(昭和 60 年 11 月 日本造船学会秋季講演会において講演)

# 一様外圧を受ける耐圧補強円筒殻の 全体圧壊強度に関する検討<sup>(第1報)</sup>

正員	横	囲	公	男*	正員	難	波	直	愛*
正員	山	内		裕*	正員	浦	部	吉	雄**
	馬	場	金	司***					

Research on General Instability of Cylindrical Shells Reinforced by Ring Stiffners under Uniform Pressure (1st Report)

> by Kimio Yokota, Member Naochika Nanba, Member Yutaka Yamauchi, Member Yoshio Urabe, Member Kinji Baba

#### Summary

General instability is one of the important collapse modes of cylindrical shells reinforced by ring stiffners under uniform pressure. Few research, however, has appeared in this field because of difficulties and complexity of the problem.

Pressure hulls of deep diving submersibles have been designed on the basis of research works which were developed under idealized conditions for boundaries, stress-strain relations, and geometries. Recently, the development of high strength materials and the increase of operating pressure and diameter of pressure hulls have brought a change in proportion of primary structural members of cylindrical ring-reinforced shells, which leads to the review of the design procedure. In order to satisfy the above-mentioned requirements, pressure hulls should be designed on a reasonable basis.

In the present paper, the elasto-plastic analysis of the general instability of ring reinforced cylindrical shells is performed on the basis of the finite element method, and results obtained are compared with collapse tests using two machined models and one welded model, which shows good coincidence with the theory. On the basis of a series of calculation, the authors propose a design criteria for the pressure hulls of deep diving submersibles. Futheremore, they investigate the influence of boundary conditions and initial imperfections on the general instability theoretically.

#### 1 緒 言

耐圧補強円筒殻の圧壊は,補強フレーム間での円筒の 圧壊(胴板圧壊)と円筒殻全長にわたる補強フレームを まきこんだ形での圧壊(全体圧壊)の二種類に大別され る。胴板圧壊には軸対称モードと非軸対称モードの二種 類があるのに対し全体圧壊は非軸対称モードに限定され それぞれの圧壊は圧壊時の応力状態により弾性圧壊と弾 塑性圧壊に区分される。 胴板圧壞挙動については、多くの研究が実施されてい るが全体圧壊については国内では徳川<sup>1)</sup>,山本<sup>2)</sup>,本間<sup>3)</sup>, 島本ら<sup>4)</sup> の研究に限られ国外でも最近は発表例が少な い。これらの従来の研究成果は、当時としては最新の技 術によるもののその後、高強度鋼の実用化、使用圧力の 増加及び構造物の大型化などにより必ずしも現在の補強 円筒構造にそのまま適用できるとは限らない。さらに最 近の構造解析技術の進歩により複雑な構造物についても 高精度の解析が可能になりつつある。以上の点から著者 らは有限要素法を用いた非線形解析を導入し理論解析と 模型圧壊試験によって解析方法の妥当性を確認した。ま た本解析法により最近の補強円筒殻の形状寸法比および

<sup>\*</sup> 三菱重工業(株)神戸造船所

<sup>\*\*</sup> 三菱重工業(株)高砂研究所

<sup>\*\*\*</sup> 三菱重工業(株)システム技術部

材料強度を考慮したシリーズ計算を実施し従来の推定曲 線との比較を行い,さらに端部拘束条件および初期不整 の影響について検討した。

# 2 解 析 理 論

# 2.1 従来の解析理論

現在使用されている全体圧壞強度推定方法について は、昭和 35 年に島本ら<sup>4</sup>) が徳川の全体圧壞強度推定式 と模型実験を基に実用的な資料を得ることを目的とし、 全体圧壞強度推定式から周方向の圧壊波数(n)を消 去した包絡線を求め Windenburg の Mean Pressure Factor と Bodily Factor の二つの Factor で圧壊圧力 を整理したものがある。本推定式は弾性圧壊を取扱って いるが実用構造物で対象となる弾塑性圧壊についても模 型試験結果より平均的な推定曲線を求め円筒部板厚/直 径比=0.00313~0.00584 の範囲ならば圧壊圧力の推定 誤差 ±10% であり実用上差し支えないとしている。な お、補強フレームの曲げ剛性計算に用いる円筒部有効幅 については模型試験結果により外面付補強フレームでは (円筒部板厚)×1,内面付補強フレームでは(円筒部板 厚)×3 との提案がなされている。

国外では Kendrick<sup>5)</sup>, Kaminsky<sup>6)</sup>, Ross<sup>7),6)</sup>, Lunchick<sup>9)</sup> の研究成果が発表されている。 Kendrick およ び Ross は全体圧壊の変形モードを仮定しエネルギー法 によって圧壊強度を推定しているが弾性圧壊領域に限ら れているため実用構造物に多い弾塑性圧壊の取扱いが困 難である。Lunchick は、Shanley の柱の座屈理論<sup>8)</sup> に ならい材料の応力-歪関係から Tangent 係数および Secant 係数を用いて徳川-Bryant の弾性圧壊式を弾塑 性域に拡張し設計計算式として提案している。

島本らが引用した徳川の式,これを簡略化した島本ら の式,Lunchick が引用した徳川-Bryantの式および弾 塑性領域まで拡張したLunchickの式をまとめてTable 1 に示す。島本らの簡略式を除き補強フレームのない単 純円筒の圧壊強度計算式に補強フレーム単独の圧壊強度 を加算した構成となっている。しかし補強フレームの円 筒胴有効幅については、島本らが圧壊試験結果より前述 の有効幅を用いているのに対し他の計算式では解析的に 求めた Pulos らの有効幅<sup>9)</sup>を用いている点が相違する。 また島本らの簡略式は弾塑性域の圧壊挙動について模型 試験結果をもとに推定曲線を提案しているがLunchick は応力-歪関係をもとに推定する方式としている。

以上のように従来の解析式は徳川の式を基本としてい るが弾塑性圧壊および端部拘束条件に対する取扱いにつ いては仮定を含んだもので必ずしも理論的に妥当なもの とはいえない。さらにこれらの研究が実施された当時は フレーム断面積と円筒部断面積との比率が小さく断面積 比が当時と比較して高くなると適用に難点が生じる。以 上のような問題点を克服するため従来の解析式を設計手 法に展開する段階では実機に即した模型圧壊試験が必要 となるがその反面, 模型試験の場合は模型の精度, 試 験条件等の外乱的要因を包括する過程で推定精度の低下

(ē.	川の式	$P_{k} = \frac{E\frac{t}{D}}{n^{2}-1+\frac{\alpha^{2}}{2}} \left[ \frac{2\alpha^{4}}{(n^{2}+\alpha^{2})^{2}} \frac{2}{3} \frac{1}{1-\nu^{2}} \left( \frac{t}{D} \right)^{2} \left\{ (n^{2}+\alpha^{2}) - \frac{n^{4}(2n^{2}-1)}{(n^{2}+\alpha^{2})^{2}} \right\} + \frac{8E}{D^{3}\ell} (n^{2}-1)$
 徳川-	- Bryant の式	$Pk = \frac{2Et}{D} \left\{ \frac{\alpha 4}{(n^2 - 1 + \frac{\alpha^2}{2})(n^2 + \alpha^2)^2} \right\} + \frac{8Ei}{D^3\ell} (n^2 - 1)$
Lur	nchick の式	$P_{k} = \frac{2E_{st}}{D} \left\{ \frac{a4}{(n^{2}-1+\frac{a^{2}}{2})(n^{2}+a^{2})^{2} \left[ 1-\frac{3}{4}(1-\frac{E_{s}}{E_{t}})\frac{a4}{(n^{2}+a^{2})^{2}} \right]} + \frac{8Et I}{D^{3} \ell} (n^{2}-1) \right\}$
<u> </u>	, 本 ら の 式	$Pk = 2.4E \left(\frac{t}{D}\right)^{2.5} \left(\frac{D}{L}\right)  \left(\frac{I}{\ell t^3}\right)^{3/4} \qquad (4E \cup \nu = 0.3)$
単 在 純	徳川の式	$P_{k} = \frac{E \frac{t}{D}}{n^{2} - 1 + \frac{\alpha^{2}}{2}} \left[ \frac{2\alpha^{4}}{(n^{2} + \alpha^{2})^{2}} + \frac{2}{3} \frac{1}{1 - \nu^{2}} \left( \frac{t}{D} \right)^{2} \left\{ (n^{2} + \alpha^{2}) - \frac{n^{4}(2n^{2} - 1)}{(n^{2} + \alpha^{2})^{2}} \right\} \right]$
日復間。	徳川の式より 皮数nを消去	Pk = 2.4E $\left(\frac{D}{\ell}\right) \left(\frac{t}{D}\right)^{2.5}$ (但し $\nu = 0.3$ )
記	号 説 明	t:円筒部板厚,D:円筒部直径,l:補強フレーム曲げ剛性(円筒部有効幅を考慮) ℓ:フレームスペース, α= <sup>πD</sup> 2L, ν:ポアソン比,L:円筒全長 Et:Tangent係数, Es = Secant係数

Table 1 Comparison of Equations for General Instability

407

408

#### 日本造船学会論文集 第158号



Fig.1 Coordinate of Finite Element

を招く可能性がある。したがって著者らは前述の問題点 について理論的に対応が可能な有限要素法を使用し非線 形解析を行うこととした。

## 2.2 本論文の解析理論

本論文では解析方法として有限要素法による弾塑性固 有値解析および弾塑性大変形解析を用いた。使用要素は 軸対称要素であり円周方向の波数を考慮した変位関数を 導入することにより非軸対称圧壊を取扱うこととした。 解析方法の概要を以下に示す。要素の座標系を, Fig.1 に示す。

#### (1) 歪-変位関係

軸対称殻の基礎構成式には、Love<sup>12)</sup>の理論をはじめ として各種あり<sup>13)~15)</sup> これらの基本構成式の有限要素法 のための定式化についても既に報告されている<sup>17)</sup>。著者 らは Sanders の理論<sup>16)</sup>を基礎とし、軸対称殻の圧縮座 屈に解析実績のある Navaratna らの定式化<sup>18)</sup>を用い た。歪-変位関係式を以下に示す。

$$\varepsilon_{S} = \frac{\partial u}{\partial S} + \frac{1}{2} (\psi_{s}^{2} + \psi^{2})$$

$$\varepsilon_{\theta} = \frac{1}{r} \left( u \sin \phi + \frac{\partial v}{\partial \theta} + w \cos \theta \right) + \frac{1}{2} (\psi_{\theta}^{2} + \psi^{2})$$

$$r_{s\theta} = \frac{1}{r} \left( r \frac{\partial v}{\partial S} + \frac{\partial u}{\partial \theta} - v \sin \phi \right) + \psi_{s} \psi_{\theta}$$

$$x_{s} = \frac{\partial \psi_{s}}{\partial S}$$

$$x_{\theta} = \frac{1}{r} \left( \frac{\partial \psi_{\theta}}{\partial \theta} + \psi_{s} \sin \phi \right)$$

$$x_{s\theta} = \frac{\partial \psi_{\theta}}{\partial S} + \frac{1}{r} \frac{\partial \psi_{S}}{\partial \theta} - \frac{1}{r} \psi_{\theta} \sin \phi + \frac{\cos \phi}{r} \psi$$
totic

$$\psi_{S} = -\frac{\partial w}{\partial S}$$

$$\psi_{\theta} = -\frac{1}{r} \left( \frac{\partial w}{\partial \theta} - v \cos \phi \right)$$

$$\psi = \frac{1}{2r} \left( r \frac{\partial v}{\partial S} + v \sin \phi - \frac{\partial u}{\partial \theta} \right)$$
(1)

 $\varepsilon_{S}, \varepsilon_{\theta}, \gamma_{S\theta}$  は面内歪,  $x_{s}, x_{\theta}, x_{s\theta}$  は曲率変化を示す。 (2) 応力-歪関係および降伏条件

(a) 弾性域:  

$$\begin{bmatrix} \sigma \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D^{e} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \sigma \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sigma_{s}, \sigma_{\theta}, \tau_{s\theta} \end{bmatrix}^{T}$$

$$\begin{bmatrix} \varepsilon \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{s}, \varepsilon_{\theta}, \gamma_{s\theta} \end{bmatrix}^{T}$$

$$\begin{bmatrix} E & \nu E \\ 1 - \nu^{2}, \frac{\nu E}{1 - \nu^{2}}, 0 \\ \frac{\nu E}{1 - \nu^{2}}, \frac{E}{1 - \nu^{2}}, 0 \\ 0, 0, \frac{E}{2(1 + \nu)} \end{bmatrix}$$
(2)

E:ヤング率, v:ポアソン比

(b) 塑性域: Prandtl-Reuss の関係式を用いた。  $\lceil \Delta \sigma \rceil = \lceil D^p \rceil \lceil \Delta \varepsilon \rceil$ 

(c) 降伏条件: Von Mises の降伏条件を使用した。  $\sigma_{y^2} = \sigma_s^2 - \sigma_s \sigma_{\theta} + \sigma_{\theta}^2 + 3\tau_{s\theta}^2$  (4)

(3) 計算方法

計算は、大変形、塑性化および荷重方向の変化を考慮 するため荷重漸増法により各荷重ステップごとに変位増 分、応力増分の計算および節点座標の遂次修整を行う一 般的な方法とした。計算手順を Fig.2 に示す。

<u>一様外圧を受ける耐圧補強円筒殻の全体圧壊強度に関する検討(第1 報)</u>



Fig.2 Flow of Analytical Calculation

## 3 模型 試 験

# 3.1 圧壊模型の計画

今回の試験では、本論文でとりあげた解析手法の確認 を行うため、初期不整および残留応力のない理想模型と して機械加工模型2体を製作した。さらに実際的な構造 物についての解析法を検討するために、溶接組立模型を 1体製作した。各模型の主要寸法を Table 2 に、形状 を、Fig.3.1 および Fig.3.2 に示す。

模型形状の決定は 2.2 項の解析法により全体圧壊を生 じるよう円筒部板厚,フレーム寸法およびフレーム間隔 を決定した。機械加工模型 M-1 については弾性圧壊を, M-2 については塑性圧壊を生じるようフレーム高さを 調節した。溶接模型 W-1 については実際の構造物に存 在する初期不整の影響を調査するため M-2 と相似形状 とした。

模型の製造手順は, 機械加工模型については厚さ 40 mm の素材を冷間曲げ,溶接および溶接後熱処理により 円筒素材とし, この円筒素材から一体削り出し加工によ って製作した。熱処理等の影響を確認するため端部に余 長部を設け,本体と同様の加工履歴を与えて試験片を採 取し,材料の特性を調査した。溶接模型については,円 筒の曲げ加工,溶接,フレーム取付溶接と通常の溶接組 立手順によった。

#### 3.2 模型の形状計測

圧壊試験に先立ち Fig.4 に示す要領で模型の真円度計 測を実施した。計測は回転テーブルの上に模型を設置し 外面からデジタル変位計によって各断面の凹凸状況の同 時連続計測,ならびに電算機への記録および処理を行う

	18	361			1	·····	
-	"经		<b>a</b>	芍	M - 1	M — 2	W - 1
	<u>製</u>	造	方	左	機械加工	機械加工	溶接組立
使用	P3 16	「 部		種別	60 kg f ∕mm² 极調質高張力鋼	60kgf∕mm <sup>2</sup> 級調質高張力鋼	60 kgf.∕mm² 极調質高張力鋼
材  料	構強フ	レーム 		種別	60kgf∕mm <sup>2</sup> 級調質高張力鋼	60 kg f.∕mm <sup>2</sup> 級調質高張力鋼	60kgf∕mm <sup>2</sup> 极調質高張力鋼
	外	<u> </u>	径	Do(mm)	500.0	500.0	1000.0
形	12		厚	t (mm)	2.5	2.5	5.0
状	全		長	L (mm)	960.5	960.5	1920.0
寸	平	均	径	Dm(mm)	4 9 7.5	4 9 7.5	9 9 5.0
"	フレーム	<u> スペ-</u>	- ス	l (mm)	5 0.0	5 0.0	100.0
	フレー	ム 型 코	t		F.B. (外) <sup>×1</sup>	F.B.(外) <sup>米</sup> 1	F.B.(外) <sup>米1</sup>
	フレーム	<b>、</b> 寸法 <sup>→</sup>	÷2	(mm)	9×2.5	1 2×2.5	2'4×5

Table 2 Experimental Models for Collapse Test

★1 外面付を示す。

★2 : 高さ×板庫を示す。

409

410







Fig. 3-2 Welded Model for Collapse Test



Fig. 4 Circularity Measurement

Table 3 Result of Circularity Measuremeat

					(当;	立;mm)		
/ 複	<u>ال</u> ا	_	真门度	e.	e⊾	ec		
	м	_	1	0.14	0.21	0.02		
	м	-	2	0.10	0.17	0.02		
	W		1	2.94	5.13	1.08		

方式とした。処理にあたっては、実測値より各断面での 中心位置を算出し、これをもとに実測値を修正して使用 した。真円度の定義については従来から各種の提案がな されているが、本論文で重満らの研究<sup>20)</sup>を参考に、次の 3種類について検討した。

- (1) e<sub>a</sub>:前述の修正実測値の平均値(R<sub>m</sub>)と各々の修正実測値の偏差の最大値
- (2) e<sub>b</sub>:予想圧壊波数を n としたとき, πR<sub>m</sub>/n で
   表示される円弧内での修正実測値の最大値
   と最小値の差の最大値
- (3) ec: 修正実測値を調和分析した場合の,予想圧

壊波数 n 次のフーリエ係数の二乗の和の平 方根

Table 3 に真円度解析結果を示す。機械加工模型の不 整量に比較すると,溶接模型の不整量はかなり大きく不 整量の定義によって異なるが,板厚の20~100%程度の 計測結果が得られた。

3.3 圧壊試験

圧壊試験は,機械加工模型については内径 600 mm, 最大加圧力 1200 kgf/cm<sup>2</sup>, 溶接模型については内径 2m, 最大加圧力 100 kgf/cm<sup>2</sup>の試験タンクの中に両端に塞 ぎ板をとりつけた模型を設置して実施した。なお、模型 の内外面に歪ゲージを貼付け圧壊に到るまで歪を計測し た。溶接模型の試験状況を Fig.5 に示す。

E壊は3模型とも音響を伴い瞬時に生じ、その状況は 計画どおり補強フレームをまきこんだ形での全体圧壊で あり、円周方向の波数は圧壊後の形状計測結果より3ま たは4と推定される。圧壊圧力、圧壊形状および状況を Table 4, Fig. 6.1, 6.2 および 6.3 に示す。



Fig. 5 Instrumentation Diagram of Collapse Test

Fable 4 Collapse 🤅	Test Result	Ċ
--------------------	-------------	---

		·/······	T
模型番号 項 目	M 1	M 2	W 1
形 状 (mm)	外径500×全長1,000 円筒部板厚 2.5 フレーム 9.0×2.5(厚)	外径 500×全長1,000 円筒部板厚 2.5 フレーム 12.0×2.5(厚)	外径1.000×全長2,000 円筒部板厚 5.0 フレーム 2.4.0×5.0(厚)
製 造 方 法	機 械 加 工	機械加工	溶接組立
圧 壊 圧 力 (kgf∕cm <sup>2</sup> )	39.0	5 2.5	4 5.9
圧 壊 状 況	音響を併い瞬時に圧壊。 全長にわたる凹入が認 められた。	音響を併い瞬時に圧壊。 全長の1/2にわたる 凹入が認められた。	音響を併い解時に圧壊。 全長にわたる凹入が認 められた。
周方向の波数 (推定)	4	3~4	3
圧壊モード	全体压壊	全体圧壊	全体压壊

411

#### 日本造船学会論文集 第158号



Fig. 6-1 Model after Collapse (Model M-1)



Fig. 6-2 Model after Collapse (Model M-2)



Fig. 6-3 Model after Collapse (Model W-1)

\_\_\_様外圧を受ける耐圧補強円筒殻の全体圧壊強度に関する検討(第1報)



Fig. 7-1 Relation between Pressure and Strain (Model M-1)



Fig. 7-2 Relation between Pressure and Strain (Model M-2)



Fig.7-3 Relation between Pressure and Strain (Model W-1)

圧壊にいたる過程での圧力-歪関係の一例を圧壊部に ついて Fig.7.1, 7.2 および 7.3 に示す。

圧力-歪関係は機械加工模型 M-1, M-2 で同様であ り, 圧壊直前に圧壊部の周方向歪および軸方向歪の内外 面の計測値に, 急激な歪の流れの開始が認められた。一 方, 溶接模型の場合は昇圧の途中から非線形挙動が認め られ, そのまま圧壊に到り, 機械加工模型の場合と異な る状況を示した。

# 4 圧壊試験解析結果

機械加工模型の圧壊強度解析結果を Fig.8 に示す。解 析にあたり材料特性は Table 5 に示す試験実測値を使用 した。試験結果は従来の解析理論による推定値よりもか なり高く,著者らの解析結果とは極めて良い一致を示し

#### 日本造船学会論文集 第158 号

Table 5 Mechanical properties of Collapse Models

区分		機 械 加 工 模 型		溶	妾 模	켗	
使用材料	60kg f	·⁄mm² 級調質高	張力銅 60kg	f∕mm <sup>z</sup>	級調	質高張:	力鋼
0.2%耐力(kgf/u	nm²)	4 5.2			57	.3	
引張強さ(kgf/i	mm <sup>2</sup> )	6 1.8			63	.9	
伸び(%)		3 0			27		
ヤング率(kgf/	mm²)	22000		2	2000		
加工硬化係数(kgf/	(mm <sup>2</sup> )	133			113		





ている。圧壊モードの点でも,著者らの解析ではいずれ も周方向波数が3または4の全体圧壊であり,試験結果 と良く一致している。

溶接模型の解析結果を Fig.9 に示す。本解析法では初 期不整を考慮していないので,試験結果は推定値より約 15%低くなっている。

全体圧壊強度と胴板圧壊強度の相対関係を確認するた め Fig.8 および Fig.9 に 2.2 の理論に基づいて胴板圧





壊強度を推定した結果を合わせて示す。胴板圧壊と全体 圧壊の推定強度はかなり相違し二つの圧壊モードの接近 による相互影響は今回の試験の場合は発生していないと 思われる。

なお、模型端部のモデル化は解析結果に影響を与える ことが予想されるので本計算では端部を含めてモデル化 した。板厚方向については 18 層に分割し層ごとに塑性 化の判定を実施した。 一様外圧を受ける耐圧補強円筒殻の全体圧壊強度に関する検討(第1報)

	挾	코! =	肾 号	P 1		P 2		P1/	ΎΑ	P 2.	/ A	P 3	P 4	P 5	P6
		材	質	軟	鋼	软	阔	軟	餌	軟	গ্র	高張力纲	アルミ合金	アルミ合金	アルミ合金
	実」	験結果	(kgf/cm <sup>2</sup> )	6 0.6		6 5.8		7 0.4		77.	0	2 2.5	8.4	1 0.4	1 3.2
一体圧壊	解 祈	Autho	rs (kgf∕cm <sup>2</sup> )	6 3.1		6 6.5		7 0.8		77.	1	2 2.7	8.3	1 0.1	1 2.8
圧 カ	結果	Lunch	ick (kgf∕cm <sup>2</sup> )	4 9.9		5 0.4		5 5.7		5 7.1	5	1 0.3	4.6	5.4	ô.3

Table 6 Analysis of Collapse Strength for Machined Models by Ross et al.

以上に示すように著者らの試験結果と解析結果が良く 一致したので,他の圧壊試験結果についても本論文の方 法で再解析した。機械加工模型による系統的な全体圧壊 試験については,英国の Ross らの実験例<sup>7).9</sup>が報告さ れているのでこれらについて圧壊強度を推定した。解析 結果を Table 6 にまとめて示す。なお加工硬化係数は 200 kgf/mm<sup>2</sup> とした。いずれの模型についても本論文 の方法による解析結果は試験結果と極めて良い一致を示 しその妥当性が確認されたと思われる。

以上より本論文の解析方法が機械加工模型のように形 :状精度の高い耐圧補強円筒殻の全体圧壊強度解析に適用 できることが確認された。

#### 5 圧壊圧力の推定方法

解析手法の妥当性は確認されたが実際の設計手法に展 開するには一般的なパラメータで圧壊圧力を推定できる ようにしておくことが必要である。高精度の解析方法の ない場合は多数の模型試験によって設計曲線を作成して いたが著者らはシリーズ計算を基に,圧壊圧力推定要領 について検討した。

# 5.1 Mean Pressure Factor と Bodily Factor の 関係

従来から圧壊圧力の推定に用いられている Mean Pressure Factor と Bodily Factor で著者らの試験結 果およびシリーズ計算結果を整理した。

Mean Pressure Factor と Bodily Factor を以下に 示す。

Mean Pressure Factor  $\varphi = \frac{P_k \times D}{2t(1 + \frac{A}{lt})\sigma_y}$  (5)

Bodily Factor

$$x = \frac{\sigma_{y}}{E} \times \frac{1}{\left(\frac{D}{L_{B}}\right)\left(\frac{t}{D}\right)^{1.5}} \times \frac{1 + \frac{H}{lt}}{\left(I/\frac{lt^{3}}{12}\right)^{3/4}} \quad (6)$$

$$\sigma_{y}: 降伏応力 \qquad E: \tau \vee \mathscr{I} \cong$$

$$D: 円筒部直径 \qquad t: 円筒部板厚$$

 $l: フレームスペース <math>L_B:$  円筒部全長

A:フレーム断面積 P<sub>k</sub>: 圧壊圧力

I:フレーム曲げ剛性(円筒部有効幅を含む)

Bodily Factor の計算では円筒部の有効幅を考慮してフ レームの曲げ剛性を計算する必要がある。有効幅につい て本論文では解析的に求められた Pulos らの有効幅を 用いて Bodily Factor を求め, Mean Pressure Factor との関係を整理した。結果を Fig.10 に示す。参考のた め Ross らの試験値(機械加工模型)および島本らの試 験値(溶接模型)を同図に併記した。著者らのシリーズ 計算結果,機械加工模型圧壊試験結果は, Ross らの試 験結果とほぼ同様の傾向であるが著者らの溶接模型圧壊 試験結果は若干低目の傾向を示す。これに対し島本らの 溶接模型圧壊試験結果は著者らの溶接模型より低い試験 結果となっている。その理由として初期不整量および初 期不整モードの影響が考えられるがデータが少なく断定 はできない。

なお、Pulos らの有効幅で整理した場合、島本らの提 案した Mean Pressure Factor=1.2/Bodily Factor の 包絡線は弾性圧壊の領域で著者らのシリーズ計算結果、 模型試験結果および Ross らの試験結果と比較的良好な 一致を示した。さらにシリーズ計算結果および著者らの 機械加工模型試験結果より圧壊時の円筒部(フレーム間 中央)板厚中心位置での周方向歪と降伏時の歪(降伏 歪)の比をとり Bodily Factor と比較した結果を Fig. 11 に示す。Fig.11 より Bodily Factor/1.2 と降伏歪 /圧壊歪比 ( $\varepsilon_{y}/\varepsilon_{c}$ )が極めて良好な一致を示すことが わかる。なお、前述の係数 1.2 については島本らの簡略 式からも導出することができる。

#### 5.2 端部拘束条件の影響

端部拘束の影響を調査するため島本らおよび Reynolds らの試験結果<sup>21)</sup>を再解析した。 拘束状態の影響を考 慮するため解析は端部を含めた範囲について実施した。 島本らの試験結果との比較を Fig. 12 に示す。著者らの 解析値と島本らの試験値の間にはまだ 15~20% 程度の 誤差が認められる。その原因として初期不整の影響が考





Fig. 10 Relation between Bodily Factor and Mean Pressure Factor (Effective Width by Pulos et al.)



Fig. 11 Relation between Bodily Factor and  $\varepsilon_y/\varepsilon_c$ (Effective Width by Pulos et al.)

えられるが、この拘束条件による差を考慮することにより Fig.10 の著者らの試験結果と島本らの差は現状より も小さくなると思われる。

次に Reynolds らの機械加工模型について端部拘束条件を考慮した著者らの再解析結果との比較を Table 7 に、Reynolds らの模型形状を Fig.13 に示す。Table 7 より著者らの解析結果は試験結果に対して5%程度の誤



解析結果 Pc (kgf∕cm<sup>2</sup>)

Fig. 12 Comparison of Collapse Test and Analysis Considering Boundary Condition

差であり良好な一致を示したと言える。

さらに端部の半径方向変位に対する剛性の全体圧壊圧 カへの影響について本論文の解析法による試計算例を整 理した結果を Fig.14 に示す。

#### 5.3 初期不整の影響

溶接模型 W-1 では初期不整により推定値に対して 15 %程度の圧壊圧力の低下が認められた。初期不整の影響 については現段階では十分に研究されていないので著者 らはフレーム間を取り出して有限要素法によって解析し た。要素分割を Fig.15 に示す。解析モデルは模型 W-1

# 一様外圧を受ける耐圧補強円筒殻の全体圧壊強度に関する検討(第1報)

Table 7Analysis of Collapse Test with VariousEnd Closure by Reynolds

1				1		
			콥	북	3 - A	3 — A
	端	部	条 	件	CASE [	CASE V
全 E	体	実験結果	€ (k	gf∕cm²)	1 6.0	2 6.1
E	カ	解 祈 結 第	₹ (k	gf∕cm²)	1 6.9	2 7.1





Fig. 13 Schematic Diagram of End Closure Arrangements by Reynolds



Fig. 14 Effect of Boundary Stiffness on Collapse Pressure

の圧壊波数が3であることから円周方向に120度の範囲 をとり出しさらに対称性を考慮して円周方向60度,軸 方向は1/2×(フレームスペース)の範囲とした。

初期不整モードは、それぞれ圧壊モードに対応したも のとし円周方向には全周で3波の初期不整を、軸方向に は一様分布とした。圧力と最大変位量の関係について解 析結果を Fig.16 に、初期不整量と圧壊圧力の関係を Fig.17 に示す。フレーム間モデルは円筒端部拘束の影 響を考慮することが不可能であり本論文では初期不整の ない場合の圧壊圧力に対する低下量のみに注目した。 Fig.17 に溶接模型 W-1 の初期不整量と圧壊圧力低下率 の試験結果を示す。本模型の場合圧壊モードと同様の初





Fig. 15 Mesh Division for Frame Space Model



Fig. 16 Relation between Pressure and Displacement by Authors' Analysis

期不整モードのフーリェ係数の二乗の和の平方根 ec を 考慮すると, 圧壊圧力低下率と真円度の関係が計算値と 良く一致したが試験例が少なく今後検討する必要がある と思われる。また円筒端部の拘束の影響についても今後 検討する必要があると思われる。なお, Fig.18 に圧壊 中心部の圧力と歪の関係を示すが初期不整量が大きくな るにつ曲げの影響れが顕著となる傾向が認められる。こ 418





の傾向は溶接模型 W-1 の圧壊部の歪挙動と類似してお り初期不整により曲げが発生し、圧壊強度を低下させて いると思われる。

5.4 圧壊強度推定要領に関するまとめ

以上より耐圧補強円筒殻の全体圧壊強度推定方法をま

日本造船学会論文集 第158号

とめると下記の通りとなる。

(1) 基本的に補強円筒殻の全体圧壊挙動は Fig.11の Mean Pressure Factor~Bodily Factor で整理することができる。

(2) 端部拘束条件および初期不整は全体圧壊強度に 大きな影響をおよぼす。端部拘束の影響については著者 らの解析法で取扱い可能である。初期不整による圧壊圧 力の低下に関し著者らの実施した試験結果と解析計算結 果は,真円度として *ec* で整理することにより比較的良 い一致を示したが実験例が少ないこと,円筒端部の拘束 の影響など今後検討する必要があると思われる。

#### 6 結 言

理論解析および模型試験結果より一様外圧を受ける耐 圧補強円筒殻の全体圧壊強度に関する検討を行った。得 られた結論および今後の検討課題を以下に示す。

(1) 本論文の非線形解析コードにより耐圧補強円筒 殻の全体圧壊強度を精度良く推定することができる。

(2) 全体圧壊強度のパラメータである Bodily Factor の算出に Pulos の有効幅を用いると著者らの試験結 果およびシリーズ計算結果の範囲では, Bodily Factor は降伏歪と圧壊時の周方向歪の比の1.2倍とよく一致し た。なお, この係数1.2については島本らの簡略推定式 からも導出することができる。

(3) 全体圧壊強度の推定にあたり端部拘束の影響に



Fig. 18 Relation between Pressure and Strain by Analysis of Model with Initial Imperfection

ついて十分注意する必要がある。端部拘束の影響は Fig. 14 に示すような低下率推定曲線を作成して推定するこ とができる。

(4) 初期不整の影響については有効な解析法が確立 されていないことから5.3項に示す方法で溶接模型につ いて検討した。本試験に使用した模型の場合初期不整を 調和分析し,予想圧壊モードに対応するフーリェ係数の 二乗の和の平方根から求めた真円度を用いると圧壊圧力 の低下率に関し試験結果と推定結果が極めて良い一致を 示した。ただし試験例が限られており真円度については 今後も検討していく必要があろう。

(5) 初期不整による圧壊強度の低下要因の一つとして,著者らの試験結果および解析計算結果より初期不整 によって発生する局部的な曲げの影響があげられる。

本研究の実施に関連し、有益な御指導および御助言を いただいた山本善之東大名誉教授、本間康之東京農工大 教授並びに防衛庁技術研究本部第1研究所村上俊一部 長、高木栄二郎船体第二設計班長、大島浄船体構造研究 室長に謝意を表する。特に初期不整を考慮した解析方法 については山本善之名誉教授の御示唆によるところが大 きく深く御礼申し上げる次第である。

#### 参考文献

- T. Tokugawa: Model experiments on the elastic stability of closed and cross-stiffened circular cylinders under uniform external pressure, 昭和4年11月,造船協会雑纂第92号.
- 山本善之:補強円筒殻の外圧による全体的圧壊の 研究,造船協会論文集,第113号(昭和38年6 月).
- .3) 本間康之:外圧を受ける補強円筒殻の全体圧壊, 造船協会論文集,第118号(昭和40年11月).
- 島本参之助ほか:補強材を有する薄肉円筒殻の圧 壊に関する研究,造船協会論文集,第108号(昭 和35年11月).
- 5) Kendrick, S: The Buckling under External Pressure of Circular Cylindrical Shells with Evenly Spaced, Equal Strength, Circular Ring Frames. PART-I, II, II Report No. N. C. R. E. /R 211, R 243, R 244 September 1953.
- 6) Kaminsky, E. L.: General Instability of Ring-

Stiffened Cylinders with Clamped Ends under External Pressure by Kendrick's Method, DTMB. Report No. 855, 1954, July.

- Ross, C. T. F: The Collapse of Ring-reinforced Cylinders under Uniform External Pressure, Trans. RINA, Vol. 107, 1965.
- 8) Ross, C. T. F : General Instability of Ring-reinforced Circular Cylinders under External Pressure, Trans. RINA.
- Lunchick, M. E: Plastic General-Instability Pressure of Ring-Stiffened Cylindrical Shells, David Taylor Model Basin Report 1587.
- Shanley, F. R : Inelastic Column Theory, Journal of Aeronautical Sciences, Vol. 14, No. 5 (1947).
- Pulos, J. G. et al.: Axisymmetric Elastic Deformations and Stresses in a Ring-Stiffened, Perfectly Circular Cylindrical Shell under External Hydrostatic Pressure, David Taylor Model Basin Report 1497, September, 1961.
- Love: The Mathematical Theory of Elasticity, 4 th Edition Cambridge at the University Press, 1934.
- Flügge, W : Stresses in Shells, 2nd Edition, Springer, Verlag, 1934.
- 14) Donnell, L. H : A New Theory for the Buckling of Thin Cylinders Under Axial Compression and Bending, Applied Mechanics, 1934.
- 15) Novozhilov, V. V : Thin Shell Theory.
- Sanders, J. L : An İmproved First-approximation Theory for Thin Shells, NASA Technical Report R-24, 1959.
- 17) 例えば Zienckiewicz, Cheung: The Finite Element Method in Structural and Continuum Mechanics, McGraw-Hill, 1967.
- 18) Navaratna, D. H. et al.: Stability Analysis of Shells of Revolution by the Finite-Element Method, AIAA Journal Vol. 6, No. 2, February, 1968.
- [19) Reynolds, T. E. et al.: General Instability of Ring-Stiffened Cylindrical Shells Subject to External Hydrostatic Pressure, DTMB Report No. 1324, June, 1959.
- [20] 重満ほか:潜水艦耐圧殻の圧壊実験研究の概要, 新三菱重工技報, Vol.1, No.1, 1959.
- Reynolds, T. E.: Inelastic Lobar Buckling of Cylindrical Shells under Hydrostatic Pressure, DTMB Report No. 1392, Aug, 1960.