

## 流体連成二重円筒殻の動的座屈挙動について

## DYNAMIC BUCKLING BEHAVIOR OF FLUID-COUPLED CONCENTRIC CYLINDRICAL SHELLS

豊田幸宏\*, 松浦真一\*\*

Yukihiro TOYODA and Shinichi MATSUURA

\*工修 (財) 電力中央研究所 我孫子研究所 (〒270-11 千葉県我孫子市我孫子1646)

\*\*工博 (財) 電力中央研究所 我孫子研究所 (〒270-11 千葉県我孫子市我孫子1646)

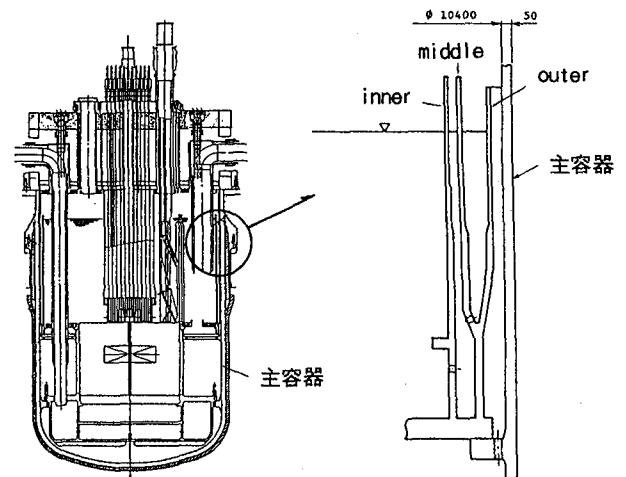
This paper describes an experimental and numerical study on the dynamic buckling of fluid-coupled concentric cylindrical shells. The test model is a simplified fluid-coupled system of the thermal liner and the reactor vessel in the fast breeder reactors' primary systems. Shaking table tests were conducted in order to investigate the dynamic buckling characteristics of the inner shell of the test model subjected to horizontal excitations. The buckling deformation with the circumferential wave number of 6 was observed. Numerical simulations were performed in order to validate the applicability of the computer program which has the capability of elastic-plastic dynamic buckling analysis including fluid-structure interaction. It is confirmed that the dynamic buckling analyses of the fluid-coupled cylindrical shells are possible by using the program within reasonable computational time, and that the program could simulate the test results with sufficient accuracy.

keyword: Dynamic buckling, Concentric cylindrical shell, Fluid structure interaction

## 1. はじめに

高速増殖炉の原子炉構造には、原子炉容器を高温の冷却材から熱的に保護するために、炉容器の内側に、炉壁冷却ライナーと呼ばれる多重円筒シェル構造物が設置されている(図-1)。このライナー円筒は、炉容器に比べると比較的薄肉のシェル構造であるため、地震時に冷却材を介し、ライナー同志あるいはライナーと炉容器間に連成振動が発生する。そのため、地震入力条件によっては、連成振動によって発生する流体圧によりライナー円筒部に動的座屈が起こる可能性がある。比較的小規模な石油タンクにおいても、同様なライナー円筒構造が見受けられるが、ライナーに補強リングを取り付けることによって、地震時における外圧座屈の発生を防止している。しかしながら、高速増殖炉のライナー円筒構造の場合、プラント起動中は、500℃に近い高温の流体と接することになり、高温構造設計の観点から、石油タンクの耐震設計で採られている考え方を踏襲して、補強リングをライナーに取り付けることは困難である。従って、高速増殖炉原子炉構造におけるライナー円筒構造の流体圧による外圧座屈に対する合理的な耐力評価法の確立が設計上必要となっている。評価法の確立にあたっては、円筒シェルに座屈を発生させる荷重条件、また、動的な流体荷重に対する円筒シェルの座屈挙動を把握しておくことが必要である。

円筒シェルの流力弾性振動挙動に関し、二重円筒構造に限定すれば、いくつかの実験的、数値解析的検討がなされている<sup>1-4)</sup>。これらによれば、地震動の卓越周期領域に刺激係数の大きなモードが、通常の円筒容器の場合には一次のみ存在するのに対し、二重円筒では複数の低次



構造材: ステンレス  
冷却材: 液体ナトリウム

| ライナー   | 内径      | 板厚 |
|--------|---------|----|
| inner  | φ 9980  | 15 |
| middle | φ 10020 | 20 |
| outer  | φ 10260 | 20 |
| 主容器    | φ 10400 | 50 |

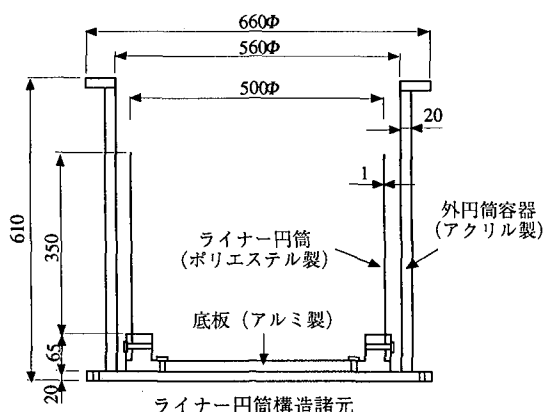
炉壁冷却ライナー

unit:mm

|               | 半径板厚比 |
|---------------|-------|
| inner         | 333   |
| ライナー円筒 middle | 251   |
| outer         | 257   |
| 主容器           | 104   |

図-1 高速増殖炉原子炉構造例

モードが存在することが明らかにされている。しかしながら、これらの大半は、円筒シェルに関し、線形振動範囲のみを取り扱ったもので、円筒の座屈といった非線形領域にまで踏み込んだものではない。円筒シェルの非線形応答に関しては、谷ら<sup>5)</sup>の二重円筒容器の動的不安定性に関する検討があるが、そこでは、調和振動入力に対する不安定振動の発生境界を調べたにとどまり、ライナー円筒の過渡応答挙動については勿論、ライナー円筒に作用する流体圧や



ライナー円筒構造諸元

|             |     |
|-------------|-----|
| 円筒半径R:      | 250 |
| 円筒板厚t:      | 1.0 |
| 円筒高さL:      | 350 |
| 円筒半径板厚比R/t: | 250 |
| 円筒高さ半径比L/R: | 1.4 |

図一 2 試験体構造諸元

表一 1 材料試験結果

| 弾性係数<br>E(GPa) | 0.2%降伏応力<br>$\sigma_{y0.2}$ (MPa) | 密度<br>$\rho_s$ (kg/m <sup>3</sup> ) | ポアソン比 |
|----------------|-----------------------------------|-------------------------------------|-------|
| 1.93           | $1.13 \times 10^2$                | $1.28 \times 10^3$                  | 0.3   |

座屈現象については、なんら言及されていない。原子力分野において、二重円筒容器の動的座屈に関する実験的検討がCombescureら<sup>9)</sup>によって唯一実施されている。しかしながら、そこで用いられた試験体構造諸元は、本研究で対象とするものとは異なり、また、試験条件も明確でないため、現象を把握するのに十分な知見が得られていない。

一方、円筒シェルの外圧座屈に関しては、静的な問題として、液体貯槽タンクをはじめ、压力容器や潜水艦などを対象に古くから膨大な数の検討<sup>7)~10)</sup>がなされている。しかしながら、従来の検討は、円筒軸方向及び周方向とも均一な外圧力のもと、あるいは静水圧分布のように軸方向に圧力は分布しているけれども周方向は均一の条件下での座屈問題として取り扱われている。本研究で対象とする現象は、動的な問題であり、しかも円筒に作用する外圧が、円筒軸方向及び周方向いずれも一様でなく、既存の知見がどこまで適用できるかは不明である。

以上、本研究で対象とするライナー構造の動的座屈問題については、基本的な現象を把握することから適切な座屈耐力評価法を整備することに至るまで課題が残されたままである。

本研究は、高速増殖炉の炉壁冷却ライナーのごとく多重円筒シェルの地震時流体連成座屈現象に関し、適切な解析モデル化法を明らかにし、合理的な耐力評価法を確立することを目的としている。本報では、二重円筒模型を用いた振動台実験から基本的な現象を把握し、当所が独自に開発を行った流体連成動的弾塑性座屈解析プログ

表一 2 模型材料と振動数の関係

| 物理量                                 | 実機(p)                 | ポリエステル<br>模型(m)       |
|-------------------------------------|-----------------------|-----------------------|
| 構造密度 $\rho_s$ (kg/mm <sup>3</sup> ) | $7.86 \times 10^{-6}$ | $1.27 \times 10^{-6}$ |
| 流体密度 $\rho_f$ (kg/mm <sup>3</sup> ) | $8.30 \times 10^{-7}$ | $1.00 \times 10^{-6}$ |
| 弾性係数 E (kg/mm <sup>3</sup> )        | $1.62 \times 10^4$    | $1.54 \times 10^4$    |
| 振動数* $\omega$ (Hz)                  | 7前後                   | 14前後                  |

\*多重円筒部分に加わる外力の振動数

表一 3 実機と模型の相似比

| 物理量   | 記号                          | 関係式                                                                                             | 相似比                |
|-------|-----------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------|
| 長さ    | $\frac{L_m}{L_p}$           |                                                                                                 | $\frac{1}{20}$     |
| 振動数   | $\frac{\omega_m}{\omega_p}$ | $\frac{((\rho_{fm} L_m^4)^{-1} (E_m L_m^2))^{1/2}}{((\rho_{fp} L_p^4)^{-1} (E_p L_p^2))^{1/2}}$ | $\frac{2.01}{1}$   |
| 加速度   | $\frac{A_m}{A_p}$           | $\frac{L_m \omega_m^2}{L_p \omega_p^2}$                                                         | $\frac{1}{4.95}$   |
| 流体慣性力 | $\frac{F_{fm}}{F_{fp}}$     | $\frac{\rho_{sm} L_m^3 L_m \omega_m^2}{\rho_{sp} L_p^3 L_p \omega_p^2}$                         | $\frac{1}{32900}$  |
| 構造慣性力 | $\frac{F_{sm}}{F_{sp}}$     | $\frac{\rho_{fm} L_m^3 L_m \omega_m^2}{\rho_{fp} L_p^3 L_p \omega_p^2}$                         | $\frac{1}{241000}$ |
| 剛性    | $\frac{K_m}{K_p}$           | $\frac{E_m L_m}{E_p L_p}$                                                                       | $\frac{1}{1650}$   |

\*流体の慣性力/円筒の弾性力(剛性)の比を実機と模型で保存した。

ラム<sup>11)</sup>を用いたシミュレーション解析により、解析モデル化法を検証する。また、検証されたモデル化法に基づき、ライナー円筒に作用する流体圧分布を数値解析的に把握する。

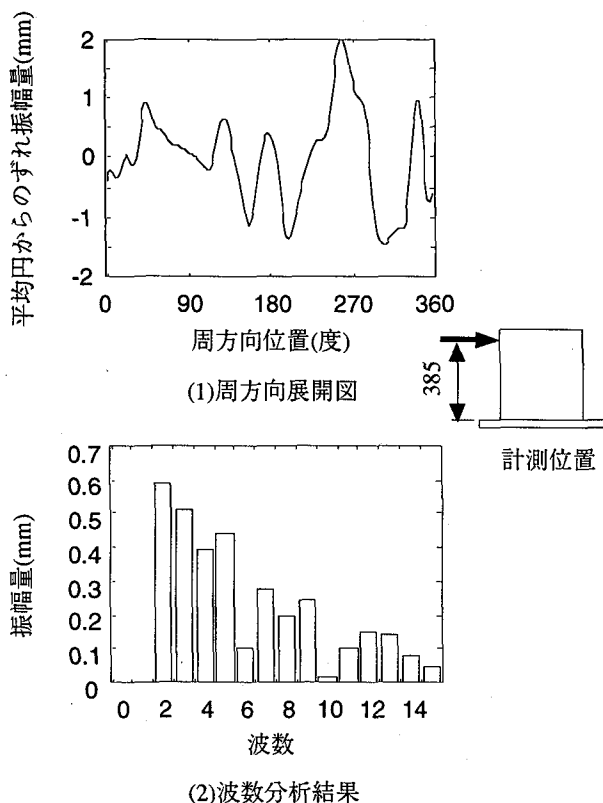
## 2. 実験方法

### 2.1 概要

実機炉壁冷却ライナーは、ステンレス材から製作されたシェル構造物であるが、実機と同じ材質を用いて製作した模型を流体連成振動により弾塑性・大変形に至らしめる加振試験は、極めて難しい。このため、模型の製作にあたっては、液体貯槽分野における既往実験例<sup>12)</sup>を参照し、確実に流体連成座屈が発生しやすい低剛性の材料を選定し、模型の設計を行った。実機においては、炉容器とライナー構造で、四重円筒構造となっており、しかも他の炉内機器がinner-shell内部に存在しているが、本実験では、現象の理解を容易にするため、単純な二重円筒構造とし、他の炉内機器の影響は無視した。

この模型に液体を満たし、振動台による動的座屈試験を実施し、以下の点に着目して基本的な現象を把握した。

- ・線形振動挙動から大変形の座屈に至るまでの過渡応答挙動(円筒上部の変位や発生する動水圧と入力加速度レベルの関係等)
- ・模型のライナー部に発生する座屈変形



図一三 試験体の初期不整形形状測定結果

## 2.2 模型構造および諸元

製作した模型の形状ならびに構造諸元を図一2に示す。表一1に、常温下で実施した単軸引張試験より求めた、ポリエステルフィルム母材の物性値を示す。図一2に示すごとく、模型は二重円筒構造を有しており、内側容器がライナーを模擬したもの、外側容器が炉容器を模擬したものである（以下、炉容器を模擬した円筒容器を外容器、ライナー構造を模擬した円筒容器をライナー円筒を記す）。同図に示すように、ライナー円筒は、上端自由、下端固定の境界条件を有している。ライナー円筒の半径板厚比は250、円筒高さ半径比は1.4であり、構造寸法は実機とはほぼ一致する。模型スケールは、実機の約1/20となる。これらの模型構造諸元の設定にあたっては、模型と実機において、流体の慣性力とライナー円筒の弾性力の比が一致するように考慮した。表一2に、実機ならびに模型に使用される材料と振動数の関係を、表一3に、代表的な物理量に関する実機と模型の相似比一覧を示す。外容器は、実機の炉容器を想定したものであるが、実機の原子炉全体構造の有限要素モデルを用いた数値解析的検討によれば、炉容器とライナー間の流体連成振動挙動については、炉容器が上端から吊り下げられた構造であるため、それが片持ち梁振動しながら、ライナー同志が連成振動するモードの卓越することが明らかにされている。つまり、ライナー側から見れば、ライナーより比較的剛な炉容器から単に外力を受けるのみと考えることができよう。従って、本実験では、上記の理由と現象の理解を容易にする目的から、外容器をライ

ナー円筒に比べてかなり厚肉とし剛性を高くした。

上述のように、模型では、ライナー円筒の材料として、ポリエステル材を採用したが、同材料の線形弾性範囲が、公称ひずみ1%前後までであるのに対して、実機に使用されるステンレス材はせいぜい0.05%程度までである。このため、実機に想定される現象に対しては、材料非線形の影響が考えられる。ここで、次式で定義される、外圧を受ける円筒シェルの薄さ係数 $K_c$ を用い、

$$K = \left( \frac{2R}{t} \right)^{3/4} \sqrt{\left( \frac{L}{R} \right) \left( \frac{\sigma_y}{E} \right)} \quad (1)$$

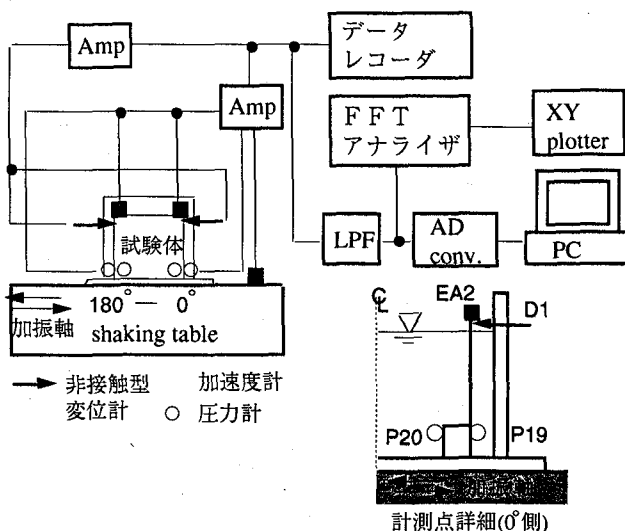
$K_c < 0.8$  降伏崩壊  
 $0.8 < K_c < 1.2$  非弾性座屈  
 $1.2 < K_c$  弾性座屈

上式に、実機ライナーの代表的構造諸元として以下の数値を代入すると、

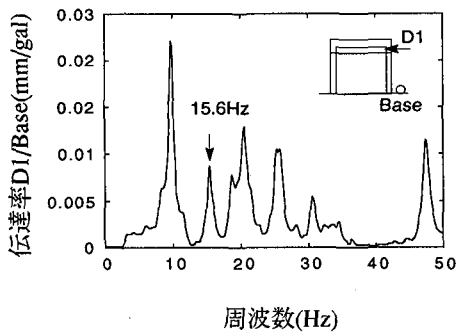
$R=5000$ : 円筒半径  $E=16200$ : 材料弾性係数  
 $L=7000$ : 円筒高さ  $\sigma_y=14.0$ : 降伏応力  
 $t=20$ : 円筒板厚 (単位kgf/mm<sup>2</sup>)  
(単位mm)

$K_c=3.6$ となり、実機ライナーには、弾性座屈の発生が予想される。従って、少なくとも座屈発生までは、実機においても、材料非線形の影響はほとんどないと考えられ、模型でポリエステル材を用いたことは、ライナー円筒の基本的な現象に関し、実機で起こり得る現象との根本的な相違をもたらすものではないと考えられる。

なお、模型のライナー円筒は、板厚1mmのポリエステルフィルムを金型を用いて所定の半径になるように軸線に沿って重ね合わせて溶着し、下端をアルミ板にて堅固にバンド固定したものである。図一3に模型ライナー円筒の上端部水平断面における初期不整形の周方向展開図ならびにその波数分析結果を示す。同図によれば、不整形量は、最大でもライナー円筒の直径の1%以下であり、製作精度は良好であると考えられる。



図一四 試験計測の概略



図—5 ライナー円筒の線形応答特性

## 2.3 実験方法

### (1) 実験装置

加振装置ならびに計装の概略を図—4に示す。計測項目は、ライナー円筒上端部における変位および加速度、ライナー円筒下端フランジ部における流体圧ならびに振動台上加速度とした。変位計測には、渦電流式非接触型変位計を使用した。変位計、加速度計ならびに圧力計の円筒周方向の設置位置については、加振軸方向の円筒直径上 $0^{\circ}$  - $180^{\circ}$  位置とした。圧力計の貼付位置については、ポリエステルの弾性係数が低くかつ薄肉であることから、ライナー円筒の動的挙動への影響を懸念し、円筒表面に直接貼付することを避け、ライナー円筒と外容器間のギャップ（以下、アニユラスギャップと記す）に面した側とライナー円筒内側の下端フランジ部に貼付した。また、過渡応答挙動を詳細に観察し、座屈変形状を調べるため、市販のビデオに比べ高速のサンプリングレート(120frame/sec)を有するCCDデジタルカメラ(Photolon製)を使用し、加振中のライナー円筒の動的挙動を撮影した。

加振装置には、(財)電力中央研究所が所有する小型電磁式振動台（振動台寸法1m x1m, 最大積載重量300kgf）を用いた。

### (2) 加振方法

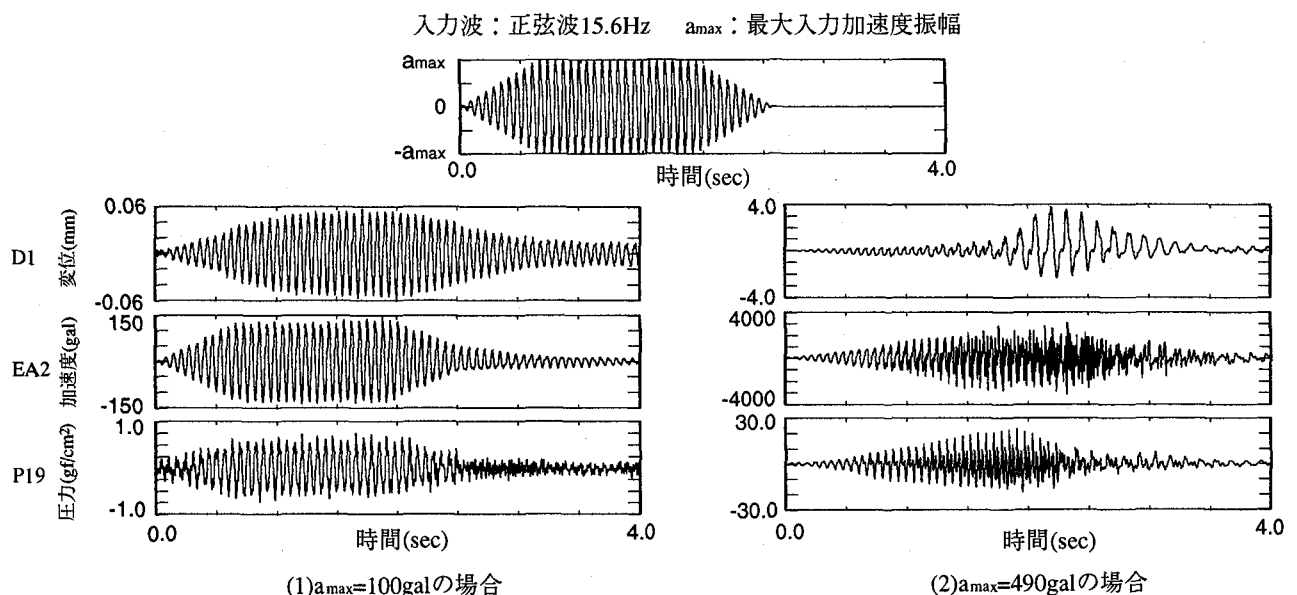
動的座屈試験に先立ち、加速度制御による正弦波スイープ加振を実施し、ライナー円筒の周波数応答特性を把握した（図—5参照）。

地震時における実機ライナーには、先にも述べたように炉容器が上端から吊り下げられた構造であるため、炉容器の片持ち梁振動モードの固有振動数成分が卓越した正弦波的な波が入力してくるものと考えられる。このことから、本実験では、先に示した表—2を参照し、振動数15.6Hzの正弦波（図—6の最上段の波形）を座屈試験の入力波とした。この振動数は、先の図—5に示した周波数応答曲線における共振点近傍に対応するものである。

加振方向は、水平方向1軸のみとした。また、内部液体には、水道水が用いられ、アニユラスギャップ部分ならびにライナー円筒内部に満たされた。水深は、いずれの流体領域も底板下表面から380mmとした。なお、試験は、20～23℃の室温下で実施された。

### 2.4 実験結果

図—6にライナー円筒上端部にて計測された変位、加速度ならびに下端フランジ部流体圧の過渡応答波形の例を示す。入力波の最大加速度レベル（以下 $a_{max}$ と記す）が100galの場合には、いずれの応答波形にも、入力波の振動数成分しか認められず、明らかに線形振動挙動を示していることがわかる。一方、 $a_{max}=490gal$ の場合には、応答波形には、入力波の振動数成分以外のものが認められ、特に変位応答波形に着目してみると、加振開始直後は、入力波の振動数成分で応答し、変位量もさほど大きくはないが、加振終了間近になって変位が急激に大きくなり、約3mmほど変位が生じていることがわかる。加速度応答倍率も約6倍程度となっており、大きな加速度がライナー円筒上端部に発生していることがわかる。なお、応



図—6 過渡応答波形の例

答波形に見られた振動数成分の変化については、次節にて考察を加えることとする。

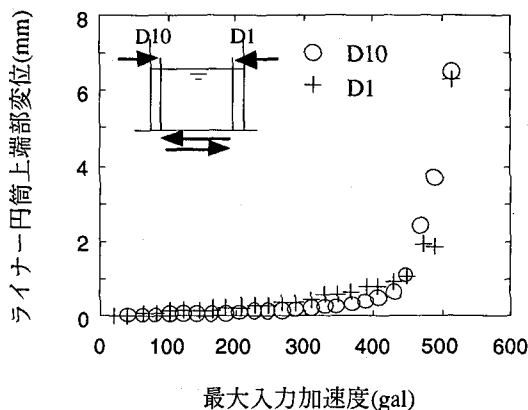
ライナー円筒の変形については、目視により、加振終了間際に、ライナー円筒上端部が周方向に波数を有する、花びら状の変形モードがはっきりと確認できた。この時のライナー円筒の動的挙動は、発散的であり、加振が完全に終了すると再び初期形状に戻る、いわゆる弾性座屈的な挙動であった。座屈変形の詳細については、次章にて解析結果と併せ示す。

図一7にライナー円筒最大応答変位と最大入力加速度の関係を示す。同図によれば、 $a_{max}$ が増加するにつれて、変位応答も比例的に増加し、 $a_{max}$ が400galを越えたあたりから、応答値の増加傾向に変化が見られ、さらに入力が増加し、500gal近くになると急激に応答が増大していることがわかる。

以上、ライナー円筒の応答には、変位応答に関して、入力加速度があるレベル以上になると急激に増大する傾向のあることが確認された。なお、流体圧については、最大応答変位との関係で整理し、次章のシミュレーション解析結果と併せ示すこととする。

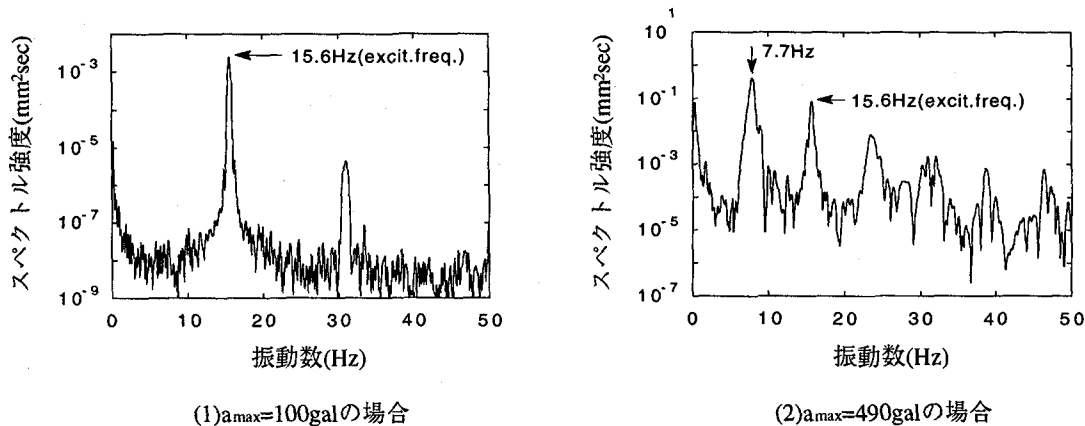
## (2)座屈発生時の入力加速度と変位応答

構造物の分岐現象に関し、荷重が分岐点に到達すると、それまでの変形モードから急激に別の変形モードに移行することが知られている<sup>19)</sup>。前項で述べたように、本報で扱うライナー円筒の変位応答については、入力加速度があるレベル以上になると急激に増大する傾向のあることから、分岐点が存在している可能性がある。そこで、ライナー円筒の分岐点、つまり、座屈発生点を定義するために、ここでは、変位応答のパワースペクトルをとることによって、周波数領域における分岐現象を調べることとした。図一8に変位応答のパワースペクトルを示す。 $a_{max}=100\text{gal}$ の場合には、基本的には加振振動数成分15.6Hzが最も卓越した成分である。一方、 $a_{max}=490\text{gal}$ の場合には、加振振動数成分以外に複数の振動数成分が卓越していることがわかる。最も卓越しているのは、7.7Hzの振動数成分を有するものであり、加振振動数成分



図一7 ライナー円筒最大応答変位と入力加速度の関係

のほぼ1/2にあたる。先に示した過渡応答波形を見ても明らかに、急激に増大した変位応答の主たる振動数成分は、7.7Hzである。図一9に周波数成分に関する分岐図を示す。同図は、各々の加振レベルにおいて、それぞれ変位応答のパワースペクトルを調べ、スペクトル強度が、工学的に判断して定めたしきい値(0.001mm/sec)以上となる振動数成分を、最大入力加速度レベルとの関係でプロットしたものである。しきい値レベルについては、先の図一8(1)に示した $a_{max}=100\text{gal}$ の場合において、ライナー円筒の卓越振動数成分がぎりぎり選択されるレベルである。図一9中、黒丸印は、最も卓越した振動数成分を表している。同図によれば、 $a_{max}=490\text{gal}$ 近傍までは、加振振動数成分が卓越し、500gal前後になると7.7Hzの振動数成分が最も卓越し、卓越振動数成分の移行が発生していることがわかる。実験においては、最終的に、7.7Hzの振動モードで応答が発散的に増大したが、この振動数成分は、既に $a_{max}=400\text{gal}$ 前後から発生していたことがわかる。別な言い方をすれば、ライナー円筒を大変形に至らしめた主たる振動数成分は、7.7Hzであり、線形応答時に卓越していた振動数成分15.6Hzからの分岐が起こり、7.7Hzの振動数成分が発生した時点、つまり、 $a_{max}=400\text{gal}$



図一8 応答変位のパワースペクトル

前後を分岐点とみなすことができる。以上の考察に基づき、本報では、 $a_{max}=400\text{gal}$ をライナー円筒の座屈発生時の加速度とみなす。なお、この時の変位応答値は、図一7より、 $a_{max}=400\text{gal}$ 時の円筒上端部の変位を読みとると、約 $0.4\text{mm}$ となる。

### 3. シミュレーション解析

#### 3.1 概要

本章では、当所にて開発した流体連成動的弾塑性座屈解析プログラムを用い、前章に示した実験結果を対象としたシミュレーション解析の結果について示す。ここでは、まず、以下の点に着目して解析モデル化法を実験結果との比較から検証する。

- ・ 過渡応答波形
- ・ ライナー円筒の応答値（上端部における変位と下端フランジ部における流体圧）
- ・ ライナー円筒の変形

次いで、検証された解析モデル化法に基づき、模型ライナー円筒の座屈発生前後に、円筒に作用する流体圧の分布を数値解析的に把握する。

#### 3.2 解析プログラムの概要

動的座屈解析を実行するにあたっては、大幅な計算効率の向上を図ることと、安定な計算過程を実現することが非常に重要である。この点に配慮し、本プログラムでは、変位等を周方向にフーリエ級数展開した軸対称シェル要素を用い、大変形、弾塑性の取り扱い方法に関して効率的な計算方法を採用している。また、流体の影響については、流体を非圧縮、非粘性、非回転流れのポテンシャル流れと仮定し、運動方程式において、流体の影響を付加質量マトリクスとして、構造物の質量マトリクスに加算する取り扱いとなっている。

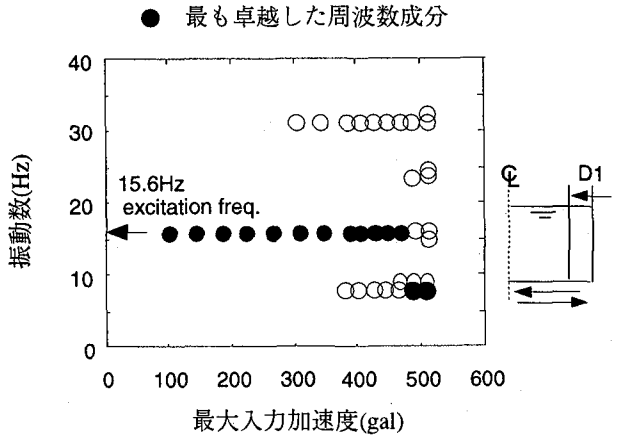
本プログラムによれば、解析対象が軸対称形状に限られるものの、一般シェル要素を用いた場合に比較して、はるかに少ない計算時間で同程度の解析精度を得ることが可能となった<sup>10)</sup>。また、著者らは、既報<sup>11)</sup>にて、ダイヤモンド座屈変形が生じる液体貯槽タンク模型の振動実験<sup>12)</sup>のシミュレーション解析を本プログラムにより実施し、実験値との比較から、流体連成座屈解析機能に関する妥当性を確認している。

なお、プログラムの定式化の詳細については、文献11)を参照されたい。

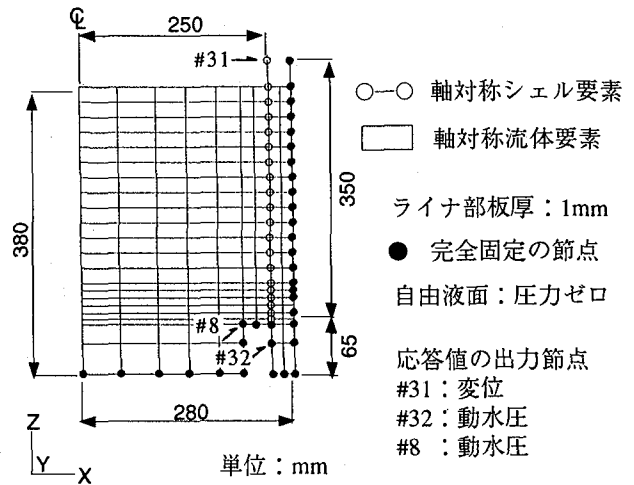
#### 3.3 解析方法

##### (1) 解析モデル

解析モデルを図一10に示す。寸法諸元は、模型構造寸法の公称値を用いた。円筒胴部の軸方向要素分割については、軸対称シェル要素の軸方向（要素局所円筒座標系 $r, \theta, z$ の内、 $z$ 方向）内挿次数が1次であるため、比較的



図一9 応答変位の周波数成分に関する分岐図



図一10 軸対称解析モデルメッシュ

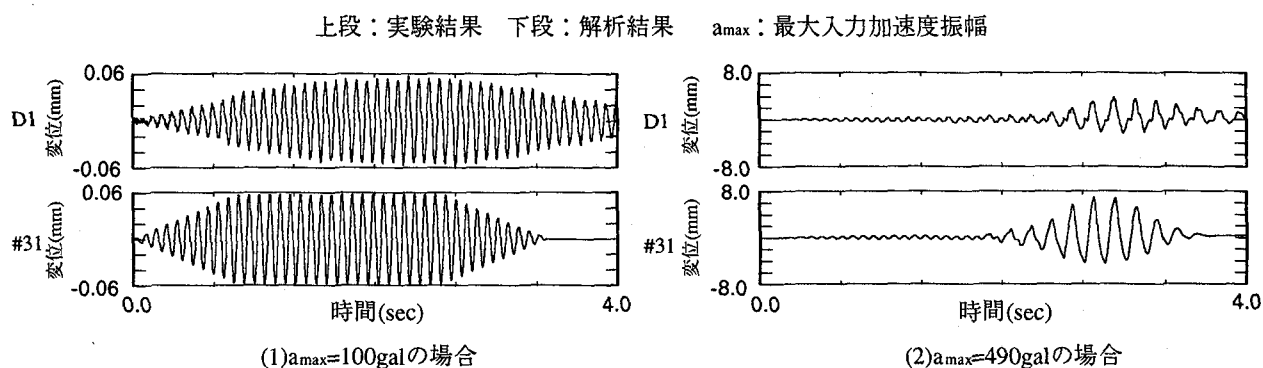
密に分割した。周方向のフーリエ波数成分については、0次から14次まで合計15項のモードを採用した。15項のフーリエ波数成分は、実験で観察された座屈波形を数値的に近似するにあたって、十分過ぎるほどの項数である。解析モデルの境界条件としては、下端部ならびに外容器部分は、完全固定とした。構造節点の内、図一10中、矢印で示した位置の応答値が、次節にて実験値と比較される。

一方、流体領域については、軸対称流体要素のアスペクト比が極端に大きくならないようにメッシュ分割した。流体自由液面における動水圧はゼロとおいた。ライナー円筒胴部の材料物性値は、先に示した表一1の値を用いた。流体の質量密度として、 $\rho=1.0204 \times 10^{-3} \text{kgsec}^2/\text{mm}^3$ の値を用いた。

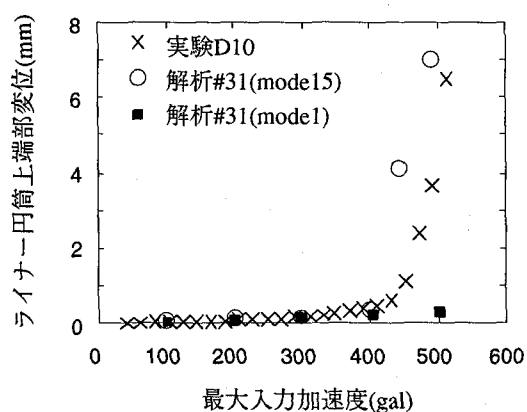
本プログラムでは、減衰は、 $C=\alpha M+\beta K$ で表されるRayleigh減衰を用いており、本解析では、 $a_{max}=400\text{gal}$ の場合における最大変位応答実測値にフィッティングさせた、 $\alpha=0, \beta=0.0078$ の値を用いた。

##### (2) 入力波

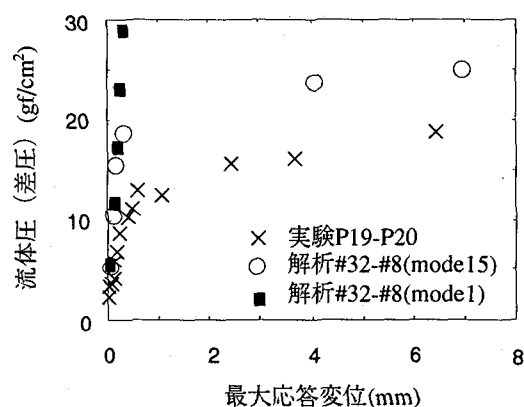
実験で用いた15.6Hzの正弦波を入力波とした。本解析においては、最大入力加速度レベルをパラメータとし、



図一 1 1 過渡応答波形：実験結果と解析結果の比較例



図一 1 2 最大応答変位と最大入力加速度の関係



図一 1 3 最大流体圧（差圧）と最大応答変位の関係

合計6ケース( $a_{max}=100gal, 200gal, 300gal, 400gal, 445gal, 490gal$ )のシミュレーション解析を行った。実験で用いた波は、継続時間約2.5secあたりで入力終了するが、解析に用いた波では、ゼロデータを追加し、継続時間を3.0secとした。

### (3) 解析モデルに与えた初期不整形状

高速増殖炉容器胴部のような単純な円筒殻等を対象とする座屈解析を実施する上での留意事項を取りまとめた「座屈解析法の適用ガイドライン」に基づき、円筒周方向に、実測値の波数分析結果に従った波数成分を与え、軸方向には、最大ずれ量が円筒上端部において、板厚の1%程度となるようコサイン1/4波の不整を与えた。

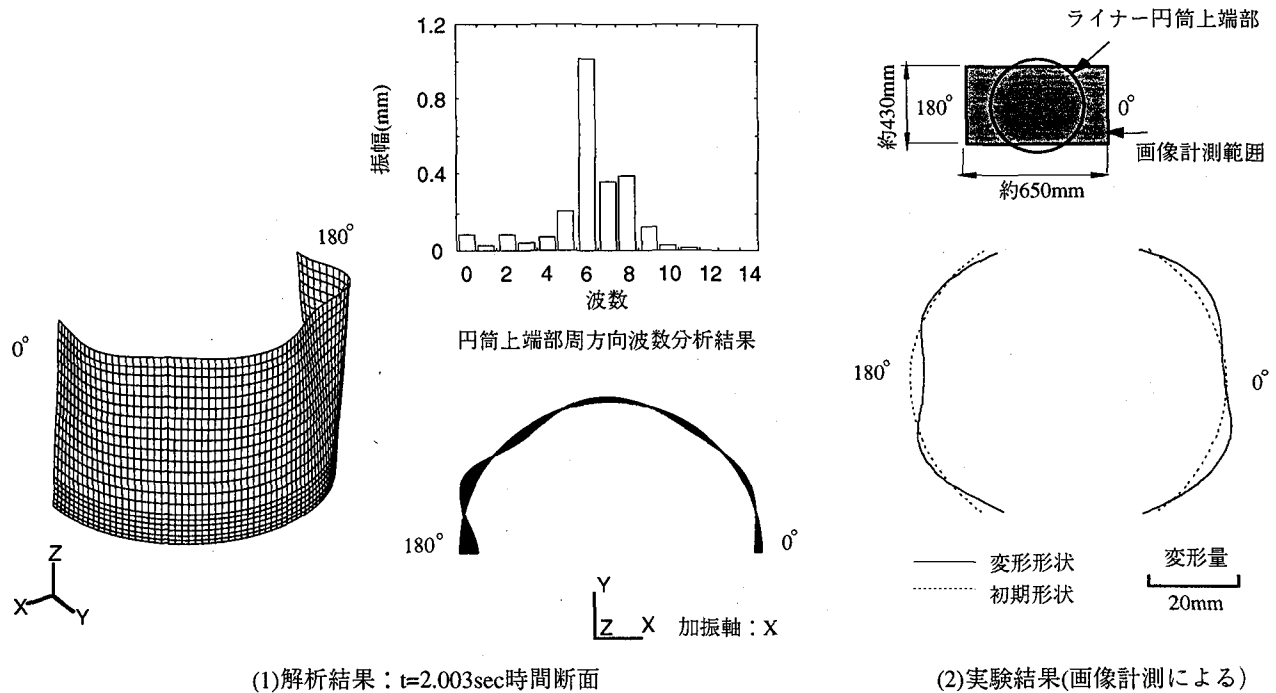
## 3.4 解析結果

### (1) 過渡応答特性

図一 1 1 に、実測された過渡応答変位波形と解析より得られた波形を示す。代表的な結果として、最大入力加速度レベル  $a_{max}=400gal$  と  $490gal$  の場合をそれぞれ示す。同図(1)に示す  $a_{max}=400gal$  の場合、解析結果は、加振終了後の自由振動波形の減衰の様子が、実験結果とやや異なっているものの、最大応答値に関しては、概ね実験値と等しく、全体的には実験結果をよくシミュレートしていることがわかる。一方、同図(2)に示す  $a_{max}=490gal$  の場合、最大応答変位に関し、解析値が実験値をやや上回っ

ているが、実験結果が、時刻  $t=1.5sec$  すぎから変位応答が増大する様子を解析結果はほぼシミュレートしていることがわかる。このようなシミュレーションを実施した既往検討として、Rammerstorferらの検討<sup>3)</sup>がある。彼らは、石油タンク模型（円筒高さ850mm、半径420mm、板厚不明）を対象に、finite element strip modelと称する有限要素モデルを作成し、それを用いた調和振動入力に対する時刻歴応答解析から、タンク胴部の面外変位応答に関するパラメトリック不安定振動の発生を確認している。シェル構造物の不安定振動現象に対して、直接的にシミュレーションを実施し、過渡応答波形を明確に示しているのは、本研究をはじめとして上記Rammerstorferらの検討、村田らの検討<sup>4)</sup>程度であり、ごくわずかであるが、本研究以外のものは、実験結果との比較は示されていない。

図一 1 2、図一 1 3 にライナー円筒の最大応答変位と最大入力加速度レベルの関係ならびに流体圧と最大応答変位の関係を示す。これらの図中には、周方向に展開するフーリエ波数をモード1のみとした解析モデルによる計算結果も併せ示した。この結果は、水平方向入力に対する、通常の線形動的応答解析結果に相当するものである。また、図一 1 3 における流体圧は、実験値ならびに解析値ともに、ライナー円筒下端部におけるシェル内外面に作用する流体圧の差の最大値を表している。具体的



図一14 ライナー円筒の座屈変形：実験結果と解析結果の比較 ( $a_{\max}=490\text{gal}$ の場合)

には、実験値に関しては、先の図一4に示したP19とP20の差(P19-P20)の最大値をプロットし、解析値に関しては、先の図一10に示した#32と#8の差(#32-#8)の最大値をプロットした。以降では、上記の最大値を単に差圧と記す。

図一12によれば、フーリエ項数を15項とした場合には、 $a_{\max}=400\text{gal}$ から変位応答が増大する実験値の傾向をほぼとらえていることがわかる。一方、フーリエ項数を1項とした場合には、 $a_{\max}=400\text{gal}$ あたりまでは、解析値は、実験値とよく対応しているが、それ以降になると、明らかに実験値の傾向とは異なる結果となった。この結果を別の観点から考えれば、実測の座屈発生点ぎりぎりすなわち $a_{\max}=400\text{gal}$ あたりまでは、ライナー円筒の動的挙動は、線形応答であったと解釈できる。

図一13によれば、フーリエ項数を15項とした場合の解析値は、実験値よりも全般にわたりやや高めになってはいるものの、実験値の傾向とほぼ対応している。即ち、実験値ならびに解析値ともにライナー円筒の最大応答変位が増加するにつれ、先に定めた座屈時変位約0.4mmまでは、ほぼ比例して差圧の値は増大し、座屈時変位をさらに越えても、差圧の値はさらに越えても、差圧の値は引き続き増加していく傾向が認められる。解析値が実験値よりも高めの値となったことについては、次のような考察ができる。まず、図一13に示す差圧—変位関係の初期勾配の違いに関しては、試験に用いた模型と解析モデルにおける端部支持条件の違いが主な理由として考えられる。座屈発生近傍あるいは発生後の差圧値の違いに関しては次のように考えられる。一般に、円筒殻の弾性座屈現象を対象に、座屈荷重や座屈後の解析を精度よく行うことは、かなり高度な解析技術によって

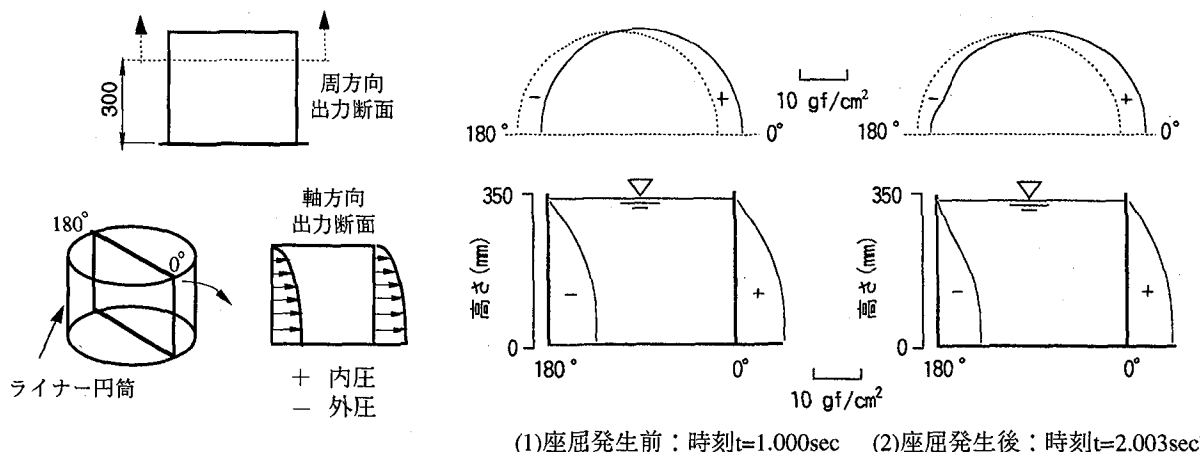
も、現状ではそう簡単な問題ではなく、解析結果の最大荷重が試験結果に比べて高めになる場合の多いことが指摘されている<sup>10)</sup>。本解析は、実験において観察されたように弾性座屈を対象としたものであることを考えれば、既往の知見と同様な結果が得られたものと判断できる。

## (2)座屈変形

図一14に座屈変形形状を示す。同図(1)は、 $a_{\max}=490\text{gal}$ の場合の解析結果であり、時刻 $t=2.003\text{sec}$ の時点における変形を示したものである。また、同図中のスライス平面図に示すごとく円筒上端部の変形形状に関し、その波数分析結果も併せ示している。解析結果によれば、座屈変形は、円筒の周方向波数が6の波数成分が卓越した形状であることがわかる。また、ライナー円筒上端部の応答変位が比較的小さい、時刻 $t=1.0\text{sec}$ における変形状態を調べたところ、円筒上端部が円形形状を保持したまま振動する、いわゆる片持ち梁モードであった。一方、同図(2)に、 $a_{\max}=490\text{gal}$ の条件で加振中の模型に対して、CCDカメラにより画像収録を行い、得られた画像をデジタイズすることにより求めた変形状態を示す。同図は、ライナー円筒上端部の変形状態に関し、加振前の初期形状と加振中目視にて大変形が生じた瞬間の形状を示すものである。CCDカメラと模型間の撮影距離の関係上、模型上端部の一部がフレームアウトしているが、加振中の変形状態から、円筒の周方向に波数6を有する変形であったと判断することができ、解析結果は、実験結果とよく対応していると言える。

前項(1)と本項で示した結果から、座屈変形の主要な波数成分を含む範囲のフーリエ波数成分を解析モデルに与え、流体をポテンシャル流れと仮定し、最終的には付加質量として取り扱う方法により、線形応答から流体連成





図一15 ライナー円筒に作用する流体圧（差圧）の分布形状： $a_{max}=490gal$ の場合の解析結果

座屈の発生する非常に強い非線形応答領域に至る、ライナー円筒の流体連成座屈挙動を精度よくシミュレートできることがわかった。また、本解析モデル化法により、ライナー円筒の動的挙動として、加振直後は、片持ち梁モードで振動していたが、継続時間 $t=1.5sec$ を過ぎたあたりから、モードが分岐し、周方向波数6のモードが発生し、ライナー円筒に流体連成座屈が発生したことが明らかとなった。

### (3)ライナー円筒に作用する差圧分布

前項(2)までの検討により、本シミュレーションで用いた解析モデル化法が概ね妥当であることが確認できた。そこで同解析モデルから、数値解析的に求めたライナー円筒に作用する差圧分布を、図一15に示す。同図(1)は、時刻 $t=1.0sec$ の時間断面をとったものであり、ライナー円筒上端部における変位応答が微小な状態で座屈変形が発生する前の状態である。一方、同図(2)は、先の図一14(1)に示す座屈変形が発生した時点の差圧分布を示すものである。これらによれば、座屈発生前の線形応答状態では、差圧分布は、円筒の周方向については、波数1のモードであり、軸方向については、Housner分布<sup>20</sup>のごとく自由液面にて圧力がゼロで、水深が深くなるにつれて圧力値が放物線状に増大していく傾向にあることがわかる。一方、座屈発生後においては、発生前とは、若干異なり、円筒の周方向については、花びら状の変形が比較的大きく発生している $180^\circ$ 側において、波数1のモード形状に、高次モードが重畳したことによる分布形状の乱れが生じていることがわかる。しかしながら、差圧の全体的な周方向分布については、座屈発生前と同様、波数1のモードが卓越していることに変わりはないと言ってよい。円筒の軸方向については、座屈発生前と同様に自由液面位置から最大水深まで徐々に放物線状に増加していく分布となっている。また、円筒に外圧が作用している側、即ち $180^\circ$ 側に花びら状の座屈変形が生じたことも確認できる。

以上のことから、本研究で対象とするライナー円筒の

流体連成座屈挙動に対して、支配的な差圧分布は、円筒の周方向に波数1をもった圧力モードであり、外圧が作用する部分に、花びら状の座屈変形が生じることが確認できた。

### 4. まとめ

本報告では、高速増殖炉の炉壁冷却ライナーのごとく多重円筒シェルの地震時座屈耐力評価の確立に資するため、液体を満たした二重円筒模型による振動台実験から基本的な動的座屈現象を把握した。また、当所が独自に開発した流体連成動的弾塑性座屈解析プログラムにより、試験シミュレーション解析を実施し、実験値との対比から解析モデル化法の妥当性を検証した。さらに、検証されたモデル化法に基づき、ライナー円筒に作用する差圧分布を数値解析的に把握した。以下、得られた結果を示す。

(1)ライナー円筒の過渡応答特性に関し、座屈発生点に到達する入力加速度レベルまでは、ほぼ線形弾性状態であるが、座屈発生点を越えると急激に応答が増大する、いわゆる弾性座屈挙動を実験的に確認した。

(2)ライナー円筒の流体連成座屈挙動に関し、座屈発生点を越えた加振の場合、加振開始直後に、ただちに応答が発散するのではなく、ある程度時間が経過した後、モードの分岐が起こり、周方向に波数成分をもつ変形が発生し、大変形に至ることを実験的に確認した。

(3)ライナー円筒に発生する座屈変形は、円筒上端部において、円筒周方向にいくつか波数を有するものであることを実験的および数値解析的に確認した。本実験で用いたライナー円筒の場合には、波数6のモードが卓越した変形であった。

(4)座屈変形の主要な波数成分を含む範囲のフーリエ波数成分を用いた軸対称解析モデルにより、実測の過渡応答波形、ライナー円筒の変位等の最大応答値をほぼシミュレートすることができることを確認した。

(5)ライナー円筒の流体連成座屈を支配する流体圧（差圧）は、円筒の周方向に波数1のモード成分であり、外圧が作用する円筒部分に大変形が生じることを数値解析的に確認した。

#### 謝辞

本報で述べた実験を実施するにあたっては、吉沢技研計測株式会社の斎藤智弥氏のご援助をいただいた。ここに感謝の意を表します。

#### 参考文献

- 1) J. Tani, K. Ohotomo, T. Sakai and M. Chiba: Hydroelastic Vibration of Partially Liquid-filled Coaxial Cylindrical Shells, ASME PVP-Vol. 157., 1989.
- 2) 藤田勝久：液体を含む二重円筒対称かくの振動解析、日本機械学会論文集C編、51巻466号、1985.
- 3) 吉田聖一、三好俊郎：多重円筒タンクの地震応答解析、日本機械学会論文集C編、53巻492号、1987.
- 4) T. Chiba, T. Mieda and K. Jitu: An Experimental Study of the Dynamic Response of the Fluid-filled Coaxial Cylinder in the Horizontal and Vertical Excitation, ASME PVP-Vol. 258., 1993.
- 5) 谷順二、酒井達能、千葉正克：流体連成二重円筒殻の動的安定性、日本機械学会論文集C編、55巻512号、1989.
- 6) Combescure, A.: Static and Dynamic Buckling of Large Thin Shells, Nuclear Engineering and Design, Vol. 92., 1986.
- 7) 植村益次、森田通子：直線的に変化する外圧による円筒かくの座屈、日本機械学会論文集(第1部)、37巻298号、1971.
- 8) 松原典宏、山本善之：円筒形圧力容器の内張り板の座屈の理論的研究、日本機械学会論文集A編、45巻395号、1979.
- 9) M. Chiba, T. Ymashida and M. Yamauchi: Buckling of Circular Cylindrical Shells Partially Subjected to External Liquid Pressure, Thin-Walled Structures 8, 1989.
- 10) M. Chiba and S. Ubukata: Influence of Internal Liquid on Buckling of Circular Cylindrical Shells Partially Submerged in a Liquid, Thin-Walled Structures 24, 1996.
- 11) 松浦真一ら：軸対称要素を用いた動的座屈解析コードの開発(その1),(その2),電力中央研究所報告,U91060, 1992., U93067, 1994.
- 12) C.F. Shih and C. D. Babcock: Buckling of Oil Storage Tanks in SPPL Tank Farm During the 1979 Imperial Valley Earthquake, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 109, 1987.
- 13) S. Adachi, M. Ueta, F. Kudou, K. Sekine and H. Ozaki: Structural Integrity of Reactor System for Top Entry Type FBR, Transactions of the 12th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology, Vol. E, 1993.
- 14) 土木学会鋼構造委員会編：座屈設計ガイドライン、土木学会、昭和62年10月
- 15) 日本建築学会編：構造物の崩壊解析基礎編、日本建築学会、1997.
- 16) Ohtsubo, H., Nakamura, H., Matsuura, S., Hagiwara, Y., : Elastic-Plastic Dynamic Buckling Analysis of FBR Main Vessels, ASME-PVP-Vol. 300, 1995.
- 17) 豊田幸宏、松浦真一：流体連成動的座屈解析プログラムの開発とその検証、構造工学論文集Vol.43B、平成8年3月
- 18) 豊田幸宏、増子芳夫：液体を満たした薄肉円筒殻の動的座屈試験、構造工学論文集Vol. 42A、平成8年3月
- 19) 松浦真一、中村秀治、小木曾誠太郎、大坪英臣：高速増殖炉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、61巻585号、1995.
- 20) F.G. Rammerstorfer, K. Scharf and F. D. Fischer: Dynamic fluid-structure-interaction and stability in storage tank design, Proceedings of the European Conference on Structural Dynamics, 1990.
- 21) 村田賢、安江博：周期外乱を受ける偏平アーチの動座屈、日本建築学会論文報告集、第469号、1995.
- 22) G.W. Housner: Dynamic pressures on accelerated fluid containers, Bull.Seim.Soc.Am., Vol.47, 1957

(1997年9月26日受付)