

機器配管系支持部及び結合部の耐震性評価に関する 研究報告書（第2報 付加ばね・質量系を有する円 筒容器の振動実験）

著者	箕輪 親宏, 小川 信行, 千葉 敏郎, 小林 博栄, 相田 重一, 小柳 良一, 勝山 ヨシ子
雑誌名	国立防災科学技術センター研究速報
号	87
ページ	1-60
発行年	1990-03-30
URL	http://id.nii.ac.jp/1625/00002825/

機器配管系支持部及び結合部の耐震性評価に関する研究

報 告 書

(第2報, 付加ばね・質量系を有する円筒容器の振動実験)

箕輪親宏*・小川信行*

国立防災科学技術センター

千葉敏郎**・小林博栄**・相田重一**

石川島播磨重工業株式会社

小柳良一***・勝山ヨシ子****

Research on Seismic Qualification of Nuclear Piping and Equipment Interacted System (Report-2, Vibration Test on Cylindrical Tank with A Spring-Mass System)

By

Chikahiro Minowa*, Nobuyuki Ogawa*

National Research Center for Disaster Prevention

Toshio Chiba**, Hiroe Kobayashi**, Shigekazu Aida**

Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd.

Ryoichi Koyanagi***, Yoshiko Katsuyama****

Abstract

Piping systems are necessarily connected to the side wall of a tank for chemical and nuclear power plants. In the aseismic design of the plants, however, it is common way to neglect the effects of such piping systems, because of its small mass ratio to the tank. In order to clarify these effects on the responses of tanks, shaking table tests have been conducted. A thin cylindrical tank with a spring-mass system prepared as a model for a simple piping system.

In this shaking table test, it becomes evident that vibration of tank and spring-mass system interacts each other. The change of tank water height

* 第3研究部, ** 原子力事業部技術開発部

*** (元) 石川島播磨重工業株式会社原子力事業部技術開発部

**** (元) 国立防災科学技術センター第4研究部

influences the behavior of a spring-mass. The natural frequency differences with water height changes have been verified by computer eigen value analyses. Furthermore, damage patterns around the juncture are observed.

Key words : Vibration Test, Cylindrical Shell, Aseismic Design

要 旨

本報告は「機器配管系の支持部および結合部の耐震性の評価に関する研究」の一つとして行なった「付加振動系を有するタンクの振動実験と解析」に関するものである。機器配管系の結合部等に作用する地震荷重を評価する場合、機器配管の地震時挙動が重要な要因になる場合が少なくない。このため、配管をばね・質量系とみなし、機器として容器を選び、接合部の動的挙動の把握を目的として振動実験を行なった。常用の解析では配管と機器は別々に取り扱われる。しかしながら、本実験の結果、ばね・質量系と容器は互いに影響を及ぼし合い、互いの地震応答に変化を与えていることが確認された。また、この実験結果をもとに付加ばね・質量系を有する容器(円筒タンク)の地震応答の計算手法についてその有効性を検討した。

キーワード：振動実験，円筒シェル，耐震設計

目 次

1. はじめに	3
2. 容器系試験体	3
2.1 実験目的・概要	3
2.2 実験条件と実験ケース	3
2.3 試験体の構造と特徴	4
3. 実験方法および計測	5
4. 実験結果と考察	6
4.1 液位変化による円筒殻の静的応答	6
4.2 液位条件，ばね・質量条件での基本的な応答特性の比較	6
4.3 ばね・質量系取付座の局部剛性について	8
4.4 容器試験体の損傷ならびに破壊実験について	10
5. 応答解析	10
5.1 付加ばね・質量系を有する薄肉円筒容器(円筒液体貯槽)の方程式	10
5.2 実験と解析の比較および考察	12
6. 結語	13
謝 辞	14
参考文献	14

1. はじめに

国立防災科学技術センターは昭和 62 年度から平成 2 年度にわたり原子力安全研究の一環として「機器配管系支持部および結合部の耐震性の評価に関する研究」を実施している。本報告は昭和 62 年度に行った実験の内、機器に関する実験について報告する。配管の実験については、第 1 報で既に報告されている。(小川他, 1989)

機器の支持部、機器と配管との結合部等は、構造的に応力集中を生じ易い、振動的に非線形挙動を伴うことが多い、機器間相対変位等の荷重が作用し易い、等のため地震時には相対的にクリティカルポイントになりやすい。一般プラントや設備機器の地震被害の多くはこのような支持部、結合部で生じている。

このため、本研究では複数の機器から成る系を対象とし、支持部および結合部に作用する地震荷重の評価法の比較検証と合理化に関する研究を行う。耐震性評価のための要素試験(破損実験)以外は、振動現象の把握と応答解析法の比較検証、合理化を目的としたものである。機器の材料等の特性および設計、検査条件は一般プラントと同等の JIS 仕様としている。

なお、本報告は 1988 年アメリカ機械学会 PVP Conference で発表したものに加筆したものである。(箕輪, 1988)

2. 容器系試験体

2.1 実験目的・概要

配管が取り付けられている容器が地震動のような動的力を受けた場合、容器の応答は単体の場合とも異なるし、静的場合とも異なると思われる。配管取付部の応力は力を受ける方向、配管と容器の構造的関係などによって影響を受けると考えられる。本実験はこのような配管接合が容器の動的応答に及ぼす影響の評価を目的としている。この種の問題については、これまでいくつかの理論的また実験的な研究(M. Shiraki, et., 1976)も行なわれてきているが、付加質量を考えたものがほとんどであり、配管をばね・質量系とみなした実験はまだ行なわれていない。このため、配管をみたてたばね・質量系を有する容器の各種振動実験を行った。容器としては薄肉の円筒タンクを用いた(以後、円筒薄肉容器と呼ぶ)。また、ばね・質量系を有する円筒液体貯槽の動的解析法を示し、実験結果と比較した。さらにばね・質量系接合部の損傷モードをみる動的実験も行った。

2.2 実験条件と実験ケース

本実験ではばね・質量系の種類、取付部位、液位を基本的な条件として容器系の応答挙動を検討する。試験条件の設定および目的は以下の通りである。

ばね・質量系の種類

軸方向にだけ変形能を有する「直ばね」と、軸直角方向にだけ変形能を有する「曲げばね」

の 2 種について検討した。「直ばね」の先には動きが「直ばね」変形方向に拘束された質量が取り付けられ、「曲げばね」の先には重りが固定できるように作られている。写真 1 は「直ばね」の実験で、写真 2 は「曲げばね」の実験である。

ばね・質量系取付位置

容器には 3 ケ所のばね・質量系取付座を設けた。2 ケ所は「直ばね」用であり、1 ケ所は「曲げばね」用である。

液位条件

円筒薄肉容器の液位条件として、空水の場合、40%、80% の場合など液位の効果を確かめるため、液位を変化させた。液体としては水を用いた。

実験全体を総括的に示すと表 1 の通りである。実験順序も表 1 に従った。

表 1 実験ケース
Table 1 Test Case

	Test Case	Attached System			Water Level	Remarks
		Spring	Mass	Position		
1	0	none	none		0%	Free Vibration
2	40	none	none		40%	
3	80	none	none		80%	
4	P3-3.2-0	B-3.2 mm	0.86 kg	PAT 3	0%	
5	P3-3.2-80	B-3.2 mm	0.86 kg	PAT 3	80%	
6	P3-4.5-0	B-4.5 mm	none	PAT 3	0%	
7	P3-4.5-80	B-4.5 mm	none	PAT 3	80%	
8	P3-12-80	B-12 mm	1.48 kg	PAT 3	80%	
9	P2-K 3.5-0	L-7 kg/mm	258.5 kg	PAT 2	0%	
10	P2-K 3.5-80	L-7 kg/mm	258.5 kg	PAT 2	80%	
11	P1-K 3.5-0	L-7 kg/mm	258.5 kg	PAT 1	0%	
12	P1-K 3.5-80	L-7 kg/mm	258.5 kg	PAT 1	80%	
13	P1-K 16-0-80	L-35 kg/mm	77 kg	PAT 1	80%	
14	P1-K 16-7-80	L-32 kg/mm	331.1 kg	PAT 1	80%	Damage and Failure

2.3 試験体の構造と特徴

(1) 円筒薄肉容器

円筒薄肉容器の円筒殻は厚さ 1.5 mm、幅 1500 mm のステンレス板を 5 枚、縦方向に溶接して製作されている。直径は 2425 mm である。高さは 3000 mm である。底板は厚さ 6 mm、直径 2558 mm の鋼板で周囲を 15°ピッチ 24 個のボルトで振動台取付板に固定されている。上部には蓋がなく、上端周囲に厚 9 mm、幅 50 mm の鋼製リングが溶接され剛性を高めている。円筒殻には「直ばね」取付座が 2 ケ所 (0°で高さ 750 mm と 1500 mm の位置)、「曲げばね」取付座が 1 カ所 (90°で高さ 750 mm の位置) がある。両取付座は直径 140 mm、厚さ 20 mm の鋼製であり、全周溶接により円筒殻に取付られている。両取付台座溶接時に生じたと考えられる歪部が側壁の全面積に対し 5% 程度ある。歪部の一つには手で押すと弾性座屈を示すものもある。円筒殻の製作精度は真円度にして 0.2% 程度とみなせる。12 m 角の振動台での設置位置は写真 1, 2 のように制御室から見て右奥の隅であり、円筒薄肉容器 0°-180°の線が加振

方向となるように設置した。5本の溶接線の最初の位置は 58° の位置である。写真3, 4は取付座溶接位置の内面であり、溶接歪による変形が分かる。

(2) ばね・質量系

直ばね

図1に「直ばね」実験の試験体配置等を示す。「直ばね」はバネ定数 7 kg/mm 、 13 kg/mm と 32 kg/mm の3種を準備した。この内、 7 kg/mm と 32 kg/mm の2種について実験を行った。このばね定数は2個のばねによって得られているものであり、すなわち 7.0 kg/mm のばねは 3.5 kg/mm のばね2個により、 32 kg/mm のばねは 16 kg/mm のばね2個により得られている。2個のばねの効く変形は 4 cm までであり、それ以上の変形では1個のばねしか効かない。「直ばね」の一端は容器の「直ばね」取付座(PAT1 または PAT2)に4本のボルトで固定され、もう一方の端部である自由端には直動ボールベアリングで支持された可動質量が接続されている。可動質量は 77 kg を有する鉄箱に1枚 33.6 kg の鉄板が7枚まで入るようになっている。写真5は直動ボールベアリング取付作業であり、写真6は可動質量(鉄箱)の設置であり、写真7は「直ばね」(32 kg/mm)の設置状況である。

曲げばね

図2に「曲げばね」実験の試験体配置等を示す。「曲げばね」は高さ 120 mm 、長さ 500 mm で、板厚は 12 mm 、 3.2 mm 、 4.5 mm の3種を用いた。「直ばね」と同様に、「曲げばね」の一端は容器の「曲げばね」取付座(PAT3)に4本のボルトで固定され、もう一方の端部である自由端には鉄板を質量として付けられるようになっている。その自由端には、板厚 12 mm の「曲げばね」では 1.48 kg の円板が溶接され、板厚 3.2 mm の「曲げばね」では 0.76 kg の鉄板がボルトで固定されている。板厚 4.5 mm の「曲げばね」の自由端には質量を付け無い。写真8, 9, 10は 3.2 mm 、 4.5 mm 、 12 mm の「曲げばね」の設置状況である。

3. 実験方法および計測

実験はばね・質量系取付および液位条件設定後(水位設定後)、所定の手順で加振実験を行った。固有振動を推定するために、一部、加振によらず、ばね・質量系を叩く方法も用いた。液位条件設定時に水位変化による円筒殻の歪変化を計測した。

入力波

入力波は正弦波等の規則波の他、以下の波を用いた。

- (1) ランダム波加振 帯域 $3\sim 30\text{ Hz}$
- (2) 地震波加振 S2床応答波(3 Hz 以下を減衰させた波、S2M 6.5 と呼ぶ)、
EL-CENTRO N-S 1940

計 測

計測は加速度、水圧、変位および歪について行った。これらの計測点の位置、方向を図3～5

に示す。計測値の記録はデジタルデータレコーダで行い、サンプリング 200 Hz, 64 チャンネル同時計測とした。なお、液位条件設定時の計測ではサンプリング周波数を下げてデータ収録を行った。

4. 実験結果と考察

4.1 液位変化による円筒殻の静的応答

動の実験に先立ち、静水圧のによる歪を把握するため、水位を変化させたときの歪の変化を記録した。図6は空水から80%に水位を増加したときの高さ750 mmの断面の周方向歪の分布である。この周方向歪は膜歪と曲げ歪が合わさったものである。このデータはペンレコーダーに再生し読み取ったものである。この高さの断面上にある36点の歪分布の変化は当初予測していたもの(一様分布)より激しい。この歪分布の円周方向波数についてのFOURIER変換を図7に示す。円周方向波数 $n=0$ は、歪分布の平均に対応しており、引張の 63×10^{-6} 程度であり、単純に求められる $\text{HOOP STRAIN} = (\text{水頭高さ} - \text{測定高さ}) \times \text{直径} / (2 \times \text{円筒殻厚さ} \times \text{YOUNG 率}) \approx 68 \times 10^{-6}$ に近似している。5枚の板を縦方向に溶接しているのに関連があると考えられるが、円周方向波数 $n=4, 9$ が卓越している。

4.2 液位条件、ばね・質量条件での基本的な応答特性の比較

図8～図12にランダム波加振のスペクトル比を示す。これは1次元の自己回帰モデルで求めたパワースペクトルを用い、振動台のスペクトルで各測定のスペクトルを割ったものの平方根を取っている。図8は加速度計測点A8の振動台加速度に対するスペクトル比である。加速度計測点A8は円筒殻中央断面上でPAT2から180°の位置にある。この円筒殻の円周方向波数 $n=1$ の振動数は計算によれば空水で181 Hz、水位80%で33 Hzあり、図8に現れているピークは円周方向波数の大きいモード(波数 $n=9$ が卓越する)が現れているものと考えられる。図8を見る限り、A8の位置では、ばね・質量系の影響は見られない。

図9は「直ばね」の実験でばね・質量系に着けた加速度計測点A13のスペクトル比である。当然のことであるがばね・質量系の振動数が卓越している。容器が空水の場合はこの振動だけが見られるが、水位80%では容器振動の影響がばね・質量系に現れているのがわかる。特にばね・質量系の質量が軽い実験ケースP1-K16-0-80で容器振動の影響が強い。

図10は「曲げばね」の実験でばね・質量系に着けた加速度計測点のスペクトル比である。「直ばね」実験同様、容器が空水の場合はばね・質量系の振動が卓越している。水位80%の場合、容器振動の影響が大きく、実験ケースP1-4.5-80ではスペクトル比からばね・質量系の振動を見つけるのは困難である。

図11, 12は容器の「直ばね」用のばね・質量系取付座PAT1, PAT2に着けた加速度計測点のスペクトル比である。なお、写真11に実験ケースP1-K3.5の状況を、写真12に実験ケー

ス P2-K3.5 の状況を示す。これら図のように容器側ばね・質量系取付座の加速度計測にはばね・質量系の振動はほとんど卓越していない。しかし、「直ばね」用のばね・質量系取付座そばの歪計測点のスペクトル比である図 13 にはばね・質量系の振動の卓越がみられる。ただし実験ケース P1-K16-0-80 では明確な卓越は見られない。

各実験ケースで正弦波加振を行い、容器のばね・質量系取付断面についての円周方向歪の分布を計測した。図 14～図 15 は「直ばね」空水の実験ケース P1-K3.5-0 の各加振振動数での歪分布である。+ は COS 成分を、△ は SIN 成分を表す。ABS(CMAX) とあるのは COS 成分の絶対値の最大であり、ABS(SMAX) とあるのは SIN 成分の絶対値の最大である。値は歪振幅を振動台加速度で割ったものである。同じ振動数で分布図が 3 つあるのは、加振加速度振幅を 5 GAL, 10 GAL, 30 GAL と変えて計測したためである。図 16～図 18 は「直ばね」水位 80% の実験ケース P1-K3.5-80 の場合であり、変えた加振加速度振幅は 20 GAL, 30 GAL, 40 GAL である。図 19～図 21 は「曲げばね」水位 80% の実験ケース P3-4.5-80 の歪分布図である。これら図で、容器振動が卓越する振動では円周方向波数 n が $n=1$ 以外の花びら型のモードが現れているのが分かる。ばね・質量系の振動が卓越する振動数では、特に「直ばね」の場合、取付座付近で振幅が増大するモードになっている。

この正弦波加振から、「直ばね」のばね・質量系が振動的に見た場合、振幅に依存する増幅

表 2 「直ばね」取付時ばね・質量系推定固有振動数・減衰定数

Table 2 Estimated Frequencies and dampings of a Spring-Mass System (Linear Spring)

	PAT2-K3.5		PAT1-K3.5			PAT1-K16-0
WATER LEVEL	0%	80%	0%	80%	WATER L	80%
NATURAL FREQUENCY	2.028 Hz	2.1446 Hz	2.2258 Hz	2.4558 Hz	NATURAL FPRQ.	7.723 Hz
DAMPING	4.77%	12.3%	13.3%	17.8%	DAMPING	4.943%

表 3 「曲げばね」取付時ばね・質量系推定固有振動数・減衰定数

Table 3 Estimated Frequencies and dampings of a Spring-Mass System

	PAT3-4.5		PAT3-3.2		PAT3-12	
WATER LEVEL	0%	80%	0%	80%	0%	80%
NATURAL FREQUENCY	10.722 Hz	12.635 Hz	5.441 Hz	5.698 Hz	7.885 Hz	9.328 Hz
DAMPING	0.455%	2.262%	1.238%	0.855%	0.492%	6.514%

特性を有しているのが分かる。図22はばね・質量系と振動台の振幅比であり、10 GAL 程度の加振加速度であると、ばね・質量系はほとんど動かず、20 GAL, 30 GAL, 40 GAL と加振加速度を増加すると応答倍率が上昇し、10 を越える。このように低振幅加振でほとんど応答を示さない理由は直動ボールベアリングの始動特性ならびに摩擦特性によるものと推測される。

図23は実験ケース P1-K3.5 に置いて、地震波 (EL-CENTRO N-S 1940) で加振した場合の時刻歴である。振動台変位振幅は 20 mm である。この図は「直ばね」の変位と容器のばね・質量系取付座付近の歪を示すものであり、空水と水位 80% の場合を比較すると空水の場合が大きな歪の値を示すことがある。

次に、自己回帰モデルから推定した固有振動数と減衰定数を表2, 3に示す。これらから容器に水が入るとばね・質量系の固有振動数は、「直ばね」、「曲げばね」の両ケースとも、僅かではあるが、上昇する。減衰定数についても水が入ると増加傾向にあるが、「曲げばね」の P3-3.2 の実験ケースでは、ばね・質量系の質量が小さいためか、逆に減衰定数は減少している。

4.3 ばね・質量系取付座の局部剛性について

「直ばね」のばね特性にはシャフトならびにジョイントなどの効果は入っていない。このため、写真13のように剛な鉄骨にばね・質量系を固定し、人力により加振し、固有振動数を測定し、それから「直ばね」の実際のばね特性を求めることを試みた。表4はその結果である。

表4 「直ばね」単体特性試験
Table 4 Linear Spring Characteristic Tests

NOMINAL SPRING	TEST MASS	MEASURE FREQ.	ESTIMATED SPRING
7 kg/mm	331.1 kg	2.174 Hz	6.32 kg/mm
32 kg/mm	331.1 kg	4.130 Hz	22.75 kg/mm

実験ケース P1-K3.5-0 の時のばね・質量系固有振動数 2.2 Hz とこの実験の質量 258.5 kg, 単体特性試験の推定ばね定数 6.32 Hz から、「直ばね」が容器局部ばねと、図24のように直列につながっているとして、PAT1での容器局部ばね k_{con} を計算してみると 25 kg/mm になり、水位 80% で 2.4 Hz とすると k_{con} は変わらないとして k_{wat} を計算すると 93 kg/mm となる。この k_{con} , k_{wat} の値から、同じばね・質量系取付座 PAT1 を使った P1-K16-0-80 の実験ケースのばね・質量系固有振動数を算出すると、7.86 Hz となり、計測から推定した値にほぼ一致する。また P1-K16-7-80 の実験ケースについても算出すると 3.8 Hz となりスペクトル比で卓越している振動数 3.6 Hz とほぼ一致する。ばね・質量系取付座 PAT2 を用いた実験ケース P2-K3.5-0 ではばね・質量系固有振動数は 2.0 Hz であるから PAT2 での容器局部ば

ね k_{con} は 4.2 kg/mm となる。この「直ばね」の水位 80% の実験ではばね・質量系固有振動数は 2.15 Hz であり、 k_{wat} は 13.8 kg/mm と算出される。

図 25 は汎用構造物解析プログラム NASTRAN で PAT 1, PAT 2 に 80 kg の静的水平荷重を加えたときの本試験容器の変形である。これからばね・質量系取付座 PAT 1 の局部ばね $k_{con}=64$ kg/mm, ばね・質量系取付座 PAT 2 の局部ばね $k_{con}=38$ kg/mm が得られる。これらの値は実験から得られた値よりかなり大きい、これは取付座溶接などにより生じた円筒殻の初期不整によるものと考えられる。

「曲げばね」単体の固有振動数を計算すると P3-3.2 のばねで 6.0 Hz, P3-4.5 のばねで 14.8 Hz, P3-12 のばねで 27.1 Hz である。これらばね・質量系の固有振動数が容器に取り付けられることにより、表 3 のように下がっている。これは容器円筒殻が回転ばねとして作用しているためである。この「曲げばね」のばね・質量系を取付座に対する慣性モーメントと単体での固有振動数が等しくなるように一質点系にモデル化し、取付座を中心に局部回転ばねで支持されているとして、実験から推定したばね・質量系固有振動数をもとにこの局部回転ばねを算出してみると、P3-12 の空水のケースで約 2×10^5 kg・mm, 水位 80% で約 3×10^5 kg・mm, P3-4.5 の空水では 1.5×10^5 , 水位 80% で 3.5×10^5 kg・mm, P3-3.2 の空水で 1.9×10^5 kg・mm, 水位 80% で容器は 3.5×10^5 kg・mm と算出される。この局部回転ばねの値は同水位ではほぼ同じ値であるべきと考えられる。傾向から見て、妥当な値と考えられる。

表 5 破壊実験一覧
Table 5 Damage Test Outline

EXCIT	INPUT	INPUT AMP.	AXIAL SPR. LOAD (STRETCH)	DOMINANT FREQUENCY	
1 st	S2M6.5	± 5 mm	180 kg (5.63 mm)	3.6 Hz	151 sec.
2 nd	S2M6.5	±10 mm	658 kg (20.58 mm)	3.2 Hz	
3 rd	S2M6.5	±15 mm	732 kg (22.88 mm)	3.1 Hz	
4 th	S2M6.5	±20 mm	883 kg (27.59 mm)	3.1 Hz	
5 th	S2M6.5	±25 mm	957 kg (29.91 mm)	2.9 Hz	
6 th	S2M6.5	±27 mm	1012 kg (31.61 mm)	2.8 Hz	
7 th	SIN3Hz	±10 mm	1290 kg (40.30 mm)	—	
8 th	SIN3Hz	± 5 mm	247 kg (7.72 mm)	—	
9 th	SIN3Hz	± 5 mm	950 kg (29.69 mm)	—	

4.4 容器試験体の損傷ならびに破壊実験について

容器試験体の円筒殻は、既に述べたように、製作時にかなりの変形が各所に生じており、特にばね・質量系取付座近傍に多い。この初期変形をスケッチしたものを図26の点線で示す。

さらに、一連の実験に先立ち、計測器チェックのためばね・質量系無し、かつ空水で振幅1.5 Gの20 Hz正弦波加振を行ったとき、180°位置の脚部に写真14, 15のダイヤモンドタイプの座屈が生じた。

破壊実験はばね・質量系取付座PAT 3に32 kg/mmの「直ばね」をつなぎ、可動質量は331.1 kgとし、実験ケースP1-K16-7-80に引き続いて行った。入力波形にはマグニチュード6.5のS2の人工地震波に対するフローレスポンス波と3 Hzの正弦波を用いた。加振手順等を表5に示す。

図27はPAT 1の近傍に付けた円周方向歪の波形を各加振ごとに示したものであり、2回目加振で大きく変形が進行したのが分かる。また図28, 29に3回目加振の波形記録を、図30, 31に7回目加振の波形記録を示す。9回目の加振でばね・質量系取付座PAT 1溶接部に亀裂が入ると共に、その近くの座屈変形の重なったところ2箇所にピンホール的な小さな亀裂が入った。また、脚部にダイヤモンドタイプの座屈が順次入り、進行した。実験後、試験体の状況をスケッチしたものが図24である。写真16は亀裂が入った時の試験体の状況であり、写真17はPAT 1の亀裂を容器内面で見えたものである。写真18, 19はピンホール1, 2からの水漏れのクローズアップである。写真20, 21はピンホール1, 2の亀裂の外面クローズアップ、写真22, 23はピンホール1, 2の亀裂の内面クローズアップである。写真24, 25は容器脚部0°~90°の部分のダイヤモンドタイプ座屈である。写真26はPAT 1の部分の実験後の試験体状況である。写真27は可動質量の実験後写真であり、大変位によりストッパーが変形しているのが見られる。

図32に軸圧縮荷重に対するCrollの式による座屈荷重を示す。これは脚部の座屈に対するものであり、破壊実験で入った、ダイヤモンドタイプの座屈を説明することはできるが、計測確認加振で入った座屈にたいしては説明困難である。計測確認加振で生じた座屈の理由としては、過大な残留応力等が作用していたことが考えられる。

5. 応答解析

5.1 付加ばね・質量系を有する薄肉円筒容器（円筒液体貯槽）の方程式

仮定モード法を用い、付加ばね・質量系を有する薄肉円筒液体貯槽の動的特性を水平1方向について解析する（箕輪, 1984）。座標系を図33のように取る。円筒殻の変位を次のように仮定する。

$$u_r = \sum_p \sum_q ({}_p f_r(z) (c \xi_{pq}(t) \cos(q\theta) + s \xi_{pq}(t) \cos(q\theta + \pi/2)))$$

$$u_\theta = \sum_p \sum_q ({}_p f_\theta(z) (c \xi_{pq}(t) \sin(q\theta) + s \xi_{pq}(t) \sin(q\theta + \pi/2)))$$

$$u_z = \sum_p \sum_q ({}_p f_z(z) (c \eta_{pq}(t) \cos(q\theta) + s \eta_{pq}(t) \cos(q\theta + \pi/2)))$$

各記号は次のものである。

r, θ, z = 円筒座標の半径, 角度, 高さ軸

u_r, u_θ, u_z = r -, θ -, z - 方向の円筒殻変位

${}_p f_r(z), {}_p f_\theta(z), {}_p f_z(z)$ = assumed functions

$c \xi_{pq}(t), c \xi_{pq}(t), c \eta_{pq}(t), s \xi_{pq}(t), s \xi_{pq}(t), s \eta_{pq}(t)$ = 一般座標

$\ln(k\pi r/2h)$ = 変形ベッセル関数

q = 円周方向波数

a = 円筒容器の半径

h = 液位

ϕ = ポテンシャル関数

$[M_s]$ = 円筒殻の質量マトリックス

$[M_w]$ = 円筒容器液体の質量マトリックス

$[M_j]_m$ = ばね・質量系の容器側の質量マトリックス

$[M_{JM}]_m$ = ばね・質量系の両側の質量マトリックス

$[M_M]_m$ = ばね・質量系の取付質量側の質量マトリックス

$[K_s]$ = 円筒殻の剛性マトリックス

$[K_w]$ = 液位による静的応力に起因する剛性マトリックス

$[K_{JM}]_m$ = ばね・質量系の容器側の剛性マトリックス

$[K_M]_m$ = ばね・質量系の両側の剛性マトリックス

$[T]_m$ = ばね・質量系の取付質量に関する変換マトリックス

$\{T\}_{mT}$ = 転置変換マトリックス

$\{V\}$ = 円筒殻変位ベクトル

$\{V_g\}$ = 円筒容器に対する入力変位ベクトル

$\{x\}_m$ = ばね・質量系の変位ベクトル

$\{x_g\}_m$ = ばね・質量系に対する入力変位ベクトル

液体は非粘性非圧縮性と仮定し、液体の変位ポテンシャルを変形ベッセル関数を用い次のように表す。

$$\phi = \sum_k \sum_n I_n(k\pi r/2h) \cos(k\pi z/2h) (cB_{kn}(t) \cos(n\theta) + sB_{kn}(t) \cos(n\theta + \pi/2))$$

円筒殻と液体の動きは半径方向で壁面で連続すると仮定する。すると $cB_{kn}(t)$ と $sB_{kn}(t)$ は $c\zeta_{pq}(t)$ の $s\zeta_{pq}(t)$ の級数で各々表すことができる。

容器のばね・質量系取付座ならびにばね・質量系は6自由度の変形能を持っているが、薄肉円筒殻の変形は r, θ, z 方向の3自由度の変位で表している。これら3軸回りの回転は、この場合、円筒殻の r, θ, z 方向の3自由度の変位で表せる。

液位により生じる静的応力の円筒殻剛性に与える効果は Haroun の方法 (Haroun, 1980) に従い求めた。方程式は運動エネルギーとポテンシャルエネルギーを変分法に於ける Euler の方程式に代入して、求められ、次の形式で与えられる。

$$\begin{aligned} & \begin{vmatrix} [M_s] + [M_w] + \sum_i [T]_i^T [M_{J_i}] [T]_i, & [T]_i^T [M_{JM}]_i, & , & [T]_m^T [M_{JM}]_m \\ [M_{JM}]_i [T]_i^T & , & [M_M]_i & , & 0 & , & 0 & , & 0 \\ [M_{JM}]_2 [T]_2^T & , & 0 & , & [M_M]_2 & , & 0 & , & 0 \\ [M_{JM}]_m [T]_m^T & , & 0 & , & 0 & , & 0 & , & [M_M]_m \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} \{v\} + \{v_g\} \\ \{x\}_1 + \{x_g\}_1 \\ \{x\}_2 + \{x_g\}_2 \\ \{x\}_m + \{x_g\}_m \end{Bmatrix} \\ + & \begin{vmatrix} [K_s] + [K_w] + \sum_i [T]_i^T [K_{J_i}] [T]_i, & [T]_i^T [K_{JM}]_i, & , & [T]_m^T [K_{JM}]_m \\ [K_{JM}]_i [T]_i^T & , & [K_M]_i & , & 0 & , & 0 & , & 0 \\ [K_{JM}]_2 [T]_2^T & , & 0 & , & [K_M]_2 & , & 0 & , & 0 \\ [K_{JM}]_m [T]_m^T & , & 0 & , & 0 & , & 0 & , & [K_M]_m \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} \{v\} \\ \{x\}_1 \\ \{x\}_2 \\ \{x\}_m \end{Bmatrix} = 0 \end{aligned}$$

ここで、 m はばね・質量系取付座の数である。モーダルアナリシスを用い、容器ならびにばね・質量系の応答が求められる。

5.2 実験と解析の比較および考察

上記応答解析式に基づいたコンピュータ解析を行い、「直ばね」の実験結果を解析した。この解析では、ばね・質量系無しの円筒容器は円周方向波数 $n=1$ 以外のモードの刺激係数が0になる。 z 方向の円筒殻仮定関数としては各変位につき、全ての円周方向波数に対し $\sin(p\pi z/2d)$ の形を用いた。計算では円周方向波数を15まで使い、 r, θ 方向の $\sin(p\pi z/2d)$ の p は $q=1$ に対し1, 3, 5を使った。一方、 $q=1$ を除く r, θ 方向の p に対しては2, 4, 6を用いた。 z 方向では、 p は全ての q に対し、1, 3, 5を取った。この計算ではばね・質量系取付座の質量効果を見出し、 $\cos(q\theta + \pi/2)$ と $\sin(q\theta + \pi/2)$ を考えないこととした。液位の剛性効果を考慮し、「直ばね」では実験ケース P1-K3.5 と P2-K3.5 について解析した。

表 6 「曲げばね」計算固有振動数
Table 6 Computed Natural Frequencies

CASE	P1-K3.5		P2-K3.5	
	EMPTY	80%	EMPTY	80%
1 st	2.32 Hz	2.37 Hz	2.20 Hz	2.30 Hz
2 nd	27.44 Hz	11.28 Hz	27.16 Hz	11.30 Hz
3 rd	29.06 Hz	11.47 Hz	28.77 Hz	11.53 Hz
4 th	30.26 Hz	11.94 Hz	30.04 Hz	11.98 Hz
5 th	33.07 Hz	12.91 Hz	32.55 Hz	12.96 Hz
6 th	33.32 Hz	13.78 Hz	33.30 Hz	13.80 Hz
7 th	33.36 Hz	14.35 Hz	37.00 Hz	14.40 Hz
8 th	41.80 Hz	16.30 Hz	41.29 Hz	16.34 Hz
9 th	42.96 Hz	17.18 Hz	42.77 Hz	17.19 Hz
10 th	48.77 Hz	18.70 Hz	48.73 Hz	18.72 Hz

表 6 は解析で得られた固有振動数であり、実験で得られた結果とかなり良い一致を示す。

図 34 は正規化された円周歪のばね・質量系取付断面分布であり、1 次のモードに対するものである。実線が解析で $\circ$ が計測値である。実験ケースは P2-K3.5 である。上図が空水のケースで、下図が水位 80% のケースである。解析によれば膜歪は小さく、曲げ歪の 20% 以下である。

前に示した静的歪の Fourier 解析が示すように円周方向波数 $q_0=4, 8, 9$, and 13 でピークを示す。out-of-roundness (真円からのずれ) の解析によれば、 n_0 を整数とし、 q_0 を out of roundness の波数とすると $q_0=n_0 \times q_0 \pm 1$ の波数のモードの刺激係数が影響を受ける。静的解析で q_0 として多くの波数が入っていることから、ほとんどのモードが生じていると考えられる。図 35 は波数 12 が卓越するモードを示したものである。実験ケースはばね・質量系なしの水位 80% で、PAT 2 の断面である。図 36 は実験ケース P2-K3.5 の El-Centro N-S 加振の実験と解析の波形の比較である。この解析での減衰は 1 次モードに対し、空水、水位 80% の場合とも、10% を取っている。

「曲げばね」のケースについては図 37 に実験ケース P3-4.5 の円周方向歪のばね・質量系取付断面分布を示す。この解析では仮定モードの数が多くなり、マトリックスの大きさが 500×500 を越える場合があり、8 M バイトを越える大容量のメモリーが必要となる。

6. 結 語

付加物の容器に対する影響は、水が入ると、容器質量増加に加え、容器側壁の剛性も増加

するため、相対的に小さくなる。このため、付加物の卓越振動数は容器に水が入ると僅かではあるが上がる。さらに、配管取付部に対しては、空水の取付部の方が大きな応力が発生する可能性がある。

また、破壊振動実験が示すように、容器配管取付部の破損モードには、配管取付部から離れた、ダイヤモンドタイプの座屈パターンが重なった点に亀裂が生じる破損モードがあることが示された。

謝 辞

本研究全般について東京大学生産技術研究所教授柴田碧博士のご指導をいただいている。東京理科大学教授原文雄博士は実験に際して有益なご助言をいただいた。この場をかりて、深甚の謝意を表する次第である。

研究の計画、実施に当たっては当センターの、広部良輔第二研究部長、管理部施設課各位他多くの方々のご指導、ご助力をいただいた。試験体の製作では石川島播磨重工業株式会社の関係各位の、また実験計測では穂鷹精器株式会社のご協力をいただいた。なお、本報告書作成にあたって、当センターの大八木規夫第 3 研究部長のご助言をいただいた。また、データ解析については国府田正義氏の方ならぬご尽力をいただいた。

以上の方々に厚くお礼申し上げる次第である。

最後に、本研究は原子力安全研究年次計画（原子力委員会）にもとづき、国立機関原子力試験研究費（科学技術庁）を用いて実施しているものである。科学技術庁原子力局技術振興課はじめ関係各位の日頃のご指導、ご援助に対し深く感謝申し上げます次第である。

参 考 文 献

- 1) Haroun, M. A. (1980) : Dynamic Analyses of Liquid Storage Tanks, EERL 80-04, California Institute of Technology.
- 2) Minowa, C. (1984) : Experimental Studies of Aseismic Properties of Various Type Tanks 8 WCEE Proceeding Vol. 6, 945-952.
- 3) Minowa, C., Ogawa, N. and Chiba, T. (1988) : A Shaking Table Test of Cylindrical Tank with A Spring-Mass System, ASME PVP-Vol. 145, 77-82.
- 4) 小川信行・箕輪親宏・勝山ヨシ子・千葉敏郎・小林博栄・相田重一・小柳良一(1989) : 原子力配管系支持部及び結合部の耐震性評価に関する研究報告書(第 1 報 配管系の流体連成振動実験), 国立防災科学技術センター研究速報第 84 号.
- 5) Shiraki, K., Kajimura, Y., Shibata, H., and Kawakatsu, T., (1976) : Bell-Ring Vibration Response of Nuclear Containment Vessel with Attached Masses under Earthquake Motion, Nuclear Engineering and Design Vol. 38, 475-493.

(1990 年 2 月 2 日原稿受理)

VESEL TESTS
AXIAL SPRING PHASE

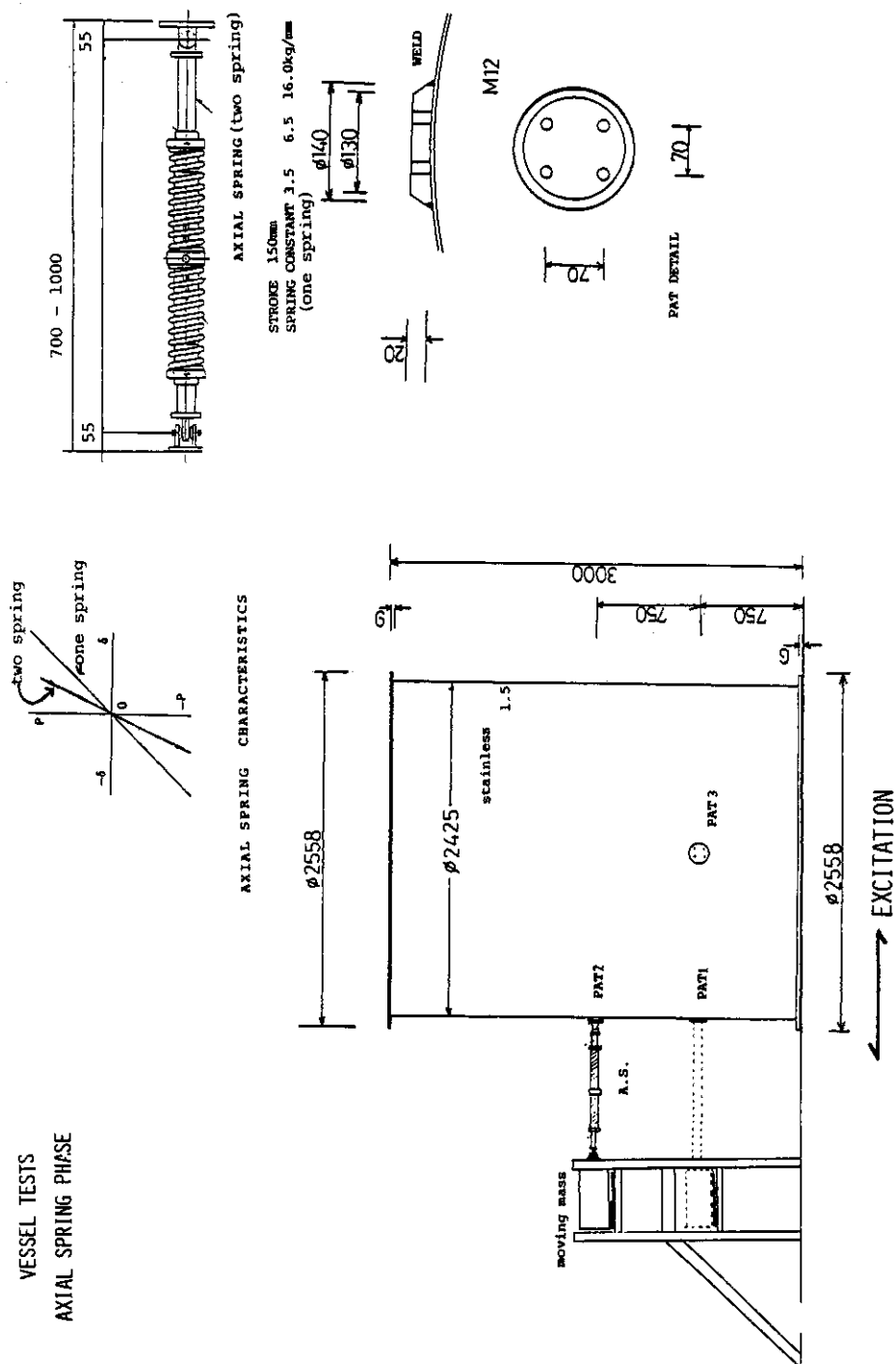


図1 「直ばね」実験試験体
Fig. 1 An outline of Linear Spring Test System

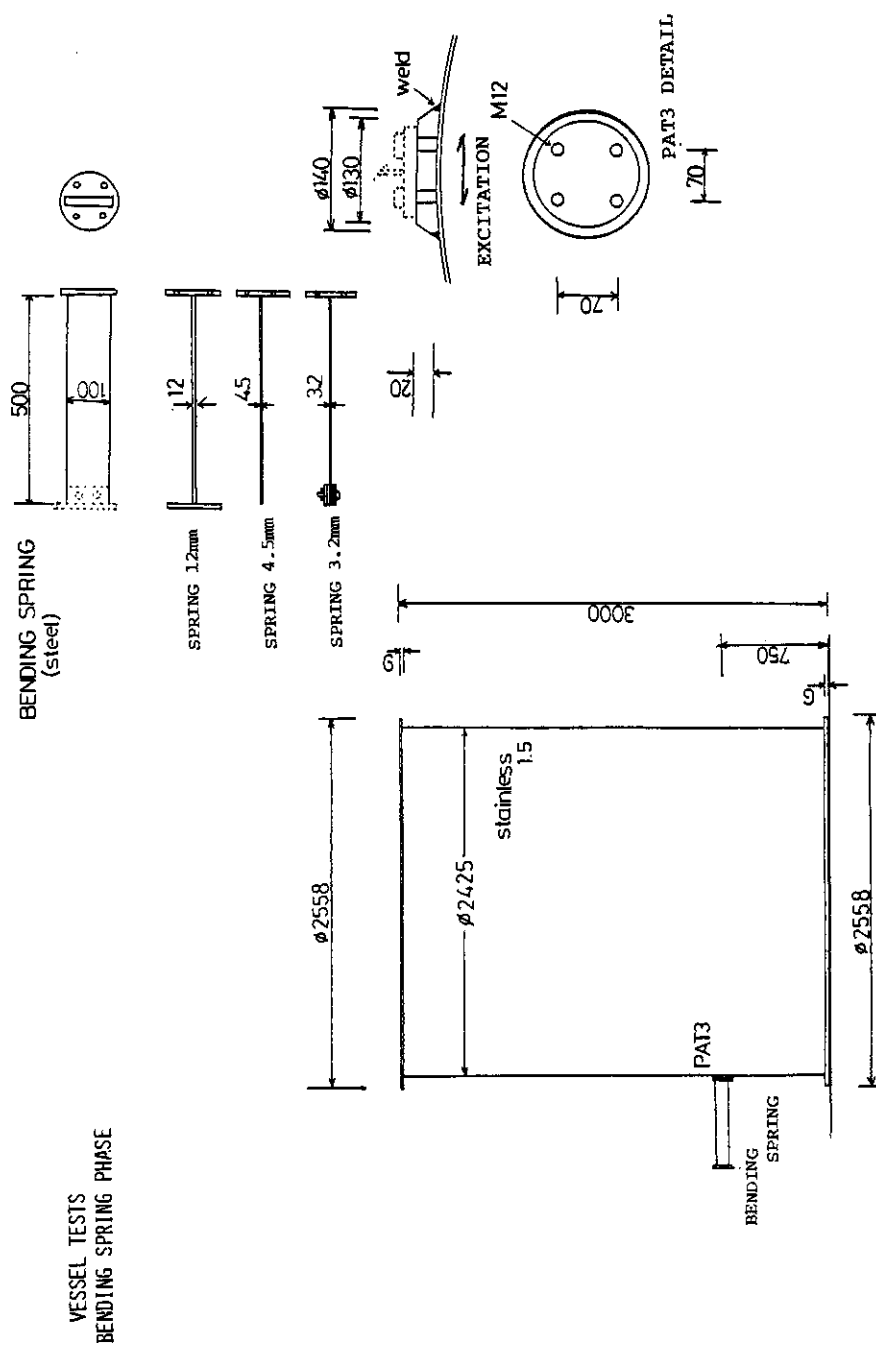


図2 「曲げばね」実験試験体

Fig. 2 An outline of Bending Spring Test System

MEASURE POINT DISTRIBUTION (ELEVATION 270°-90°)

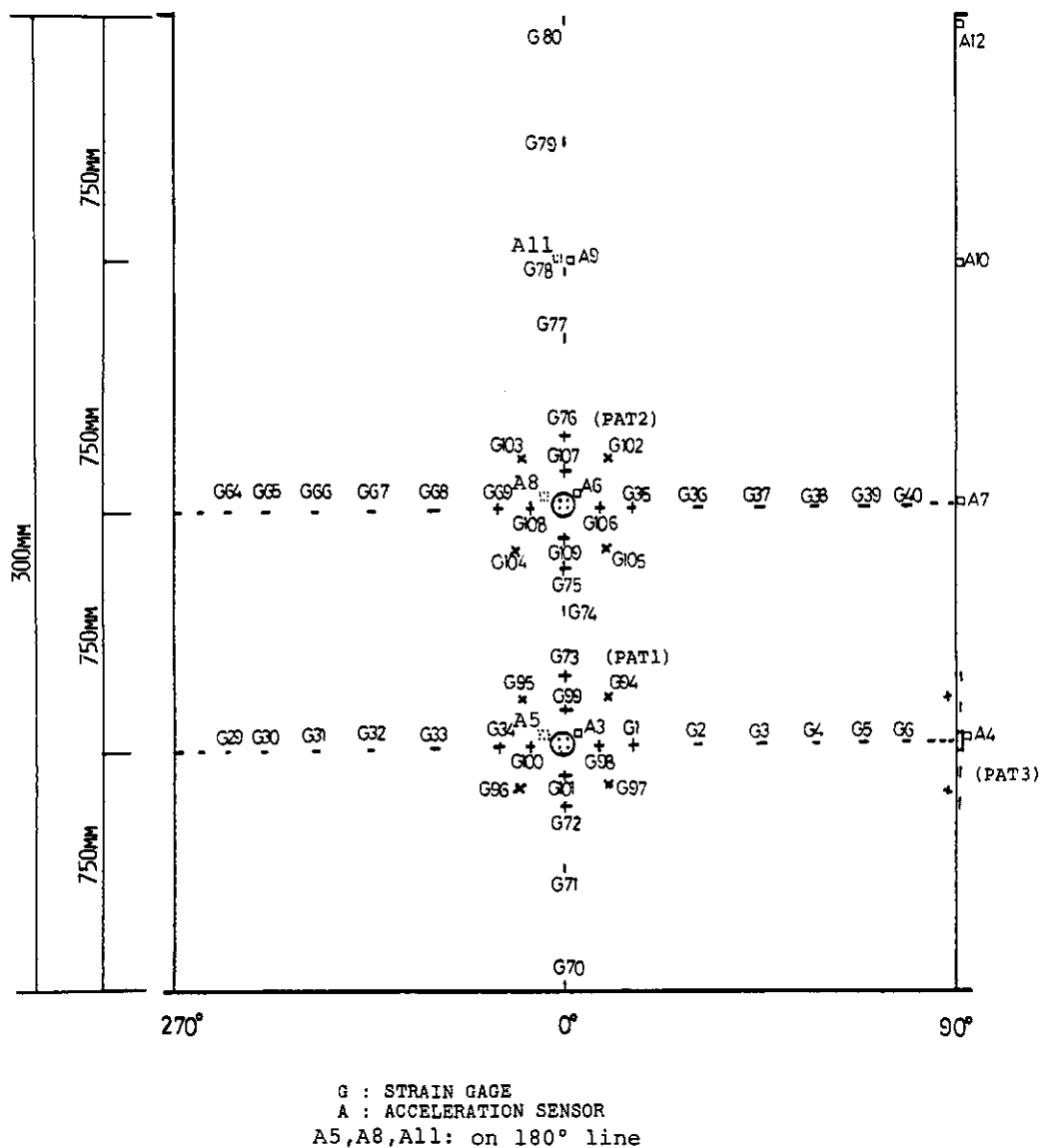


図3 センサー位置図(正面)(測定加速度方向は全て加振方向)
Fig. 3 Measurement points (Front View)

MEASURE POINT DISTRIBUTION (SECTION 750MM)

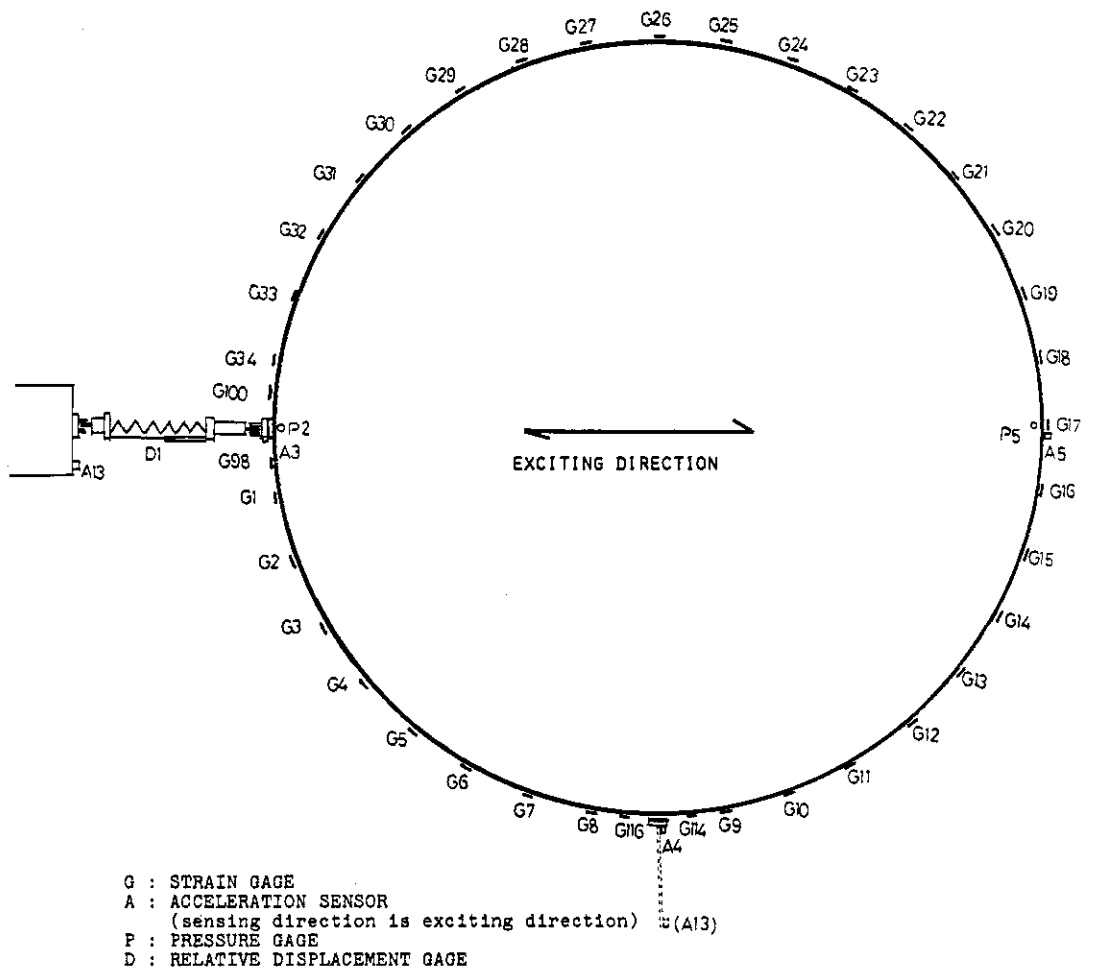
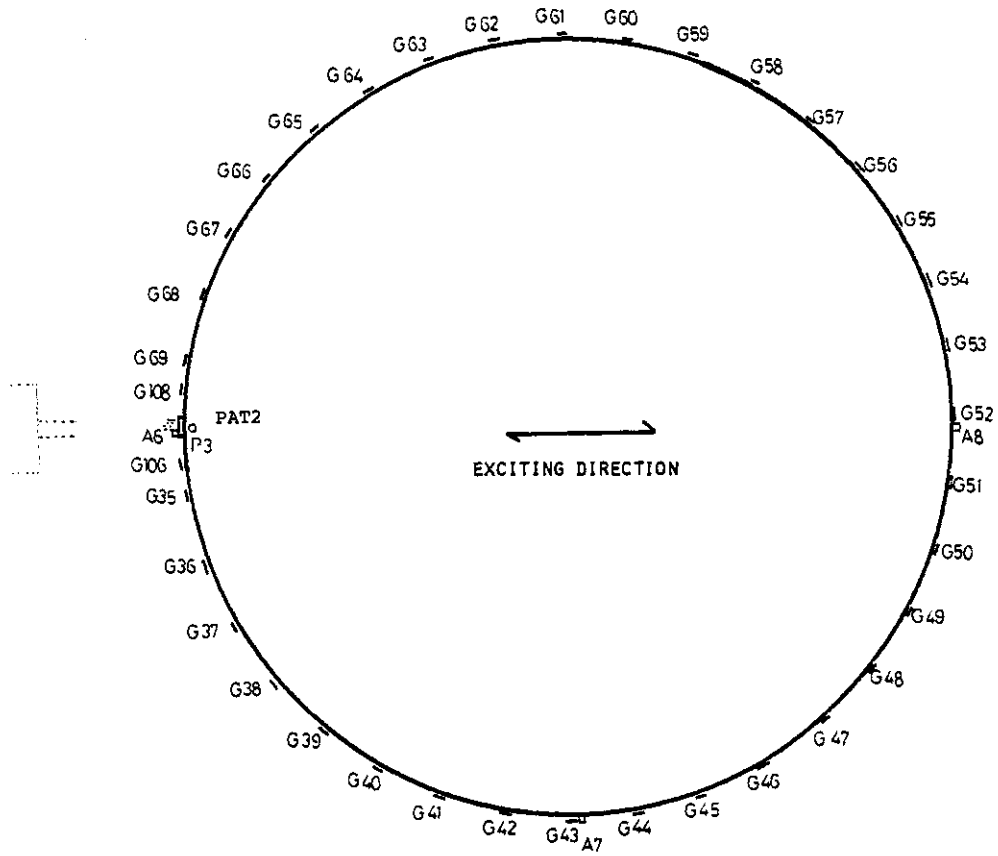


図 4 センサー位置図 (PAT 1, 3 断面)
 Fig. 4 Measurement points (PAT 1, 3 Section)

MEASURE POINT DISTRIBUTION (SECTION 1500MM)



G: STRAIN GAGE
A: ACCELERATION SENSOR(sensing direction is exciting direction)
P: PRESSURE GAGE

図5 センサー位置図 (PAT 2 断面)
Fig. 5 Measurement points (PAT 2 Section)

STATIC CIRCUMFERENTIAL STRAIN CAUSED BY WATER HEIGHT (80%)

MEASURE SECTION HEIGHT: 750mm

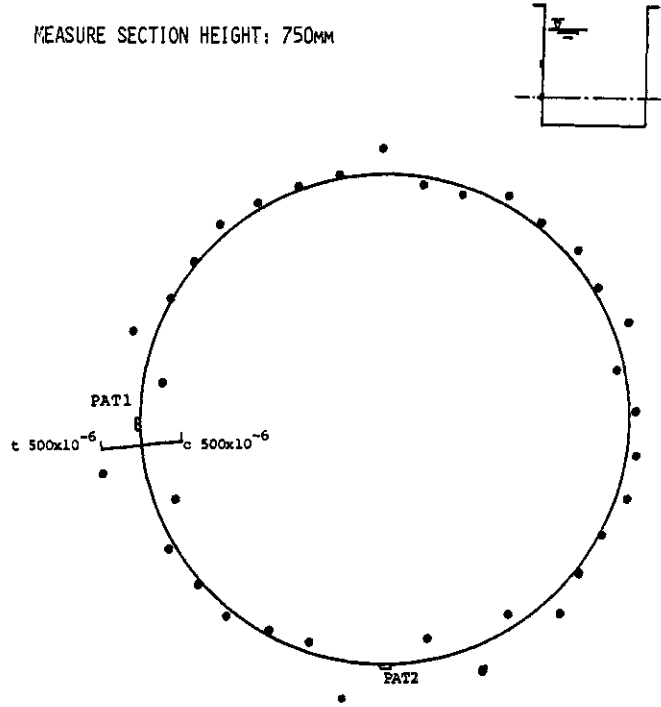


図 6 水位 80%における PAT 1, 3 断面の静的円周方向歪の分布
Fig. 6 Static Circumferential Strain Distribution Casused by Water Height 80%

STATIC CIRCUMFERENTIAL STRAIN FOURIER AMPLITUDE

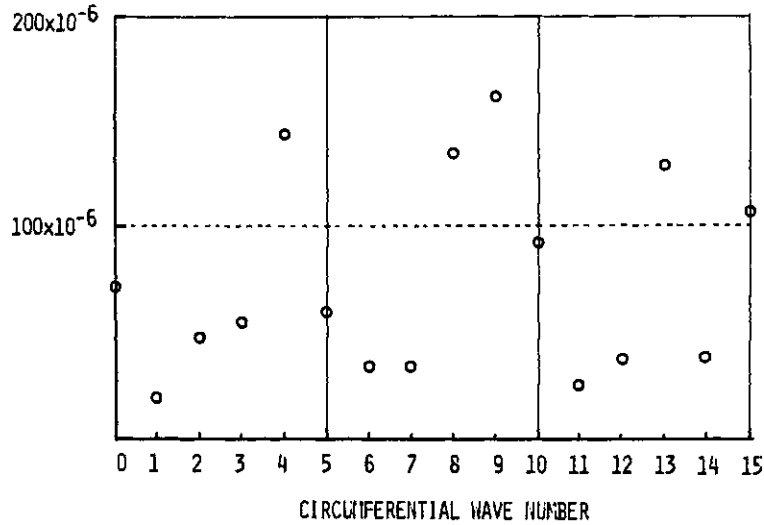


図 7 円周方向波数に関する図 6 のフーリエ解析
Fig. 7 Fourier Amplitude of Circumferential Strain Presented in Fig. 6

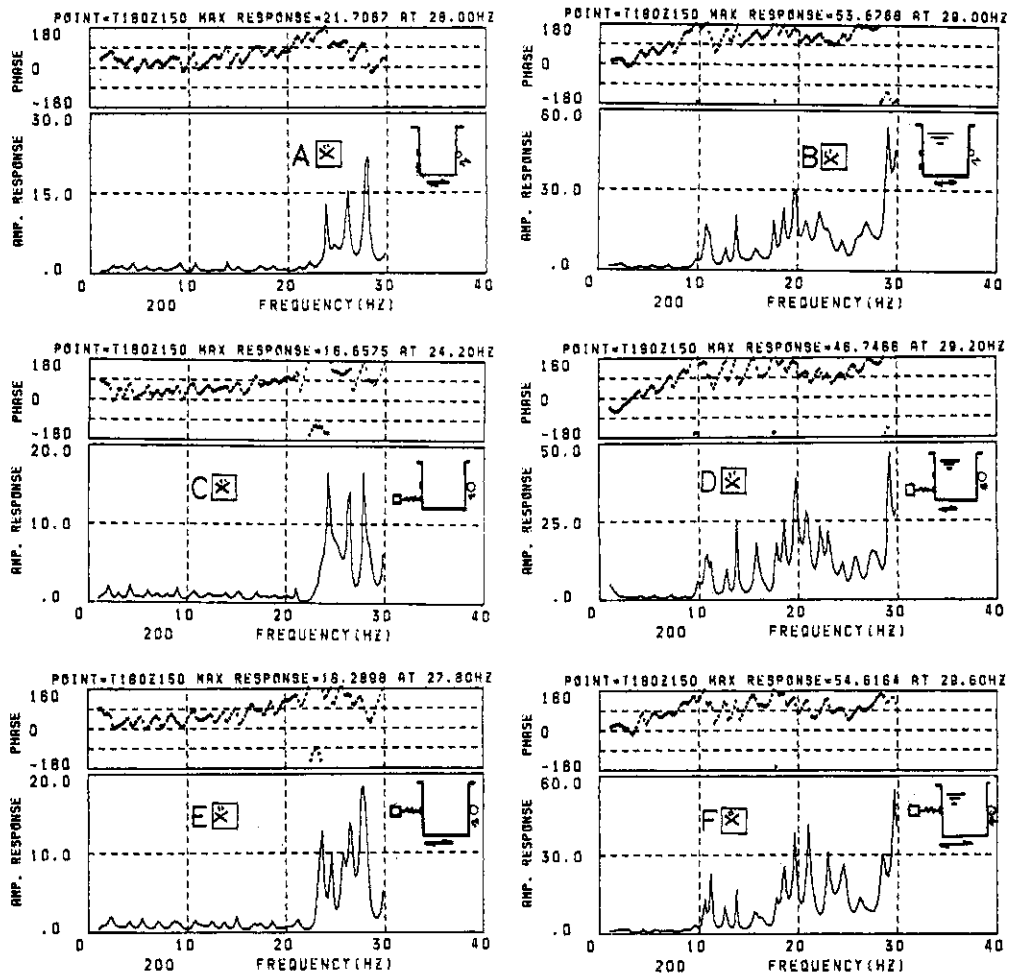


図8 容器円筒殻応答(加速度計測点 A8)の対振動台スペクトル比

Fig. 8 Spectrum Ratio for Shell (Accel. Measure Point A7) to Shaking Table

- A図: TEST CASE 0 (ばね・質量系無し 水位 0%)
 B図: TEST CASE 80 (ばね・質量系無し 水位 80%)
 C図: TEST CASE P1-K3.5-0 (直ばね・質量系 7 kg/mm, 258.5 kg 水位 0%)
 D図: TEST CASE P1-K3.5-80 (直ばね・質量系 7 kg/mm, 258.5 kg 水位 80%)
 E図: TEST CASE P2-K3.5-0 (直ばね・質量系 7 kg/mm, 258.5 kg 水位 0%)
 F図: TEST CASE P2-K3.5-80 (直ばね・質量系 7 kg/mm, 258.5 kg 水位 80%)

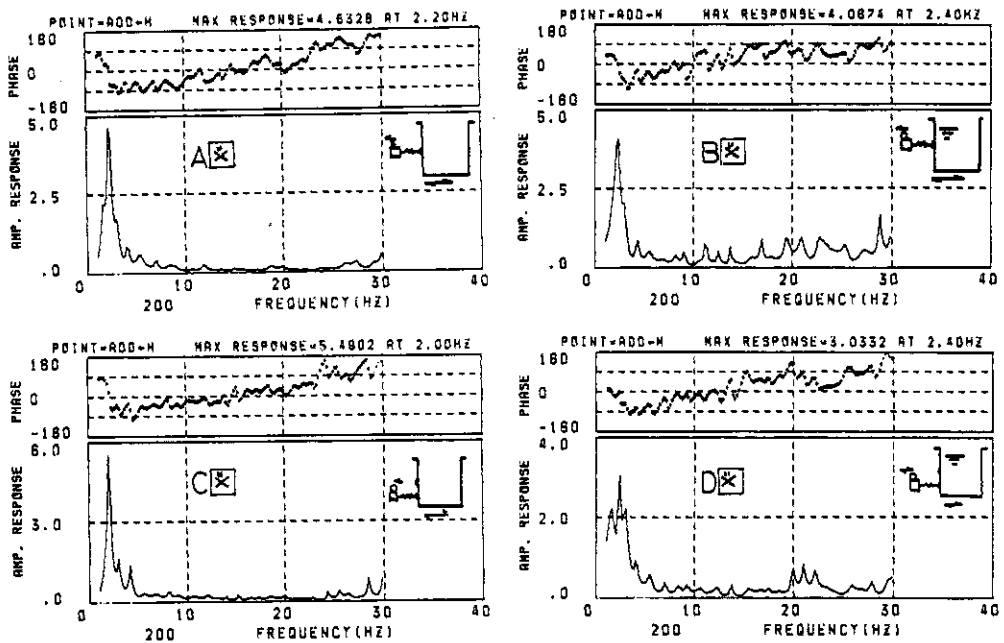
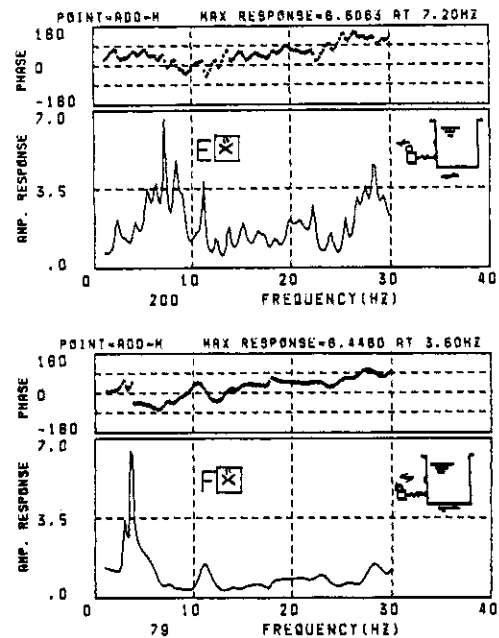


図9 直ばね・質量系応答(加速度計測点 A 13)の対振動台スペクトル比

Fig.9 Spectrum Ratio for Linear Spring-Mass System (Accel. Measure Point A 13) to Shaking Table

- A図: TEST CASE P2-K3.5-0 (直ばね・質量系 7 kg/mm, 258.5 kg 水位 0%)
 B図: TEST CASE P2-K3.5-80 (直ばね・質量系 7 kg/mm, 258.5 kg 水位 80%)
 C図: TEST CASE P1-K3.5-0 (直ばね・質量系 7 kg/mm, 258.5 kg 水位 0%)
 D図: TEST CASE P1-K3.5-80 (直ばね・質量系 7 kg/mm, 258.5 kg 水位 80%)
 E図: TEST CASE P1-K16-0-80 (直ばね・質量系 32 kg/mm, 331.1 kg 水位 80%)
 F図: TEST CASE P1-K16-7-80 (直ばね・質量系 32 kg/mm, 331.1 kg 水位 80%)



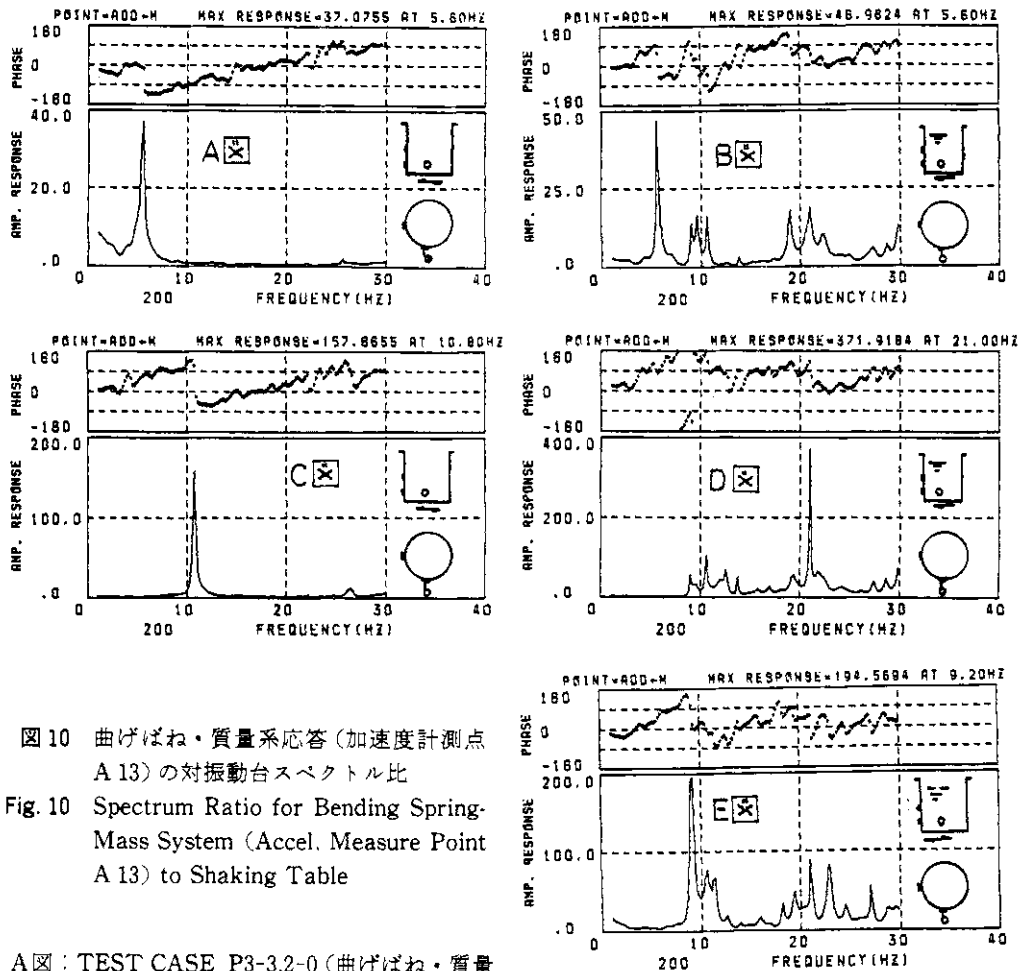


図10 曲げばね・質量系応答(加速度計測点 A 13)の対振動台スペクトル比

Fig. 10 Spectrum Ratio for Bending Spring-Mass System (Accel. Measure Point A 13) to Shaking Table

- A図: TEST CASE P3-3.2-0 (曲げばね・質量系 3.2 mm 水位 0%)
 B図: TEST CASE P3-3.2-80 (曲げばね・質量系 3.2 mm 水位 80%)
 C図: TEST CASE P3-4.5-0 (曲げばね・質量系 3.2 mm 水位 0%)
 D図: TEST CASE P3-4.5-80 (曲げばね・質量系 3.2 mm 水位 80%)
 E図: TEST CASE P3-12-80 (曲げばね・質量系 3.2 mm 水位 80%)

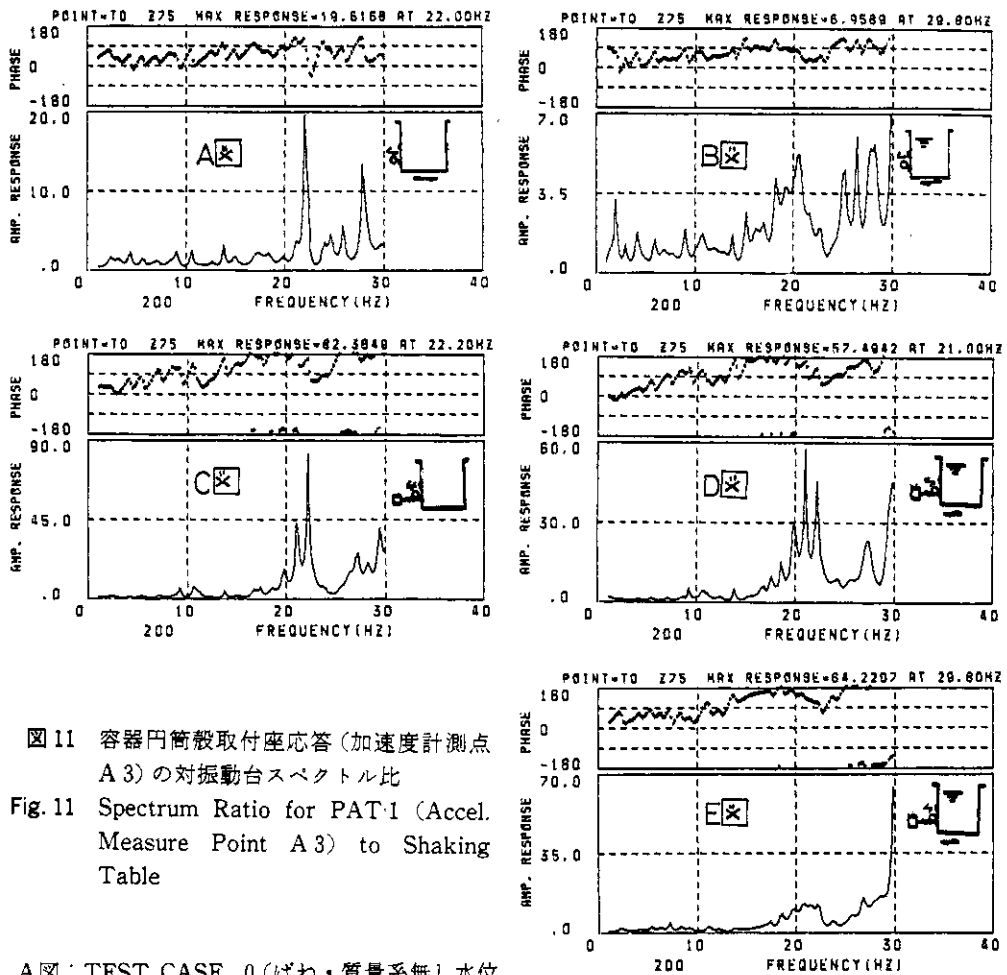


図 11 容器円筒殻取付座応答(加速度計測点 A 3) の対振動台スペクトル比
Fig.11 Spectrum Ratio for PAT-1 (Accel. Measure Point A3) to Shaking Table

- A図: TEST CASE 0 (ばね・質量系無し水位 0%)
 B図: TEST CASE 80 (ばね・質量系無し水位 80%)
 C図: TEST CASE P1-K3.5-0 (直ばね・質量系 7 kg/mm, 258.5 kg 水位 0%)
 D図: TEST CASE P1-K3.5-80 (直ばね・質量系 7 kg/mm, 258.5 kg 水位 80%)
 E図: TEST CASE P1-K16-80 (直ばね・質量系 32 kg/mm, 331.1 kg 水位 80%)

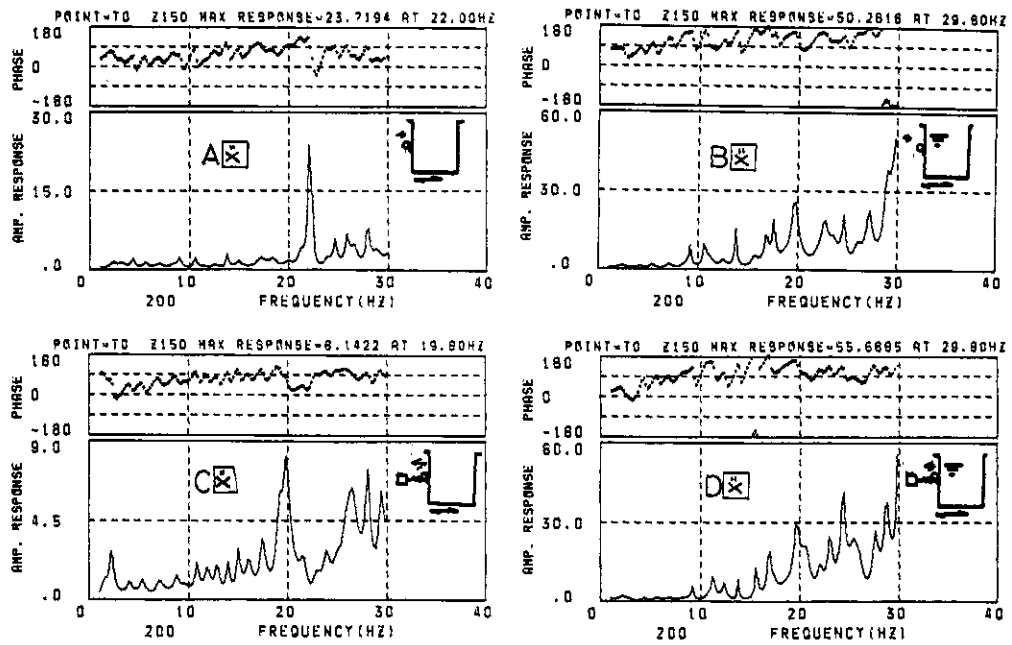


図 12 容器円筒殻取付座応答 (加速度計測点 A 5) の対振動台スペクトル比
Fig. 12 Spectrum Ratio for PAT 2 (Accel. Measure Point A 5) to Shaking Table

- A図: TEST CASE 0 (ばね・質量系無し水位 0%)
 B図: TEST CASE 80 (ばね・質量系無し水位 80%)
 C図: TEST CASE P2-K3.5-0 (直ばね・質量系 7 kg/mm, 258.5 kg 水位 0%)
 D図: TEST CASE P2-K3.5-80 (直ばね・質量系 7 kg/mm, 258.5 kg 水位 80%)

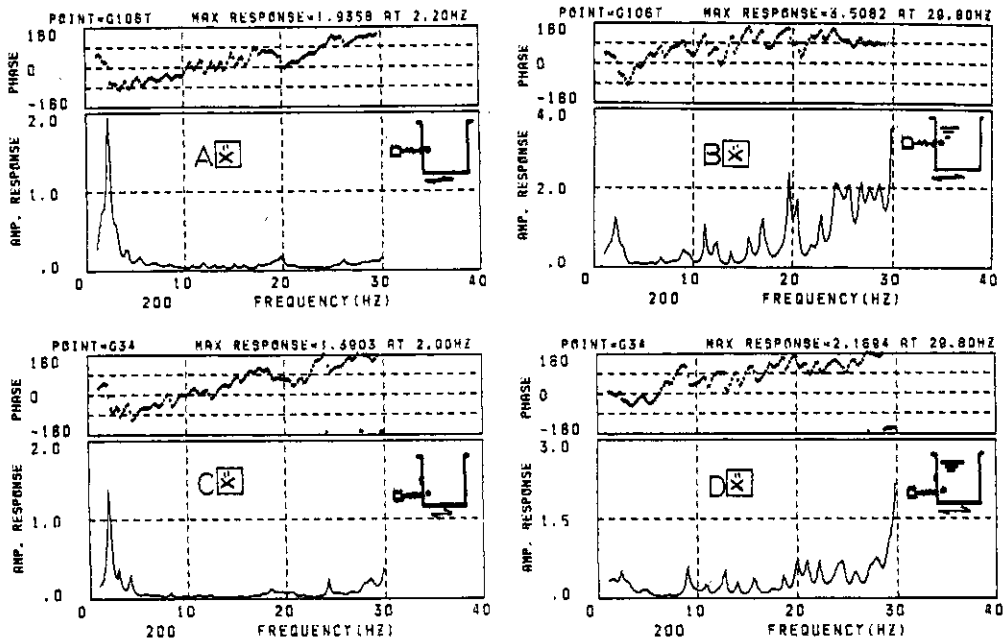
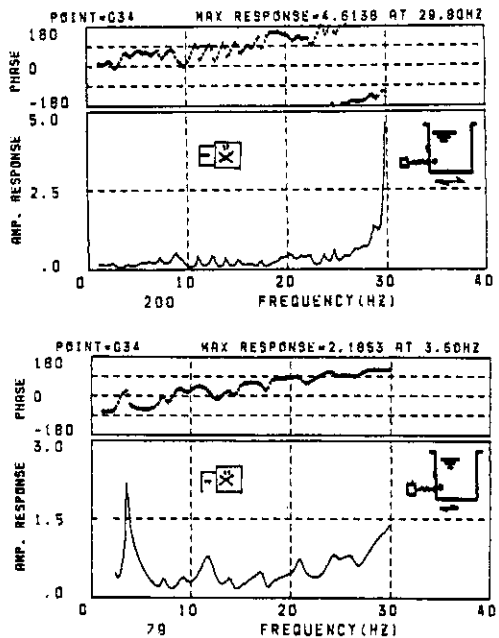


図 13 容器円筒殻取付座近傍円周歪応答(歪計測点 G 106 T または G 34) の対振動台スペクトル比

Fig. 13 Spectrum Ratio for Shell Circumferential strain near PAT 1 or 2 (Strain Measure Point G 106 T or G 34) to Shaking Table

- A 図: TEST CASE P2-K3.5-0 (直ばね・質量系 7 kg/mm, 258.5 kg 水位 0%)
 B 図: TEST CASE P2-K3.5-80 (直ばね・質量系 7 kg/mm, 258.5 kg 水位 80%)
 C 図: TEST CASE P1-K3.5-0 (直ばね・質量系 7 kg/mm, 258.5 kg 水位 0%)
 D 図: TEST CASE P1-K3.5-80 (直ばね・質量系 7 kg/mm, 258.5 kg 水位 80%)
 E 図: TEST CASE P1-K16-0-80 (直ばね・質量系 32 kg/mm, 331.1 kg 水位 80%)
 F 図: TEST CASE P1-K16-7-80 (直ばね・質量系 32 kg/mm, 331.1 kg 水位 80%)



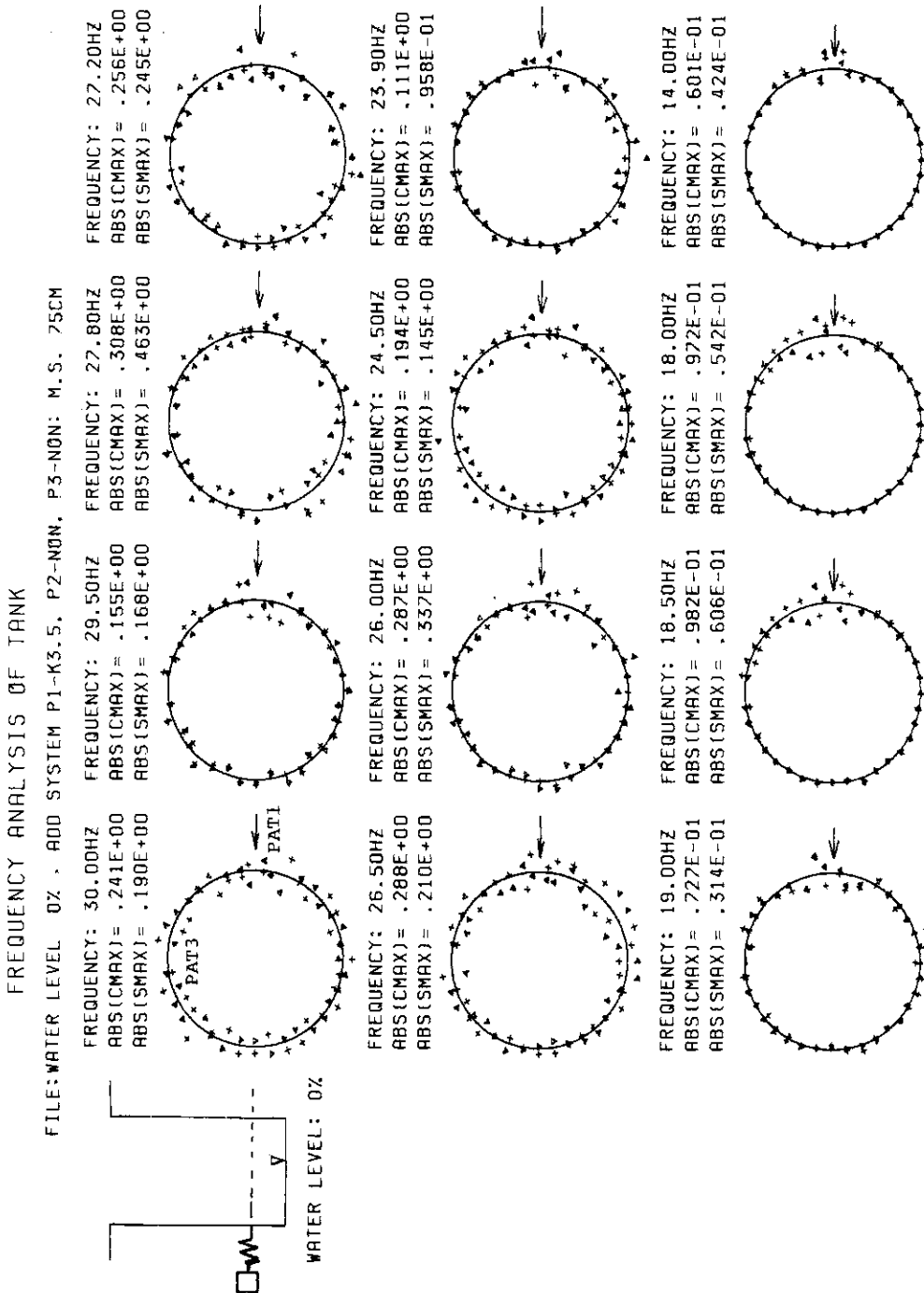


図 14 「直ばね」実験 P1-K3.5-0 の各加振振動数 (30 Hz から 14 Hz) における円周方向歪の断面分布
Fig. 14 Circumferential Strain Section Distribution of Sinusoidal Excitaion (30 Hz-14 Hz) in Test Case P1-K3.5-0

FREQUENCY ANALYSIS OF TANK

FILE:WATER LEVEL 0% : ADD SYSTEM P1-K3.5, P2-NON, P3-NON: M.S. 75CM

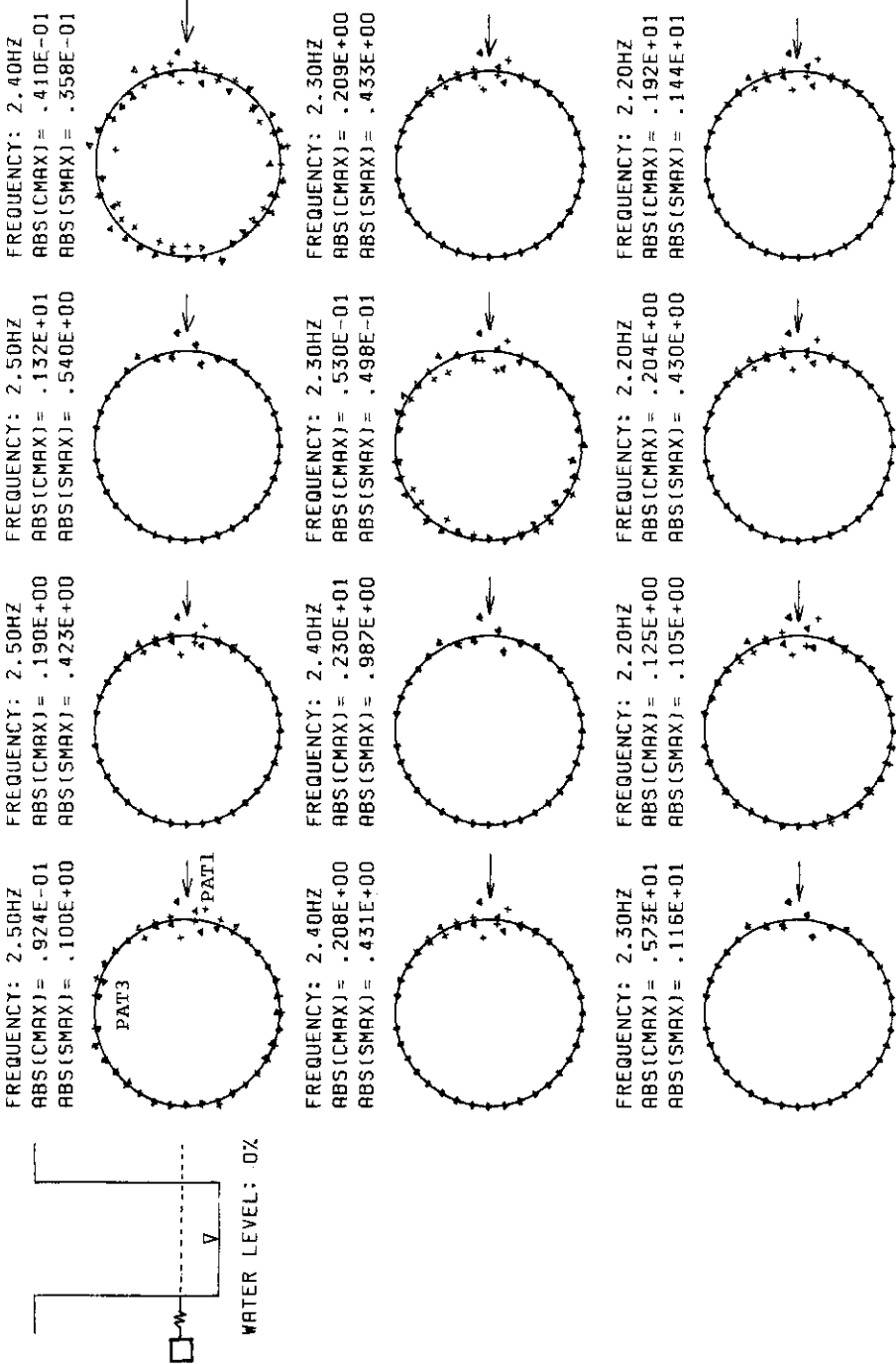


図15 「直ばね」実験 P1-K3.5-0 の各加振振動数 (2.5 Hz から 2.2 Hz) における円周方向歪の断面分布
 Fig. 15 Circumferential Strain Section Distribution of Sinusoidal Excitation (2.5 Hz - 2.2 Hz) in Test Case P1-K3.5-0

FREQUENCY ANALYSIS OF TANK

FILE:WATER LEVEL 80% : ADD SYSTEM P1-K3.5, P2-NON, P3-NON: M.S. 75CM

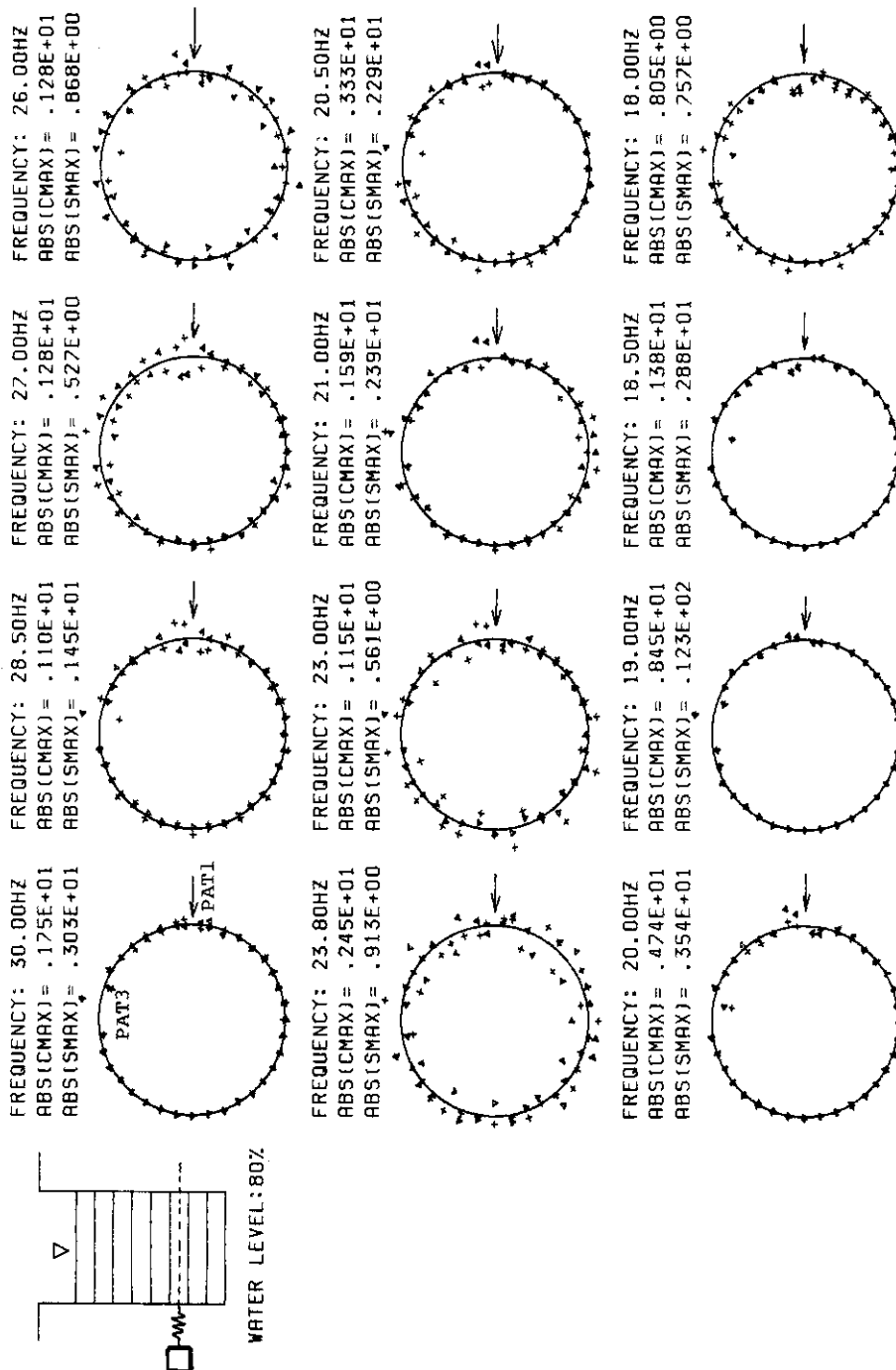


図 16 「直ばね」実験 P1-K3.5-80 の各加振振動数 (30 Hz から 18 Hz) における円周方向歪の断面分布

Fig. 16 Circumferential Strain Section Distribution of Sinusoidal Excitaion (30 Hz-18 Hz) in Test Case P1-K3.5-80

FREQUENCY ANALYSIS OF TANK

FILE: WATER LEVEL 80% : ADD SYSTEM P1-K3.5, P2-NON, P3-NON: M.S. 75CM

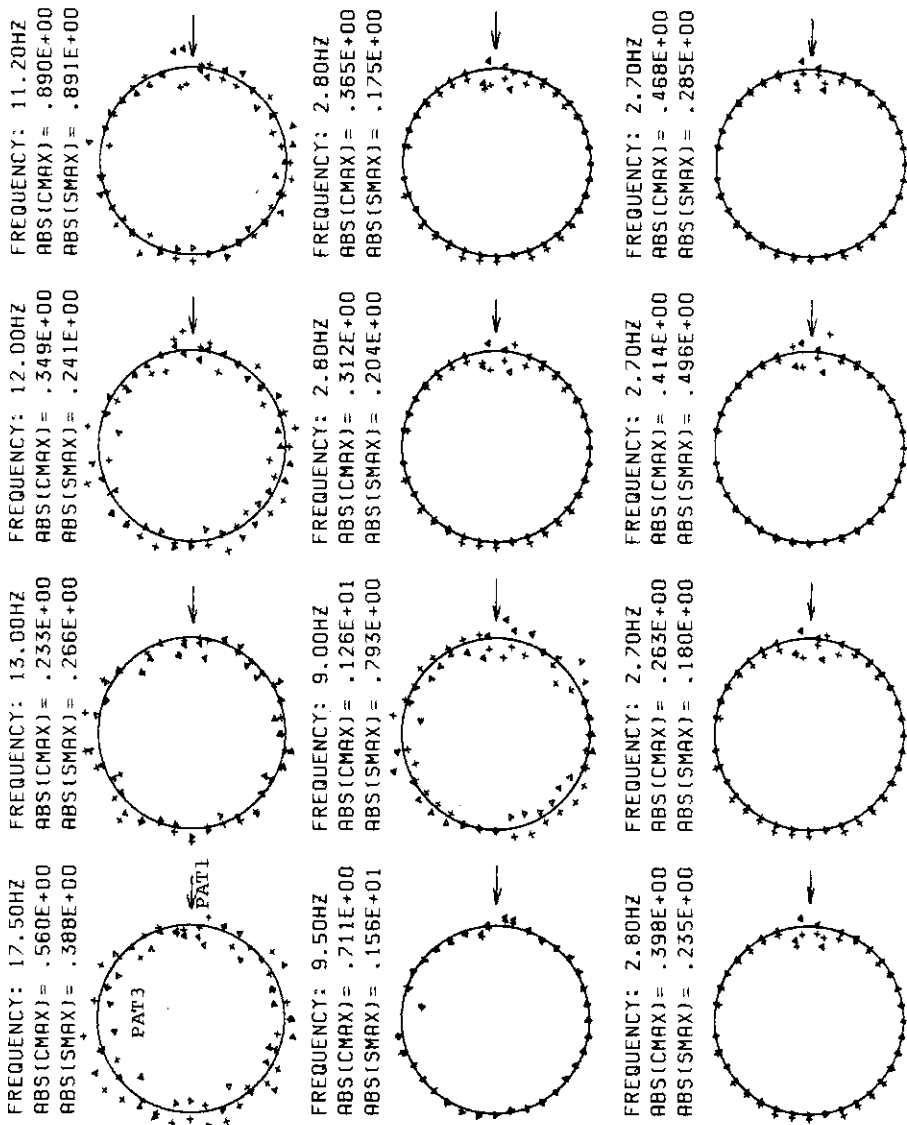
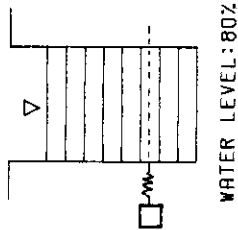


図17 「直ばね」実験 P1-K3.5-80 の各加振振動数 (17.5 Hz から 2.7 Hz) における円周方向歪の断面分布
Fig. 17 Circumferential Strain Section Distribution of Sinusoidal Excitaion (17.5 Hz -2.7 Hz) in Test Case P1-K3.5-80

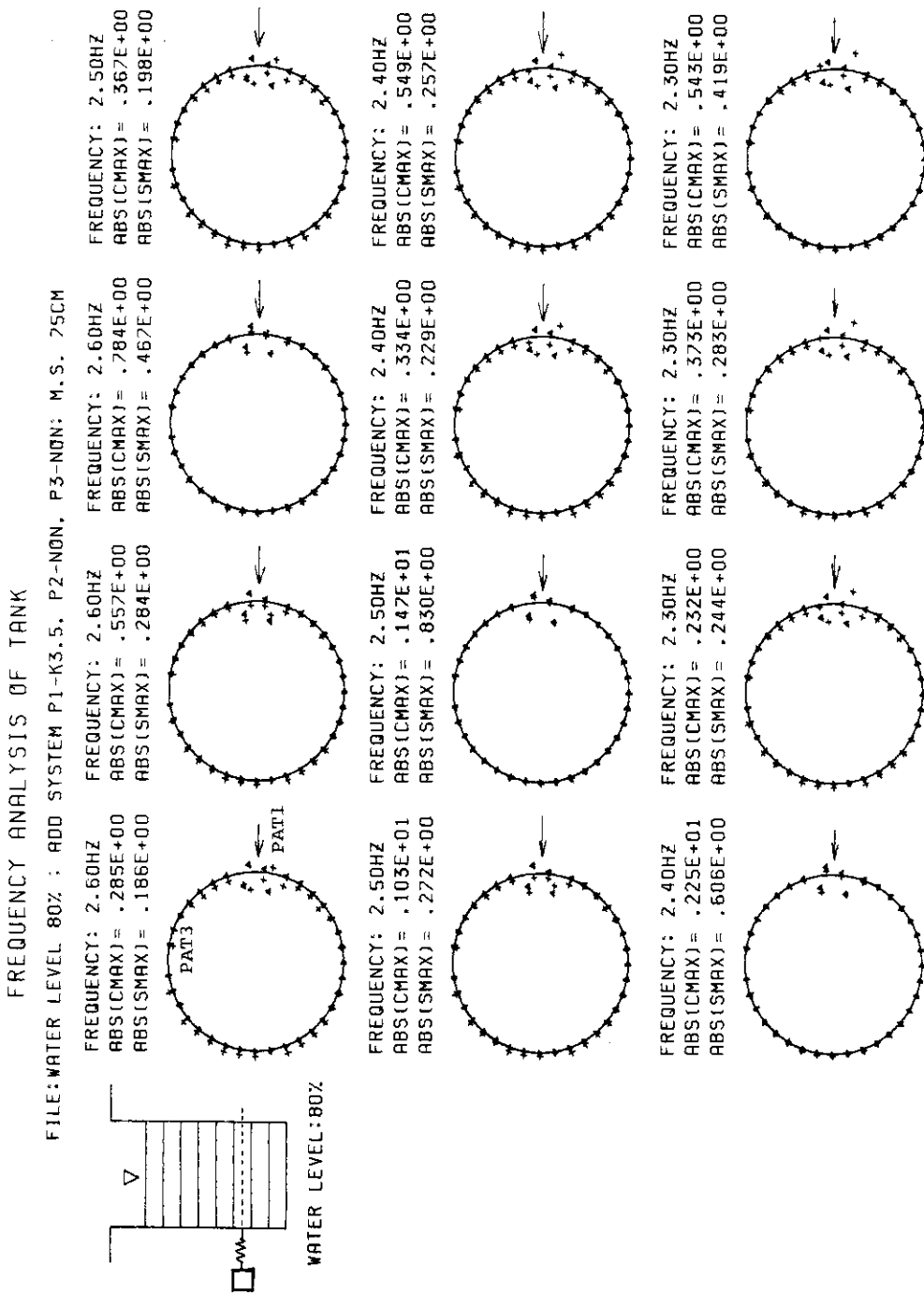


図 18 「直ばね」実験 P1-K3.5-80 の各加振振動数 (2.6 Hz から 2.3 Hz) における円周方向歪の断面分布
Fig. 18 Circumferential Strain Section Distribution of Sinusoidal Excitation (2.6 Hz - 2.3 Hz) in Test Case P1-K3.5-80

FREQUENCY ANALYSIS OF TANK

FILE:WATER LEVEL 80% : ADD SYSTEM P1-NON, P2-NON, P3-4.5: M.S. 75CM

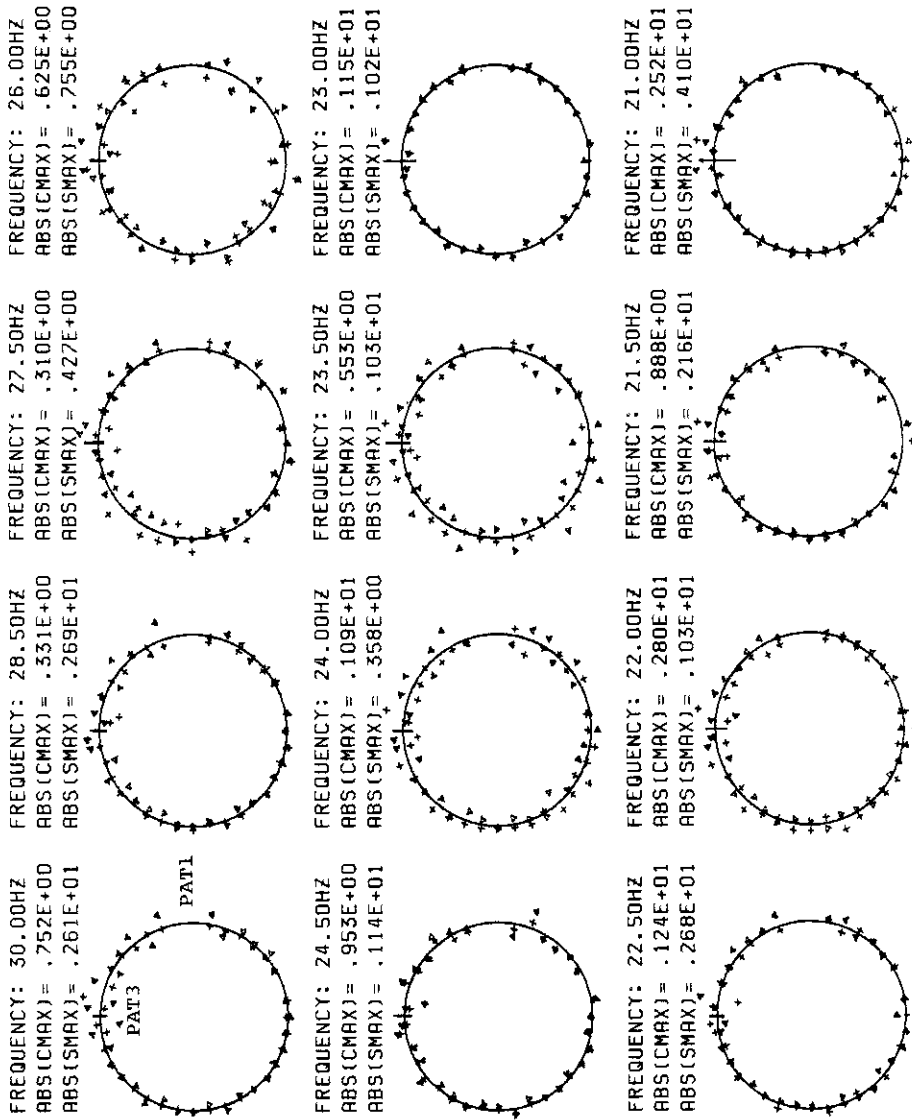
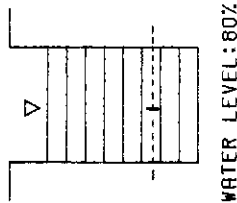


図 19 「曲げばね」実験 P3-4.5-80 の各加振振動数 (30 Hz から 21 Hz) における円周方向歪の断面分布
Fig. 19 Circumferential Strain Section Distribution of Sinusoidal Excitation (30 Hz-21 Hz) in Test Case P3-K4.5-80

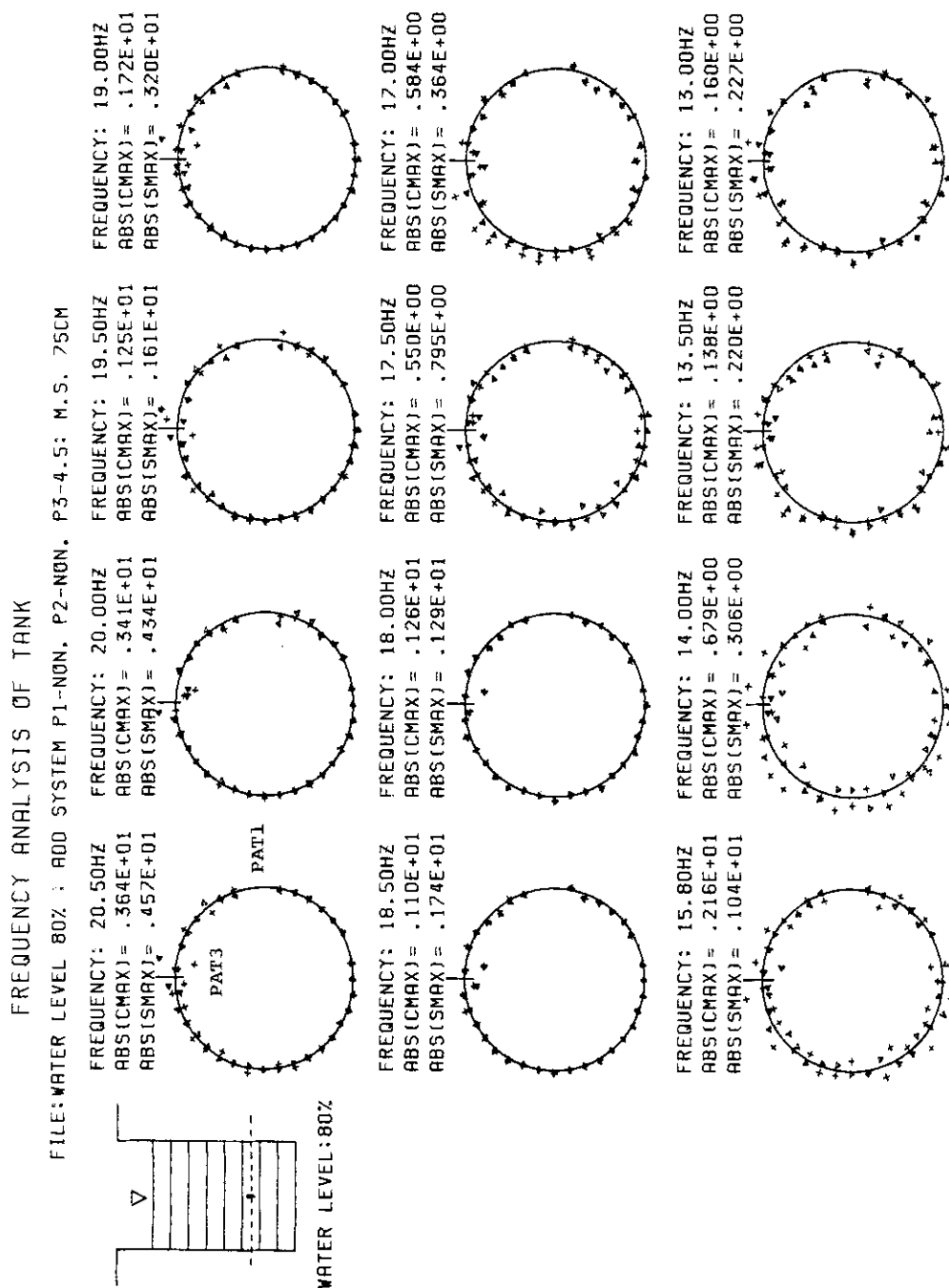


図 20 「曲げばね」実験 P3-4.5-80 の各加振振動数 (20.5 Hz から 13 Hz) における円周方向歪の断面分布
 Fig. 20 Circumferential Strain Section Distribution of Sinusoidal Excitation (20.5 Hz ~23 Hz) in Test Case P3-4.5-80

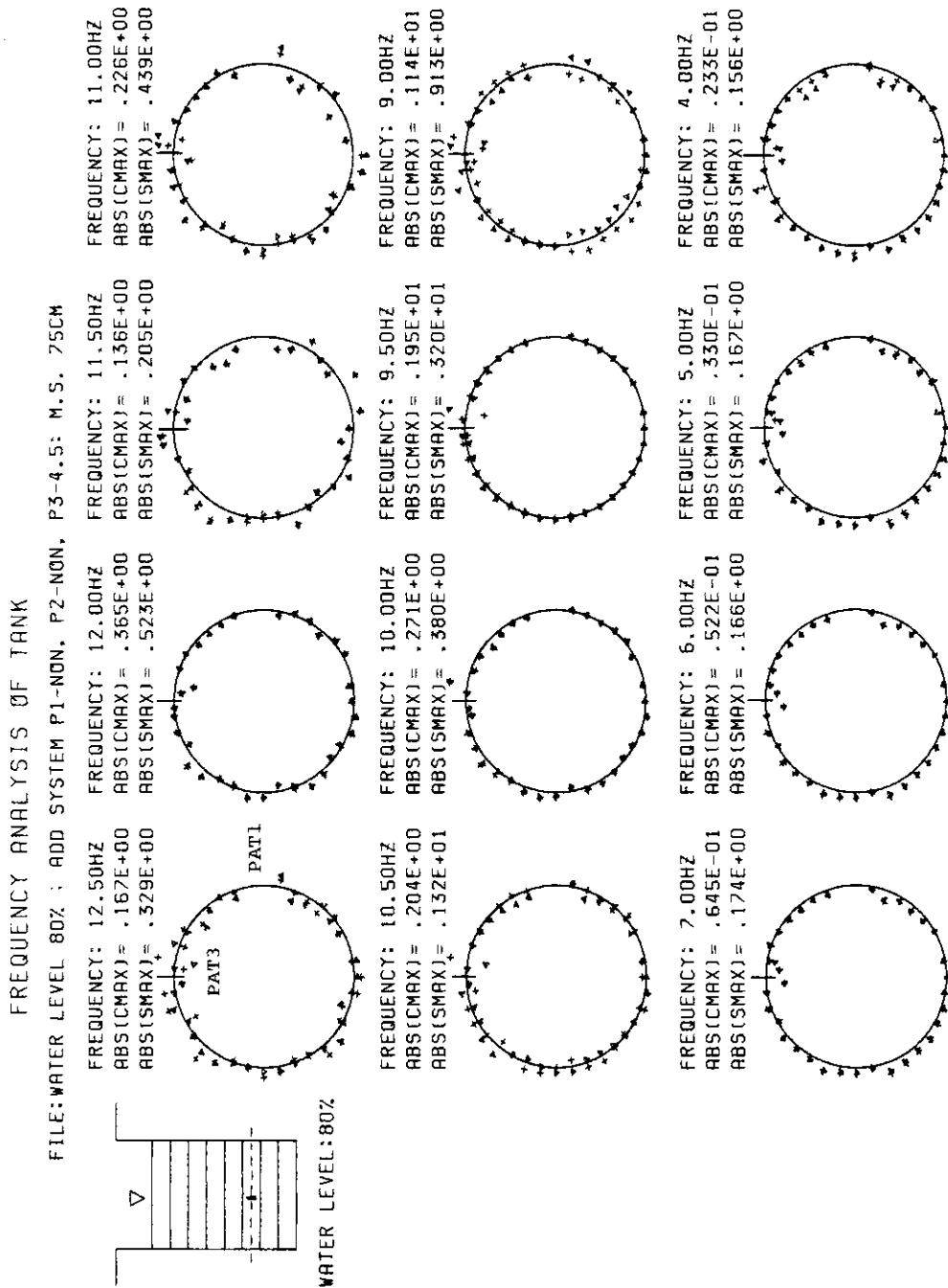


図 21 「曲げばね」実験 P3-4.5-80 の各加振振動数 (12.5 Hz から 4 Hz) における円周方向歪の断面分布
Fig. 21 Circumferential Strain Section Distribution of Sinusoidal Excitaion (12.5 Hz - 4 Hz) in Test Case P3-4.5-80

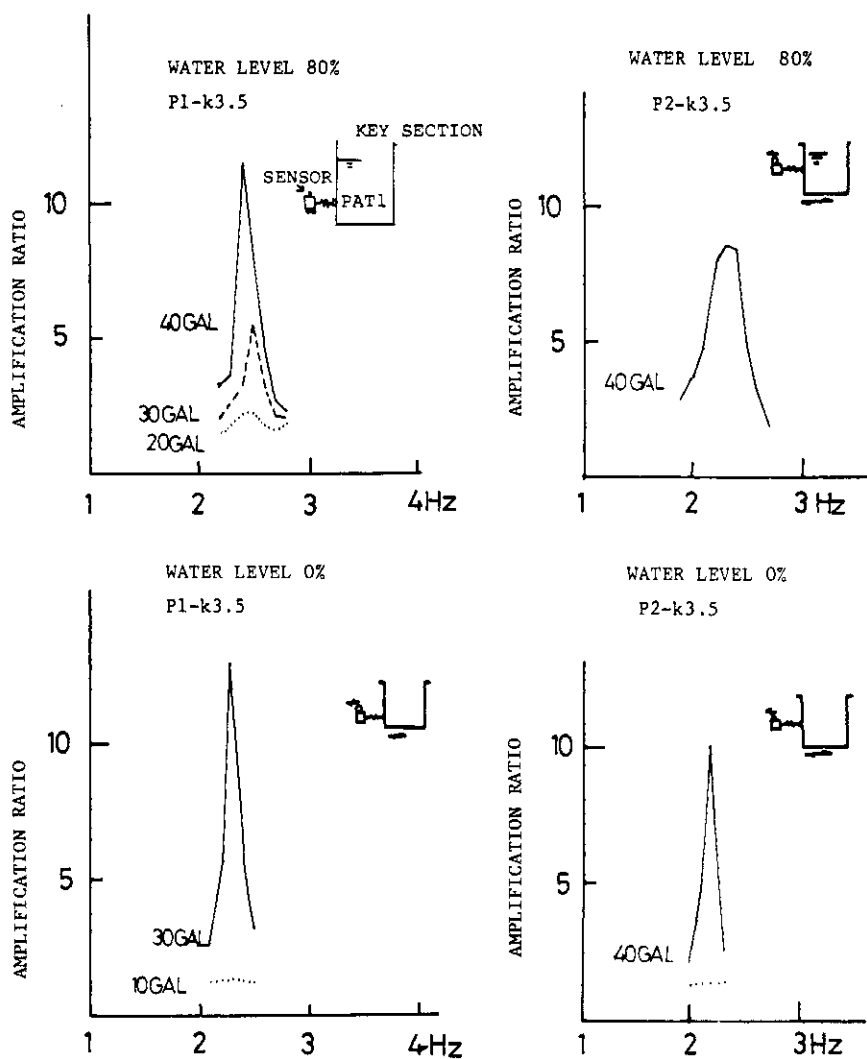


図 22 「直ばね」実験ケースにおけるばね・質量の共振曲線（加振振幅依存性を見る）
 Fig. 22 Resonance Curve of Spring-Mass System in Linear Spring Test Cases

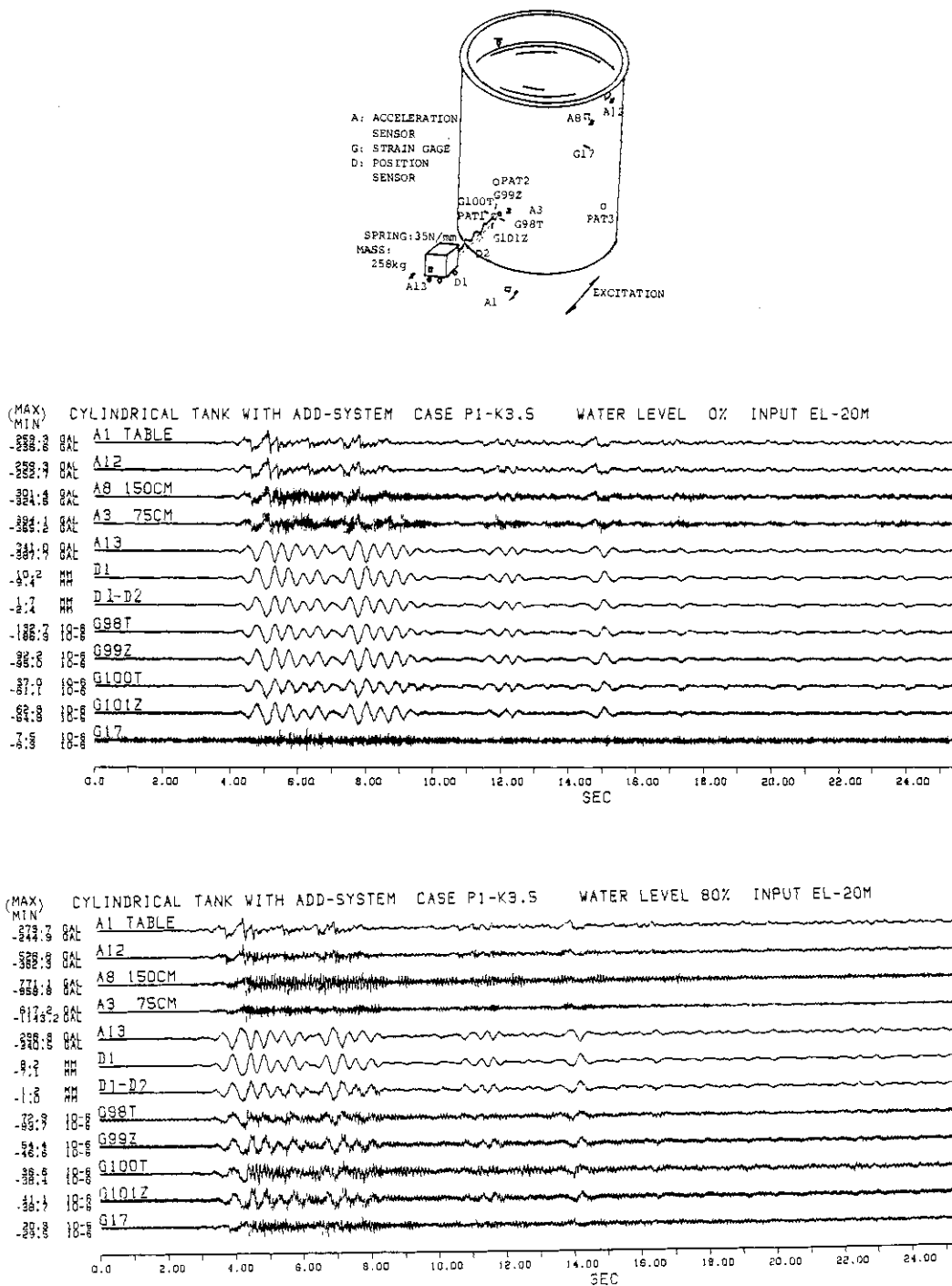
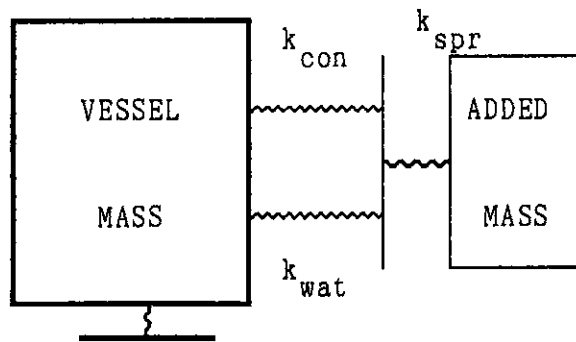


図23 「直ばね」実験ケース P1-K3.5 における EL-CENTRO N-S 1940 加振の応答
Fig. 23 El-CENTRO N-S 1940 Response Time Histories in Test Case P1-K3.5



k_{spr} : spring of added system
 k_{con} : vessel juncture part spring
 k_{wat} : water height effect spring

図 24 ばね・質量系取付座の局部剛性概念図
 Fig. 24 Concept of Vessel Juncture Part Spring

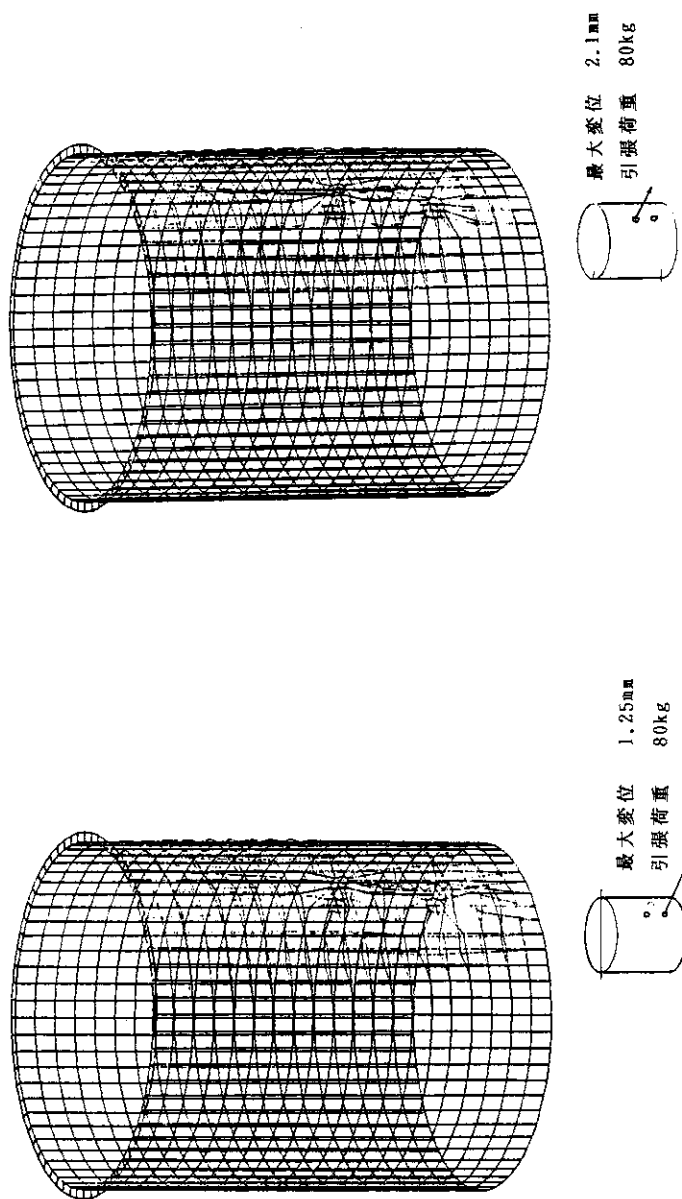


図25 ばね・質量取付座静的水平引っ張り荷重作用時計算変形図
Fig. 25 Computed Deformation in Static Tension Load PAT 1, 2

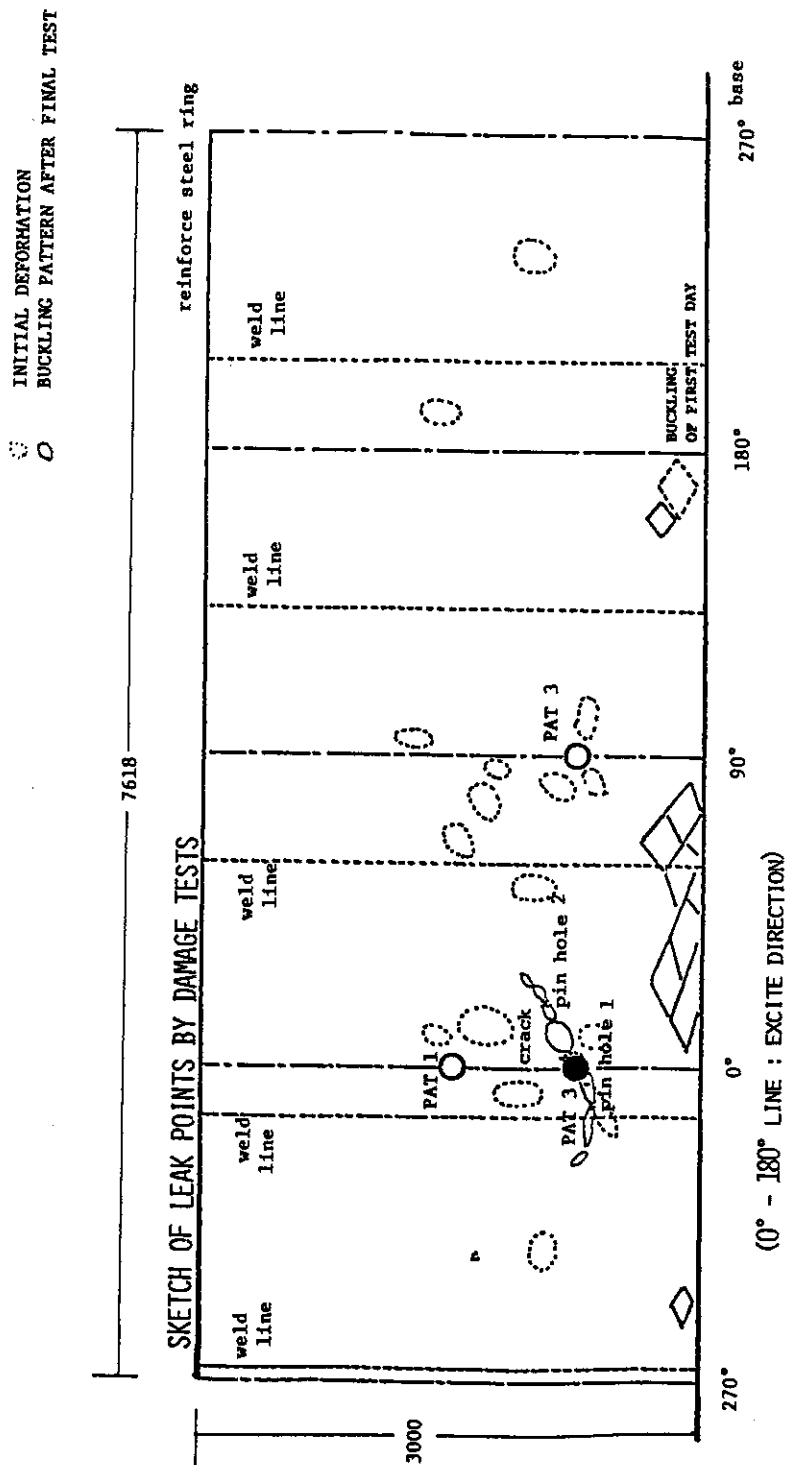
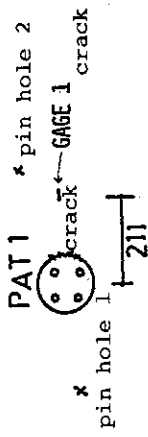


図 26 円筒設損傷図

Fig. 26 Outline of Shell Wall Damage



DAMAGE TEST TIME HISTORIES

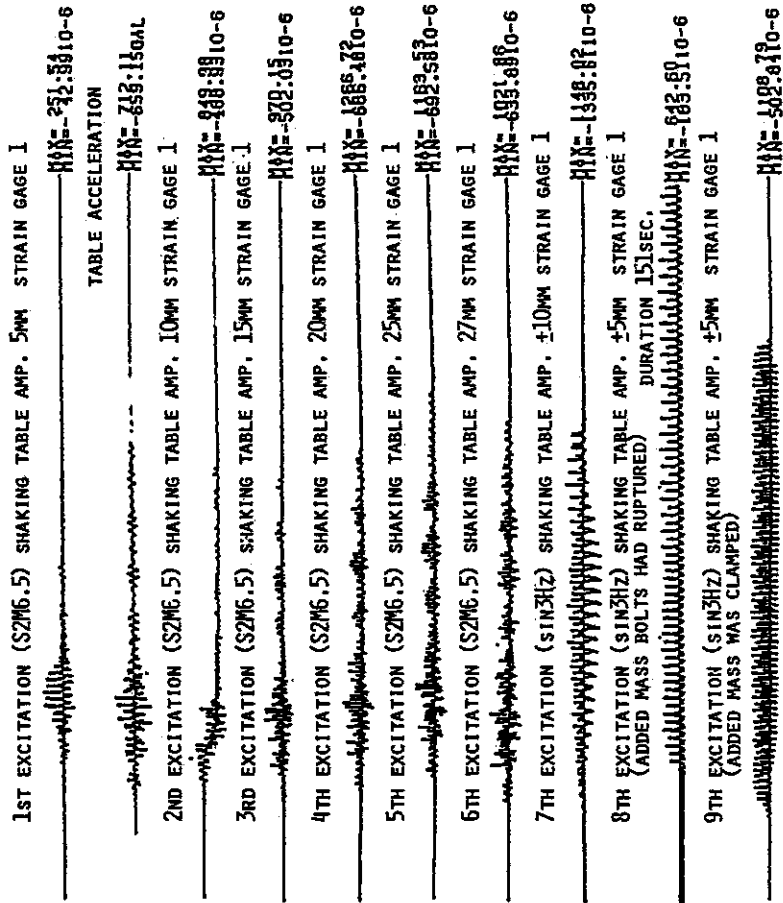


図 27 各破壊実験の代表歪波形

Fig. 27 Principal Strain Time Histories of Damage Tests

MT10/1987 VESSEL TEST/**ADD-SYS.** PAT1 AXIAL SPR.=32kg/mm Mass=331kg W.L.80%
 INPUT=S2M6-15MM (K=150) 10/23
 RECORD FREQUENCY= 200 Hz, PLOT PITCH= 4
 DATA FILE= C:\USR\DRDATA81
 CALIBRATION FILE= CAL13

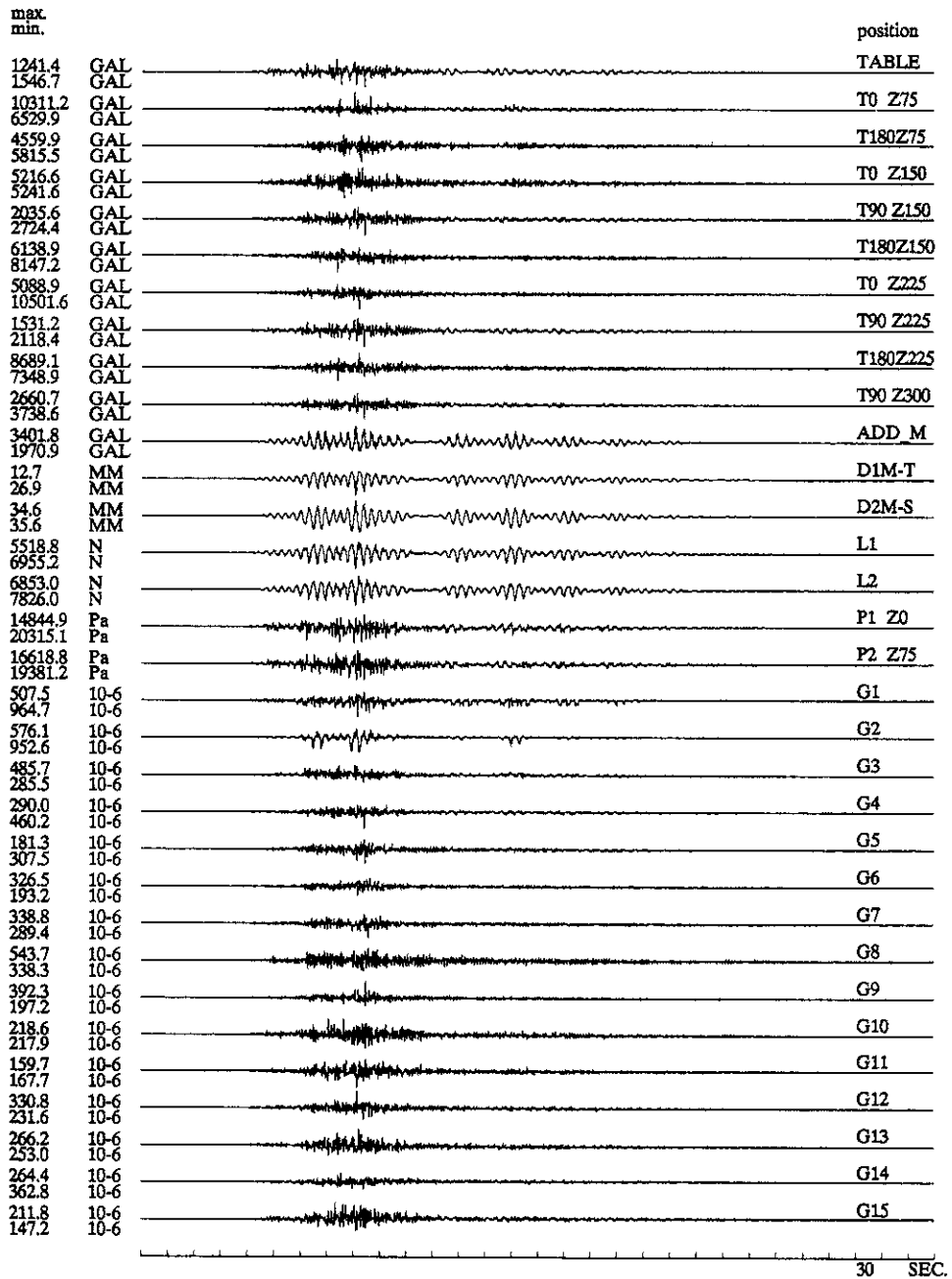


図 28 破壊実験第 3 加振の波形記録 (1 ch-32 ch)

Fig. 28 Time Histories of 3rd Excitation in Damage Tests (1 ch-32 ch)

MT10/1987 VESSEL TEST/**ADD-SYS.** PAT1 AXIAL SPR.=32kg/mm Mass=331kg W.L.80%
 INPUT=S2M6-15MM (K=150) 10/23
 RECORD FREQUENCY= 200 Hz PLOT PITCH= 4
 DATA FILE= C:\USR\DRDATA81
 CALIBRATION FILE= CAL13

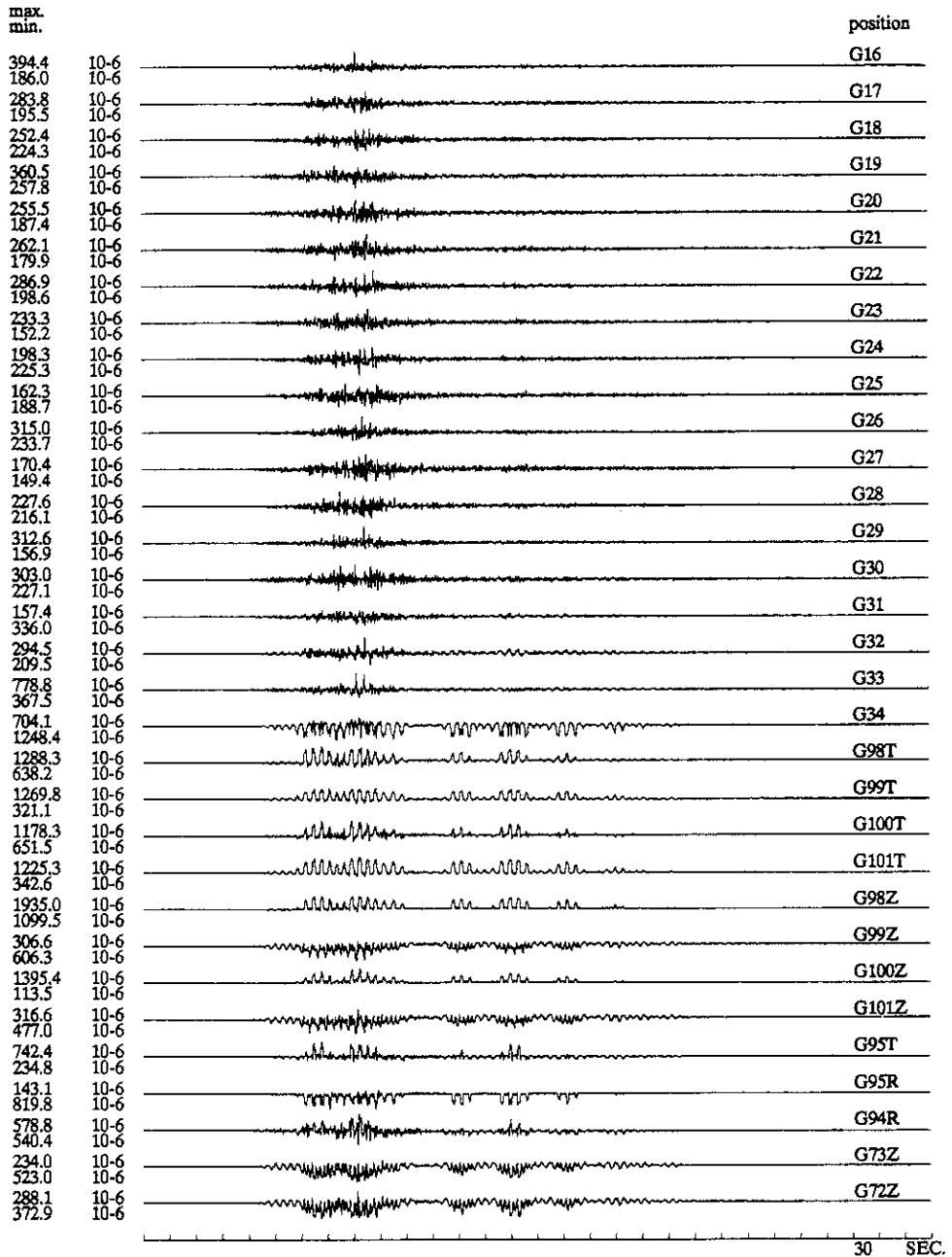


図 29 破壊実験第3加振の波形記録 (33 ch-64 ch)

Fig. 29 Time Histories of 3rd Excitation in Damage Tests (33 ch-64 ch)

MT10/1987 VESSEL TEST/**ADD-SYS.** PAT1 AXIAL SPR.=32kg/mm Mass=331kg W.L.80%
 INPUT=SIN 3Hz 10MM 10/23
 RECORD FREQUENCY= 200 Hz, PLOT PITCH= 2
 DATA FILE= C:\USR\DRDATA85
 CALIBRATION FILE= CAL14

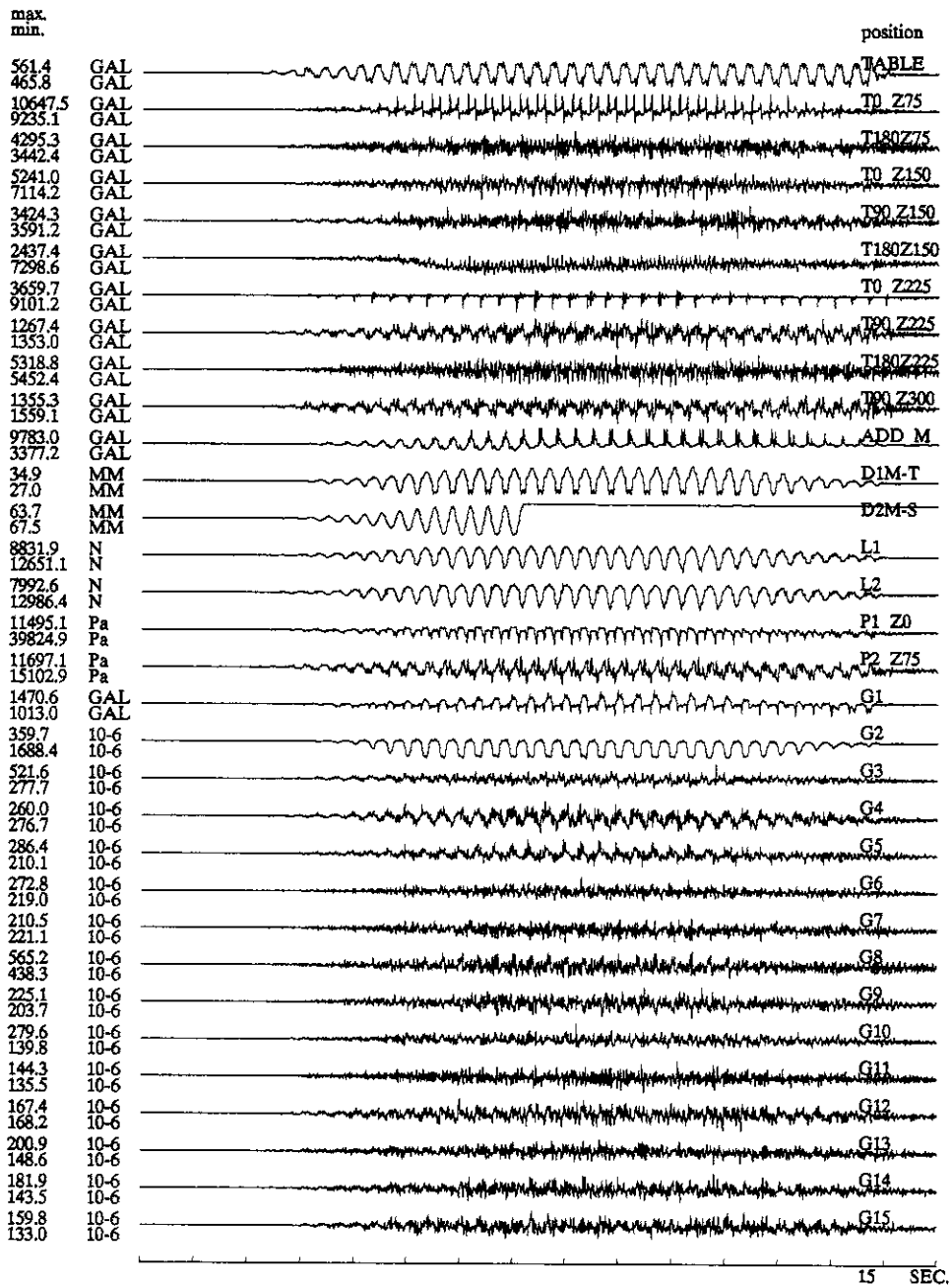


図 30 破壊実験第 7 加振の波形記録 (1 ch-32 ch)

Fig. 30 Time Histories of 7th Excitation in Damage Tests (1 ch-32 ch)

MT10/1987 VESSEL TEST/**ADD-SYS.** PAT1 AXIAL SPR.=32kg/mm Mass=331kg W.L.80%
 INPUT=SIN 3Hz 10MM 10/23
 RECORD FREQUENCY= 200 Hz, PLOT PITCH= 2
 DATA FILE= C:\USR\YDRDATA85
 CALIBRATION FILE= CAL14

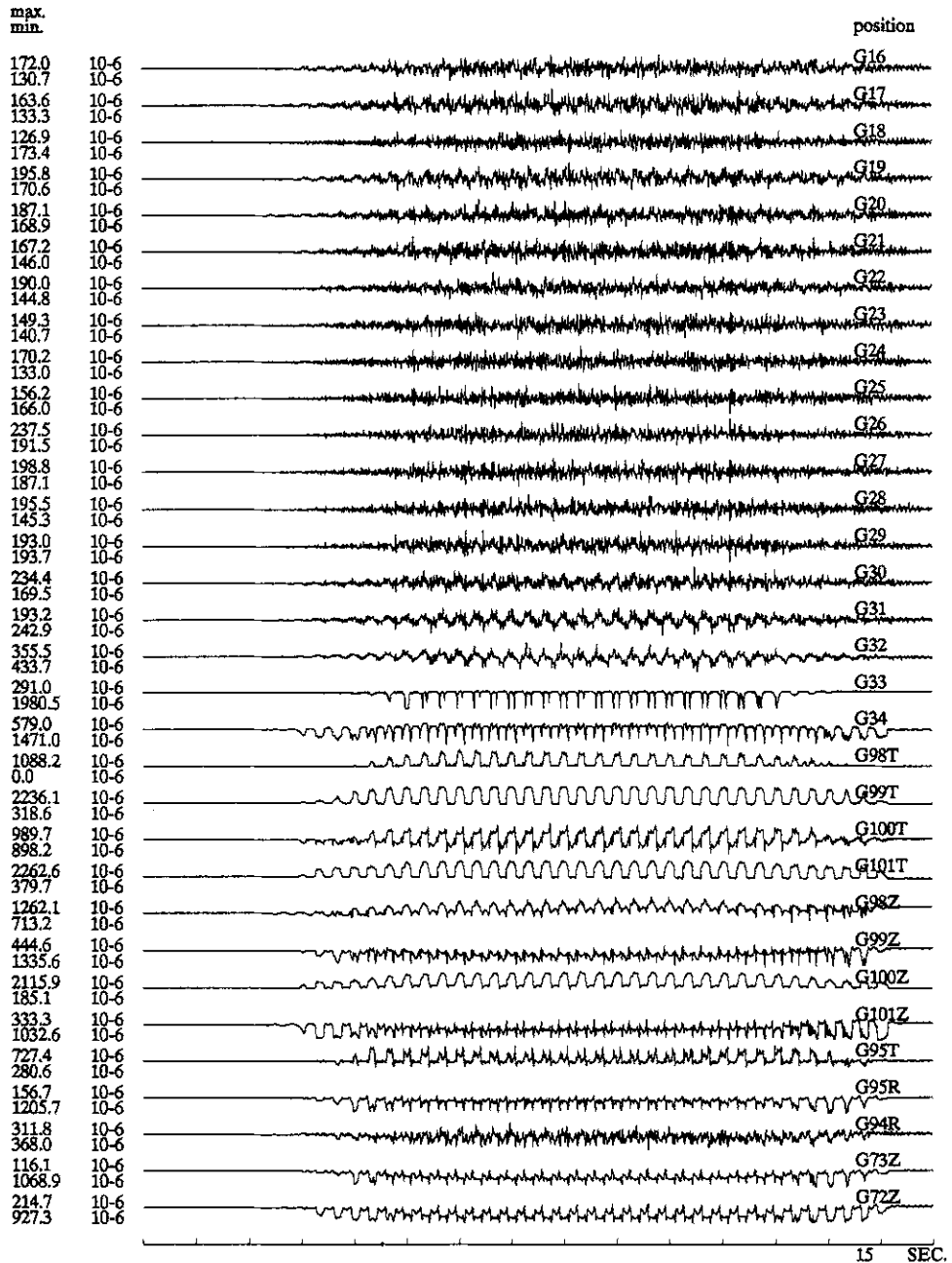


図 31 破壊実験第 7 加振の波形記録 (33 ch-64 ch)

Fig. 31 Time Histories of 7th Excitation in Damage Tests (33 ch-64 ch)

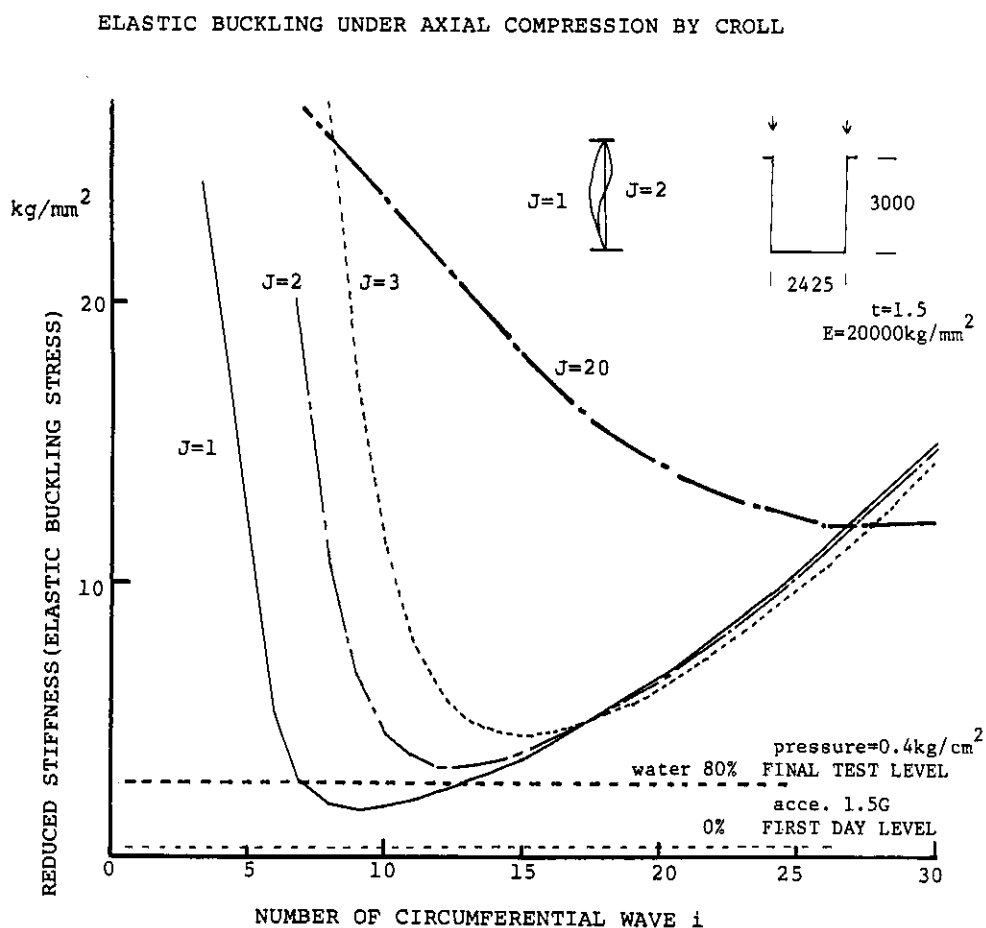


図 32 軸圧縮時弾性座屈荷重
Fig. 32 Elastic Buckling Load under Axial Compression

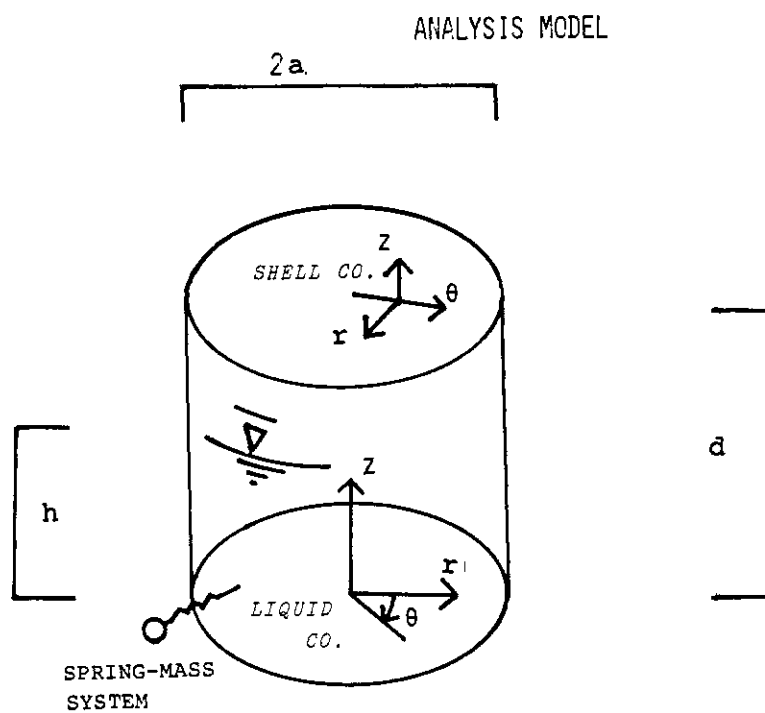


図 33 解析座標
Fig. 33 Co-ordinates

NORMALIZED MODE COMPARISON: FIRST MODE

FULL LINE ; COMPUTED
○ ; MEASURED

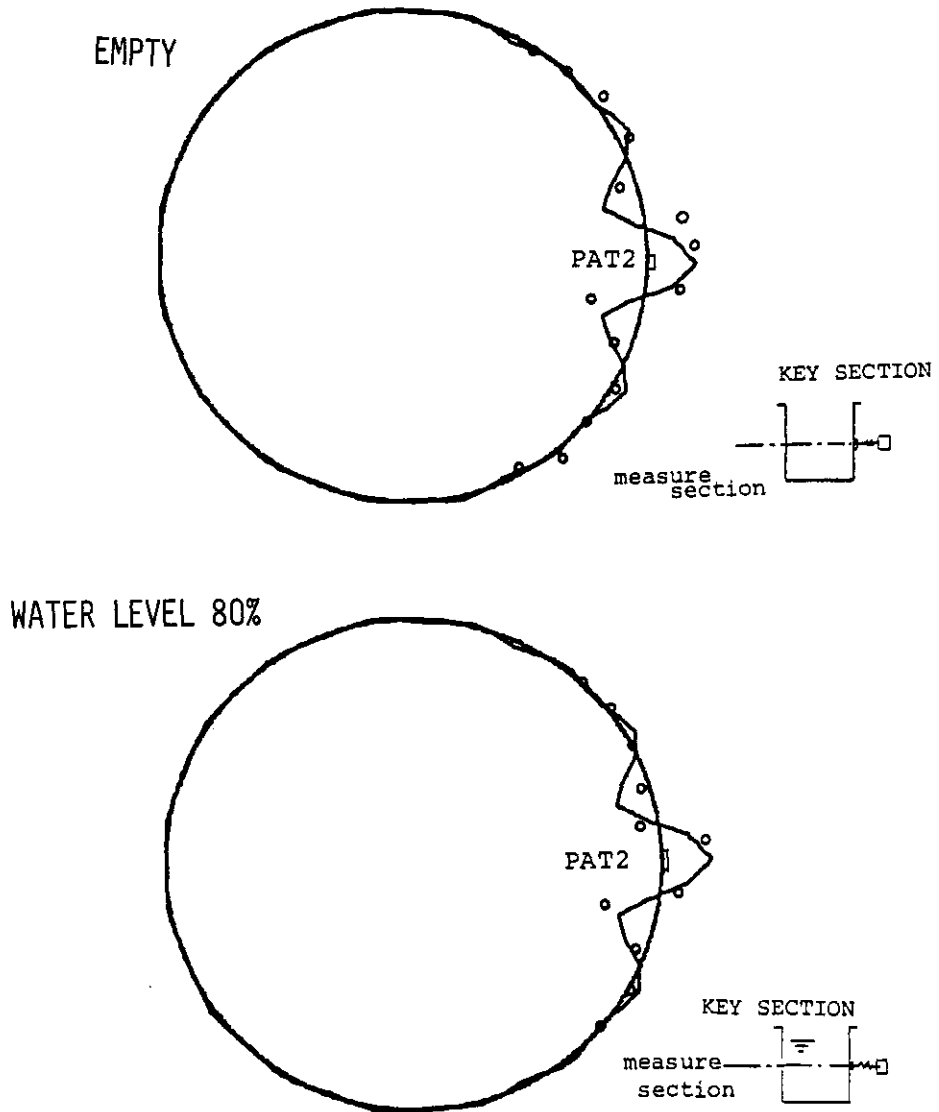


図 34 「直ばね」実験円周方向歪モードの解析と実験の比較

Fig. 34 Normalized Circumferential Strain Mode Comparisons between Analyses and Tests (Linear Spring Test)

NORMALIZED MODE COMPARISON : CIRCUMFERENTIAL WAVE NUMBER 12
FULL LINE ; COMPUTED 18.9Hz, ○ ; MEASURED 17.9Hz WATER LEVEL 80%

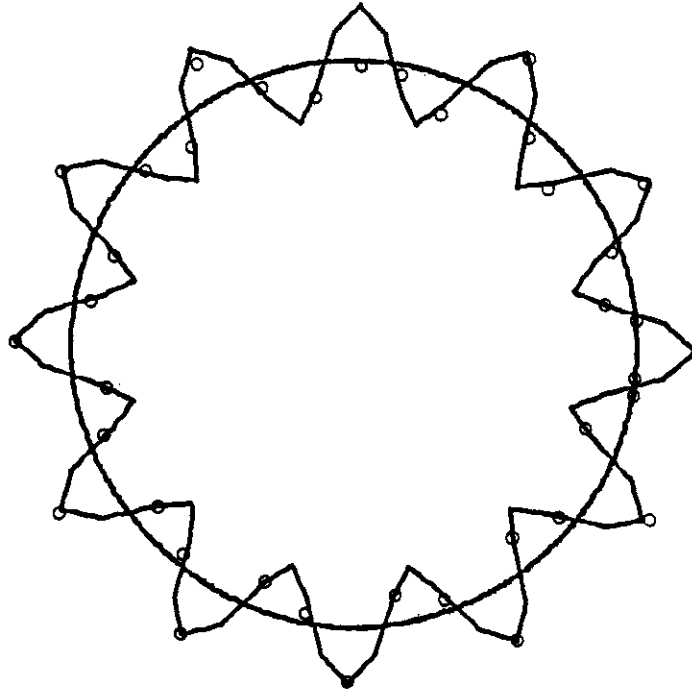


図 35 円周方向歪モードの解析と実験の比較 (波数 12)

Fig. 35 Normalized Circumferential Strain Mode Comparisons between Analyses and Tests (Wave Number 12)

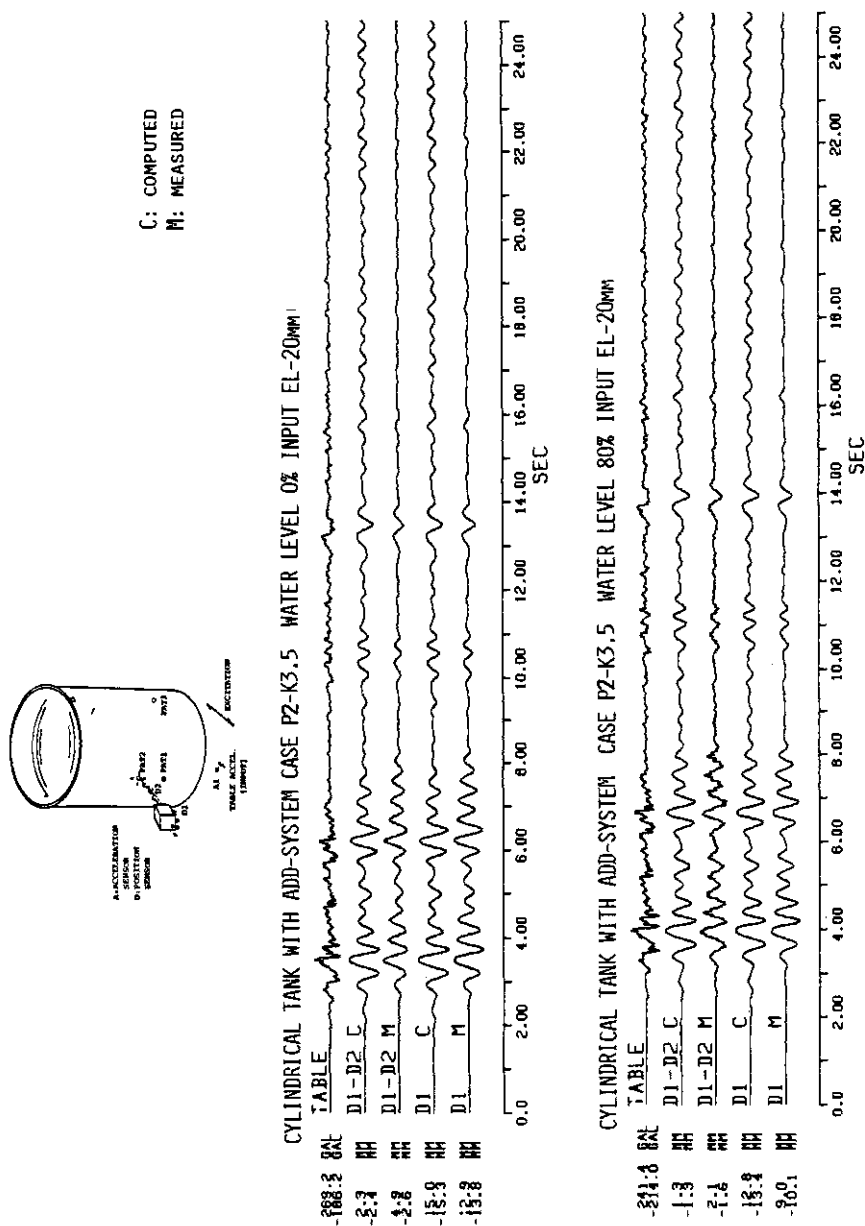


図 36 「直ばね」実験波形の解析と実験の比較
Fig. 36 Time History Comparisons between Analyses and Tests (Linear Spring Test)

NORMALIZED MODE COMPARISON: BENDING SPRING 4.5MM

+ : MEASURED

FULL LINE : COMPUTED

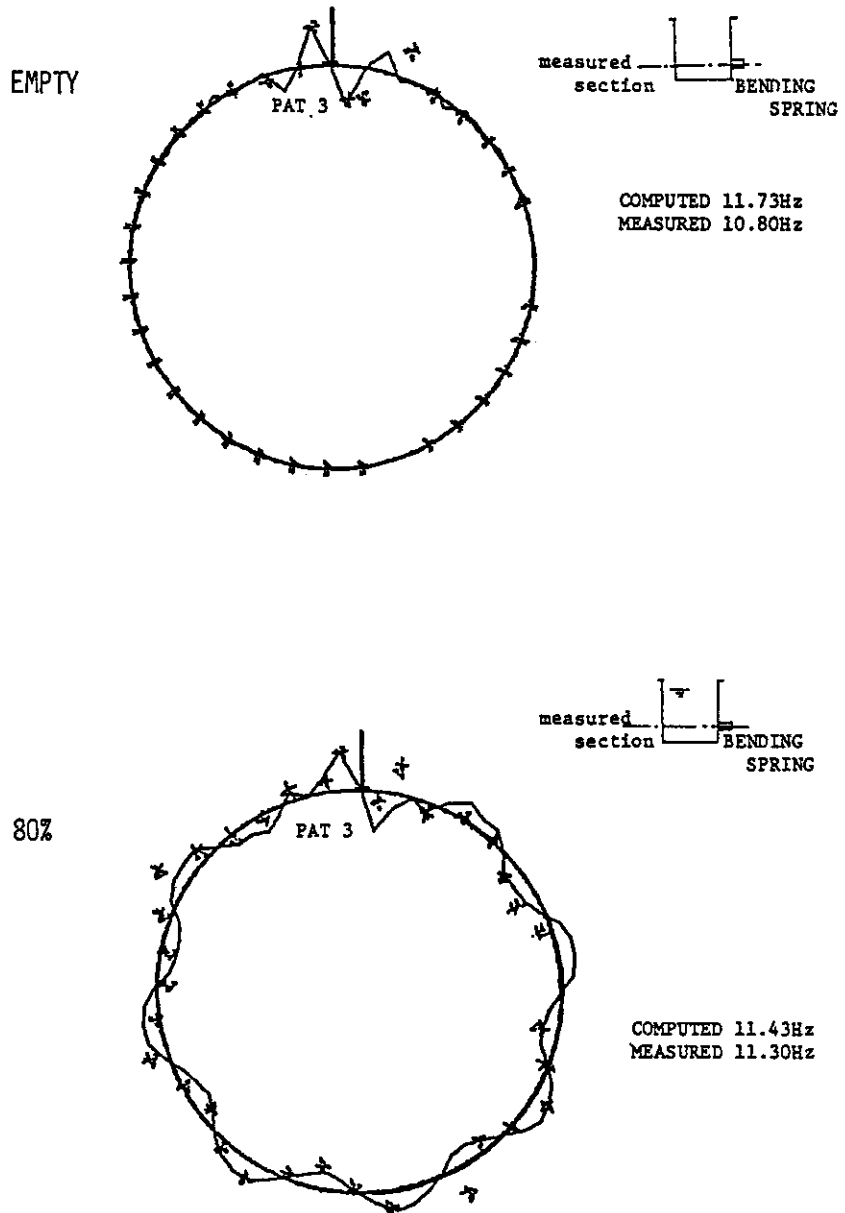


図 37 「曲げばね」実験円周方向歪モードの解析と実験の比較

Fig. 37 Normalized Circumferential Strain Mode Comparisons between Analyses and Tests (Bending Spring Test)



写真1 「直ばね」実験
Photo 1 Linear Spring Tests



写真2 「曲げばね」実験
Photo 2 Bending Spring Tests



写真3 実験前容器内面 (PAT 1, 2)
Photo 3 Inside of Cylindrical vessel before Tests (PAT 1, PAT 2)



写真4 実験前容器内面 (PAT 3)
Photo 4 Inside of Cylindrical Vessel before Tests (PAT 3)

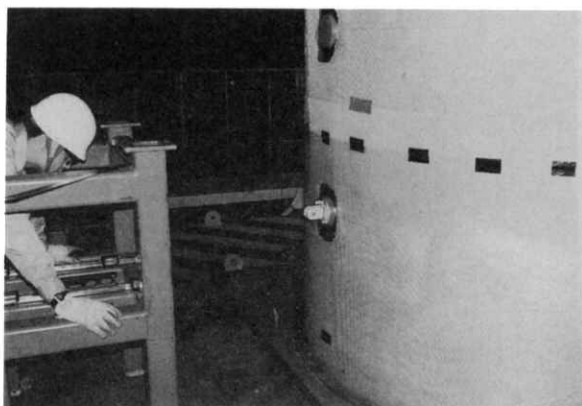


写真5 「直ばね」可動質量直動ボールベアリング取付作業
Photo 5 Setting of Linear slide Ball Bearings

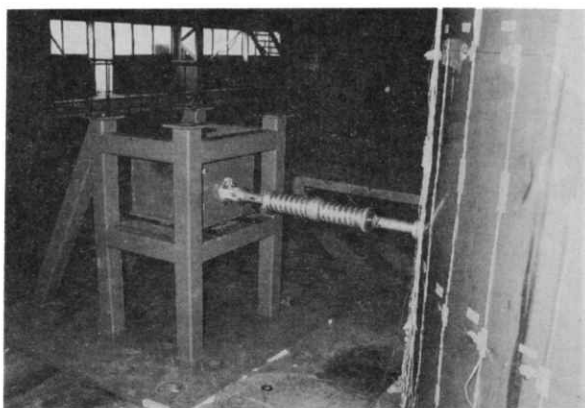


写真6 「直ばね」と可動質量
Photo 6 Moving Mass and Linear Spring

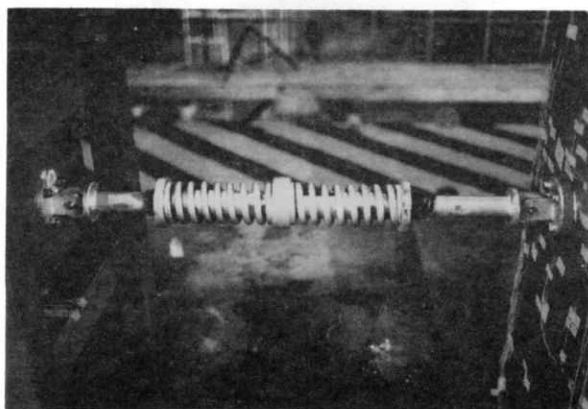


写真7 「直ばね」全体
Photo 7 Linear Spring

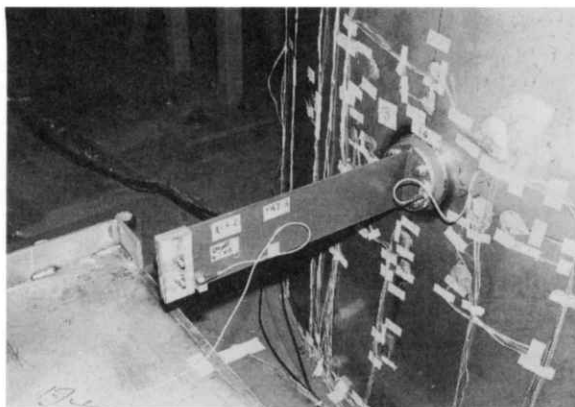


写真8 3.2 mm「曲げばね」
Photo 8 Bending Spring of 3.2 mm Thickness

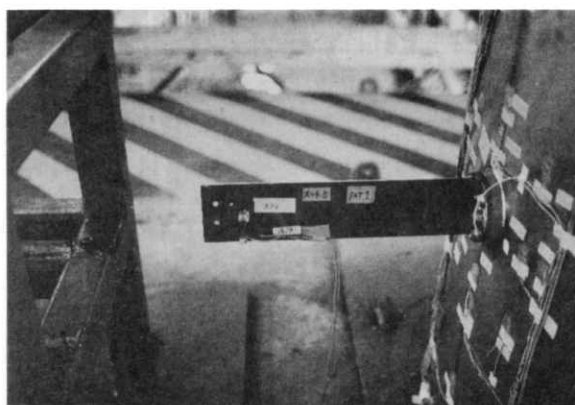


写真9 4.5 mm「曲げばね」
Photo 9 Bending Spring of 4.5 mm Thickness

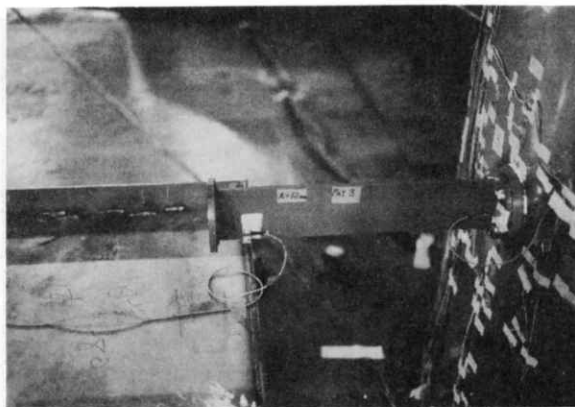


写真10 12 mm「曲げばね」
Photo 10 Bending Spring of 12 mm Thickness

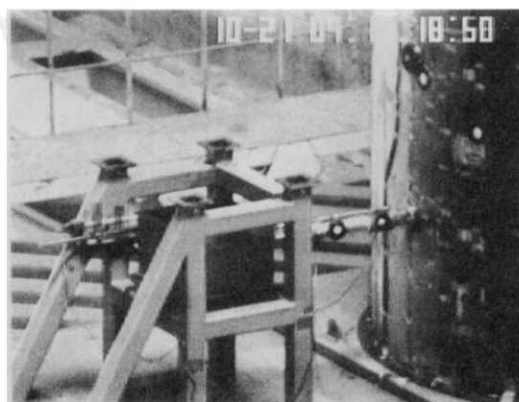


写真 11 実験ケース P1-K3.5

Photo 11 Appearance of Linear Spring Test Case P1-K3.5

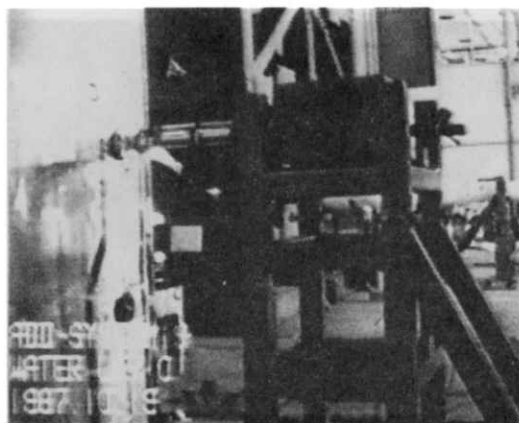


写真 12 実験ケース P2-K3.5

Photo 12 Appearance of Linear Spring Test Case P2-K3.5

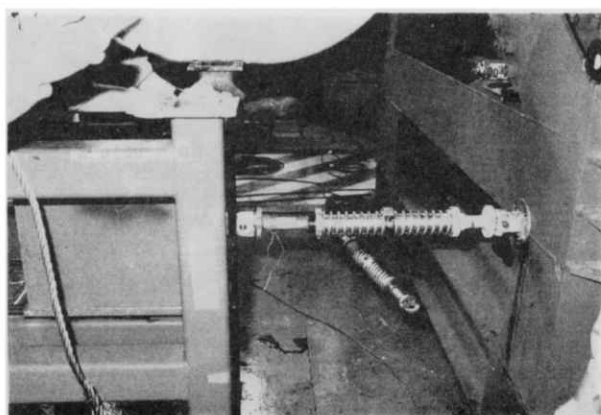


写真 13 「直ばね」単体試験

Photo 13 Test of Linear Spring Characteristics

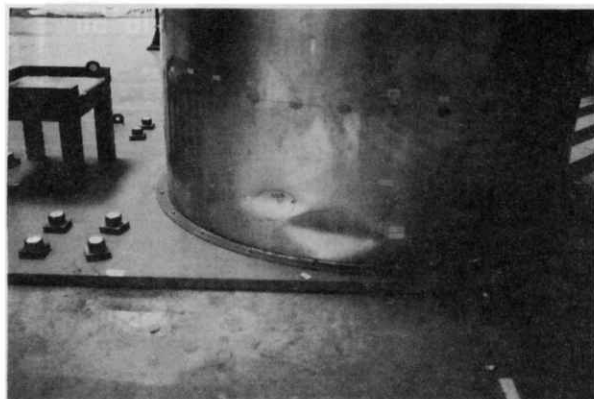


写真 14 実験当初の計測確認加振で入った座屈の外観（小さい座屈は破壊実験で入った）
Photo 14 Buckling in Initial Test for Measure Preparations (Outside)

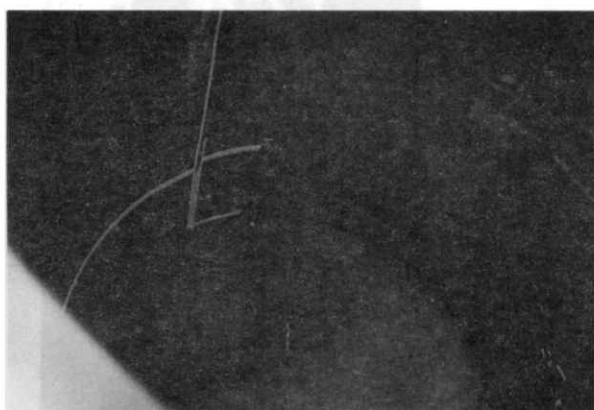


写真 15 実験当初の計測確認加振で入った座屈の内観（小さい座屈は破壊実験で入った）
Photo 15 Buckling in Initial Test for Measure Preparations (Inside)

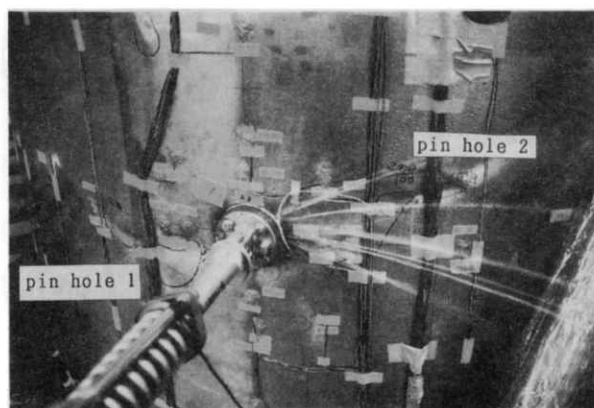


写真 16 破壊実験で PAT 1 の亀裂から飛び出る水
Photo 16 Splashing Water from Crack of PAT 1 in Damage Test

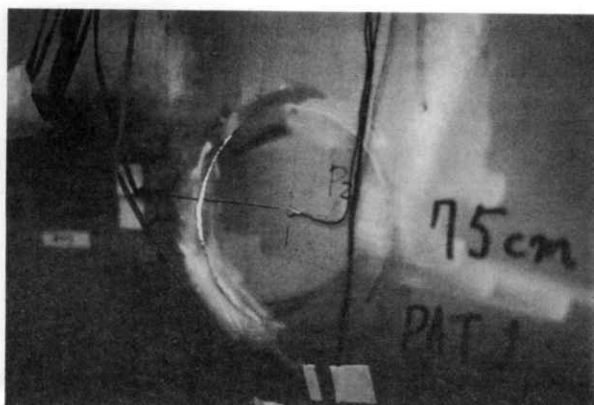


写真 17 PAT 1 亀裂の内面
Photo 17 Inside of PAT 1 Crack

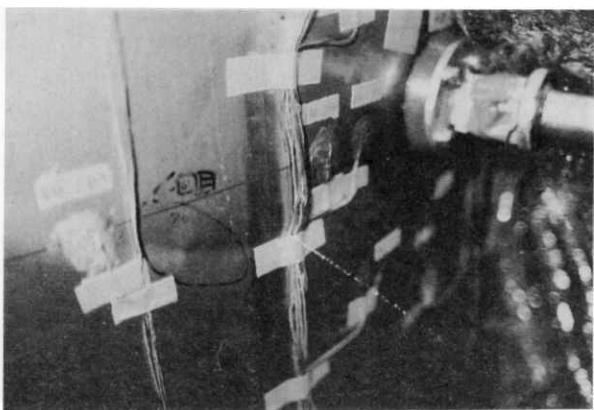


写真 18 Pin Hole 1 から漏れる水
Photo 18 Leaking Water from Pin Hole 1

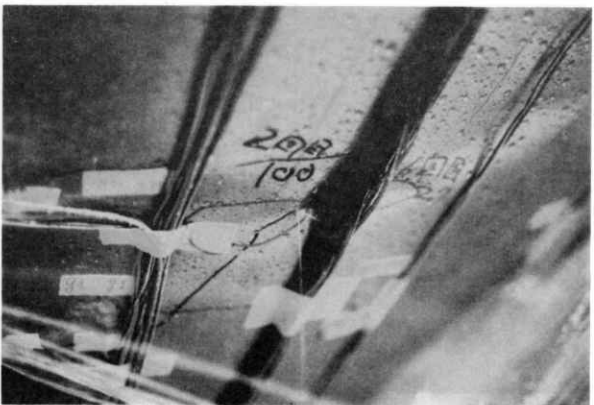


写真 19 Pin Hole 2 から漏れる水
Photo 19 Leaking Water from Pin Hole 2

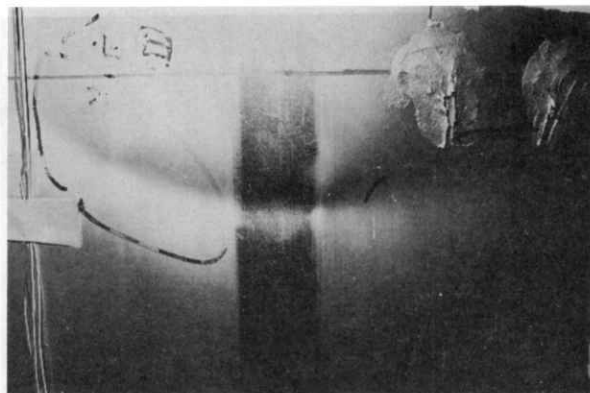


写真 20 Pin Hole 1 外面
Photo 20 Pin Hole 1 (Outside)

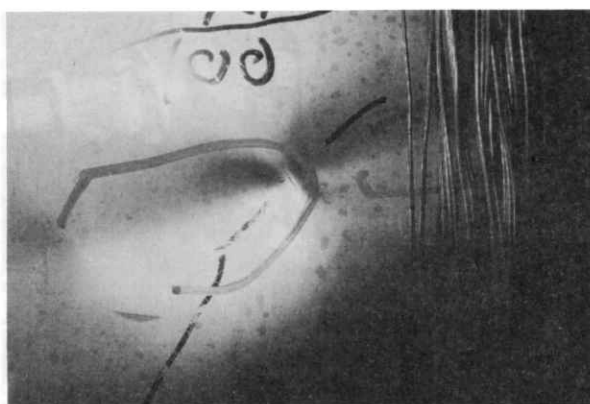


写真 21 Pin Hole 2 外面
Photo 21 Pin Hole 2 (Outside)



写真 22 Pin Hole 1 内面
Photo 22 Pin Hole 1 (Inside)



写真 23 Pin Hole 2 内面
Photo 23 Pin Hole 2 (inside)

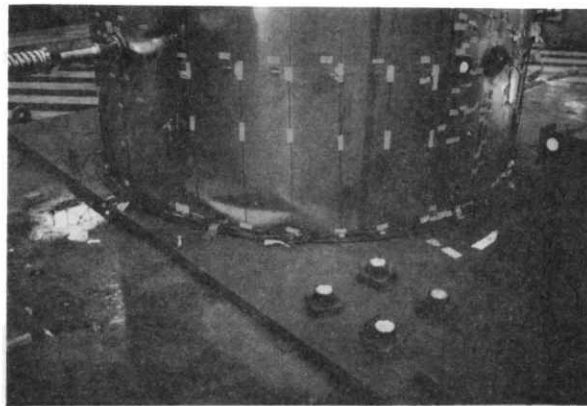


写真 24 脚部ダイヤモンドタイプ座屈の外観
Photo 24 Outside Appearance of Diamond Type Buckling in Footh of Vessel

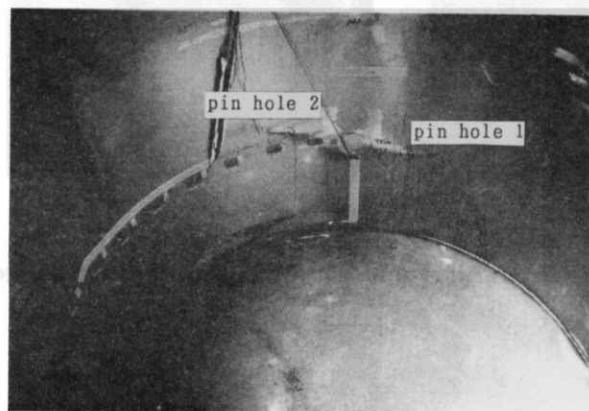


写真 25 脚部ダイヤモンドタイプ座屈の内面
Photo 25 Inside Appearance of Diamond Type Buckling in Fooths of Vessel



写真 26 破壊実験後の PAT 1 周辺

Photo 26 Appearance around PAT 1 after Damage Test



写真 27 破壊実験後の可動質量ストッパーの変形

Photo 27 Deformation of Moving Mass Stopper after Damage Test