

## 軸圧縮・曲げ・せん断荷重を受ける無補強およびリ ング補強円筒殻の座屈強度に関する研究

岡藤, 孝史

<https://hdl.handle.net/2324/4784598>

---

出版情報 : Kyushu University, 2021, 博士 (工学), 課程博士  
バージョン :  
権利関係 :

軸圧縮・曲げ・せん断荷重を受ける  
無補強およびリング補強円筒殻の  
座屈強度に関する研究

2021年12月

岡 藤 孝 史



# 目 次

1 章 緒論	1
2 章 軸圧縮・曲げ・せん断荷重の重畳を考慮した座屈評価式	3
2.1 緒言	3
2.2 座屈評価式に関する従来の研究	3
2.2.1 座屈評価式で考慮される事項	3
2.2.2 弾性座屈応力式	4
2.2.3 塑性の影響による座屈応力の修正（塑性修正）	6
2.2.4 座屈モード間の相互作用	6
2.2.5 交番荷重の影響	7
2.3 広範囲の鋼種・寸法・荷重条件に対応した円筒殻の座屈評価式	10
2.3.1 概要	10
2.3.2 座屈評価式	10
2.4 提案する座屈評価式の根拠	12
2.4.1 座屈評価式の根拠のサマリ	12
2.4.2 高降伏応力の鋼材への提案式の適用性評価	15
2.4.3 初期不整や材料特性のばらつきが座屈強度に与える影響の評価	20
2.4.4 軸方向の繰返し荷重による座屈強度低下の考慮	26
2.4.5 座屈評価式を適用可能な寸法の考察	30
2.5 座屈試験による座屈評価式の検証	32
2.5.1 試験の目的	32
2.5.2 高降伏応力の材料の円筒殻による座屈試験	32
2.5.2.1 座屈試験体および装置	32
2.5.2.2 座屈試験の結果	35
2.5.3 座屈試験の再現解析による解析精度の検証	42
2.5.3.1 解析手法	42
2.5.3.2 再現解析結果	42



2.6	まとめ	45
2	章の参考文献	46
<b>3</b>	<b>章 不連続なリング補強材による円筒殻のせん断座屈補強構造</b>	<b>49</b>
3.1	緒言	49
3.2	研究背景および目的	49
3.3	鋼製円筒殻の座屈補強構造の検討	50
3.3.1	リング補強材の配置	50
3.3.2	弾性座屈固有値解析による荷重方向の座屈強度への影響評価	53
3.4	鋼製原子炉格納容器の縮尺モデルを用いた静的座屈試験	56
3.4.1	試験体および試験条件	56
3.4.2	試験の装置および荷重・拘束条件	60
3.4.3	試験結果	62
3.4.3.1	座屈荷重の比較によるリング補強効果の確認	62
3.4.3.2	試験体(I)、(II)の試験結果	64
3.4.3.3	試験体(III)の試験結果	67
3.4.3.4	試験体(IV)、(V)の試験結果	70
3.5	座屈試験に対応する静的弾塑性座屈解析	73
3.5.1	解析の概要	73
3.5.2	解析条件	73
3.5.3	解析結果	75
3.6	不連続を有するリング補強材による鋼製原子炉格納容器の座屈補強効果の考察	80
3.7	まとめ	80
3	章の参考文献	81
<b>4</b>	<b>章 弾塑性座屈解析による円筒殻の座屈強度設計手法</b>	<b>82</b>
4.1	緒言	82
4.2	研究背景および目的	82
4.3	静的弾塑性座屈解析による鋼製原子炉格納容器の座屈強度設計手順	84
4.4	鋼製原子炉格納容器モデルの感度解析のパラメータ設定	87

4.4.1	座屈強度に対する影響因子の選定	87
4.4.2	解析の対象構造	88
4.4.3	材料特性	91
4.4.3.1	材料特性のパラメータ	91
4.4.3.2	縦弾性係数およびポアソン比	91
4.4.3.3	降伏応力	91
4.4.3.4	降伏後の応力-ひずみ関係（接線剛性係数）	92
4.4.4	要素選定	92
4.4.5	要素分割	93
4.4.6	荷重・境界条件設定	94
4.4.7	初期不整	94
4.4.7.1	初期不整形状	94
4.4.7.2	初期不整量	95
4.4.8	感度解析の条件	96
4.5	感度解析の評価	101
4.5.1	基本条件の解析結果と試験結果の比較	101
4.5.2	材料特性の影響	101
4.5.3	要素種類の影響	102
4.5.4	要素寸法の影響	102
4.5.5	荷重条件の制御方法の影響	103
4.5.6	初期不整の影響	104
4.6	薄肉円筒殻の静的弾塑性座屈解析におけるパラメータ設定方法の提案	110
4.7	薄肉円筒殻の座屈試験との対応評価	112
4.8	静的弾塑性座屈解析を用いた設計手法の厚肉円筒殻への適用性の考察	114
4.9	まとめ	114
4章	参考文献	116
<b>5章</b>	<b>大型円筒殻の溶接製作に伴う初期不整および応力の座屈強度への影響評価</b>	<b>118</b>
5.1	緒言	118
5.2	座屈モードの初期不整に長波長の初期不整が重畳した場合の座屈強度への影響評価	119

5.2.1	長波長の初期不整の影響を評価する解析条件	119
5.3.2	解析結果およびゲージ長の考察	122
5.3	溶接変形および残留応力の座屈強度への影響評価	125
5.3.1	溶接変形および残留応力を考慮する解析条件	125
5.3.2	解析結果と溶接影響の考察	127
5.4	まとめ	129
5章	参考文献	130
<b>6章</b>	<b>結論</b>	<b>131</b>
	謝辞	134

## 記号

$f_B$	安全係数	Design factor
$E$	縦弾性係数	Elastic modulus (MPa)
$S_y$	設計降伏点	Design yield stress (MPa)
$D_o$	円筒殻の外径	Outer diameter of cylindrical vessel (mm)
$R$	円筒殻の半径	Radius of cylindrical vessel (mm)
$t$	円筒殻の肉厚	Vessel thickness (mm)
$L$	円筒殻の高さ	Length of cylindrical vessel (mm)
$A$	断面積	Cross section of cylindrical vessel (mm <sup>2</sup> )
$Z$	断面係数	Section modulus of cylindrical vessel (mm <sup>3</sup> )
$Q$	せん断荷重	Horizontal shear force (N)
$Q_{cr}$	せん断座屈強度	Shear buckling strength (N)
$M$	曲げモーメント	Bending moment (N-mm)
$M_{cr}$	曲げ座屈強度	Bending buckling strength (N-mm)
$F_C$	軸圧縮力	Axial compression force (N)
$F_{cr}$	軸圧縮強度	Axial buckling strength (N)
$C_V$	繰返し影響係数	Strength correction factor due to axial cyclic load
$C_{im}$	初期不整による強度補正係数	Strength correction factor due to imperfection
$\tau_{cr}^P$	弾塑性せん断座屈応力	Elasto-plastic shear buckling stress (MPa)
$\tau_{cr}^e$	弾性せん断座屈応力	Elastic shear buckling stress (MPa)
$\alpha_b^P$	弾塑性曲げ座屈応力	Elasto-plastic bending buckling stress (MPa)
$\alpha_b^e$	弾性曲げ座屈応力	Elastic bending buckling stress (MPa)
$\alpha_a^P$	弾塑性軸圧縮座屈応力	Elasto-plastic axial buckling stress (MPa)
$\alpha_a^e$	弾性軸圧縮座屈応力	Elastic axial buckling stress (MPa)
$w_{im}$	初期不整量	Imperfection amplitude (mm)
$\sigma_{cr}$	軸圧縮座屈応力の理論解	Classical axial buckling stress (MPa)
$\tau_{cr}$	弾性ねじり座屈応力	Elastic torsional buckling stress (MPa)
$\nu$	ポアソン比	Poisson's ratio



# 1章 緒論

円筒殻は、基本的な構造要素であり、火力発電プラント、原子力発電プラント、化学プラントをはじめとした各種プラントにおける容器やその支持構造、LNG 船タンクの支持構造、風車タワーや煙突といった塔状構造など、多種多様な構造物に適用されている。近年、それらの製品が大出力化、大容量化しており、それに伴って円筒殻についても大型化し、従来よりも相対的に薄肉化している。また、設計荷重についても、例えば原子力プラントにおいては 2011 年に発生した東北地方太平洋沖地震を契機に、さらなる安全性向上を目的とした新規制基準が制定されるなど、増大の傾向にある。このような状況により、大型円筒殻は構造、荷重のいずれの面からも座屈強度が厳しくなっている。一方で、製品の競争性の観点からは、大型円筒殻は更なる薄肉化や効率的補強によるコスト低減が求められている。

これを受け、本研究では、軸圧縮荷重、曲げ荷重、せん断荷重を受ける大型円筒殻において、合理的かつ信頼性の高い座屈強度設計を達成する手法について検討する。大型円筒殻の座屈設計は、一般的に、設計の初期段階において設計式により円筒殻の径、高さ、肉厚などの体格を決定する基本設計を行った後、開口部や部分補強、工作精度などの影響を考慮した詳細設計を行う流れになっており、本研究ではそれぞれのフェーズに対応した合理化策について検討する。まず、基本設計段階に対しては、大型円筒殻の適用製品の多様性により、寸法、材料、軸圧縮・曲げ・せん断の荷重比率も広範囲にわたるが、これらを網羅するため、各種の座屈形態に対して、厚肉・低降伏応力の材料の円筒殻で発生する塑性座屈から薄肉・高降伏応力の材料の円筒殻で発生する弾性座屈まで評価可能な座屈設計式を提案する。また、詳細設計段階に対しては、不連続なリング補強材により円筒殻の付帯構造との干渉を回避しつつせん断座屈強度を向上させる補強方法、有限要素解析を用いて保守的かつ合理的な座屈設計を行う手法、および座屈強度を低下させる初期不整量を管理するための製作精度要求の緩和策について提案し、それぞれ試験・解析による検証を実施する。これらの研究結果をまとめた本論文は、6 章により構成されている。

本章（第 1 章）は緒論であり、既に述べたように、本研究の研究背景および具体的な目的について説明する。

第 2 章では、まず、軸圧縮座屈、曲げ座屈、せん断座屈およびそれらの組合せに対する従来の評価式を整理した上で、既往研究で提唱された低降伏応力のステンレス鋼製の円

筒殻向けの座屈設計式をベースとして、地震荷重の低減策として採用される水平免震設計における、長周期の水平荷重下での大きな軸圧縮荷重の繰り返しによる座屈強度低下について現象の考察および解析による定量化を行い、これを考慮した補正式を追加した座屈設計式を提案する。また、座屈試験および広範囲のパラメータ解析により、既往研究において未検証であった高降伏応力の合金鋼への適用性を評価する。

第3章では、せん断座屈が支配的な円筒殻の座屈強度向上策として、開口や配管といった付帯構造のため周方向に連続したリング補強材が配置できない場合において、付帯構造との干渉を回避しつつ連続リングと同等の座屈補強効果を得るための不連続なリング補強構造について提案する。また、原子炉格納容器の円筒殻の縮尺モデルを用いた静的座屈試験、および試験に対応する静的弾塑性座屈解析により、不連続部を有するリング補強構造の有効性を検証する。

第4章では、有限要素解析を用いた弾塑性座屈解析による設計手法を提案する。ここでは、原子炉格納容器を例題として、円筒殻の耐震設計における座屈強度設計手法として静的弾塑性座屈解析を用いた設計手法を提案するとともに、材料特性、要素種類・寸法、解析の制御法、初期不整などのパラメータに対する感度解析を実施し、座屈強度を保守的かつ合理的に評価するためのパラメータの設定方法を含む設計解析ガイドラインを提案する。また、既往の座屈試験に対し、提案した設計手法に従った静的弾塑性座屈解析を実施し、実験結果と比較することで、提案手法により評価される座屈強度の保守性を確認する。

第5章では、溶接により製作される大型円筒殻における、円筒殻全体にわたる初期不整や、局所的な溶接残留応力・変形が座屈強度に与える影響について評価する。大型円筒殻は機械加工では製作困難なため、多数の曲面板の溶接により製作されるが、曲面板同士の接合位置・角度の誤差の積み上げにより、円筒殻全体としては機械加工よりも大きな初期不整量となることが想定される。そこで、円筒殻全体にわたる代表的な長波長の初期不整と、最も座屈強度を低下させると考えられる座屈モード形状の初期不整を組み合わせた解析モデルの弾塑性座屈解析により、円筒殻全体にわたる初期不整の座屈強度への影響について確認し、長波長の初期不整の考慮の要否について検討する。また、溶接による局所的な残留応力・変形についても、これらを初期条件として考慮した弾塑性座屈解析により、座屈強度への影響を確認する。

第6章では、本論文の結論を述べるとともに、本研究に関連する将来の課題について言及する。

## 2章 軸圧縮・曲げ・せん断荷重の重畳を考慮した座屈評価式

### 2.1 緒言

円筒殻の座屈設計においては、FEM 解析による詳細検討を行う前の基本設計として、座屈評価式による体格設計を行う場合が多い。地上あるいは船舶・海洋構造物の上に設置された円筒殻では、設計外圧は比較的小さく、軸方向荷重による軸圧縮座屈や、軸直角方向の荷重（曲げせん断荷重）による曲げ座屈およびせん断座屈が支配的となる場合が多い。また、それぞれの座屈形態において、薄肉や高降伏応力の材料の円筒殻では弾性座屈、厚肉や低降伏応力の材料の円筒殻では塑性座屈、それらの中間領域では弾塑性座屈が発生する。いずれの座屈形態が支配的となるかは円筒殻の寸法（高さ／半径比、半径／肉厚比）、材料特性（縦弾性係数／降伏応力比）および軸圧縮・曲げ・せん断の荷重比率といった設計パラメータによって異なるため、種々の製品に対応するためには、広範囲の設計パラメータに対応した座屈評価式が必要となる。また、円筒殻は、実設計においては軸方向荷重および曲げ・せん断荷重のうち複数の荷重を同時に受ける場合が多いため、評価式は、それらが重畳した時の座屈評価にも対応する必要がある。

本章では、軸圧縮・曲げ・せん断荷重を受ける円筒殻の座屈評価式について、まず評価式に関する既往研究について整理したうえで、軸圧縮・曲げ・せん断荷重を受ける低降伏応力のステンレス鋼製円筒殻を対象とした設計式の研究をベースとして、繰返しの軸圧縮荷重を受ける場合の座屈強度低下を考慮する補正係数を追加した座屈評価式の提案を行う。続いて、前述の座屈評価式に対し、静的弾塑性座屈解析による高降伏応力の材料への適用性評価、および繰返しの軸圧縮荷重を受ける場合の座屈強度低下を考慮した係数の定式化など、座屈評価式の妥当性の根拠について説明する。最後に、高降伏応力の材料での座屈試験による座屈評価式の適用性評価、および再現解析による解析精度の検証を実施する。

### 2.2 座屈評価式に関する従来の研究

#### 2.2.1 座屈評価式で考慮される事項

円筒殻の座屈強度評価を行うための評価式は種々の設計規格で示されており、その式は規格によって異なるが、一般的には以下の流れで座屈評価が行われる。

- ①理論解に初期不整の影響を考慮した弾性座屈応力を算出



- ②降伏応力の影響を考慮して弾性座屈応力を補正し、弾塑性座屈応力・荷重を算出
  - ③規格によっては繰返し荷重の影響を考慮して座屈荷重や発生荷重を補正
  - ④複数の荷重成分の重畳を考慮した座屈評価を実施
- それぞれの計算ステップに関する従来の研究について、次項より概説する。

## 2.2.2 弾性座屈応力式

本項では、円筒殻の軸圧縮、曲げ、せん断の弾性座屈応力式に関する従来研究について概説する。

まず、軸圧縮荷重に対する弾性座屈応力式については、1900年代初頭より研究が行われ、以下の理論解が Lorenz<sup>[2-1]</sup>、Timoshenko<sup>[2-2]</sup>、Southwell<sup>[2-3]</sup>らによって導かれている。

$$\sigma_{cr} = \frac{1}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \frac{Et}{R} \approx \frac{1.2Et}{D_o} \quad (2-1)$$

本式は、初期不整の無い理想形状に対して微小変位理論に基づいて求められているが、実際には初期不整、座屈前変形、端部条件などの影響により、理論解よりかなり小さな荷重で座屈する。そのため、様々な理論、解析、実験的な研究が行われてきたが、設計規格に採用された式としては Weingarten<sup>[2-4]</sup>により提案された実験式が挙げられ、NASA の設計基準 (Space Vehicle Design Criteria: SP) SP-8007<sup>[2-5]</sup>に示された以下の式の基となっている。NASA SP-8007 の式は、日本建築学会の容器構造設計指針<sup>[2-6]</sup>、日本電気協会の原子力発電所耐震設計技術指針 (JEAG4601) <sup>[2-7]</sup>など、国内規格にも幅広く採用されている。本式は、前述の理論式に Knockdown factor と呼ばれる初期不整等による座屈強度の低減係数を掛けることで、多数の座屈試験の下限曲線となっており、 $320 < R/t < 1000$  の範囲で実験データの 95%信頼下限を包絡している<sup>[2-7]</sup>。

$$\alpha_{a\ cr}^e = \frac{1.2Et}{D_o} \left[ 1 - 0.901 \left\{ 1 - \exp \left( -\frac{1}{16} \sqrt{\frac{D_o}{2t}} \right) \right\} \right] \quad (2-2)$$

その他には、アメリカ機械学会 (The American Society of Mechanical Engineers: ASME) の Boiler and Pressure Vessel Code Case N-284<sup>[2-8]</sup>等の規格の基礎となったものとして Miller<sup>[2-9]</sup>の実験式があり、Weingarten の式と同様に、式(2-1)の理論解に Knockdown factor を掛ける式となっている。また、船舶や海洋構造物における円筒殻の座屈規格としては、ノルウェー船級協会 (Det Norske Veritas: DNV) の Classification Notes No.30.1<sup>[2-</sup>

<sup>10)</sup>や DNV-RP-C202<sup>[2-11]</sup>が挙げられ、こちらも理論的に Knockdown factor を掛ける式となっているが、理論解には Donnell による薄肉円筒殻向けの定式化<sup>[2-12]</sup>を基に導いた式<sup>[2-13]</sup>が採用されている。

次に、曲げモーメントに対する弾性座屈については、円筒殻が軸方向に圧縮される側の局部座屈とみなせるため、基本的な座屈現象としては軸圧縮による座屈と同様となるが、全周一様の応力となる軸圧縮荷重に対してやや大きい（1.3 倍程度）座屈応力となることが理論、実験的に確認されている。NASA SP-8007<sup>[2-5]</sup>の弾性曲げ座屈応力式は下式のとおりであり、軸圧縮荷重に対してよりも大きな Knockdown factor を掛けることで、算出される弾性曲げ座屈応力も式(2-2)による弾性軸圧縮座屈応力より大きくなる。なお、DNV の式<sup>[2-11]</sup>についても同様に弾性曲げ座屈応力式の方が大きな Knockdown factor を掛けているが、ASME N-284<sup>[2-8]</sup>などのように、規格によっては安全側の値として、曲げモーメントにも軸圧縮と同じ弾性座屈応力式が採用される場合もある。

$$\alpha_{b\ cr}^e = \frac{1.2Et}{D_o} \left[ 1 - 0.731 \left\{ 1 - \exp \left( -\frac{1}{16} \sqrt{\frac{D_o}{2t}} \right) \right\} \right] \quad (2-3)$$

最後に、せん断荷重に対する弾性座屈については、軸圧縮、曲げ座屈と比べると研究例は少ないが、Lundquist<sup>[2-14]</sup>、Galletly<sup>[2-15]</sup>、秋山<sup>[2-16]</sup>らによって実験的検討が行われている。評価式については、まず、Timoshenko<sup>[2-17]</sup>、八巻<sup>[2-18]</sup>らによってねじり荷重に対する弾性座屈応力式が導かれている。Timoshenko の式を以下に示す。なお、両式によって算出される座屈応力の差は小さい<sup>[2-19]</sup>。

$$\tau_{cr} = \frac{4.82}{\left(\frac{L}{\sqrt{Rt}}\right)^2} \sqrt{1 + 0.0239 \left(\frac{L}{\sqrt{Rt}}\right)^3 \frac{Et}{R}} \quad (2-4)$$

せん断荷重に対する弾性座屈応力式は、上式の弾性ねじり座屈応力式に係数を掛ける形式として実験・解析的に検討されており、実験値のばらつきや曲げの影響による座屈荷重低下を考慮して係数 0.8 とした以下の式が ASME N-284<sup>[2-8]</sup>や日本建築学会の容器構造設計指針<sup>[2-6]</sup>に採用されている。

$$\tau_{cr}^e = \frac{3.856 \cdot Et^2}{L^2} \sqrt{1 + 0.0676 \left(\frac{L}{\sqrt{D_o t}}\right)^3} \quad (2-5)$$

### 2.2.3 塑性の影響による座屈応力の修正（塑性修正）

本項では、塑性の影響による弾性座屈応力の修正について述べる。

半径／肉厚比が数 100 程度以下である比較的厚肉の円筒殻では、座屈発生時において材料降伏による剛性低下などの塑性の影響が大きく、弾性座屈応力よりも低い応力で座屈する。1950 年前後には、Bijlaard<sup>[2-20]</sup>や Gerard<sup>[2-21]</sup>らによって弾塑性座屈応力の理論的検討が行われており、これをもとにすると、式(2-1)式に示した弾性座屈応力の理論解における縦弾性係数を（割線係数×接線係数）<sup>1/2</sup>に、ポアソン比を塑性領域の値に置き換えることで弾塑性座屈応力を導出できる。

上記の方法では、発生応力と応力－ひずみ関係より割線係数や接線係数を導出するのに時間を要し、また初期不整の影響による座屈応力の低下については別途考慮する必要があるため、より簡易的な塑性修正法が用いられることも多い。具体的には、弾性座屈応力と塑性応力（全塑性応力に対する応力。軸圧縮の場合は降伏応力、曲げの場合は全塑性モーメントに対応した曲げ応力）に相互作用を考慮する方法や、半径／肉厚比が小さい場合に弾性座屈応力を塑性修正する式を与える方法（ASME N-284<sup>[2-8]</sup>や日本建築学会の容器構造設計指針<sup>[2-6]</sup>など）が挙げられる。前者は図 2-1 に示すように、弾性の影響が強い薄肉側から塑性の影響が強い厚肉側まで座屈応力が滑らかに変化するが、後者は不連続な変化点が存在する。前者について弾性 1 次、塑性 2 次の相互作用則を考慮した以下の式は、実験値とよく整合している<sup>[2-22]</sup>。

$$\left(\frac{X_{cr}}{X_e}\right) + \left(\frac{X_{cr}}{X_p}\right)^2 = 1 \quad (2-6)$$

ここで、 $X_{cr}$ ：塑性修正された座屈応力、 $X_e$ ：弾性座屈応力、 $X_p$ ：塑性応力

### 2.2.4 座屈モード間の相互作用

実機の円筒殻では、軸方向荷重、曲げ荷重、せん断荷重のうち複数の荷重を受けることが多い。そのため、各座屈モード単体だけでなく、これらが重畳した場合の座屈防止を考慮した評価式が必要となる。

まず、円筒構造のせん断座屈、曲げ座屈、軸圧縮座屈の各モードが重畳した場合の連成効果に関する特徴をまとめると、以下のとおりとなる。

①曲げと軸圧縮座屈は、発生応力の成分（円筒殻の軸方向応力）、座屈変形とも類似

しており、相互の連成効果は大きい。

②せん断と曲げはそれぞれの最大応力の発生場所が異なり、相互の連成は小さい。

③せん断座屈と軸圧縮座屈は、発生応力の成分が異なるため、相互の連成は比較的小さい。

①より、軸圧縮座屈と曲げ座屈の相互作用については、各種規格の座屈評価式では線形の相互作用則が用いられることが多い。

一方、②、③より、軸圧縮、曲げとせん断の相互作用は、軸圧縮と曲げの相互作用に比べ小さいと考えられる。その相互作用は規格によって様々であり、無相関とした日本建築学会の容器構造設計指針<sup>[2-6]</sup>、軸圧縮・曲げ 1 乗、せん断 2 乗とした ASME N-284<sup>[2-8]</sup>、その中間の相互作用である 5 乗の相関<sup>[2-23]</sup>などがある。

### 2.2.5 交番荷重の影響

円筒殻の座屈問題において、円筒殻の固有振動数に対して十分に振動数が低い準静的荷重が入力される場合、荷重と発生応力の関係は線形である。この場合、入力荷重による発生応力が 2.2.4 項までに示した弾塑性座屈応力に到達した時、座屈が発生する。

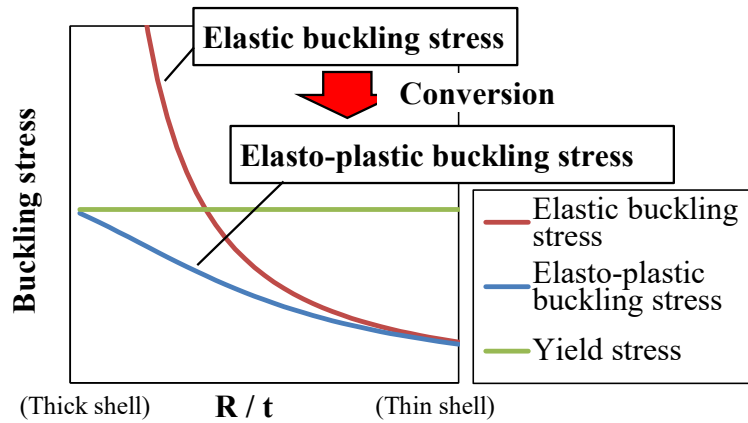
一方、地震荷重のように短時間で大きな荷重を繰返し受ける場合、特に座屈荷重以下での塑性の影響が大きい弾塑性座屈においては、交番荷重の影響を考慮する必要がある。地震による交番荷重の座屈荷重への影響については、地震荷重が大きい日本国内での研究事例が多く、以下の 2 種類に大別される。

①塑性の影響により荷重－変位関係が非線形となることで、固有振動数の低下に伴う入力荷重の振動数との乖離、および塑性変形に伴うエネルギー吸収による応答低減<sup>[2-24]</sup> (図 2-2)

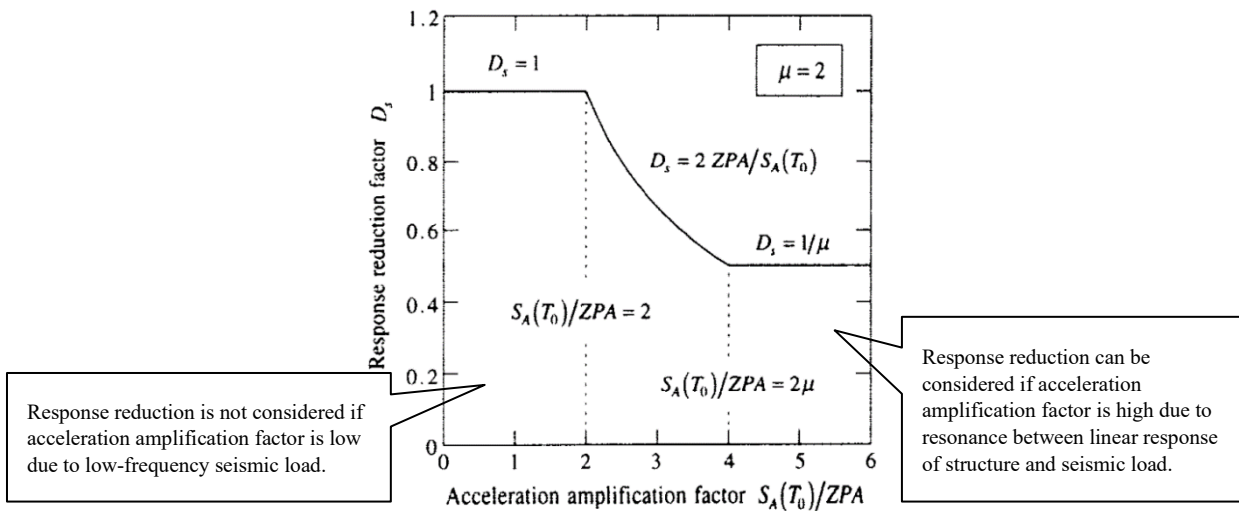
②座屈荷重以下の荷重により塑性変形を生じ、これが次の荷重を受けるときの追加の初期不整となることによる座屈強度の低下<sup>[2-25]</sup> (図 2-3)

①の影響については、座屈発生前の荷重－変位関係の非線形性が顕著であり、また座屈後の耐荷力の低下が急激でない弾塑性のせん断座屈、曲げ座屈が支配的な場合に考慮できるとされ、軸圧縮座屈に対しては考慮されていない<sup>[2-24]</sup>。一方、②については、弾塑性のせん断座屈、曲げ座屈、軸圧縮座屈いずれの場合も生じる現象であるが、特に、施設の水平方向の固有周期が数秒レベルとなるような水平免震設計下の縦置き

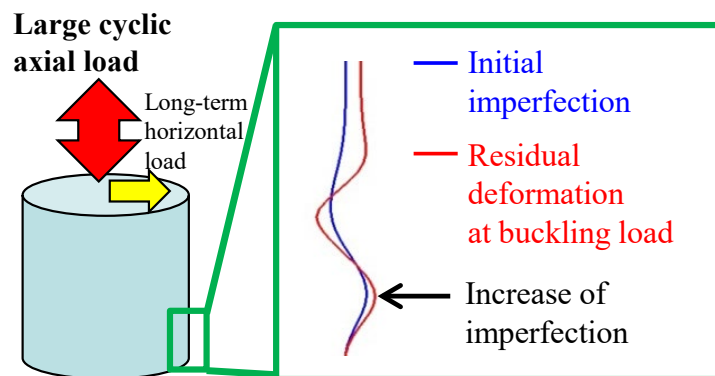
円筒殻のように、軸直角方向の荷重（曲げせん断荷重）が小さくかつ振動数が低いため①の効果による応答低減（裕度向上）がほとんど見込めず、かつ相対的に大きな軸圧縮座屈が繰返し作用する荷重条件での座屈強度低下として考慮すべきである。なお、②については、フランス協会 AFCEN の高速炉向け規格 RCC-MRx<sup>[2-26]</sup>に弾性解析を用いた計算方法が示されている。



☒ 2-1 Overview of conversion from elastic buckling stress into elasto-plastic buckling stress



☒ 2-2 Response reduction by nonlinear response on elasto-plastic buckling by horizontal seismic load



☒ 2-3 Diagram of geometrical imperfection increase by residual deformation due to cyclic axial load

## 2.3 広範囲の鋼種・寸法・荷重条件に対応した円筒殻の座屈評価式

### 2.3.1 概要

本項では、1987年から1994年に研究が行われた高速炉のオーステナイト系ステンレス鋼製の円筒殻向けの座屈評価式<sup>[2-23]</sup>に、水平免震下での大きな鉛直（軸方向）繰返し荷重を受ける場合の座屈強度低下を考慮した座屈評価式 (Modified buckling equations) について提案する。

なお、前述の研究では SUS304 や 316FR 鋼といった低降伏応力のオーステナイト系ステンレス鋼での半径／肉厚比：50～400、高さ／半径比：1.0～5.0 の範囲の座屈試験に基づき座屈評価式が整備されていたが、より広範囲の鋼種・寸法・荷重条件の円筒殻に座屈評価式を適用するためには、検討範囲外の条件への適用性を評価する必要がある。そこで、2.4.2 項に示すように、合金鋼など高い降伏応力を有する鋼種への座屈評価式の適用性を解析により確認した。また、検討範囲外の寸法への適用性については、2.4.5 項にて考察を行った。

### 2.3.2 座屈評価式

本項では、低降伏応力のオーステナイト系ステンレス鋼から改良 9Cr-1Mo 鋼など降伏応力の高い合金鋼まで適用可能な円筒殻の座屈評価式<sup>[2-25][2-27]</sup>について提案する。なお、2.4.2 項にて座屈評価式の適用性評価を行った寸法の範囲は半径／肉厚比：50～400、高さ／半径比：1.0～5.0 であるが、座屈評価式は塑性座屈から弾性座屈までの各種座屈（軸圧縮座屈、曲げ座屈、せん断座屈）に対応しており、この検討範囲外においても 2.4.5 項で考察のとおり、基本的には適用可能と考えられる。

円筒殻が、軸圧縮荷重、曲げ荷重、せん断荷重のうちいずれか一つ以上を受ける場合にあっては、次の式を満足する場合、座屈は生じないとすることができる（高温環境下で時間とともにひずみが増加することで発生するクリープ座屈を除く）。なお、軸方向荷重が引張の場合、 $F_C = 0$  とする。また、初期不整量の片振幅が肉厚の 0.5 倍を超える場合は、式(2-18)に従い、座屈強度を補正する。

$$\left(\frac{Q}{Q_{cr}}\right)^5 + \left(\frac{M}{M_{cr}} + \frac{F_C}{C_V F_{cr}}\right)^5 \leq \left(\frac{I}{f_B}\right)^5 \quad (2-7)$$

ここで、せん断座屈強度  $Q_{cr}$  は次式より定めるものとする。

$$Q_{cr} = \frac{\tau_{cr}^P \cdot A}{2} \quad (2-8)$$

$$\frac{\tau_{cr}^P}{\tau_{cr}^e} + \left( \frac{\sqrt{3}\tau_{cr}^P}{1.27S_y} \right)^2 = 1 \quad (2-9)$$

$$\tau_{cr}^e = \frac{3.856 \cdot Et^2}{L^2} \sqrt{1 + 0.0676 \left( \frac{L}{\sqrt{D_o t}} \right)^3} \quad (2-10)$$

曲げ座屈強度  $M_{cr}$  は、次式より定めるものとする。

$$M_{cr} = \alpha_{b\ cr}^P \cdot Z \quad (2-11)$$

$$\frac{\alpha_{b\ cr}^P}{\alpha_{b\ cr}^e} + \left( \frac{\alpha_{b\ cr}^P}{1.27S_y} \right)^2 = 1 \quad (2-12)$$

$$\alpha_{b\ cr}^e = \frac{1.2Et}{D_o} \left[ 1 - 0.731 \left\{ 1 - \exp \left( -\frac{1}{16} \sqrt{\frac{D_o}{2t}} \right) \right\} \right] \quad (2-13)$$

軸圧縮座屈強度  $F_{cr}$  は、次式より定めるものとする。

$$F_{cr} = \alpha_{a\ cr}^P \cdot A \quad (2-14)$$

$$\frac{\alpha_{a\ cr}^P}{\alpha_{a\ cr}^e} + \left( \frac{\alpha_{a\ cr}^P}{S_y} \right)^2 = 1 \quad (2-15)$$

$$\alpha_{a\ cr}^e = \frac{1.2Et}{D_o} \left[ 1 - 0.901 \left\{ 1 - \exp \left( -\frac{1}{16} \sqrt{\frac{D_o}{2t}} \right) \right\} \right] \quad (2-16)$$

繰返し影響係数  $C_V$  は、水平免震設計の地震時評価においては、次式により定めるものとする。その他の場合は、 $C_V$  を 1.0 とする。

$$C_V = 1 - 0.011 \frac{E}{S_y} \frac{t}{D_o} \left( 0.49 + \frac{M}{M_{cr}} \right) \quad (2-17)$$

円筒殻の初期不整量の片振幅が肉厚の 0.5 倍を超える場合は、式(2-8)、(2-11)、(2-14)におけるせん断座屈強度  $Q_{cr}$ 、曲げ座屈強度  $M_{cr}$ 、および軸圧縮座屈強度  $F_{cr}$  に次の補正係数  $C_{im}$  を掛ける。なお、補正係数の計算に用いる初期不整量は、円周方向あるいは軸方向のゲージ長（初期不整量を評価する際の基準長さ）あたりの初期不整量のうち、大きい方を用いる。また、軸対称の初期不整形を有する場合は、初期不整量を 2 倍に換算する。ゲージ長は、周方向についてはせん断座屈、軸方向については曲げ座屈および軸圧縮座屈の座屈波長以上とする。補正式の適用上限は、初期不整量  $w_{im}$



が肉厚の2倍とする。

$$C_{im} = \frac{1}{1 + 0.092 \left( \frac{2w_{im}}{t} - 1 \right)^{0.9}} \quad (2-18)$$

## 2.4 提案する座屈評価式の根拠

### 2.4.1 座屈評価式の根拠のサマリ

前節に示した座屈評価式は、式(2-17)の繰返し影響係数  $C_r$  を除き、1987年から1994年に通商産業省の委託を受けた電力中央研究所が研究推進の母体となり、研究委員会のもとで行われた高速炉のオーステナイト系ステンレス鋼製の円筒殻向けの座屈設計指針を準用している。

軸圧縮、曲げ荷重に対する弾性座屈の評価式(2-13)、(2-16)は、2.2.2項の式(2-2)、(2-3)に示すように、NASA SP-8007<sup>[2-5]</sup>、JEAG4601<sup>[2-7]</sup>および日本建築学会の容器構造設計指針<sup>[2-6]</sup>などで採用されている。また、せん断荷重に対する弾性座屈の評価式(2-10)は、同様に2.2.2項の式(2-5)に示すように、Timoshenkoのねじり座屈評価式<sup>[2-17]</sup>に、座屈荷重値のばらつきと曲げの影響による座屈荷重の低下を考慮した低減係数(0.8)を乗じた式であり、ASME N-284<sup>[2-8]</sup>および日本建築学会の容器構造設計指針<sup>[2-6]</sup>などで採用されている。このように、弾性座屈応力式は、複数の設計規格で採用実績のある式を採用している。

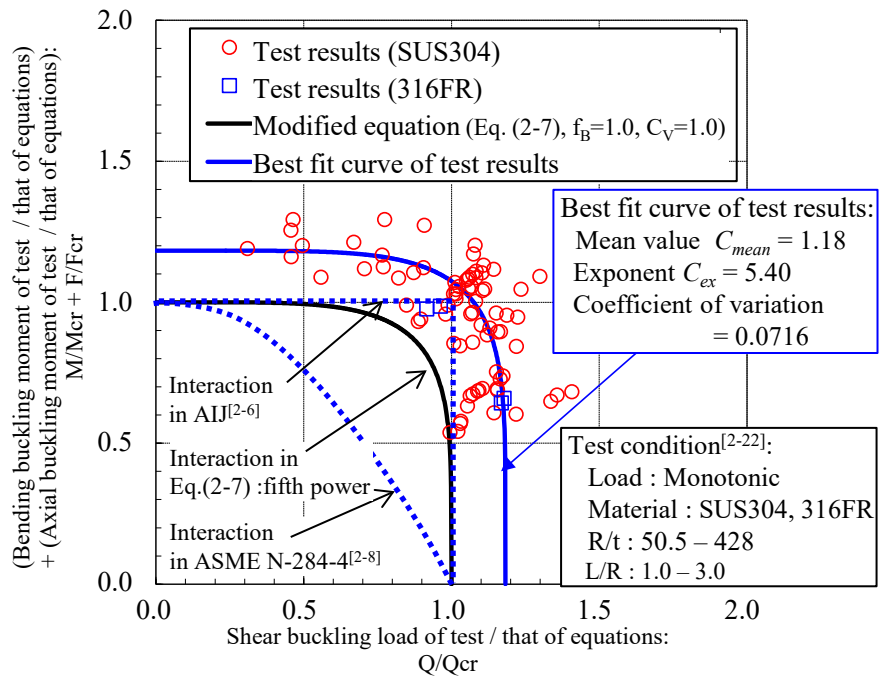
次に、弾性座屈応力の塑性修正式(2-9)、(2-12)、(2-15)については、弾性座屈応力について1次式で、塑性応力について2次式で相互作用則を考慮した式(2-6)を採用しており、本式により算出される弾塑性座屈応力は、オーステナイト系ステンレス鋼の厚肉(半径/肉厚比=50)から比較的薄肉(半径/肉厚比=400)の多数の円筒殻の座屈試験の95%信頼下限よりも保守的である<sup>[2-22]</sup>。なお、初期不整量の片振幅が肉厚の0.5倍を超える場合には、初期不整量に応じた座屈強度低下を考慮するため、村上<sup>[2-28]</sup>の研究に基づき、式(2-18)の補正係数  $C_{im}$  を掛けることとしている。その際の初期不整量には、せん断座屈、曲げ座屈および軸圧縮の座屈波長を考慮したゲージ長あたりの初期不整量を用いる、としている。ゲージ長は、座屈波長を最小長さとし、これ以上にすることで、座屈波長の範囲における初期不整量を安全側に評価できる。ゲージ長あたりの初期不整量を用いることの妥当性については、5章で検討している。最後に、式

(2-8)、(2-11)、(2-14)は、弾塑性座屈応力を座屈荷重に換算したものである。

座屈モード間の相互作用を考慮した座屈強度評価を行う式(2-7)については、まず、軸圧縮座屈と曲げ座屈に対しては、2.2.4 項に示すように、他の設計基準と同様に線形の相互作用則を採用している。一方、軸圧縮、曲げ座屈とせん断座屈に対しては5乗の相互作用則<sup>[2-6]</sup>を採用している。これは、前述のオーステナイト系ステンレス鋼の円筒殻の座屈試験結果の下限値に基づくものであるが、相関性を定量的に把握するため、相互作用（べき乗）と座屈限界の平均値をパラメータとして、座屈試験結果のベストフィットカーブを求めたところ、図 2-4 に示すように相互作用は約 5.4 乗であることが確認できた<sup>[2-25]</sup>。提案した座屈評価式の 5 乗の相互作用則は、ベストフィットカーブに対して同等以上の相互作用を考慮するものであることから、保守的な設定となっていることが確認された。

以上の弾性座屈応力式、塑性修正および相互作用則は、降伏応力が比較的 low、降伏後の加工硬化係数が高いオーステナイト系ステンレス鋼製の円筒殻の座屈試験結果に基づき整備されたものであり、高い降伏応力や低い加工硬化係数を有する炭素鋼や合金鋼への適用性は確認されていなかった。そこで、このような特徴を有する改良 9Cr-1Mo 鋼の円筒殻の座屈解析および試験を実施し、式の適用性について確認した。解析による確認結果を 2.4.2 項および 2.4.3 項に、試験による確認結果を 2.5 節に示す。

最後に、繰返し荷重の影響については、まず、軸直角方向の繰返し荷重を受ける場合に対しては、2.2.5 項に示した応答低減効果を考慮しないことで保守側の評価となる。一方で、水平免震設計が行われる縦置き円筒殻のように、軸方向のみに大きな繰返し荷重が短時間で生じる場合は、2.2.5 項に示した「座屈荷重以下の荷重により塑性変形を生じ、これが次の荷重を受けるときの追加の初期不整となることによる座屈荷重の低下」を考慮する繰返し影響係数  $C_r$  を掛けることで、座屈荷重を保守的に評価できる。繰返し影響係数  $C_r$  の式の導出過程については、2.4.4 項に示す。



☒ 2-4 Comparison between modified equations and test results on austenitic stainless steel vessels

## 2.4.2 高降伏応力の鋼材への提案式の適用性評価

2.3 節に示した座屈評価式は、高速炉で使用されるオーステナイト系ステンレス鋼製の円筒殻の座屈試験結果に基づき整備されたものであり、炭素鋼をはじめとしたより高い降伏応力を有する鋼材への適用性は確認されていなかった。そこで、高い降伏応力を有する合金鋼として、日本機械学会が発刊する発電用原子力設備規格 設計・建設規格〈第 II 編 高速炉規格〉<sup>[2-29]</sup>（以降、JSME 高速炉規格）の 2012 年版で追加採用された合金鋼である改良 9Cr-1Mo 鋼を選定し、弾塑性解析により座屈評価式の適用性を確認した<sup>[2-25]</sup>。改良 9Cr-1Mo 鋼は、オーステナイト系ステンレス鋼の 2 倍程度の降伏応力を有する。また、降伏後の加工硬化係数もステンレス鋼より小さく、応力-ひずみ関係のプロファイルは炭素鋼に近い。

解析には汎用解析コード Abaqus Ver.6.8 を用いた。解析モデルおよび荷重・拘束条件は図 2.5 に示すとおり、縦置き円筒殻の下端を完全拘束し、上端は断面形状保持としたうえで、上端中央に水平方向（軸直角方向）および軸圧縮方向の荷重を負荷した。要素には四角形シェル要素を使用し、要素寸法は座屈変形を表現できるよう、想定される座屈モードの半波長（軸圧縮座屈・曲げ座屈： $4\sqrt{Rt}$ 、せん断座屈： $\sqrt{L\sqrt{Rt}}$ ）よりも十分小さい $0.2\sqrt{Rt}$ とした。

解析条件の一覧を表 2-1 に示す。広範囲の材料特性、寸法、軸圧縮・曲げ・せん断荷重比に対して座屈評価式の適用性を評価するため、鋼材としては低降伏応力の材料であるオーステナイト系ステンレス鋼として 316FR 鋼と、高降伏応力材料の合金鋼として改良 9Cr-1Mo 鋼を解析対象とした。また、寸法は、半径/肉厚比 ( $R/t$ ) は 50 から 400 とすることで塑性座屈から弾性座屈まで、高さ/半径比 ( $L/R$ ) は 1.0 から 5.0 とすることでせん断座屈から軸圧縮・曲げ座屈まで、荷重は軸圧縮単体、軸直角方向単体、および軸方向荷重と軸直角方向荷重の複合荷重とし、円筒殻の座屈設計条件を広範囲にカバーしている。

材料特性には、JSME 高速炉規格に準じて 316FR 鋼と改良 9Cr-1Mo 鋼の応力-ひずみ関係（平均線）およびポアソン比を入力した。降伏応力（0.2%耐力）は、316FR 鋼が 20°C で 259 MPa、550°C で 137 MPa、改良 9Cr-1Mo 鋼が 20°C で 493 MPa、550°C で 322 MPa である。高速炉での想定使用温度である 550°C での応力-ひずみ関係を図 2.6 に示す。

また、本項の解析では、初期不整形形状として弾性座屈固有値解析で得られる最低次

モードを基本とすることで、初期不整形と座屈形態を一致させ、保守的な座屈強度データを取得した。なお、溶接変形を初期不整形とした場合の座屈強度評価として、周方向の溶接で想定される周方向の初期不整形や、軸方向の溶接で想定される縦じわ（周方向の波長はせん断座屈波長に整合させた）の初期不整形での解析も実施した。それぞれの初期不整形モードの例を図 2-7 に示す。また、初期不整形量はゼロから肉厚の 1.0 倍までとし、座屈評価式において、初期不整形量が大きく式(2-18)により座屈強度補正が必要となる領域（初期不整形量が肉厚の 0.5 倍超）までをカバーした。

解析で得られた座屈荷重と、2.3 項に示した座屈評価式の座屈荷重の比をプロットした結果を図 2-8 に示す。本解析では繰返しの影響は考慮していないため、繰返し影響係数  $C_T=1.0$  としてプロットした。また、安全係数  $f_B$  を 1.0 とした場合の設計限界線を実線で、1.5（JSME 高速炉規格で最も安全係数が小さい供用状態 D）とした設計限界線を点線でそれぞれ示した。鋼種、寸法、荷重比にかかわらず、ほとんどの解析結果は  $f_B=1.0$  の設計限界線に対して 1.0~1.2 倍程度となっており、また  $f_B=1.5$  の設計限界線に対しては全ての解析結果が十分な裕度を有していることから、高い降伏応力を有する鋼材に対しても、座屈評価式により座屈強度を合理的かつ保守的に評価できることを確認した。なお、初期不整形量が小さい場合、あるいはオーバル形状の初期不整形のように座屈モードと初期不整形形状が異なる場合は、座屈強度は座屈評価式 ( $f_B=1.0$ ) に対して 1.5 倍程度と、裕度が大きかった。

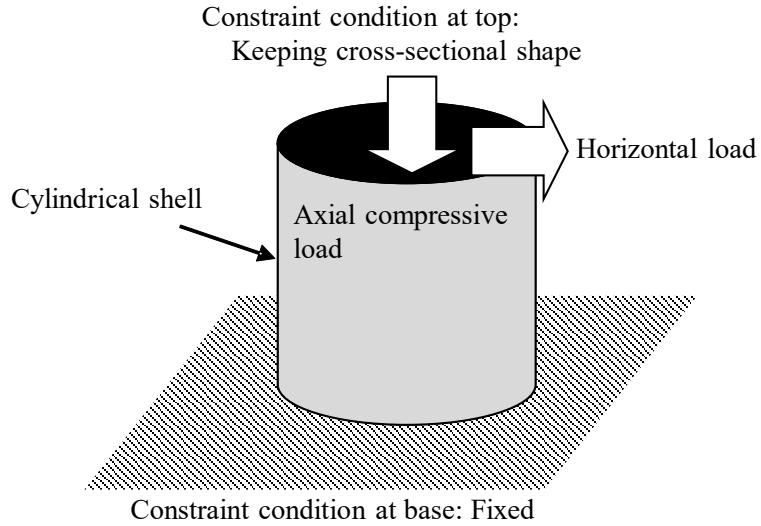
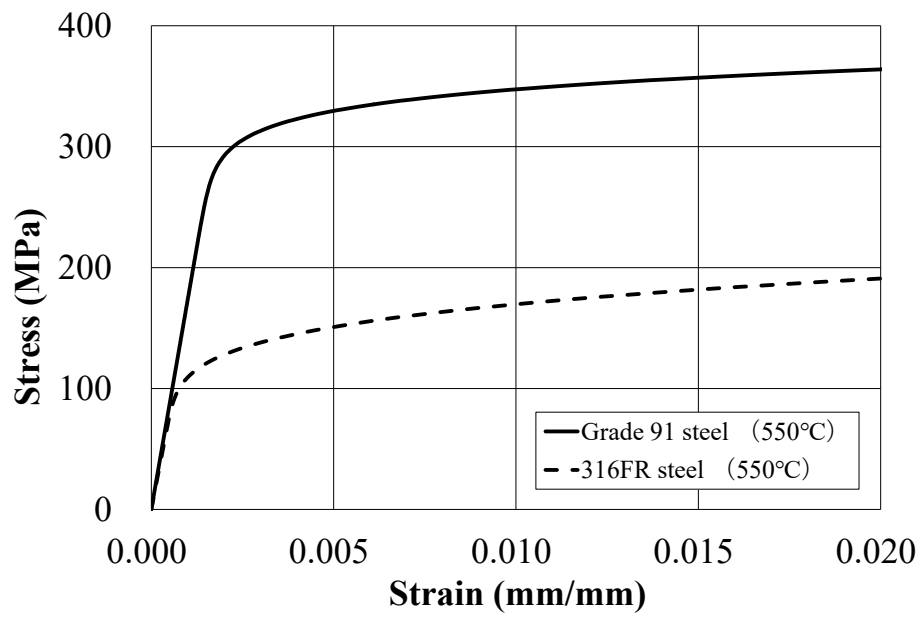


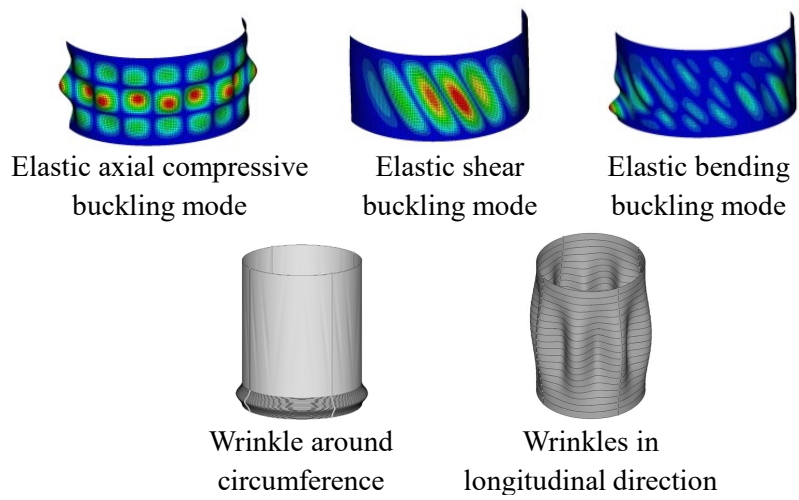
图 2-5 Diagram of FEA model

表 2-1 Analysis condition

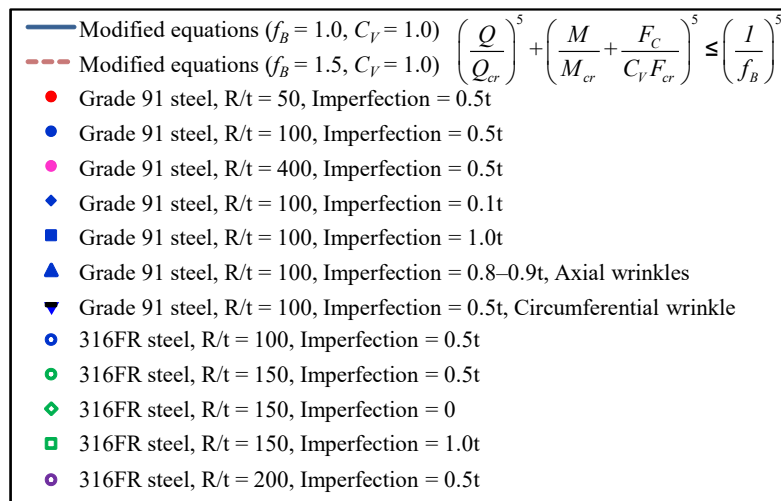
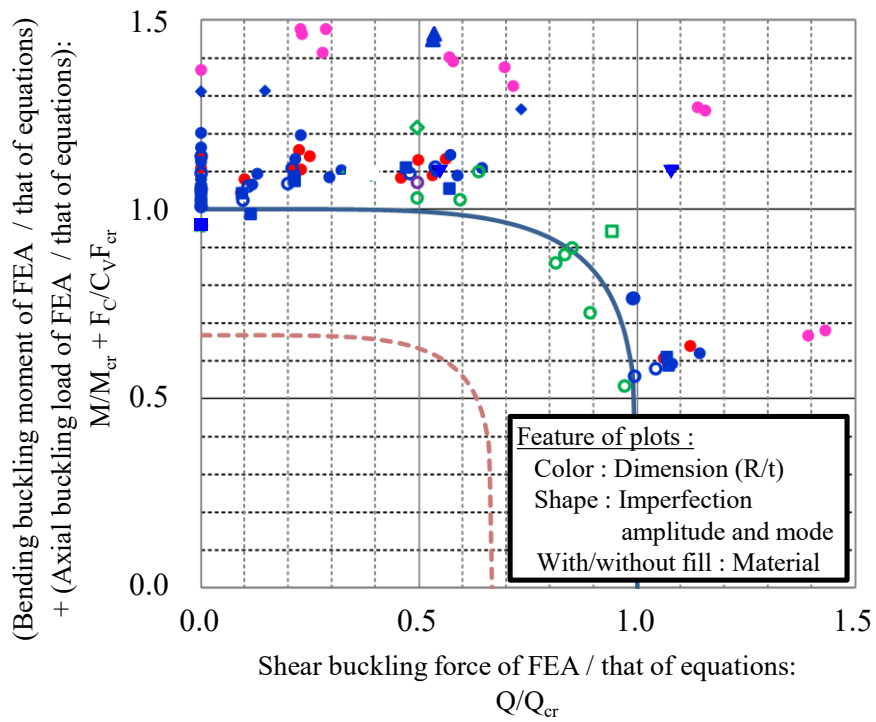
Parameter	Condition
Material	Grade 91 steel, 316FR steel
Dimensions	$50 \leq R/t \leq 400$ , $1.0 \leq L/R \leq 5.0$
Load	Monotonic axial compressive load with constant horizontal load on top of vessel
Temperature	20°C, 550°C
Initial imperfection	Amplitude: 0–1.0 t Shape: Lowest elastic buckling mode, wrinkle around circumference, wrinkles in longitudinal direction (Imperfections are depicted in Fig. 2-7)



☒ 2-6 Stress-strain curves according to steel type



☒ 2-7 Examples of imperfection modes



The cases without imperfection mode specifications consider the following imperfections:

$Q = 0$  (pure axial compression): Lowest elastic axial buckling mode

$Q \neq 0$  (axial + horizontal load): Lowest elastic shear and bending buckling mode

☒ 2-8 Comparison between modified equations and FEA results on grade 91 steel and austenitic stainless steel vessels



### 2.4.3 初期不整や材料特性のばらつきが座屈強度に与える影響の評価

2.4.2 項で実施した解析による高降伏応力の材料への適用性評価では、座屈モードに対応した初期不整形形状を入力することで保守的な評価を実施していた。本項では、材料特性や初期不整量・初期不整モードをパラメータとしたモンテカルロシミュレーションにより、これらのばらつきが座屈強度に及ぼす影響を定量化するとともに、座屈荷重の95%信頼下限に対する座屈評価式の裕度を確認した<sup>[2-30]</sup>。

具体的な手順としては、まず、実験計画法の直交表 L18 に因子と水準を割り付け、大変形を考慮した静的弾塑性座屈解析を実施する。次に、静的弾塑性座屈解析から得られた座屈荷重に対して応答曲面モデルを作成し、2万点のモンテカルロシミュレーションに適用することで座屈強度のばらつきを求め、座屈荷重の95%信頼下限値を算出した。

解析は、汎用解析コード Abaqus Ver.6.8 により実施した。解析モデルや荷重・拘束条件の概要は図 2-5 と同様であり、寸法は半径 500 mm、半径/肉厚比および高さ/半径比は高速炉のクラス 1 容器相当の寸法として、それぞれ 95.8、1.61 とした。

ここでは、上記寸法および高速炉での想定使用温度（550℃）において、2種類の荷重（鉛直（軸圧縮）単体、水平（軸直角方向）および鉛直の複合荷重）と、2種類の材料（改良 9Cr-1Mo 鋼、316FR 鋼）に対して座屈強度のばらつきを検討した。ここで、水平および鉛直荷重を負荷する場合は、水平免震設計での地震荷重を想定し、鉛直荷重と水平荷重の比率を 0.65 : 1.00 とした。

本検討では、座屈強度に大きな影響を与える因子として、初期不整量、初期不整形形状、および材料特性（降伏応力  $\sigma_y$ 、JSME 高速炉規格において降伏後の挙動を定義する係数  $K$ 、縦弾性係数  $E$ ）を抽出し、表 2-2 に示すように L18 直交表の水準割付を行った。水準 1 は座屈荷重が小さく、水準 3 は座屈荷重が大きくなるように条件を設定した。因子 A はブランクである。因子 B、C、D はそれぞれ軸圧縮座屈モードの次数、曲げ座屈モードと水平負荷方向のなす角、せん断座屈モードと水平負荷方向のなす角を設定し、これらの座屈モードを重ね合わせることで、実機の初期不整形形状のばらつきを表現した。因子 E は、因子 B、C、D にて定まる各々の初期不整モードを重ね合わせた後の最大初期不整量であり、水準割付を肉厚の 0.1 倍、0.3 倍、0.5 倍とした。材料特性に関する因子 F、G、H では、水準 2 は JSME 高速炉規格に定められる値（平均値）とし、水準 1 と水準 3 には、それぞれ  $3\sigma$  下限値と  $3\sigma$  上限値相当の値（ $\sigma$  :

標準偏差)を仮定した。なお、材料の応力-ひずみ関係は JSME 高速炉規格に示される関係式に、各水準の数値を代入することで設定できる。

初期不整形は、別途、不整の無い解析モデルに対して弾性座屈固有値解析を実施し、得られた弾性座屈モードを L18 直交表に基づき組み合わせた形状を、静的弾塑性座屈解析の初期不整として解析モデルに反映する。

L18 直交表に基づく解析結果の代表的なものとして、改良 9Cr-1Mo 鋼製の円筒殻に鉛直および水平荷重を負荷した場合における鉛直座屈荷重の要因効果図を図 2-9 に示す。各因子について、水準 1 で座屈荷重が小さく、水準 3 で座屈荷重が大きくなるか、あるいは水準の影響がほとんど無いかのいずれかであり、水準設定時に予測した傾向と整合した。各因子の座屈荷重への影響度(各水準での座屈荷重の最大値と最小値の差を、全解析から得られた平均値で除した値)を比較すると、材料種別、荷重比に関わらず、最も座屈荷重に与える影響度が大きかった因子は降伏応力(316FR 鋼・鉛直荷重:55.8%、改良 9Cr-1Mo 鋼・鉛直荷重:40.9%、改良 9Cr-1Mo 鋼・鉛直および水平荷重:37.5%)であり、続いて最大初期不整形量(316FR 鋼・鉛直荷重:18.4%、改良 9Cr-1Mo 鋼・鉛直荷重:16.2%、改良 9Cr-1Mo 鋼・鉛直および水平荷重:10.3%)となった。

座屈強度のばらつき評価では、解析結果から構築される応答曲面モデルを適用したモンテカルロシミュレーションを実施するため、解析での座屈荷重と応答曲面モデルで計算される座屈荷重を比較し、応答曲面モデルの精度検証を実施する。応答曲面モデル(式(2-19))は、各因子の水準に対応する値(変数  $X_i$ )に対し、2水準の因子 A では 1 次式(係数  $a_i = 0$ )で、3水準の因子 B から因子 H は 2 次式で近似し、座屈荷重  $P_{cr}$  (kN) を計算する。

$$P_{cr} = \sum (a_i X_i^2 + b_i X_i + c_i) - 7P_m \quad (2-19)$$

ここで  $a_i$ 、 $b_i$ 、 $c_i$  は係数、 $P_m$  は L18 直交表での解析から得られた座屈荷重の平均値(kN)である。代表的なケースとして、改良 9Cr-1Mo 鋼製円筒殻に鉛直および水平荷重を負荷した場合の応答曲面の係数を表 2-3 に、応答曲面から求めた鉛直座屈荷重を同条件の解析結果から求めた鉛直座屈荷重で除し、正規化した値を図 2-10 に示す。解析の因子水準に関わらず、応答曲面から得られる座屈荷重の誤差は小さい。各材料・荷重の条件において、応答曲面から得られる座屈荷重の誤差は、316FR 鋼の鉛直単体荷重のケースで 1.8%、改良 9Cr-1Mo 鋼の鉛直単体荷重のケースで 1.2%、改良 9Cr-1Mo 鋼の水平および鉛直荷重としたケースで 0.9%であり、モンテカルロシミュレーション

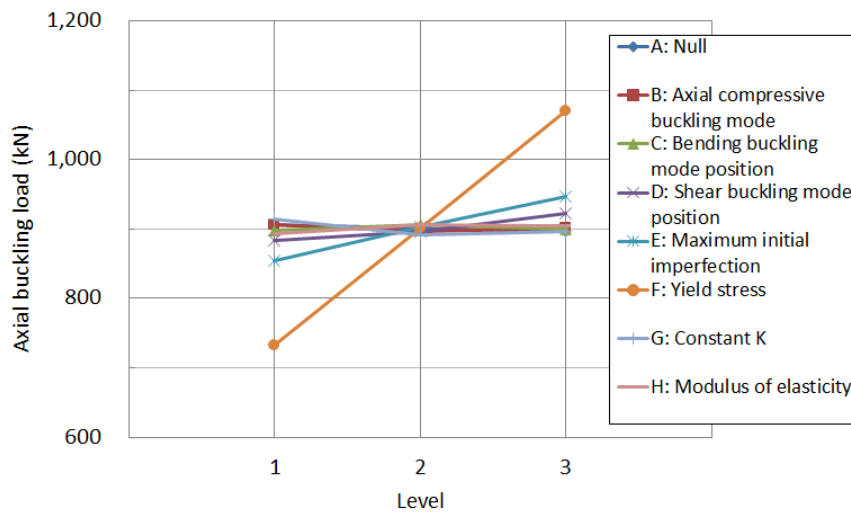
に用いる応答曲面モデルの精度が十分であることが確認された。

2万点のモンテカルロシミュレーションから得られた座屈荷重と、2.3項に示した座屈評価式の座屈荷重 ( $Q_{cr}$ 、 $M_{cr}$ 、 $F_{cr}$ ) の比 (座屈荷重比) により、座屈荷重の 95%信頼下限値に対する座屈評価式の裕度を確認する。モンテカルロシミュレーションの各因子の水準に対応する値  $X_i$  は、各因子で想定される重み関数に従った乱数の発生式で与える。ここで、初期不整形形状に関する因子 B、C、D では規則性は小さいと考えられ、また、初期不整量に関する因子 E のばらつきは円筒殻の製造方法に依存し一般的な分布は推定困難であるため、これら因子の水準に対応する値  $X_i$  の発生確率密度分布は一様分布と仮定する。一方、材料特性に関する因子 F、G、H の水準値では、 $X_i$  の発生確率密度分布は平均値 2、標準偏差  $3\sigma=1$  の標準正規分布とする。また、座屈評価式により座屈荷重を計算する際には、JSME 高速炉規格の縦弾性係数  $E$  および設計降伏点  $S_y$  を用いた。

モンテカルロシミュレーションから得られた座屈荷重を、座屈評価式の座屈荷重 (安全係数  $f_B=1.0$ ) で正規化して求められる座屈荷重比の確率密度関数を求めた。代表的な検討結果として、改良 9Cr-1Mo 鋼製円筒殻に鉛直および水平荷重を負荷したケースで得られた確率密度関数を図 2-11 に示す。図 2-11 に示した荷重条件においては、軸荷重と水平荷重の相互作用が存在するため、座屈評価式の相互作用 (5 乗則) により座屈発生限界が判定され、この場合では、0.87 より小さい値では座屈が生じると判定される。モンテカルロシミュレーションから得られた結果によると、座屈荷重比の平均値が 1.23 (軸+曲げ荷重)、1.19 (せん断)、95%信頼下限値が 1.09 (軸+曲げ荷重)、1.05 (せん断) であり、座屈評価式は十分な保守性を有していることが確認された。また、316FR 鋼製円筒殻に軸圧縮を負荷した場合や、改良 9Cr-1Mo 鋼製円筒殻に軸圧縮を加えた場合の評価結果も合わせて表 2-4 に示す。座屈荷重比の 95%信頼下限値は、いずれも座屈評価式で座屈発生と判定される値 (閾値) を上回ったことから、座屈評価式に設計降伏点を用いて計算した座屈荷重は、材料物性値その他のばらつきを含む実際の座屈荷重の 95%信頼下限値よりも安全側の値となることが示された。なお、平均値については 95%信頼下限値よりもさらに 10%から 20%程度の裕度を有している。

表 2-2 Quality engineering allocation

Factor		Level 1	Level 2	Level 3	
A	-	-	-	-	
B	Axial compressive buckling mode	1st	5th	9th	
C	Bending buckling mode position	0°	90°	180°	
D	Shear buckling mode position	90°	45°	0°	
E	Maximum initial imperfection	0.5 <i>t</i>	0.3 <i>t</i>	0.1 <i>t</i>	
F	Yield stress $\sigma_y$ (MPa)	316FR steel	91.64	137.1	182.6
		Mod. 9Cr -1Mo steel	249.3	321.8	394.3
G	Constant <i>K</i> (MPa)	316FR steel	206.2	336.9	467.6
		Mod. 9Cr -1Mo steel	237.4	330.9	424.4
H	Modulus of elasticity <i>E</i> (GPa)	316FR steel	149.3	156.0	162.7
		Mod. 9Cr -1Mo steel	162.6	174.0	185.4



Factor	Level 1	Level 2	Level 3	Influence coefficient
A	905.9	-	895.9	-
B	906.2	895.8	900.6	0.6%
C	897.7	905.7	899.2	0.2%
D	884.1	896.2	922.2	4.2%
E	854.0	902.1	946.4	10.3%
F	731.8	901.3	1069.5	37.5%
G	914.1	891.4	897.1	1.9%
H	892.8	905.7	904.0	1.2%
Average	900.9	-	-	-

图 2-9 Cause and effect diagram (Mod. 9Cr -1Mo steel, Vertical and horizontal load condition)

表 2-3 Coefficient of the response surface (Mod. 9Cr -1Mo steel, Vertical and horizontal load condition)

Factor Constant	A	B	C	D	E	F	G	H
a	-	7.5979	-7.2731	6.9346	-1.9197	-0.61344	14.238	-7.2460
b	-5.0018	-33.172	29.824	-8.6944	53.885	171.28	-65.452	34.571
c	910.86	931.74	875.14	885.88	802.04	561.15	965.31	865.52

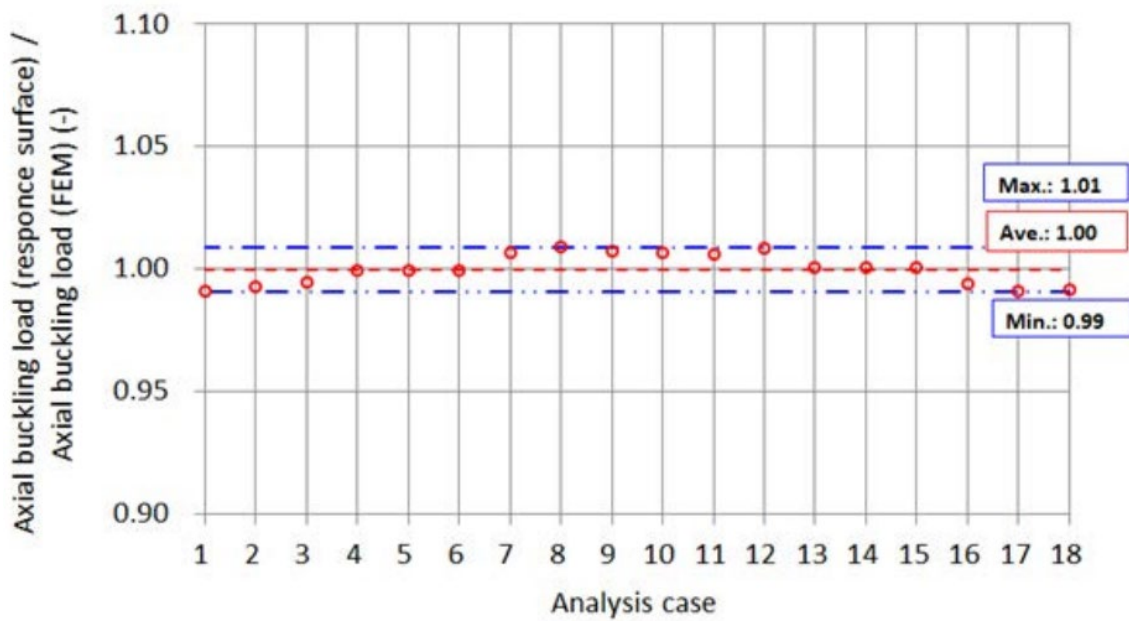
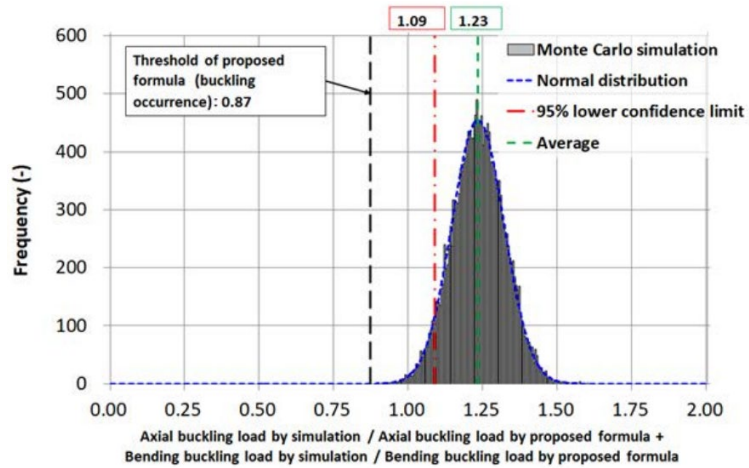
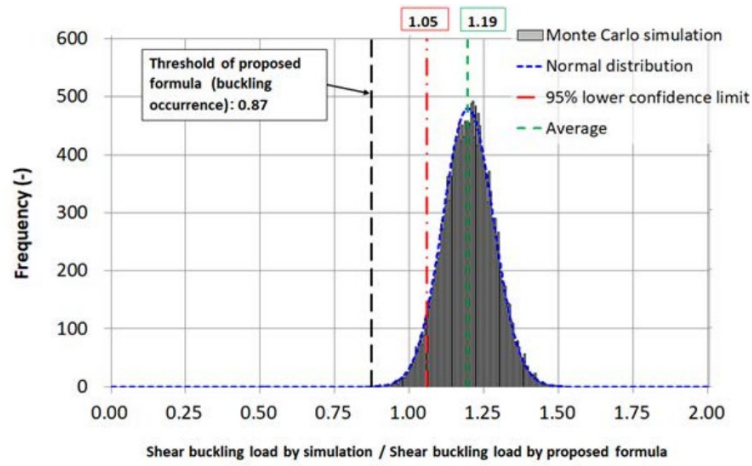


图 2-10 Comparison of axial buckling load obtained from FEM and response surface (Mod. 9Cr -1Mo steel, Vertical and horizontal load condition)



(a) Axial and bending ( $F_c/C_V F_{cr} + M/M_{cr}$ ,  $C_V=1.0$ )



(b) Shear ( $Q/Q_{cr}$ )

图 2-11 Histogram of buckling load evaluation values calculated by (buckling load of Monte Carlo simulation) / (formulas proposed in section 2.3) (Mod. 9Cr -1Mo steel, Vertical and horizontal load condition)

表 2-4 Buckling load evaluation values calculated by (buckling load of Monte Carlo simulation) / (formulas proposed in section 2.3)

Material	316FR steel	Mod. 9Cr -1Mo steel	Mod. 9Cr -1Mo steel
Load condition	Vertical load	Vertical load	Vertical and horizontal load
Average	1.26	1.26	1.23 (Axial and bending), 1.19 (Shear)
95% lower confidence limit	1.04	1.09	1.09 (Axial and bending), 1.05 (Shear)
Threshold of proposed formula (buckling occurrence)	1.00	1.00	0.87(Axial and bending), 0.87 (Shear)

#### 2.4.4 軸方向の繰返し荷重による座屈強度低下の考慮

2.2.5 項に示した軸方向の繰返し荷重に伴う塑性変形による座屈強度低下について静的弾塑性座屈解析により定量化し、2.3 項に示した座屈評価式においてこの影響を考慮する繰返し影響係数  $C_r$  を導出した<sup>[2-25]</sup>。

解析には汎用解析コード Abaqus Ver.6.8 を用いた。解析モデルおよび荷重・拘束条件は図 2-12 に示すとおり、2.4.2 項と基本的には同様であるが、軸圧縮方向には繰返し漸増変位を荷重した。解析条件を表 2-5 に示す。鋼種は改良 9Cr-1Mo 鋼および 316FR 鋼とし、寸法は、半径／肉厚比については 2.4.2 項のパラメータ解析の上下限値の 50（塑性座屈想定）および 400（弾性座屈想定）、高さ／半径比については軸方向荷重との相互作用が大きい曲げモーメントが大きくなるよう、上限値の 5.0 を用いた。材料特性は図 2-6 に示す JSME 高速炉規格の 550°C の特性を使用し（降伏点（0.2%耐力）については 2.4.2 項に示す）、繰返し荷重による座屈強度を保守的に評価するため、非線形移動硬化則を適用した。初期不整形は弾性座屈固有値解析の最低次モードを入力し、初期不整形量は肉厚の 0.5 倍とした。なお、同条件での単調増加荷重による解析を実施し、繰返し解析で得られた鉛直座屈荷重との比が繰返し影響係数  $C_r$  となる。

横軸に変数として縦弾性係数／降伏応力比 ( $E/S_y$ )、肉厚／半径比 ( $t/R$ ) およびモーメントの荷重／座屈強度比 ( $M/M_{cr}$ ) を考慮し、解析結果で得られた繰返し影響係数  $C_r$  をプロットしたところ、解析結果はほぼ直線状に並んだことから、近似式として式(2-17)を導出した。

ここで、繰返し荷重による座屈強度への各変数の影響について説明すると、まず、縦弾性係数／降伏応力比および肉厚／半径比については塑性の影響度を示すものであり、これらの変数が大きい円筒殻の座屈形態は塑性座屈であるため、最大荷重前の塑性変形が大きく、繰返し荷重による座屈強度低下が大きくなる。一方、これらの変数が小さい円筒殻における座屈形態は弾性座屈であり、最大荷重前の塑性変形はほとんどなく、繰返し荷重による座屈強度低下は小さいため、繰返し影響係数  $C_r$  はほぼ 1.0 となる。また、曲げモーメントの荷重／座屈強度比については、これが大きいときは、曲げモーメントにより軸圧縮応力が生じる側において、座屈荷重よりもかなり小さい荷重時点で局所的な塑性変形が発生するため、繰返し荷重による座屈強度低下が大きくなる。一方、曲げモーメント荷重／座屈強度比が小さい場合は、ほぼ一般的な軸圧縮による座屈であるため、塑性変形が始まる荷重と座屈荷重の差が小さく、繰返し

荷重による座屈強度低下はほとんどない。



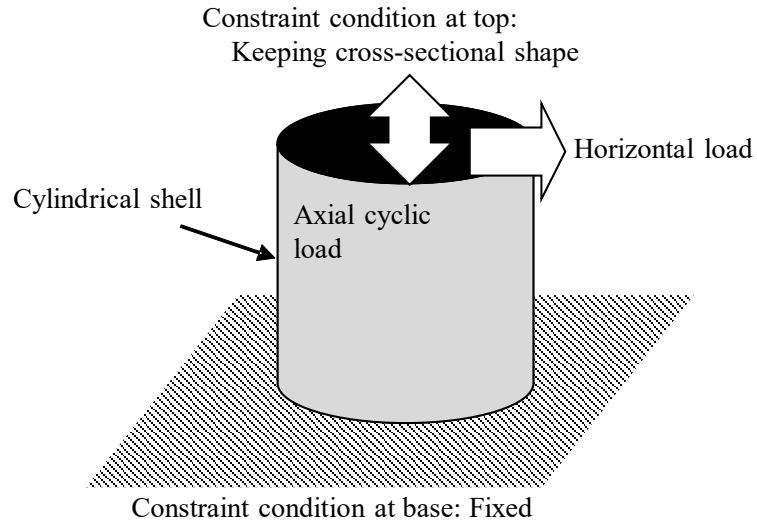
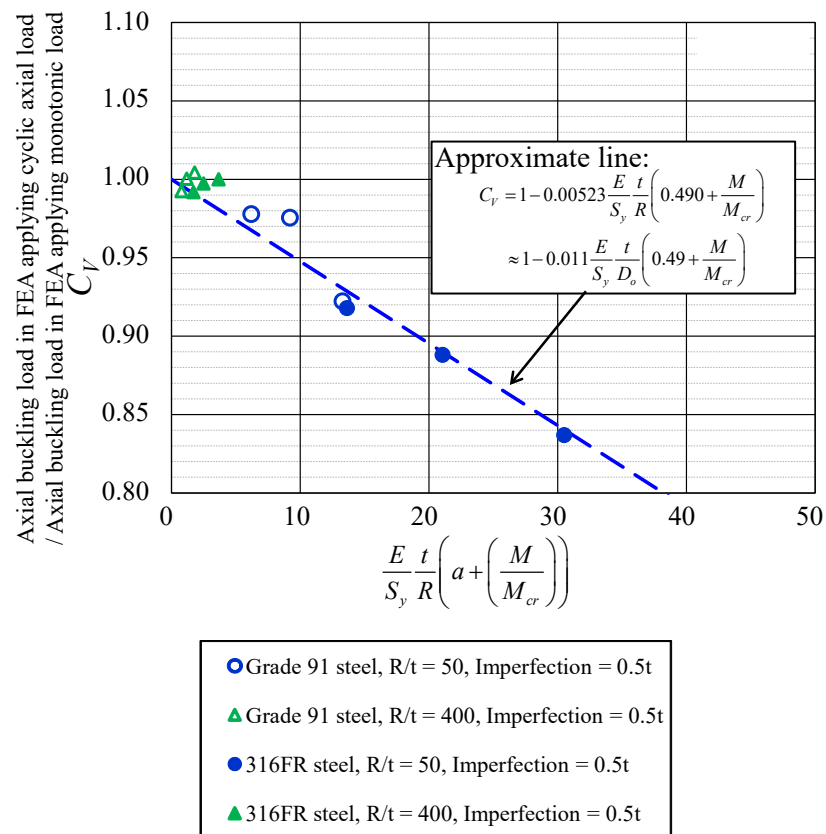


图 2-12 Diagram of FEA model

表 2-5 Analysis condition

Parameter	Condition
Material	Grade 91 steel, 316FR steel
Dimensions	$R/t = 50, 400$ , $L/R = 5.0$
Load	Cyclic axial compressive load with constant horizontal load on top of vessel
Temperature	550°C
Initial imperfection	Amplitude: 0.5t Shape: Lowest elastic buckling mode



The cases without imperfection mode specifications consider the following imperfections:

Q = 0 (pure axial compression): Lowest elastic axial buckling mode

Q ≠ 0 (axial + horizontal load): Lowest elastic shear and bending buckling mode

☒ 2-13 Relationship between FEA conditions and reduction of buckling load

#### 2.4.5 座屈評価式を適用可能な寸法の考察

円筒殻の座屈評価式の適用性について、2.4.4 項までに、鋼種については低降伏応力のオーステナイト系ステンレス鋼から一般的な炭素鋼よりも高い降伏応力の合金鋼まで評価した。

本項では、円筒殻の寸法について、2.4.4 項までに検討した半径／肉厚比：50～400、高さ／半径比：1.0～5.0 の範囲外における座屈評価式の適用性について考察した。

##### ①半径／肉厚比<50 の厚肉円筒殻

この領域の円筒殻では、塑性座屈が生じると考えられる。半径／肉厚比=50 において座屈応力はほぼ降伏応力程度となっており、これより半径／肉厚比の小さい極厚の円筒殻の座屈応力は、加工硬化により降伏応力を超えると考えられる。一方、座屈評価式による座屈応力は降伏応力以下となることから、この領域の円筒殻に対しては、座屈評価式は座屈荷重を保守的に評価できると考えられる。

##### ②半径／肉厚比>400 の薄肉円筒殻

図 2-8 の解析と座屈評価式の比較結果によると、半径／肉厚比=400 において座屈評価式に対して解析結果の座屈荷重は 1.4 倍程度と大きい。これは、半径／肉厚比=400 の円筒殻で生じる弾性座屈の領域においては、座屈評価式の裕度が大きいことを示している。座屈評価式に採用している NASA SP-8007 の式が、 $320 < R/t < 1000$  の範囲で実験データの 95%信頼下限を包絡している<sup>[2-7]</sup>ことも踏まえると、 $R/t=1000$  を超えるような極端な薄肉円筒でない限り、この領域の円筒殻に対しても、座屈評価式は座屈荷重を保守的に評価できると考えられる。

##### ③高さ／半径比<1.0 の背の低い円筒殻

2.4.4 項までに検討した高さ／半径比：1.0～5.0 の領域は、座屈波長に対して十分長い円筒長である。一方、高さ／半径比<1.0 を下回り、座屈波長よりも円筒長が短いような極端に背の低い円筒殻では、剛である円筒殻の上下端により座屈発生が拘束され、座屈荷重が向上する。このような効果は、ASME N-284<sup>[2-8]</sup>などの設計規格で考慮されている。座屈評価式は、上記の効果を検討していないため、この領域の円筒殻に対しても、座屈評価式は座屈荷重を保守的に評価できると考えられる。

#### ④高さ／半径比 $>5.0$ の背の高い円筒殻

高さ／半径比 $>5.0$ の背の高い円筒殻に対し、軸直角方向の荷重が支配的な場合は、高さ／半径比 $=5.0$ の場合と同様に曲げ座屈が支配的となると考えられるため、座屈評価式を適用可能と考えられる。一方、高さ／半径比 $>5.0$ の背の高い円筒殻に対し、軸圧縮荷重が支配的な場合は、円筒殻の軸圧縮座屈に加え、円筒殻を細長い柱構造とみなしたときの座屈（いわゆるオイラー型の座屈）についても評価する必要がある。ASME N-759<sup>[2-31]</sup>などの設計規格でも考慮されている。以上のとおり、座屈評価式は、この領域の円筒殻に対しても基本的に適用可能と考えられるが、座屈評価式による円筒殻の座屈に加え、柱構造としての座屈評価も行う必要がある。

2.4.4 項までに示した座屈評価式の適用性評価は、塑性座屈から弾性座屈までの軸圧縮・曲げ・せん断座屈をカバーしているため、以上のとおり、検討範囲外の寸法に対しても、座屈評価式は基本的に適用可能と考えられるが、今後、解析による実証および合理化の検討が必要と考えられる。

## 2.5 座屈試験による座屈評価式の検証

### 2.5.1 試験の目的

2.4 節では、2.3 節に示した座屈評価式について、高降伏応力の材料への適用性評価と、軸方向の繰返しによる座屈強度低下を考慮した繰返し影響係数  $C_r$  の導入に関する検討を解析により実施した。本節では、代表的な条件に対し、試験による 2.3 節の座屈評価式の適用性の確認、および再現解析による 2.4 節の解析の精度確認を実施する[2-25][2-32][2-33]。

### 2.5.2 高降伏応力の材料の円筒殻による座屈試験

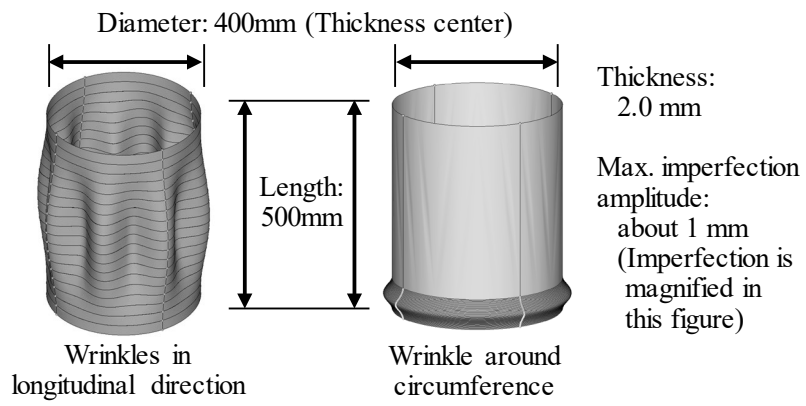
#### 2.5.2.1 座屈試験体および装置

表 2-6 に全 7 体の試験条件を示す。試験体形状は、肉厚中心径 400 mm、肉厚 2.0 mm、高さは 500 mm あるいは 300 mm とした(半径/肉厚比=100、高さ/半径比=2.5 or 1.5)。初期不整は、高さ 500 mm の試験体のうち、No. 1、2、7 に対しては、厚肉円管より初期不整の無い肉厚 2.0 mm の円筒殻を機械加工により製作した後、プレス加工により、軸方向溶接を想定した縦じわ形状の初期不整(図 2-14 左)を与えた。縦じわ初期不整は、波数がせん断座屈モードと同一となるよう、軸方向に正弦波 1 波、周方向に正弦波 8 波とした。また、No. 5、6 に対しては、周方向溶接を想定し、象脚座屈に対応した周方向の初期不整(図 2-14 右)を有する試験体を、厚肉円管から機械加工により直接製作した。初期不整量は、縦じわ初期不整、周方向の初期不整ともに 1 mm とした。なお、高さ 300 mm の試験体 No. 3、4 の初期不整量はほぼゼロとした。

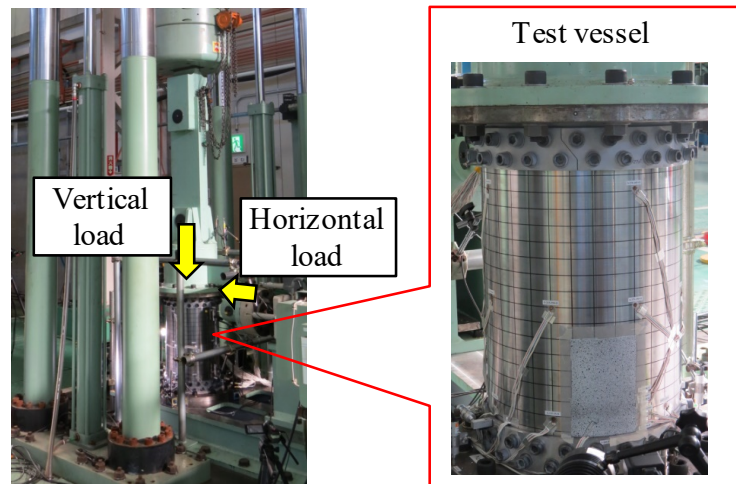
本試験では、試験体の上端高さ位置に、周方向 90°から 270°方向に一定の水平荷重を負荷した状態で、試験 No. 1~5 では単調増加の鉛直圧縮変位を負荷し、試験 No. 7 では繰返し漸増の鉛直変位を負荷した。なお、水平荷重は、試験 No. 1、5、7 では座屈評価式から求めたせん断座屈強度の 0.5 倍程度(118 kN)として、軸圧縮+曲げ座屈が支配的な試験とした一方で、試験 No. 2~4 はせん断座屈強度の 1.0 倍前後の水平荷重として、軸圧縮、曲げ、せん断座屈の相互作用が考えられる領域での試験とした。なお、試験 No. 6 は、座屈発生まで水平荷重のみを漸増負荷する条件で、試験 No. 2~4 と同様に軸圧縮、曲げ、せん断座屈の相互作用が考えられる領域での試験とした。図 2-15 に試験体および試験装置の状況写真を示す。

表 2-6 Test condition

Test No.	Material	Diameter (mm)	Thickness (mm)	Length (mm)	Imperfection $w_{im}$ (mm)	Imperfection mode	Horizontal load $Q$ (kN)	Vertical load direction	
1	Grade 91 steel	400	2.0	500	Abt. 1	Wrinkles in longitudinal direction	118 (Constant)	Monotonic	
2							236 (Constant)		
3				300	Abt. 0	-	300 (Constant)		
4							350 (Constant)		
5				500	Abt. 1	Wrinkle around circumference	118 (Constant)		
6							Monotonic		-
7							118 (Constant)		Cyclic



☒ 2-14 Configuration of test vessels



☒ 2-15 Buckling test equipment and vessels

### 2.5.2.2 座屈試験の結果

軸圧縮+曲げ座屈が支配的な荷重条件で、縦じわ初期不整を有する試験 No. 1 の鉛直荷重-頂部鉛直変位を図 2-16 に示す。座屈発生時の鉛直荷重は 768.8 kN であり、座屈発生まで荷重-変位関係はほぼ線形であった。座屈発生時における試験体の基部付近の拡大図を図 2-17 に、試験後の試験体の残留変形を図 2-18 に示す。座屈評価式による事前推定どおり、水平荷重方向の試験体基部において、軸圧縮および曲げ荷重による象脚座屈が確認された。

次に、軸圧縮、曲げ、せん断座屈の相互作用が考えられる荷重条件での試験結果の代表として、試験 No. 3 の鉛直荷重-頂部鉛直変位を図 2-19 に示す。座屈発生時の鉛直荷重は 359.8 kN であり、試験 No. 1 の半分以下であった。これは、大きな水平荷重（曲げせん断荷重）との相互作用により、座屈発生時の軸圧縮荷重が小さくなったためと考えられる。座屈後の試験体外観は、図 2-20 に示すとおり、水平荷重方向の試験体基部の象脚座屈に加え、水平荷重直角方向のせん断座屈が見られることから、座屈評価法により座屈形態を推定できることが確認された。

続いて、軸圧縮+曲げ座屈が支配的な荷重条件で、周方向の初期不整を有する試験 No. 5 の鉛直荷重-頂部鉛直変位を図 2-21 に示す。周方向の初期不整は、本試験で生じる象脚座屈の形状と一致しているため、座屈発生時の鉛直荷重は 466.8 kN と、縦じわ初期不整の試験 No. 1 より 39%低下した。一方で、座屈後の残留鉛直荷重（頂部鉛直変位：1.5 mm 以上）はほとんど同じであり、初期不整形状は座屈荷重への影響のみ高く、座屈後の残留強度への影響は小さいことが確認された。座屈発生時における試験体の基部付近の拡大図を図 2-22 に、試験後の試験体の残留変形を図 2-23 に示すように、試験 No.1 と同様に、水平荷重方向の試験体基部での象脚座屈が確認された。

さらに、軸圧縮、曲げ、せん断座屈の相互作用が考えられる荷重条件で、周方向の初期不整を有する試験 No. 6 の水平荷重-頂部水平変位を図 2-24 に示す。座屈発生時の水平荷重は 226 kN であり、縦じわ初期不整を有する試験 No. 2 で負荷した水平荷重よりも小さい。これは、周方向の初期不整により、軸+曲げ座屈（象脚座屈）の強度が小さくなったためと考えられ、座屈形態としても象脚座屈のみが観察された。

最後に、縦じわ初期不整を有する試験体に対し、軸圧縮+曲げ座屈が支配的な荷重条件にて繰返し鉛直変位を加えた試験 No. 7 の鉛直荷重-円筒鉛直変位を図 2-25 に示す。水平荷重負荷方向での試験体基部の面外変形を観察しながら繰返し漸増の鉛直変

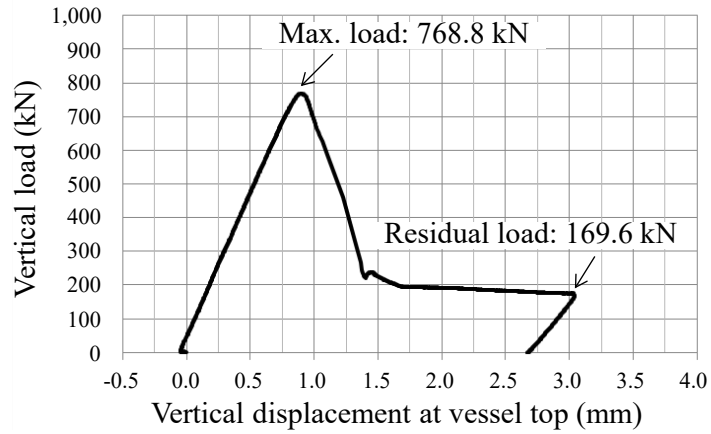


位を負荷した結果、13 Cycle (荷重 726.8 kN) 程度から象脚座屈の顕現による荷重-変位関係の非線形性が見られ、16 Cycle (荷重 772.8 kN) で座屈荷重に到達した。この座屈荷重は、同じ荷重・寸法・初期不整条件で単調増加の鉛直圧縮変位を負荷した試験 No.1 の座屈荷重 768.8 kN とほぼ一致しており、本試験条件においては座屈評価式の動的影響係数  $C_V$  が 0.98 とほとんど影響がないことと一致した。座屈形態は図 2-26 に示すとおり、試験 No.1 と同じ象脚座屈であった。

試験の座屈荷重と、座屈評価式の座屈荷重の比率を用いて式(2-20)により算出した座屈評価値 (Buckling load ratio) について表 2-7 に示す。ここで、 $Q$ 、 $M$ 、 $F_C$  は試験の座屈荷重、 $Q_{cr}$ 、 $M_{cr}$ 、 $F_{cr}$  および  $C_V$  は 2.3 節の座屈評価式より算出した座屈荷重である。

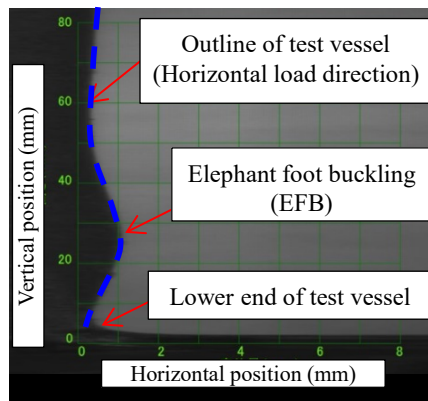
$$Buckling\ load\ ratio = \left\{ \left( \frac{Q}{Q_{cr}} \right)^5 + \left( \frac{M}{M_{cr}} + \frac{F_C}{C_V F_{cr}} \right)^5 \right\}^{1/5} \quad (2-20)$$

全ての試験で座屈評価値は 1.0 を超過しており、象脚座屈に対して座屈荷重が厳しくなる周方向の初期不整を与えた試験体においても、座屈評価式による評価の保守性が確認された。



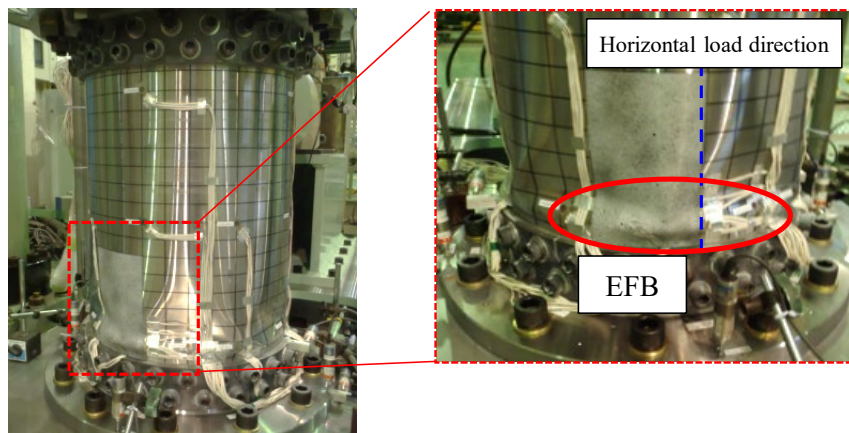
\* Positive value indicates compressive load or compressive displacement.

☒ 2-16 Relationship between vertical load and vertical displacement for test vessel 1

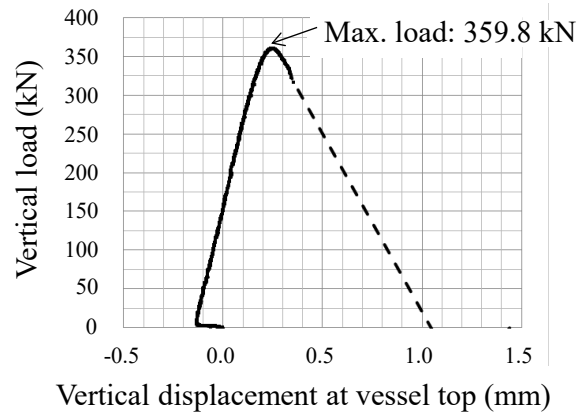


\* Horizontal scale (out-of-plane direction) is 10 times the vertical scale.

☒ 2-17 Side view of lower part of the test on vessel 1 along the horizontal load direction at maximum load

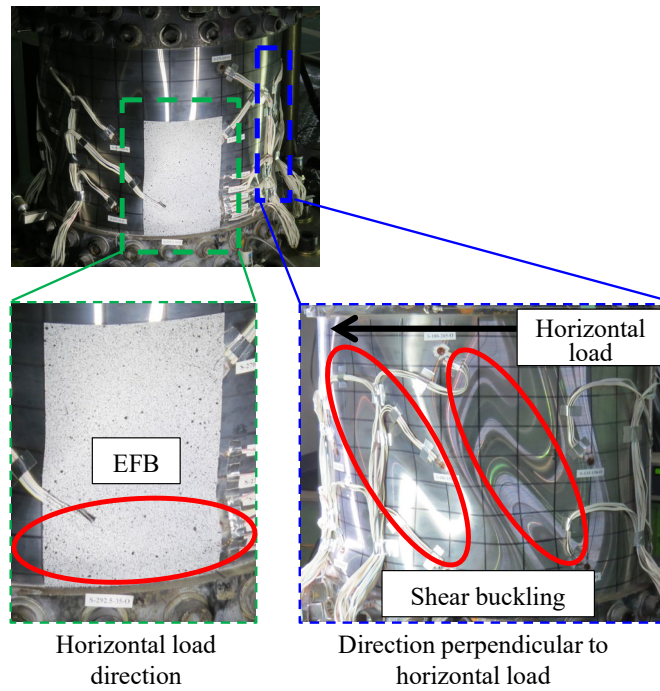


☒ 2-18 Post-buckling appearance of test vessel 1

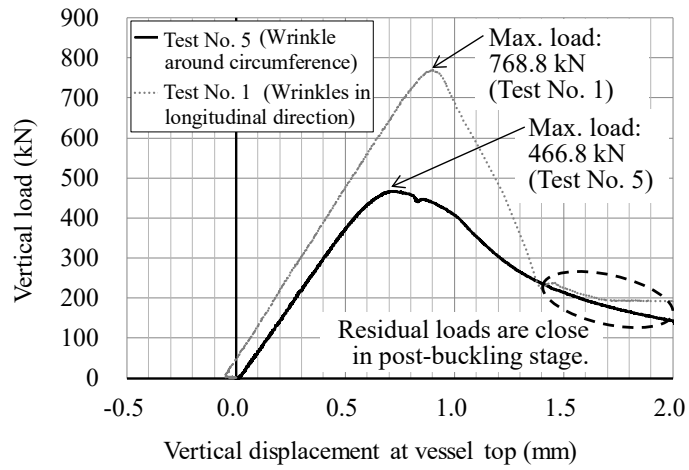


Positive value indicates compressive load or compressive displacement

☒ 2-19 Relationship between vertical load and vertical displacement for test vessel 3

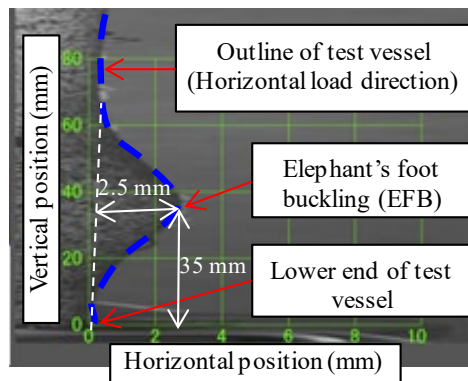


☒ 2-20 Post-buckling appearance of test vessel 3



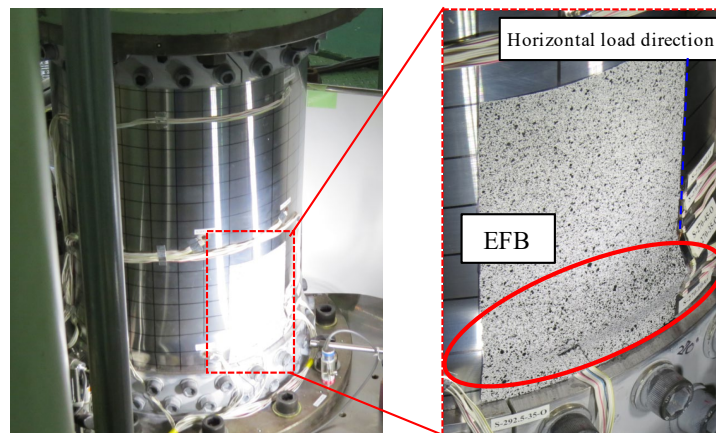
\* Positive value indicates compressive load or compressive displacement.

☒ 2-21 Relationship between vertical load and vertical displacement for test vessel 5

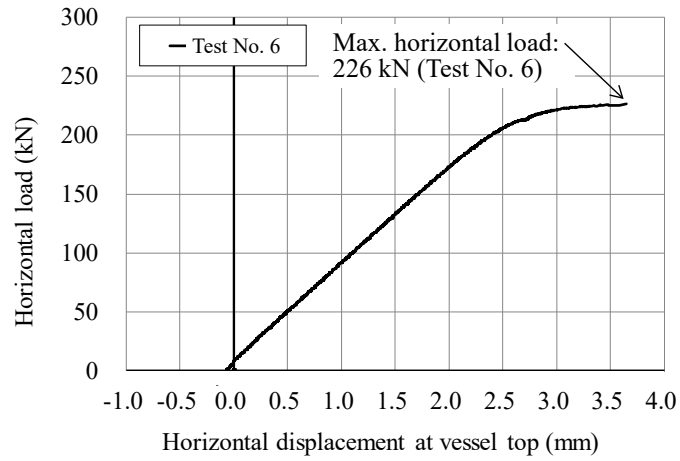


\* Horizontal scale (out-of-plane direction) is 10 times the vertical scale.

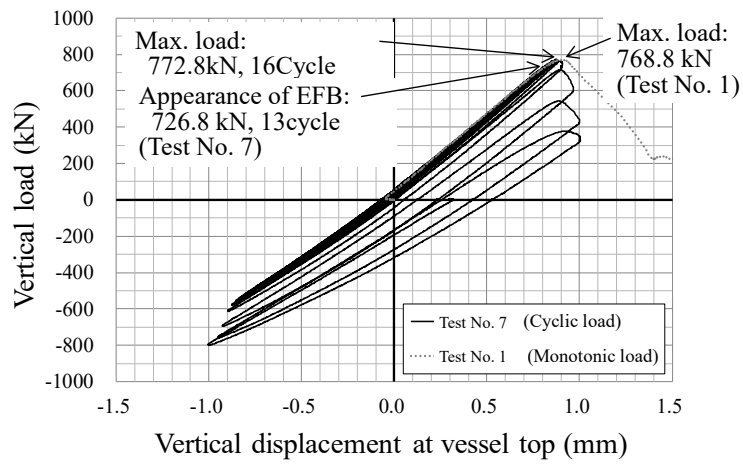
☒ 2-22 Side view of lower part of the test on vessel 5 along the horizontal load direction at maximum load



☒ 2-23 Post-buckling appearance of test vessel 5

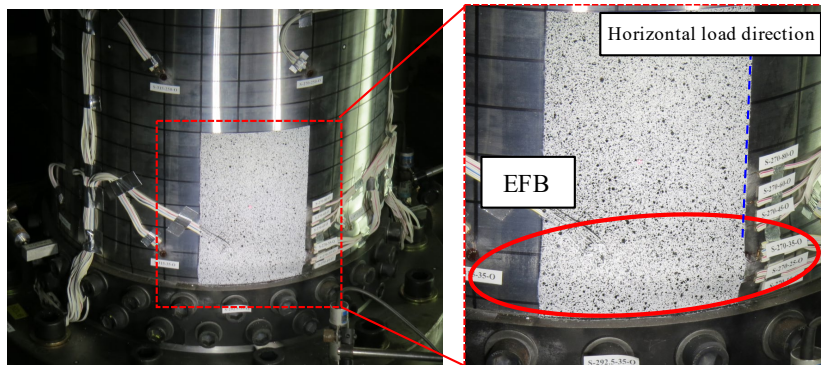


☒ 2-24 Relationship between horizontal load and horizontal displacement for test vessel 6



\* Positive value indicates compressive load or compressive displacement.

☒ 2-25 Relationship between vertical load and vertical displacement for test vessel 7



☒ 2-26 Post-buckling appearance of test vessel 7

表 2-7 Buckling test results

Test No.	Material	$L, w_{im}$ (mm)	Imperfection mode	$Q$ (kN)	Vertical Load direction	Axial buckling load $F_C$ (kN)	Buckling load ratio
1	Grade 91 steel	500, 1	Wrinkles in longitudinal direction	118	Monotonic	768.8	1.37
2				236		160.4	1.31
3		300, 0	-	300		359.8	1.33
4				350		195.8	1.41
5		500, 1	Wrinkle around circumference	118	-	466.8	1.14
6				226		-	1.24
7			Wrinkles in longitudinal direction	118	Cyclic	772.8	1.40

## 2.5.3 座屈試験の再現解析による解析精度の検証

### 2.5.3.1 解析手法

汎用解析コード Abaqus ver.6.8 を用いた静的弾塑性座屈解析により、座屈試験の再現解析を実施し、解析精度を確認した。解析モデルは、3次元デジタイザによる座屈試験前の試験体形状計測で作成した3次元CADデータより、四角形シェル要素を用いて作成した。応力-ひずみ関係には、試験体素材（改良9Cr-1Mo鋼）から製作した試験片の室温引張試験結果を多直線近似で入力した。降伏応力（0.2%耐力）は514MPaである。境界条件は、図2-5および図2-12と同様に、試験体の下端を完全拘束、上端を断面形状保持とし、荷重は各試験条件に対応し、試験体上端の中央に一定の水平荷重を負荷した状態で、軸圧縮変位を単調増加または繰返し漸増させた。

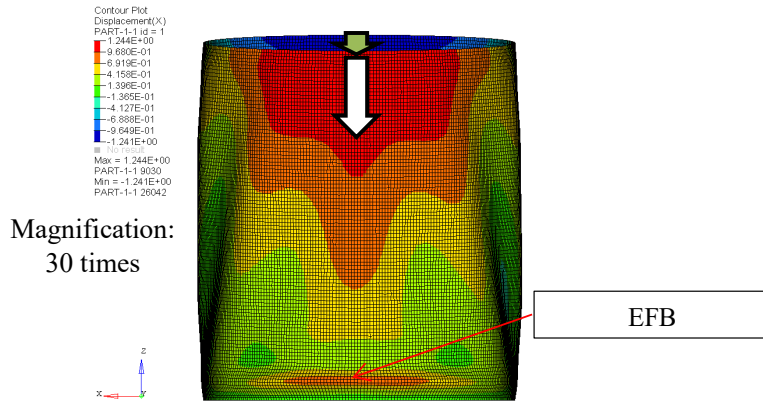
### 2.5.3.2 再現解析結果

試験No.1、3、5、7の再現解析で得られた座屈荷重時の面外変形コンター図をそれぞれ図2-27、2-28、2-29、2-30に示す。No.1、5、7は象脚座屈、No.3は象脚座屈とせん断座屈の複合座屈となり、試験結果と一致した。また、試験No.5の座屈発生時の面外変形量および高さについても、試験（図2-22）と解析（図2-28）でよく一致しており、解析により試験の座屈変形を再現できることを確認した。

既往研究のオーステナイト系ステンレス鋼の座屈試験と、本項の改良9Cr-1Mo鋼の試験および再現解析から得られた座屈荷重を、2.3節の座屈評価式の座屈荷重で除した結果をプロットしたものを図2-31に示す。解析と試験はそれぞれ座屈評価式の許容値（安全係数 $f_B=1.0$ ）を上回り、座屈評価式が保守的であることが確認された。また、試験・解析の座屈荷重と座屈評価式の座屈荷重を式(2-20)に代入して算出した座屈評価値の誤差は、最大でも8%（No.2）と小さかった。

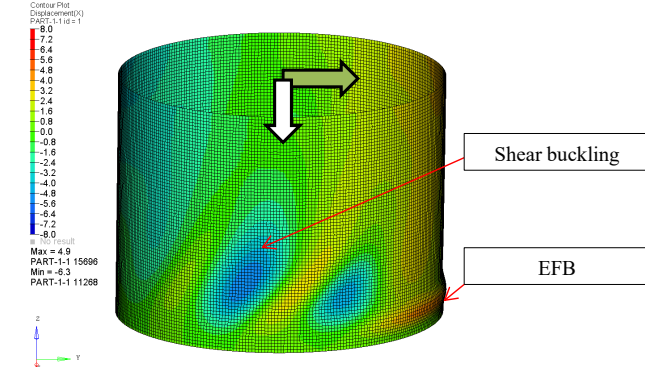
以上より、実際の材料特性および初期不整形を反映させた弾塑性座屈解析により、種々の試験条件に対して座屈性状および座屈荷重を再現できており、座屈解析は十分な精度を有していると考えられる。したがって、座屈評価式に対して2.4節で実施したように様々な寸法、材料、荷重条件での解析を実施することで、2.3節の座屈評価式の成立性を示すことの妥当性が確認された。

\*Horizontal load (green) is applied to front direction.



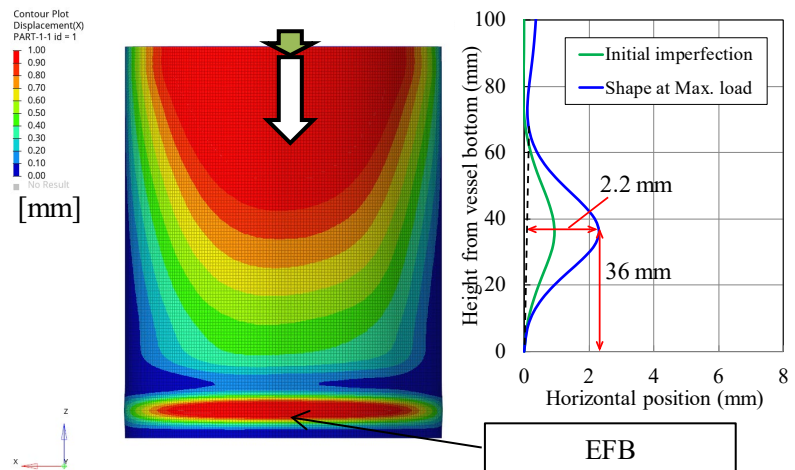
☒ 2-27 Out-of-plane deformation contour of test vessel 1 after buckling

\*Horizontal load (green) is applied to right direction.



☒ 2-28 Out-of-plane deformation contour of the test vessel 3 after buckling

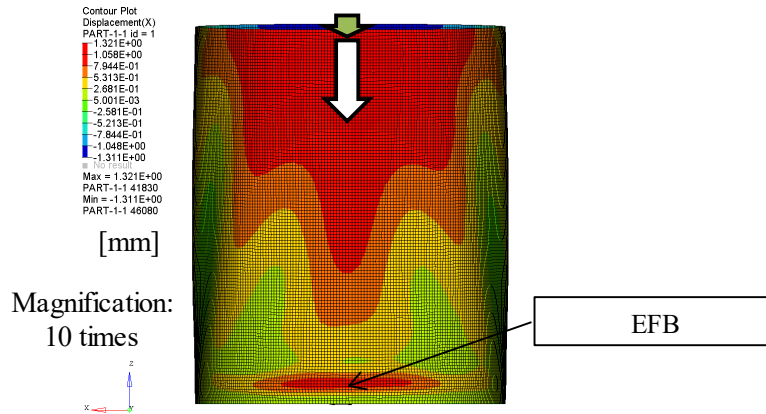
\*Horizontal load (green) is applied to front direction.



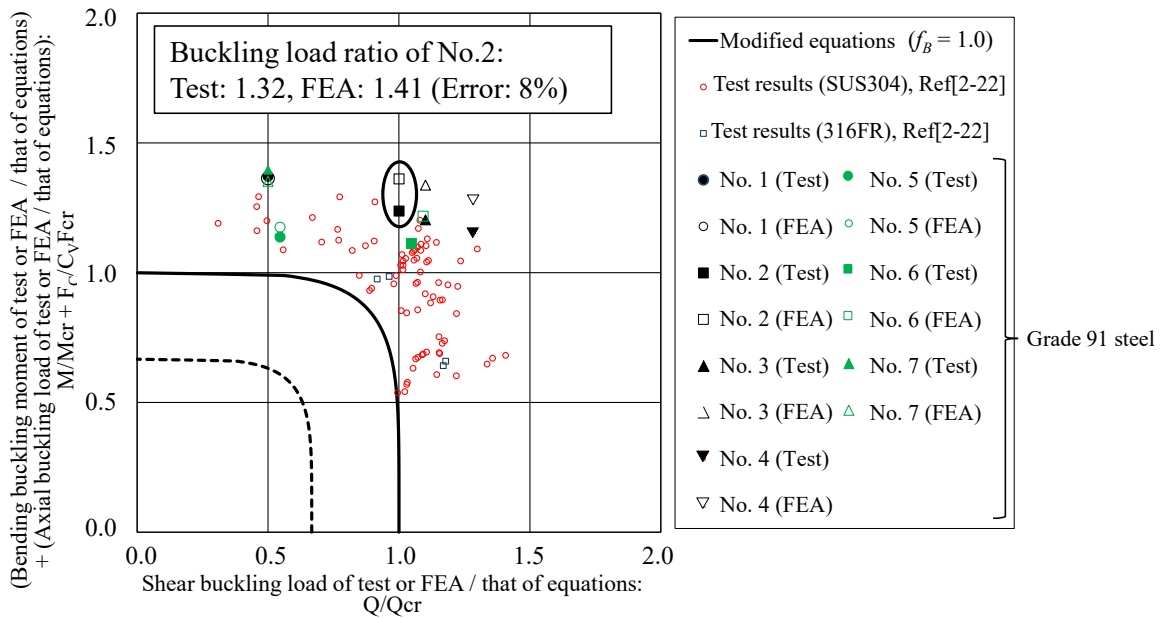
☒ 2-29 Out-of-plane deformation contour and side view of lower part along horizontal load direction of test vessel 5 at maximum load



\*Horizontal load (green) is applied to front direction.



☒ 2-30 Out-of-plane deformation contour of test vessel 7 at maximum load



☒ 2-31 Comparison between modified equations and buckling test and FEA results of grade 91 steel vessels

## 2.6 まとめ

本章では、軸圧縮・曲げ・せん断荷重を受ける円筒殻の座屈評価式について、従来の評価式を整理した上で、既往研究で提唱された低降伏応力のオーステナイト系ステンレス鋼製の円筒殻向けの座屈設計式をベースとして、地震荷重の低減策として採用される水平免震設計における、長周期の水平荷重下での大きな軸圧縮荷重の繰返しによる座屈強度低下について現象の考察および解析による定量化を行い、これを考慮した補正式を追加した座屈設計式を提案した。

また、広範囲のパラメータ解析により、これまで未検証であった高降伏応力の合金鋼（改良 9Cr-1Mo 鋼）への座屈評価式への適用性を評価した。

最後に、改良 9Cr-1Mo 鋼製の円筒殻の座屈試験により、象脚座屈に対応した厳しい初期不整形状態においても提案した座屈評価式により座屈荷重を保守的に評価できること、および、試験の再現解析により、種々の試験条件に対して座屈性状および座屈荷重を再現でき、座屈評価式の提案および適用性検証に使用した座屈解析は十分な精度を有していることを確認した。

## 2章の参考文献

- [2-1] Lorenz, R., Achsensymmetrische Verzerrungen in dünnwandigen Hohlzylindern, Zeitschrift VDI 52 (1908), pp.1706-1713.
- [2-2] Timoshenko, S. P., Einige Stabilitätsproblem der Elastizitätstheorie, Zeitschrift für Mathematik und Physik 58 (1910).
- [2-3] Southwell, R. V., On the general theory of elastic stability, Philosophical Transactions of the Royal Society, London, Series A, Vol.213 (1914), pp.187-244.
- [2-4] Weingarten, V. I., Morgan, E. J. and Seide, P., Elastic Stability of Thin-Walled Cylindrical and Conical Shells Under Axial Compression, AIAA Journal, Vol.3, No.3 (1965), pp.500-505.
- [2-5] National Aeronautics and Space Administration (NASA), Buckling of Thin-walled Circular Cylinders, NASA Space Vehicle Design Criteria (Structures) SP-8007 (1968).
- [2-6] 日本建築学会, 容器構造設計指針 同解説 (改定版) (1996), pp.74-94.
- [2-7] 社団法人 日本電気協会, B 原子力発電所耐震設計技術指針 重要度分類・許容応力編 (JEAG 4601・補-1984) (1984), pp.176-177.
- [2-8] American Society of Mechanical Engineers, ASME/BPVC CASE N-284-4 Metal Containment Shell Buckling Design Methods (2010).
- [2-9] Miller, C.D.: Buckling of axially compressed cylinders, Journal of Structural Division, ASCE, Vol.103, Issue 3 (1977), pp.695-721.
- [2-10] Det Norske Veritas, Buckling Strength Analysis, Classification Notes No.30.1 (1995).
- [2-11] Det Norske Veritas, Buckling Strength of Shells, Recommended Practice DNV-RP-C202 (2013).
- [2-12] Donnell, L.H., Stability of Thin-Walled Tubes Under Torsion, NACA Report No.479 (1933).
- [2-13] Batdorf, S. B., Schildcrout, M., and Stein, M., Critical Stress of Thin-walled Cylinders in Axial Compression, NACA Technical Note No.1343 (1947).
- [2-14] Lundquist, E.E., Strength Test of Thin-walled Duralumin Cylinders in Combined Transverse Shear and Bending, NACA Technical Note No.523 (1935).
- [2-15] Galletly, G. D. and Blachut, J., Plastic buckling of short vertical cylindrical shells subjected to horizontal edge shear loads, Journal of Pressure Vessel Technology, 107(1985), pp.101-107.

- [2-16] 秋山宏, 高橋誠, 橋本伸一, 曲げせん断荷重を受ける鋼製円筒殻の座屈実験, 日本建築学会構造系論文報告集, No.371(1987), pp.44-51.
- [2-17] Timoshenko, S. P. and Gere, J. M., Theory of Elastic Stability (1961), pp.500-509, McGraw-Hill.
- [2-18] Yamaki, N., Elastic Stability of Circular Cylindrical Shells (1984), pp.35-55, North-Holland.
- [2-19] 土木学会編, 座屈設計ガイドライン 改訂第2版 [2005年版] (2005), 丸善.
- [2-20] Bijlaard, P. P., Theory and Tests on the Plastic Stability of Plates and Shells, Journal of the Aeronautical Sciences, Vol.16, No.9 (1949), pp.529-541.
- [2-21] Gerard, G., Compressive and Torsional Buckling of Thin-wall Cylinders in Yield Region, NACA Technical Note No.3726 (1956).
- [2-22] 松浦真一, 中村秀治, 村上俊明, 川本要次, 小木曾誠太郎, 秋山宏, 高速増殖炉容器の耐震座屈設計法に関する研究 (第2報, 炉容器のせん断一曲げ座屈評価式), 日本機械学会論文集 (A編) 60巻 575号 (1994), pp.212-219.
- [2-23] 秋山宏, 大坪英臣, 山田大彦, 中村秀治, 松浦真一, 萩原豊, 湯原哲夫, 平山浩, 中川正紀, 大岡裕二, 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), 日本機械学会論文集 (A編) 60巻 575号 (1994), pp.204-211.
- [2-24] 萩原豊, 山本広祐, 川本要次, 中川正紀, 秋山宏, 高速増殖炉容器の耐震座屈設計法に関する研究 (第9報, 弾塑性地震応答下における座屈の評価), 日本機械学会論文集 (A編) 64巻 626号 (1998), pp.163-170.
- [2-25] Okafuji, T., Miura, K., Sago, H., Murakami, H., Ando, M., Miyazaki, M., Development of the Buckling Evaluation Method for Large Scale Vessel by the Testing of Gr. 91 Vessel Subjected to Vertical and Horizontal Loading, ASME PVP2020-21328 (2020).
- [2-26] AFCEN, RCC-MRx 2012 - Design and Construction Rules for Mechanical Components of Nuclear Installations (2013 Addenda).
- [2-27] 岡藤孝史, 三浦一浩, 佐郷ひろみ, 村上久友, 久保幸士, 佐藤健一郎, 若井隆純, 下村健太, 改良 9Cr-1Mo 鋼製円筒容器の耐震座屈評価法に関する研究, 日本機械学会 M&M2017 材料力学カンファレンス (2017).
- [2-28] 村上俊明, 與口廣光, 平山浩, 中村秀治, 松浦真一, 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),

日本機械学会論文集 (A 編) 60 巻 579 号 (1994), pp.140-147.

- [2-29] 日本機械学会, 発電用原子力設備規格 設計・建設規格 (2016 年版) <第 II 編 高速炉規格> JSME S NC2-2016.
- [2-30] 三浦一浩, 岡藤孝史, 佐郷ひろみ, 下村健太, 岡島智史, 佐藤健一郎, 水平及び鉛直荷重を受ける改良 9Cr-1Mo 鋼製円筒容器の座屈評価法に関する研究 (その 1: 材料特性や初期不整形のばらつきが座屈荷重に与える影響について), 日本機械学会 M&M2019 材料力学カンファレンス 講演論文集, OS1313 (2019).
- [2-31] American Society of Mechanical Engineers, ASME/BPVC CASE N-759-2 Alternative Rules for Determining Allowable External Pressure and Compressive Stresses for Cylinders, Cones, Spheres, and Formed Heads (2008).
- [2-32] 岡藤孝史, 三浦一浩, 佐郷ひろみ, 村上久友, 安藤勝訓, 宮崎真之, 水平及び鉛直荷重を受ける改良 9Cr-1Mo 鋼製円筒容器の座屈評価法に関する研究 (その 2: 繰返し負荷した鉛直荷重や, 軸圧縮, 曲げ, せん断座屈の相互作用が座屈荷重に及ぼす影響について), 日本機械学会 M&M2019 材料力学カンファレンス講演論文集, OS1314 (2019).
- [2-33] Okafuji, T., Miura, K., Sago, H., Murakami, H., Ando, M., Miyazaki, M., Development of the Buckling Evaluation Method for Large Scale Vessel by the Testing of Gr. 91 Vessel Subjected to Horizontal and Cyclic Vertical Loading, ASME PVP2021-60672 (2021).

## 3章 不連続なリング補強材による円筒殻のせん断座屈補強構造

### 3.1 緒言

背の低い（高さ／半径比が小さい）円筒殻では、軸直角荷重を受ける場合、曲げモーメントよりも相対的にせん断荷重が大きくなるため、せん断座屈が厳しくなる場合が多い。本章では、鋼製原子炉格納容器（Steel Containment Vessel、SCV）を例題として、補強配置の制約を考慮したせん断座屈の補強策について検討する。

### 3.2 研究背景および目的

SCV は、ペレット、燃料棒、原子炉容器に次ぐ、加圧水型軽水炉（Pressurized Water Reactor、PWR）の第四の壁として放射性物質を閉じ込める機能を果たす構造物であり、下部固定部、胴部円筒殻と上部半球殻から構成されている。SCV は直径が大きいため、半径/肉厚比  $R/t$  では相対的に薄肉の構造となるが、想定する地震荷重に対して十分な座屈強度を有するように設計されている。日本国内の SCV の座屈強度設計は、JEAG4601（1984）<sup>[3-1]</sup>で規定され、最新版の JEAC4601（2015）<sup>[3-2]</sup>に引き継がれた座屈評価式が用いられている。座屈評価式により設計された PWR の SCV については、1982 年から 1983 年にかけて多度津工学試験所において、1/3.7 縮尺の実機を模擬した SCV の加振試験が実施され、設計用限界地震（S2 地震）に対する構造健全性が実証された<sup>[3-3]</sup>。S2 地震は、旧指針の JEAG 4601（1987）<sup>[3-4]</sup>において「地震学的見地に立脚し設計用最強地震（S1 地震）を上回る地震について、過去の地震の発生状況、敷地周辺の活断層の性質および地震地体構造に基づき工学的見地からの検討に加え、最も影響の大きいものを想定する」と定義され、発生確率が  $5 \times 10^{-4}$ /年から  $1 \times 10^{-5}$ /年となる地震荷重であった。しかしながら、2011 年 3 月 11 日に発生した平成 23 年（2011 年）東北地方太平洋沖地震を契機に、原子力発電所のさらなる安全性向上を目的として、原子力規制委員会にて原子力施設に対する新規制基準が 2013 年に制定され、現行の JEAC 4601（2015）<sup>[3-2]</sup>では、S2 地震に相当するものとして基準地震動  $S_s$  が規定されている。

基準地震動が見直しされた新規制基準適合のための SCV の座屈補強としては、リング補強材の設置が有効な対策の一つと考えられている。リング補強材を有する SCV の例としては、外圧に対する座屈強度を確保するためにリング補強材による補強を採用した高速増殖炉原型炉もんじゅの SCV の例がある。もんじゅにおいては、1/19 縮尺モデル

全 15 体を用いた軸圧縮座屈強度および曲げせん断強度試験<sup>[3-5][3-6][3-7]</sup>を実施し、軸圧縮、曲げせん断座屈ともリング補強材により座屈強度が向上すること、S2 地震時の座屈に対する健全性を有することが確認された。一方、既設 PWR の SCV においては多数の開口や配管などの貫通部が存在するため、これらの機器との干渉を回避するには、リング補強材を不連続に配置する必要がある。

このため本研究では、SCV 胴部の開口や貫通部などとの干渉を回避した不連続なリング補強材を用いて、既設 SCV を補強することを検討する。その不連続部を有するリング補強材による補強構造の有効性を検証するため、縮尺モデルを用いた静的座屈試験を実施し、無補強の円筒殻に対する補強効果の確認、および連続したリング補強材との補強効果の比較を行った。また、試験体形状などの試験条件を反映した静的弾塑性座屈解析を実施し、補強効果の評価への適用性を確認した<sup>[3-8][3-9]</sup>。

### 3.3 鋼製円筒殻の座屈補強構造の検討

#### 3.3.1 リング補強材の配置

PWR の SCV は、図 3-1 に示すように円筒胴の上部を半球形状とした鋼製容器である。SCV には、機器の揚重に用いるクレーンを支持するリングガーダが円筒上部に設置されている。また、各種機器を搬出入するための機器搬入口や、作業者の出入り用の複数のエアロックなどの開口部も設けられている。SCV の円筒胴は薄肉であり、例えば久田他<sup>[3-10]</sup>が実施した研究での形状は、円筒殻の直径  $2R$  が 40 m、肉厚  $t$  が 45 mm、円筒長さ  $L$  が 38 m 程度であり、半径/肉厚比  $R/t=444$ 、円筒長さ/半径比  $L/R=1.9$  であった。

本研究で対象とする SCV の円筒長さは、コンクリート基礎への埋設部に設置する弾性材の下端から、高い剛性を有するリングガーダ下端までの長さとする、久田他の検討した形状よりやや薄く、半径/肉厚比  $R/t=506$ 、円筒長さ/半径比  $L/R=2.2$  となる。秋山他<sup>[3-11]</sup>が高速増殖炉（Fast Breeder Reactor、FBR）の原子炉容器を主な対象として検証した座屈評価式によりこの SCV の座屈荷重を計算すると、軸圧縮座屈荷重は水平荷重による曲げ・せん断座屈荷重の 4 倍以上ある。また、もんじゅでの検討<sup>[3-7]</sup>に示されるように、一般的な SCV の半径/肉厚比および円筒長さ/半径比であれば、地震時の発生応力は、鉛直地震荷重による軸圧縮応力より水平地震荷重による曲げ・せん断応力が卓越する。以上のことから、SCV では相対的に鉛直地震荷重では座屈が生じ難

く、水平地震荷重による曲げ・せん断の弾性座屈が支配的であると考えられる。また、久田他の研究結果でも、設計荷重を超える水平荷重を SCV に負荷した際には、SCV の円筒部においてせん断座屈が生じると予想されている。これに対し、高橋他<sup>[3-6]</sup>が実施したリング補強材を有する“もんじゅ”SCV のモデルを用いた座屈試験では、円筒部に設けたリング補強材により、軸圧縮および曲げ・せん断座屈強度が向上することが明らかにされた。これは、せん断座屈がリング補強材間で発生し、無補強よりも座屈区間が小さくなったこと、およびリング補強材の間隔が狭いため軸圧縮や曲げの座屈変形が拘束されたことが要因と考えられる。リング補強材の間隔が広い場合でも、少なくとも前者のせん断座屈強度の向上効果が期待できる。この知見から、SCV のせん断座屈荷重を向上させる方策として、円筒部へのリング補強材の追設が有効であると考えられる。

しかしながら、SCV の外側には、通常、配管貫通部やその補強板、点検足場などが設置され、これらと干渉しないようリング補強材を設置することが必要となる。このため、もんじゅのように設計段階にリング補強材が設けられた場合と異なり、既設では円筒殻の周方向に不連続部があるリング補強材にて補強することになる。貫通部などを考慮して、円筒部の外側にリング補強材を設置した例を図 3-2 に示す。SCV に水平地震荷重が負荷された場合には、円筒下側に大きなせん断荷重が生じるため、概ね円筒中央高さと同側から 1/4 円筒高さに二段のリング補強材を設置し、せん断座屈強度の向上を目論む。また、せん断座屈の半波長と同程度以上の長さでリング補強材の不連続部が存在する場合には、その不連続部でせん断座屈が生じることが予想される。このため、リング補強材が不連続となる 135°付近では、貫通部の上下に部分的に短い同断面を有する補強材を設置し、リング補強材の不連続部において座屈が極力生じないように配慮する。なお、各リング補強材については、規格等により、リングを含む円筒殻全体の座屈や、横倒れ座屈などのリング単体の座屈が生じないような寸法・剛性を確保する必要がある。秋山他<sup>[3-11]</sup>のせん断座屈荷重の評価式を用いて補強効果を計算すると、リング補強材を用いた補強によりせん断座屈荷重が約 1.2 倍になると想定された。本計算では、図 3-2 に示す上段側のリング補強材とリングガーダ下端との区間でせん断座屈が生じると考えられたため、この区間の高さを円筒長さとした。



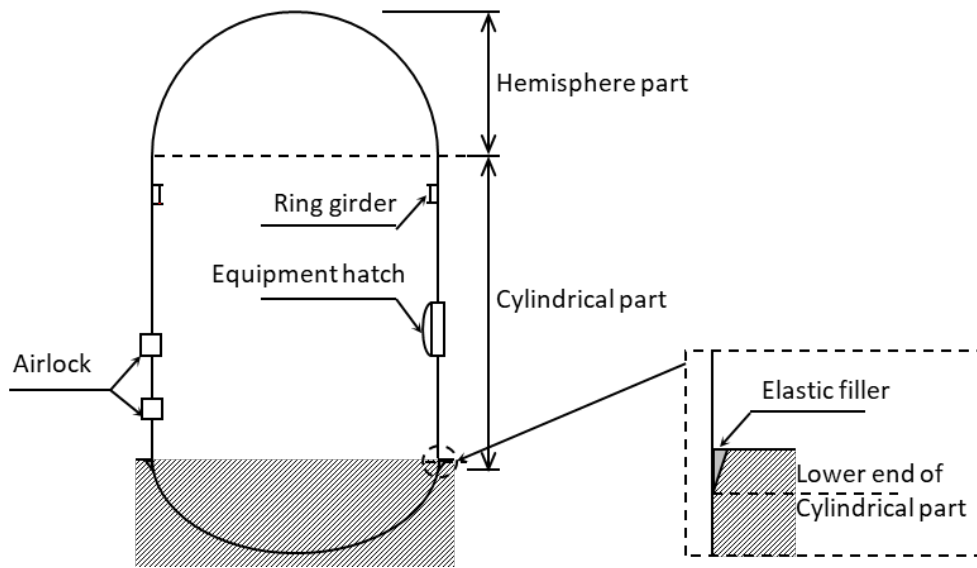


图 3-1 Typical steel containment vessel

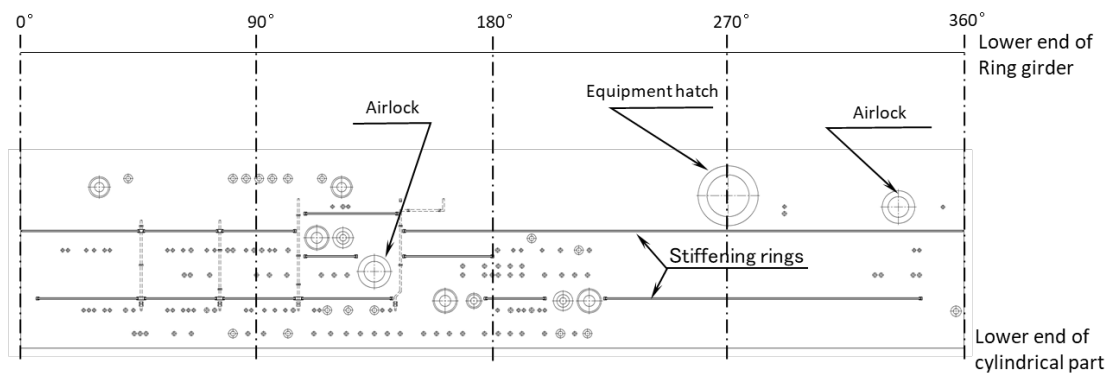


图 3-2 Net of the cylindrical part of SCV with stiffening rings

### 3.3.2 弾性座屈固有値解析による荷重方向の座屈強度への影響評価

リング補強材を設けた SCV は、図 3-3 に示すように、不連続部を有する長尺のリング補強材、および不連続部付近に追加した部分的な短いリング補強材を用いて円筒部が補強されており、軸対称形状ではない。このため、周方向 45 度ピッチ（8 方向）に水平荷重を負荷した座屈固有値解析を行い、荷重方向による座屈強度への影響を確認した。

解析には汎用コード Abaqus Ver.6.8 を用いた。解析モデルを図 3-4 に示す。解析モデルはシェル要素（S4R）を用いて作成し、要素寸法は  $0.5\sqrt{Rt}$  以下とした。JSME 発電用原子力設備規格 設計・建設規格（2005 年版（2007 年追補版含む））<sup>[3-12]</sup>より縦弾性係数は 201 GPa、ポアソン比は 0.3 とした。荷重・拘束条件としては、円筒胴の弾性材下端位置において全自由度を拘束し、リングガードに水平方向の単位荷重を与えた。なお、本研究での水平荷重の方向は、水平荷重による曲げモーメントで SCV 基部に軸圧縮応力が発生する方向と定義した。

解析で得られた最低次の座屈固有値を、8 方向の中で最も小さい座屈固有値で正規化した値を表 3-1 に示す。また、N、S、E、W 方向に荷重を負荷した場合の代表的な座屈モード図を図 3-5 に示す。表 3-1 より、リングガードに水平荷重を負荷した弾性座屈固有値解析から得られた固有値は、負荷方向に依らずほぼ一定となっていることが分かる。また図 3-5 に示した座屈モード図から分かるように、いずれの方向に水平荷重を負荷した場合においても、せん断座屈が上段側のリング補強材とリングガード下端までの区間で生じており、貫通部の上側に設けた部分的なリング補強材が効果的に配置できていることを確認した。なお、別途、座屈モードを初期不整形と、SCV の高さ方向に分布する鉛直、水平方向の地震荷重および自重を負荷した弾塑性座屈解析を行ったところ、E 方向の座屈荷重が他方向（N、S、W）の座屈荷重を僅かに下回ったことから、E 方向を座屈試験での荷重負荷方向とした。

表 3-1 Normalized lowest eigenvalue of stiffened containment vessel

Loading direction	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW
Normalized eigenvalue by the lowest eigenvalue	1.01	1.01	1.01	1.02	1.00	1.00	1.01	1.02

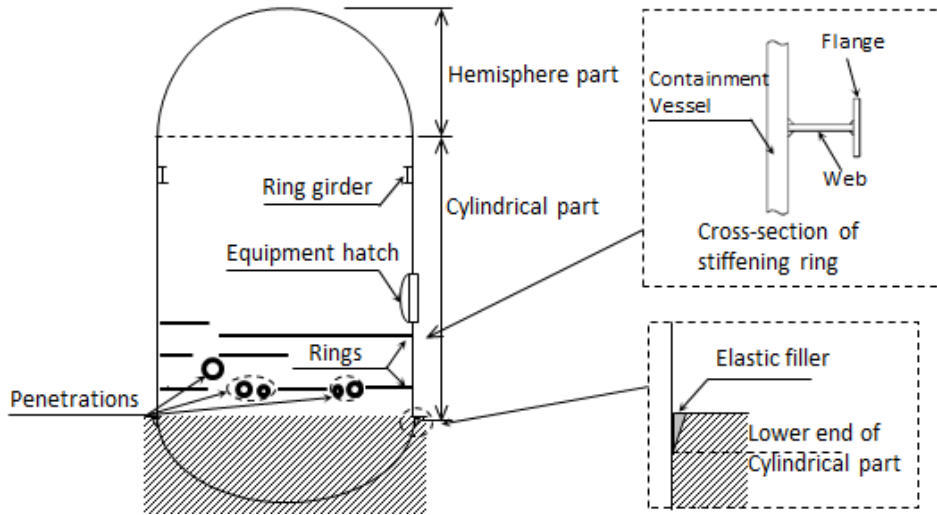


图 3-3 Concept image of stiffened containment vessel

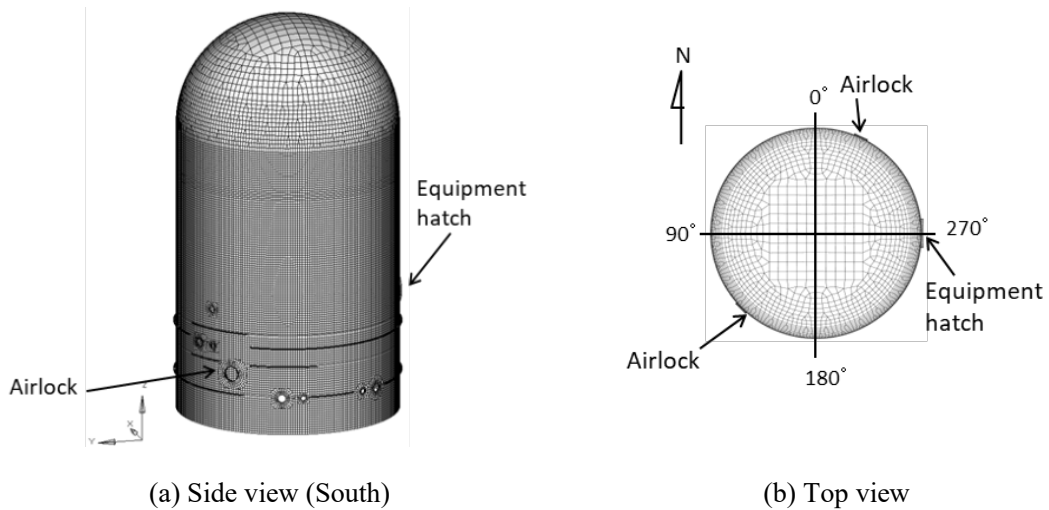


图 3-4 Analysis model of stiffened containment vessel

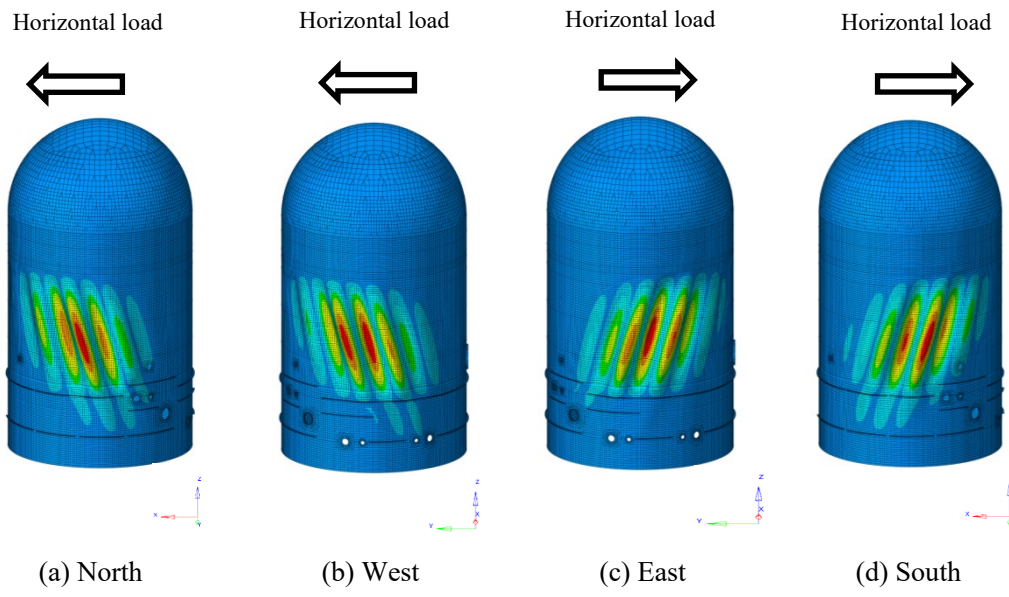


图 3-5 最低 buckling 模式由特征值分析获得

### 3.4 鋼製原子炉格納容器の縮尺モデルを用いた静的座屈試験

#### 3.4.1 試験体および試験条件

試験体は、図 3-6 に示すように、SCV のリングガード下端から弾性材下端までを対象とした。また、モデル化対象とした実機 SCV の鋼板 (SGV49) と同じ炭素鋼である、一般構造用圧延鋼材 (SS400) の板を曲げ加工し、所定の曲率を有する 5 枚の板を縦方向に溶接部を設けて製作した。JSME 発電用原子力設備規格 設計・建設規格 (2005 年版 (2007 年追補版含む)) [3-12]によれば、常温 (20°C) での SGV49 と SS400 の最小降伏点は 265 MPa、245 MPa、縦弾性係数はいずれも 203 GPa と、それぞれの差は 10% 以内で概ね同等である。また、円筒殻の上下端には、円筒胴の変形を拘束するための剛性の高いフランジを接合し、試験治具とボルトで固定した。なお、溶接部の局所的な変形が座屈強度に影響することを回避するため、想定されるせん断座屈と曲げ座屈の発生箇所から溶接部が外れるよう、溶接部位置を調整した。

試験体の形状は、座屈モードを支配する寸法パラメータである半径/肉厚比、円筒長さ/半径比を実機 SCV と一致させるため、約 1/17 縮尺、内径 2324 mm、肉厚 2.3 mm、円筒長さ 2521 mm とした。なお、実機 SCV では多数の開口部があるが、JSME 発電用原子力設備規格 設計・建設規格により開口部の補強規定 (補強範囲、肉厚など) が定められており、開口がない場合と同等の剛性が確保されているため、試験体には開口および補強板は設けないこととした。また、実機 SCV のリング補強材は T 形断面であるが、試験体では T 形と曲げ剛性が等価になるよう肉厚や幅を調整した、平板のみのリング補強材とした。

試験体と試験条件の対応を表 3-2 に示す。座屈試験では、鉛直地震荷重の影響、補強材の不連続性による影響、および座屈挙動の再現性を確認するため、試験体は、リング補強材のない円筒殻 (I)、(II)、連続した二段のリング補強材を有する円筒殻 (III)、不連続部を持つ二段のリング補強材とその不連続部を補強する短いリング補強材を配置した円筒殻 (IV)、(V) の 5 体とした。なお、試験体 (IV) と試験体 (V) は、同一のリング補強材、荷重条件とし、座屈挙動・荷重の再現性を確認した。

試験体の初期不整による座屈荷重への影響を確認するため、試験前に、マイクロメーターによる内径計測、およびデジタルライザーによる外面の三次元形状計測を実施した。内径計測は、実機製作での一般的な初期不整の計測方法による全体的な初期不整量の把握、三次元形状計測は、試験体の三次元形状の解析モデルへの反映を目的としてい

る。ここで、本研究においては、初期不整量は「設計寸法の理想円筒殻に対する半径方向の偏差量」と定義し、初期不整ゼロとは、設計寸法からの半径方向のずれが全くないことを示す。内径は、溶接部近傍を避け、周方向 45°毎 (4 点)、高さ方向に 6 点の計 24 点を計測した。内径計測から得られた初期不整量は、各試験体で最小 1.3 mm、最大で 5.0 mm であり、肉厚の概ね 1 倍から 2 倍程度であった。次に、三次元デジタル計測した試験体の初期不整形形状として、試験体 (I) と試験体 (IV) の計測結果を代表としてそれぞれ図 3-7、図 3-8 に示す。試験体は円筒殻の外側から溶接して製作したため、5 か所の溶接部において円筒内側に凸となる初期不整形形状となった。リング補強材を有する試験体では、円筒胴とリング補強材を仮溶接後、本溶接を行ったため、無補強の試験体に比べやや溶接変形が小さくなった。三次元計測による各試験体の初期不整量は、溶接部の局所変形を含むため 9.67 mm から 14.6 mm となり、内径計測結果の初期不整量よりも大きくなった。なお、内径計測点では肉厚も計測し、肉厚のばらつきはないことを確認したため、内外面とも同じ初期不整形形状となる。

表 3-2 Initial imperfection and the loading condition of each test

Test No.	Stiffening rings	Initial imperfection (mm)		Loading condition		
		Measured by inside micrometer except weld line	Measured by digitizer including weld line	Jig weight cancelling	Horizontal load	Axial compressive load (constant)
(I)	None	5.0	14.0	✓	✓	-
(II)		2.1	14.6	✓	✓	✓
(III)	Continuous two rings	1.3	11.9	✓	✓	-
(IV)	Discontinuous rings	2.1	9.67	✓	✓	-
(V)		3.2	11.0	✓	✓	-

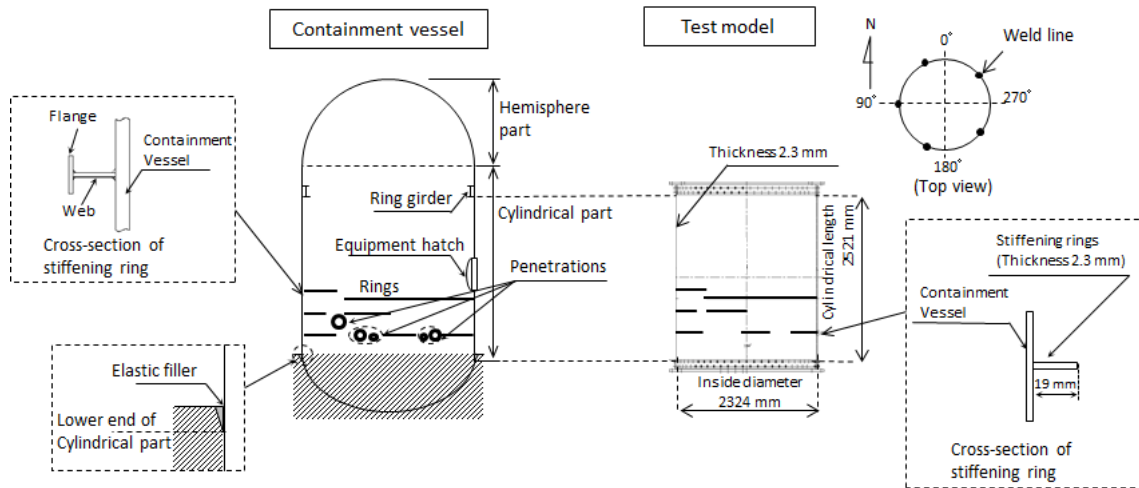
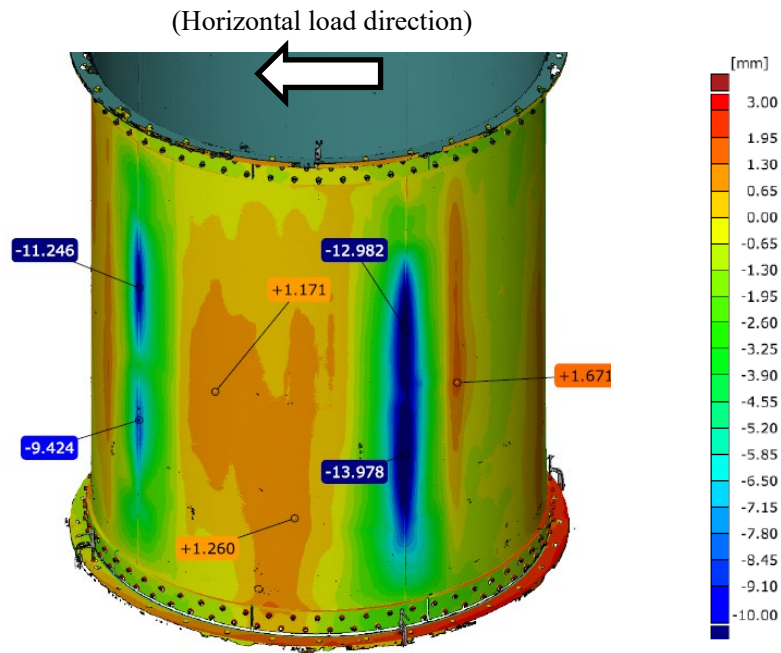
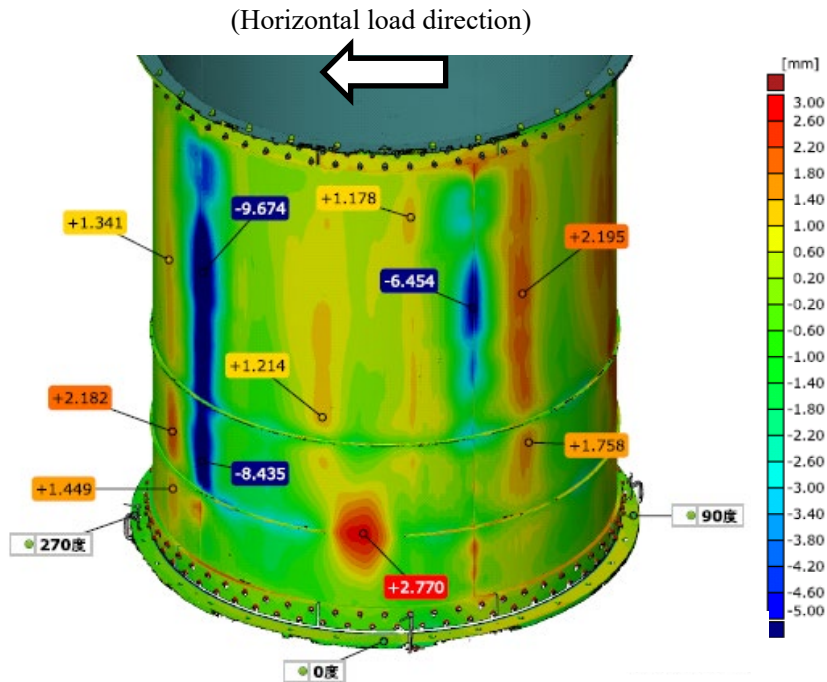


图 3-6 Modelling range of containment vessel in buckling tests



Side view (see from south)

图 3-7 Initial imperfection of test (I) vessel



Side view (see from south)

图 3-8 Initial imperfection of test (IV) vessel

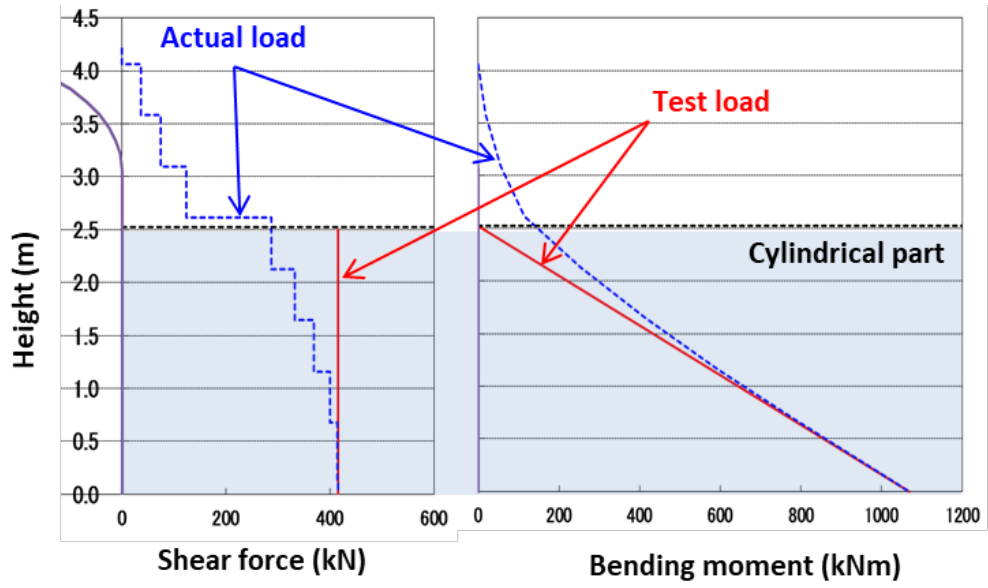


### 3.4.2 試験の装置および荷重・拘束条件

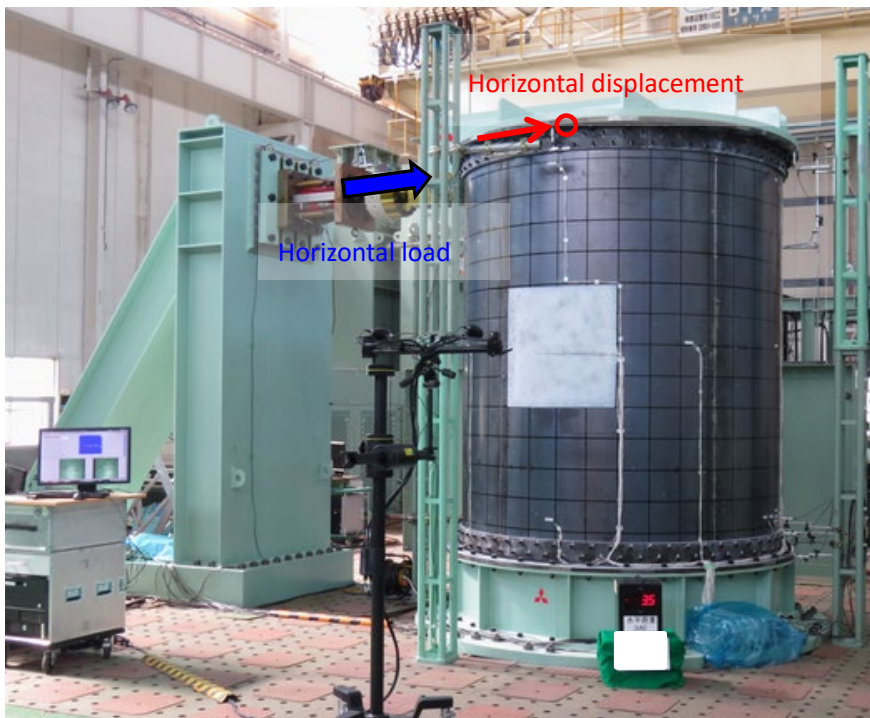
静的座屈試験において負荷した水平（せん断）荷重と曲げモーメントの分布を図 3-9 に示す。図中の破線（青線）で示す荷重分布は、SCV に作用する地震荷重分布を求めるため、多質点系モデルにより計算された地震荷重分布を試験体縮尺に補正したものであり、座屈試験では実線（赤線）で示す荷重分布を負荷した。試験体縮尺に換算した地震荷重は、円筒基部でせん断荷重が 415.5 kN、曲げモーメントが 1068.4 kNm、鉛直荷重が 30.8 kN である。

秋山他<sup>[3-11]</sup>が示した座屈評価式により無補強の円筒殻の座屈裕度を計算すると、鉛直荷重による軸圧縮座屈に対し、水平荷重による曲げせん断座屈の裕度がかなり小さく、試験では円筒胴にせん断座屈、円筒基部に曲げ座屈が生じると考えられた。このため、試験では、実機 SCV の曲げせん断座屈挙動を再現することを目的として、高橋他<sup>[3-6]</sup>が実施した SCV の座屈実験と同様に、円筒基部におけるせん断荷重によるせん断応力と曲げモーメントによる曲げ応力の比率が実機荷重条件と一致するように、水平荷重の負荷高さを決定した。

試験体および治具の設置状況を図 3-10 に示す。定盤上に試験体固定治具を設置し、試験体と試験体上部の荷重負荷治具を組み立てた。荷重負荷治具の自重による軸圧縮荷重は、試験体の内部に設けた上下方向ジャッキによりキャンセルした。次に、水平ジャッキにより、弾性座屈の発生による最大荷重時点を過ぎ、座屈部の塑性変形が大きくなり座屈モードが目視で明確に確認できるまで（具体的には座屈変位の 4 倍以上まで）試験体頂部の水平変位を漸増させた後、除荷を行った。なお、試験体 (II) では、荷重負荷治具の自重をキャンセルした後、鉛直地震荷重に相当する軸圧縮荷重を一定に負荷しながら、水平変位を漸増させた。



☒ 3-9 Shear force and bending moment distribution of test vessel



☒ 3-10 Test configuration of test No.(I)

### 3.4.3 試験結果

#### 3.4.3.1 座屈荷重の比較によるリング補強効果の確認

座屈試験条件と、各試験から得られた水平方向の最大荷重の一覧を表 3-3 に示す。表 3-3 に示す最大荷重は、小数第二位を切り捨て処理した値を示している。リング補強材のない試験体 (I)、(II) に関して、水平荷重のみを負荷した試験体 (I) の最大荷重は 366.4 kN であり、一定鉛直荷重と水平荷重を負荷した試験体 (II) の最大荷重は 406.7 kN であった。次に、連続したリング補強材を有する試験体 (III) の最大荷重は 470.5 kN であり、試験体 (I) の値に対し 28%大きくなり、リング補強材による座屈強度の向上効果が確認された。不連続部を有する補強材を設置した試験体 (IV)、(V) の最大荷重は 443.7 kN および 468.1 kN であった。補強材が不連続であり、また内径計測による初期不整量が大きかったことから、最大荷重は試験体 (III) と比べそれぞれ 6%、1%小さいものの、試験体 (I) と比べると、それぞれ 21%、28%大きくなった。これにより、不連続部を有する補強材による座屈強度の向上効果が確認された。

表 3-3 Maximum load of each buckling test

Test No.	Stiffening rings	Initial imperfection (mm)		Loading condition			Maximum load (kN)	Maximum load ratio (Each test / No.(I))
		Measured by inside micrometer without weld line	Measured by digitizer including weld line	Jig weight cancelling	Horizontal load	Axial compressive load (constant)		
(I)	None	5.0	14.0	✓	✓	-	366.4	1.00
(II)		2.1	14.6	✓	✓	✓	406.7	1.11
(III)	Continuous two rings	1.3	11.9	✓	✓	-	470.5	1.28
(IV)	Discontinuous rings	2.1	9.67	✓	✓	-	443.7	1.21
(V)		3.2	11.0	✓	✓	-	468.1	1.28

### 3.4.3.2 試験体(I)、(II)の試験結果

リング補強材のない試験体(I)、(II)の円筒上端にて計測した頂部水平変位(周方向0°と180°位置の平均値)と水平荷重の関係を図3-11に、座屈変形の様子として、試験体(I)の最大荷重到達後の外観を図3-12に示す。また、試験後に除荷した状態で三次元形状計測を実施し、試験前の形状と比較した。代表的な形状計測結果として、試験体(I)の計測結果を図3-13に示す。

リング補強材のない試験体について、水平荷重のみを負荷した試験体(I)の最大荷重は366.4 kNであり、水平荷重と一定の鉛直荷重を負荷した試験体(II)の最大荷重は406.7 kNであった。試験体(II)の水平最大荷重が、試験体(I)の水平最大荷重より大きい理由としては、軸圧縮座屈の裕度が大きいため鉛直荷重が水平方向の座屈強度を低下させる影響は小さかったこと、および内径計測による初期不整量が試験体(I)は5.0 mm、試験体(II)は2.1 mmであり、試験体(II)の初期不整量が小さかったことが考えられ、3.5節に示す解析においても試験体(II)の方が最大荷重が大きくなることが確認された。

次に、水平荷重-頂部水平変位の関係では、最大荷重後も変位を増加させると局部座屈発生を伴う荷重低下が繰返されたが、変位増加に対する荷重低下は緩やかで、座屈後も一定の耐荷能力を有することが確認できた。また、頂部水平変位が5 mm以上の範囲では、試験体(I)と(II)の水平荷重-頂部水平変位の関係はほぼ一致した。

図3-12、図3-13に示した座屈発生後の試験体の観察・計測結果より、円筒殻の高さ方向全体にわたってせん断座屈による斜め方向のしわが発生しており、曲げにより圧縮応力が生じる円筒基部では曲げ座屈変形も確認できた。なお試験体(I)および(II)において、座屈が発生した変位の4倍以上の変位(18.6 mm)を与え、除荷した後においても、円筒胴部にき裂が発生していないことを目視で確認した。

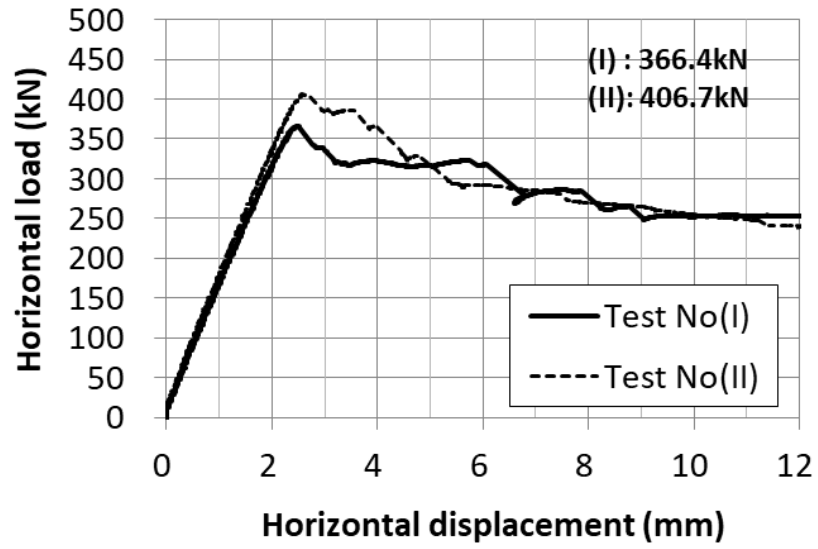


图 3-11 Horizontal load – displacement curve at cylinder top (Test No. (I), (II))

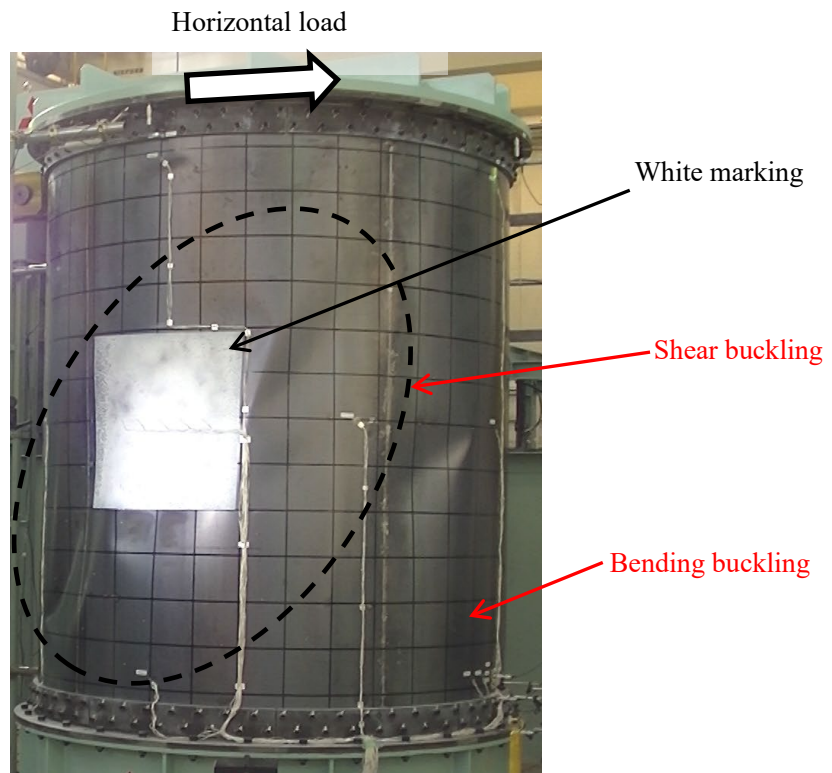
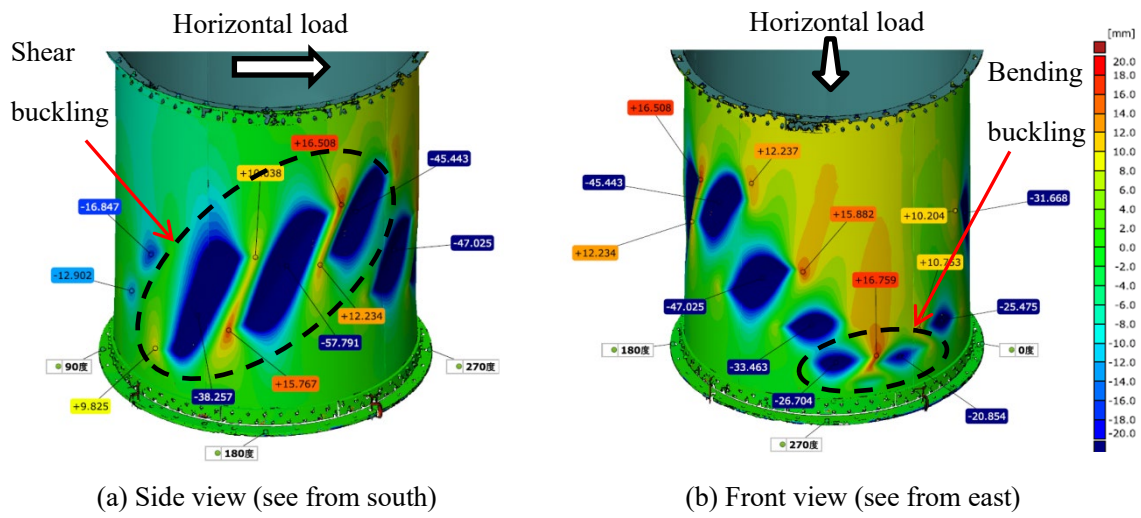


图 3-12 Post-buckling shape of No. (I) vessel (Horizontal load: 282 kN, displacement: 7 mm, side view)



☒ 3-13 Residual deformation contour at unloaded condition of No. (I) vessel

### 3.4.3.3 試験体(III)の試験結果

連続した二段のリング補強材を有する試験体(III)の頂部水平変位(周方向0°と180°位置の平均値)と水平荷重の関係を図3-14に示す。最大荷重発生以降の座屈変形の様子を図3-15に示す。また、試験前後の形状計測結果の比較を図3-16に示す。

試験体(III)の水平最大荷重は470.5kNであり、リング補強材のない試験体(I)の最大荷重よりも28%大きく、リング補強材による座屈強度の向上効果が確認された。なお、試験体(III)の最大荷重の試験体(I)に対する向上効果は、リング補強材によってせん断座屈範囲(円筒長さ)が短くなったとみなして、3.3.1項で述べた秋山他<sup>[3]</sup>の座屈評価式により計算した座屈強度の向上効果(1.2倍程度)と概ね同程度である。

水平荷重-頂部水平変位の関係においては、リング補強材を有する試験体でも試験体(I)や(II)と同様に、最大荷重後も緩やかに荷重が低下しており、一定の耐荷能力を有することが確認できた。また、試験体(I)、(II)の頂部水平変位10mmでの水平荷重は約250kNであるが、試験体(III)の頂部水平変位10mmでの水平荷重は約300kNであり、リング補強材の設置により座屈後の耐荷能力も向上している。図3-15、図3-16に示した試験体の観察および形状計測結果より、リング補強材を設置したことで、上段側のリング補強材とリングガーダ下端との区間でせん断座屈が生じ、せん断座屈の発生区間が短くなったことにより座屈強度が向上したと考えられる。一方、曲げ座屈変形については、試験体(I)、(II)と同様に円筒基部で発生した。なお、本試験体においても、座屈が発生した変位の4倍以上の変位(36.8mm)を与え、除荷した後に、円筒胴部にき裂が発生していないことを目視で確認した。



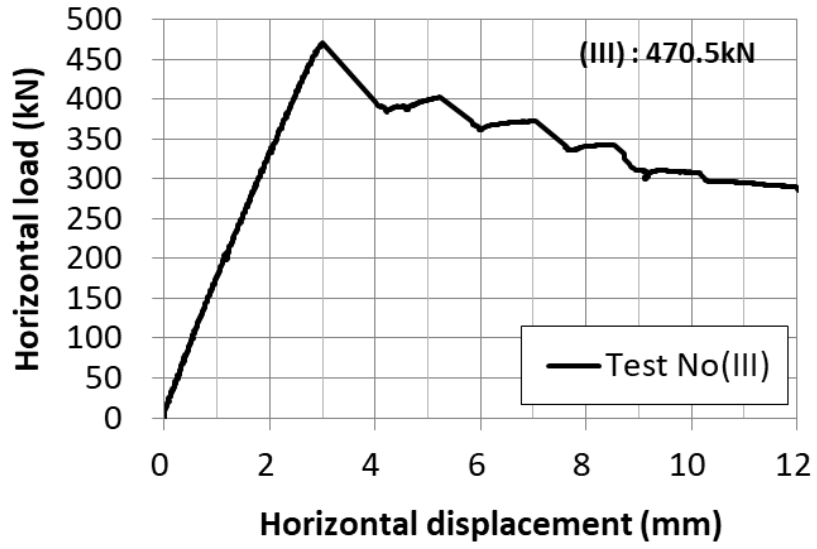


图 3-14 Horizontal load – displacement curve at cylinder top (Test No. (III))

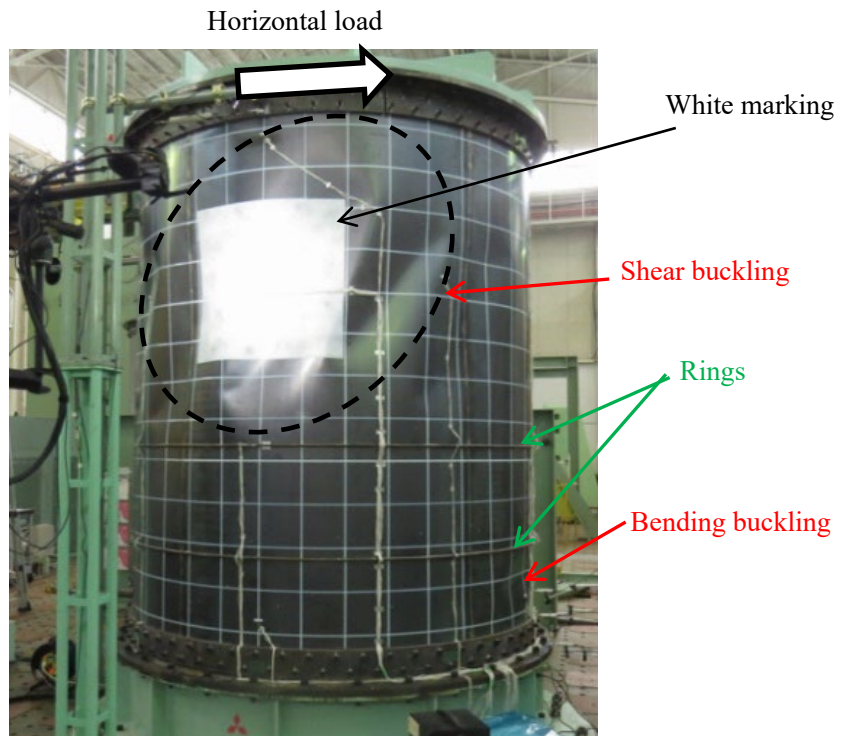
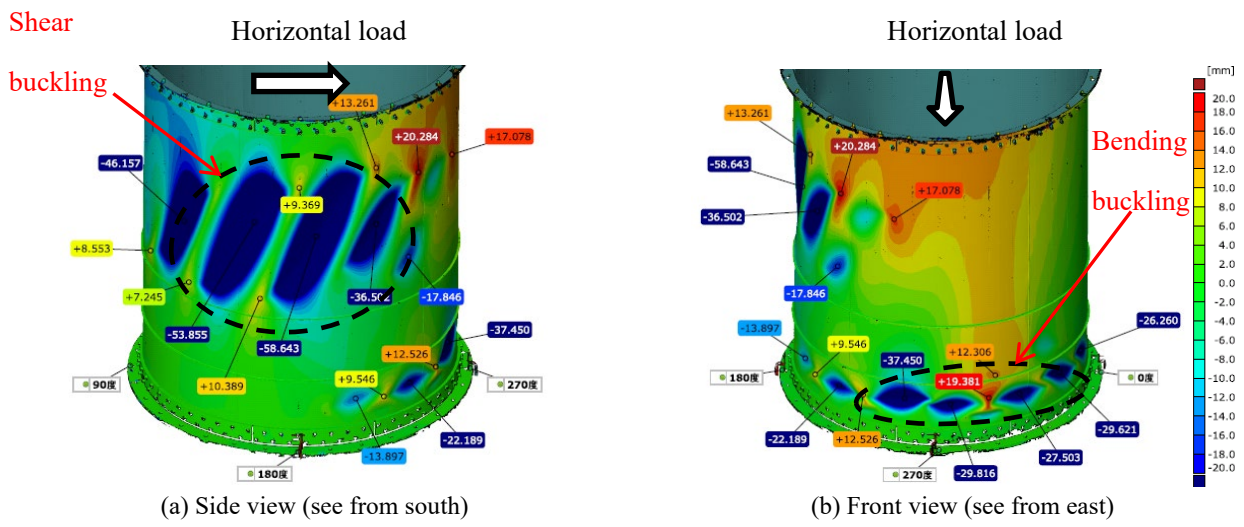


图 3-15 Post-buckling shape of No. (III) vessel (Horizontal load: 311 kN, displacement: 9 mm, side view)



☒ 3-16 Residual deformation contour at unloaded condition of No. (III) vessel

#### 3.4.3.4 試験体(IV)、(V)の試験結果

不連続部を持つ二段のリング補強材とその不連続部を部分補強する短いリング補強材とを有する試験体(IV)、(V)の、頂部水平変位(周方向0°と180°位置の平均値)と水平荷重の関係を図3-17に示す。最大荷重発生以降の試験体(IV)の座屈変形を図3-18に示す。また、試験体(IV)の試験前後の形状計測結果の比較を図3-19に示す。

試験体(IV)、(V)の水平最大荷重は443.7 kN、468.1 kNであり、不連続部を有するリング補強材による座屈強度の向上効果が確認された。水平荷重-頂部水平変位の関係を確認すると、不連続部を有するリング補強材を設置した試験体でも、その他の試験体と同様に、座屈後も一定の耐荷能力を有していることを確認した。また、試験体(IV)、(V)の水平荷重-変位関係は、試験体(III)とほぼ一致しており、部分的なリング補強材を効果的に設置したことで、座屈後耐荷能力が、連続したリング補強と同様に向上したことが確認できた。図3-15、図3-16に示した試験体(III)の観察・計測結果と比較すると、試験体(IV)のせん断座屈変形は上段側の長尺リング補強材と試験体上端との区間に、曲げ座屈変形は概ね下段側の長尺リング補強材から円筒下端との区間にそれぞれ生じており、試験体(III)と同様の座屈モードであった。なお、試験体(IV)および(V)においても、座屈が発生した変位の4倍以上(22.2 mm)の変位を与え、除荷した後においても、円筒胴部にき裂が発生していないことを目視で確認した。

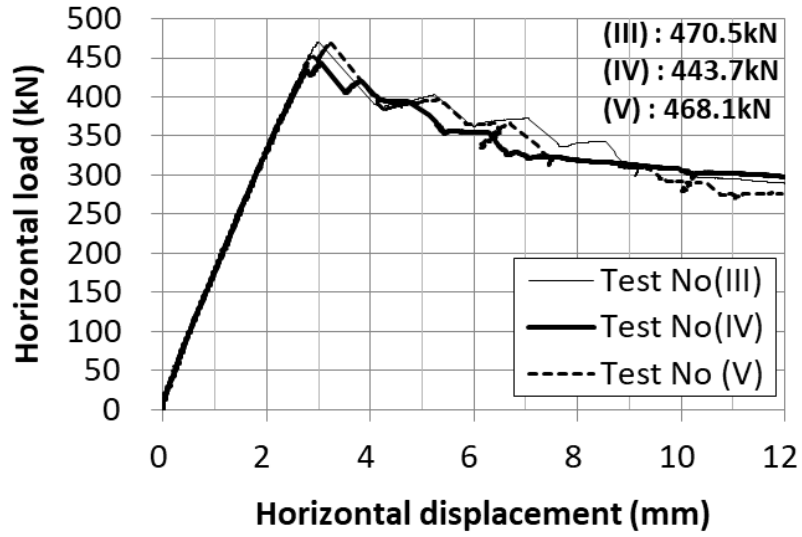
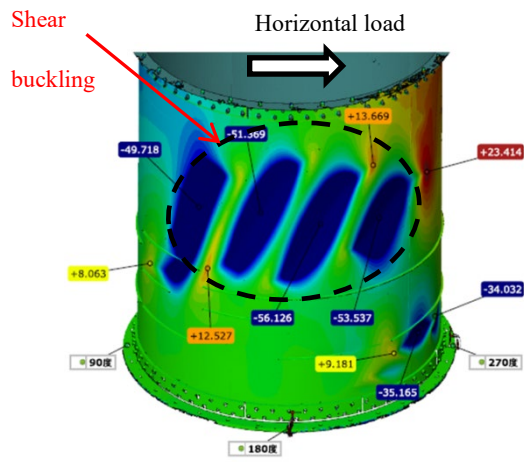


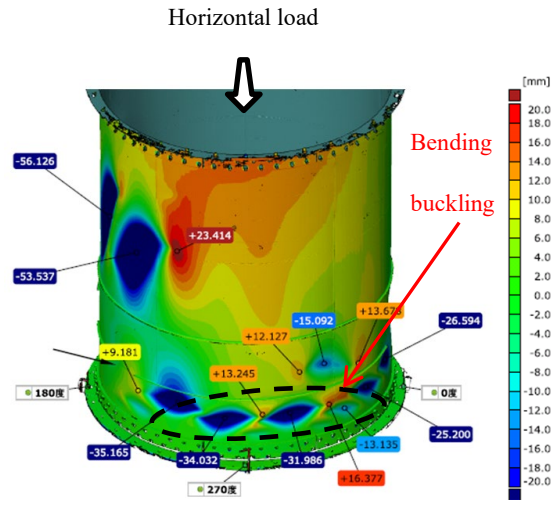
图 3-17 Horizontal load – displacement curve at cylinder top (Test No. (III), (IV), (V))



图 3-18 Post-buckling shape of No. (IV) vessel (Horizontal load: 331 kN, displacement: 7 mm, side view)



(a) Side view (see from south)



(b) Front view (see from east)

☒ 3-19 Residual deformation contour at unloaded condition of No. (IV) vessel

### 3.5 座屈試験に対応する静的弾塑性座屈解析

#### 3.5.1 解析の概要

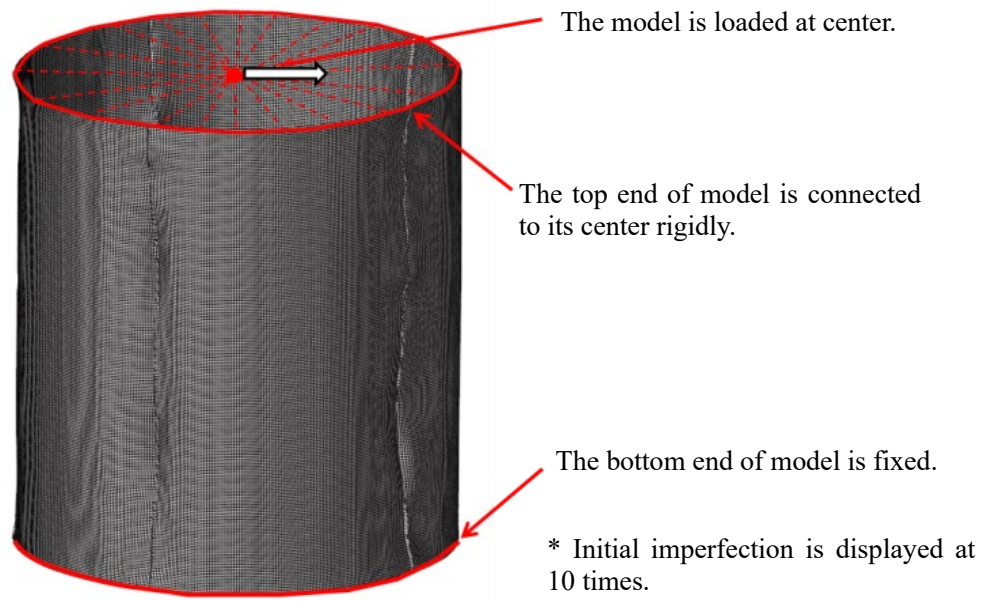
リング補強による座屈強度の向上効果について、解析の適用性を評価するため、三次元デジタイザーにより計測した各試験体の初期不整形を反映した解析モデルを用いて静的弾塑性座屈解析を実施した。解析には汎用解析コードである Abaqus Ver.6.8 を用いた。

#### 3.5.2 解析条件

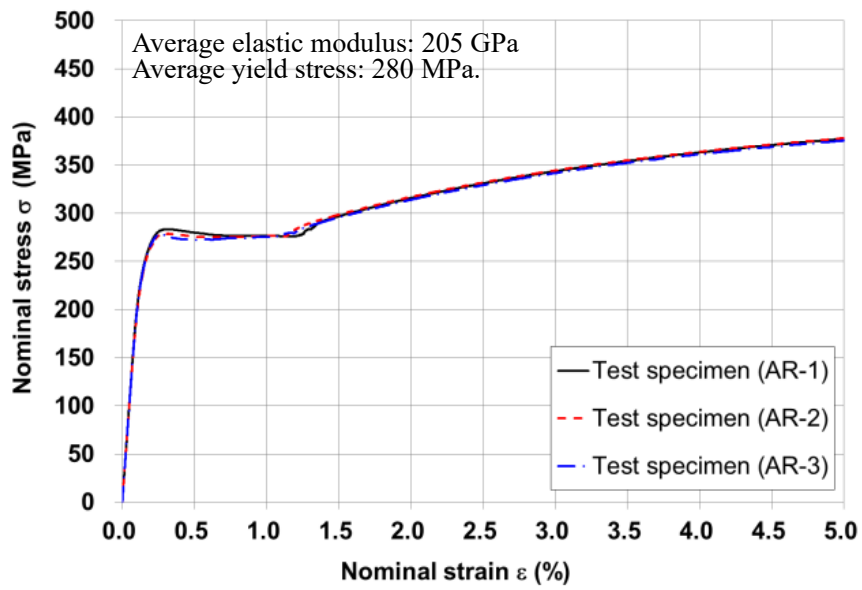
解析モデルは、三次元デジタイザーの計測結果を基に作成した CAD を用いて、シェル要素 (S4R) にて試験体の初期不整形を反映した解析モデルを作成した。円筒部の要素寸法は  $0.25\sqrt{Rt}$  とし、リング補強材のある試験体ではリング補強材の周方向のメッシュサイズは  $0.25\sqrt{Rt}$ 、リング補強材のウェブ高さ方向を 6 分割した。

試験体の下端は剛性が高いフランジで拘束したため、解析モデルの下端の全自由度を拘束した。同様に、試験体の上端は断面形状を保持する水平荷重負荷治具にて固定したため、解析モデルの上端と負荷荷重位置を剛結合した。そして、試験同様に、荷重荷重位置の水平変位を増加させ、最大荷重を求めた。なお、試験体 (II) では、試験と同様に、頂部に一定の鉛直地震荷重 (30.8 kN) を負荷した後、水平変位を漸増させた。代表として、試験体 (I) の解析モデルを図 3-20 に示す。

解析に用いた材料特性は、座屈試験体の製作に用いた鋼板の引張試験より取得した。試験片は、試験体と同じ曲率に曲げ加工した鋼板 (SS400) から、試験体高さ方向と試験片長手方向を一致させて 3 本製作した。得られた公称応力-公称ひずみの関係を図 3-21 に示す。3 本の試験結果はほぼ一致しており、縦弾性係数、降伏応力、およびポアソン比の平均値は、それぞれ 205 GPa、280 MPa、および 0.279 であった。解析の応力-ひずみ関係としては、3 本のうち平均的な特性であった試験片 (AR-2、縦弾性係数 : 204.9 GPa、降伏応力 : 278.7 MPa、ポアソン比 : 0.277) の公称応力-公称ひずみ関係を多直線近似し、真応力-対数ひずみ関係を求めて設定した。



☒ 3-20 FE model of Test No(I)



☒ 3-21 Stress-strain curve obtained by tensile test

### 3.5.3 解析結果

三次元形状計測から得られた初期不整形状、および引張試験から得られた材料特性を入力条件とした弾塑性座屈解析から得られた、各試験体の最大荷重（座屈荷重）の一覧を表 3-4 に示す。試験と解析の最大荷重の比率（解析／試験）は、リング補強のない試験体 (I)、(II) で 1.09、1.00、連続した二段のリング補強材を有する試験体 (III) で 1.00、不連続部を持つ二段のリング補強材とその不連続部を短いリング補強材で補強した試験体 (IV)、(V) では 1.05 と 1.01 となり、いずれも誤差 10%以下の高い精度で最大荷重を評価することができた。なお、解析の最大荷重が試験結果よりやや大きい理由としては、FEM 解析では、メッシュ分割数や要素種別によるものの実現象に対して剛性が高めとなる傾向にあることや、試験体基部の拘束を解析では完全固定としているが、試験より基部剛性が高めとなることなどが考えられる。また、各試験体の試験および解析から得られた水平荷重-頂部水平変位の関係を図 3-22 に示す。初期勾配、最大荷重ともに試験と解析でよく一致した。なお、解析では、最大荷重後は非線形性が強くなり平衡経路を追うのが難しくなるため、最大荷重を少し過ぎた時点で収束悪化し解析が終了した。

試験体 (I)、(III)、(IV) の最大荷重時における外表面の Mises 応力分布および変形図を図 3-23 に示す。リング補強材のない試験体 (I) の解析では、試験と同様に、水平荷重に対して直角方向に円筒高さ全体にわたるせん断座屈と、水平荷重方向の試験体基部の曲げ座屈変形がそれぞれ確認できた。次に、連続した二段のリング補強材を有する試験体 (III) の解析では、上段側のリング補強材と円筒上端との区間にせん断座屈が、下段のリング補強材と円筒下端との区間で、曲げ座屈による面外変形が確認できた。なお、各解析の最大応力は降伏応力以下であったことから、今回の解析ケースでは、結果的には弾性大変形解析でも同様の結果が得られたと考えられる。

試験体 (IV) の解析においても、試験と同様に、円筒上端と上段側の長短のリング補強材との区間でせん断座屈が生じ、主に円筒下端と下段側のリング補強材との区間で曲げ座屈が生じた。なお、試験体 (V) の解析においても試験体 (IV) と同様の座屈モードが得られた。

以上より、本研究で対象とした 5 体の試験体に対して、初期不整形状および材料特性を詳細に反映した弾塑性座屈解析により、+10%以下の誤差で最大荷重を評価でき、また座屈モードも再現できていることから、本解析手法が補強効果の評価に適用可能

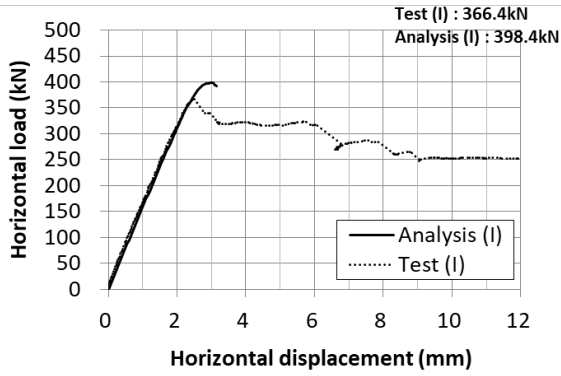


であることを確認できた。

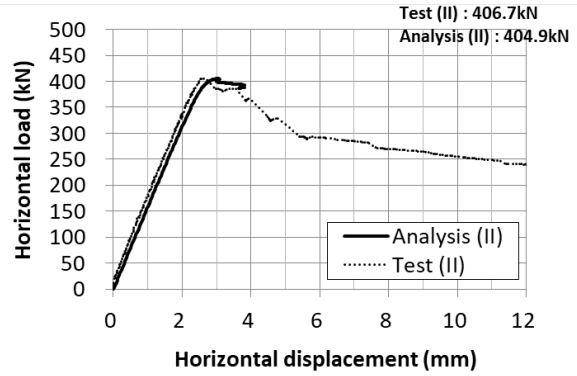
表 3-4 Maximum load for each condition obtained by the test and analysis

Test No.	Stiffening rings	Maximum load (kN)		The ratio of Maximum load of FE analysis to that of test
		Test	FE analysis	
(I)	None	366.4	398.4	1.09
(II)		406.7	404.9	1.00
(III)	Continuous two rings	470.5	469.8	1.00
(IV)	Discontinuous rings	443.7	464.8	1.05
(V)		468.1	474.2	1.01

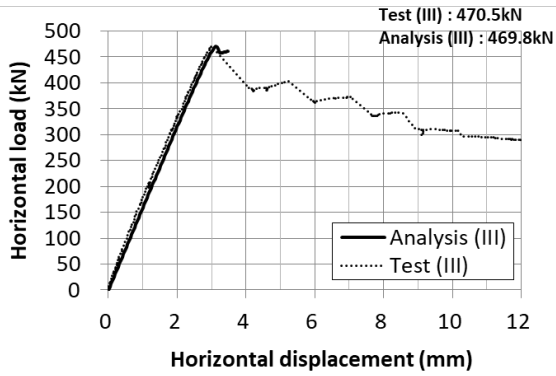
Note: The numerical value of the maximum load was truncated to two decimal places.



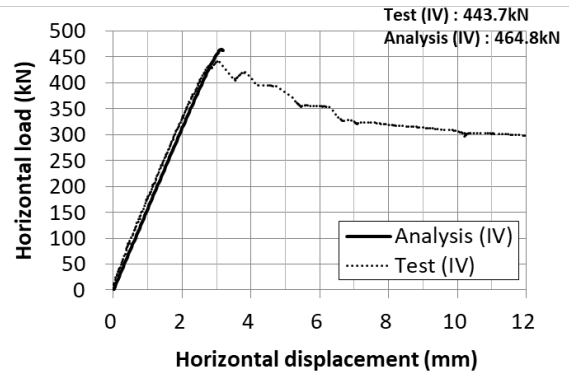
(a) Test No.(I)



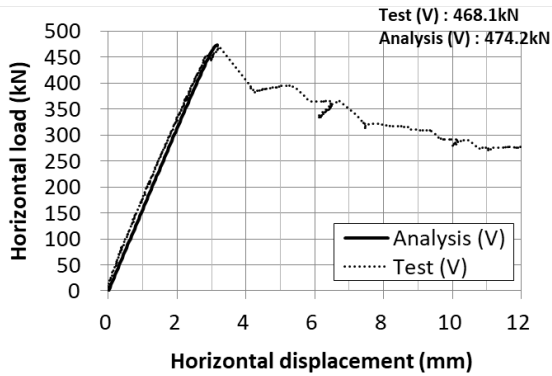
(b) Test No.(II)



(c) Test No.(III)

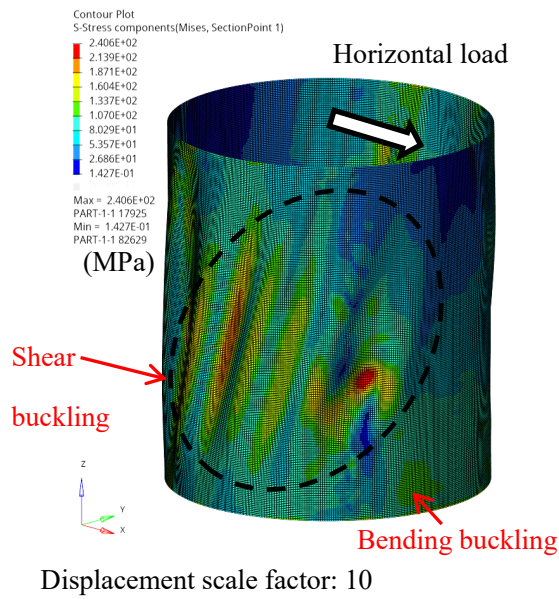


(d) Test No.(IV)

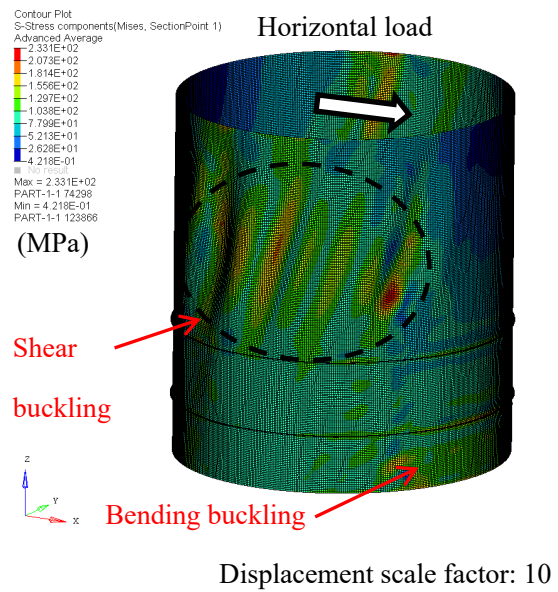


(e) Test No.(V)

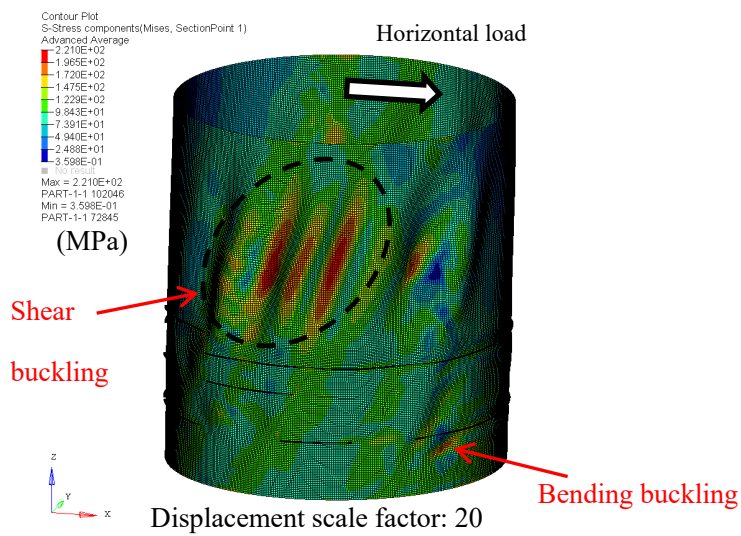
☒ 3-22 Comparison of horizontal load - displacement at cylinder top between tests and FE analyses



(a) Analysis result of No.(I)



(b) Analysis result of No.(III)



(c) Analysis result of No.(IV)

☒ 3-23 Von Mises stress contour on outer surface with magnified deformation at maximum load

### 3.6 不連続を有するリング補強材による鋼製原子炉格納容器の座屈補強効果の考察

PWR の SCV の胴部は、概ね半径/肉厚比  $R/t$  が 400~550、円筒長さ/半径比  $L/R$  が 1.7~3.0 の範囲にある薄肉円筒殻である。本研究で対象とした SCV 胴部は、3.3.1 項に記載のとおり、 $R/t=506$ 、 $L/R=2.2$  であり、PWR の SCV の典型的な形状である。本構造について、開口や配管などの貫通部と追加補強材の干渉を回避しつつ座屈強度を向上させるため、長短のリング補強材を組み合わせた不連続なリング補強配置とした。リング補強の配置にあたっては、不連続部の存在による座屈強度の低下を防止するため、貫通部の存在により周方向にせん断座屈の半波長を超える不連続部が生じる箇所には、不連続部の上下に短いリング補強材を配置した。

この不連続なリング補強材による SCV 胴部の座屈補強効果を確認するため、縮尺モデルによる座屈試験および再現解析を実施した結果、補強材のない試験体に対して座屈強度が 20%以上向上した。また、不連続なリング補強材を有する試験体は、同じ高さ位置に連続したリング補強を施した試験体の座屈強度と同程度であった。

以上の結果から、開口や配管などの貫通部との干渉を回避した不連続なリング補強は、全周の連続したリング補強と同様の座屈強度が得られることが確認できた。

### 3.7 まとめ

本章では、背の低い（高さ／半径比が小さい）円筒殻で生ずるせん断座屈を対象に、実設計での制約を考慮した座屈補強策について検討した。

具体的には、PWR の SCV を例題に、地震荷重に対するせん断座屈強度の向上策として、開口や配管などの貫通部との干渉を回避しつつ、不連続な低剛性部の存在による座屈強度低下を防止できるリング補強材の設置案を考案した。本研究では、考案した不連続部を有するリング補強材の有効性を検証するため、縮尺モデルを用いた静的座屈試験、および試験に対応する静的弾塑性座屈解析を実施した。

その結果、不連続部を持つリング補強材で補強した試験体では、連続したリング補強材を有する試験体と同様に、リング補強材のない試験体より最大荷重が 20%以上向上した。このことにより、不連続なリング補強によって、連続したリング補強と同等のせん断座屈の補強効果が得られることを確認できた。

### 3章の参考文献

- [3-1] 日本電気協会編, 原子力発電所耐震設計技術指針 重要度分類・許容応力編 (JEAG 4601・補-1984) (1984).
- [3-2] 日本電気協会編, 原子力発電所耐震設計技術規程 JEAC4601-2015 (2015).
- [3-3] 原子力発電技術機構, 多度津工学試験所の歴史と役割, available from <[www.iae.or.jp/wp/wp-content/uploads/2014/10/nupec/tadotsu.pdf](http://www.iae.or.jp/wp/wp-content/uploads/2014/10/nupec/tadotsu.pdf)>, (参照日 2022 年 1 月 5 日) .
- [3-4] 日本電気協会編, 原子力発電所耐震設計技術指針 (JEAG 4601-1987) (1987).
- [3-5] 核燃料サイクル開発機構, もんじゅ原子炉格納容器 耐地震座屈試験, PNC-TJ222-84-01 (1984).
- [3-6] 高橋忠男, 清水誠一, 湯原哲夫, 今村成夫, 林和利, “もんじゅ”原子炉格納容器の大型座屈実験, 三菱重工技報, Vol.23, No.6 (1986), pp.683-688.
- [3-7] 秋山宏, 湯原哲夫, 清水誠一, 林和利, 高橋忠男, 原子炉格納容器の座屈を考慮した耐震終局強度, 三菱重工技報, Vol.23, No.3 (1986), pp.285-291.
- [3-8] 岡藤孝史, 三浦一浩, 中村光博, 原田達之, 箱田德行, 小江秀保, 辻井秀, 原達矢, 部分リング補強材を有する鋼製原子炉格納容器の弾塑性座屈解析による耐震強度評価について, 日本原子力学会 2017 年秋の大会 予稿集, 3B12 (2017).
- [3-9] 三浦一浩, 岡藤孝史, 中村光博, 原田達之, 箱田德行, 小江秀保, 原達矢, 不連続なリング補強材を有する鋼製原子炉格納容器の座屈強度, 日本機械学会論文集, Vol.86, No.890 (2020), DOI:10.1299/transjsme.20-00245.
- [3-10] 久田俊明, 野口裕久, 川上高, 仲戸川哲人, 田井浩一, 原子炉格納容器の動的座屈の安全裕度に関する研究, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.59, No.557 (1993), pp.203-210.
- [3-11] 秋山宏, 大坪英臣, 山田大彦, 中村秀治, 松浦真一, 萩原豊, 湯原哲夫, 平山浩, 中川正紀, 大岡裕二, 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), 日本機械学会論文集 A 編, Vol.60, No.575 (1994), pp.1690-1697.
- [3-12] 日本機械学会編, 発電用原子力設備規格 設計・建設規格 (2005 年版 (2007 年追補版含む)) 第 I 編 軽水炉規格 (JSME S NC1-2005/2007) (2007).

## 4章 弾塑性座屈解析による円筒殻の座屈強度設計手法

### 4.1 緒言

従来、円筒殻の座屈設計は設計式ベースで行われてきたが、近年の計算機性能の向上に伴い、主に詳細設計段階において、弾塑性座屈解析による座屈強度評価が行われるようになってきている。弾塑性座屈解析は、対象構造の細部形状、材料物性、初期不整、荷重分布といった実際の条件を設計式ベースよりも正確に反映することができるため、精緻な座屈強度評価が可能となる一方で、解析設定条件の座屈強度への影響が大きいため、設定によっては実耐力に対して非安全側の評価となる可能性がある。また、静的弾塑性座屈解析による円筒殻の座屈強度設計手法に関し、明確に規定された規格は見られない。

そこで本研究では、鋼製原子炉格納容器（Steel Containment Vessel、SCV）を例題として、弾塑性座屈解析を座屈強度設計に適用する上での解析手順を提案するとともに、座屈荷重に影響する解析のパラメータの感度評価を行い、実耐力に対する保守性を確保できるパラメータ設定手法を提案する。

また、SCVの胴部は半径/肉厚比が400～550の薄肉円筒殻であり、塑性の影響が小さい弾性座屈が想定されるため、厚肉の円筒殻における弾塑性座屈への適用性について、2章の座屈試験および解析結果（半径/肉厚比：100）に基づき考察した。

### 4.2 研究背景および目的

SCVは、円筒殻や半球殻などから構成される薄肉容器であり、PWRなどにおいては、想定する地震荷重に対してSCVが十分な座屈強度を有するように設計される。PWRのSCVの胴部は、概ね半径/肉厚比（ $R/t$ ）が400～550、円筒長さ/半径比（ $L/R$ ）が1.7～3.0の範囲にある薄肉円筒殻であり、弾性座屈が想定される。日本におけるSCVの耐震座屈強度設計には、JEAG4601（1984）<sup>[4-1]</sup>で規定され、最新版のJEAC4601（2015）<sup>[4-2]</sup>でも引き継がれた座屈評価式（以下、「JEAC4601（2015）評価式」）が適用されている。JEAC4601（2015）評価式は、過去にNASA<sup>[4-3]</sup>などで実施された座屈試験結果を体系的に整理して、安全裕度を考慮した保守的かつ簡便な評価法である。

一方、近年、評価式による簡易的な座屈評価法に加え、静的弾塑性座屈解析を用いた地震時における座屈強度の評価法が開発されている。その一例として、昭和62年から平成13年にかけて電力中央研究所が中心となって実施した、高速増殖炉（Fast Breeder

Reactor、FBR) の原子炉容器を対象とした座屈評価法に関する研究 (秋山他<sup>[4-4]</sup>、松浦他<sup>[4-5]</sup>) がある。この研究においては、試験データに基づく簡便な座屈強度評価式を示すと共に、形状や荷重条件が複雑である場合に静的弾塑性座屈解析を適用することを想定した解析精度向上のための推奨条件が纏められている。また、Okada et al.<sup>[4-6]</sup>は、弾性座屈の理論解を基に、弾塑性の応力-ひずみ関係式より求める塑性修正係数と、解析で求めた初期不整による座屈強度補正係数を考慮した弾塑性座屈の強度評価式を示すとともに、座屈試験の再現解析により静的弾塑性座屈解析の精度検証を実施している。更に、加藤、佐々木<sup>[4-7]</sup>は静水圧を受ける円筒容器での解析設定条件が座屈強度に与える影響をパラメトリックに検討し、貯水タンクに適した静的弾塑性座屈解析による座屈強度評価法を纏めている。

また、Turbat and Meziere<sup>[4-8]</sup>が行った原子力発電機器の座屈評価法に関する各国規格の比較によると、アメリカの ASME code case N-284<sup>[4-9]</sup>は鋼製原子炉格納容器などを対象とした、座屈強度評価式による方法と、弾性座屈固有値解析による方法が規定され、弾塑性座屈解析による座屈強度評価法は規定されていない。一方、フランスの高速炉向け規格 RCC-MR<sup>[4-10]</sup>においては、弾性解析による評価に加え、幾何学的非線形および材料非線形を考慮した非弾性解析による座屈強度評価法が規定されている。この非弾性解析では座屈に最も厳しい初期不整形形状を選択し、製造時の寸法許容差を初期不整量とすることが規定されている。

ここで、SCV 設計の座屈評価に静的弾塑性座屈解析を適用した場合には、以下のように実際の条件や座屈性状に即した評価が可能になる。

- (1) 弾塑性座屈解析では、実験データの不確かさである初期不整や材料物性を解析モデルに取り込むことで、JEAC4601 (2015) 評価式で考慮されている耐震評価上の安全裕度を現実的に考慮できる。
- (2) 弾塑性座屈解析では、JEAC4601 (2015) 評価では考慮できない、地震応答解析で計算される SCV 高さ方向の荷重分布を解析モデルに設定して、座屈荷重を計算することができる。
- (3) 弾塑性座屈解析では、SCV が有する開口部や荷重が最大となる基部における拘束条件などを解析モデルに反映し、座屈荷重を計算することができる。
- (4) 弾塑性座屈解析では、JEAC4601 (2015) 評価式が考慮している曲げ座屈および軸圧縮座屈に加え、せん断座屈などの SCV 形状に応じて有意となる座屈モード



の座屈荷重を計算することができる。

しかしながら、静的弾塑性座屈解析による座屈強度評価は、解析設定条件により座屈強度に差異が生じるため、設計手法に弾塑性座屈解析を適用するには、解析を適用する機器の初期不整、材料物性や要素寸法などの影響を把握し、座屈荷重評価の実耐力に対する保守性を確保する解析手法を確立する必要がある。

そこで、本研究では、静的弾塑性座屈解析を SCV の座屈強度設計に適用する上での解析手順を提案するとともに、座屈荷重に影響する解析のパラメータの感度評価を行い、それらのパラメータ設定手法を提案する。また、既往の座屈試験結果と比較し、この提案手法の成立性を確認する<sup>[4-11]</sup>。

#### 4.3 静的弾塑性座屈解析による鋼製原子炉格納容器の座屈強度設計手順

SCV の座屈強度設計を静的弾塑性座屈解析により実施する場合の手順を図 4-1 に示す。基本的な流れは、既往研究の推奨解析条件<sup>[4-5]</sup>に示される手順を踏襲する。ただし、静的弾塑性座屈解析で設定する評価荷重を質点系モデルなどの地震応答解析から求めること、および静的弾塑性座屈解析の荷重は、初期に自重を一定負荷し、次に地震による鉛直荷重と水平荷重の比率を保持したまま漸増負荷することを反映した。なお、静的弾塑性座屈解析では、座屈荷重への影響が大きい肉厚を保守的に設定する必要があるが、PWR の SCV では、鋼板購入時にマイナス公差 0 mm とすることで耐圧上の余裕が確保できるよう設計配慮をしておき、座屈解析には公称寸法を用いることで保守的な評価となる。解析では、まず地震応答解析などで求めた評価荷重に対応した水平荷重を初期不整のない解析モデルに入力する弾性座屈固有値解析を実施し、得られた最低次の座屈モードを初期不整形形状として選定する。また、解析モデルに初期不整形形状を入力する際の初期不整形量は、製作基準の寸法許容差あるいは寸法計測結果などより定める。続いて初期不整形形状を入力した解析モデルにより、前述の荷重を負荷した静的弾塑性座屈解析を実施して座屈荷重を求め、評価荷重(地震荷重)が座屈荷重以下となることを確認する。

なお、弾塑性解析を用いた極限荷重の評価法としては、JSME 発電用原子力設備規格設計・建設規格(2016年版) <第 I 編 軽水炉規格><sup>[4-12]</sup>に規定された 2 倍勾配法があり、解析の荷重-変位関係と初期勾配の 2 倍の勾配を有する直線の交点を極限荷重とする手法であるが、塑性崩壊など塑性の影響が大きく明確な最大荷重が得られにくい場合に適用することが多い。一方、本研究のような円筒容器の座屈評価の場合は、最大荷重点が

明確であり、試験あるいは解析の最大荷重を座屈荷重とすることが一般的である。そのため、本研究で提案する静的弾塑性座屈解析手法においても、最大荷重を座屈荷重とする。

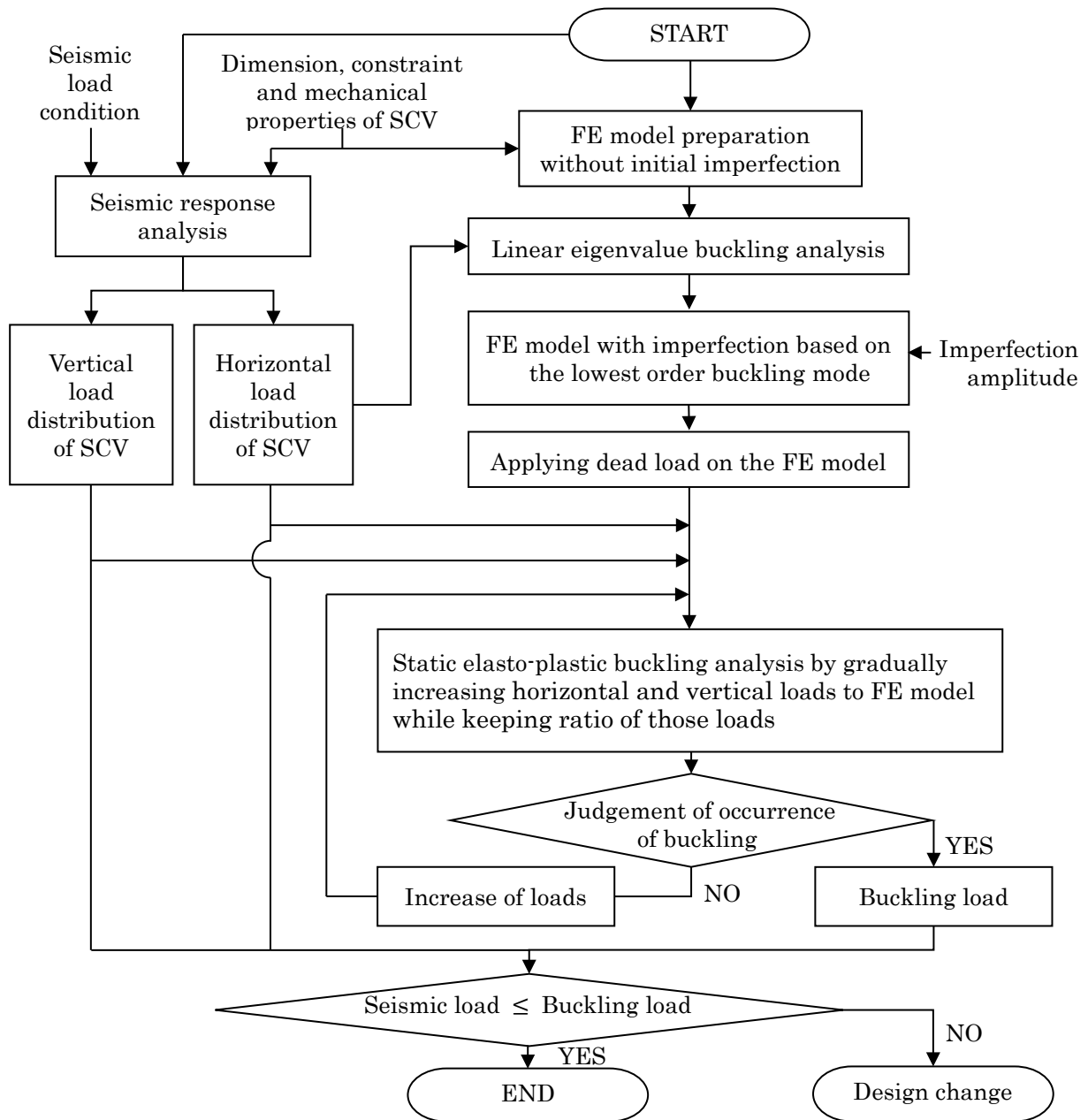


图 4-1 屈曲强度设计流程图由静态弹塑性屈曲分析对于 SCV

## 4.4 鋼製原子炉格納容器モデルの感度解析のパラメータ設定

### 4.4.1 座屈強度に対する影響因子の選定

JEAC4601 (2015) 評価式<sup>[4-2]</sup>では、広範な座屈試験結果から定められた下限曲線に対して、耐震評価上の安全率を考慮している。ここで、この下限曲線を設定する際には、初期不整や材料物性など、座屈強度に影響する各因子についての不確かさを、包括的に考慮するように設定されている。このため、設計条件によっては過度に保守的となる可能性がある。一方、弾塑性座屈解析による座屈強度評価は、座屈強度に影響する因子をより現実的に考慮することを目的としているが、解析の座屈荷重が実耐力よりも保守的に評価されるよう、解析条件を設定する必要がある。このため、静的弾塑性座屈解析から得られる座屈強度に対する主な影響因子（解析条件）について、パラメータスタディーを実施し、その影響を定量的に明らかにした。

パラメータスタディーを実施した解析条件は、FBR の原子炉容器を主対象とした、弾塑性座屈解析による座屈強度評価に係る既往研究の知見を基に選定した。既往研究<sup>[4-4][4-5]</sup>では、座屈評価における重要な形状パラメータである半径/肉厚比 ( $R/t$ ) が  $50 \leq R/t \leq 400$ 、円筒長さ/半径比 ( $L/R$ ) が  $1.0 \leq L/R \leq 5.0$  であり、これに対して SCV の形状は  $R/t$  において概ねその上限と同等であり、 $L/R$  は上記範囲内にあるため、SCV の静的弾塑性座屈解析においても、既往研究の静的弾塑性座屈解析に対する推奨解析条件を参考にできると考えた。同文献では、座屈強度に影響を与える設定条件として、(a) 各種座屈解析法の適用範囲（解析方法）、(b) 解析評価の手順、(c) 材料物性値の設定、(d) 降伏条件と構成式、(e) 解析モデルに採用する要素の選択、(f) 要素分割、(g) 境界条件・荷重条件、(h) 増分量の選択・収束条件、(i) 不整の導入（初期不整の形状やその不整量）、(j) 解析精度の検証 の 10 項目を抽出している。本研究においては、表 4-1 に示すように、本研究で提案する解析評価手順である項目 (b)、および解析コードの標準機能である項目 (a)、(d) および (h) は固定条件とし、残りの項目 (c)、(e)、(f)、(g) および (i) を変更した感度解析を実施した。また、三浦他<sup>[4-13]</sup>の試験結果と比較することで項目 (j) の解析精度検証を実施した。

なお、(a) は大変形（幾何学的非線形）を考慮した静的弾塑性座屈解析、(d) は Abaqus をはじめとした多くの汎用解析コードの標準機能である Mises 降伏条件および J2 流れ則を用いた。また、単調増加の荷重・変位の場合、硬化則の違いは座屈荷重にほとんど影響しないため、等方硬化則、移動硬化則のどちらも使用できる。このため本研

究では等方硬化則を用いた。(h)の増分量については、解の収束性向上のため、一般に座屈荷重近傍では増分量を小さくする必要があるが、多くの汎用解析コードでは増分量の自動制御機能が搭載されており、本研究では Abaqus 標準機能を用いた。

#### 4.4.2 解析の対象構造

解析のパラメータスタディーでは、各影響因子について、保守的かつ合理的な座屈強度評価が可能と考えられる基本条件と、影響因子の感度評価に用いる条件とで解析を行った。ここで、パラメータスタディーの対象は、3章に示す座屈試験体<sup>[4-13]</sup>のうち単純円筒殻に対して水平荷重を負荷した座屈試験とした。単純円筒殻の試験は試験体 (I) と (II) があるが、初期不整量が大きく、初期不整の感度検討を実施し易いと考えられる試験体 (I) を対象とした。

試験体 (I) は、一般構造用圧延鋼材 (SS400) 5枚を曲げ加工し、溶接にて作製したリング補強材のない円筒殻である。試験体 (I) の公称寸法は表 4-2 に示すとおり、半径/肉厚比  $R/t$  が 506、円筒長さ/半径比  $L/R$  が 2.2 である。なお、図 3-7 の初期不整量の分布図のように、各溶接部において円筒内側に凸となる初期不整形を有している。表 3-2 に示すとおり、溶接部近傍を避けた内径計測から得られた初期不整量は 5.0 mm であり、溶接部を含む試験体全体を 3次元計測して得られた最大初期不整量は 14.0 mm であった。曲げ加工後の材料特性を得るため、試験体高さ方向に荷重を負荷した引張試験を 3本実施した結果、図 3-21 に示すように縦弾性係数、降伏応力、およびポアソン比の平均は、それぞれ 205 GPa、280 MPa、および 0.279 であった。

試験時には、円筒上部の負荷治具の自重を試験体に作用させない状態で、水平方向に設置したジャッキの水平方向変位を単調漸増させ、座屈変形が目視で明確に確認できるまで荷重を継続した。図 3-11 に示すとおり、試験の座屈荷重は 366.4 kN であった。また、座屈後 (約 282 kN) における座屈変形の状況を図 3-12 に示しているが、荷重直角方向の円筒側面にせん断座屈、荷重方向の円筒基部では曲げ座屈による面外変形を確認した。

表 4-1 Setting conditions and parameters of analyses

Setting conditions of analysis	Parameters in this study	Notices
(a) <b>Analysis method</b>	Static elasto-plastic buckling analysis considering geometrical nonlinearity	Commercial code: Abaqus (Fixed condition in this study)
(b) <b>Buckling evaluation procedure by FEA</b>	Analytical buckling evaluation procedure for SCV	Described in section 4.3 (Fixed condition in this study)
(c) <b>Material properties</b>	Elastic modulus and Stress-strain curve (Yield stress and tangent modulus)	Described in section 4.4.3
(d) <b>Yield criterion and constitutive equation</b>	Isotropic hardening rule, Mises yield criterion and J2 flow rule	Standard feature in FEA code (Fixed condition in this study)
(e) <b>Element type</b>	Type of shell element	Described in section 4.4.4
(f) <b>Mesh division</b>	Element size of shell element	Described in section 4.4.5
(g) <b>Boundary condition and load condition</b>	Applying load method	Described in section 4.4.6
(h) <b>Increment and convergent condition</b>	Increment is changed depending on convergent condition	Standard feature in FEA code (Fixed condition in this study)
(i) <b>Initial imperfection</b>	Initial imperfection shape and amplitude	Described in section 4.4.7
(j) <b>Verification of analysis</b>	Verified quantitatively in this study	Described in chapter 4.5

表 4-2 Nominal size of test (I) vessel

Test No.	Material	Diameter $2R$ (mm)	Thickness $t$ (mm)	Length $L$ (mm)	$R/t$	$L/R$	Stiffening rings
(I)	SS400	2324	2.3	2521	506	2.2	None

### 4.4.3 材料特性

#### 4.4.3.1 材料特性のパラメータ

静的弾塑性座屈解析で設定する材料特性には、縦弾性係数、ポアソン比、降伏応力および降伏後の応力-ひずみ関係（応力-ひずみ関係を二直線近似する場合は接線剛性係数）を用いる。ここでは、各物性値のばらつきおよび規格で定められた値について考察し、感度解析に用いる物性値を定めた。

#### 4.4.3.2 縦弾性係数およびポアソン比

縦弾性係数のばらつきについては、Chen et al.<sup>[4-14]</sup>が鋼の縦弾性係数を超音波、共振振動および引張試験の 3 通りの計測方法を実施し、比較している。同文献によると、各試験方法から得られた縦弾性係数の平均特性は、超音波による計測では 208 GPa（標準偏差 0.9 GPa）、共振振動による計測では 208 GPa（標準偏差 0.1 GPa）、引張試験では 204 GPa（標準偏差 7 GPa）であり、超音波と共振振動による計測の不確かさも考慮した変動係数はそれぞれ 1%、1~2%、また引張試験から得られた変動係数は 3.4% (=7 GPa/204 GPa) であった。また、試験体材料 (SS400) の縦弾性係数の規格値としては、JSME 発電用原子力設備規格 設計・建設規格 (2005/2007 年版) <第 I 編 軽水炉規格><sup>[4-15]</sup> (以下、JSME 設計・建設規格) では室温 (20°C) で 203 GPa と定められている。

以上のとおり、鋼の縦弾性係数のばらつきは小さく、文献の平均特性も JSME 設計・建設規格の規格値に近いことから、感度解析における縦弾性係数は、JSME 設計・建設規格の値 (203 GPa) で固定した。

また、ポアソン比については JSME 設計・建設規格には規定されていないが、ASME Boiler & Pressure Vessel Code Section II Part D (2010) (以下、ASME BPVC) <sup>[4-16]</sup> では炭素鋼のポアソン比は 0.30 である。試験体 (I) の材料引張試験 (AR-2) で計測したポアソン比は 0.277 であり、ASME BPVC と大きな差はないので、感度解析におけるポアソン比は 0.30 を基本とし、材料引張試験結果から得られた応力-ひずみ関係 (AR-2) を多直線近似で与える解析ケースでのみ、材料引張試験から得られたポアソン比 0.277 を用いた。

#### 4.4.3.3 降伏応力

土木学会の座屈設計ガイドライン<sup>[4-17]</sup>に示された鋼種別の機械的性質の統計量によ



ると、SS 材の降伏応力の平均値は JIS 規格値より高く、変動係数は 11%程度と、縦弾性係数よりもばらつきが大きい。実際に、試験体材料 (SS400) の JSME 設計・建設規格の室温 (20°C) での設計降伏点は 245 MPa だが、試験体材料の引張試験で得られた降伏応力の平均値は 280 MPa と、JSME 設計・建設規格よりも 14%高かった。

提案する解析条件では、座屈荷重を保守的に評価するため降伏応力を規格値とすることを基本とするが、降伏応力の座屈荷重への影響を確認するため、感度解析で設定する降伏応力は、JSME 設計・建設規格の値 (設計降伏点 : 245 MPa) と試験体材料の引張試験から得られた平均値 (280 MPa) の 2 種類とした。また、解析対象となる SCV の試験体では弾性座屈が想定され、座屈荷重への材料降伏の影響は小さいことが考えられるため、非保守的な設定となるが最も極端な場合として、降伏応力を設定しない弾性特性での解析も実施した。

#### 4.4.3.4 降伏後の応力-ひずみ関係 (接線剛性係数)

SCV では降伏点が明確な炭素鋼が用いられることが多い。鋼材の降伏後の応力-ひずみ関係まで提示している規格としては、道路橋示方書・同解説 V耐震設計編 (平成 29 年版) [4-18]があり、降伏後の接線剛性係数を初期勾配 (縦弾性係数) の 1/100 とした二直線近似による関係式を定義している。また、土木学会の座屈設計ガイドライン [4-17]では、構造用鋼材での接線剛性係数は縦弾性係数の 1/100 から 1/50 の範囲が多いとされている。

座屈荷重を保守的に評価するには、弾完全塑性に近い応力-ひずみ関係とする必要がある一方で、降伏後の接線剛性係数を小さくしすぎると解析の収束性が悪化するおそれがある。本研究の感度解析では、接線剛性係数を縦弾性係数の 1/100 倍として二直線近似した応力-ひずみ関係を用いることを基本とした。また、接線剛性係数の座屈荷重への影響を確認するため、弾完全塑性に近い特性として接線剛性係数を初期勾配の 1/1000 倍とした二直線近似と、試験体材料の引張試験から得られた応力-ひずみ関係とするケースを加えた計 3 種類の解析を実施した。なお、SCV は一般に薄肉容器のため、座屈形態としては弾性座屈であり、降伏応力および降伏後の応力-ひずみ関係が座屈荷重に及ぼす影響は小さいと考えられる。

#### 4.4.4 要素選定

SCV は薄肉容器のため、解析モデルの作成には既往研究<sup>[4-5]</sup>の推奨解析条件と同様にシェル要素を適用する。シェル要素は、使用する解析コード毎に複数種類の要素が組み込まれているため、本研究で使用する解析コード Abaqus の代表的な要素において、その影響を確認する。一般に、中間節点を有する 8 節点シェル要素（二次要素）は、4 節点シェル要素（一次要素）より大きな要素寸法でも解析精度の良い解を得ることができるが、いずれの要素でも十分な分割数にてモデル化することで、同等の精度が得られると考えられるため、感度解析では、モデル作成が容易な S4R 要素（一次要素）を基本とし、要素種類の座屈荷重への影響確認のため、4.4.5 項にて後述する基本要素寸法においては S8R5 要素（二次要素）を用いた解析も実施した。また、座屈挙動および座屈荷重を適切に評価するには、座屈時の面外変形に伴う肉厚方向のひずみ分布や塑性変形の進展を表現するため、シェル要素の肉厚方向の積分点数を複数取る必要がある。本研究では、いずれの要素についても、Abaqus の標準設定である肉厚方向に 5 点の積分点数とした。

#### 4.4.5 要素分割

静的弾塑性座屈解析により座屈荷重を精度良く求めるためには、想定される座屈変形を表現できるよう、座屈波長に対して十分細かい要素寸法となるように要素分割する必要がある。要素分割が粗いと、座屈変形を正しく表現できないため、座屈荷重を実際より高く予測し、分割を細かくしていくと解が一定値に収束する。ここで、SCV においては、座屈を生じる胴部の要素寸法が、解析精度に大きく影響すると考えられる。既往研究<sup>[4-5]</sup>の推奨解析条件では、シェル要素（二次要素を推奨）の場合は、水平荷重直角方向の胴部側面を中心に周方向に生じるせん断座屈モードの波長（約  $2.02\sqrt{L\sqrt{Rt}}$ ）に対して  $1/6\sim 1/8$  以下の要素寸法、円筒殻の軸方向に生じる曲げ座屈モードと同等の波長（約  $3\sqrt{Rt}$ ）に対して  $1/5$  以下の要素寸法が目安として示されている。

試験体は半径（肉厚中心） $R_m$  が 1163 mm、円筒高さ  $L$  が 2521 mm、肉厚  $t$  が 2.3 mm であるため、せん断座屈波長  $2.02\sqrt{L\sqrt{Rt}}$  は 729 mm、曲げ座屈波長  $3\sqrt{Rt}$  は 155 mm であり、せん断座屈波長より曲げ座屈波長が小さい。また、（せん断座屈波長）/（曲げ座屈波長）の比は  $0.67\sqrt{L/R\sqrt{R/t}}$  となり、既往研究<sup>[4-4]</sup>で示された半径/肉厚比  $50\leq R/t\leq 400$ 、円筒長さ/半径比  $1.0\leq L/R\leq 5.0$  の範囲では、常にせん断座屈波長より曲げ座屈波長が小さくなる。

そのため、感度解析における要素寸法は、座屈変形を適切に表現できるよう、曲げ座屈波長を6分割した  $0.5\sqrt{Rt}$  を基本要素寸法とした。更に、感度解析では、要素寸法を  $0.2\sqrt{Rt}$ 、 $2.0\sqrt{Rt}$  および  $5.0\sqrt{Rt}$  に変えて、要素寸法の座屈荷重への影響を確認した。なお、要素形状のアスペクト比は1（正方形）に近づけることとした。

#### 4.4.6 荷重・境界条件設定

座屈荷重は境界条件の影響を大きく受けるため、構造物の固定位置の設定や、円筒構造物に高い剛性を与える付属物のモデル化などは適切に行う必要がある。SCVにおいて、円筒部はコンクリート基礎に固定されるが、固定部での応力集中を緩和するために円筒部とコンクリート間に弾性体を設けているため、この弾性体の下面（円筒部とコンクリートが接触する位置）を固定位置とした。また、機器搬入口やエアロックなどの開口部が存在する場合、座屈モードに干渉する大きさのものは解析モデルに反映することが望ましい。解析では、円筒下端の節点は完全固定として全自由度を拘束し、円筒上端は断面形状を保持するため、円筒上端の節点と荷重作用点を剛結合した。

荷重の付与については、静的弾塑性座屈解析において地震荷重を漸増負荷する際、増分法としては変位増分、荷重増分および弧長増分（Abaqus では Riks 法）があるが、いずれの増分においても、解析で得られる最大荷重を座屈荷重と判断する。感度解析では、荷重負荷位置の変位を増加させる変位増分を基本条件とし、荷重増分あるいは弧長増分とした場合の解析を併せて実施し、増分法による座屈荷重への影響を確認した。なお、増分量については、最大荷重を精度良く評価できるよう、Abaqus の標準機能である自動制御機能を適用するとともに、収束しない場合の最小増分量が座屈発生時の荷重および変位の  $10^{-4}$  以下となるよう設定した。

#### 4.4.7 初期不整

##### 4.4.7.1 初期不整形形状

既往研究<sup>[4-7][4-19]</sup>の検討結果より、初期不整形形状が座屈荷重に大きく影響することが分かっており、一般に、初期不整形形状が座屈モードに近い場合に強度低下が大きいことが知られている。村上他<sup>[4-19]</sup>は、円筒殻の座屈試験により曲げせん断座屈に対する初期不整形形状の影響を検討しており、初期不整形量は肉厚の2倍で、初期不整形の縦じわ形状をせん断座屈モードと同じ波数にした場合と1/2倍の波数とした場合の座屈荷重

は、初期不整がない場合の座屈荷重よりもそれぞれ 20%、7%低下し、初期不整形が座屈形状に近いほど、座屈強度の低下が大きいことが確認されている。このため、本研究で提案する解析条件では、座屈荷重を保守的に評価するため、既往研究の推奨解析条件<sup>[4-5]</sup>や加藤、佐々木<sup>[4-7]</sup>での検討と同様に、弾性座屈固有値解析で得られた最低次の座屈モードを初期不整形として用いた。

また、SCV の場合、地震時には鉛直荷重と水平荷重が同時に作用するが、SCV の寸法・荷重条件では、鉛直荷重による軸圧縮力よりも水平荷重による曲げモーメントおよびせん断荷重が卓越するため、軸圧縮座屈よりも曲げせん断座屈が支配的となる。そのため、せん断座屈モードと曲げ座屈モードを初期不整として設定した。なお、せん断座屈モードは、水平荷重の直角方向の円筒殻側面で斜めのしわが周方向に生じる座屈モードであり、曲げ座屈モードは、水平荷重方向の円筒殻下部でしわが軸方向に生じる座屈モードである。実際の SCV の胴部は、多数の長方形板に曲げ加工を施し、溶接することで製造されており、その不整形が座屈モードと完全に一致することはないため、静的弾塑性座屈解析の初期不整形を座屈モードとすることは保守側の評価となる。

感度解析では、せん断座屈モードと曲げ座屈モードを組み合わせた初期不整形を基本条件とした。また、初期不整形の座屈荷重への影響評価のため、試験体の三次元形状計測結果を初期不整形とした解析も実施した。

#### 4.4.7.2 初期不整量

初期不整量の大きさについては、一般に、初期不整量が大きいほど座屈荷重が低下することが知られている。村上他<sup>[4-19]</sup>は、初期不整形をせん断座屈モードと同じ波数の縦じわ形状として、初期不整量を肉厚の 1 倍、2 倍、4 倍とした座屈試験を実施した結果、初期不整がない場合に比べ座屈荷重がそれぞれ 9%、20%、28%低下し、初期不整量が大きいほど座屈荷重が低下することを確認している。静的弾塑性座屈解析による SCV の座屈強度評価において、初期不整量は、製作前であれば製作基準の寸法許容差、また製作後であれば寸法計測結果などから定める方法が考えられる。また、初期不整には、円筒殻の広範囲にわたる初期不整と、溶接部近傍の初期不整があるが、後者は座屈モードと比べて局所的であり、座屈荷重への影響は小さいと考えられることから、感度解析では、溶接部近傍を除いた内径計測結果より得られた、最大初期不

整量 5.0 mm を振幅とした座屈モードを入力することを基本条件とした。なお、座屈荷重への初期不整量の影響を確認するため、初期不整がほとんどない場合（初期不整量 0.2 mm）の解析も実施した。また、三次元形状計測結果を初期不整形形状とした解析では、最大初期不整量を溶接部も含めた 14.0 mm とした解析も実施した。

#### 4.4.8 感度解析の条件

表 4-3 に示す計 14 ケースの解析を実施した。解析ケース①を基本条件とし、材料特性、要素種類・寸法、解析制御法、初期不整形形状・不整量をパラメータとして、各条件の座屈荷重に対する感度を確認した。本検討で用いる応力-ひずみ関係を図 4-2 に示した。図 4-2 より降伏後の応力-ひずみ関係（ケース④に使用）の傾きは、縦弾性係数の 1/100 として設定した基本ケースの接線剛性係数と概ね一致していた。なお、対象とした SCV は一般に弾性座屈を生じるプロポーションであり、座屈時に生じる塑性ひずみは小さいと考えられるため、5%ひずみまでの応力-ひずみ関係を設定して解析した。また、解析ケース⑭では降伏応力を設定せず、弾性特性とした。

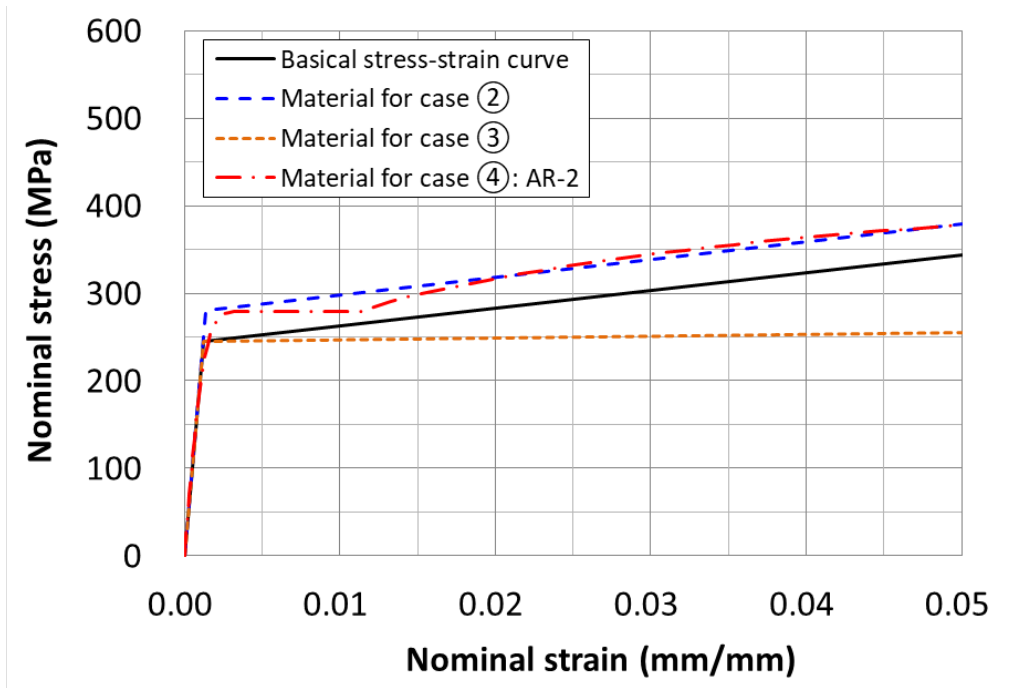
また、弾性座屈固有値解析から求めたせん断座屈モードと曲げ座屈モードを重ね合わせて作成した初期不整形形状を、図 4-3 から図 4-5 に示す。図 4-3 は要素寸法が  $0.5\sqrt{Rt}$ 、要素種類が S4R であり、これを基本条件とした。要素種類を S8R5 に変更したケース⑤、および要素寸法を  $0.2\sqrt{Rt}$  としたケース⑥では、初期不整形形状がほぼ同じであったため、座屈モード図は省略した。一方、要素寸法を、曲げ座屈モードに対する既往研究（松浦他、1995）を上回る  $2.0\sqrt{Rt}$  としたケース⑦では、図 4-4 に示すとおり、せん断座屈モードは要素寸法  $0.5\sqrt{Rt}$  の場合（図 4-3）と同様であったが、基部の曲げ座屈モードは異なった。更に、要素寸法を、せん断座屈モードおよび曲げ座屈モードに対する FBR 指針での目安を上回る  $5.0\sqrt{Rt}$  としたケースでは、図 4-5 に示すとおり、いずれのモードとも、要素寸法 0.5 の場合（図 4-3）とは異なった。

また、解析ケース⑪、⑫では、図 4-6 に示す試験体の三次元形状計測結果を初期不整形形状としてモデル化した。

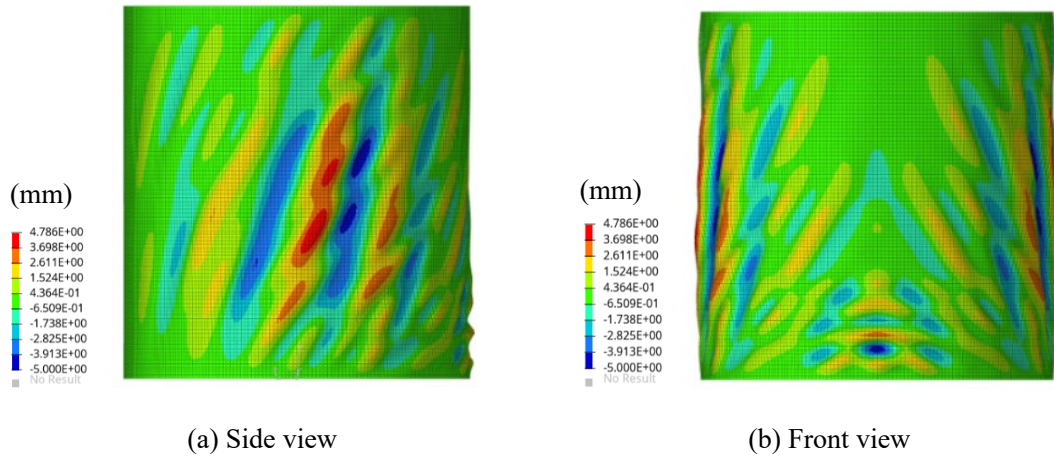
表 4-3 Analysis cases to clarify the effect of analysis conditions on buckling loads

Analysis Case	Material property			Element type	Element size	Analysis control method	Imperfection mode		
	Elastic modulus	Yield stress	Tangent modulus						
①	JSME*	JSME*	E/100	S4R	$0.5\sqrt{Rt}$	Incremental displacement method	Elastic buckling (Shear and bending buckling)  Imperfection amplitude: 5.0 mm		
②		Tensile test							
③		JSME*	E/1000						
④	Stress-strain curve obtained by tensile test (Multi-linear)								
⑤	JSME*	JSME*	E/100	S8R5	$0.5\sqrt{Rt}$	Incremental displacement method	Elastic buckling (Shear and bending buckling)  Imperfection amplitude: 5.0 mm		
⑥								$0.2\sqrt{Rt}$	
⑦								$2.0\sqrt{Rt}$	
⑧								$5.0\sqrt{Rt}$	
⑨									Incremental load method
⑩									Incremental arc-length method
⑪				JSME*				JSME*	E/100
⑫	Measured (Imperfection amplitude: 14.0 mm)								
⑬	Elastic buckling Imperfection amplitude: 0.2 mm (Nearly perfect)								
⑭	Elastic buckling Imperfection amplitude: 5.0 mm								
		- (Elastic body)	- (Elastic body)						

\* Material property provided in JSME standard (JSME S NC1-2005/2007)



☒ 4-2 Nominal stress – nominal strain curve for analysis



☒ 4-3 Initial imperfection of case ① to ④, ⑨ and ⑩

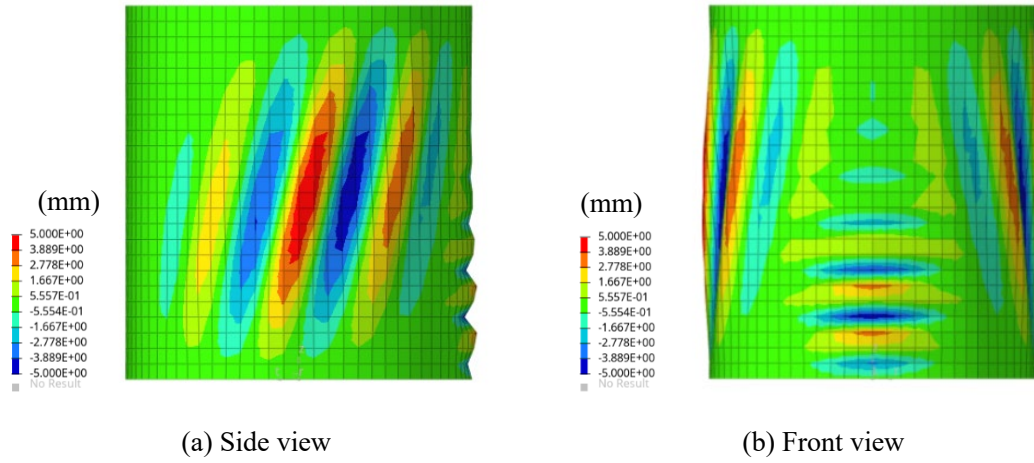


图 4-4 初始 imperfection of case ⑦

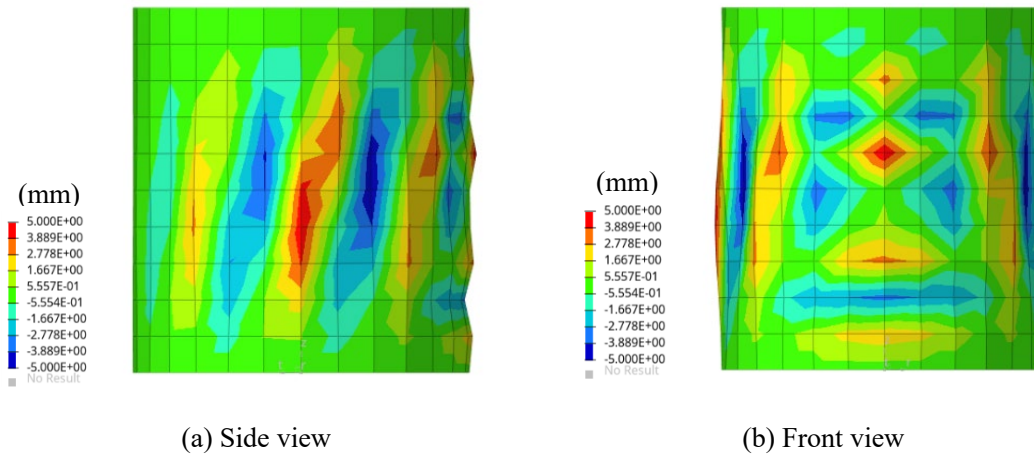
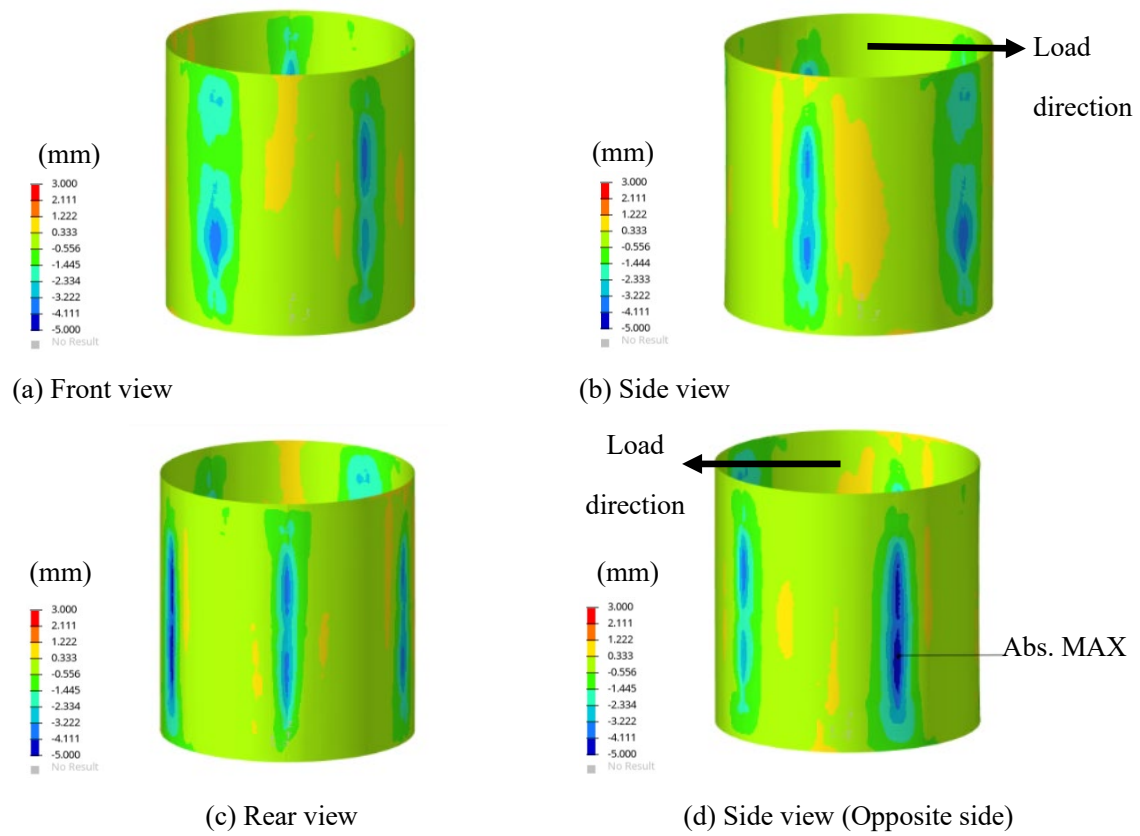


图 4-5 初始 imperfection of case ⑧





The initial imperfection shape of case ⑫ is the same as that of case ⑪, but the different imperfection amplitude is applied as shown in Table 4-3.

图 4-6 Initial imperfection of case ⑪

## 4.5 感度解析の評価

### 4.5.1 基本条件の解析結果と試験結果の比較

静的弾塑性座屈解析で得られた各解析ケースの座屈荷重と、試験の座屈荷重の比較を表 4-4 に示す。ここで、表 4-4 に示した座屈荷重は小数第二位を切り捨てた値である。本項では、基本条件である解析ケース①と試験結果の比較を行った。なお、その他の解析ケースとの比較・考察は次項以降に示す。

解析ケース①で得られた水平荷重-頂部水平変位の関係を図 4-7 に、弾塑性座屈解析から得られた代表的な座屈変形状況として、解析ケース①の最大荷重時の変形図を図 4-8 に示す。解析ケース①では、座屈荷重が試験より小さくなることを狙って、材料特性（降伏応力、降伏後の接線剛性）や初期不整形を設定した結果、解析の座屈荷重は 322.7 kN となり、試験の座屈荷重（366.4 kN）との比は 0.88 倍であった。よって、基本条件である解析ケース①では、実際の座屈荷重を保守的かつ合理的に評価できていると考えられる。また、図 4-8 に示すように、荷重直角方向の円筒側面にせん断座屈が生じ、荷重方向の円筒基部では曲げ座屈が生じており、試験の座屈変形（図 3-12）を解析で表現できていることを示している。また、最大荷重時の最大 Mises 応力は 249 MPa と、わずかに降伏応力（245 MPa）を超過し塑性化しているが、その範囲は小さく、弾性座屈であることが確認できた。

なお、解析ケース①の水平荷重-頂部水平変位の初期勾配は、試験から得られた初期勾配より小さいが、これは解析ケース①では座屈モードの初期不整形を与えており、座屈前においても水平荷重に対して変形しやすくなっているためと考えられる。

### 4.5.2 材料特性の影響

材料特性の設定方法の影響を確認するため、解析ケース①、②、③、④および⑭の水平荷重と水平変位の関係の比較を図 4-9 に示す。

降伏応力の影響を確認するため、解析ケース②では、解析ケース①における JSME 設計・建設規格の降伏応力よりも 14%大きい、引張試験結果の降伏応力を設定した。その結果、座屈荷重は解析ケース①に対し 2%大きくなった。また、降伏応力を設定せず弾性特性とした解析ケース⑭の座屈荷重は、解析ケース①に対し 5%大きかった。降伏応力の違いに比べ、座屈荷重の差が小さくなった理由としては、本解析の対象とした SCV は弾性座屈を生じる薄肉容器であり、降伏応力の影響が小さかったためと

考えられる。なお、本検討での半径/肉厚比 506 より厚肉となる場合は、降伏応力の座屈荷重への影響は大きくなると考えられる。

次に、接線剛性係数の影響について、実際の特性に近い E/100 とした解析ケース①と、弾完全塑性に近い条件として設定した E/1000 とした解析ケース③では、座屈荷重の変化は無視できるほど小さかった。これは、降伏応力と同様に、解析対象とした SCV では薄肉容器の弾性座屈であり、接線剛性係数が座屈荷重に与える影響が小さかったためと考えられる。このように、本解析対象のような SCV の半径/肉厚比であれば、接線剛性係数は E/100 としても、弾完全塑性に近い材料特性を設定した場合と同等の座屈荷重が得られた。

また、引張試験から得られた応力-ひずみ関係を用いた解析ケース④では、解析ケース①と比較して座屈荷重が 2%減少した。これは、図 3-21 に示した応力-ひずみ関係のとおり、降伏応力 (0.2%耐力) より低い応力 (比例限) において、初期剛性 (縦弾性係数) よりも剛性が低下し塑性ひずみが発生しており、この応力領域でのわずかな塑性変形により座屈荷重が減少したと考えられる。ただし、この塑性変形の座屈荷重への影響はわずかであることから、材料引張試験による応力-ひずみ関係が未知である場合、規格の縦弾性係数および降伏応力からバイリニア型の応力-ひずみ関係を設定する方法は有効であると考えられる。

#### 4.5.3 要素種類の影響

要素種類の影響を確認するため、解析ケース①と解析ケース⑤から得られた水平荷重-頂部水平変位関係の比較を図 4-10 に示す。今回基本条件として設定した要素寸法の場合、一次要素 (S4R、4 節点低減積分シェル要素) の解析ケース①の結果に対して、二次要素 (S8R5、8 節点低減積分シェル要素) としたケース⑤から得られた座屈荷重の低下率は 4%程度であった。このことから、座屈解析により試験の座屈荷重を保守的に評価するには、十分な要素寸法でモデル化されている場合は、一次要素 (4 節点低減積分シェル要素) と二次要素 (8 節点低減積分シェル要素) のいずれも適用可能であることを確認した。

#### 4.5.4 要素寸法の影響

要素寸法の影響を確認するため、解析ケース①、⑥、⑦および⑧から得られた水平

荷重-頂部水平変位関係を図 4-11 に示し、座屈荷重と要素寸法の関係図を図 4-12 に示す。解析ケース⑧の要素寸法は、曲げ座屈波長より大きく、またせん断座屈の半波長に対しても 1 要素から 2 要素程度の分割であり、いずれの座屈モードの波長に対しても要素寸法が大きいため座屈変形を適切に表現できない。その結果、解析ケース⑧の座屈荷重は、試験値に対して 2.49 倍と大きく上回った。

次に、解析ケース⑦の要素寸法は、せん断座屈の半波長に対して 3 要素から 4 要素の分割であり、せん断座屈モードを表現できる最低限の要素寸法であるが、曲げ座屈波長に対しては 1 要素から 2 要素程度であり、既往研究の推奨解析条件（松浦他、1995）において目安とされる要素寸法より大きい。その結果、解析ケース⑦の座屈荷重は、試験値に対して 1.06 倍と、やや大きくなった。

曲げ座屈波長の約 1/6 となる  $0.5\sqrt{Rt}$  程度の寸法とした解析ケース①、および、更に小さい要素寸法とした解析ケース⑥では、座屈荷重は試験値より小さくなった。これは、要素寸法が、せん断座屈モードおよび曲げ座屈モードを表現できる大きさであったためと考えられる。また、解析ケース①とケース⑥の座屈荷重の差は 2% であり、 $0.5\sqrt{Rt}$  程度で、要素寸法の影響がほぼ収束していると考えられる。以上のことから、SCV の座屈荷重を保守的に評価するために、既往研究の推奨解析条件<sup>[4-5]</sup>の要素寸法の目安（せん断座屈波長の 1/6 以下かつ曲げ座屈波長の 1/5 以下）が適用可能と考えられる。

#### 4.5.5 荷重条件の制御方法の影響

解析の荷重・変位の増分制御方法（変位増分、荷重増分、弧長増分）の影響を確認するため、解析ケース①、⑨および⑩から得られたそれぞれの座屈荷重を比較する。表 4-4 に示すように、変位増分の解析ケース①と弧長増分のケース⑩では 322.7 kN、荷重増分の解析ケース⑨では 322.6 kN と、ほとんど変わらなかった。これは、本論文で対象とした円筒殻の弾性座屈では、最大荷重までのつり合い経路が単純であったことに加え、最大荷重を精度良く評価できるよう、十分に小さい増分量の設定および自動増分制御を行ったためと考えられる。以上の結果より、適切な増分量を設定している場合、静的弾塑性座屈解析の座屈荷重は、荷重・変位の制御方法に依らないことを確認できた。なお、解析ケース①、⑨および⑩の水平荷重-頂部水平変位の関係は、ほぼ一致していたため割愛する。

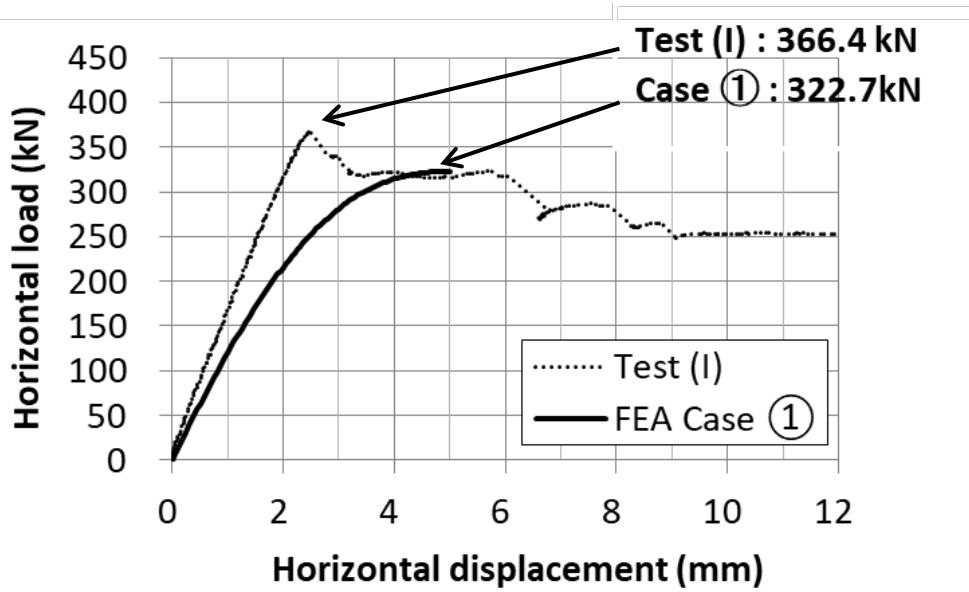
#### 4.5.6 初期不整の影響

解析モデルの初期不整形の影響を確認するため、解析ケース①、⑪、⑫および⑬から得られた水平荷重-頂部水平変位関係の比較を図 4-13 に示す。内径計測結果から得られた初期不整量 5.0 mm の弾性座屈モードを入力した解析ケース①の座屈荷重は、初期不整量がほとんどない（初期不整量 0.2 mm）解析ケース⑬に比べて 31%小さく、初期不整形として座屈モードを入力することによる座屈荷重の低下量は大きいことが確認された。一方、三次元形状計測結果から得られた初期不整形を用いたケース⑪と⑫では、初期不整量の違い（ケース⑪：5.0 mm、ケース⑫：14.0 mm）に対する座屈荷重の低下量は 4%と小さく、また初期不整量がほとんどないケース⑬の座屈荷重との差は小さかったことから、座屈モードと大きく異なる初期不整形は、座屈荷重への寄与は小さいことが確認された。また、解析ケース①の座屈荷重は試験値よりも保守的であったが、初期不整量がほとんどないケース⑬、三次元形状計測結果の初期不整形を用いたケース⑪、⑫では、座屈荷重は試験値より大きくなった。なお、三次元形状計測結果の初期不整形および初期不整量を反映した解析ケース⑫の座屈荷重は、試験よりも 11%大きくなっているが、これは、FEM 解析では、メッシュ分割数や要素種別によるものの実現象に対して剛性が高めとなる傾向にあることや、試験体基部の拘束を解析では完全固定としており、試験より基部剛性が高めとなることなどが考えられる。なお、三浦他（2020）における 5 体の座屈試験の初期不整形および材料特性を反映した再現解析においても、座屈荷重はいずれのケースでも精度良く評価できているものの、解析の方が 0 から 10%程度大きくなっており、同様の傾向が見られた。以上の解析結果から、解析ケース①のように初期不整形に座屈モードを適用することにより、座屈荷重を保守的に評価できることを確認できた。

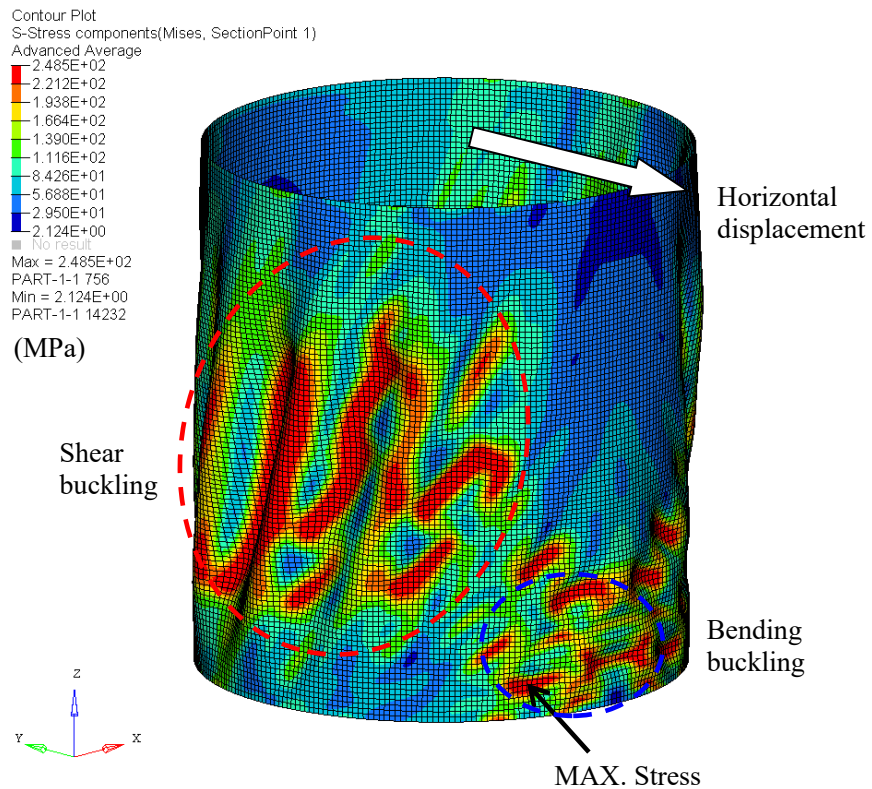
なお、本研究の感度解析において、座屈モードを初期不整形とした解析ケース①では、初期不整量を、溶接部近傍を避けた内径計測結果から得られた 5.0 mm とした結果、座屈荷重は試験値より小さくなった。この理由としては、溶接近傍の局所的な初期不整が座屈波長と比較して短く、座屈荷重への影響が小さいことが考えられる。これは、座屈変形の波長から外れた初期不整は、座屈強度の低下に寄与しないという松浦他<sup>[4-5]</sup>の研究結果とも一致しており、解析の最大初期不整量として、溶接部近傍の局部変形を除いた内径計測結果を用いることの妥当性が示された。

表 4-4 Comparison of the buckling load between analyses and test results

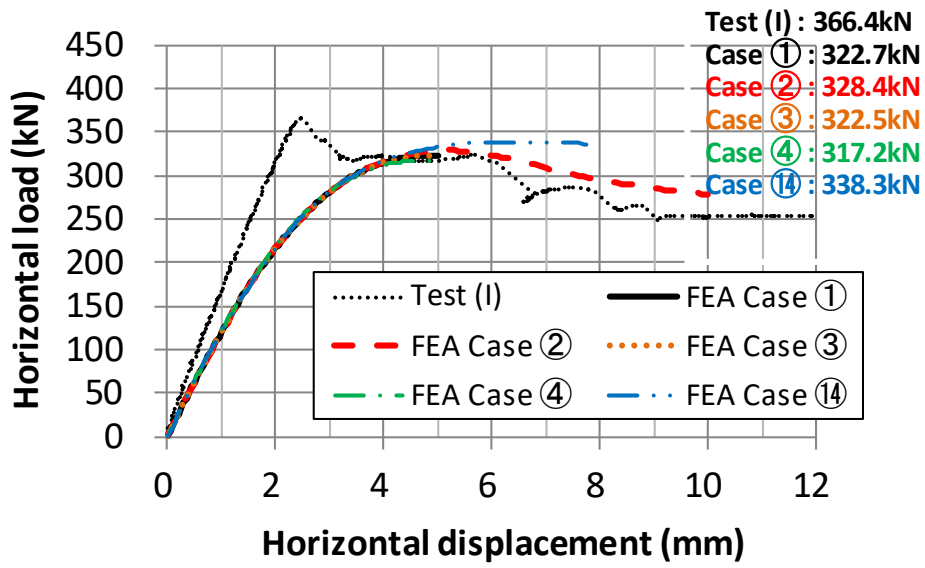
Analysis Case	Material property			Element type	Element size	Analysis control method	Imperfection mode	Buckling load (kN)	Buckling load ratio (FEA / Test)							
	Elastic modulus	Yield stress	Tangent modulus													
Test No (I)	-	-	-	-	-	-	-	366.4	-							
①	JSME	JSME	E/100	S4R	$0.5\sqrt{Rt}$	Incremental displacement method	Elastic buckling (Shear and bending buckling)	322.7	0.88							
②		Tensile test						328.4	0.90							
③		JSME	E/1000					322.5	0.88							
④		Stress-strain curve obtained by tensile test (multi linear)						317.2	0.87							
⑤	JSME			S8R5	$0.5\sqrt{Rt}$	Incremental displacement method	Imperfection amplitude: 5.0 mm	310.9	0.85							
⑥				$0.2\sqrt{Rt}$				316.3	0.86							
⑦				$2.0\sqrt{Rt}$				387.2	1.06							
⑧				$5.0\sqrt{Rt}$				910.7	2.49							
⑨				Incremental load method				322.6	0.88							
⑩				Incremental arc-length method				322.7	0.88							
⑪				JSME				JSME	E/100	S4R	$0.5\sqrt{Rt}$	Incremental displacement method	Imperfection amplitude: 5.0 mm	Measured (Imperfection amplitude is decreased to 5.0 mm)	423.8	1.16
⑫														Measured (Imperfection amplitude: 14.0 mm)	405.2	1.11
⑬														Elastic buckling	423.4	1.16
⑭														Imperfection amplitude: 0.2 mm (Nearly perfect)		
⑭	JSME	-	-		$0.5\sqrt{Rt}$	Incremental displacement method	Imperfection amplitude: 5.0 mm	Elastic buckling	338.3	0.92						
⑭								(Elastic body)			(Elastic body)					



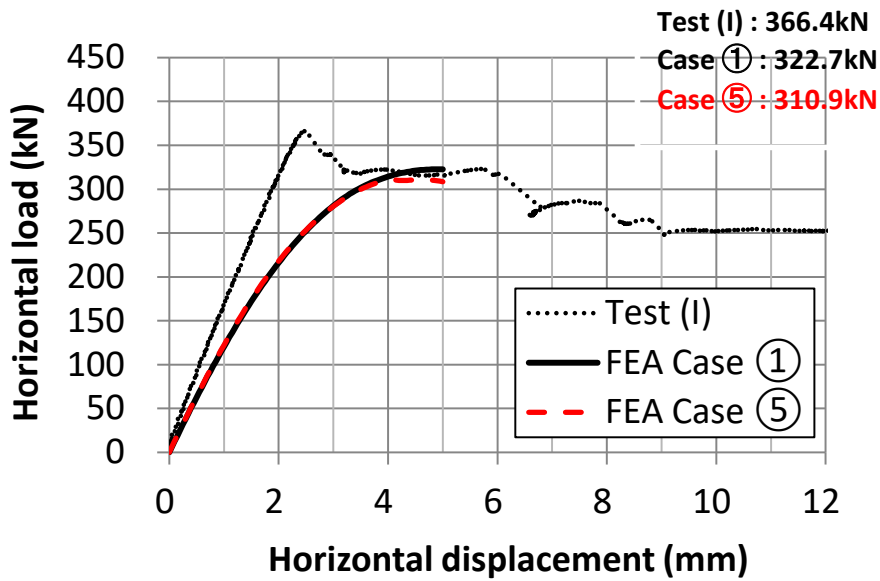
☒ 4-7 Horizontal load – horizontal displacement at top of cylinder of analysis case ① and test (I)



☒ 4-8 Mises stress contour on outer surface with deformation of case ①

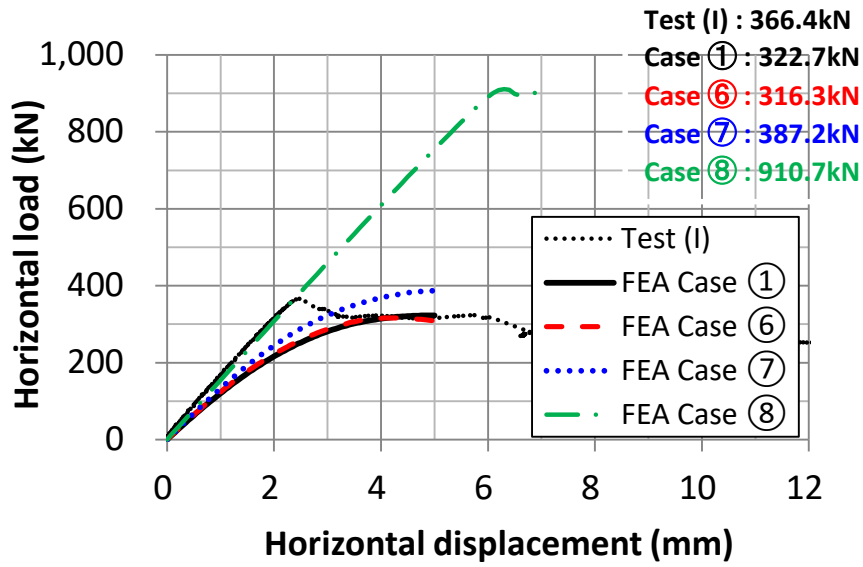


☒ 4-9 Horizontal load – horizontal displacement of at top of cylinder from case ① to ④ and ⑭

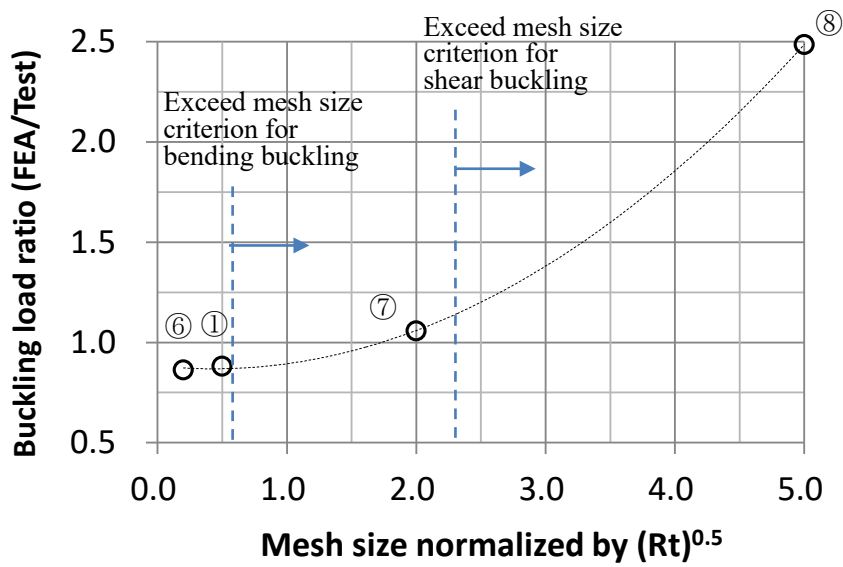


☒ 4-10 Horizontal load – horizontal displacement at top of cylinder of case ① and ⑤





☒ 4-11 Horizontal load – horizontal displacement at top of cylinder of case ①, ⑥, ⑦ and ⑧



☒ 4-12 Relationship between buckling load ratio and mesh size

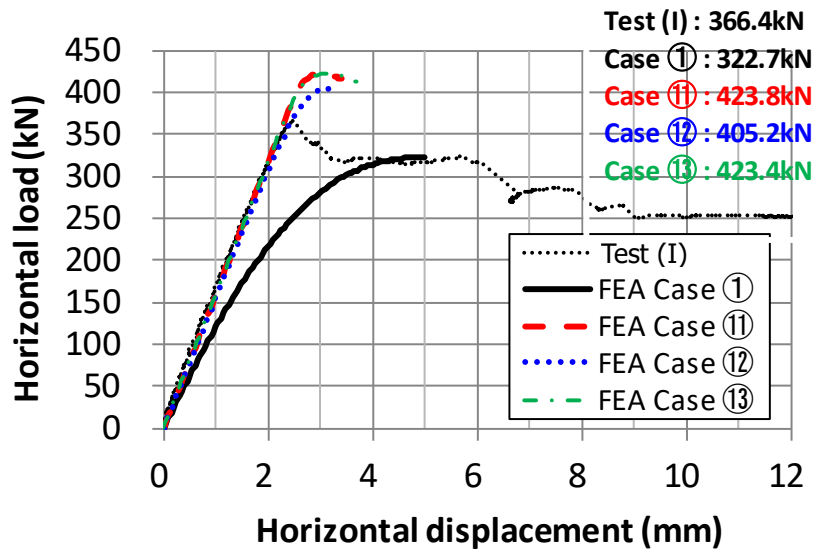


图 4-13 Horizontal load – horizontal displacement at top of cylinder of cases ① and ⑪ to ⑬

#### 4.6 薄肉円筒殻の静的弾塑性座屈解析におけるパラメータ設定方法の提案

静的弾塑性座屈解析の感度解析の結果、保守的な材料特性と初期不整形状、座屈変形を表現する適切な要素分割、要素種類、および増分制御方法を設定することで、SCVのような円筒殻の座屈荷重を、保守的かつ合理的に評価できることを確認した。提案するパラメータ設定方法を表 4-5 に示す。なお、JEAC4601 (2015) 評価式<sup>[4-2]</sup>においては、評価式の策定に用いられた座屈試験体の材料特性や初期不整の不確かさを考慮するために安全率  $\alpha_b$  が適用されているが、材料特性や初期不整を直接解析モデルに反映する本解析手法において、これらの不確かさの影響を保守的に考慮できることを確認した。

表 4-5 Recommended setting conditions of static elasto-plastic buckling analysis for SCV

Setting conditions of analysis	Recommended setting
<b>(a) Analysis method</b>	- Static elasto-plastic buckling analysis considering geometrical nonlinearity
<b>(b) Buckling evaluation procedure by FEA</b>	- Described in section 4.3
<b>(c) Material properties</b>	- Consider Young's modulus ( $E$ ), yield stress and stress-strain curve - Elastic modulus and yield stress: JSME standard value - Tangent modulus after yielding $\leq E/100$
<b>(d) Yield criterion and constitutive equation</b>	- Isotropic or kinematic hardening rule, Mises yield criterion and J2 flow rule
<b>(e) Element type</b>	- Element type which can consider buckling deformation in elasto-plastic buckling analysis such as S4R or S8R5
<b>(f) Mesh division</b>	- Circumferential mesh size $\leq 1/6$ of shear buckling wave length - Axial mesh size $\leq 1/5$ of bending buckling wave length
<b>(g) Boundary condition and load condition</b>	- Constraint at bottom of cylinder to concrete base and any remaining constraints of actual SCV should be considered. - Apply load combination of (horizontal and vertical) seismic load distribution and other load such as dead weight - Arc-length or load control method is applicable to express seismic load distribution. Displacement control method can also be adapted in case of concentrated load.
<b>(h) Increment and convergent condition</b>	- Change increment depending on convergent condition
<b>(i) Initial imperfection</b>	- Imperfection shape: Lowest eigenvalue modes for shear buckling and bending buckling obtained by elastic eigenvalue analysis - Imperfection amplitude: Measurement result or product tolerance
<b>(j) Verification of analysis</b>	- Analysis code and method should be verified by comparing buckling load and mode with test or other verified analysis.

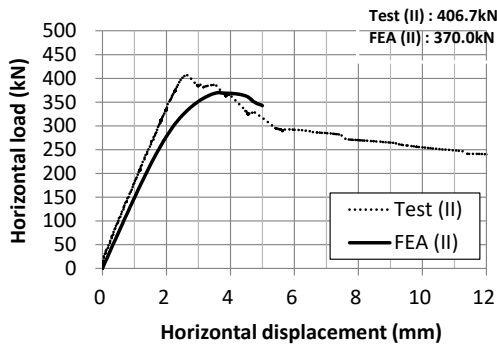
#### 4.7 薄肉円筒殻の座屈試験との対応評価

3章に示した薄肉円筒殻の座屈試験<sup>[4-13]</sup>を対象に、本研究での提案手法を適用した静的弾塑性座屈解析を実施した。座屈試験が実施された4体の試験体のうち、試験体(III)、(IV)および(V)は、負荷治具の自重を軸力によりキャンセルし、水平変位のみを漸増させた試験条件であり、試験体(II)は負荷治具の自重をキャンセルした後、鉛直地震荷重相当の鉛直圧縮荷重 30.8 kN を負荷し、一定の圧縮荷重の下で水平変位を漸増させた試験条件であった。そのため、解析においても試験と同様の負荷条件となるよう、治具の自重は設定せず、試験体(II)の解析では鉛直圧縮荷重(30.8 kN)を負荷した状態で水平変位を漸増させ、その他の試験体の解析では水平変位のみを漸増させた。なお、解析のパラメータ設定には基本条件(表4-3のケース①)を適用した。

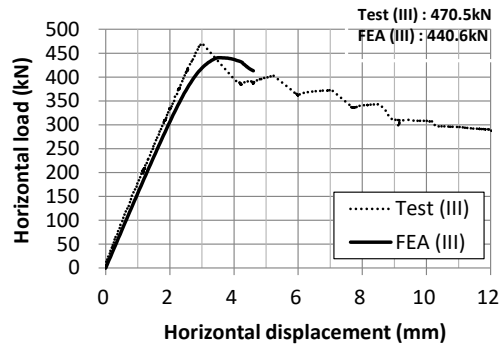
実施した静的弾塑性座屈解析から得られた座屈荷重を表4-6に示す。表4-6に示した座屈荷重は、表4-4と同様に小数第二位にて切り捨てた。また、水平荷重と頂部水平変位の関係を図4-14に示す。座屈荷重には初期不整量と初期不整形の両方が影響するため、解析では初期不整形を座屈モードとしていることで、初期不整量が小さい試験体(IV)の方が試験体(V)よりも座屈荷重が大きいものに対し、試験では試験体ごとに初期不整形が異なるために傾向が逆になるといったケースも見られるが、全5体の静的弾塑性座屈解析と試験の座屈荷重の比(解析/試験)は、0.87倍から0.96倍となり、鉛直荷重やリング補強材の有無に関わらず、試験に対して保守的な結果となった。この結果より、本研究で提案する設計手法の有効性が示された。

表 4-6 Buckling load obtained by analysis using described in section 4.5 of three types SCV model

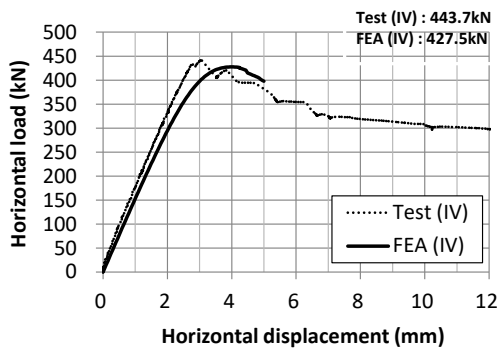
ID No		Initial imperfection except weld line (mm)	Buckling load (kN)		Buckling load ratio (FEA / Test)
			Test	FEA	
Non-stiffened cylinder	(I)	5.0	366.4	322.7	0.88
	(II)	2.1	406.7	370.0	0.91
Stiffened cylinder by two continuous rings		(III)	470.5	440.6	0.94
Stiffened cylinder by rings with discontinuity	(IV)	2.1	443.7	427.5	0.96
	(V)	3.2	468.1	407.2	0.87



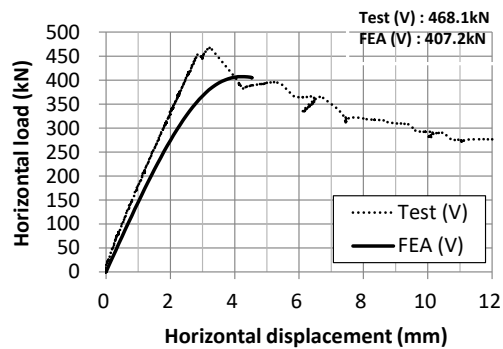
(a) No (II), simple cylinder



(b) No (III), cylinder with continuous stiffening rings



(c) No (IV), cylinder with discontinuous stiffening rings



(d) No (V), cylinder with discontinuous stiffening rings

图 4-14 Horizontal load – horizontal displacement at top of cylinder obtained by test and FEA

#### 4.8 静的弾塑性座屈解析を用いた設計手法の厚肉円筒殻への適用性の考察

前節までに静的弾塑性座屈解析を用いた設計手法の提案および適用性評価の対象とした SCV の胴部は、半径/肉厚比が 400~550 の薄肉円筒殻であり、塑性の影響が小さい弾性座屈が想定される。本節では、より厚肉の円筒殻における弾塑性座屈への適用性について、2 章の座屈試験および解析結果に基づき考察する。

基本的に、4.6 節に示した静的弾塑性座屈解析を用いた設計手法は、保守的な材料特性と初期不整形、座屈変形を表現する適切な要素分割、要素種類、および増分制御方法を設定することで、円筒殻の座屈荷重を保守的に評価できるという考え方のもと提案したものであり、厚肉円筒殻に対しても適用できると考えられる。

また、2.5 節に示した半径/肉厚比が 100 である比較的厚肉の円筒殻の座屈試験および再現解析によると、座屈形態（象脚座屈）と初期不整形（縦じわ初期不整形）が異なる試験 No.1 では、座屈発生時の鉛直荷重は 768.8 kN、座屈荷重値は 1.37 であり、一方で座屈形態と初期不整形がいずれも象脚座屈モードの試験 No.5 の再現解析では、座屈発生時の鉛直荷重は 498.5 kN、座屈荷重値は 1.18 と、再現解析の方がそれぞれ 35%、14%小さかった。2.5 節の再現解析では、材料特性は試験と同一のものを使用しており、表 4-5 のように保守的な材料特性を使用することで、解析の座屈荷重は更に小さくなることから、厚肉円筒殻においても、4.6 節に示した静的弾塑性座屈解析を用いた設計手法を適用することで、座屈荷重を保守的に評価できる見込みを得た。

今後、様々な鋼種・寸法・荷重条件に対する座屈試験および解析データを充実させることで、4.6 節に示した静的弾塑性座屈解析を用いた設計手法の汎用性を検証できると考えられる。

#### 4.9 まとめ

本研究では、塑性の影響が小さい弾性座屈が想定される SCV に対し、その耐震設計における座屈強度設計手法として、静的弾塑性座屈解析を用いた設計手法を提案した。さらに、静的弾塑性座屈解析における材料特性、要素種類・寸法、解析の制御法、初期不整形などのパラメータに対する感度解析を実施し、それらのパラメータの設定方法を提案した。

また、既往の座屈試験を対象にして、提案した設計手法に従った静的弾塑性座屈解析を実施し、実験結果と比較し、提案した設計手法が座屈荷重を保守的かつ合理的に評価

できることを確認した。

本研究で提案する静的弾塑性座屈解析を用いた座屈強度設計手法は、従来 JEAC4601 (2015) [4-2]の評価式で実施していた SCV の座屈強度設計に対し、より現実的な地震時の座屈荷重を評価できる手法であり、規格への織り込みにより、より合理的な座屈強度設計が可能になると考える。具体的には、JEAC4601 (2015) 評価式においては、評価式の策定に用いられた座屈試験体の材料特性や初期不整の不確かさを考慮するために安全率が適用されているが、材料特性や初期不整を直接解析モデルに反映する本解析手法は、より実際の座屈強度に近くかつ保守性を確保できる座屈強度設計手法として利用可能と考える。

より塑性の影響が大きい厚肉円筒の弾塑性座屈に対しても、2.5 節の試験および解析結果によると、提案した設計手法に従った静的弾塑性座屈解析により実耐力に対する保守性を確保できると考えられるが、今後、様々な鋼種・寸法・荷重条件に対する試験および解析データを整備し、広範囲の設計条件に対する適用性を確認していく必要があると考えられる。



#### 4章の参考文献

- [4-1] 日本電気協会編, 原子力発電所耐震設計技術指針 重要度分類・許容応力編 (JEAG 4601・補-1984) (1984).
- [4-2] 日本電気協会編, 原子力発電所耐震設計技術規程 JEAC4601-2015 (2015).
- [4-3] Peterson, J. P., Seide, P. and Weingarten, V. I., Buckling of thin-walled circular cylinders, NASA SP-8007 (1968).
- [4-4] 秋山宏, 大坪英臣, 山田大彦, 中村秀治, 松浦真一, 萩原豊, 湯原哲夫, 平山浩, 中川正紀, 大岡裕二, 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), 日本機械学会論文集 A 編, Vol.60, No.575 (1994), pp.1690-1697.
- [4-5] 松浦真一, 中村秀治, 小木曾誠太郎, 大坪英臣, 高速増殖炉容器の耐震座屈設計法に関する研究 (第5報, 座屈解析法の適用性評価), 日本機械学会論文集 A 編, Vol.61, No.585 (1995), pp.1006-1014.
- [4-6] Okada, J., Iwata, K., Tsukimori, K. and Nagata, T., An evaluation method for plastic buckling of circular cylindrical shells under shear forces, Proceedings of 12th international conference on structural mechanics in reactor technology (SMiRT 12) (1993), Paper Number E09/4.
- [4-7] 加藤秀雄, 佐々木亨, 円筒容器における座屈強度の感度解析, INSS journal Vol.8 (2001), pp.80-91.
- [4-8] Turbat, A. and Meziere, Y., Buckling rules in design codes: state of the art and future developments, Proceedings of 9th international conference on nuclear engineering (ICONE 9) (2001), Paper Number ICON9-667.
- [4-9] American Society of Mechanical Engineers, ASME/BPVC CASE N-284-4 Metal Containment Shell Buckling Design Methods (2010).
- [4-10] AFCEN, RCC-MRx 2012 - Design and Construction Rules for Mechanical Components of Nuclear Installations (2013 Addenda).
- [4-11] 岡藤孝史, 三浦一浩, 中村光博, 原田達之, 箱田德行, 小江秀保, 原達矢, 弾塑性座屈解析による鋼製原子炉格納容器の座屈強度設計手法の提案, 日本機械学会論文集, Vol.86, No.892 (2020), DOI:10.1299/transjsme.20-00248.
- [4-12] 日本機械学会編, 発電用原子力設備規格 設計・建設規格 (2016年版) 第I編 軽

- 水炉規格 (JSME S NC1-2016) (2016) .
- [4-13] 三浦一浩, 岡藤孝史, 中村光博, 原田達之, 箱田德行, 小江秀保, 原達矢, 不連続なリング補強材を有する鋼製原子炉格納容器の座屈強度, 日本機械学会論文集, Vol.86, No.890 (2020), DOI:10.1299/transjsme.20-00245.
- [4-14] Chen, Z., Gandhi, U., Lee, J. and Wagoner, R. H., Variation and consistency of Young's modulus in steel, Journal of Materials Processing Technology, Vol.227 (2016), pp.227-243.
- [4-15] 日本機械学会編, 発電用原子力設備規格 設計・建設規格 (2005年版 (2007年追補版含む)) 第I編 軽水炉規格 (JSME S NC1-2005/2007) (2007) .
- [4-16] American Society of Mechanical Engineers, ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section II Part D, Properties (Metric) Materials (2010).
- [4-17] 土木学会編, 座屈設計ガイドライン 改訂第2版 [2005年版] (2005), 丸善.
- [4-18] 日本道路協会編, 道路橋示方書・同解説 V耐震設計編 平成29年版 (2017), 丸善.
- [4-19] 村上俊明, 與口廣光, 平山浩, 中村秀治, 松浦真一, 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), 日本機械学会論文集 A編, Vol.60, No.579 (1994), pp.2624-2631.
- [4-20] 日本機械学会編, 発電用原子力設備規格 材料規格 (2012年版 (2014年追補まで含む)) (JSME S NJ1-2012/2013/2014) (2014) .

## 5章 大型円筒殻の溶接製作に伴う初期不整および応力の座屈強度への影響評価

### 5.1 緒言

大型の鋼製円筒殻は、機械加工では製作困難なため、一般的には多数の曲面板の溶接により製作される。その際、曲面板同士の接合位置・角度の誤差（ミスアライメント）の積み上げによる円筒殻全体の真円度のずれや、溶接による局所変形により、機械加工よりも初期不整量が大きくなるため、座屈強度の低下が懸念される。

一方で、ミスアライメントの積み上げのような円筒殻全体にわたる長波長の初期不整は、より短波長である座屈モードの初期不整と比べ、座屈強度低下への影響が小さいと考えられる。このような長波長、短波長の初期不整が混合した大型円筒殻に対し、2章、4章に示した設計式や解析による座屈設計を行う際、円筒殻全体の最大初期不整量を用いると、座屈強度を過度に保守的に評価する可能性が考えられ、初期不整量を評価する際の基準長さ（ゲージ長）について、適切な値を設定することで、座屈強度評価を合理化できると考えられる。また、ゲージ長の設定により、円筒殻全体に対する工作精度要求を緩和できることで、製作コストの低減も図ることができると考えられる。

円筒殻の座屈評価におけるゲージ長は、ECCS<sup>[5-1]</sup>や DNV<sup>[5-2]</sup>などの規格で規定されており、吉川他<sup>[5-3]</sup>はこのゲージ長を「最も座屈荷重を低下させる初期不整の範囲」であると述べている。また、秋山他<sup>[5-4]</sup>、村上他<sup>[5-5]</sup>は座屈波長に対応した長さとして、このゲージ長を規定している。これらの文献では、ゲージ長は円周方向で $(Rt)^{0.25}L^{0.5}$ 、軸方向で $4(Rt)^{0.5}$ 程度とされており、円周方向ゲージ長はせん断座屈の波長、円周方向ゲージ長は曲げ座屈および軸圧縮座屈の波長に対応していると考えられる。

初期不整の波長と座屈強度の関係については、吉川他<sup>[5-3]</sup>や加藤他<sup>[5-6]</sup>によって解析による検討が行われているが、各解析モデルに入力している初期不整は1種類のみであり、波長の異なる複数の初期不整の重畳については取り扱っていない。

本章では、大型円筒殻の全体にわたる初期不整形状に座屈モードの初期不整形状を重畳して与えた解析モデルによる弾塑性座屈解析を実施し、円筒殻全体にわたる初期不整形状の座屈強度への影響について評価する<sup>[5-7][5-8]</sup>。

また、溶接により大型円筒殻を製作する場合には、溶接線での局所的な溶接変形と残留応力の座屈強度への影響も考えられ、タンク構造などを対象として、これらを考慮し

た弾塑性座屈解析による影響評価の先行研究<sup>[5-9][5-10]</sup>が見られる。本章では、溶接による変形および残留応力を考慮した弾塑性座屈解析を行い、初期不整無しの場合や座屈モード初期不整を入力した場合の座屈強度と比較することで、それらが座屈強度に与える影響について評価する。

## 5.2 座屈モードの初期不整に長波長の初期不整が重畳した場合の座屈強度への影響評価

### 5.2.1 長波長の初期不整の影響を評価する解析条件

曲面板の溶接により製作する円筒殻は、機械加工と比べ、曲面板同士のミスアライメントにより円筒殻全体としての初期不整量が大きくなるが、座屈モードの波長に比べて、円筒殻全体にわたる長波長の初期不整形は座屈強度の低下に寄与しないと考えられる。そこで、代表的な長波長の初期不整形形状としてオーバルモード（周方向波数：2又は4）を考え、弾塑性座屈解析により長波長の初期不整の座屈強度への影響を確認した。

解析には汎用解析コード Abaqus Ver.6.8 を用いた。解析モデルおよび荷重・境界条件の概要を図 5-1 に示す。材料特性は図 5-2 に示すとおり、JSME 高速炉規格<sup>[5-11]</sup>により定められる 316FR 鋼の応力-ひずみ関係（平均線、550°C）を多直線近似して入力した。降伏応力（0.2%耐力）は 137 MPa である。解析対象とする円筒殻の直径は 15000 mm、円筒長さ 7500 mm、肉厚 50 mm であり、四角形シェル要素を用いて作成した。境界条件は、円筒下端を完全拘束、上端を断面形状保持とし、荷重は、まず円筒上端の中央に所定の水平荷重を与え、座屈に至らない場合は、一定水平荷重を負荷した状態で軸圧縮変位を単調増加させた。具体的には、せん断座屈が支配的なケースでは水平荷重のみを漸増させ、軸+曲げ座屈モードが支配的なケースでは 44.5 MN（2 章の座屈評価式から求まるせん断座屈荷重の 0.5 倍）、軸+曲げとせん断座屈の両方が影響するケースでは 80.0 MN を水平方向に負荷した。

解析モデルの初期不整形形状は、最も座屈強度を低下させると考えられる座屈モード形状（せん断、曲げ）に加え、初期不整が無い場合、オーバル形状のみの場合、オーバル形状と座屈モード形状が重畳した場合の 4 種類とした。なお、オーバル形状の初期不整の凹凸位置は、曲げ座屈の変形方向に合わせ、水平荷重方向を長径方向（半径方向外側に膨らむ方向）とした。解析条件の一覧を表 5-1 に、解析に入力した初期不整形形状を図 5-3 に示す。

表 5-1 Analysis condition

FEA No.	Material	Diameter, Length, Thickness (mm)	Imperfection mode*1, imperfection amplitude and initial stress	Horizontal load $Q$ (kN)	Vertical load
1	316FR steel	15000, 7500, 50	LB 0.5t	44.5	Monotonic
2			LB 0.5t + OV (N = 2) 0.5t		
3			LB 0.5t	80.0	Monotonic
4			LB 0.5t + OV (N = 2) 0.5t		
5			LB 0.5t	Monotonic	-
6			LB 0.5t + OV (N = 2) 0.5t		
7			LB 0.5t + OV (N = 4) 0.5t		
8			OV (N = 2)		
9			OV (N = 2, reversed)		
10			No imperfection		

\*1 LB: Lowest elastic buckling mode, OV(N=x): Oval mode (wave number = x),

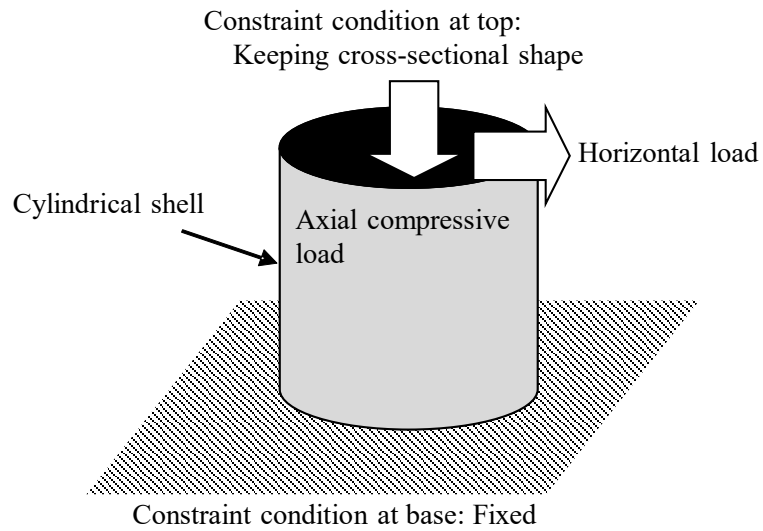


図 5-1 Diagram of FEA model

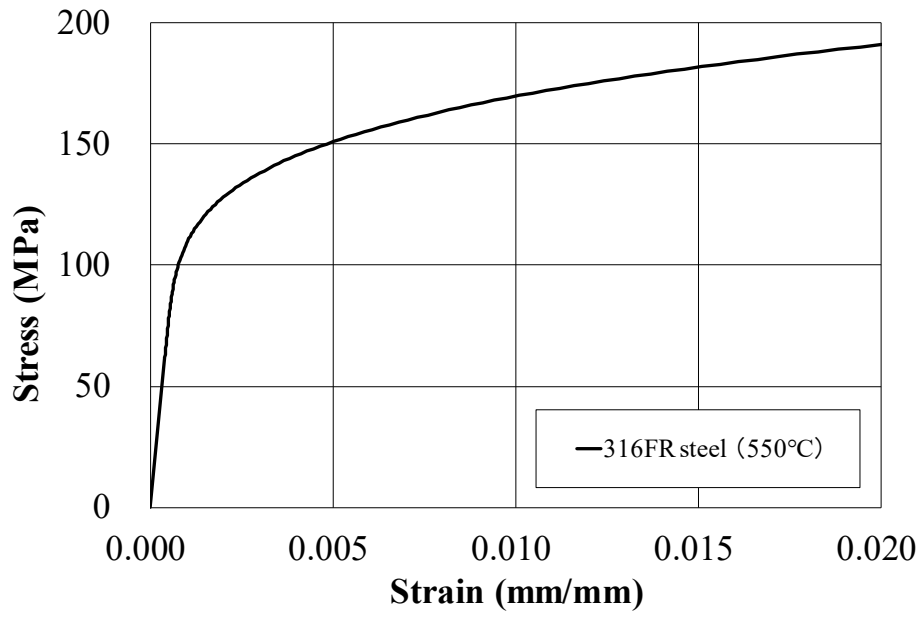


图 5-2 Stress-strain relationship

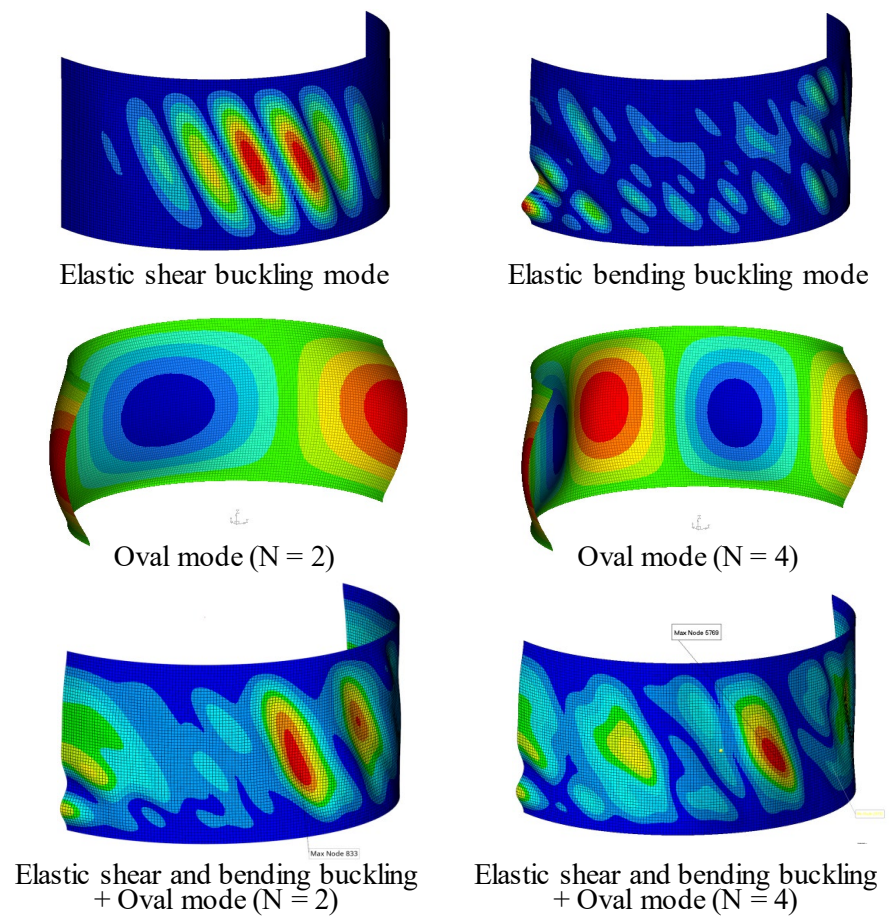


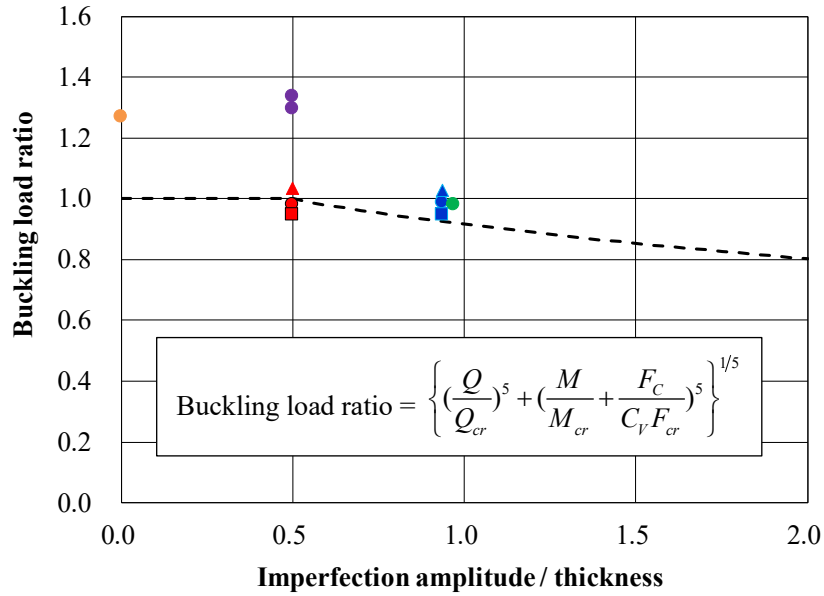
图 5-3 Imperfection modes

### 5.3.2 解析結果およびゲージ長の考察

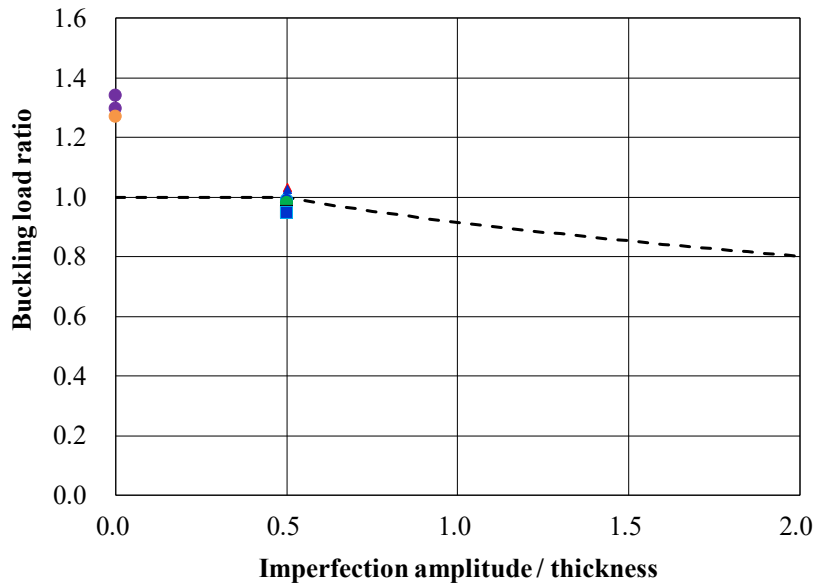
オーバル初期不整を含む解析から得られた、初期不整量と座屈評価値の関係を図 5-4 に示す。座屈評価値は、式(2-20)により計算した。ただし、初期不整量に対する座屈評価値の低下傾向を把握するため、初期不整量が肉厚の 0.5 倍を超える場合の座屈強度補正式(2-18)は考慮していない。

横軸の初期不整量として、オーバルと座屈モードの合計の初期不整量を用いた場合を図 5-4(a)に示すが、オーバル初期不整を含む解析では、初期不整量が大きいかにおいても座屈評価値の裕度が大きく、かつ座屈モード初期不整のみを入力した場合と裕度の差が大きい。一方、横軸の初期不整量を座屈モードのみとして整理した図 5-4 (b)では、荷重領域（せん断座屈支配領域、軸+曲げ座屈支配領域、相互作用領域）にかかわらず、オーバル初期不整有りとなしとの解析で座屈評価値がよく一致した。また、座屈形態は図 5-5 に示すように、座屈モード初期不整へのオーバル初期不整の重畳の有無に関わらず、座屈モードに近い形態であった。よって、オーバル初期不整のように、座屈モードと異なる長波長の初期不整は座屈強度の低下にほとんど寄与しないこと、また、オーバル初期不整が重畳していたとしても座屈形態は座屈モードに対応することが分かった。よって、実機円筒殻の座屈設計においては、初期不整量は、座屈モードに相当するゲージ長にて管理すれば良いと考えられる。

- Correction factor of buckling strength: Cim
- Load region: Shear buckling, Imperfection: None
- Load region: Shear buckling, Imperfection: Oval mode
- Load region: Shear buckling, Imperfection: Bending and shear buckling mode
- Load region: Shear buckling, Imperfection: Bending and shear buckling + oval mode (N=2)
- Load region: Shear buckling, Imperfection: Bending and shear buckling + oval mode (N=4)
- Load region: Interaction (Axial, bending and shear buckling), Imperfection: Bending and shear buckling mode
- Load region: Interaction (Axial, bending and shear buckling), Imperfection: Bending and shear buckling + oval mode (N=2)
- ▲ Load region: Axial + bending buckling, Imperfection: Bending and shear buckling mode
- ▲ Load region: Axial + bending buckling, Imperfection: Bending and shear buckling + oval mode (N=2)



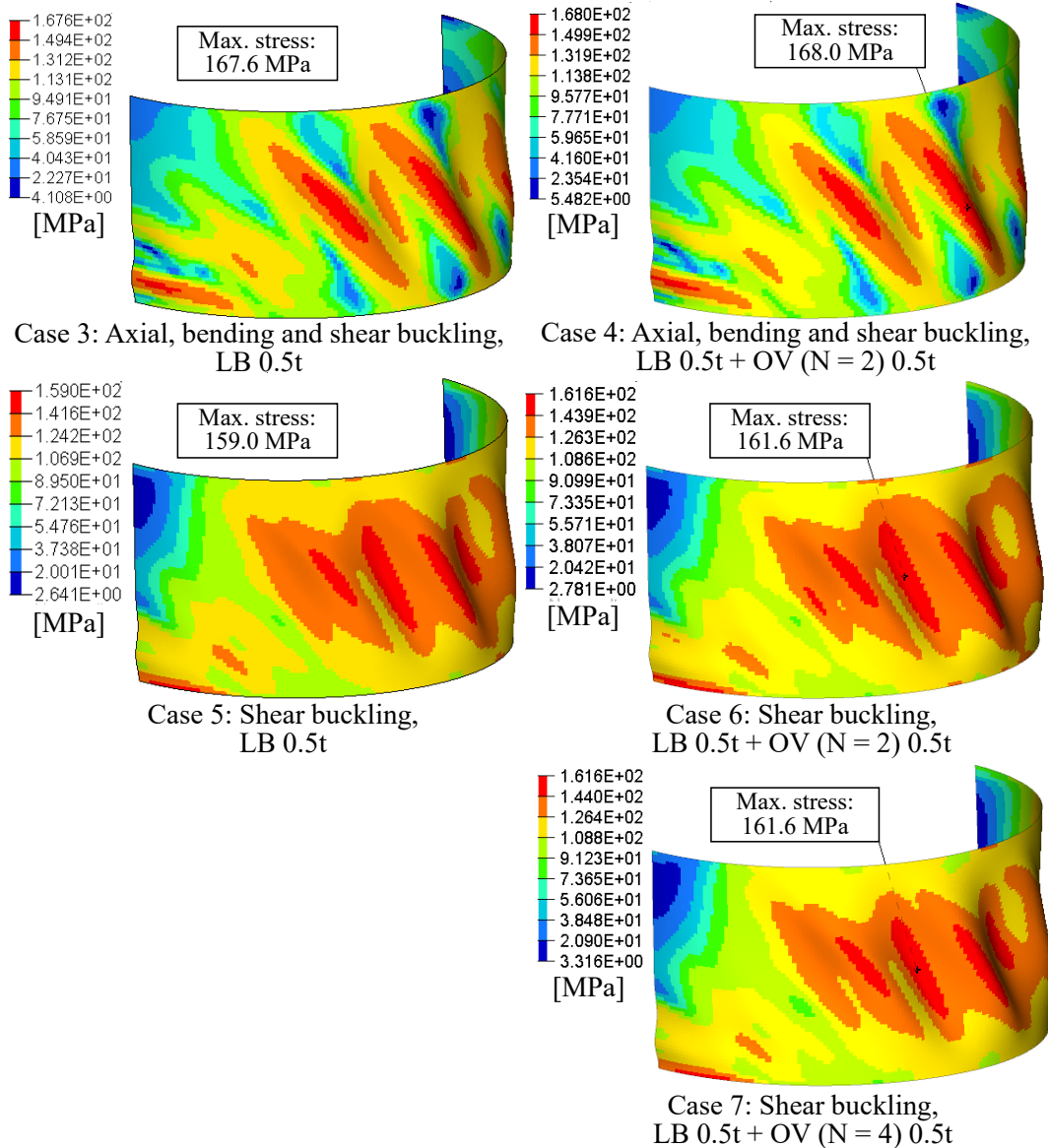
(a) Imperfection amplitude: Combination of buckling mode and oval mode



(b) Imperfection amplitude: Buckling mode only.

☒ 5-4 Effect of global imperfection and buckling mode imperfection on buckling load ratio





☒ 5-5 Deformation and Mises stress contours on outer surface at maximum load

## 5.3 溶接変形および残留応力の座屈強度への影響評価

### 5.3.1 溶接変形および残留応力を考慮する解析条件

5.2 節では溶接組み立てのミスアライメントによる長波長の初期不整形影響を明らかにしたが、溶接により円筒殻を製作する場合には、溶接線での局所的な溶接変形と残留応力の影響も考えられるため、本章ではこれらの項目が座屈強度に与える影響を弾塑性解析により評価する。溶接方向は、周方向溶接のみの場合と、周方向と縦溶接の両方の場合について検討した。また、溶接線位置は、曲げ座屈やせん断座屈の発生位置に近くなるよう設定した。解析モデルの寸法、材料特性、荷重・拘束条件は 5.2 節と同じとした。

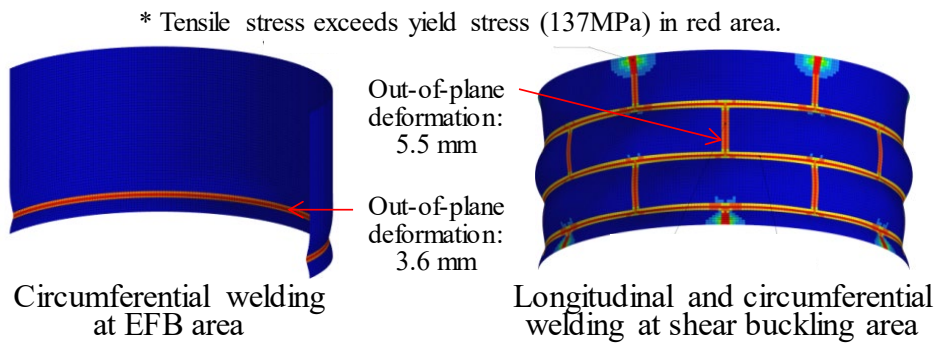
解析では、まず、曲げ座屈およびせん断座屈の発生が想定される位置に溶接線を配置し、溶接線位置に引張降伏応力相当となる強制引張ひずみを与え、つり合い状態を解くことで溶接による変形と初期応力（残留応力）を求めた。図 5-6 に溶接による変形・最大主応力コンター図を示す。図 5-6 のコンターにおいて赤色となっている部分が引張降伏応力（137 MPa）を超過している箇所であり、溶接線位置において引張降伏応力レベルの溶接残留応力が生じていることが分かる。

次に、これらを初期不整形形状および初期応力として、5.2 節と同様の荷重により座屈解析を実施した。なお、316FR 鋼製の円筒殻は、実際には熱処理により溶接残留応力を除去することが考えられるが、ここでは初期応力の座屈強度への影響を確認するため、初期応力あり、なし（初期不整形形状のみ入力）の解析を実施した。解析ケース一覧を表 5-2 に示す。

表 5-2 Analysis condition

FEA No.	Material	Diameter, Length, Thickness (mm)	Imperfection mode*1, imperfection amplitude and initial stress	Horizontal load $Q$ (kN)	Vertical load
11	316FR	15000,	CW (no initial stress)	44.5	Monotonic
12			CW (with initial stress)		
13	Steel	7500,	LCW (no initial stress)	Monotonic	-
14			LCW (with initial stress)		

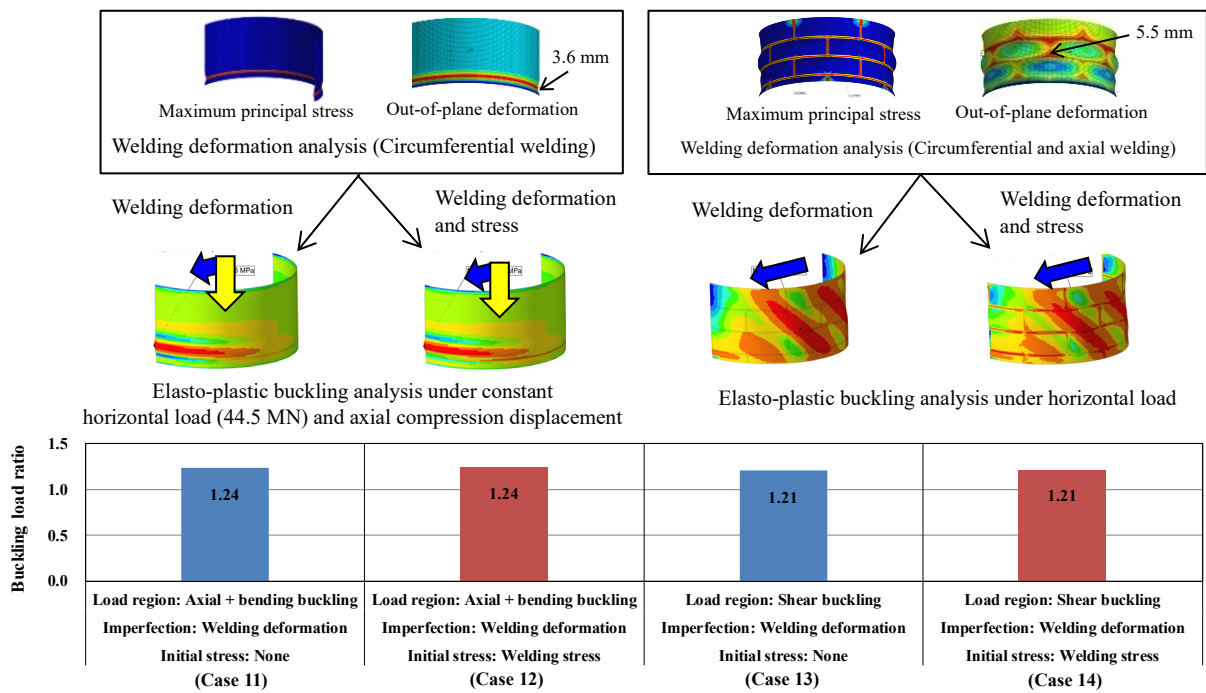
\*1 CW: Circumferential welding, LCW: Longitudinal and circumferential welding



☒ 5-6 Residual deformation and maximum stress contours at thickness center calculated by welding deformation analysis for cases 8 to 11

### 5.3.2 解析結果と溶接影響の考察

溶接時の残留応力と残留変形を考慮した解析と、溶接変形のみを考慮した解析から得られた座屈荷重を用いて、座屈評価値を算出した結果を図 5-7 に示す。各解析から得られた座屈評価値は 1.21～1.24 であり、図 5-4 における初期不整が無い場合の値に近く、座屈モード初期不整を入力した場合に比べると大きい。これは、溶接変形が座屈形状とは完全には一致しないこと、また、溶接変形による初期不整量は、周方向溶接のみのモデルでは肉厚の約 0.07 倍 (3.6 mm)、縦と周方向溶接のモデルでは肉厚の約 0.11 倍 (5.5 mm) であり、座屈評価式で座屈強度低下を考えなくて良い最大初期不整量 (肉厚 0.5 倍) に比べると小さかったためと考えられる。また、軸+曲げ座屈の支配領域、せん断座屈の支配領域のいずれにおいても溶接残留応力の有無による違いは見られず、溶接残留応力の座屈強度への影響は小さいことを確認した。



☒ 5-7 Effect of welding deformation and stress on buckling load ratio

## 5.4 まとめ

本章では、大型円筒殻を溶接により製作することを想定し、弾塑性座屈解析を用いて、円筒殻全体にわたる初期不整形と、局所的な溶接変形・残留応力が座屈強度に与える影響を評価した。

評価の結果、オーバル初期不整のように、座屈モードと異なる長波長の初期不整は座屈強度の低下にほとんど寄与せず、また、オーバル初期不整が重畳していたとしても座屈形態は座屈モードに対応することが分かった。よって、実機円筒殻の座屈設計においては、初期不整形量は、座屈モードに相当するゲージ長にて管理すれば良いと考えられる。

また、溶接による局所的な変形・残留応力についても、座屈強度への影響は小さいことを確認した。

## 5章の参考文献

- [5-1] European Convention for Constructional Steelwork, Buckling of Shells, 3<sup>rd</sup> Edition (1988).
- [5-2] Det Norske Veritas, Buckling Strength Analysis, Classification Notes No.30.1 (1995).
- [5-3] 吉川孝男, 平川長, 横山弘善, 古和田明, 山田信男, 大きな形状不整を持つ円筒殻の軸圧縮座屈強度について, 鋼構造論文集, 第4巻 第15号 (1997), pp.71-80.
- [5-4] 秋山宏, 大坪英臣, 山田大彦, 中村秀治, 松浦真一, 萩原豊, 湯原哲夫, 平山浩, 中川正紀, 大岡裕二, 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), 日本機械学会論文集 (A編) 60巻 575号 (1994), pp.204-211.
- [5-5] 村上俊明, 與口廣光, 平山浩, 中村秀治, 松浦真一, 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), 日本機械学会論文集 (A編) 60巻 579号 (1994), pp.140-147.
- [5-6] 加藤秀雄, 佐々木亨, 円筒容器における座屈強度の感度解析, INSS Journal, 第8号 (2001), pp.80-91.
- [5-7] Okafuji, T., Miura, K., Sago, H., Murakami, H., Ando, M., Miyazaki, M., Development of the Buckling Evaluation Method for Large Scale Vessel by the Testing of Gr. 91 Vessel Subjected to Horizontal and Cyclic Vertical Loading, ASME PVP2021-60672 (2021).
- [5-8] 岡藤孝史, 三浦一浩, 佐郷ひろみ, 村上久友, 安藤勝訓, 宮崎真之, 水平及び鉛直荷重を受ける円筒容器の座屈強度に及ぼす初期不整形の影響に関する研究, 日本機械学会 M&M2021 材料力学カンファレンス 講演論文集, OS1913 (2021).
- [5-9] Yu, C., Chen, Z., Yang, L., Research of weld on axial buckling stress of multilayer combined cylindrical shells, ASME PVP2010-25545 (2010).
- [5-10] Hubner, A., Teng, J. G., Saal, H., Buckling Behavior of Large Steel Cylinders with Patterned Welds, International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 83, issue 1 (2006), pp.13-26.
- [5-11] 日本機械学会, 発電用原子力設備規格 設計・建設規格 (2016年版) <第II編 高速炉規格> JSME S NC2-2016.

## 6章 結論

本研究では、軸圧縮荷重、曲げ荷重、せん断荷重を受ける大型円筒殻において、合理的かつ信頼性の高い座屈強度設計を達成する手法について検討した。大型円筒殻の座屈設計は、一般的に、設計の初期段階において設計式により円筒殻の径、高さ、肉厚などの体格を決定する基本設計を行った後、開口部や部分補強、工作精度などの影響を考慮した詳細設計を行う流れになっており、本研究ではそれぞれのフェーズに対応した合理化策について検討した。なお、本研究では原子力発電プラントにおける円筒殻を対象として検討を行ったが、鋼材としては炭素鋼、オーステナイト系ステンレス鋼、合金鋼といった一般的なものであり、また厚肉円筒殻の塑性座屈から薄肉円筒殻の弾性座屈まで広く取り扱っているため、他製品に対しても広く適用できるものと考えられる。

各章での検討成果について、以下に示す。

第1章は緒論であり、研究背景について説明した。

第2章では、まず、軸圧縮座屈、曲げ座屈、せん断座屈およびそれらの組合せに対する従来の評価式を整理した上で、既往研究で提唱された低降伏応力のステンレス鋼製の円筒殻向けの座屈設計式をベースとして、地震荷重の低減策として採用される水平免震設計における、長周期の水平荷重下での大きな軸圧縮荷重の繰返しによる座屈強度低下について、現象の考察および解析による定量化を行い、これを考慮した補正式を追加した座屈設計式を提案した。続いて、広範囲のパラメータ解析により高降伏応力の合金鋼への適用性を評価し、座屈設計式により座屈強度を保守的に評価できることを確認した。最後に、高降伏応力の合金鋼での座屈試験により、座屈強度が厳しくなるような初期不整形形状においても、提案した座屈評価式により座屈荷重を保守的に評価できること、および、試験の再現解析により、種々の試験条件に対して座屈性状および座屈荷重を再現でき、座屈評価式の提案および適用性検証に使用した座屈解析は十分な精度を有していることを確認した。

第3章では、せん断座屈が支配的な円筒殻の座屈強度向上策として、付帯構造との干渉を回避した不連続なリング補強による座屈補強策を考案した。円筒殻のせん断座屈補強



としては、周方向に連続したリング補強が有効な対策の一つと考えられているが、既設構造への追加補強時をはじめとして、開口や配管といった付帯構造との干渉回避のため、リング補強材を不連続に配置せざるを得ない場合がある。このため、付帯構造の存在により周方向にせん断座屈の半波長を超えるようなリングの不連続部が生じる箇所には、不連続部の上下に短いリング補強材を配置することにより、不連続な低剛性部の存在による座屈強度低下を防止するリング補強の配置を考案した。この不連続部を有するリング補強の有効性を検証するため、静的座屈試験、および試験に対応する静的弾塑性座屈解析を実施し、提案した不連続なリング補強によって、連続したリング補強と同等のせん断座屈補強効果が得られることを実証した。

第4章では、有限要素解析を用いた弾塑性座屈解析による設計手法を提案した。弾塑性座屈解析は、部分的な開口や補強などの詳細形状、材料特性、荷重分布などをモデル化できるため詳細な座屈強度評価が可能な一方で、解析条件設定によっては座屈強度を実耐力より過大に評価する場合がある。また、既存の各種設計規格において、弾塑性座屈解析による座屈設計手法を詳細に規定したものは見られなかった。そこで、原子炉格納容器を例題として、円筒殻の耐震設計における座屈強度設計手法として静的弾塑性座屈解析を用いた設計手法を提案するとともに、材料特性、要素種類・寸法、解析の制御法、初期不整などのパラメータに対する感度解析を実施し、座屈荷重を保守的かつ合理的に評価するためのパラメータの設定方法を含む設計解析ガイドラインを提案した。また、既往の座屈試験を対象にして、提案した設計手法に従った静的弾塑性座屈解析を実施し、実験結果と比較することで、座屈強度を保守的かつ合理的に評価できることを確認した。さらに、より塑性の影響の大きい厚肉円筒殻への適用性の見通しについても考察した。

第5章では、溶接により製作される大型円筒殻における、円筒殻全体にわたる初期不整や、局所的な溶接残留応力・変形が座屈強度に与える影響について評価した。大型円筒殻は機械加工では製作困難なため、多数の曲面板の溶接により製作されるが、曲面板同士の接合位置・角度の誤差の積み上げにより、円筒殻全体としては機械加工よりも大きな初期不整量となることが想定される。そこで、円筒殻全体にわたる代表的な長波長の初期不整としてオーバルモードを考え、最も座屈強度を低下させると考えられる座屈モード形状の初期不整と組み合わせた解析モデルの弾塑性座屈解析を実施した結果、円筒殻全体に

わたる初期不整は座屈強度の低下にほとんど寄与しないことを確認した。そのため、実機円筒殻の座屈設計においては、初期不整量は、座屈モードに相当する基準長さ（ゲージ長）あたりの初期不整量にて管理すれば良く、円筒殻全体にわたる初期不整は無視できると考えられる。また、溶接による局所的な残留応力・変形についても、これらを考慮した解析により、座屈強度への影響は小さいことを確認した。

以上の検討結果は、厚肉円筒殻の塑性座屈から薄肉円筒殻の弾性座屈までの広範囲の設計条件を対象としているが、更なる試験・解析データの拡充により、広範囲の設計条件に対する提案手法の信頼性を向上させることができると考えられる。

また、本研究では円筒殻の座屈発生（最大荷重）を対象とした強度ベースの設計法を対象としているが、円筒殻のうち容器構造については、要求機能は内容物の保持であるため、座屈後の延性破断や極低サイクル疲労による容器破損を防止すれば良いという機能ベースの設計法も考えられる。今後、座屈後の破損限界の評価手法を開発することで、極稀な大荷重に対する設計合理化、機能喪失リスク評価、レジリエンス性に配慮した設計などに活用できると考えられる。

# 謝辞

本論文をまとめるにあたって、ご多忙の中、懇切な御指導と御助言を賜りました九州大学大学院工学研究院 海洋システム工学部門 宇都宮智昭教授に、心から感謝の意を表します。

また、本論文の作成と審査に際して、多くの有益な御助言を頂きました九州大学大学院工学研究院 海洋システム工学部門 柳原大輔教授、九州大学大学院工学研究院 社会基盤部門 松田泰治教授に謹んで深謝致します。

本研究は、三菱重工業株式会社 総合研究所において行った研究のうち、円筒殻の座屈強度に関する研究をまとめたものであり、研究を進める過程では多くの方々に御指導、御協力を頂きました。

本論文の2章及び5章における円筒殻の座屈評価式、および初期不整や溶接の座屈強度への影響に関する研究については、共同研究者の国立研究開発法人日本原子力研究開発機構 安藤勝訓博士、宮崎真之氏には多くの御助言を賜りました。ここに謝意を表します。

また、本論文の3章及び4章における円筒殻の補強方法や有限要素解析による座屈設計手法に関する研究については、多大な御協力を頂きました共同研究者の株式会社原子力エンジニアリング 小江秀保氏、関西電力株式会社 原達矢氏に謹んで御礼申し上げます。

さらに、三菱重工業株式会社の社内においては、大川賢紀博士、中馬康晴氏、姫野太充氏には会社の業務と並行した研究・論文執筆に関し、様々な御配慮や御助言を頂いたことに感謝致します。川本要次氏（令和元年10月22日逝去）、村上慎祐氏、攝田浩司氏には、入社当時より座屈強度をはじめとした強度評価技術についてご指導頂き、筆者の強度研究者としての基礎を築いて頂きました。ここにあらためて深甚なる謝意を表します。また、本研究の遂行にあたり、三浦一浩氏、佐郷ひろみ氏、村上久友氏、中村光博氏、原田達之氏、箱田德行氏をはじめ多くの方々に多大な御協力を賜りました。厚く御礼申し上げます。

最後に、私を育ててくれた両親と、支えてくれた妻 志穂、長男 悠真、二男 直希に心から感謝致します。