(昭和62年11月 日本造船学会秋季講演会において講演)

# 外圧を受ける補強円筒殻の全体的圧潰

正員本間康之\* 三橋龍郎\*\*
池上 武\*\*\*

General Instability of Ring Stiffened Cylindrical Shells Subjected to Hydrostatic Pressure

> by Yasuyuki Homma, *Member* Tatsuro Mitsuhashi Takeshi Ikegami

#### Summary

Many researches on general instability of ring stiffened cylindrical shell have been published, but the effect of out-of-roundness to the instability have not been clarified at the present time. In order to overcome this difficulty, sixty-one ring stiffened fabricated steel cylinders, forty-three with no out-of roundness (as they were fabricated) and eighteen given a dent extended the overall length of the cylinder, were tested. The given dents were approximately one percent of the cylinder radius in depth.

The test results of the cylinders with no out-of-roundness show good correlation with the predicted instability pressure by FEM, the experimental pressure caused the instability were, in average, ninety percent of the predicted pressure.

The collapsing pressure of the cylinders with the dent were, in the average, sixty percent of the predicted pressure for perfect cylinders.

#### 1 まえがき

Fig.1 に示す補強リングをもつ円筒殻が、外圧によっ て生じる全体的圧潰 (bodily collapse) については、古 くから多くの研究が行われているがまだ未解決の問題が 残されている。この論文ではつぎの項目について検討し た。



Fig.1 Shematic drawing of model



- \*\* 株式会社東芝
- \*\*\* 東京農工大学大学院

(1) 補強円筒殻の全体的圧潰圧力を計算する有限要素法プログラムを作成し、それによる計算値を機械加工 により製作した模型の圧潰試験結果と比較した。

(2) 同一の形状寸法をもつ模型を2個製作し,その うちの1個に初期不整(もとの形状からの最大深さが半 径の 1/100, 最大幅が座屈波長のほぼ半分で全長に亘る 凹み)を与えて圧潰試験を行い,初期不整が圧潰圧力に 与える影響を調べた。

(3) 全体的圧潰圧力を整理する方法として, bodily factor と呼ぶパラメータと補強リング断面積を含めた周 方向平均応力 mean pressure factor を用いる方法が 1960 年に寺田, 島本<sup>1)</sup>により提案され, 現在でもこの考 え方に基づいた設計法が広く採用されている。しかし, この方法はリングと協力する胴板の有効幅を計算値が試 験値と整合するように決めるため, 寺田, 島本が取上げ た範囲外の形状をもつ円筒殻に対しては, 適用が困難と なる恐れがある。試験模型に対する有限要素法解析の結 果を用いて, これに代る方法を検討した。

(4) 有限要素法による計算値に最小自乗法を適用 し, 圧潰圧力の近似値を求める多項式を作成した。 308

## 2 全体的圧潰圧力を求める軸対称殻の 有限要素法プログラム

軸対称殻の座屈荷重を求める有限要素法プログラムを 以下に述べる手順により作成し、これを用いて補強リン グをもつ円筒殻の全体的圧潰圧力を計算した。

2.1 座屈前の応力解析

座屈解析に用いる幾何剛性マトリックスを作成するた めに必要な膜応力  $N_s^0$ ,  $N_{\theta}^0$ を計算するため,座屈前の 弾塑性軸対称大変形解析を行う。計算には著者が作成し た有限要素法プログラム<sup>2)</sup>を用いた。このプログラムは Fig.2 に示すように軸対称殻を円錐台の集まりとして近 似し,応力増分とひずみ増分の関係は弾性域では Hooke の,また塑性域では Prandtl-Reuss の式によった。ま た,降伏条件は von Mises の条件により,弾性域から 塑性域への移行は Marcal の繰り返し計算法<sup>3)</sup>により処 理している。

2.2 座屈解析

2.2.1 変位関数

応力解析と同様, 殻を円錐台要素に分割し, Fig.2 に 示す要素について要素内変位  $u_e, v_e$  および  $w_e$  を (1) のように仮定する。

 $\begin{array}{c} u_{e} = \{(1-s')u_{i} + s'u_{j}\}\cos n\theta \\ v_{e} = \{(1-s')v_{i} + s'v_{j}\}\sin n\theta \\ w_{e} = \{(1-3s'^{2} + 2s'^{3})w_{i} \\ + L_{e}(s' - 2s'^{2} + s'^{3})(\partial w/\partial s')_{i} \\ + (3s'^{2} - 2s'^{3})w_{j} \\ + L_{e}(-s'^{2} + s'^{3})(\partial w/\partial s')_{j}\}\cos n\theta \end{array} \right\}$ (1)





Fig. 2 Coordinates and finite element of axisymmetrical shell

ここに,  $L_e$  は要素の長さ,  $u_i, v_i, w_i$  および  $u_j, v_j, w_j$ は節点変位,  $s' = s/L_e$ , n は座屈波数である。

2.2.2 ひずみ-変位関係

ひずみと変位の関係については、つぎに示す Flügge の式を用いた。

$$\varepsilon_{s} = \frac{\partial u}{\partial s} + \frac{1}{2} \left( \frac{\partial w}{\partial s} \right)^{2}$$

$$\varepsilon_{\theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{1}{r} (w \cos \varphi + u \sin \varphi) + \frac{1}{2r^{2}}$$

$$\times \left( \frac{\partial w}{\partial \theta} - v \cos \varphi \right)$$

$$r_{s\theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial v}{\partial s} - \frac{\sin \varphi}{r} v + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial s}$$

$$\times \left( \frac{\partial w}{\partial \theta} - v \cos \varphi \right)$$

$$\kappa_{s} = -\frac{\partial^{2} w}{\partial s^{2}}$$

$$\kappa_{\theta} = -\frac{1}{r^{2}} \frac{\partial^{2} w}{\partial \theta^{2}} + \frac{\cos \varphi}{r^{2}} \frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{\sin \varphi}{r} \frac{\partial w}{\partial s}$$

$$\kappa_{s\theta} = 2 \left( -\frac{1}{r} \frac{\partial^{2} w}{\partial s \partial \theta} + \frac{\sin \varphi}{r^{2}} \frac{\partial w}{\partial \theta} + \frac{\cos \varphi}{r} \frac{\partial v}{\partial s} \right)$$

$$(2)$$

2.2.3 応力-ひずみ関係と降伏条件

弾性域では Hooke の, 塑性域では Prandtl-Reuss の関係式を, また降伏条件は Mises の条件を適用した。 2.2.4 固有方程式

前述の関係を用いて、剛性マトリックス [K] および 幾何剛性マトリックス [K<sub>0</sub>]を求め、座屈荷重を計算す



Fig. 3 Flow diagram

る固有方程式を作る。

 $[K]{q} = \lambda[K_G]{q}$ 

ここに, {q} は座屈変形を表す固有ベクトル, λは固 有値である。

#### 2.2.5 計算方法

計算手順を Fig.3 に示す。塑性ならびに大変形に伴う 非線形性に対応するため荷重増分法を用いた。流れ図中 の  $N_s^0$ ,  $N_{\theta^0}$  は座屈前の膜応力で 2.1 に述べた応力解 析により計算する。固有値計算には山本,大坪,深沢が 作成した「アクティブコラムを用いたサブスペース法に よる一般固有値問題の解法」<sup>4)</sup> を使用した。

### 3 圧 潰 試 験

3.1 使用材料

模型の材料として低温配管用炭素鋼管 (JIS G 3460), 呼び径 125, スケジュール番号 160 を用いた。材料から 周方向に JIS 14 B 号試験片を採取し引張試験を行った。

3.2 模型の形状寸法

製作した 61 個の模型の測定寸法を Table 1(a) およ び(b) に示す。この表の板厚ならびにリング寸法は, すべてのスパンの平均値である。有限要素法計算には各 スパンごとにそれぞれの平均値(各スパンとも中心角 10°間隔, 36 点で板厚を測定)を用いた。Table 1(a) は手動旋盤によって,また,Table 1(b) は NC 旋盤に より加工した。NC 旋盤を用いたことにより精度を向上 させること、とくに板厚の不均一を少なくすることがで きた。

### 3.3 初期不整

Table 1(b) に示す模型については同じ計画寸法を持 つ模型を2個製作し、そのうちの1個の板厚最小部に半 径の1/100程度の凹みを次の方法によって与えた。Fig. 4 に示す治具を殻の板厚最小部と穴の位置が一致するよ うに、円筒内に差入れて旋盤で保持し(左端を旋盤のチ



Fig.4 Apparatus to give initial deflection

Table 1(a) Dimensions of models and experimental results

1				T	[	Y					y				
Model Number	Inner Radius r [mm]	Total Length L [mm]	Span Length 1 [mm]	Num- ber Of Spans	Shell Thick. h (mm)	Frame Helght H [mm]	Frame Breadth B	Young's Modulus E x102 [kgf/ma]	Yield Point oy 2 [kaf/mm]	Initial Def- lection δσ [mm]	Experiment		F.E.M.	.м.	Ratio
											Press. Factor	ber of	Mean Press. Factor	ber	ψcr
														of	
203070-018a	56.6	60.0	29.3	2	0.77	2.73	1.42	2.1	28.6	0	0.94		1 01	LUUCS	Ø160
203070-018b	56.6	60.1	29.3	2	0.74	2.57	1.51	2.1	28.6		0.01	10	1.01		0.93
202970-025a	56.6	59.8	29.1	2	0.76	2.86	1.79	2.1	28.6	0	0.00	10	0.07	- °	0.94
202970-025b	56.6	59.5	29.0	2	0.75	3.37	1.56	2.1	28.6		0.52		0.37	<u> </u>	0.95
202970-025c	56.6	59.9	29.0	2	0.73	2.56	2.02	2.0	26.9		0.04		0.50	•	0.88
202970-030	56.6	59.8	29.0	2	0.72	3.02	1.94	2.0	26.9	0	0.01	10	0.90	0	0.84
203070-031a	56.6	60.4	29.2	2	0.71	3.20	1.98	2 1	28.6	0	0.00	10	0.94	9	0.80
203070-0315	56.6	60.8	29.3	2	0.77	2 80	2.24	0.1	20.0		0.04	10	u.92	10	0.91
203070-0310	56.6	61.0	29.3	2	0.71	2.00	2.24	2.1	20.0		0.85	10	0.93	9	0.91
203070-037	56.7	61 3	20.0	-	0.71	2.33	2.47	2.0	26.9	U	0.79	7	0.92	9	0.86
200010 001	50.7	01.5	23.4		0.74	3.07	2.46	2.0	26.9	0	0.81	8	0.89	9	0.91
302960-0264	56.7	91.5	29.0	3	0.52	2.09	2.26	2.1	28.6	0	0.78	6	0.89	7	0.88
302960-0265	56.7	93.3	29.1	3	0,65	1.56	3.02	2.1	28.6	0	0.81	7	0.90	7	0.90
302960-026c	56.6	92.2	29.0	3	0,59	1.79	2.58	2.1	28.6	0	0.80	6	0.91	7	0.88
303070-018	56.6	90.9	29.2	3	0.76	2.46	1.53	2.0	26.9	0	0.94	8	1.01	6	0.93
303070-022	56.6	90.8	29.3	3	0.74	3.05	1.50	2.0	26.9	0	0.95	6	0.98	6	0.97
302970-025	56.6	91.2	29.2	3	0.71	2.53	1.81	2.0	26.9	0	0.90	6	0.98	6	0.92
302970-030	56.6	91.6	29.1	3	0.77	3.04	2.16	2.0	26.9	0	0.95	7	0.93	6	1.02
303070-031	56.6	92.7	29.3	3	0.66	2.50	2.48	2.0	26.9	0	0.80	7	0.89	7	0.90
303070-037	56.6	92.6	29.3	3	0.70	3.03	2.49	2.0	26.9	0	0.83	7	0.88	9	0.94
403070-018	56.6	121.7	29.3	4	0.76	2.60	1.51	2.0	26.9	0	0.98	6	0.99	5	C.98
403070-022	56.6	121.4	29.3	4	0.76	3.06	1.53	2.0	26.9	0	1.04	5	0.98	5	1.05
402970-025	56.6	121.9	29.0	4	0.74	2.57	2.00	2.0	26.9	0	0.83	7	0.95	5	0.92
402970-030	56.6	122.0	29.0	4	0.72	3.01	2.01	2.0	26.9	0	0.91	7	0.93	5	0.97
403070-031	56.6	124.5	29.3	4	0.75	2.56	2.51	2.0	26.9	0	0.88	7	0.92	5	0.95
403070-037	56.7	124.4	29.3	4	0.76	3.07	2.52	2.0	26.9	0	0.85	6	0.89	5	0.96

310

#### 日本造船学会論文集 第162号

lindal	lnner Radius	Total Length	Span Length	Num- ber	Shell Thick.	Frame Height	Frame Breadth	Young's Modulus	Yield Point	Initial Def-	Experiment		F.E.M.		
MOREL											Mean	Num-	Mean	Num-	Ralio
Number	r	ι	1	of Spans	h	н	в	$E \times 10^{-4}_{2}$	σ¥ ,	lection δ <sub>0</sub>	Press. Factor	ber of	Press. Factor	ber of	ψer
	[mm]	[mm]	[mm]		[ສສ]	[mm]	[អាជ]	[kgf/mm]	[kgf/mm̈́]	[mm]	ψcr	Lobes	ψfem	Lobes	ψſem
402340-018	56.6	95.1	23.0	4	0.39	1.72	1.00	2.1	26.3	0	0.69	6	0.89	7	0.77
402340-018r	56.6	95.0	23.0	4	0.37	1.67	1.00	2.0	28.8	0.54	0.43	6	0.75	7	0.57
402045-020	56.6	83.0	20.0	4	0.45	1.81	1.00	2.0	28.5	0	0.80	6	0.96	7	0.83
402045-020r	56.6	83.1	20.0	4	0.42	1.82	1.02	2.0	28.5	0.52	0.51	7	0.94	7	0.55
402045-022	56.6	83.i	20.0	4	0.45	2.00	1.00	2.1	26.3	0	0.80	5	0.96	7	0.83
402045-022r	56.6	83.0	20.1	4	0.44	2.01	1.01	2.1	26.3	0.56	0.54	5	0.95	7	0.57
402055-020	56.6	83.0	20.0	4	0.50	2.21	1.01	2.1	26.3	0	0.81	6	0.97	7	0.84
402055-020r	56.6	83.0	20.1	4	0.54	2.21	1.01	2.1	26.3	0.52	0.60	6	1.00	7	0.60
402055-022	56.6	83.0	20.0	4	0.53	2.40	1.00	2.1	26.3	0	0.87	6	0.97	7	0.90
402055-022r	56.6	83.1	20.1	4	0.54	2.42	0.99	2.1	26.3	0.50	0.66	6	0.98	7	0.68
402065-022	56.6	84.3	20.0	4	0.62	2.00	1.41	2.1	26.3	D	0.85	5	1.00	G	0.85
402065-022r	56.5	84.2	20.0	4	0.63	2.01	1.31	2.1	26.3	0.61	0.60	6	1.0!	6	0.59
402370-018	56.6	94.8	22.9	4	0.63	2.46	1.21	2.0	28.8	0	0.80	6	1.00	6	0.80
402370-018r	56.6	94.8	22.5	4	0.62	2.48	1.21	2.0	28.8	0.56	0.60	7	0.97	6	0.62
402075-022	56.6	84.2	20.0	4	0.72	2.28	1.41	2.1	26.3	0	0.89	5	1.03	6	0.86
402075-022r	56.6	84.2	20.0	4	0.72	2.29	1.40	2.1	26.3	0.59	0.64	6	1.03	6	0.62
402085-022	56.6	84.2	20.0	4	0.76	2.67	1.40	2.0	28.8	0	0.94	6	1.01	6	0.93
402035-022r	56.6	84.2	20.0	4	0.82	2.70	1.40	2.0	28.8	0.63	0.66	6	1.01	6	0.66
502240-018	56.6	114.0	22.0	5	0.37	1.60	1.00	2.0	28.8	0	0.62	6	0.67	6	0.93
502240-018r	56.6	114.0	22.0	5	0.38	1.59	1.00	2.0	28.8	0.54	0.29	6	0.66	6	0.44
5020-5-020	56.5	104.1	20.0	5	0 44	1.81	1.01	2.1	26.3	0	0.78	6	0,95	G	0.82
502045-020r	56,6	104.0	20.0	5	0.44	1.82	1.01	2.1	26.3	0.60	0.39	6	0.94	G	0.42
502045-022	56,6	104.0	20.0	5	0.44	2.00	1.01	2.1	26.3	0	0.80	6	0.94	G	0.84
502045-022r	56.6	104.2	20.0	5	0.44	2.01	1.01	2.1	26.3	0.50	0.39	6	0.94	6	0.41
502055-020	56.6	104.2	20.0	5	0.52	2.19	1.00	2.1	26.3	0	0,85	5	0.99	6	0.85
502055-020r	56.6	104.1	20.0	5	0.52	2.20	1.00	2.1	26.3	0.54	0.61	6	0.99	G	0.62
502055-022	55.6	104.0	20.0	5	0.54	2.39	1.01	2.1	26.3	0	0.87	5	0.59	6	0.88
502055-022r	56.6	104.0	20,0	5	0.52	2.40	1.02	2.1	26.3	0.50	0.63	6	0.97	G	0.65
502065-025	56.6	105.6	20.0	5	0.62	2.32	1.40	2.0	28.8	0	0.88	6	0.97	6	0.92
502065-025r	56.6	105.6	20.0	5	0.61	2.27	1.39	2.0	28.8	0.53	0.52	G	0.99	6	0.52
502075-025	56.6	105.6	20.0	5	0.72	2.70	1.40	2.0	28.8	0	0.89	5	0.98	5	0.90
502075-025r	56.6	105.6	20.0	5	0.67	2.69	1.39	2.0	28.8	0.52	0.66	5	0.97	5	0.69
601540-018	56.6	95.1	15.2	6	0.38	1.40	0.79	2.0	28.8	0	0.66	6	0.75	7	0.89
601540-018r	56.6	95.1	15.2	6	0.32	1.38	0.78	2.0	28.8	0.64	0.43	7	0.75	7	0.58
601570-018	56.6	95.0	15.1	6	0.64	1.97	0.99	2.0	23.8	0	0.90	5	1.05	6	0.85
601570-018r	56.6	95.0	15.0	6	0.62	1.98	0.99	2.0	28.8	0.59	0.58	G	1.00	6	0.55

Table 1(b) Dimensions of models and experimental results

\*ックで固定,右端をセンタで支える),外側から刃物 台に固定した曲面をもつ楕円状の硬質ゴムを押し当て て,凹みを与えた後治具を分解して取出す。凹みを与え た後,模型を回転ならびに刃物台を移動させて,周方向 および軸方向の形状を刃物台に取付けたダイヤルゲージ により測定した。測定は各リングに沿って初期不整の中 心から両側 40° まで 2.5°間隔,軸方向には不整の中心 およびその両側 5°の点を通る母線に沿って1スパン当 り 5~7 点について行った。殻の変形は凹みだけでな く,スプリング・バックのため凹部の外側で,外方に向 って凸変形を生じている。初期不整を与える前の形状か ら測った最大凹み 量を Table 1 に,また形状の一例を Fig.5 に示す。

3.4 加圧時の模型の挙動と圧潰圧力

文献 2) と同様の方法により試験模型に外圧を加え







Fig.6 Comparison of experimental results with calculated buckling pressure

た。圧力を階段状に増加し、増加段階において長さの中 央のリング(スパンの数が偶数の時)または、中央にも っとも近いリング(スパンの数が奇数の時)のたわみの 周方向分布を X-Y レコーダにより記録した。また圧潰 後の形状も尺度を変えて描かせた。

初期不整のない模型は圧力とともにたわみも大きくなってゆくが、その周方向分布はほぼ一様である。圧潰圧 力に近づくにつれてたわみの一様性は減少し、圧潰圧力 に達すると音響とともに瞬時に圧潰し、全長に亘る第1 ローブを生じて圧力が低下する。再び送油を再開すると 圧潰圧力に達する前に、第1ローブに隣接して第2そし て第3のローブを生じる。その際少数ではあるが、胴板 座屈を伴うものもあった。タンク内に空気を残留させて おくと、圧潰時に数個のローブを同時に生じる。なお、 NC 旋盤で製作した模型の大部分が板厚最小部に第1ロ ーブを生じた。

初期不整を有する模型では、圧力の増加につれて初期 不整部のたわみが増加してゆく。圧潰圧力に近づくと、 その部分のたわみが急増し音響を発して瞬時に圧潰し、 第1ローブが形成される。その後の経過は初期不整のな い場合と同じである。

圧潰圧力を有限要素法による計算値と比較して Teble 1(a),(b) および Fig.6 に示す。Fig.6 は有限要素法 による圧潰圧力の計算値を横軸にとって,試験値をプロ ットしたものである。初期たわみを与えない模型につい ては,試験値と計算値の比の平均は0.9 である。模型に はさまざまな欠陥(たとえば板厚の不均一)が存在し, 圧潰前の変形が完全には軸対称とならないためであろ う。

#### 3.5 ローブ数の推定

X-Y レコーダで記録したたわみ分布から, 全周に亘 ってローブを発生したと考えた時のローブ数を推定し た。得られた結果と有限要素法による値の差は,約半数



Fig.7(a) Decreasing of buckling pressure due to initial deflection (dent)



Fig.7(b) Decreasing of buckling pressure due to initial deflection (rise and dent)

の模型で0,84% が ±1 以内となっており,両者はほ ぼ一致するといえる。なお,手動旋盤によった模型では 加工精度がよくないためか,その差が相対的に大きい。

#### 3.6 初期不整の影響

初期不整量を無次元化するのに、どのような形が適切 か現在のところ不明であるが、この研究では半径との比 を用いた。Table 1(a),(b) および Fig.6 に示すよう に半径の 0.9~1.1% の凹み(Fig.7(a) のように変形 前の形から測った凹み  $\delta_0$ )を与えた模型の圧潰圧力は、 初期不整がないとした計算値の 40~70%、平均で約 60 %であった。

Fig.7 は初期不整を有する模型の試験結果を横軸に初 期不整量と半径の比,縦軸に圧潰圧力の試験値と初期不 整がないとした時の計算値の比をとってプロットしたも ので,Fig.7(a)は初期不整として変形前の形からの凹 み量  $\delta_0$ を,Fig.7(b)は内方への凹みにスプリング・ バックによる外方への凸変形を加えた  $\bar{\delta}_0$ を採用してい る。いずれもバラツキが大きいが,Fig.7(b)では初期 不整量とともに圧潰圧力の低下する傾向が読み取れる。 これから全体的圧潰の場合も初期不整量としては、局所 的な形状に注目すべきであろう。

#### 4 圧潰圧力の推定

徳川は全体的圧潰圧力の算式を導いているが, 寺田, 島本は胴板座屈の場合と同様にしてこの式から周方向 つ 312

座屈波数を消去し、高次の項を省略し次式を得ている。  $\Psi = 1.2/\gamma$ 

$$\Psi = \frac{P_k D}{2h\{1 + A/(l_0 h)\}\sigma_y}$$
$$\chi = \frac{\sigma_y}{E} - \frac{1}{(D/L)(h/D)^{1.5}} - \frac{1 + A/(l_0 h)}{\{I/(l_0 h^3/12)\}^{3/4}}$$

ここに,

 $\Psi$ : mean pressure factor,  $\chi$ : bodily factor,  $P_k$ : 弾性座屈圧力, D: 直径, h: 板厚,  $l_0$ : リン グスペース, L: 全長, E: ヤング率,  $\sigma_y:$  降伏点, A:リング断面積, I:胴板の有効幅を含めたリン グの断面2次モーメント

この式に従って横軸にX,縦軸に¥をとって試験結果 を整理する方法が用いられている。その場合胴板の有効 幅を(3)式の計算値が試験値と整合するように決めて いる。しかし、この方法にはいろいろな欠点のあるこ と、とくに有効幅の決め方に問題のあることが明かにな ってきた。すでに述べたように、有限要素法による計算 値は試験値とかなりよい相関を示していることから、 bodily factor を用いる代りに有限要素法によって圧潰 圧力を計算し、それを初期不整その他の欠陥を考慮して 修正する方法が考えられる。この研究では半径の約 1/ 100 の凹みを模型に与えたが、これは実物としてはかな り大きな初期不整と考えてよい。Fig.5 に示す曲線から, この時の圧潰圧力は初期不整がないとした計算値の約 60% に低下している。また、 圧潰時の 平均応力は降伏 点より低いが、凹みを与えた部分では塑性変形を生じて おり、ここでは取上げていない残留応力の影響も受けて いると思われる。

これらのことから良好な条件で製作された場合には、 圧潰圧力の低下は最大でもこの程度ではないかと思われ る。しかし、殻の座屈荷重の試験値は変動が大きいこ と、殻の初期形状を正確に知ることができたとしても、 それを数量化して圧潰圧力に対する影響を正しく評価す ることは難しく、そして溶接組立された円筒殻の欠陥は 初期不整のみでない。したがって、実際の修正量は経験 あるいは試験を参考にして決めるのがよいと考える。

設計初期の段階から有限要素法の使用は、わずらわし いとも考えられる。全体的圧潰圧力の概略値を簡単に推 定する方法として、 $x_1 = (r/L)$ ,  $x_2 = (h/r) \times 10^2$ ,  $x_3 =$  $(l/r), x_4 = (H/r) \times 10, および x_5 = (B/r) \times 10 を変数$ として試験模型について行った計算結果に最小自乗法を 適用し, 圧潰圧力の近似式(4)を得た。

 $\Psi = -0.166 + 0.093 x_1 + 1.579 x_2 - 0.239 x_3 + 1.337 x_4$  $-0.252 x_5 - 0.159 x_1^2 + 0.910 x_2^2 - 11.76 x_3^2$ 

 $-2.674 x_4^2 + 0.069 x_5^2 - 1.441 x_1 x_2 + 4.365 x_1 x_3$ 

 $+0.112x_1x_4-0.483x_1x_5-0.832x_2x_3$  $-3.599 x_2 x_4 - 2.258 x_2 x_5 + 13.65 x_3 x_4$  $+9.513x_{3}x_{5}-3.569x_{4}x_{5}$ (4)ここに、rは円筒殻の半径、lはスパン長さ、 $H \ge B$ 

はリング断面の高さと幅,降伏点は一定で $\sigma_v = 27 \text{ kgf}/$ mm<sup>2</sup>とする。なお、この式の適用は Table 1 の試験模 型の形状比の範囲に限られる。

#### 6 む す び

模型試験ならびに有限要素法による計算から、外圧を 受ける円筒殻の全体的圧潰圧力について次の知見を得た。

有限要素法による計算値を模型試験の結果と比較し, 作成したプログラムにより合理的な圧潰圧力の得られる ことを確かめた。半径の 1/100 程度の深さでは、ほぼ1 ローブの広がりをもつ凹みを与えた円筒殻の圧潰圧力の 試験値は、欠陥がないとした計算値の約60%であった。 なお、引続いて半径の 1/200 の凹みを与えた模型につい て試験を行っている。

初期不整による圧潰圧力の低下量は、不整の局所的な 形状により支配されるものと思われる。

bodily factor と mean pressure factor または、こ れらと同じ性質をもつパラメータを用いた設計が行われ ているが、これに代る方法として、有限要素法によって 圧潰圧力を求め、初期欠陥に対する修正を行う方法を提 案する。

設計初期の段階で、簡単に全体的圧潰圧力を求めるた めの近似式を作成した。より一般的な形に改良するには さらに多くのデータが必要であり、現在そのための計算 を続けている。

なお、本報告 Table 1(b)の試験は柴原剛史、 戸田 浩司が卒業研究として行った。

#### 参考文献

- 1) 寺田, 島本:補強材を有する薄肉円筒殻の圧潰に 関する研究,日本造船学会論文集,第108号(昭 和 35 年 11 月), p. 199-210.
- 2) 本間, 外圧を受ける円筒殻の軸対称圧潰強度, 日 本造船学会論文集, 第147号(昭和55年6月), p.238-243.
- 3) P.V. Marcal and I.P. King: Elastic-Plastic Analysis of Two-Dimensional Stress Systems by the Finite Element Method, International Journal of Mechanical Sciences, Vol.9(1967), p. 143.
- 4) 東京大学計算機センター:センターニュース, Vol.14, Sup.1, 1982 年7月, p.24-31.
- 5) 横田ほか:一様外圧を受ける耐圧補強円筒殻の全 体的圧潰強度に関する検討,日本造船学会論文 集, 第158号 (昭和60年11月), p.445-458.