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 Schematic drawing of model

(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¹⁾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。

* 東京農工大学工学部

** 株式会社東芝

*** 東京農工大学大学院

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_θ^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²⁾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³⁾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。

$$\left. \begin{aligned} u_e &= \{(1-s')u_i + s'u_j\} \cos n\theta \\ v_e &= \{(1-s')v_i + s'v_j\} \sin n\theta \\ w_e &= \{(1-3s'^2 + 2s'^3)w_i \\ &\quad + L_e(s' - 2s'^2 + s'^3)(\partial w / \partial s')_i \\ &\quad + (3s'^2 - 2s'^3)w_j \\ &\quad + L_e(-s'^2 + s'^3)(\partial w / \partial s')_j\} \cos n\theta \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

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 Flugge の式を用いた。

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_s &= \frac{\partial u}{\partial s} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial s} \right)^2 \\ \epsilon_\theta &= \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{1}{r} (w \cos \varphi + u \sin \varphi) + \frac{1}{2r^2} \\ &\quad \times \left(\frac{\partial w}{\partial \theta} - v \cos \varphi \right) \\ r_{s\theta} &= \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial v}{\partial s} - \frac{\sin \varphi}{r} v + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial s} \\ &\quad \times \left(\frac{\partial w}{\partial \theta} - v \cos \varphi \right) \\ \kappa_s &= -\frac{\partial^2 w}{\partial s^2} \\ \kappa_\theta &= -\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} + \frac{\cos \varphi}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{\sin \varphi}{r} \frac{\partial w}{\partial s} \\ \kappa_{s\theta} &= 2 \left(-\frac{1}{r} \frac{\partial^2 w}{\partial s \partial \theta} + \frac{\sin \varphi}{r^2} \frac{\partial w}{\partial \theta} + \frac{\cos \varphi}{r} \frac{\partial v}{\partial s} \right. \\ &\quad \left. - \frac{\sin \varphi \cos \varphi}{r^2} v \right) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

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 $[K_G]$ 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_p^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「アクティブプログ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」⁽⁴⁾ 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

Model Number	Inner Radius r [mm]	Total Length L [mm]	Span Length l [mm]	Number of Spans	Shell Thick. h [mm]	Frame Height H [mm]	Frame Breadth B [mm]	Young's Modulus $E \times 10^3$ [kgf/mm ²]	Yield Point σ_{ys} [kgf/mm ²]	Initial Deflection δ_0 [mm]	Experiment		F.E.M.		Ratio ϕ_{cr} / ϕ_{fem}
											Mean Press. Factor ϕ_{cr}	Number of Lobes	Mean Press. Factor ϕ_{fem}	Number of Lobes	
203070-018a	56.6	60.0	29.3	2	0.77	2.73	1.42	2.1	28.6	0	0.94	8	1.01	8	0.93
203070-018b	56.6	60.1	29.3	2	0.74	2.57	1.51	2.1	28.6	0	0.95	10	1.01	8	0.94
202970-025a	56.6	59.8	29.1	2	0.76	2.86	1.79	2.1	28.6	0	0.92	10	0.97	8	0.95
202970-025b	56.6	59.5	29.0	2	0.75	3.37	1.56	2.1	28.6	0	0.84	9	0.96	8	0.88
202970-025c	56.6	59.9	29.0	2	0.73	2.56	2.02	2.0	26.9	0	0.81	9	0.96	8	0.84
202970-030	56.6	59.8	29.0	2	0.72	3.02	1.94	2.0	26.9	0	0.80	10	0.94	9	0.86
203070-031a	56.6	60.4	29.2	2	0.71	3.20	1.98	2.1	28.6	0	0.84	10	0.92	10	0.91
203070-031b	56.6	60.8	29.3	2	0.77	2.89	2.24	2.1	28.6	0	0.85	10	0.93	9	0.91
203070-031c	56.6	61.0	29.3	2	0.71	2.53	2.47	2.0	26.9	0	0.79	7	0.92	9	0.86
203070-037	56.7	61.3	29.4	2	0.74	3.07	2.46	2.0	26.9	0	0.81	8	0.89	9	0.91
302960-026a	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
302960-026b	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	91.8	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	0.98
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	1.06
402970-025	56.6	121.9	29.0	4	0.74	2.57	2.00	2.0	26.9	0	0.88	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

Table 1(b) Dimensions of models and experimental results

Model Number	Inner Radius R [mm]	Total Length L [mm]	Span Length l [mm]	Number of Spans	Shell Thick. h [mm]	Frame Height H [mm]	Frame Breadth B [mm]	Young's Modulus $E \times 10^4$ [kgf/mm ²]	Yield Point σ_y [kgf/mm ²]	Initial Deflection δ_0 [mm]	Experiment		F.E.M.		Ratio $\frac{\psi_{cr}}{\psi_{fem}}$
											Mean Press. Factor ψ_{cr}	Number of Lobes	Mean Press. Factor ψ_{fem}	Number of Lobes	
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	83.1	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	0	0.85	5	1.00	6	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	1.01	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	22.8	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
402085-022r	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
502045-020	56.5	104.1	20.0	5	0.44	1.81	1.01	2.1	26.3	0	0.78	6	0.95	6	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	6	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	6	0.84
502045-022r	56.6	104.2	20.0	5	0.44	2.01	1.01	2.1	26.3	0.50	0.38	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	6	0.62
502055-022	56.6	104.0	20.0	5	0.54	2.39	1.01	2.1	26.3	0	0.87	5	0.99	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	6	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	6	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	28.8	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	6	1.00	6	0.55

ャックで固定，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，外方に向か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.5 Distributions of initial deflection

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 ロープ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 ロープに隣接して第 2 そして第 3 のロープを生じる。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置させておくと、圧潰時に数個のロープを同時に生じる。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 ロープを生じた。

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、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 ロープが形成される。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 Table 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る。

3.5 ロープ数の推定

X-Y レコーダで記録したたわみ分布から、全周に亘ってロープを発生したと考えた時のロープ数を推定した。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、手動旋盤による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 δ_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 δ_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 δ_0 を採用している。いずれもバラツキが大きい、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の

座屈波数を消去し、高次の項を省略し次式を得ている。

$$\Psi = 1.2/\chi \quad (3)$$

$$\Psi = \frac{P_k D}{2h \{1 + A/(l_0 h)\} \sigma_y}$$

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

ここに、

Ψ : mean pressure factor, χ : 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, σ_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 χ , 縦軸に Ψ 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らかになってきた。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。

$$\begin{aligned} \Psi = & -0.166 + 0.093x_1 + 1.579x_2 - 0.239x_3 + 1.337x_4 \\ & - 0.252x_5 - 0.159x_1^2 + 0.910x_2^2 - 11.76x_3^2 \\ & - 2.674x_4^2 + 0.069x_5^2 - 1.441x_1x_2 + 4.365x_1x_3 \end{aligned}$$

$$+ 0.112x_1x_4 - 0.483x_1x_5 - 0.832x_2x_3$$

$$- 3.599x_2x_4 - 2.258x_2x_5 + 13.65x_3x_4$$

$$+ 9.513x_3x_5 - 3.569x_4x_5 \quad (4)$$

ここに、 r は円筒殻の半径, l はスパン長さ, H と B はリング断面の高さと幅, 降伏点は一定で $\sigma_y = 27 \text{ kgf/mm}^2$ 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.