高速増殖炉容器の耐震座屈設計法に関する研究* (第 3 報, 円筒殻のせん断曲げ座屈に対する形状不整の影響)

村上俊明^{*1}, 與口廣光^{*1}, 平山 浩^{*2}
中村秀治^{*3}, 松浦真 一^{*3}

Studies on the Seismic Buckling Design Guideline of FBR Main Vessels (3rd Report, Effects of Geometrical Imperfection on Buckling Strength of Cylindrical Shells in Shear and in Bending)

Toshiaki MURAKAMI, Hiromitsu YOGUCHI, Hiroshi HIRAYAMA,
Hideharu NAKAMURA and Shinichi MATSUURA

Buckling tests for nearly perfect cylinders and cylinders with intentional imperfection made by press-working technique were carried out under transverse shearing loads. The radius-to-thickness ratios were 50-200 and bending-to-shear stress ratios were 1.2-5.0, where both types of elastic-plastic buckling in shear and in bending occurred. The purpose of these tests was to clarify the effects of imperfection on these two types of buckling. From test results and numerical analyses, some margin was recognized in the design formulae even for imperfect cylinders whose imperfection amplitudes were within the wall thickness (in shear) and one-half the value of the wall thickness (in bending). We proposed the correction factors of buckling load for larger imperfections in the seismic buckling design guideline of FBR.

Key Words: Fast Breeder Reactor, Cylindrical Shell, Buckling in Shear, Buckling in Bending
Plasticity, Geometrical Imperfection, Imperfection Effect

1. 緒 言

座屈現象に対しては形状不整により座屈荷重が低下することは、例えば軸圧縮荷重下の円筒殻の弾性座屈などにおいてよく知られている。この形状不整効果を理論的に扱った研究は Koiter⁽¹⁾⁽²⁾ の先駆的研究を初めとして多くなされており、近年 Arbocz らは⁽³⁾⁽⁴⁾ 従来の座屈試験結果の下限界値に基づいた座屈設計法に代わって、(1)構造物に発生する形状不整をデータベース化し⁽⁵⁾⁽⁶⁾、(2)実際に予想される形状不整から座屈荷重低下を解析的に求める手法を“Improved Shell Design Criteria”として提案している。

しかしながら、これらの研究はいずれも弾性座屈現象を対象としたものであり、幾何学的非線形に加えて材料非線形性も問題となる弾塑性座屈の形状不整効果に関する研究はその解析の困難さのために比較的少ない。一例として Gellin⁽⁷⁾ は軸対称形状不整を有する円筒殻の軸圧縮弾塑性座屈に対して Ramberg-Osgood

形の応力-ひずみ関係を仮定した理論解析を実施し、弾塑性座屈においては不整感度が低下することを示している。一方、数値解析手法を弾塑性座屈解析へ適用することも行われているが、例えば形状不整による座屈荷重の低下率などの相対比を求めるには解析は有効であるものの、座屈荷重の絶対値を検証するためには座屈実験結果が必要不可欠である。

以上の観点から、形状不整効果を実験的に検証した研究に注目すれば、Tennyson ら⁽⁸⁾ の回転鋳込み円筒 (spin-casting) を用いた軸圧縮座屈、Wackel⁽⁹⁾、Jullien⁽¹⁰⁾ らの電気メッキ (electro-deposition) 円筒を用いた軸圧縮座屈、外圧座屈に対する研究などその数は少ない。特に、高速増殖炉の座屈設計法に関する一連の研究 (第 1 報⁽¹¹⁾、第 2 報⁽¹²⁾) で述べた水平地震力 (せん断曲げ力) に対するせん断座屈、曲げ座屈の形状不整効果に対しては、Okada ら⁽¹³⁾ による解析的検討があるものの、実験も含めた研究は著者らによるもの^{(14)~(16)} を除いては見当たらない。

一般に円筒殻の半径・板厚比が非常に大きい薄肉円筒においては形状不整が座屈強度を左右する一つの支配因子となり、逆に半径・板厚比が小さい厚肉円筒においては座屈強度は材料の塑性挙動のみにより左右され形状不整は問題とならない。高速増殖炉の原子炉容

* 原稿受付 平成 6 年 2 月 10 日。

^{*1} 正員, (株) 東芝重電技術研究所 (〒230 横浜市鶴見区末広町 2-4)。

^{*2} 正員, (株) 東芝動力炉開発部 (〒235 横浜市磯子区新杉田 8)。

^{*3} 正員, (財) 電力中央研究所 (〒270-11 我孫子市我孫子 1646)。

器は半径・板厚比が100~200程度と上記の中間領域に位置し、座屈強度の評価には材料の塑性挙動と形状不整効果の両者の考慮が必要となる。本研究では円筒殻のせん断座屈、曲げ座屈に対する形状不整効果を把握することを目的とし、形状不整を可能な限り小さくした試験体(以下不整なし試験体)、および人為的に不整を付けた試験体(以下不整付試験体)を用いた座屈試験、および座屈解析を実施した。

本論文の2章では不整なし試験体に対する円筒のせん断座屈、曲げ座屈の基本特性を述べ、3章、4章ではこれらの座屈の形状不整効果に対する試験結果を述べる。さらに5章では形状不整効果の解析結果を示し6章で座屈評価式の適用限界とこれを越える形状不整に対する座屈荷重の補正係数について述べる。

2. せん断座屈、曲げ座屈の基本特性

2.1 せん断曲げ座屈試験 せん断座屈、曲げ座屈の形状不整効果を実験的に把握するために、まず表1に示す不整なし試験体に対する座屈試験を実施した。試験体材料はいずれもオーステナイト系ステンレス鋼 SUS 304 とし、半径・板厚比 (R/t) は50~200, 長さ・半径比 (L/R) は1.0~2.0, 曲げ・せん断応力比(この比は H/R で与えられる)は1.2~5.0の範囲とした。試験体番号の最初の記号は試験温度(RT: 室温,

HT: 500°C)を示し、以降は R/t , L/R , H/R を示している。

座屈試験に先立ち試験体の寸法、および形状不整を測定し、形状不整量は板厚に比較して十分小さく座屈試験体として十分な形状が得られていることを確認した。図1に示す座屈試験装置において、高温試験においては試験体内部に加熱ヒータを組込み試験体温度を $500 \pm 10^\circ\text{C}$ 以内に制御した。

2.2 座屈荷重と荷重-変位線図 表2に各試験体の座屈試験荷重と座屈変位、および座屈モードを第2報で述べた下式で与えられるせん断座屈、曲げ座屈の評価値 Q_s , Q_b (ここでは安全率を1とした)と比較して示す。

$$\tau_{cr}^e = 0.8 \frac{4.82}{(L/\sqrt{Rt})^2} \sqrt{1 + 0.0239(L/\sqrt{Rt})^3} \cdot \frac{Et}{R}$$

$$(\tau_{cr}^e/\tau_{cr}^p) + (\sqrt{3} \tau_{cr}^p/1.27 S_y)^2 = 1$$

$$\text{Shear: } Q_s = \pi R t \tau_{cr}^p \dots\dots\dots (1)$$

$$\sigma_{cr}^e = 0.6 \left[1 - 0.731 \left\{ 1 - \exp \left(-\frac{1}{16} \sqrt{R/t} \right) \right\} \right] \cdot \frac{Et}{R}$$

$$(\sigma_{cr}^e/\sigma_{cr}^p) + (\sigma_{cr}^p/1.27 S_y)^2 = 1$$

$$\text{Bending: } Q_b = \pi R^2 t \sigma_{cr}^p / H \dots\dots\dots (2)$$

ここに座屈モードの B は曲げ座屈単独, S はせん断座屈単独, BS は曲げ座屈とせん断座屈の両者が生じたことを示す。この結果から曲げ・せん断応力比が2未満の試験体に対してはせん断座屈, 2の試験体に対してはせん断座屈と曲げ座屈, それを越える試験体に対しては曲げ座屈が認められる。図2の荷重-変位線図が示すように、座屈荷重は同一の曲げ・せん断応力比の試験体では半径・板厚比の増加とともに低下し、同一の半径・板厚比に対しては曲げ・せん断応力比の増加とともに低下している。これらの荷重-変位線図は座屈前にいずれも塑性変形を伴い、弾塑性領域におけるせん断座屈、曲げ座屈とも荷重-変位関係は極めて安定で、座屈後の荷重低下は軸圧縮座屈などと比較して小さいことが明らかとなった。

表1 座屈試験パラメータ

Model No.	Test Temp.	R mm	t mm	L/R	H/R	W mm
RT167-1.0-1.2	RT	250	1.47	1.0	1.2	0.62
HT200-1.0-1.5	500°C	250	1.20	1.0	1.5	0.53
HT167-1.0-1.5	500°C	250	1.51	1.0	1.5	0.47
HT125-1.0-1.5	500°C	250	1.94	1.0	1.5	0.49
HT100-1.5-2.0	500°C	300	2.91	1.5	2.0	1.00
HT100-1.5-2.5	500°C	300	2.91	1.5	2.5	0.79
HT100-1.5-3.0	500°C	300	2.91	1.5	3.0	1.01
HT100-2.0-2.0	500°C	300	2.91	2.0	2.0	1.47
HT100-2.0-2.5	500°C	300	2.91	2.0	2.5	0.98
HT150-1.5-2.0	500°C	300	1.89	1.5	2.0	1.18
HT150-1.5-2.5	500°C	300	1.89	1.5	2.5	0.91
HT150-2.0-2.0	500°C	300	1.89	2.0	2.0	1.32
HT100-2.0-3.0	500°C	300	3.01	2.0	3.0	1.10
HT100-2.0-5.0	500°C	300	3.01	2.0	5.0	0.98
HT50-2.0-2.0	500°C	300	5.87	2.0	2.0	0.60
HT50-2.0-3.0	500°C	300	5.94	2.0	3.0	0.96
HT50-2.0-5.0	500°C	300	5.91	2.0	5.0	1.28
HT50-1.5-1.5	500°C	300	5.86	1.5	1.5	0.54

表2 座屈試験結果

Model No.	σ_y MPa	Q_{exp} kN	δ_{cr} mm	Mode	Q_s kN	Q_b kN	Q_{exp}/Q_s	Q_{exp}/Q_b
RT167-1.0-1.2	299	170	0.84	S	144	229	1.17	0.74
HT200-1.0-1.5	169	80	0.57	S	71	90	1.13	0.89
HT167-1.0-1.5	167	113	0.83	S	100	123	1.12	0.91
HT125-1.0-1.5	161	142	0.94	S	138	167	1.03	0.85
HT100-1.5-2.0	182	281	3.11	BS	278	263	1.01	1.07
HT100-1.5-2.5	182	228	2.38	B	278	211	0.82	1.09
HT100-1.5-3.0	182	196	2.01	B	278	175	0.71	1.12
HT100-2.0-2.0	182	270	3.93	BS	267	263	1.02	1.03
HT100-2.0-2.5	182	232	3.18	B	267	211	0.87	1.10
HT150-1.5-2.0	181	157	1.61	BS	149	150	1.05	1.04
HT150-1.5-2.5	181	134	1.57	B	149	121	0.90	1.12
HT150-2.0-2.0	181	150	1.83	BS	139	150	1.08	1.00
HT100-2.0-3.0	186	217	4.06	B	283	186	0.76	1.17
HT100-2.0-5.0	186	129	3.67	B	283	112	0.46	1.16
HT50-2.0-2.0	133	529	18.0	BS	490	440	1.08	1.20
HT50-2.0-3.0	133	384	9.07	B	497	297	0.77	1.29
HT50-2.0-5.0	133	229	9.73	B	494	177	0.46	1.29
HT50-1.5-1.5	133	613	17.6	S	496	586	1.23	1.04

Mode S: Shear, B: Bending, BS: Bending+Shear

図1 座屈試験装置

2.3 座屈モード 代表的なせん断座屈, 曲げ座屈モードの展開図を図3に示す。せん断座屈では円筒の横腹に斜めの「しわ」が観察され, この円周方向波数は $R/t=200$ で10~12波, $R/t=125$ で8~10波と半径・板厚比の減少とともに減少する。また, 曲げ座屈においては円筒の固定端近傍で膨らみ変形を有する象脚形の座屈モードとなり, この波長は図4に示すように70 mm ($R/t=100$), 130 mm ($R/t=50$) 程度で与えられる。

2.4 せん断座屈, 曲げ座屈の相互作用 今まで得られた座屈荷重の試験結果を縦軸を曲げ座屈評価荷重 Q_b , 横軸をせん断座屈評価荷重 Q_s との比で無次元化して図5に示す。この結果は第2報で述べたようにせん断座屈, 曲げ座屈において弱い相互作用があることを示しており, この相関は図中に示した5乗式程度

で与えられることが明らかとなった。

3. せん断座屈の形状不整効果

3.1 せん断座屈試験 一般に形状不整による座屈荷重の低下は, 形状不整が座屈モード形状に近い場合に大きい。2章で述べたようにせん断座屈の座屈モードは円筒の横腹に斜めの「しわ」が発生するモードであるが, ここでは図6, および下式で与えられる円周方向波数を n とした縦じわを有する試験体を加工ひずみに十分注意してプレス加工により製作した。座屈予備解析結果からこの場合の座屈荷重低下は, n がせん断座屈モードの卓越波数と等しい場合にほぼ同程度の値を与えることが確認されている。

$$W = \frac{W_{im}}{2} \cos(n\theta) \sin\left(\frac{\pi z}{L}\right) \dots\dots\dots (3)$$

図2 不整なし円筒の荷重-変位線図

図3 せん断座屈, 曲げ座屈モードの展開図

図4 曲げ座屈モードの軸方向分布

図5 せん断座屈, 曲げ座屈の相互作用

図6 縦じわ形状不整

ここに W_{im} は形状不整の大きさ, θ は円周角度, z は試験体の軸方向座標を示す。また, 試験体の製作に先立ち同一のプレス加工により板厚の2倍の不整を有する試験体を製作し, 山谷各部から切り出した小形試験片を用いた材料試験を実施した。この結果を図6に示すが, 十分注意したプレス加工によれば降伏応力は素材のそれと変わらないことが明らかとなった。以上の検討結果から表3に示す8体の不整付座屈試験体を製作した。不整形は基本的には座屈モード形状の円周方向波数に近い縦じわ ($R/t=200, 167$ で12波, $R/t=125$ で10波) とし, 円周方向に対しては正弦波, 軸方向に対しては正弦半波とした。また形状不整の大きさとしては不整の大きさ(山谷間)を板厚程度, 板厚の2倍, 4倍とした。さらに形状不整効果の波数依存性を見るために円周方向に6波(座屈モードの概略1/2)の試験体を製作した。

表3 座屈試験パラメータ(せん断座屈)

Model No.	Test Temp.	R mm	t mm	L/R	H/R	Wave No.	W_{im}/t
RT167-W12-t	RT	250	1.47	1.0	1.2	12	0.90
RT167-W12-2t	RT	250	1.47	1.0	1.2	12	2.01
RT167-W12-4t	RT	250	1.50	1.0	1.5	12	3.81
RT167-W6-2t	RT	250	1.47	1.0	1.2	6	1.71
HT200-W12-2t	500°C	250	1.20	1.0	1.5	12	1.93
HT167-W12-2t	500°C	250	1.50	1.0	1.5	12	1.91
HT167-W12-4t	500°C	250	1.50	1.0	1.5	12	3.89
HT125-W10-2t	500°C	250	1.93	1.0	1.5	10	2.07
RT167-1.0-1.2	RT	250	1.47	1.0	1.2	Nearly Perfect	
HT200-1.0-1.5	500°C	250	1.20	1.0	1.5	Nearly Perfect	
HT167-1.0-1.5	500°C	250	1.51	1.0	1.5	Nearly Perfect	
HT125-1.0-1.5	500°C	250	1.94	1.0	1.5	Nearly Perfect	

表4 座屈試験結果(せん断座屈)

Model No.	σ_y MPa	Q_{exp} kN	δ_{cr} mm	η	Q_s kN	Q_{exp}/Q_s
RT167-W12-t	299	155	0.83	0.91	144	1.07
RT167-W12-2t	299	135	0.90	0.80	144	0.94
RT167-W12-4t	300	124	1.06	0.72	150	0.83
RT167-W6-2t	299	158	1.01	0.93	144	1.09
HT200-W12-2t	169	68	0.54	0.85	71	0.96
HT167-W12-2t	167	93	0.73	0.83	99	0.94
HT167-W12-4t	167	83	0.84	0.74	99	0.83
HT125-W10-2t	161	121	0.85	0.85	136	0.88
RT167-1.0-1.2	299	170	0.84	1.00	144	1.17
HT200-1.0-1.5	169	80	0.57	1.00	71	1.13
HT167-1.0-1.5	167	113	0.83	1.00	100	1.12
HT125-1.0-1.5	161	142	0.94	1.00	138	1.03

η : Buckling load reduction

図7 試験体の形状不整分布

試験体材料はいずれもオーステナイト系ステンレス鋼 SUS 304 とし, 試験体番号の前半は試験温度 (RT: 室温, HT: 500°C) と試験体の半径・板厚比, 後半は形状不整の波数と振幅値(両振幅値)を板厚で無次元化した値を示す。試験体の後半4体は2章で述べた不整なし試験体で座屈荷重低下の参照データとするものである。不整を有する円筒の製作方法はプレス加工により所定の縦じわを形成すると同時に板材を円筒形状とし円周方向1箇所を軸方向に溶接した。座屈試験に先立ち試験体各部の寸法測定, および不整形の測定を実施した。図7に試験体の代表的な不整分布を示すが, これらの測定結果から所定の不整付試験体形状が得られていることを確認した。また, 座屈試験装置は2章で述べたものと同様とし, 曲げ・せん断応力比はせん断座屈が卓越すると考えられる1.2または1.5とした。

3.2 座屈荷重と荷重-変位線図

各試験体の座屈荷重と座屈変位を表4に示す。不整なし円筒に対する不整付円筒の座屈荷重低下は, 座屈モードと同一の円周方向波数の試験体に対して9% ($W_{im}/t=1.0$, RT), 20% ($W_{im}/t=2.0$, RT), 15%~17% ($W_{im}/t=2.0$, HT), 28% ($W_{im}/t=4.0$, RT), 26% ($W_{im}/t=4.0$, HT) であった。また座屈モードの1/2の円周方向波数を有する円筒の座屈荷重の低下は7% ($W_{im}/t=2.0$, RT) であり不整感度が低下することが示された。

得られた荷重-変位線図を $R/t=167$ の室温試験, 高温試験を一例として図8に示す。これらの線図から不整の有無にかかわらずせん断座屈においては座屈後の挙動が極めて安定しており, 不整を有する試験体は上記に示したように座屈荷重が低下するものの荷重-変位線図のピーク形状が鈍化し, 座屈後の荷重-変位関係は不整なしの円筒に漸近する傾向を示すことが明らかとなった。

図8 せん断座屈の荷重-変位線図(不整有無)

4. 曲げ座屈の形状不整効果

4.1 曲げ座屈試験 せん断曲げ荷重下の円筒の曲げ座屈に対する形状不整効果を明らかにすることを目的とし象脚形の曲げ座屈モードを形状不整として有する円筒の座屈試験を実施した。2章に述べたようにこの曲げ座屈モードは円筒の固定点近傍に生じ、圧縮応力側半周の象脚形の膨らみを生ずることが特徴的である。せん断座屈の場合と同様注意深いプレス加工によりこの象脚形の座屈モードを製作することとし、予備試験体を用いてプレス加工の材料特性への影響を調査した。ここでは円筒が比較的厚肉であることから小形引張試験が困難であるために硬度測定によりその影響を評価した。図9に示す結果から硬度分布はプレス加工を受けた部位と受けていない部位ともにほぼ素材の硬度と等しくプレス加工の材料特性への影響はないことが明らかとなった。

曲げ座屈試験体は半径・板厚比を100と50の2種類とし、表5に8体の不整付円筒の座屈試験パラメータを示す。ここに試験体番号の前半は試験温度(HT: 500°C)と半径・板厚比を、以降は板厚で無次元化した不整量, 不整形の円周方向分布(hは座屈モードと同様の半周分布, fは象脚形の座屈モードが軸対称的に全周に分布)と軸方向座屈波長で無次元化した不整波長を示している。半径・板厚比が100の試験体に対しては板厚, 板厚の1/2程度の不整を全周と半周に与

え軸方向不整波長は座屈波長 l_{cr} と等しく70 mmとした。半径・板厚比が50の場合の不整量は板厚の1/2程度とし軸方向不整波長は座屈波長($l_{cr}=130$ mm)を全周と半周に持つ試験体, および座屈波長の1.5倍と0.5倍の不整を全周に与えた試験体としている。

不整形は軸方向に正弦波状とし、半周不整の試験体は円周方向に対しても180°位置(圧縮応力の最大位置)をピークとした正弦波状とした。表5の最後の試験体2体は2章で述べた不整なし円筒の試験体であり形状不整による座屈荷重評価の参照データとするものである。試験体の材料はオーステナイト系ステンレス鋼SUS 304とし、板材に注意深いプレス加工により不整形形状を与えると同時に円筒状とし円周上1箇所を軸方向に溶接している。

図10に代表的試験体の形状不整の軸方向分布を示す。これらの測定結果から得られた形状不整の分布は2章で述べた座屈モード形状とよい一致を示し、また不整量の大きさもほぼ所定の値となっている。座屈試験装置は2章で述べたと同様とし、曲げ・せん断応力比は曲げ座屈が卓越すると考えられる3とした。

4.2 座屈荷重と荷重-変位線図 得られた試験結果を整理して表6に示す。これらの結果から不整なし円筒に対する不整付円筒の座屈荷重低下は半径・板厚比が100の座屈モード形状不整に対して13%(半周不整, $W_{im}/t=0.5$), 20%(半周不整, $W_{im}/t=1.0$)程度で、不整感度はせん断座屈において不整量を2倍とした場

表5 座屈試験パラメータ(曲げ座屈)

Model No.	Test Temp.	R mm	t mm	L/R	H/R	Mode	l_c mm	W_{im}/t
HT100-0.5h-I	500°C	300	3.01	2.0	3.0	B	70	0.52
HT100-1.0h-I	500°C	300	3.01	2.0	3.0	B	70	1.07
HT100-0.5f-I	500°C	300	3.01	2.0	3.0	A	70	0.50
HT100-1.0f-I	500°C	300	2.99	2.0	3.0	A	70	1.04
HT50-0.5h-I	500°C	300	5.93	2.0	3.0	B	130	0.51
HT50-0.5f-I	500°C	300	5.87	2.0	3.0	A	130	0.53
HT50-0.5f-0.5I	500°C	300	5.82	2.0	3.0	A	65	0.50
HT50-0.5f-1.5I	500°C	300	5.87	2.0	3.0	A	195	0.57
HT100-2.0-3.0	500°C	300	3.01	2.0	3.0	Nearly Perfect		
HT50-2.0-3.0	500°C	300	5.94	2.0	3.0	Nearly Perfect		

Mode A: Axisymmetric, B: Buckling mode,
 l_c : Imperfection wave length

図9 予備試験体の硬度分布(曲げ座屈試験体)

表6 曲げ座屈試験結果

Model No.	σ_y MPa	Q_{exp} kN	δ_{cr} mm	η	Q_b kN	Q_{exp}/Q_b
HT100-0.5h-I	186	188	3.29	0.87	185	1.01
HT100-1.0h-I	186	172	3.96	0.80	185	0.93
HT100-0.5f-I	186	169	3.45	0.78	185	0.91
HT100-1.0f-I	186	149	3.77	0.69	184	0.81
HT50-0.5h-I	133	368	10.1	0.96	297	1.24
HT50-0.5f-I	133	346	10.8	0.91	293	1.18
HT50-0.5f-0.5I	133	357	10.3	0.95	291	1.23
HT50-0.5f-1.5I	133	364	10.3	0.96	293	1.24
HT100-2.0-3.0	186	217	4.06	1.00	186	1.17
HT50-2.0-3.0	133	384	9.07	1.00	297	1.29

η : Buckling load reduction

図10 試験体の形状不整計測結果

合にはほぼ相当している。一方、全周不整に対するこれらの値は22% ($W_{im}/t=0.5$), 31% ($W_{im}/t=1.0$) と半周不整の値より大きい。

また半径・板厚比が50の場合は塑性の影響が強く塑性崩壊形となり不整感度は大幅に低下している。さらに不整の軸方向波長を変えた試験結果から座屈荷重の低下は不整波長が座屈波長の場合に最大値をとることが明らかとなった。

図11に不整の有無に対する代表的な荷重-変位線図を示す。半径・板厚比が50の荷重-変位線図は座屈前の非線形性が非常に強く座屈後の荷重低下も小さい塑性崩壊挙動を示している。また不整付試験体の荷重-変位線図は座屈荷重の低下が生じるものの座屈後の荷重

図11 曲げ座屈の荷重-変位線図(不整の有無)

低下は緩慢で、せん断座屈において観察されたと同様の傾向を示している。

5. 不整付円筒の座屈解析

4章までに不整付円筒のせん断座屈、曲げ座屈挙動の実験結果について述べたが、ここでは座屈モード形状を不整として有する円筒のせん断座屈、曲げ座屈に対する幾何学的非線形、材料非線形を考慮した座屈解析を実施し、形状不整の座屈荷重に与える影響を解析的に検証することを目的としている。

5・1 座屈解析方法 解析に用いたプログラムは非線形有限要素法解析コードABAQUSとし8節点シェル要素(S8R5)を用いた。せん断座屈、曲げ座屈に対する要素分割図を図12に示す。解析はせん断座屈、曲げ座屈に対する座屈モード形状をまず求め、これを形状不整としてせん断座屈に対しては板厚の4倍、曲げ座屈に対しては板厚の2倍までの座屈解析を実施した。解析に用いた応力-ひずみ関係としてはオーステナイト系ステンレス鋼の500°Cにおける高温挙動を模擬した⁽¹⁷⁾もの($\sigma_y=141$ MPa)を用いた。

図13に示す解析結果から不整付円筒の荷重-変位線図は試験結果と同様な傾向を示している。また不整付円筒の座屈荷重の不整のない円筒に対する比はせん断座屈に対して0.83 ($W_{im}/t=1.0$), 0.77 ($W_{im}/t=2.0$), 0.68 ($W_{im}/t=4.0$)である。さらに、曲げ座屈に対する座

図12 座屈解析モデル

図13 荷重-変位線図の解析結果(せん断座屈、曲げ座屈)

屈荷重の低下は、半周不整に対して $0.84 (W_{im}/t=0.5)$, $0.77 (W_{im}/t=1.0)$, $0.68 (W_{im}/t=2.0)$, 全周不整に対しては $0.79 (W_{im}/t=0.5)$, $0.68 (W_{im}/t=1.0)$, $0.51 (W_{im}/t=2.0)$ である。

5・2 不整感度の試験結果との比較 以上に述べた解析結果を試験により得られた座屈荷重の低下と比較し図 14 にせん断座屈の場合、図 15 に曲げ座屈の場合を示す。これらの結果から座屈荷重低下の解析値は試験結果とよい対応を示すことが明らかとなった。せん断に対しては解析結果のほうがやや座屈荷重の低下が大きい傾向を示すが、これは考慮している形状不整が解析では座屈モード形状、試験では座屈モード形状と同一円周方向波数をもつ縦じわであることによる。

6. 形状不整による座屈荷重補正係数

ここでは 2 章で述べたせん断座屈、曲げ座屈評価式を用いて今までの座屈試験、解析結果を評価し、座屈評価式の形状不整の観点からの適用限界とそれを越える形状不整に対する座屈荷重の補正係数について述べる。座屈試験結果を上記の評価値で無次元化した値はすでに表 2、表 4、表 6 に示したが、これによれば不整なし円筒の座屈評価値に対する比はせん断座屈において $1.03 \sim 1.17$, 曲げ座屈においては $1.17 \sim 1.29$ といずれも 1.0 を越えている。

図 14 せん断座屈荷重低下の比較

図 15 曲げ座屈荷重低下の比較

一方、不整付円筒の座屈試験荷重の評価値に対する比を解析による座屈荷重の低下率(相対値)も参考に整理して図 16, 17 を得る。ここに横軸の無次元化不整量 (x) はせん断座屈では (W_{im}/t) , 曲げ座屈では $(2W_{im}/t)$ とした。前にも述べたように、座屈モード形状の不整に対しては(曲げ座屈においては半周不整)座屈荷重低下はせん断座屈、曲げ座屈ともほぼ同程度で横軸が 1.0 で評価値となっている。したがって、せん断座屈に対しては板厚、曲げ座屈に対しては板厚の $1/2$ の大きさの不整量まで評価式は有効であることが示された。またこれを越える形状不整に対しては下式の座屈荷重補正係数を提案した。この場合の不整量は簡便のためにせん断座屈、曲げ座屈の座屈波長をゲージ長 l_g とし、その間の山谷間(両振幅)の値として保守的に評価するものとした。

$$(\text{座屈荷重補正係数}) = \frac{1}{1 + 0.092(x-1)^{0.9}} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$\text{円周方向ゲージ長: } l_{g\theta} = 2(Rt)^{0.25} L^{0.5} \quad \dots\dots (5)$$

$$\text{軸方向ゲージ長: } l_{gx} = 4(Rt)^{0.5} \quad \dots\dots\dots (6)$$

全周軸対称不整を有する曲げ座屈に対しては、半周不整の場合における不整のない側の引張膜応力状態が、不整を有することにより早くから曲げ応力状態に移行するために座屈荷重の低下はさらに大きい。この

図 16 座屈荷重の補正係数(せん断座屈)

図 17 座屈荷重の補正係数(曲げ座屈)

場合の補正係数は、図 17 に示すように無次元化不整量を $4W_{im}/t$ とすることにより、半周不整の場合と同一の式で与えられるが、実機の製作時において顕著な軸対称形状不整が生じる可能性は小さい。

7. 結 言

せん断曲げ力に対する円筒殻のせん断座屈、曲げ座屈に対する形状不整効果を実験的に明らかにするとともに、有限要素法を用いた弾塑性大変形解析手法による形状不整効果の検証、およびせん断座屈、曲げ座屈評価式の適用限界に関する検討を実施し以下の結論が得られた。

(1) 縦じわ形状不整を有する円筒のせん断座屈荷重低下の試験結果は、座屈モードと同等の円周方向波数に対して 9% ($W_{im}/t=1.0$), 15%~20% ($W_{im}/t=2.0$), 26%~28% ($W_{im}/t=4.0$) である。また座屈モードの 1/2 の円周方向波数の縦じわを有する円筒のせん断座屈荷重の低下は不整感度が低下し小さい。

(2) 曲げ座屈荷重低下の試験結果は、半径・板厚比が 100 の座屈モード形状の不整に対して 13% (半周不整 $W_{im}/t=0.5$), 20% (半周不整, $W_{im}/t=1.0$) となりせん断座屈において不整量を 2 倍とした場合にほぼ相当する。また全周不整に対する座屈荷重低下は 22% ($W_{im}/t=0.5$), 31% ($W_{im}/t=1.0$) となり半周不整に比して座屈荷重の低下が大きい。

(3) 座屈荷重の低下の解析値は上に述べた試験結果とよい対応を示す。また、不整付円筒の荷重-変位線図は試験、解析の両者において座屈荷重の低下が生じるものの座屈後の荷重低下は緩慢となる。

(4) 以上の結果からせん断座屈、曲げ座屈荷重の評価式は、せん断座屈に対しては板厚程度、曲げ座屈に対しては板厚の 1/2 程度の大きさの形状不整まで有効である。また、上記の適用限界を越える形状不整に対する座屈荷重の補正係数を提案した。

最後に、本研究は通商産業省からの委託事業「高速増殖炉技術確証試験-薄肉構造物座屈評価技術確証試験」(昭和 62 年度~平成 5 年度)の一環として行われたことを付記し、秋山宏教授(東大)、大坪英臣教授(東大)、山田大彦教授(東北大)を始めとした座屈分科会委員各位に謝意を表す。

文 献

- (1) Koiter, W. T., Elastic Stability and Post-Buckling Behavior, *Proc. Symposium Nonlinear Problems*,

- (1963), 257, University of Wisconsin Press, Madison.
- (2) Koiter, W. T., The Effect of Axisymmetric Imperfections on the Buckling of Cylindrical Shells under Axial Compression, *Proc. Kon. Ned. Ak. Wet.*, **66** (1963), 265.
- (3) Arbocz, J., ほか 1 名, Koiter's Stability Theory in a Computer-Aided Engineering Environment, *Int. J. Solids Struct.*, **26** (1990), 945.
- (4) Arbocz, J., ほか 1 名, Recent Developments in Shell Stability Analysis, *Report LR-633*, (1990), Delft University of Technology, Department of Aerospace Engineering, The Netherlands.
- (5) Arbocz, J., ほか 1 名, The Initial Imperfection Data Bank at the Delft University of Technology-Part 1, *Report LR-290*, (1979), Delft University of Technology, Department of Aerospace Engineering, The Netherlands.
- (6) Dancy, R., ほか 1 名, The Initial Imperfection Data Bank at the Delft University of Technology-Part 2, *Report LR-559*, (1988), Delft University of Technology, Department of Aerospace Engineering, The Netherlands.
- (7) Gellin, S., Effect of an Axisymmetric Imperfection on the Plastic Buckling of an Axially Compressed Cylindrical Shell, *J. Appl. Mech.*, **46** (1979), 125.
- (8) Tennyson, R. C., ほか 1 名, Buckling of Axisymmetric Imperfect Circular Cylindrical Shells under Axial Compression, *AIAA J.*, **7** (1969), 2127.
- (9) Wackel, N., ほか 2 名, Experimental Studies on the Instability of Cylindrical Shells with Initial Geometric Imperfections, *Recent Advances in Nuclear Component Testing and Theoretical Studies on Buckling ASME PVP.*, **89** (1984), 33.
- (10) Jullien, J. F., ほか 1 名 (Jullien, J. F. 編), Towards an Optimal Shape of Cylindrical Shell Structures under External Pressure, Buckling of Shell Structures, on Land, in the Sea and in the Air, *Elsevier Applied Sci.*, (1991), 21.
- (11) 秋山・ほか 9 名, 高速増殖炉容器の耐震座屈設計法に関する研究(第 1 報, 座屈設計技術指針(案)の骨子), *機論* **60-575, A** (1994), 1690.
- (12) 松浦・ほか 5 名, 高速増殖炉容器の耐震座屈設計法に関する研究(第 2 報, 炉容器のせん断-曲げ座屈評価式), *機論* **60-575, A** (1994), 1698.
- (13) Okada, J., ほか 3 名, An Evaluation Method for Plastic Buckling of Circular Cylindrical Shells under Shear Forces, *12th SMiRT*, E (1993), 281.
- (14) Murakami, T., ほか 4 名, The Effect of Geometrical Imperfection on Shear Buckling Strength of Cylindrical Shells, *11th SMiRT*, E (1991), 287.
- (15) Murakami, T., ほか 4 名 (Jullien, J. F. 編), Static and Dynamic Buckling Characteristics of Imperfect Cylindrical Shells under Transverse Shearing Loads, Buckling of Shell Structures, on Land, in the Sea and in the Air, *Elsevier Applied Sci.*, (1991), 391.
- (16) Murakami, T., ほか 4 名, The Effects of Geometrical Imperfection on Buckling Strength of Cylindrical Shells in Bending, *12th SMiRT*, E (1993), 257.
- (17) Wada, Y., ほか 3 名, Analytical Representation for Cyclic Stress-Strain Hysteresis Loops of Type 304 Austenitic Stainless Steel, *Proc. Int. Conf. on Computational Mechanics*, (1986), 4-26.