	-5.5
	I	-1830	-22.6
11	K	125	-5.1
	I	-1765	-21.8
13	K	-1280	-20.8
	I	-1245	-20.6
21	K	-4045	-55.0
	I	-1060	-28.6
26	K	-2740	-40.1
	I	-1450	-28.7



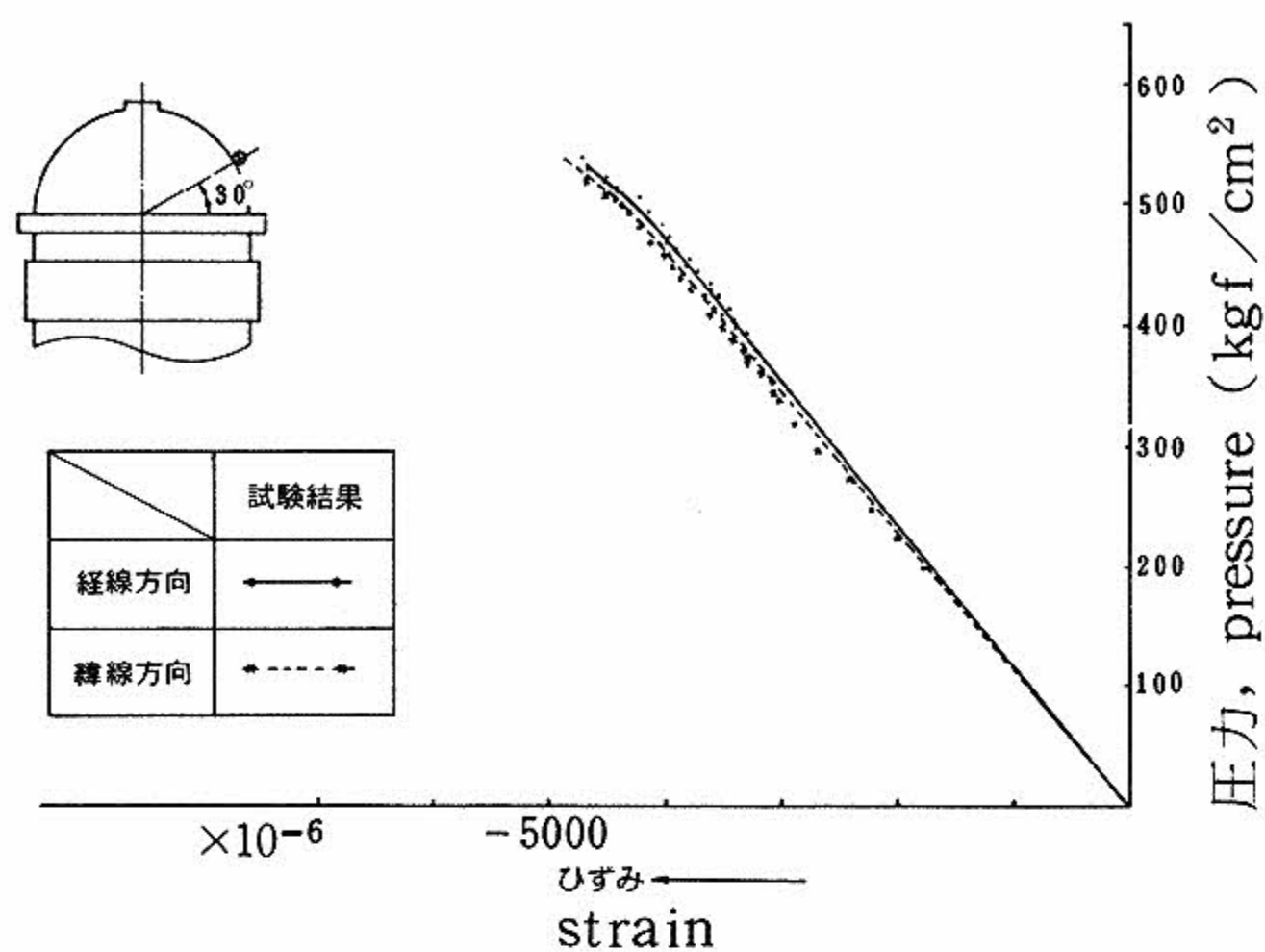


図6 圧力-ひずみの関係 (上半球一般部)
Pressure - strain relationship (hemispherical part)

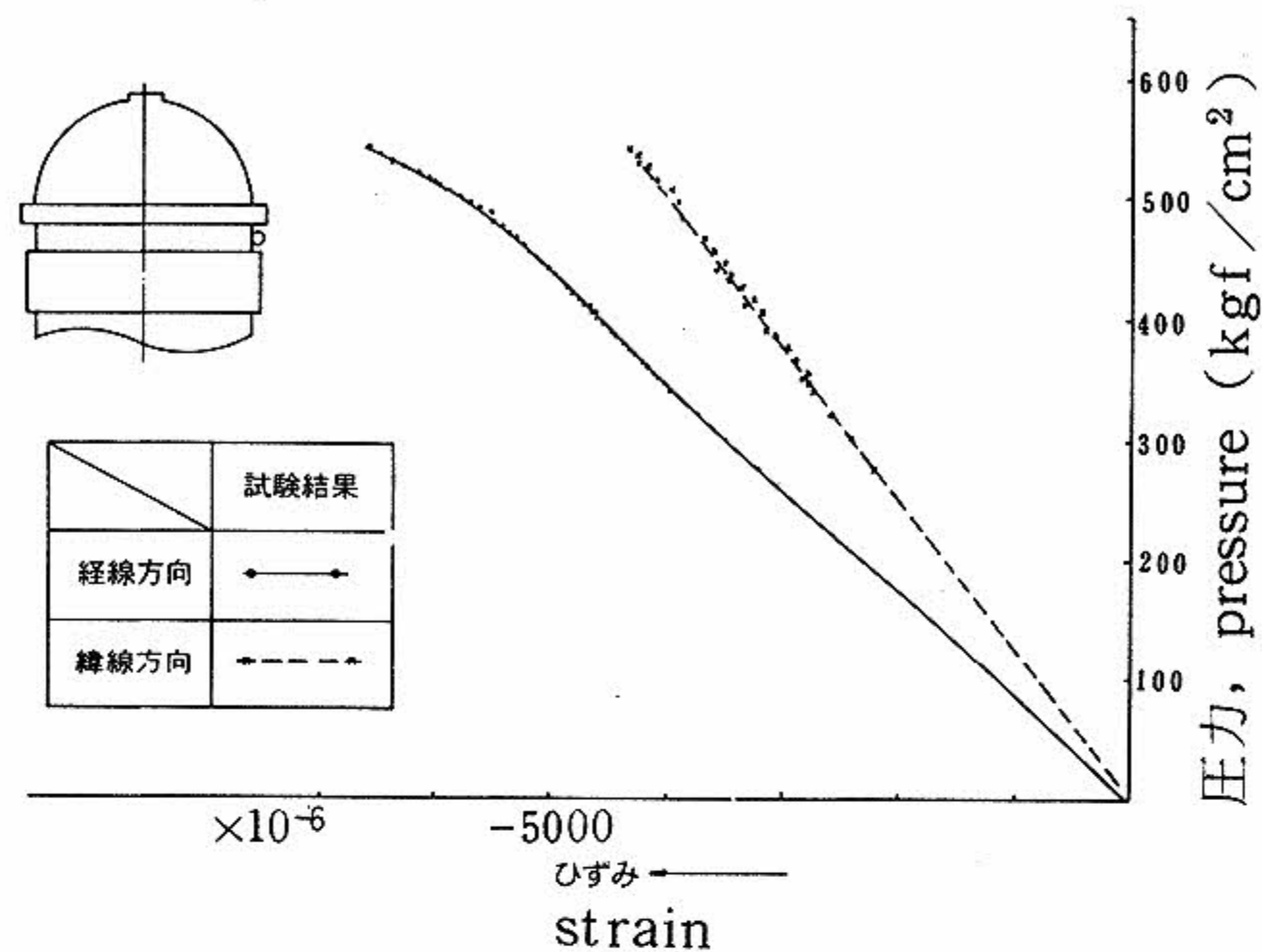


図7 圧力-ひずみの関係 (円筒一般部)
Pressure - strain relationship (cylindrical part)

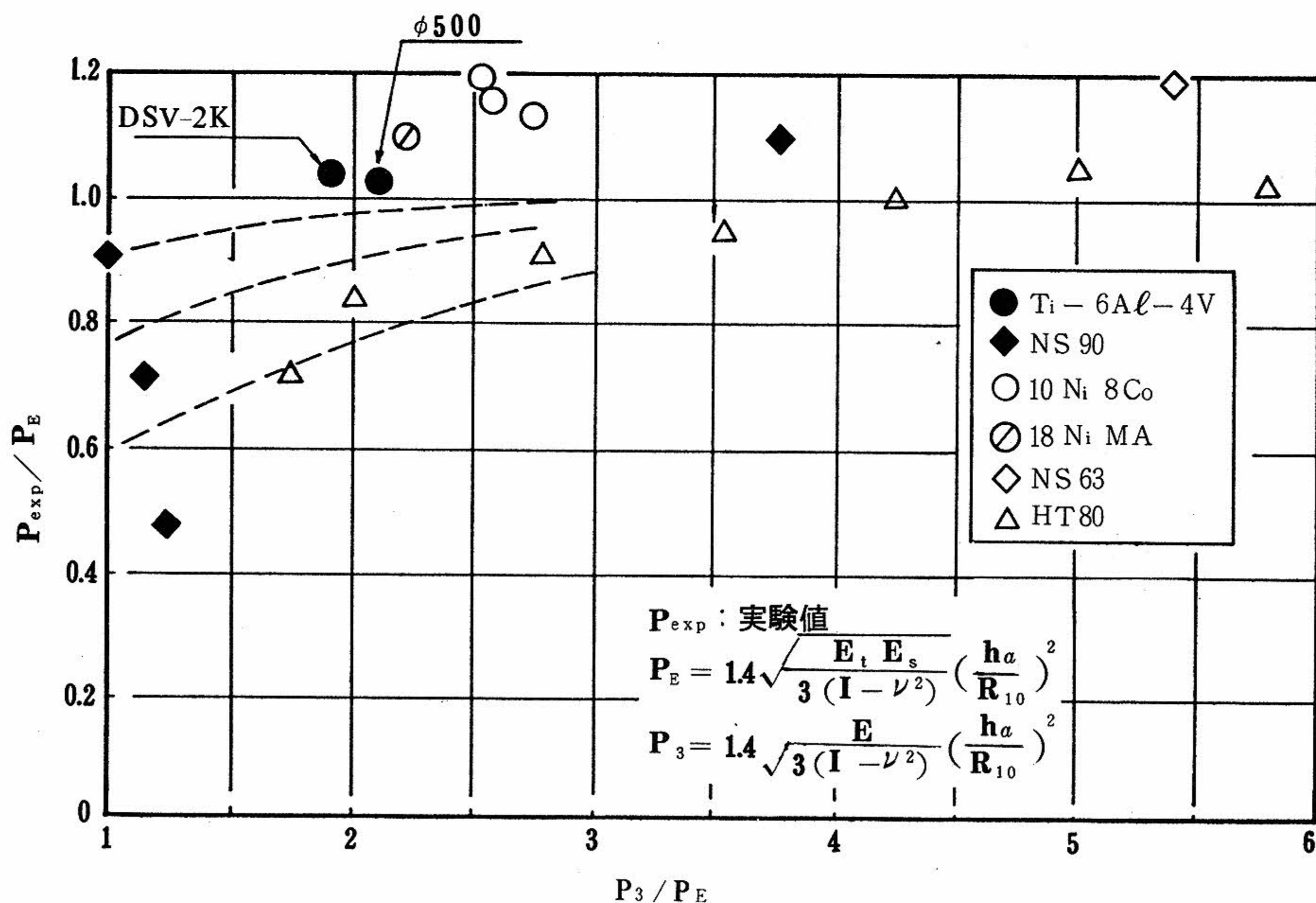


図8 チタン合金球殻の圧壊圧力
Collapse pressure of titanium alloy spherical shell

は、全体的な応力分布にほとんど影響を及ぼさないので、解析には正寸法の形状を用いた。

本解析に使用した電子計算機プログラムは、三菱重工業株式会社神戸造船所で作成したものを、電子計算機は同所に設置されているIBM-370型を使用した。

4.2 圧壊圧力

DTMBで開発された球殻の圧壊圧力実験式は、次のとおりである。

$$P_K = k P_E \quad \dots\dots (4)$$

$$P_E = 1.4 \sqrt{\frac{E_t \cdot E_s}{3(1-\nu^2)}} \left(\frac{h_a}{R_{10}}\right)^2 \quad \dots\dots (5)$$

$$\sigma_{avg} = \frac{P_E \cdot R_{10}^2}{2 h_a (R_{10} - \frac{h_a}{2})} \quad \dots\dots (6)$$

ここで R_1 : 局部板内曲率半径 (L_c 内)

R_{10} : 局部板外曲率半径 (L_c 内)

h_a : 局部平均板厚 (L_c 内)

E : ヤング率

ν : ポアソン比

E_t : tangent modulus

$d\sigma/d\varepsilon$

E_s : secant modulus

σ/ε

σ_{avg} : 局部平均膜応力 (L_c 内)

k : 球殻加工法による実験係数

P_E : 圧壊圧力推定値

P_K : 加工法を考慮した圧壊圧力

L_c : critical arc length

$$L_c = \frac{2.2 \sqrt{R_1 \cdot h_a}}{\left\{\frac{3}{4}(1-\nu^2)\right\}^{1/4}} \quad \dots\dots (7)$$

圧壊圧力の計算方法は、(5)および(6)式を繰返し計算により求め、その収束値を圧壊圧力推定値 P_E とする。加工法を考慮した圧壊圧力は、加工法による修正係数 k を P_E に乗じて求める。

本方式によれば、球殻の圧壊圧力は、局部的な真球度および板厚並びに加工法によって大きく影響される。したがって圧壊圧力を正確に求めるには、これらの値を精度よく計測する必要がある。

加工法による修正係数 k 以外の値を表3の実測値を使用した場合、 k を考慮しない圧壊圧力 P_E は 530 kgf/cm^2 となる。そのため、本供試体の試験結果 ($P_{exp} = 545 \text{ kgf/cm}^2$) から修正係数 $k (= P_{exp}/P)$ は約1.0である。

この関係を P_3/P_E (弾性圧壊圧力計算値/塑性圧壊圧力推定値) を横軸にとって図示すると図8のようになる。この図からわかるように、本試験結果から求めた修正係数 k は、原報告で提案されている機械加工の場合の修正係数より大きく、供試体の機械加工の精度がきわめて良好であったことを裏付けるものである。

参考として、図中には、供試体と同じ材料 ($T_1-6Al-4V$) を用い、機械加工によって製作した直径 500 mm の球殻について三菱重工業株式会社神戸造船所で実施した圧壊試験の結果を示したが、今回の試験結果と傾向がよく一致している。

4.3 応力状態

有限要素法による解析に使用した要素分割を図9に示す。この図に示すように、対称性を考慮して、供試体の半分について解析を行ったものである。

計算条件は、次のとおりである。

- (1) ボルト結合した半球フランジ部と円筒フランジ部は一体挙動をする。
 - (2) ボルト穴および電線貫通口は無視する。
 - (3) 荷重条件は外圧 207 kgf/cm とし、結合ボルトによる締付力は考慮しない。
 - (4) 材料の機械的性質は表3の計画値を使用する。
- 計算の結果と計測の結果を図10および図11に示す。

表3 仕様(計画値)と実測値の比較
Specification and measurement values

項 目		計 画 値	強度計算に使用した値	実測値※
形 状	半 径 R_i (mm)	350 ± 0.5	350.5	350.1
	板 厚 h (mm)	11.5 ± 0.5	11.0	11.4
	真 球 度 (R_{10}/R_0)	1.03 以下	1.03	1.003
材 料 特 性	ヤング率 E (kgf/mm^2)	11500	11500	—
	0.2% 耐力 σ_y (kgf/mm^2)	81 以上	81	89.4
	ポアソン比 ν	0.3	0.3	—

※ 上半球の値を示す。

5. 考 察

5・1 圧壊圧力

半球部の圧壊圧力について計算結果と試験結果とを比較すると、加工法による修正係数 k を1.0として計算した場合には、計算値と試験値とは、きわめてよく一致している。これは供試体の良好な加工精度を証明するものである。

一方、実際に装備される耐圧容器の半球部は、圧壊圧力 342 kgf/cm^2 以上（安全率1.65以上）が要求されている。試験結果が要求値を大きく上回ったのは、設計強度計算に使用した修正係数 k によるものが大きいと考えられる。

設計強度計算では、日本船用機器開発協会が行った圧壊試験結果から導いた修正係数（圧壊試験などによる最低包括線で最も安全側をとっている）を使用した。今回のように綿密に加工された球殻の場合には、かなり安全側の圧壊圧力を与える結果になった。また、設計強度計

算では、形状、寸法および材料の機械的性質として仕様の最低値を用いるのに対して、実測値がこの仕様を十分満足していたことも、試験結果が要求値を上回った原因と考えられる。

円筒部および下半球部は圧壊も発生せず、また目視による変形も認められなかった。これは下半球が上半球よりも極くわずか（0.1 mm程度）板厚が大きかったため、圧壊が生じなかったものと考えられる。一方、円筒部は本来、安全率が高い構造であったためである。設計強度計算では、中央の増厚部以外は安全率が3を超えており、中央の増厚部でも、フランジ（断面が変形しない）として計算すれば、安全率2.4程度である。実際は円筒部両端のフランジの影響等によって、さらに圧壊圧力が向上したものと考えられる。

円筒胴板部は、図7から明らかなように、表面が降伏しても板厚内部では未降伏状態であるので、ただちに耐圧能力が失われることはない

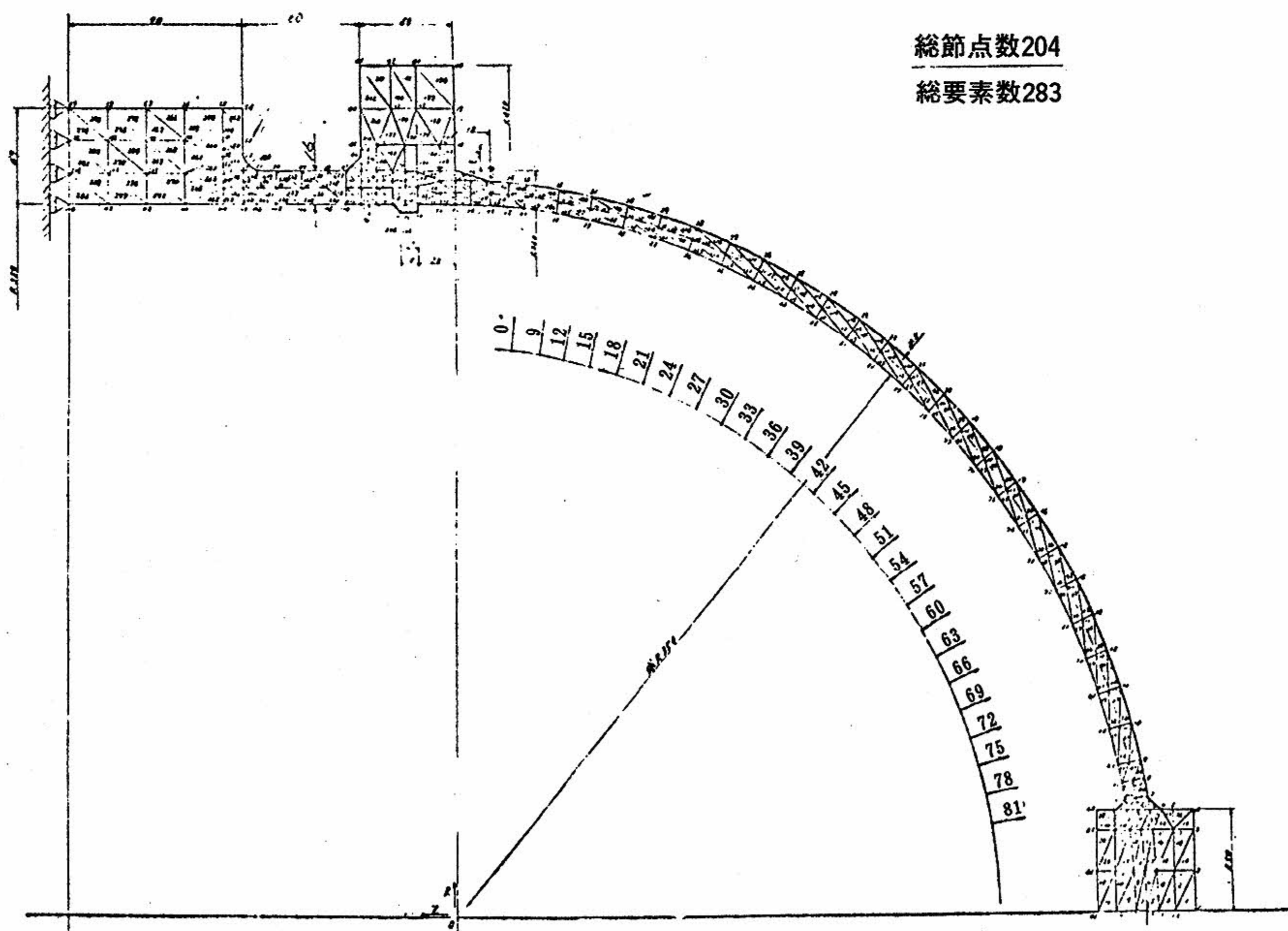


図9 要素分割図（6節点2次三角形軸対称リング要素）

F.E.M. mesh pattern

ものとする。

5.2 応力状態

図10および図11に示すように、応力値は計算結果と計測結果がよく一致している。

計算では半球部と円筒部との結合フランジを一体の挙動をするものとして取扱ったが、実際はボルト結合であるので、厳密には両者の間に相対変位の発生が予想される。それにもかかわらず、計算結果と計測結果とでフランジ近傍の応力分布がよく一致したことは、両フランジがほぼ一体となって挙動したことを示すものと考えられる。このことは表4でフランジ外面各部のひずみ計測値がほぼ同じ値を示していることから確認される。

なお、圧力 207 kgf/cm^2 における最大応力は計算値および計測値ともに 55 kgf/mm^2 程度であり、材料の降伏応力の68%程度で十分余裕のある値と言える。

6. ま と め

今回の $2,000 \text{ m}$ 潜水調査船の耐圧容器の圧壊試験の結果、次の事項が明らかとなり、本容器の設計手法が確認されるとともに、実用に十分耐え得ることが実証された。

(1) 半球部の静的圧壊圧力：

これは 545 kgf/cm^2 であり、要求値 (342 kgf/cm^2) を十分満足するとともに、計算値 (圧壊圧力推定値) にきわめて近い値となった。

これは供試体が良好な加工精度で製作され、材料の機械的性質が十分に仕様を満足していたためである。

したがって、これと同一条件で製作される耐圧容器も同程度の圧壊強度を有するものとする。

(2) 圧力 207 kgf/cm^2 (深度 $2,000 \text{ m}$ 相当圧力) における最大応力：

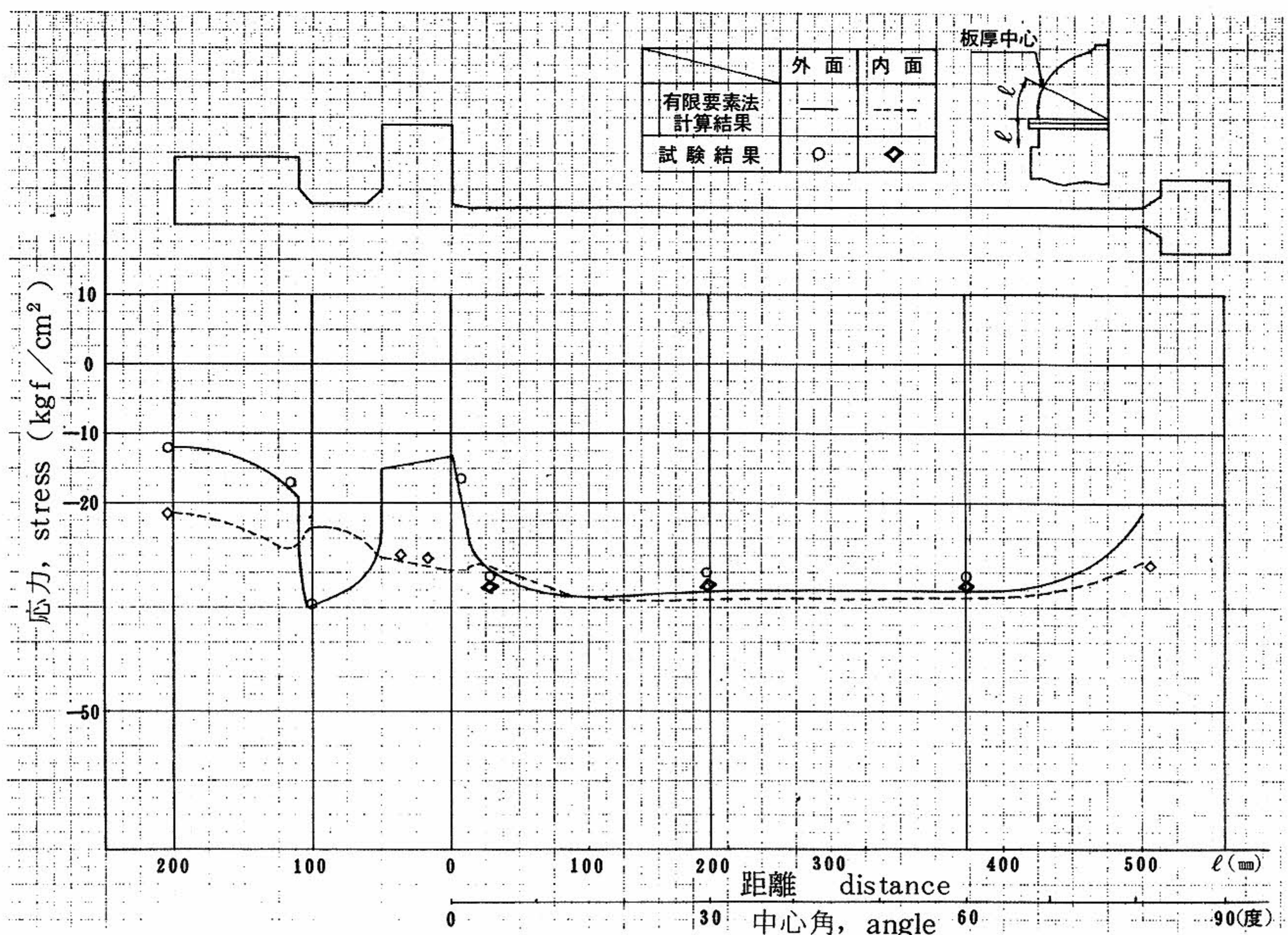


図10 応力分布 (経線方向, 圧力 207 kgf/cm^2)
Stress distribution (circumferential $P = 207 \text{ kg f/cm}^2$)

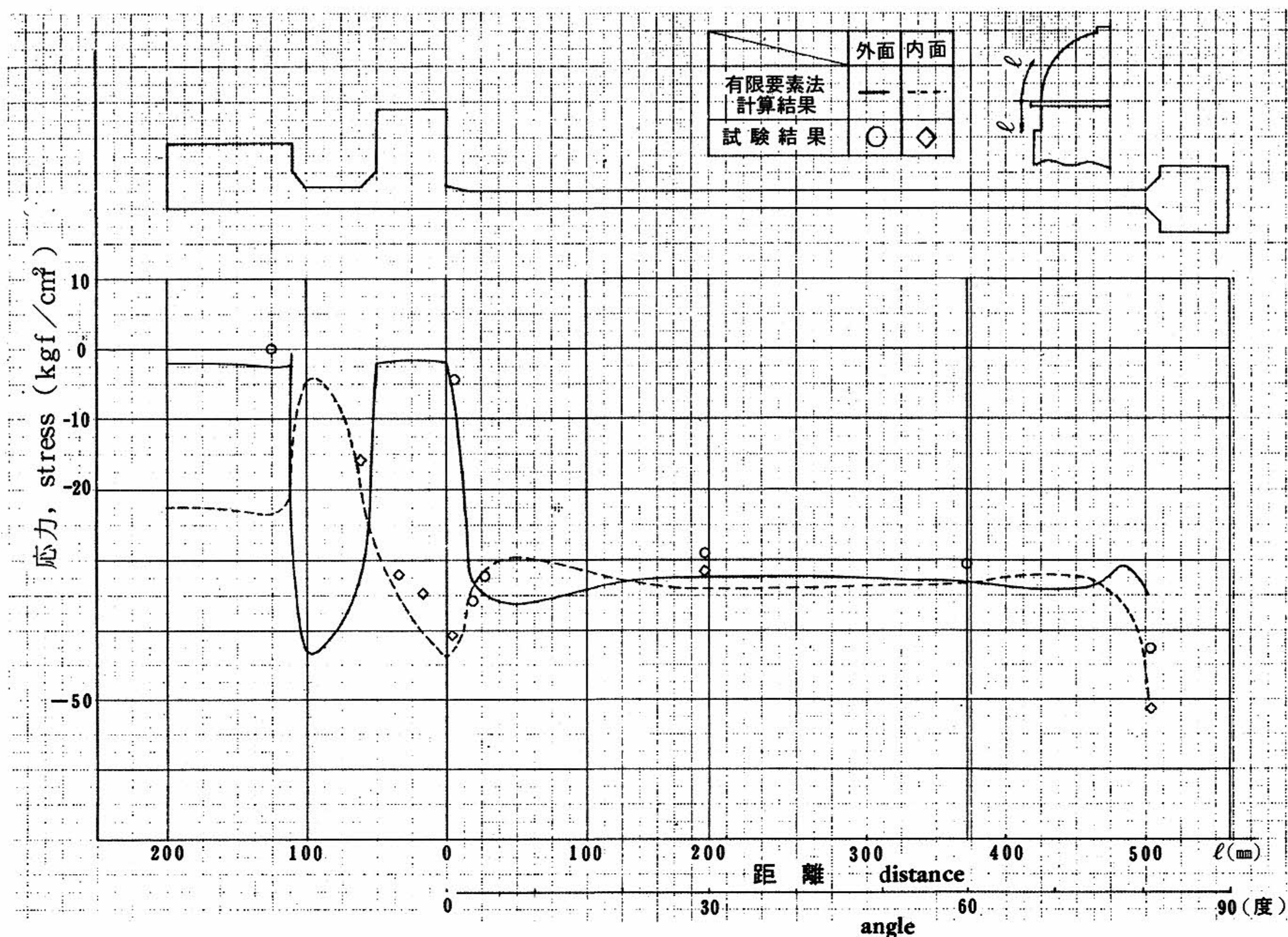


図 11 応力分布（経線方向，圧力 207 kg f/cm^2 ）

Stress distribution (longitudinal, $P = 207 \text{ kg f/cm}^2$)

これは 55 kgf/mm^2 程度であり，材料の降伏応力（ 0.2% 耐力，規格値 81 kgf/mm^2 ）に対して 68% 程度で十分余裕がある。また同圧力における応力状態は有限要素法による計算結果と試験結果とがよく一致した。

したがって，各部の応力状態は計算による推定が可能である。

(3) 半球部と円筒部の結合フランジの挙動：

この結合フランジは一体となって挙動するとして行った有限要素法による計算結果と試験結果との応力値がほぼ一致している。それは両フランジが一体挙動にきわめて近い挙動をしたものと推定される。

したがって，半球部と円筒部との結合フランジは，両者を一体として取扱うことが可能であると考えられる。

文 献

- 1) K. von Sanden & Gunther, "The Strength of Cylindrical Shells Stiffened by Frames and Bulkheads under Uniform External Pressure on All Sides", DTMB Repot T-38, (Mar. 1952)
- 2) Martin A. Krenzke & Thomas J. Kiernan, "The Effect of Initial Imperfections on the Collapse Strength of Deep Spherical Shells", DTMB Report 1957 (Feb. 1965)
- (3) 奥田克己，1932，“すぐにつかえる 軸対称殻の公式と数表”，日本機械学会誌 35 (181)