

原子炉燃料集合体の振動挙動

横村武宣*・岡島正彦**・林 清純***・吉村富雄*

Vibration Characteristics and Seismic Analysis of the Reactor Fuel Assembly

By

Takeyoshi YOKOMURA, Masahiko OKAZIMA,
Kiyozumi HAYASHI and Tomio YOSHIMURA

Abstract

The vibration characteristics of the fuel assembly for the advanced thermal reactor FUGEN are presented. They are obtained through fundamental vibration test, forced vibration test and the seismic vibration test simulating EL-CENTRO and TAFT earthquake.

An electro-magnetic type vibration testing machine is used for experiments. The fuel assembly unit consists of the pressure tube, the collecting mechanism and the fuel assembly of 28 fuel rods incorporated with dummy fuel pellets. The fuel assembly is supported axially on the shield plug at bottom connecting by collet mechanism, and laterally contacted to the pressure tube through piston ring springs of the upper and lower fuel tie plates.

A seismic simulation code is developed for seismic analysis based on the time history method. Calculated values are compared with those observed in experiments.

Main results are summarized as follows.

- (1) The fundamental vibration test indicates that the rigidity and the damping ratio of the fuel assembly are not constant but depend on the deflection of the fuel assembly, and that the spring constant and the coefficient of spacer are also not constant but depend on the impact force due to the relative motion to the pressure tube.
- (2) The agreement is good enough between calculated response curves of the relative displacement and velocity of the fuel and those observed in experiments. The calculated maximum value of acceleration agrees well with the measured value. As a result, the seismic simulation calculation is found to be accurate enough to the practical usage for the fuel safety analysis.
- (3) In the calculation in which the non-linear form based on the measured value is adopted for damping ratio of the fuel assembly and spring constants of spacers, we have found that calculated response curves become close to experiments.

目 次

1. まえがき	3.2 振動計測器類
2. 燃料集合体	3.3 地震波再現システム
3. 実験装置	4. 燃料集合体の振動特性
3.1 振動試験機	4.1 端末支持条件
	4.2 自由振動特性
	4.3 強制振動特性
	4.4 燃料棒の振動特性
	4.5 スペーサの振動特性
	5. 振動実験

* 東海支所

** Carnegie-Mellon Univ. Department of Mechanical Engineering, Pittsburgh, Pennsylvania 15213 U.S.A.

*** 動力炉・核燃料開発事業団

原稿受付: 昭和57年12月27日

- 5.1 正弦波による振動実験
- 5.2 地震波による振動実験
- 6. 動的応答解析
 - 6.1 モデルおよび基礎式
 - 6.2 数値解法
 - 6.3 数値計算
- 7. 検 討
 - 7.1 実験値と計算値の比較
 - 7.2 地震波のパワー・スペクトラム密度

- 7.3 振動定数の再検討
- 8. あとがき
- 9. 謝 辞

- 付録—1 新型転換炉原型炉「ふげん」の概要
- 付録—2 弾性支持された棒の固有振動数および歪と変位の関係
- 付録—3 スペーサの粘性減衰係数

参考文献

1. ま え が き

原子炉燃料の振動挙動、耐振強度の評価は、原子炉の安全性並びに燃料棒の健全性の面から重要な課題の一つとされている。原子炉施設の耐震設計の考え方およびその計算技術はかなり高度化されてきている。その上、原型炉等の建設に際しては実規模に近いモデルによる確認実験を行うなど、慎重な対応の仕方が一般化してきている。

炉心を構成する燃料集合体が個々に、圧力管に収められる形の原子炉では、燃料集合体が炉心の下部グリッド板に支持固定される場合と異なり、その振動挙動は複雑になる。新型転換炉原型炉「ふげん」の燃料集合体は燃料交換等に関連して、圧力管の内面との間に、ある程度の隙間を有する設計となっている。そのため、壁との衝突を伴う非線型振動系についての、かなり厳密な地震応答解析を行い、燃料体の挙動が原子炉の核・熱的安全性を損うようなことがないかどうか、圧力管との衝突により、燃料集合体の健全性を損うようなことがないかどうかの確認を行う必要がある。

以上のような観点から、実寸法の燃料集合体を用い、その振動系要素の定量並びに振動実験を行い、ふげん燃料集合体の地震時の挙動並びに耐震性を明らかにした。また、燃料集合体の耐震計算コードを開発し、地震波の再現実験との比較検討を行い、同計算コードによる応答の解析計算値が実用上十分な精度を有するものであることを明らかにした。

本耐震計算コードは、「ふげん」の炉心を対象として開発したものであるが、入力データの取り方により、船用炉にも適用できるよう配慮しており、船体振動に対する燃料集合体の挙動の把握あるいは衝突事故時の燃料集合体の健全性並びに原子炉の核・熱的安全性の評価等に活用できる。

当研究所は、原子力船研究開発の第1の課題として、振動動揺対策の問題を採り上げ、昭和33年からその研究を実施してきている。昭和39～40年には原子力第1船「むつ」用燃料集合体の振動実験を実施し、その成果を燃料保持機構の改良、燃料集合体固有振動数を船体振動領域外へずらすように改善することなどに反映させた。

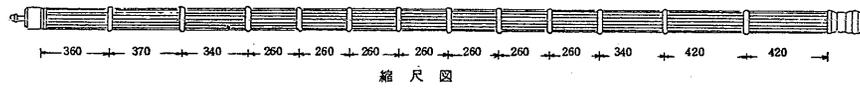
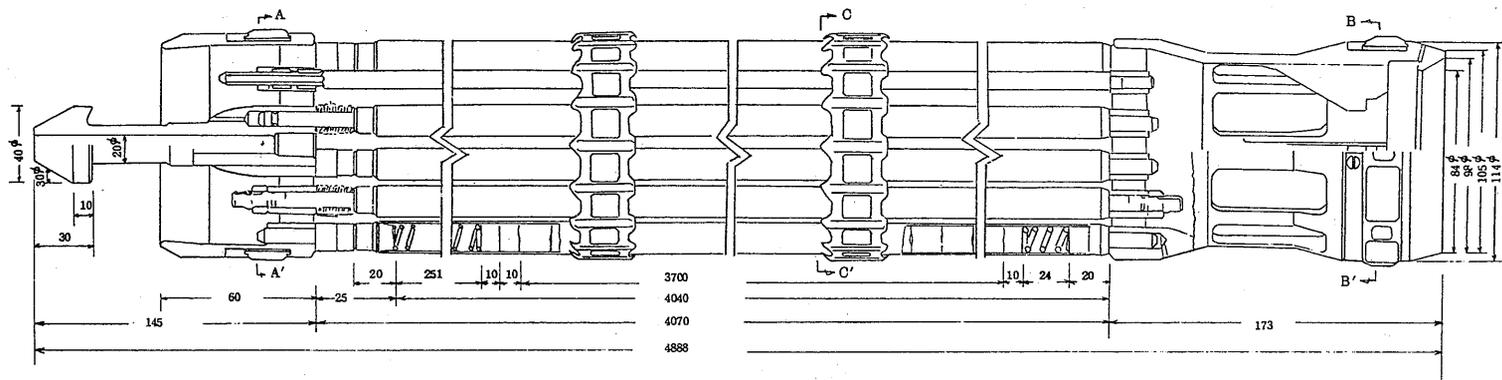
動力炉・核燃料開発事業団がナショナル・プロジェクトとして実施している新型転換炉の開発に当たり、前記のような原子力船の振動動揺対策に関する研究の実績が評価され、当研究所が燃料集合体の振動挙動に関する炉外評価試験の部分を担当することとなった。この試験研究は昭和43年から53年まで実施した。その成果^{1)~5)}は、その都度、次のステップの開発研究にフィードバックされるとともに、原子炉の安全性審査、ふげん燃料集合体の工事認可申請等における基礎資料として採用された。

本報告は、そのうち最も重要なテーマである耐震挙動に関する部分を整理し、その後、再度検討を加え、研究報告としてまとめたものである。

耐震性評価の手法には、実規模モデルにより実験的に証明する方法と信頼性の立証された耐震計算コードによる解析評価の方法とがある。

試験研究の第1のねらいが原型炉ふげん燃料体の健全性の評価にあることから、本報告では実規模振動試験の結果を、第4章 燃料集合体の振動特性および第5章 振動実験の2章にまとめ、健全性の評価に直接利用できるよう、各章節の末尾に主な結果を要約した。

本報告の主目的である解析計算コードの開発は、試験研究としては、ふげん燃料の健全性の再確認にとどまり第2義的である。しかし、ふげん燃料の変更時あるいは次のステップで建設が予定されている実証炉燃料の評価時には不可欠の耐震計算コードとして利用で



縮尺圖

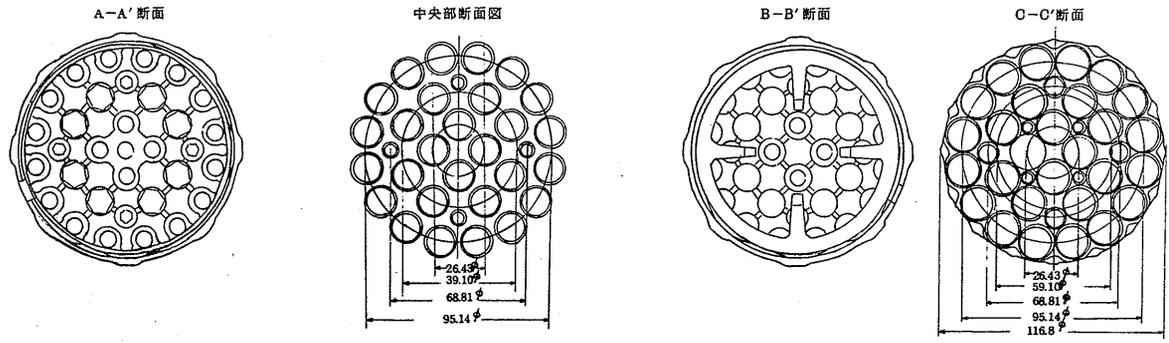
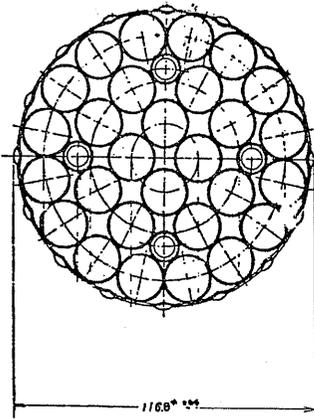


圖-2.1 (1) 5F型燃料集合体組立圖



スパーサ組立図

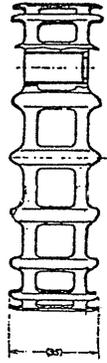
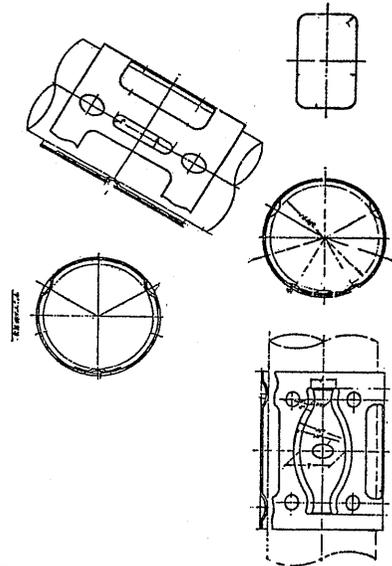


図-2.1(2) 5F型スパーサ



リング素子詳細図

きる。そこで、第6章の動的応答解析では、第4章で得られた振動特性を基本とした解析モデルを設定して動的応答の解析計算を行い、第7章の検討において、解析計算コードによる計算値が実用上十分な精度を有することを実験値との比較により立証した。

2. 燃料集合体

新型転換炉原型炉「ふげん」は、電気出力 165,000 kW の重水減速沸騰軽水冷却型の原子炉で、その概要は付録-1 に示すとおりである。

燃料集合体は 28 本の燃料棒を束（バンドル）にしたもので、内層、中間層および外層に各々、4 本、8 本、16 本の燃料棒が同心円状に配列されている。各層の燃料棒は上・下タイプレートおよびスパーサで燃料棒相互の間隔が保たれ、中間層の 8 本の燃料棒（タイロッド燃料棒）で上・下タイプレートに固定し、組立てられている。

スパーサは中性子経済と除熱能力の観点から最適化された間隔（上・下部で粗、中央部で密）で軸方向に 12 個配列され、4 本のスパーサ・タイロッドで所定の間隔に保たれている。圧力管内での燃料集合体の重量はコレット機構で下部遮蔽プラグ上に支持され、横方向の位置決めおよび支持は上・下タイプレートの側面円周に設けられたピストン型案内ばねで行われている。

燃料集合体の全体組立図を図-2.1 に、振動特性に関連する要目を表-2.1 に示す。

表-2.1 5F型燃料集合体の主要目

1) ペレット		
材 質	W-Cu 合金 (模擬材料)	
外 径	14.39 mm	
高 さ	20 mm	
密 度	10.41 g/cm ³	
2) 燃料被覆管		
材 質	Zry-2	
内 径	14.70 mm	
肉 厚	0.86 mm	
外 径	16.46 mm	
長 さ	4,050 mm	
3) 燃 料 棒		
全 長	タイロッド燃料棒	4,151 mm
	フリーロッド燃料棒	4,125 mm
有 効 長		3,730 mm
ペレット被覆管間ギャップ		0.29 mm
プレナム長さ		280 mm
4) 燃料集合体		
燃料棒本数		28 本
全 長		4,388 mm
燃料要素ギャップ		1.7 mm 以上
燃料要素と圧力管の間隔		2.28 mm
重 量		230 kg

燃料棒は、外径 16.46mm、肉厚 0.86mm、長さ 4,050mm の Zry-2 製被覆管の両端に端栓を溶接した構造のものである。燃料の UO_2 ペレットは 14.44mm ϕ ×18mmH の両端面ディッシュ・チャンファ付きペレットで、燃料被覆管には炉心の有効長 3,700mm に相当する約 200 個のペレットが詰められている。

燃料棒相互の間隔を一定に保つスペーサはリング素子 28 個、タイロッドガイドリング 4 個、外リング等からなり、TIG 溶接により所定の配列に組立てられている。燃料棒を所定の位置に位置決め保持するリング素子は、Inconel-718 製のリングに燃料棒保持用の突起（固定ディンプル 2 個、ばねディンプル 1 個）を 3 方向に打ち出し、これら突起間の部分に窓およびスリットを打抜いたものである。組立てられたスペーサは、リング素子のばね特性を向上させるため、アルゴン雰囲気中で時効熱処理されている。

スペーサの外観を 写真-2.1 に示す。

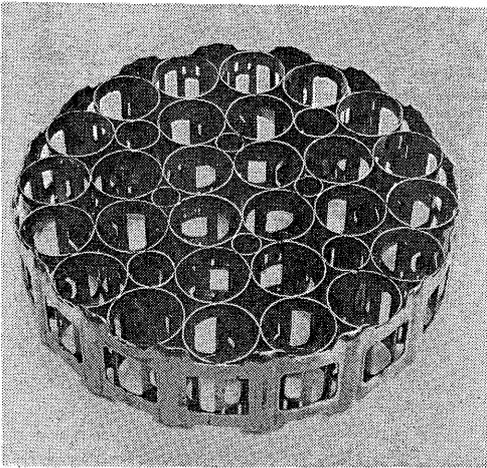


写真-2.1 5F型用スペーサ

本研究に供した燃料集合体は前述の標準燃料集合体の試作品である。燃料集合体の試作は 1 次から 5 次にかけて実施され、その都度、振動特性を調べたが、本報告では、5 次試作品（ふげん燃料として炉心に装荷されたもの）を 5F 型と略称し、その特性を主体にしてまとめることにする。

また、「ふげん」には原子炉材料の中性子照射による脆化の状況を把握するため、先行照射試験用材料小試験片の組込まれた燃料集合体が装荷される。これを特殊燃料集合体と呼ぶ。特殊燃料集合体の中心部には

照射試験片入りキャプセルを挿入するための案内管があり、その外周に直径の異なる燃料棒、各 18 本が 2 層に配列されている。

外層燃料棒は直径 12.5mm の燃料ペレットを外径 14.72mm ϕ 、内径 13.04mm ϕ の Zry-2 製被覆管に収めたもので、その全長および有効長は 4,046mm および 3,540mm である。内層燃料棒は直径 8.0mm ϕ の燃料ペレットを外径 9.70mm ϕ 、内径 8.46mm ϕ の Zry-2 製被覆管に収めたもので、その全長および有効長は外層燃料棒と同一値である。

スペーサ相互の間隔は、標準燃料集合体と同一であって、案内管に設けられた止め板とスペーサの最内周にある案内管保持リングで所定のピッチに保たれる。

特殊燃料集合体の全体組立図を 図-2.2 に示す。

本報告では、特殊燃料集合体の最終試作品を 4 特型と略称し、その特性を補足データとして使用することにする。

3. 実験装置

3.1 振動試験機

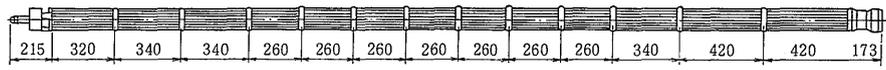
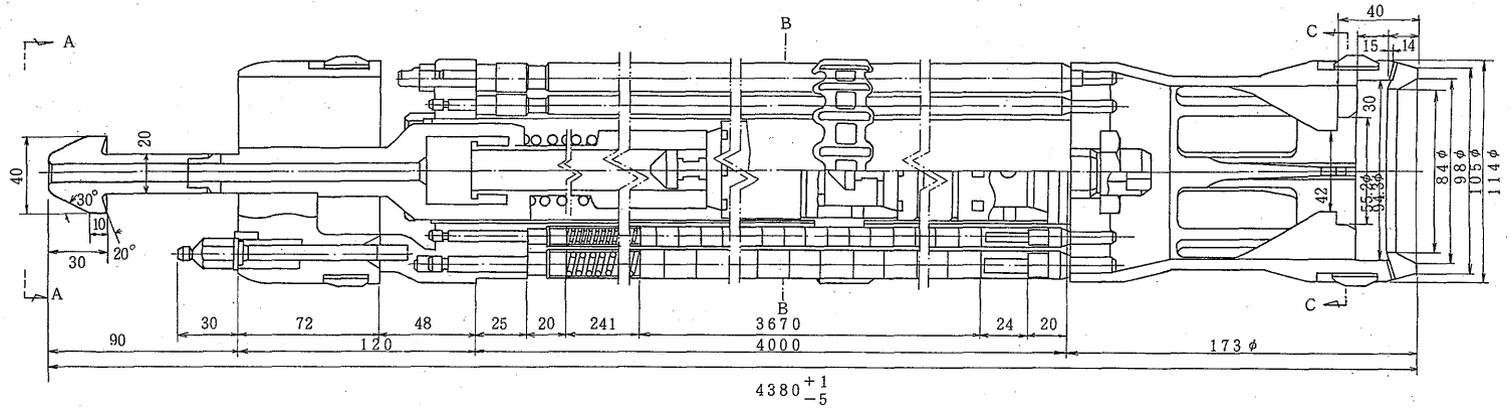
振動試験機は燃料集合体に強制的な振動外力を加え、供試体の振動特性を調べるために設置した動電型の振動試験機である。試験機は筐体（ラック）に収められた電子回路、コンクリート基礎上に固定された 3 台の振動子、油圧浮上式の水平テーブルおよび各種の加振治具類よりなる。その主要目、全景および振動試験計測システムのブロック線図を 表-3.1、写真-3.1、および 図-3.1 に示す。

電子回路は 0.5~500Hz の超低周波を発生する掃引発振器、その出力を増幅し、上・下 2 台の振動子を加振する 2 組の電力増幅器、その出力を加速度一定または振幅一定に制御する振動制御器、振動子を励磁するための励磁電源よりなる。

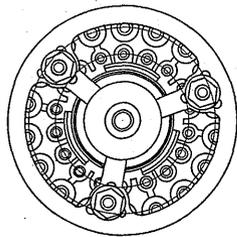
振動子はムービング・コイルを有する動電型で、電子回路からの電気的振動を機械的振動に変換する部分である。試験機には 3 台の振動子が 2m の間隔で垂直に配置されており、そのうちの 1 台または 2 台を選んで加振させることができる。

加振治具は燃料集合体を各種の支持状態で加振するための治具で、スペーサ加振治具、圧力管加振治具およびタイプレート加振治具からなる。

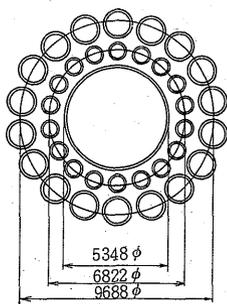
スペーサ加振治具は、燃料集合体の全スペーサ部およびタイプレート部を固定し、同一振幅、同一位相で加振するための治具である。スペーサ加振治具により



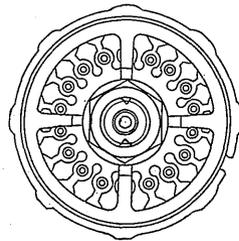
1/10 縮尺圖



A-A 矢視圖



B-B 断面圖



C-C 断面圖

圖-2.2 4 特型燃料集合體組立圖

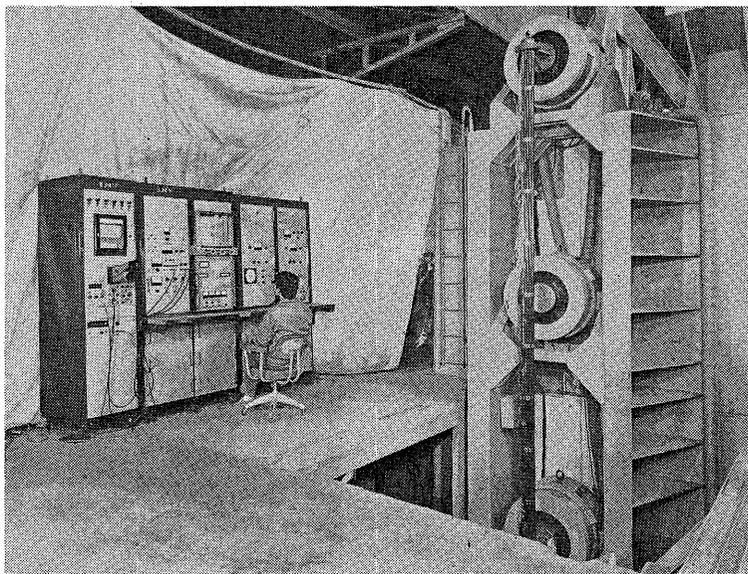


写真-3.1 振動試験機

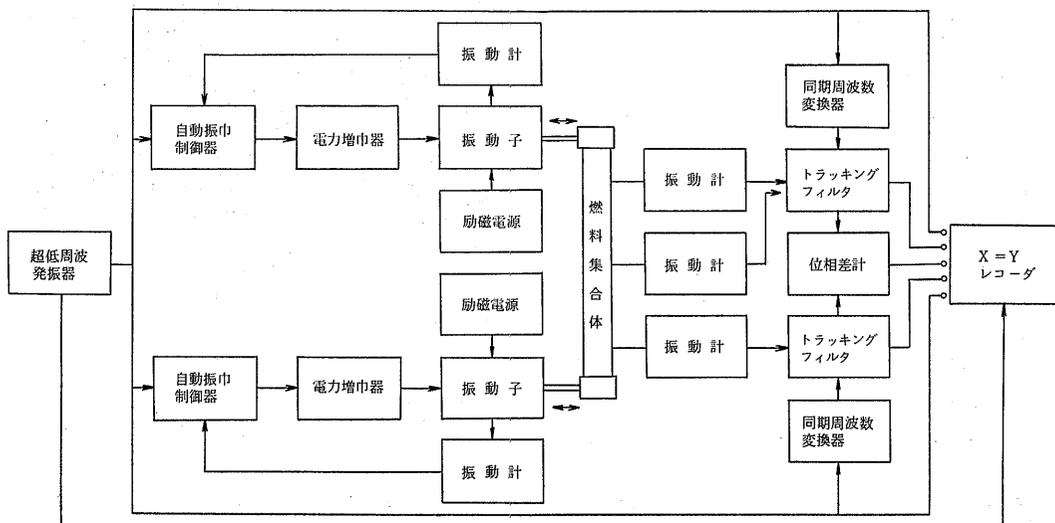


図-3.1 振動実験・計測システムのブロック線図

表-3.1 振動試験機の主要目

総合仕様	
最大加振力	200 kg×2 計 400 kg
最大加速度	試料負荷時 1 G (試料+加振治具) 400 kg
最大振幅	40 mm (P-P)
可動部重量	25 kg×2 計 50 kg 以下 (加振治具含む)
使用周波数範囲	0.5~200 Hz
振動子寸法	150 mm 幅 (加振治具取付部)
定 格	24 時間連続 (但し、周囲温度 0~40°C)
電 源	3 相 220 V 50 Hz
消費電力	約 8 kVA
振動子冷却方式	強制空冷
制御部冷却方式	強制空冷
外形寸法および重量	
振 動 子	重量 約 1,100 kg 寸法 約 幅 900 mm 高さ 760 奥行 700
制御筐体	重量 約 600 kg 寸法 約 幅 1,024 mm 高さ 1,900 奥行 600
構 成	
電子回路部	数量
超低周波掃引発振器	1 台
振動制御増幅器	2 台
電力増幅器	2 台
電力増幅器電源	2 台
振動計測器	2 式
励磁電源	2 台
電源制御器	1 台
加 振 部	
振 動 子	3 台
ブロー	3 台
油圧浮上式水平テーブル	1 台

燃料集合体を振動試験機に取付けた状態を写真-3.2に示す。スペーサを固定した状態での燃料棒の固有振動数が高いため、梁に相当する部分には軽量で、かつ、極めて高い剛性が要求される。燃料集合体および治具の重量は油圧浮上式の水平テーブルで支持し、加振力は、上・下2台の振動子により加える。写真-3.3参照。

圧力管加振治具は燃料集合体が原子炉の圧力管内に装荷された状態を再現し、それを加振するための治具である。燃料集合体を収める圧力管は「ふげん」の圧力管と同一寸法・精度のステンレス鋼製で、燃料集合体はその下部に内装されているコレット機構で支持さ

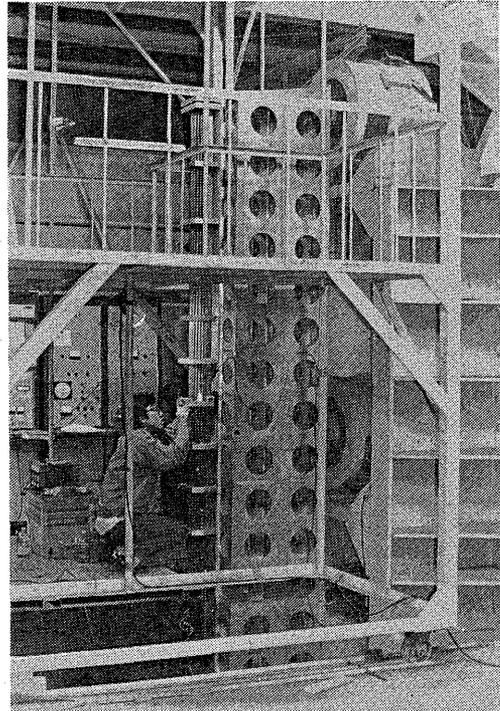


写真-3.2 スペーサ加振治具による振動実験

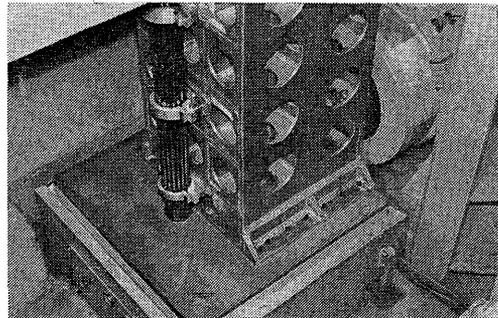


写真-3.3 油圧浮上式水平テーブルによるスペーサ加振治具の支持

れる。燃料集合体を収めた圧力管加振治具の重量は、十分に長く細いピアノ線で懸架し、支持する。加振力は振動子に取付けた上・下2本の腕を介して圧力管に伝えられる。圧力管には計測用の孔が設けられており、燃料集合体の加速度、変位等が外部から計測できる(写真-3.7参照)。圧力管加振治具による振動実験の概念および写真を図-3.2および写真-3.4に示す。

タイププレート加振治具は燃料集合体全体の振動特性を調べるための治具である。燃料集合体の上・下タイププレート部を2本の腕でつかみ、振動子の加振力を直

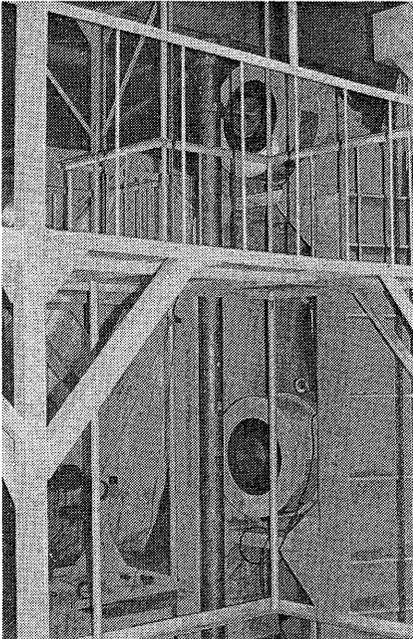


写真-3.4 圧力管加振治具による振動実験

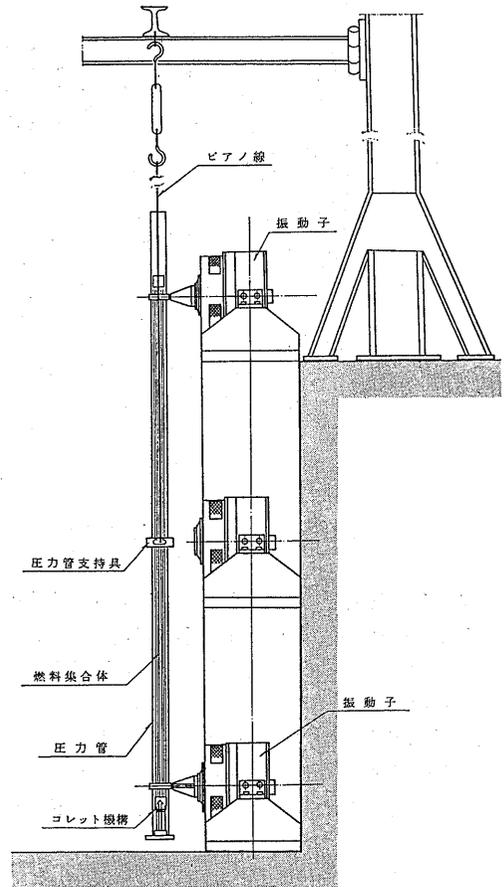


図-3.2 圧力管加振治具による振動実験

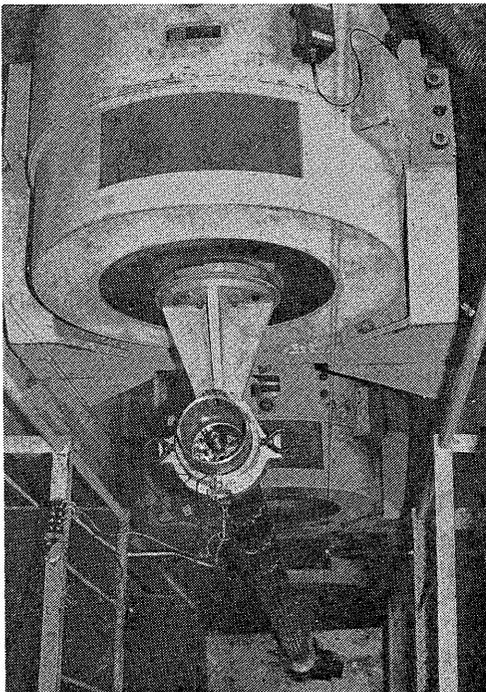


写真-3.5 タイプレート加振治具による振動実験
(上から見た状態)

接タイプレート部に伝える。燃料集合体の重量は上部タイプレート部をピアノ線で懸架して支持する。タイプレート加振治具による振動実験の様子を写真-3.5に示す。

3.2 振動計測器類

3.2.1 振動計測装置

振動計測装置は、振動計、トラッキング・フィルタ、位相差計、X-Y レコーダ、シンクロスコープ、デジタル電圧計、周波数カウンタなどからなり、筐体に収められている。この振動計測装置は燃料集合体の振動特性の計測に供するため、特に低域での計測ができるように配慮されている。各機器の性能等は以下のとおりである。

(1) 特殊低域型振動計および振動計

特殊低域型振動計は、振動検出器、前置増幅器および振動計よりなる。振動検出器は、チタン酸ジルコニ

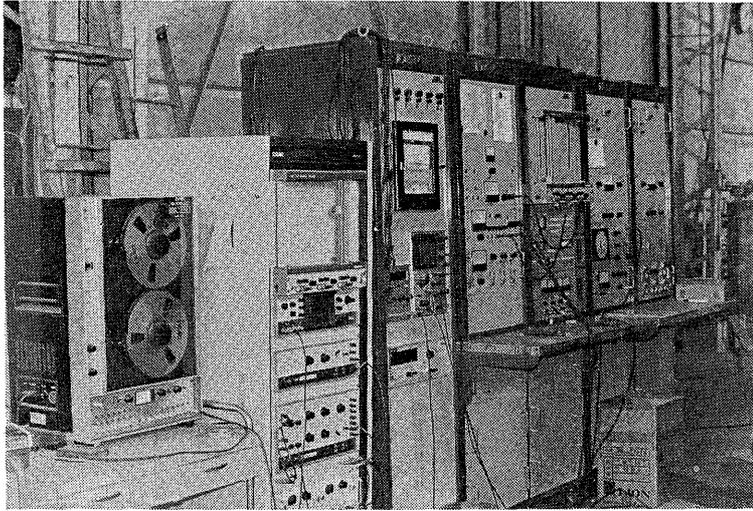


写真-3.6 振動計測装置

ュームの圧電効果を利用した加速度計であって重量 5 g, 寸法 9mm×9mm×15mm の小型軽量のものである。写真-3.7 参照。検出器の付加による燃料棒などの振動特性の変化は無視し得る。前置増幅器および振動計は最低 0.5 Hz までの加速度, 最低 1 Hz までの振動変位が計測できるような低域型であり, 本実験のために特に開発したものである。主要目を以下に示す。

1) 構成

振動計	IMV社製(国際機械振動研究所(株))
	3チャンネル, 1台
前置増幅器	9ケ
検出器	IMV VP-4803, 9ケ

2) 振動計性能

加速度測定範囲 0~3G (0.5~500 Hz)

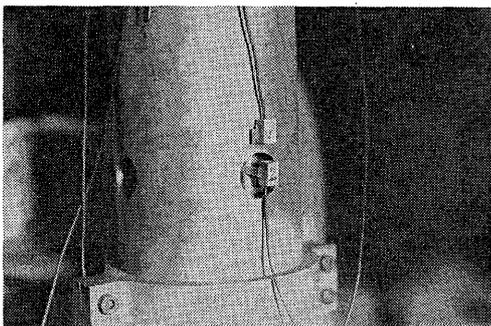


写真-3.7 圧力管および燃料集合体の加速度検出

変位測定範囲	5段切換 0~30mm (1~10 Hz) から 0~0.03mm (30~200 Hz)
出力 High	7段切換 出力インピーダンス 10kΩ 出力電圧 10V P-P
Low	出力インピーダンス 20Ω 出力電流 0~5mA (可変)

3) 検出器

検出方式	圧電効果方式
感度	約 50mV/G
共振周波数	約 1kHz
許容最大加速度	3G
寸法	9mmH×9mmW×15mmD
重量	5g

振動計は振動加速度を検出する圧電型の加速度検出器と入力部にチャージアンプを用いた振動計からなる汎用の振動計であって, 特殊低域型振動計では計測できない高い周波数成分の計測に用いる。その主要目は, 以下のとおりである。

1) 検出器

型式	IMV VP-4200 型
方式	圧電素子
感度	50mV/G
共振周波数	25kHz
許容加速度	100G 以上
使用ケーブル	ローノイズ・ケーブル 10m

寸法	14 mmφ × 29 mmH
重量	35 g
数量	6 ケ

2) チャージアンプ振動計

型式	I MV VM-4203 型
測定周波数範囲	
加速度	5 Hz~10 kHz
速度	5 Hz~300 Hz
変位	5 Hz~70 Hz
測定範囲	
加速度	0.1~300 G, 8 レンジ
速度	1~3,000 cm/s, 8 レンジ
変位	0.3~100 mm, 6 レンジ
出力	0~5 mA/20 Ω 負荷
数量	6 チャンネル

(2) トラッキング・フィルタおよび位相差計

トラッキング・フィルタは周波数フィルタおよび同期周波数変換器からなり、超低周波掃引発振器（振動試験機）の発振周波数を基本波とし、振動計の出力波形の中から基本周波数成分のみを取り出す周波数分析器である。その主要目は、次のとおりである。

1) フィルタ

周波数範囲	5 Hz~5 kHz
チャンネル数	2 チャンネル
入力電圧	最大 10 V P-P
入力インピーダンス	50 kΩ
帯域幅	5 Hz
出力 DC 出力	最大 5 V 振幅の対数に比例
IF 出力	最大 5 Vrms 30 kHz 位相及び振幅が分析値に比例
出力インピーダンス	1 kΩ
直線性	±1.5 db 以内
雑音	-60 db

2) 同期周波数変換器

周波数範囲	5 Hz~5 kHz
入力電圧	0.1~10 Vrms
出力周波数	30 kHz (5 Hz~5 kHz)
出力電圧	5 Vrms
安定度	±1×10 ⁻⁵

製作社 I MV 社

位相差計はトラッキング・フィルタからの2個の変調出力より、その位相差を求め指示記録するためのもので、その主要目は、次のとおりである。

周波数範囲	5 Hz~30 kHz
入力電圧	5 mV~10 V
精度	±2° 以内
出力電圧	±3 V (指示計フルスケール時)
出力インピーダンス	10 kΩ
入力インピーダンス	100 kΩ
指示	0~±180° } 2レンジ切換 0~360° }
製作社	I MV 社

(3) 指示・記録計類

計測値の指示・記録および計測値の較正のため、筐体には次の機器が組込まれている。

X-Y レコーダ	2 ペン 横河 3078-01 型
ペン書きオシログラフ	6 ペン 三栄測器 レクチホリ
シンクロスコープ	2 現象 岩通 SS-5157M 型
デジタル電圧計	積分型 横河 2805 型 直流電圧ユニット 横河 2832 型 交流電圧ユニット 横河 2835 型
周波数カウンタ	岩通 FC-5131 型

3.2.2 非接触型振動変位計

圧力管内での燃料集合体の変位量「相対変位」を計測するため、KAMAN 社製非接触型振動変位計を用いた。この変位計は渦電流を利用し、ターゲットまでの距離を検出する非接触型のピックアップと、その電気出力を mm 単位の距離に変換し、指示する変位計からなっている。その主要目は、以下のとおりである。

(1) 構成

ピックアップ	1 ケ
前置増幅器	1 台
変位指示計	1 台

(2) 仕様

- 1) ピックアップおよび前置増幅器

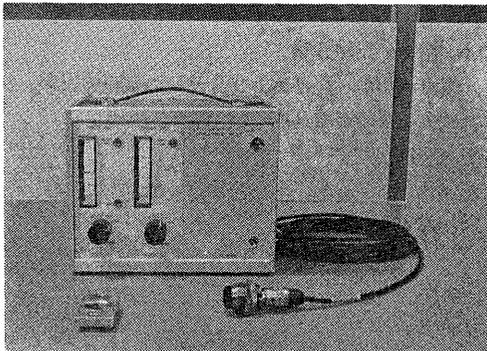
型式 KAMAN 社
MODEL KD-2300-2S

直線最大変位 2.5mm
測定最大変位 2mm (±1mm)
直線性 0.5%/F.S. 以内
再現性および分離能 約 0.01%/F.S.

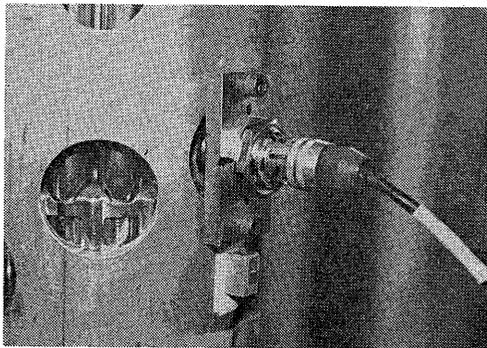
2) 変位指示計
動的変位計
測定範囲 0~±1mm
レンジ ±10, ±30, ±100, ±300, ±1,000 μF.S.

周波数範囲 5Hz~10kHz
出力 ±1V/F.S. または 5mA/F.S.
カットオフ周波数 5Hz H.P.F.

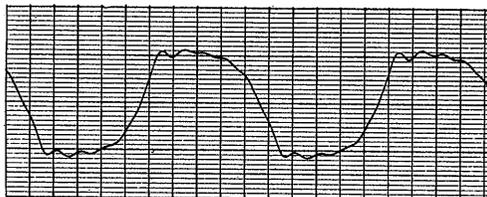
静的変位計
測定範囲 0~±1mm
レンジ ±10, ±30, ±100, ±300, ±1,000 μF.S.
出力 ±1V/F.S. または 5mA/F.S.
カットオフ周波数 5Hz L.P.F.



非接触型振動変位計



ピックアップの圧力管への取付け状況
(下は加速度計ピックアップ)



相対変位記録例

写真-3.8 非接触型振動変位計

KAMAN 社製の変位計はデュアルタイプで、主要目に示す如く、被測定物が平板の場合に極めてよい直線性が得られるが、燃料集合体のように複雑な形状の被測定物の場合にはその直線性が期待できない。このような場合、被測定物と検出器の距離に対する出力電圧の関係を実測し、それを校正曲線として測定値に補正を加える必要がある。

校正は非接触型振動変位計を圧力管に取付け、圧力管に設けた孔を利用して外部から燃料集合体の位置を変化させ、両者間の距離と変位計出力電圧の関係ができるだけ直線状になるよう、出力特性を調整し、最終的な校正曲線とする。圧力管と燃料棒の間隔の測定に

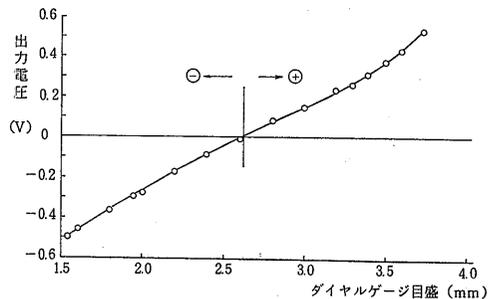
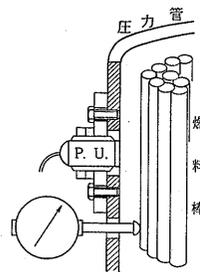
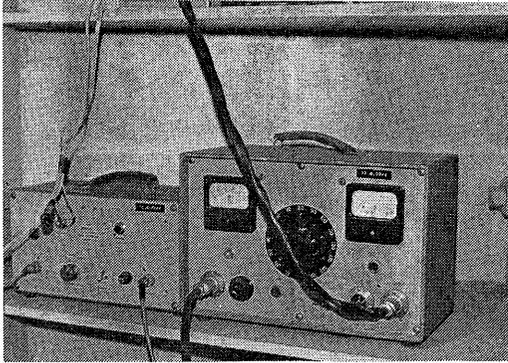


図-3.3 非接触型振動変位計の校正曲線

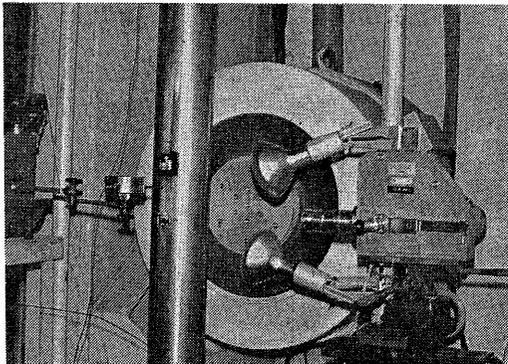
はダイヤルゲージを用いた。得られた較正曲線を 図-3.3 に示す。

3.2.3 高速度シネカメラによる振動変位測定

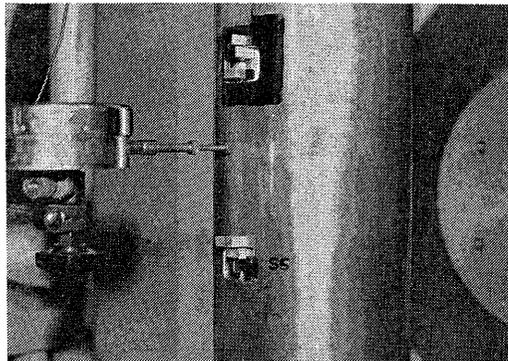
燃料棒および圧力管の振動変位を調べる方法として、JOHN H. WADDEL, INC. の HIGH SPEED CAMERA MODEL 16-1 による高速度シネカメラ撮影を行った。このカメラは 10,000 コマ/秒 の高速度



高速度シネカメラ (電源およびタイマー)



高速度シネカメラによる撮影



被写体部

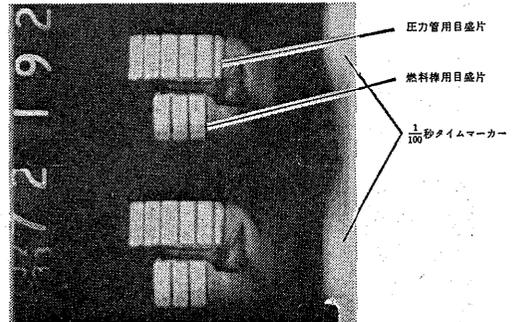
写真-3.9 高速度シネカメラによる振動変位の撮影

撮影が可能なプリズム回転式のカメラで、ASA 400 KODAK 7224 型 16m/m ロールフィルムを使用する。

高速度シネカメラによる振動変位の撮影は、S6, S8 および S10 の 3 点について実施した。(図-4.4 参照)。圧力管および燃料棒の振動は、2mm 間隔の目盛をつけた高さ 10mm, 幅 5mm のアルミニウム製目盛片をそれぞれに接着し、その先端部の拡大画面を毎秒約 2,500 コマの速度で、16m/m 100ft フィルムに連続撮影する。

写真-3.9 に高速度シネカメラによる撮影の状況、アルミニウム製目盛片の取付状況および高速度シネカメラ駆動電源部の写真を示す。また、図-3.4 には圧力管および燃料棒の動きを撮影する部分の概念図および高速度シネカメラにより撮影された 16m/m フィルムの拡大写真を示す。同図において、上側の目盛片は圧力管に接着したのもであり、下側の目盛片はスペーサの位置で外周の燃料棒に接着したものである。各目盛片の等間隔の縦線は、2mm 間隔で引いた目盛線である。

写真-3.10 は、16m/m フィルムの画面を拡大し、70 コマ約 0.003 秒間の運動を連続的に示したものである。同図において、①の 10 コマの間では、圧力管



撮影フィルム拡大写真

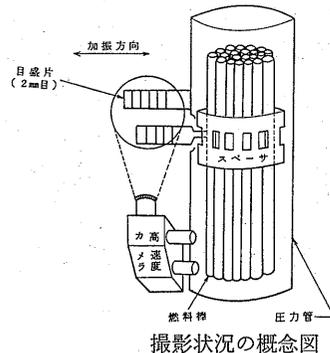


図-3.4 被写体部

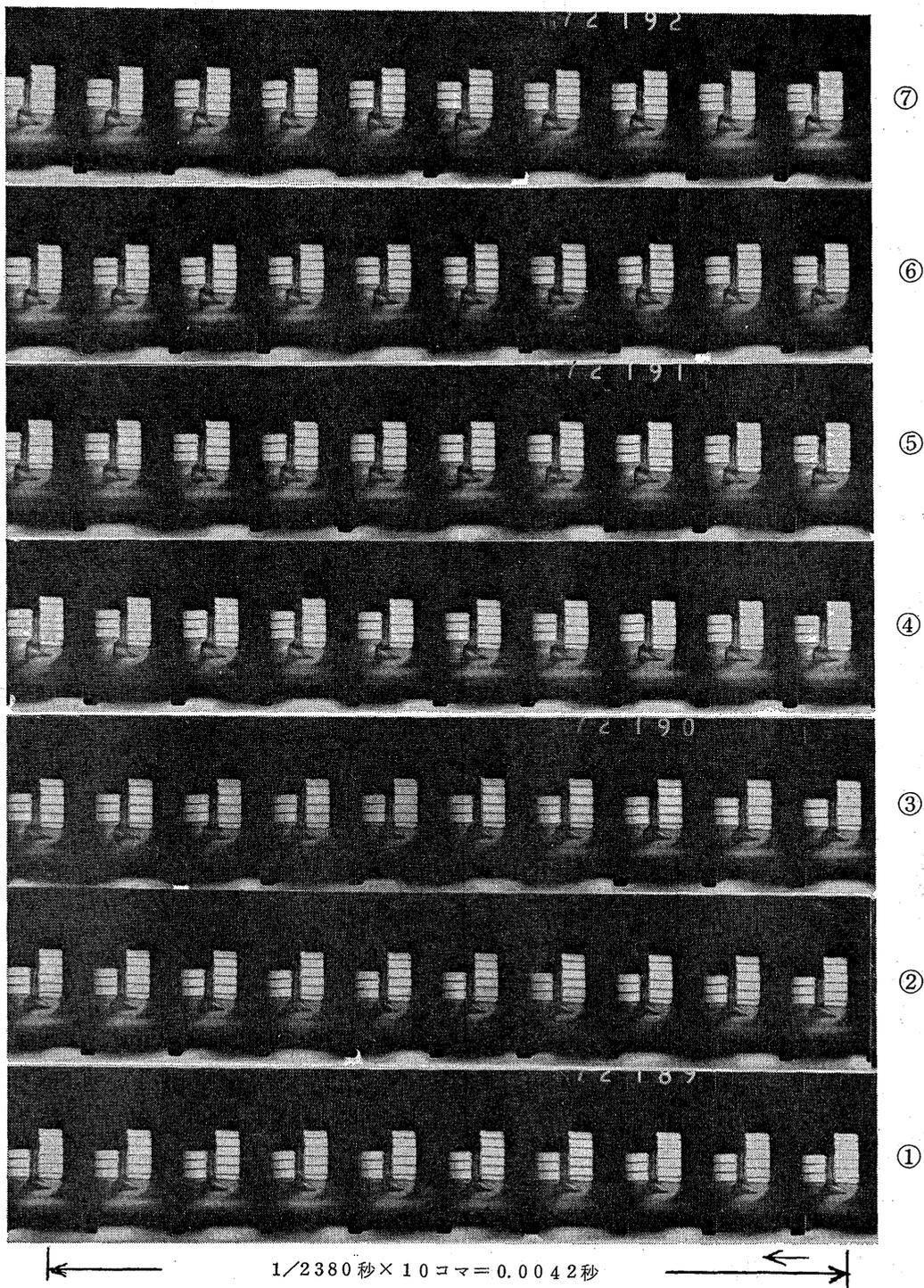


写真-3.10 高速度シネカメラによる撮影フィルム例

と燃料棒は、約 0.1 目盛変位し、約 48mm/sec の相対速度で動いている。最も相対速度の大きな ③ の部分では、10 コマの間で、0.3 目盛移動し、142mm/sec の相対速度となっている。

撮影したフィルムについては、16m/m フィルム解析器で、圧力管、燃料棒の位置を 1 コマ毎に読取り、その実寸への換算、速度と加速度の算出、圧力管と燃料棒の相対変位、相対速度と相対加速度の算出などの処理および作図は電子計算機で行った。

3.3 地震波再現システム

地震波形は EL CENTRO, TAFT の 2 波を用いた。これらはふげん炉本体および建家の耐震計算で得られた各地震波に対する圧力管の応答波形である。本実験では、これらの波形を入力波（以下、地震波と略称する）として加振実験を行う。これらの地震波はふげんの建家基礎に最大値が 0.25G の加速度で加わった場合の原子炉各部の応答を計算したものの一部である。地震波は、X 方向（プラントの南北方向）と Y 方向（プラントの東西方向）の 2 ケース、圧力管の上部と下部の 2 ケース、合計 8 ケースについて計算されている。

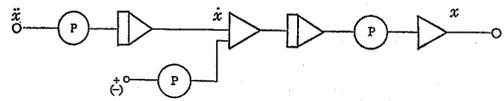
これらのデータには、1/100 秒の時間間隔で 10 秒間の加速度が印字記録されている。この記録を用いて振動試験機を加振するため、次のような信号変換を行った。

- (1) データを制御用小型電子計算機 FACOM-R でアナログ信号に変換し、データレコーダに記録する。
- (2) データレコーダのアナログ信号に含まれる直流成分および極低周波数成分をフィルターで除去する。
- (3) アナログ計算機で加速度信号から変位信号に変換する。
- (4) これを振動試験機の電力増幅器に入力して振動

子を加振する。

振動試験機は動電型の振動試験機で、入力電圧に応じて振動子の位置が変わる電圧 - 位置変換方式であるため、加速度信号を変位信号に変換して入力する必要がある。

加速度信号から変位信号への変換にはアナログ計算機を用いた。演算回路は下図のとおりであり、積分定数 $I_1=I_2=1.0$ である。また、 \ddot{x} の信号に含まれている直流成分が積分されるため、 \dot{x} の点にそれを打ち消すための一定値を入力している。



直流成分除去のために挿入するフィルタのカットオフ周波数は低い程よいが、積分器の制限電圧 (10V)、振動試験機の振幅制限値 $\pm 20\text{mm}$ 内で振動させるため、直流成分を速やかに減衰させる必要がある。これらの条件を満足させる最小周波数として H.P.F.=1.0 Hz を採用した。このフィルタの挿入により、約 2Hz 以下の周波数では位相に差が生ずる。

図-3.5 は地震波再現システムの波形を示したものである。地震波形と出力加速度波形の比較により、直流成分を除去した様子およびフィルタの特性に起因する低い周波数成分の重量されている様子を見ることが出来る。出力変位波形はアナログコンピュータにより出力波形（加速度）から試験機加振用の変位信号に変換させたものである。

地震波の再現に用いた機器類は、以下のとおりである。

- | | |
|------------|--------------------------------------|
| 1) 制御用計算機 | 富士通、富士電機
FACOM-R
制御出力信号 0~1.0V |
| 2) データレコーダ | TEAC R-511 型 |

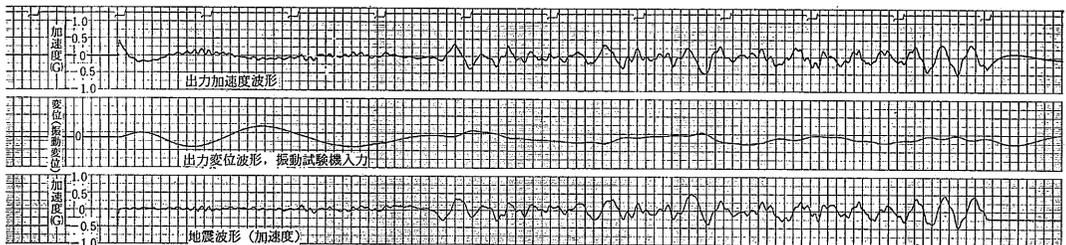


図-3.5 地震波再現システムの出力波形

- 7¹/₂ IPS . . DC~2,000 Hz
45 db
- 3) フィルタ NF 社 FV-602T
H.P.F. 1~16 kHz に改造
L.P.F. 2.5~20 kHz
減衰傾度 42 db/oct
SN 比 70 db
- 4) アナログ計算機 日立 ALS-260 40L
演算電圧 ±10 V
静的確度 0.05% F.S.

写真-3.11 に地震波の再現に用いた機器類（制御用計算機を除く）を示す。

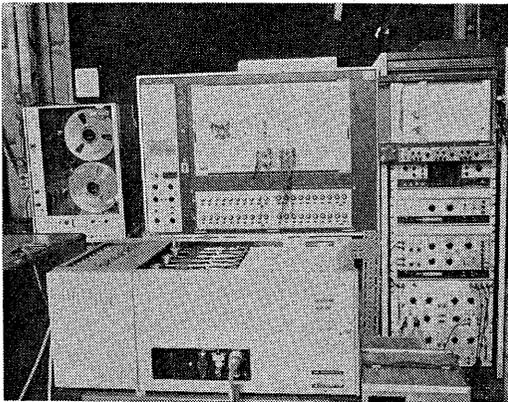


写真-3.11 地震波再現用機器類

4. 燃料集合体の振動特性

ふげん燃料集合体に加わる地震外力は、上・下タイププレートの場合に介して圧力管から伝えられる。スペーサで支持されている各燃料棒の振動系は地震波の周波数成分に対して十分に高い領域（100~500 Hz）にあり、燃料棒がそれに共振するようなことはないと考えてよい。これに対し、燃料集合体の固有振動数はかなり低く（2~3 Hz）、地震波の周波数成分内にある。従って、耐震強度の評価のためには、まず、燃料集合体の振動特性を解明し、その強制外力による圧力管内での挙動を把握する必要がある。

燃料集合体のように、剛性の低い長尺の燃料棒を束ね、多段のスペーサで弾性支持しているバンドルの場合、その剛性および振動特性を解析的に求める手法は、まだ確立されていない。そこで、本研究では計算に必要な系の諸定数を実験的に求め、それを計算モデルのインプット・データとした。以下、その概要につ

いて述べる。

4.1 端末支持条件

空气中に垂直におかれた長い棒が振動している場合、その基礎微分方程式は、

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (1)$$

で表わされる。

棒上の点 x のたわみ y の一般解は、 $y = y(x) \sin \omega t$ とおき、(1) 式を解いて、

$$y(x) = C_1 \sin \beta x + C_2 \cos \beta x + C_3 \sinh \beta x + C_4 \cosh \beta x \quad (2)$$

となる。ここで、

$C_1 \sim C_4 =$ 端末の条件によって決まる定数、

$$\beta = \left(\frac{\rho A \omega^2}{EI} \right)^{1/4}$$

である。

棒の両端が弾性的に支持されている場合、棒の末端にかかる曲げモーメントは末端のたわみ角に比例すると仮定し、両端の境界条件「端末支持条件」(end fixity) を次式で表わす方法が一般に用いられている^{6),7),9)}。

$$\left(\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} \right)_{x=0,L} \cdot L = \pm \alpha L \left(\frac{\partial y(x,t)}{\partial x} \right)_{x=0,L} \quad (3)$$

支持条件の代表的なケースとして、両端単純支持 (both end support) の場合 $\alpha L = 0$ 、両端固定 (both end clamp) の場合、 $\alpha L = \infty$ となり、弾性支持を含む全ての支持条件を $\alpha L = 0 \sim \infty$ の値で表現することができる。以下、これを支持条件または端末支持条件と呼び、 αL 値で表わすこととする。

振動中の棒のたわみ曲線は、正弦状分布荷重が加わる時の棒のたわみに最も近いことが既に明らかにされている。(付録-2 参照)

そこで、振動している棒のたわみ曲線を正弦状分布荷重が加わる場合のものとして仮想し、そのたわみ曲線および振動数を求めると、次式のようになり、 αL 値が既知であれば、それぞれの値を算出することができる。

$$\frac{EI}{F_0} = \left(\frac{L}{\pi} \right)^4 \sin \frac{\pi}{L} x + \frac{\alpha}{\alpha L + 2} \left(\frac{L}{\pi} \right)^3 x^2 - \frac{\alpha L}{\alpha L + 2} \left(\frac{L}{\pi} \right)^3 x \quad (4)$$

$$\omega_n^2 = \frac{EI}{\rho} \cdot \frac{\frac{1}{2} - \frac{8\alpha L}{\alpha L + 2} \cdot \frac{1}{\pi^2} + \left(\frac{\alpha L}{\alpha L + 2} \right)^2 \frac{4}{\pi^2}}{\left(\frac{L}{\pi} \right)^4 \left\{ \frac{1}{2} - \frac{8\alpha L}{\alpha L + 2} \cdot \frac{1}{\pi^2} + \left(\frac{\alpha L}{\alpha L + 2} \right)^2 \frac{\pi^2}{30} \right\}} \quad (5)$$

しかし、任意の構造物について、その αL 値を解析的に求める手法は、まだ確立されていない。

αL 値を実験的に求めるには、固有振動数の実測値から (6) (7) 式を用いて算出するのが一般的である。両式から得られる αL と βL の関係を 図-4.1 に示す。

$$\frac{\beta L}{2} = \frac{\omega_n^{1/2}}{2 \left(\frac{EI}{\rho AL^4} \right)^{1/4}} \quad (6)$$

$$\alpha L = \frac{-2\beta L}{\tan \frac{\beta L}{2} + \tanh \frac{\beta L}{2}} \quad (7)$$

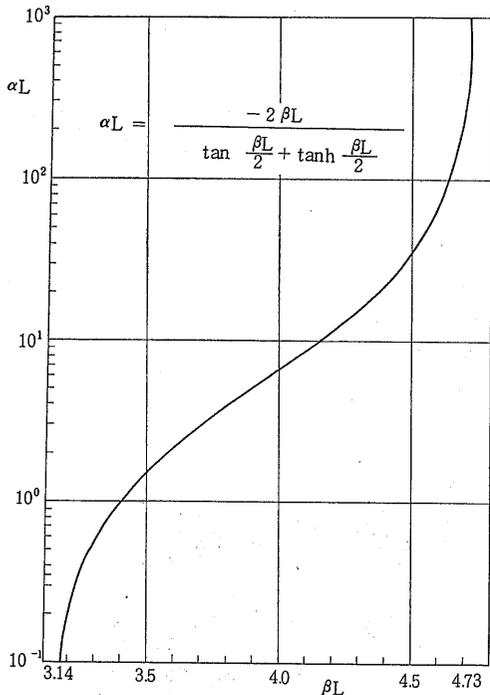


図-4.1 αL と βL の関係

4.2 節で後述する如く、燃料集合体の自由振動の振動数 ($\omega_n/2\pi$) は振幅の増加に伴って小さくなる。それが支持条件 αL 値の変化に起因するものか剛性 EI に起因するものを明らかにする必要がある。

スペーサとタイプレートにより、軸方向の移動を許容しながら相互間の間隔を拘束する形で束ねられている燃料集合体の場合、その断面二次モーメントを解析的に算出することができない。それ故 (6) 式の未知数が 2 ケとなり、固有振動数の実測値から αL 値を求めることができない。そこで、本研究においては中央集中荷重による燃料集合体のたわみ、曲げ応力と αL 値

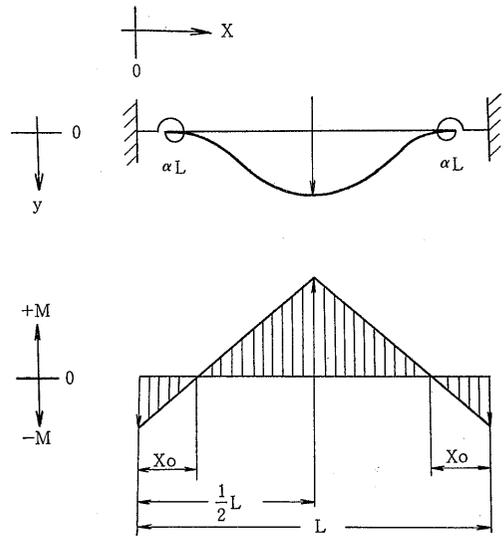


図-4.2 弾性支持棒の曲げモーメント

との関係を導出し、静荷重実験により、その αL 値を求めた。

いま、図-4.2 のように中央集中荷重の作用する弾性支持棒を考えてみる。

$$0 \leq x \leq 1/2L$$

において、

棒のたわみは、

$$\frac{EI}{F} = -\frac{x^3}{12} + \frac{\alpha L}{\alpha L + 2} \cdot \frac{L}{16} x^2 + \frac{1}{\alpha L + 2} \cdot \frac{L^2}{8} x \quad (8)$$

棒の曲げ応力は、

$$\frac{EI}{F} \left(\frac{d^2y}{dx^2} \right) = \frac{\alpha L}{\alpha L + 8} \cdot \frac{L}{8} - \frac{x}{2} \quad (9)$$

で表わされる。その最大曲げ応力は $x=1/2L$ の点で生じ、

$$\frac{EI}{F} \left(\frac{d^2y}{dx^2} \right)_{\max} = \frac{L}{8} \left(2 - \frac{\alpha L}{\alpha L + 2} \right) \quad (10)$$

となる。

支点間距離 L と、 $(d^2y/dx^2)=0$ となる点までの距離 x_0 の比を x_0/L とすると、

$$\frac{x_0}{L} = \frac{\alpha L}{4\alpha L + 8} \quad (11)$$

となり、 x_0/L は αL のみの関数となる。その関係を 図-4.3 に示す。

αL 値が棒の末端にかかる曲げモーメントと傾斜角により定義される値であることから、棒に加わる荷重の分布状態により αL 値が異なる可能性がある。そこ

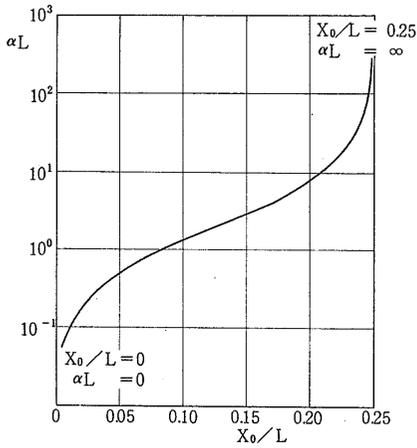


図-4.3 αL と x_0/L の関係

で、棒に加わる応力とたわみの関係および固有振動数の計算値が、振動している棒の場合と仮想した荷重分布の場合とでどのような値となるかを岡崎等の検討結果⁹⁾を利用して比較検討した。その概要を付録-2に示す。この検討により、棒にかかる荷重の分布、棒の変形状態の振動数に及ぼす影響は極めて小さく、本手法により、真の値に極めて近い値が得られることが明らかとなった。

燃料集合体に中央集中荷重を加える実験は、燃料集合体が炉心内にある状態を模擬した支持方法のもとで

行なう必要がある。そこで、上・下タイプレートを短尺の2本の圧力管に挿入し、燃料集合体が鉛直に支持されるよう、両圧力管を架台に固定した。燃料集合体の重量は下部の圧力管に設けたコレット機構で支持した。

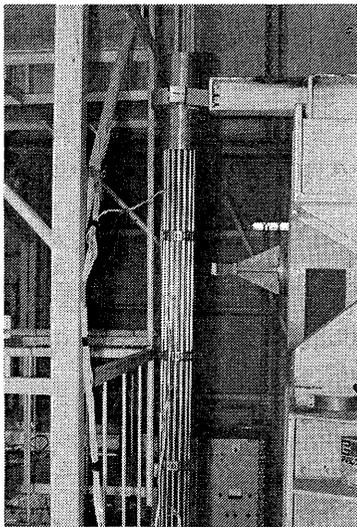
中央集中荷重は燃料集合体の中央部に相当するスペーサに、ばね秤を介して軸に直角な引張荷重として加えた。燃料集合体のたわみ量は荷重点のスペーサについてのみ計測した。

燃料集合体の上部を支持した状態および燃料棒に歪ゲージを貼付した状態を写真-4.1に示す。

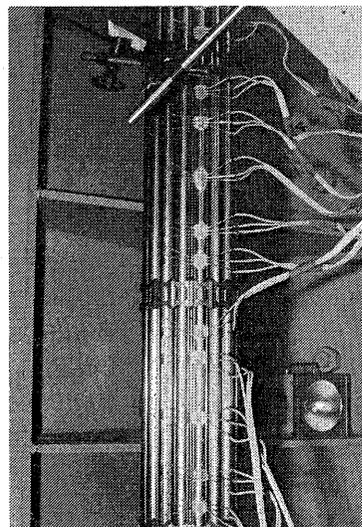
実験により得られた結果の1例を図-4.4に示す。同図において、横軸は燃料集合体の軸方向の距離を表わし、S0~S13は上・下タイプレートおよびスペーサを表わす。 x_0/L 値から(11)式を用いて求めた αL 値は表-4.1の通りである。同表において、全長の欄は燃料集合体を1本の梁または棒と仮想し、案内ばねを支点としてたわむ場合の値である。燃料棒長の欄は、上・下タイプレート間で燃料棒が傾斜するものとした場合の値である。

以上、燃料集合体の支持条件についての実験および解析を行い、次の事項を明らかにした。

- (1) 圧力管に収められ、案内ばねとコレット機構で支持されている燃料集合体の支持条件が、両端支持・両端固定あるいはこれらの組み合わせ

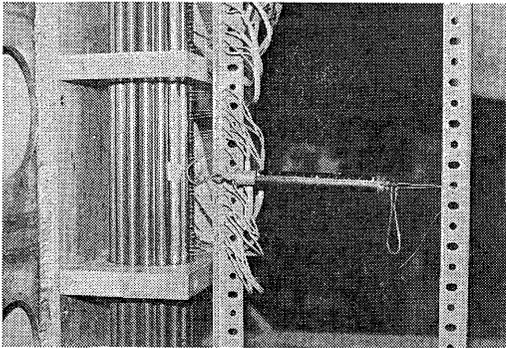


燃料集合体上端部

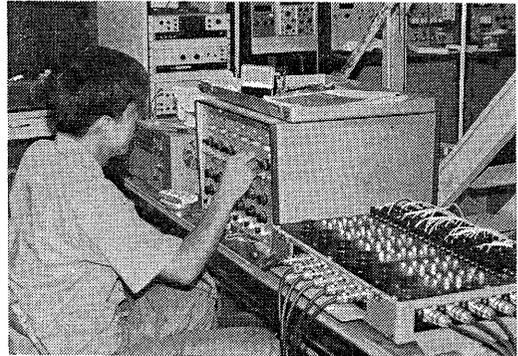


歪ゲージの貼付け状況

写真-4.1 静荷重による歪量の測定
(1) 燃料集合体



燃料棒に静荷重を加えている状況



ストレインメータによる歪量の読取り

写真-4.1 静荷重による歪量の測定
(2) 燃料棒

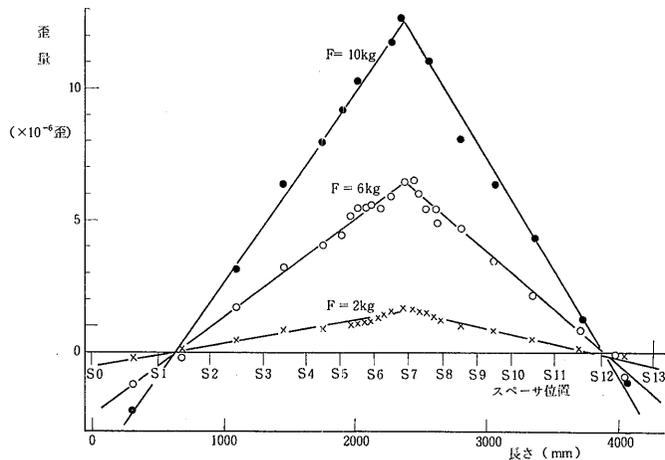


図-4.4 中央集中荷重に対する燃料集合体の歪曲線

表-4.1 αL の実測値

	$L=4,237\text{ mm}$ 案内ばね間長さ	$L=4,070\text{ mm}$ タイプレート間長さ
上端	1.43 (1.10~1.75)	1.52 (1.18~1.85)
下端	3.40 (2.35~4.45)	3.69 (2.60~4.78)
上・下端平均	2.42 (1.75~3.10)	2.60 (1.89~3.32)

(注) カッコ内の数字は実測値の範囲を示す。

せのような単純なものではないことから、弾性支持の概念を取り入れた。

- (2) 静荷重に対する応力分布と支持条件の関係を導出し、燃料集合体の値を求めた。(5F型で $\alpha L \approx 2.42$)
- (3) 燃料集合体の αL 値は、ほぼ一定値であっ

て、荷重の大小による顕著な差異は認められない。

4.2 自由振動特性

一般に粘性減衰および固体摩擦の作用する系の固有振動数および減衰係数は、自由振動の記録波形から近似的に求めることができる。図-4.5 において固有振動数 $f(\omega/2\pi)$ は実線で示す振動波形 ($e^{-\mu t} \sin \omega t$) とその極大値を結ぶ点線 ($e^{-\mu t}$) の接する点の時間間隔から求めることができる。減衰係数 μ (または減衰の速さと呼ぶ) は、振動波形の隣り合う全振幅を次々に読取り、第 i 番目および $(i+1)$ 番目の振幅の関係を图示し、その勾配などから求めることができる。摩擦力による静たわみ a 、固体摩擦力 F 、固体摩擦損 h_0 、 ζ 、 μ と ω_i との間には、次式の

関係があり、減衰振動波形からそれらの振動定数を求めることができる。

$$x_i = \exp\left(\frac{\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}\right) x_{i+1} + 2a\left(1 + \exp\left(\frac{\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}\right)\right) \quad (12)$$

$$\mu x = 2\pi \frac{\mu}{\omega} = 2\pi \frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (13)$$

$$\zeta = \frac{\log \tan \theta}{\pi} \left\{ 1 + \left(\frac{\log \tan \theta}{\pi} \right)^2 \right\}$$

$$a = \frac{F}{k} = \frac{1}{2} \frac{h_0}{1 + \tan \theta} \quad (15)$$

$$\theta = \tan^{-1} \exp\left(\frac{\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}\right) \quad (16)$$

$$h_0 = 2a\left(1 + \exp\left(\frac{\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}\right)\right) \quad (17)$$

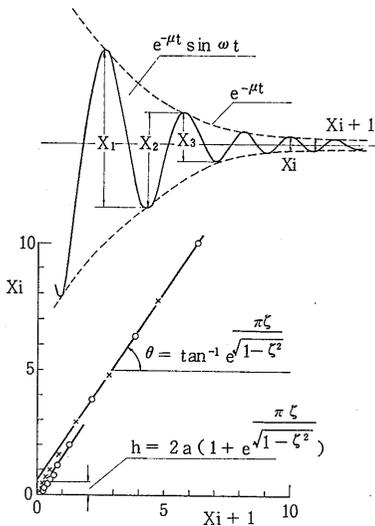


図-4.5 減衰振動波形

自由振動の実験は4.1節に示す装置に燃料集合体を取付け、その中央部に引張荷重を加え、たわみ変位を与えた後、瞬間的に引張力を開放し、燃料集合体に生ずる歪量の変化を電磁オシログラフに記録した。

得られた結果を図-4.6および図-4.7に示す。これらの実験値から以下のことがいえる。

- (1) 振幅の大きい部分の振動数は低く、振幅の減衰につれて振動数が高くなる。
- (2) 振幅の小さい部分の振動数は一定で、その振動が長時間持続する。
- (3) 減衰係数比には固体摩擦の項が含まれており、(図-4.5の h_0) 振幅の大きい部分では、その影響が大きい。

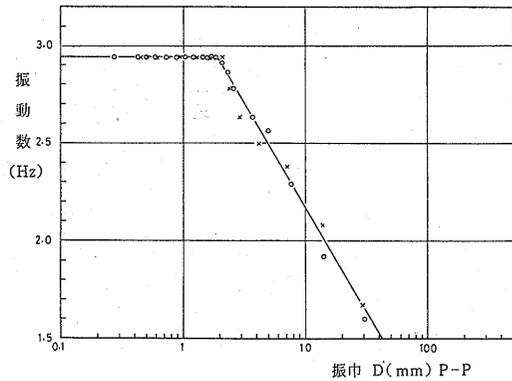


図-4.6 燃料集合体の自由振動振幅と振動数の関係 (5F型)

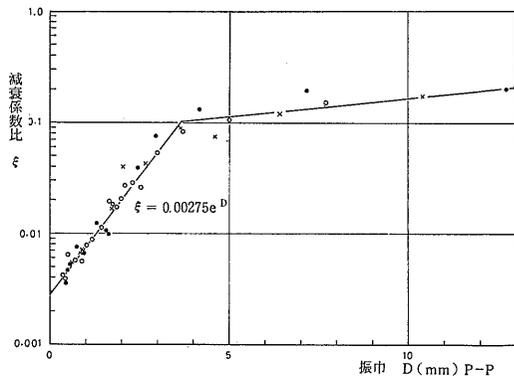


図-4.7 燃料集合体の振幅と減衰係数比の関係 (5F型)

(4) 減衰係数比 ζ は次式で近似できる。

$$\zeta = 0.08 \sim 0.15, \quad D > 3 \text{ mm}$$

$$\zeta = me^{nD}, \quad D \leq 3 \text{ mm}, \quad m = 0.00275, \quad n = 1$$

即ち、この燃料集合体は固有振動数が 1.6 Hz (実測の範囲で) から 2.94 Hz まで変化する減衰係数比の大きな部分 ($\zeta \approx 0.1$) と振動数が一定値 (2.94 Hz) で減衰係数比の減少する部分からなっている。前者から後者への移行は連続的であり、振幅と振動数の間には何らかの関係があるように見える。

いま、自由振動している1本の梁について考えてみる。その振動数 f は、

$$f = \frac{1}{2\pi} \frac{(\beta L)^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (18)$$

で表わされ、物性値と境界条件により決まる。

燃料集合体の場合、これらの定数のうち、振幅 (エネルギー) 依存性のあるものとして、剛性 EI および境界条件 βL が考えられる。このうち、 βL について

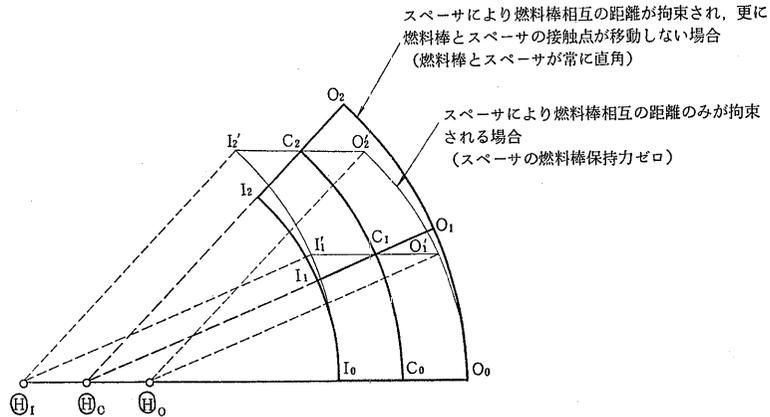


図-4.8 燃料集合体のたわみモデル

表-4.2 燃料集合体の固有振動数

		$\alpha L=0$ (Hz)	αL_{EXP} (Hz)	$\alpha L=\infty$ (Hz)
計算値	保持力最大	3.84	4.87~5.40	8.70
	保持力最小	0.372	0.473~0.523	0.844
実測値	大 振 幅		2.94→1.6	
	小 振 幅		2.94	

(注) αL_{EXP} の計算値は $\alpha L=1.725\sim 3.10$ に対する値を示す。

は、4.1 節の実験により、 αL 値が荷重（たわみ量，振幅に相当）の大小に関係なく、ほぼ一定値であることが明らかにされている。

そこで、燃料集合体のたわみモデルを 図-4.8 の如くに想定し、その固有振動数を求めた。その結果を表-4.2 の計算値欄に示す。同表において αL_{EXP} は 4.1 節の実験データより得られた αL の平均値 1.725~3.10 に対するものである。「保持力最大」はスペーサにより燃料棒相互間の距離が一定に保たれ、さらに、スペーサの燃料棒保持力が無限大で燃料棒とスペーサの接触点が移動しないケースである。この時の断面二次モーメント I は燃料棒の束を剛体とみなして求められる。 $(I \cong 1.45 \times 10^6 \text{ mm}^4)$ 「保持力最小」は燃料棒相互間の距離は一定に保たれるが、スペーサの保持力がゼロで、燃料棒はスペーサ間を自由に伸び縮みできるケースである。この時の I は燃料棒の数とその断面二次モーメントの積に相当する。 $(I \cong 3.67 \times 10^4 \text{ mm}^4)$

固有振動数の実測値は振幅約 30 mm で約 1.6 Hz, 2 mm 以下で 2.94 Hz であり、 αL_{EXP} の計算値の範囲

内にある。末端の支持条件 $\alpha L=1.725\sim 3.10$ 一定とし、振動数の実測値から燃料集合体の I を逆算すると 図-4.9 のとおりとなる。この実測値は燃料集合体の中央部での初期たわみ量が 100 mm 以下での減衰振動波形についてのものであるが、図-4.6 の関係を更に大振幅の領域まで拡張すると、その I は振幅約 190 mm で保持力最小時の値にまで低下する。

中央集中荷重による燃料集合体中央部のたわみ量は荷重 40 kg に対して約 100 mm であり、その I は 図-4.9 における振幅 100 mm の時の値に近い。また、この時の最外周燃料棒上でのスペーサ支持点の移動量 (図-4.8 $O_1 \leftrightarrow O_1'$ に相当) はスペーサ間隔 260 mm の部分で約 0.64 mm であり、たわみに寄与する被覆管の伸びの項はその 1/20 以下である。この移動量は 4,070 mm の上・下タイプレート間で約 10 mm に相当し、両タイプレートは約 12° 傾斜することになる。

一方、中央集中荷重による歪量の測定時 (図-4.4 参照, 10 kg 以下) におけるたわみ量からの推定値 (上・下タイプレート部に設けられている案内ばねのたわみによるものを除く) は $I \cong (2\sim 3) \times 10^5 \text{ mm}^4$ であり、

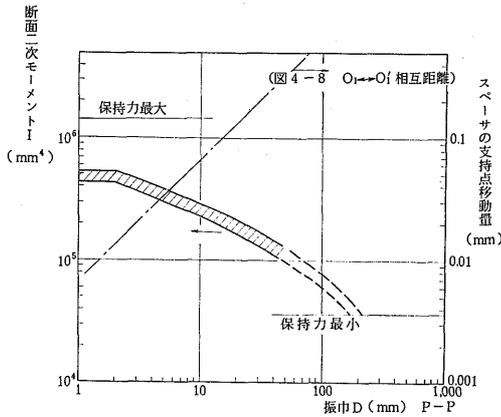


図-4.9 振幅と断面二次モーメントの関係

図-4.9 の値に近い。

以上、燃料集合体の振動特性を解明するための実験および解析を行い、次の事項を明らかにした。

- (1) 固有振動数は振幅に依存し、振幅 2mm 以下では 2.94 Hz 一定である。それ以上の振幅では振幅の増大につれて振動数が減少する。
- (2) 減衰係数比は、振幅の減少とともに減少し、振幅 3mm 以上では $\zeta=0.08\sim 0.15$ である。3mm 以下では振幅の減少につれて急激に減少し、2mm では $\zeta=0.03$ である。
- (3) 燃料集合体の断面二次モーメント I は、振幅あるいはたわみ量に依存するものと推定される。その推定値は中央部のたわみ量(振幅)が 10mm の時 $I=(2\sim 3)\times 10^5 \text{ mm}^4$ 、100mm の時 $I=(6\sim 8)\times 10^4 \text{ mm}^4$ である。

4.3 強制振動特性

強制振動外力に対する燃料集合体の特性を調べる実験には、上・下タイププレート部をタイププレート加振治具で上下2台の振動子に固定し、両振動子を同相で水平方向に加振し、燃料集合体各部の周波数応答を計測する方法を用いた。

周波数応答特性の1例を図-4.10に示す。同図において、S6/S0は加振点S0の加速度に対する計測点S6の加速度の比を db 表示したものである。この計測点は燃料集合体の中央部に近い位置にあり、奇数次の共振点で規則正しくピーク値が表われている。S3/S0およびS4/S0は偶数次の共振点でピークの得られる点についてのものである。

これらのグラフから得られた高次共振の振動数 f_n は、表-4.3 および 図-4.11 のとおりであり、

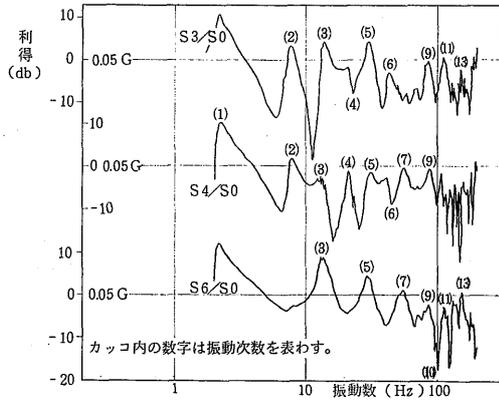


図-4.10 燃料集合体の周波数応答特性 (5F型)

$$f_n = f_0(\beta_n L)^2 \approx 0.098 \left\{ \left(n + \frac{1}{2} \right) \pi \right\}^2 \quad (19)$$

で表わすことができる。

振動数方程式の根 $(\beta_n L)$ が $(n+1/2)\pi$ のケースは端末支持条件 αL が無限大に相当し、タイププレートの部分が振動子に完全に固定されている状態を示す。

固有振動数に振幅依存性があることが明らかになっているため、振動加速度をパラメータとし、0.01, 0.03, 0.05 G の3ケースについての掃引振動試験を行い、その影響について調べた。ここで、加速度 0.05 G

表-4.3 S6点の共振振動数と利得

共振	振動数 (Hz)	利得 S6/S0 db
1次	2.2	12.5
2次	7.4	
3次	13.5	9.5
4次	22	
5次	30	5.0
6次	43	
7次	55	1.5
8次	70	
9次	84	-2.0
10次	100	
11次	113	-2.0
12次	135	
13次	155	1.0

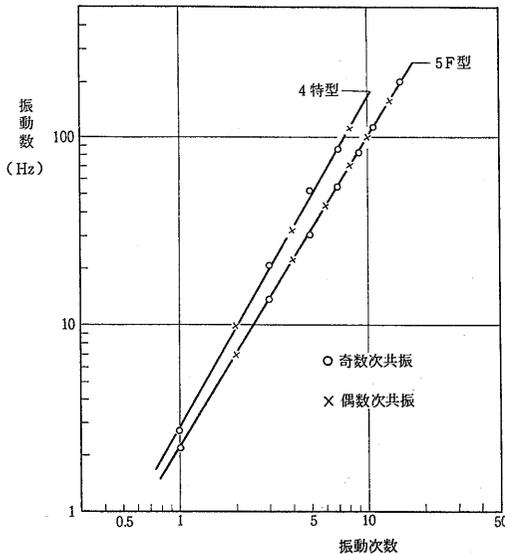


図-4.11 燃料集合体の振動モード

は1次共振時のたわみ量が過大にならないように選んだ値である。その際のたわみ量は自由振動試験時の初期計測波形の振幅値に近い。また、0.01 G はトラッキング・フィルタへの入力信号が非共振点で過小とならない限界値として選んだものである。

これらの実験により得られた周波数応答からは、加振力の大小による有意な差は認められなかった。それは、固有振動数が明らかに上昇する領域の振幅が 2~3mm 以下であること、および、共振点での振幅倍率が 4~6 倍に達することからも明かなように、更に 1桁~2桁小さな加振力のもとでの実験を必要とすることを意味している。

燃料集合体が圧力管に挿入された状態での振動試験の結果については 6.1 節で述べる。

以上、燃料集合体の上・下端を振動子に取付けた状態で、燃料集合体単体の強制振動試験を行い、次の事項を明らかにした。

- (1) 0.5~200 Hz の振動外力に対する燃料集合体の周波数応答特性を得た。
- (2) 加振加速度 0.01~0.05 G の 1 次共振振動数およびその利得は、2.2 Hz および 4~6 倍である。
- (3) 高次共振の振動数は、 $f_n = 0.098 \{(n+1/2)\pi\}^2$ で表わされる。

4.4 燃料棒の振動特性

燃料棒の振動特性を調べるため、強制振動試験と静

荷重試験を行った。

強制振動試験は、スペーサで支持されている燃料棒の周波数応答を調べ、その振動特性を解明するために実施したものである。

燃料集合体をスペーサ固定治具に取付けて固定し、それを上・下 2 台の振動子で水平方向に加振した。代表的な燃料棒として燃料集合体の横断面の直角方向にある 2 本の燃料棒を選び、各々水平面上の 2 方向についての応答特性を調べた。

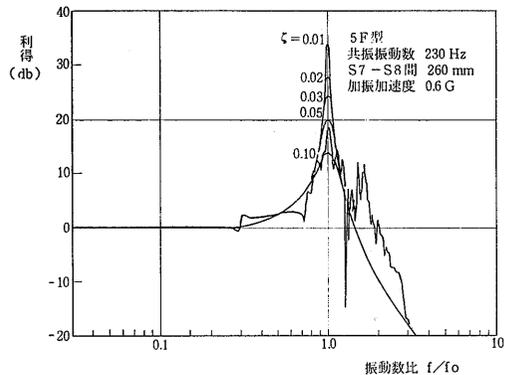


図-4.12 燃料棒の周波数応答特性

振動特性の計測では、燃料棒の加速度と、その上・下にあるスペーサの加速度を計測し、トラッキング・フィルタおよび位相差計を介して、掃引周波数成分についての周波数応答を求める方法をとった。典型的な周波数応答の記録例を図-4.12 に示す。同図において横軸は 1 次共振振動数で規格化したものである。縦軸はスペーサの加速度に対する燃料棒の加速度の比を db 表示したものであり、20db で 10 倍、40db で 100 倍に相当する。細線は減衰係数比 $\zeta=0.01\sim0.1$ の振動性二次要素の系について、周波数応答の計算値を示したものである。共振点でのピーク値は $\zeta=0.04\sim0.1$ の間にあり平均値は約 0.08 である。周波数応答曲線にはこのような典型的な形の、1つのピークを持つもののほか、相隣るスパンでの共振との関連で、2ケまたは 3ケのピークに分かれているものがある。

振動加速度の大小による周波数応答の変化を調べるため、0.05~0.2 G の範囲で振動加速度を変え、その応答特性を求めた。その結果の 1 例を図-4.13 に示す。このケースでの振動数および利得は表-4.4 の通りであり、振動加速度の大小による顕著な差異は認められない。僅かに、1 次共振時の利得が加速度の増大につれて減少する傾向にあることがうかがえる程度で

表-4.4 振動加速度の影響

(Ⅲ-1-2/S2)

ピーク点 振動加速度	ピーク 1		ピーク 2		ピーク 3	
	振動数 Hz	利得 db	振動数 Hz	利得 db	振動数 Hz	利得 db
0.05 G	76	21.0	103	5.5	180	13.0
0.10 G	76	20.5	104	5.0	180	16.5
0.20 G	75	15.5	104	5.0	180	15.5

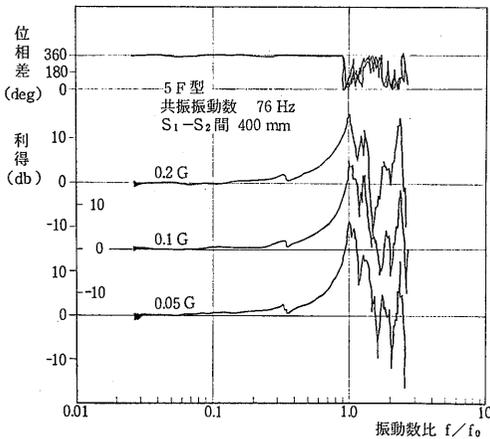


図-4.13 燃料棒の周波数応答特性 (加速度の影響)

ある。

複数のスペーサにより連続梁のような形で支持されている燃料棒の支持条件を求めるため、中央集中荷重による静荷重試験を行った。支持条件 αL の算出には 4.1 節で述べた方法を用いた。中央集中荷重による歪曲線の 1 例を図-4.14 に示す。この図ではスペーサ番号 S7 と S8 の中間点で燃料棒に 1.0, 2.0, 3.0 kg の荷重を加え、その時燃料被覆管に生じる歪量を計測したものである。燃料棒はスペーサのリング素子に設け

られている 2 個の固定ディンプル (径方向 2 点, 軸方向 2 点の 4 点支持) およびばねディンプル 1 個 (1 点支持) で支持されており、荷重の方向によって支持条件が異なる。(図-2.1(2) 参照) 図-4.14 の部分では引張荷重に対して $\alpha L \approx 4.5$ 、圧縮荷重に対して $\alpha L \approx 3.9$ の値が得られた。

燃料棒が多数のスペーサで支持されている場合、スペーサの支持条件が見かけ上大きくなる。そこで、スペーサ数の増加に伴って支持条件がどのように変化するかを調べた。その結果を図-4.15 に示す。同図において、点線はスペーサによる弾性支持の場合を示し、実線は刃型の V ブロックによる単純支持の場合を示す。V ブロックによる支持は 2 個の V ブロックを組み合わせることができる菱形の空間に燃料棒を通し、棒の円周上を 90° 毎の 4 点で支持するもので、ナイフエッジの部分は鋭利な刃型となっている。実験の状況を写真-4.2 に示す。

スペーサ数 (ブロック数) 2 個の場合の αL 値は 2F 型スペーサ (二次試作燃料集合体のスペーサ) による弾性支持の場合に 0.67, V ブロックによる単純支持の場合 0.08 (完全な単純支持の場合 $\alpha L=0$ でなければならない) である。等間隔でその両側にスペーサ等を設け、4 個で支持した場合の αL 値はそれぞれ 3.1 と 3.3 となる。等間隔の 4 点で支持された梁の理

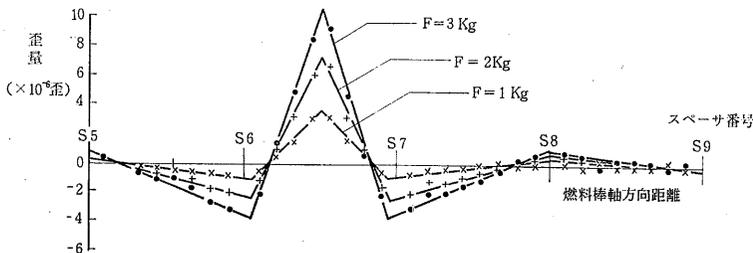


図-4.14 中央集中荷重による燃料棒の歪曲線 (5F 型) (S6-S7 間に引張荷重を加える)

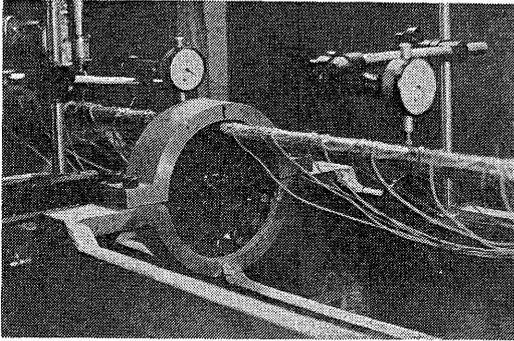
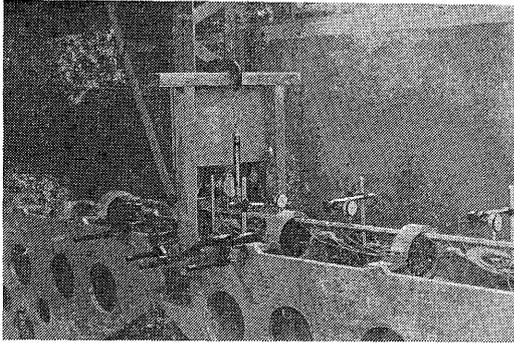


写真-4.2 スペーサ数と燃料棒 αL 値との関係の測定

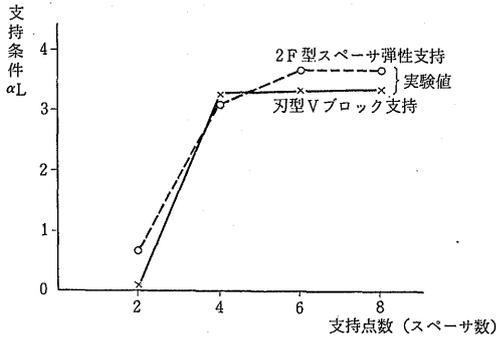


図-4.15 燃料棒支持点数と αL の関係

論計算による αL 値は 3.0 であり、両実験値は計算値とほぼ一致する。支持個数が更に増加した場合、 $\alpha L=0$ で支持された連続梁では見かけ上の αL 値に有意な変化のないことが証明されている。Vブロックによる実験の結果も同様で、殆んど変化していない。これに対し、スペーサによる弾性支持の場合には僅かな αL 値の向上が見られる。

以上、燃料棒についての強制振動試験および静荷重試験を行い、次の事項を明らかにした。

- (1) 燃料棒の共振動数を求めた。(5F型、スペー

サ間隔 260 mm で約 240 Hz)

- (2) 周波数応答から求めた燃料棒の減衰係数比は $\zeta=0.05\sim 0.1$ であり、その平均値は約 0.08 である。
- (3) 応答は 0.05~0.2 G の範囲で、線型であり、振動性二次要素の系で近似できる。
- (4) スペーサの支持条件は、 αL 値が極めて小さく、ディンプルに対する荷重の方向により αL 値が変わる。
- (5) 多数のスペーサで支持されている燃料棒の支持条件は連続梁の効果により、見かけ上大きくなり、 $\alpha L=3\sim 4$ に向上している。

4.5 スペーサの振動特性

スペーサの外周には突起があり、燃料棒が制限値を超えて圧力管の壁に近づくことを制限している。燃料集合体が圧力管に衝突する際には、この突起が圧力管に衝突し、弾性変形し、衝撃力を緩和する役目を果たす。これをばね要素と減衰要素からなる 1 つの振動系と考えると、スペーサと圧力管の衝突による反発力は次式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} P &= K(y_i - \delta) + \mu y_i & |y| \geq \delta \\ P &= 0 & |y| < \delta \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

ここで、

- K ; スペーサのばね定数
- μ ; スペーサの粘性減衰係数
- y_i ; i 番目のスペーサ位置での燃料集合体の変位
- δ ; スペーサと圧力管の隙間

を表わす。

振動要素としてのスペーサの特性を把握するためには、これらの定数を実測する必要がある。

スペーサのばね定数を求める実験は、次の要領で行った。

燃料棒と同一外径の丸棒 (長さ約 100 mm) をスペーサにさし込み、その両端をフランジで固定する。フランジを治具に固定し、スペーサに静荷重を加える。荷重とスペーサの変位の関係を求め、そのばね定数を算出する。その概念、実験用に製作したスペーサブロックおよび得られた結果を図-4.16、写真-4.3 および図-4.17 に示す。

スペーサの外周に設けられている突起部および各リング素子ディンプル部 (図-2.1 参照) のたわみにより、変位し得る最大値は計算上 1.47 mm である。この範囲での実測値は図-4.17 に実線で示す如く、



写真-4.3 スペーサブロック

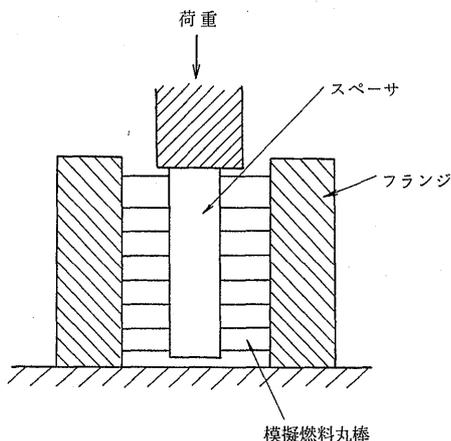


図-4.16 スペーサのばね定数の測定

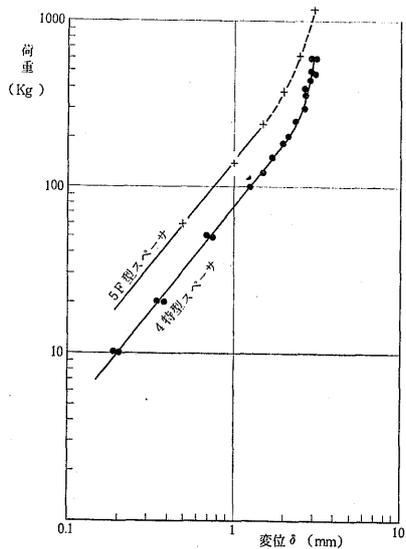


図-4.17 スペーサばねの荷重と変位の関係

$$\left. \begin{aligned} F &= 140\delta^{1.25} && (5F \text{ 型 スペーサ}) \\ F &= 75\delta^{1.25} && (4 \text{ 特型 スペーサ}) \end{aligned} \right\} (21)$$

F ; 荷重 (kg)
 δ ; 変位 (mm)

で近似できる。これを超える領域では突起部などの変形は起り得ず、単位変位置当りの荷重量は無限大となる。実験では燃料模擬丸棒のたわみ、スペーサ全体の変形（ゆがみ）などに起因する僅かな変位が計測されている。

スペーサが圧力管に衝突する際に生ずる反発力は、スペーサに粘性減衰のみが働くものとして、次の要領で求める。

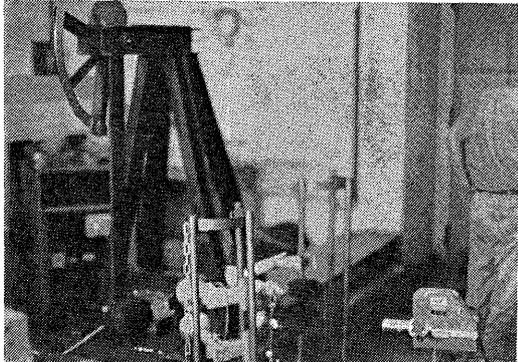


写真-4.4 スペーサの反発係数の測定

図-4.16 に示すスペーサブロックを 写真-4.4 に示す振り子式衝撃試験機に取付けて固定し、実効質量が燃料集合体と圧力管の質量（スペーサ間）と等価になるような重錘を初期角 θ から振り下ろし、スペーサに衝突させる。その際の衝撃加速度とはね返り角 θ' を計測する。

この方法において、重錘がスペーサと衝突し、離れるまでの運動方程式は、次式で表わされる。

$$\frac{W}{g}\ddot{x} + \mu\dot{x} + Kx = 0 \quad (22)$$

- $\frac{W}{g}$; 重錘とスペーサの質量
- μ ; 粘性減衰係数
- K ; スペーサのばね定数
- x ; スペーサの変形量
- τ ; 重錘が衝突後スペーサから離れるまでの時間

衝突の前後における速度の比で定義される反発係数 K_0 は、摩擦抵抗などのない系において、

$$K_e = \left(\frac{1 - \cos \theta'}{1 - \cos \theta} \right)^{1/2} \quad (23)$$

で表わされる。

実験により得られた反発係数を図-4.18に示す。同図において、衝撃力がある値までは反発係数が約0.4以上のほぼ一定の値を示す。衝撃力がそれ以上になると、反発力が急激に低下し、スペーサは復元力を失い、変形してしまう(4特型では約700kg以上)。後述する解析計算コードによる動的挙動解析では、地震時の衝撃力が230kg未満であり、反発係数は0.4~0.6の領域にある。

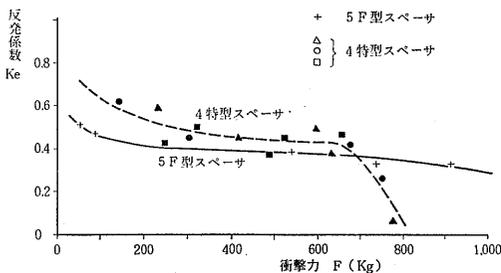


図-4.18 スペーサの反発係数

スペーサの減衰係数は反発力から求めることができる。

粘性減衰力の働く振動の運動方程式(22)式において、 $\mu^2 < 4K(W/g)$ のとき、減衰振動の周期 T 、相次ぐ極値の時間間隔 τ 、反発係数 K_e および減衰係数 μ は、次式で表わされる。(付録-3 参照)

$$T = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{K}{(W/g)} - \frac{\mu^2}{4(W/g)^2}}} \quad (24)$$

$$\tau = \frac{\pi}{\sqrt{\frac{K}{(W/g)} - \frac{\mu^2}{4(W/g)^2}}} \quad (25)$$

$$K_e = \frac{x_n + 1}{x_n} = \exp\left(-\frac{\mu}{2(W/g)}\tau\right) \quad (26)$$

$$\mu = \frac{2(W/g)(K \cdot g)^{1/2} \log K_e}{\{\pi^2 + (\log K_e)^2\}^{1/2}} \quad (27)$$

以上、スペーサのばね特性および反発係数を求める実験を行い、次の事項を明らかにした。

- (1) スペーサのばね定数は一定値ではない。(5F型で $F \approx 140g^{1.25}$)
- (2) スペーサの反発係数は0.4~0.8であり、衝撃力に依存する。

5. 振動実験

耐震強度の確認および解析計算法の妥当性の評価のため、正弦波による振動実験および地震波による加振実験を行った。本章では実験の方法、実験結果の概要について述べ、実験結果の検討、計算値との比較等については7.1節に集約することとする。

5.1 正弦波による振動実験

正弦波による振動実験は燃料集集体を圧力管加振治具に収め、その上・下端を所定の振動数、加速度の正弦波で水平方向に加振し、燃料集集体および圧力管各部の振動挙動を計測したものである。

実験はその目的に応じて、(1) 周波数応答を調べる実験、(2) 振動挙動を調べる実験、および(3) 振動変位波形を詳細に調べる実験に分けて実施した。

以下、その方法と得られた結果の概要について述べる。

5.1.1 周波数応答

この実験は燃料集集体および圧力管各部の周波数応答を調べるためのもので、実験条件は次のとおりである。

振動数	2~100 Hz, 20分間連続掃引
加速度	0.1, 0.5 G
計測点	S0~S13, S0PT~S13PT
計測項目	燃料集集体入り圧力管の応答加速度, 圧力管内燃料集集体の応答加速度, 燃料集集体と圧力管の加速度比

実験の状況は、図-3.2, 写真-3.4, 3.7, 3.8に示したとおりである。写真で見られるように、圧力管には計測用の孔が設けられており、各スペーサに加速度計を接着固定することができる。各加速度計の出力信号はトラッキング・フィルタに入れ、加振周波数成分についての各部の応答曲線をデシベル表示し、X-Yレコーダで作図する。

燃料集集体入り圧力管の応答加速度の計測は、圧力管加振点の加速度と各スペーサ位置での圧力管の加速度の比を求めるものである。圧力管内の燃料集集体の応答加速度の計測は、上・下タイプレートの加速度と各スペーサの加速度の比を求めるものである。

得られた周波数応答曲線の1例を図-5.1および図-5.2に示す。トラッキング・フィルタの同期周波数範囲は5 Hz~5 kHzであり、同図における5 Hz以下での精度は確められていない。本実験では5 Hzにおける計測点の加速度を読み取り、その値を基準(0 db)

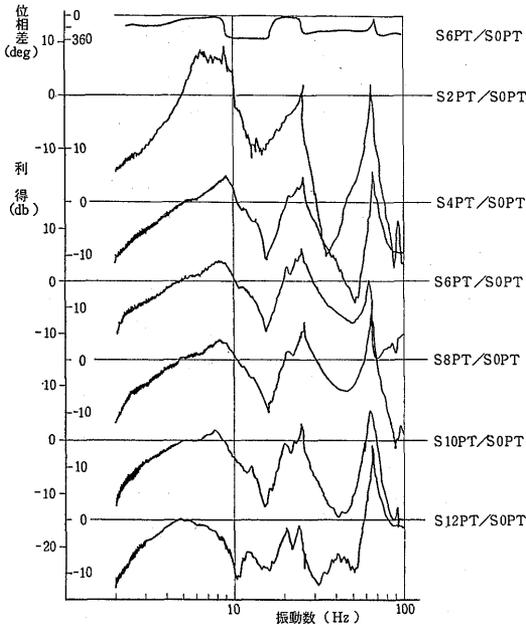


図-5.1 燃料集合体入り圧力管の周波数応答 (4 特型)

として応答曲線を描かせた。

圧力管の応答曲線では 8~9Hz, 約 27Hz, 約 65Hz にピークがあり, 約 15Hz, 35~50Hz にノッチがある。燃料集合体では 8~9Hz, 約 13Hz にピークがある。

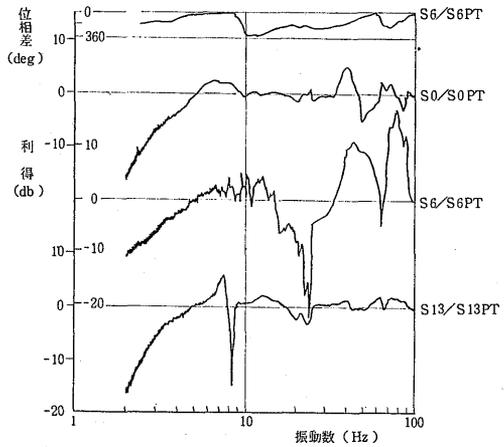


図-5.3 燃料集合体と圧力管の加速度の比 (4 特型)

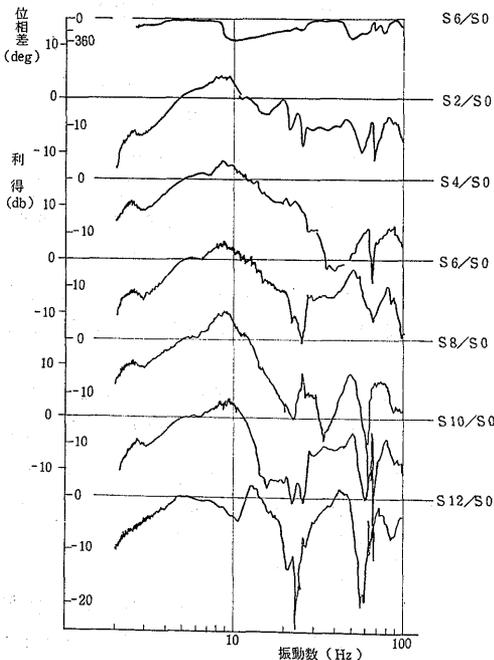


図-5.2 圧力管内燃料集合体の周波数応答 (4 特型)

図-5.3 は燃料集合体と圧力管の加速度比を示したものである。S0 点では 40~50Hz に小さなピーク, ノッチがあり, S13 点では 7~8Hz にピーク, ノッチがある。しかし, S13 点のノッチを除けば上・下端部は圧力管とほぼ同振幅, 同位相で振れていることがわかる。S6 点では約 9Hz の共振点までは圧力管とほぼ同一振幅 (圧力管とスペーサの隙間分だけ燃料集合体の振幅が大きくなる) と同位相で振動する。約 15Hz (圧力管のノッチ点) 以上では逆相となり, 約 26Hz (圧力管のピーク点) 以上では燃料集合体と圧力管の衝突または接触が全くなくなる。この時の燃料集合体への振動外力は上・下タイププレートからのものだけとなり, その振動挙動は燃料集合体の応答特性に近い。

9.2Hz (圧力管の共振点) および 13Hz (燃料集合体の 3 次共振点) における各部の加速度を 図-5.4 に示す。同図における加速度は絶対値で表示したものであり, その中には衝撃加速度が含まれている。

5.1.2 振動挙動

5.1.1 の実験により, 燃料集合体と圧力管の加速度が特に問題となる位置および振動数の範囲が明らかになったことから, この実験ではそれらの位置における特定の振動数での加速度, 変位, 相対変位などを実験

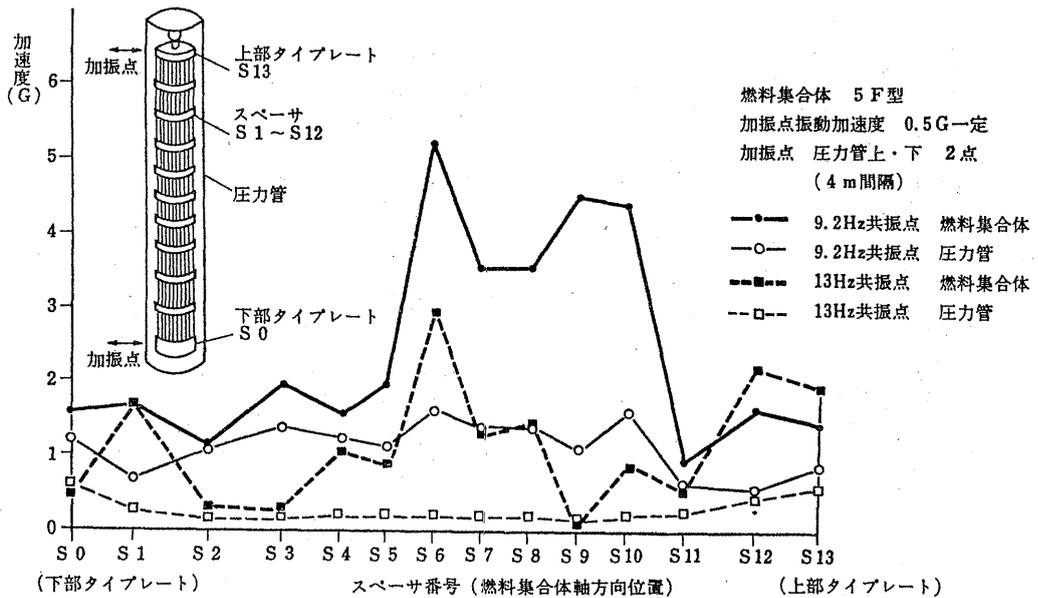


図-5.4 燃料集合体および圧力管の加速度

的に求めた。実験条件は、次のとおりである。

振動数 5~13Hz 内の特定振動数の数点
 加速度 0.1~0.6G, 0.1G 間隔
 (部分的に 0.5, 1.0, 1.5G のケース)

計測点 S6, S8, S10

計測項目 加速度, 変位, 相対変位

加速度の検出には振動計および特殊低域型振動計を用い、相対変位の計測には非接触型振動変位計を用いた。これらの出力信号はペン書きオシログラフおよびシンクロスコープにより記録、撮影した。

ペン書きオシログラフによる記録の1例を図-5.5に示す。同図において、横軸は0.02sec/div目盛である。縦軸は任意単位で、その尖頭値は読取振幅欄および読取加速度欄の通りである。最下段の曲線(KAM AN S6-S6PT)はS6点での燃料集合体と圧力管の相対変位を示したものである。

5Hz, 0.6Gでの振幅は±7mmであり、S6点の振動変位はスペーサと圧力管の隙間よりかなり大きい。相対的に質量の大きい燃料集合体(S6)では正弦波に近い変位波形を示すのに対し、質量の小さい圧力管(S6PT)には燃料集合体の衝突による変位波形の歪が見られる。両者の衝突時には、両者の質量に逆比例し方向が逆の衝撃加速度が発生する。相対変位の波形には衝突後50Hz前後の振動数を有する3~4サイクルの減衰振動波形が発生する。これは燃料集合体が圧力

管に衝突し、はね返された後、両者が数回にわたり接触していることを示すものである。4特型の場合、その振動数は全データにわたり、45~50Hzのほぼ一定値である。

この振動数はスペーサばねとスペーサ間の質量で構成される振動系の固有振動数に最も近い。スペーサ間隔260mmに、単位長重量0.034kg/mmの質量がばね定数 K kg/mmのスペーサで支持されている系を考えた場合、 $K=70\sim 90$ kg/mmで、固有振動数45~50Hzの系となる。スペーサばね定数の実測値は図-4.17の通りであり、4特型の75kg/mmは K の値とほぼ一致する。他方、燃料集合体の剛性 EI とスペーサ間の質量で構成される系の固有振動数は約350Hzであり、数倍高い領域にある。

10Hz, 0.3Gおよび13Hz, 0.3Gの振幅は、それぞれ±0.74mmおよび±0.44mmであり、加振点の振幅はスペーサと圧力管の隙間より小さい。振動倍率の高いS6点では引続き両者の衝突が起るが、燃料集合体は衝突エネルギーにより隙間範囲内を自由運動する三角波の変位波形に近づく。そして23Hzではその変位量が小さくなり、静止状態に近づく。

相対変位の測定データから5Hz(一部7Hzを含む)における加振加速度と相対変位の最大値との関係を整理すると図-5.6のようになる。同図における5F型隙間および4特型隙間の線は、それぞれのスペ

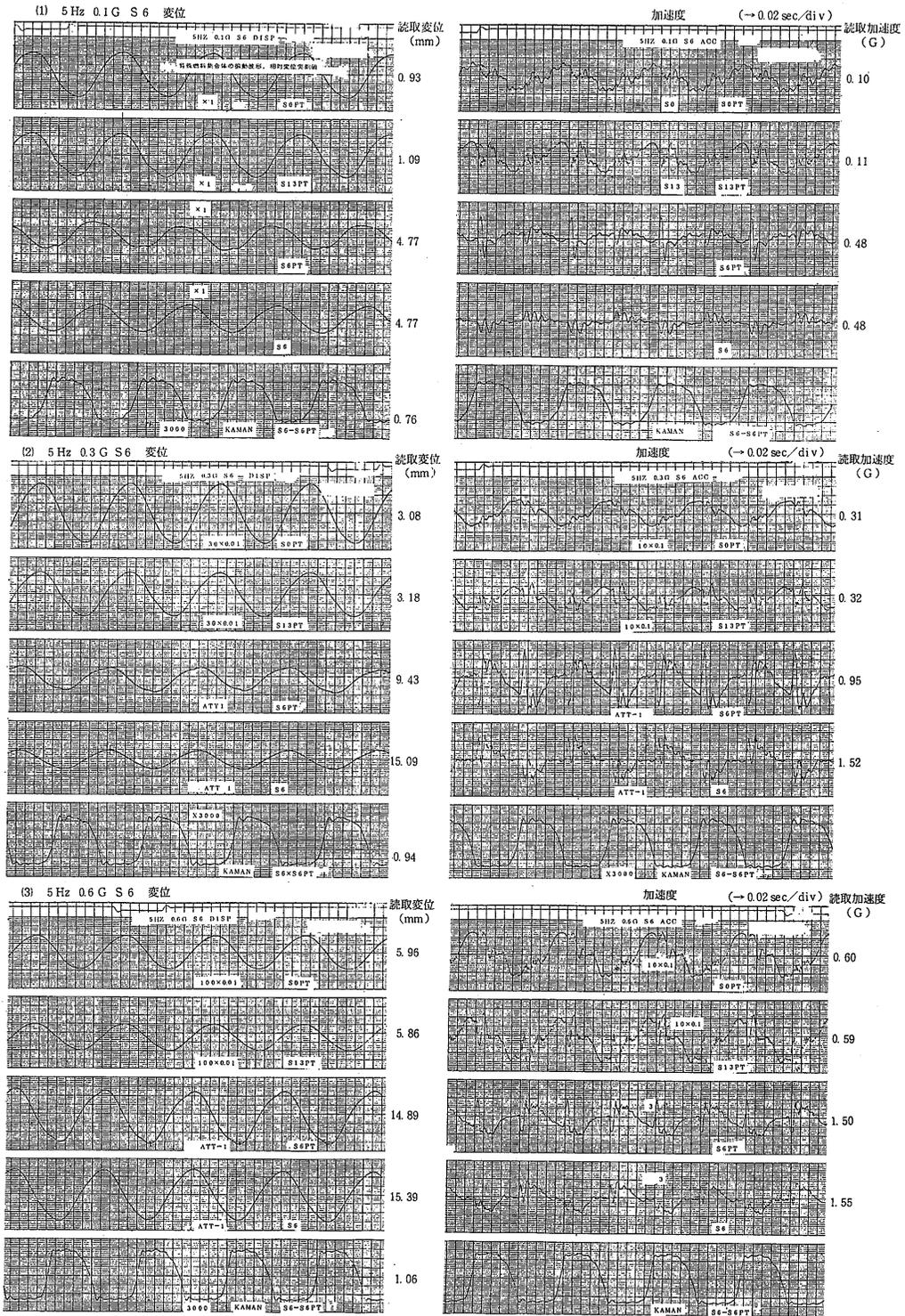


図-5.5 (1)-(3) 振動挙動の記録例 (4 特型)

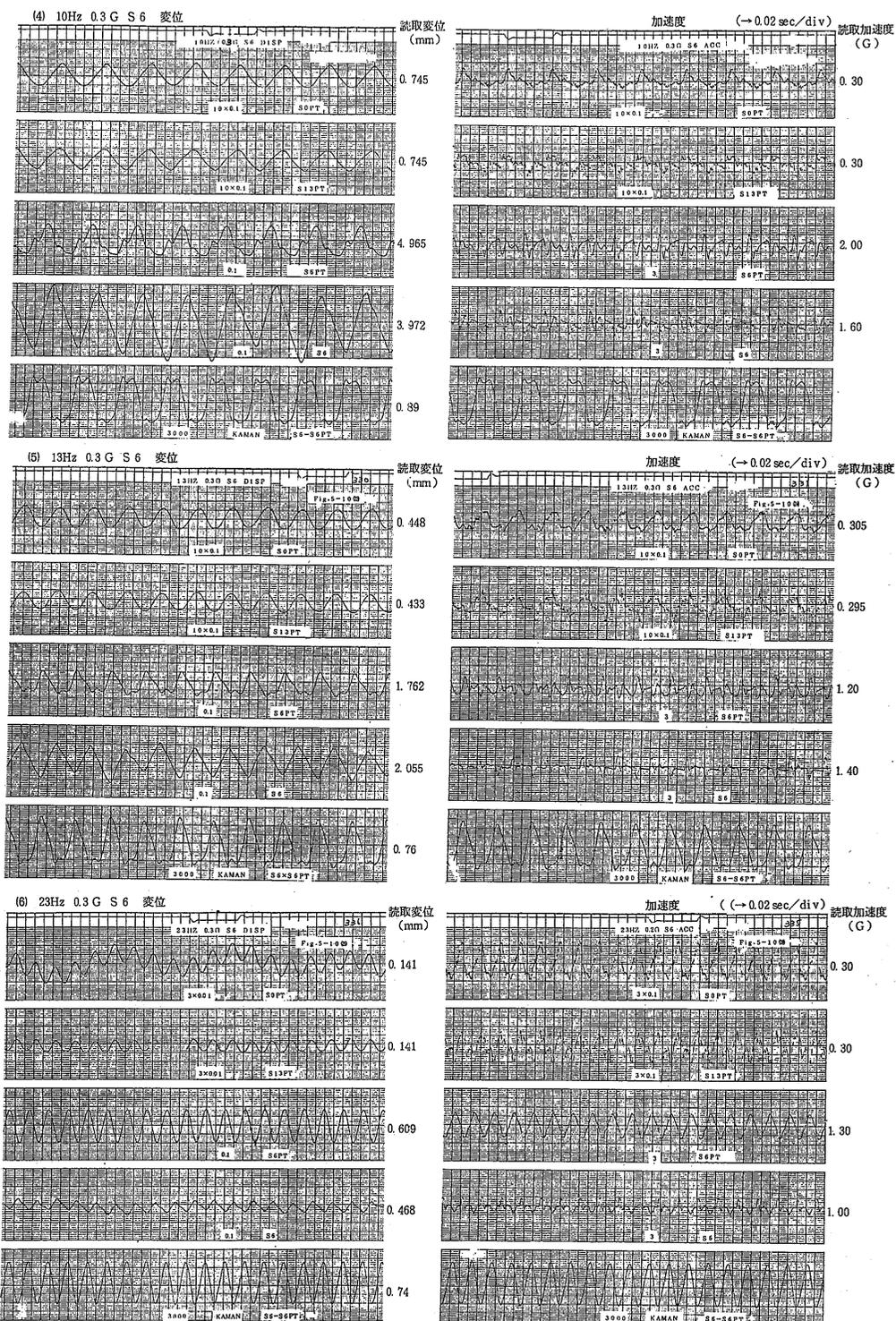


図-5.5(4)-(6) 振動挙動の記録例 (4 特型)

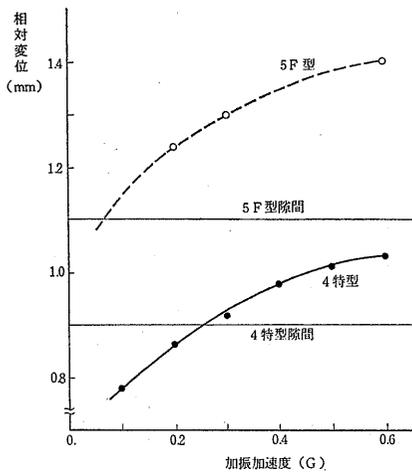


図-5.6 加振加速度と相対変位の関係

一サ外径と圧力管内径の実測値から求めた片側隙間である。4特型では計算上 0.26 G 以下ではスペーサが圧力管に接触しないことになる。しかし、図-5.5 における相対変位、加速度の波形から明かなように、相対変位が 0.9 mm 以下のケースでも衝突している。その主な原因は圧力管の中心位置からの燃料集合体の偏心（前後方向あるいは左右方向）によるものである。

燃料集合体および圧力管の固有振動数は比較的低く、ペン書きオシログラフにより、その挙動を忠実に記録できる。しかし、スペーサ間の燃料棒（燃料バンドル）の固有振動数および衝撃波の振動数はその範囲を超えているため、シンクロスコープによる波形の観察を行った。

図-5.7 は燃料棒の振動挙動を撮影したものである。上段の波形は S6 と S7 の中間点における燃料棒の振動変位波形を示し、下段は S6 の振動変位波形を示す。両波形の縦軸は任意単位であるが、同一レンジで撮影されており、上・下波形の比較により燃料棒の振動変位の大小を求めることができる。燃料棒は 370 Hz 前後で共振し、その振幅は S6 点の約 2.5 倍に達している。地震時の挙動が問題となる約 30 Hz 以下の振動数に対しては、5, 10, 30 Hz の例で見られるように、スペーサの振動変位と同一値であり、特に有意な振動は観測されていない。

図-5.8 はスペーサと圧力管の衝突による振動波形を記録撮影したものである。上段には S6 点の相対変位波形を示し、下段に S6, S6PT の加速度または変位波形を示す。撮影時の計器読取値は次表の通りであ

る。相対変位の波形には特に高い周波数成分は見られない。ペン書きオシログラフの記録と同一振動加速度 (0.5 G) での記録波形はほぼ同一の波形が得られている。変位の波形についても同様である。S6PT の加速度波形にはペン書きオシログラフの記録より高い周波数成分の波が見られるが、衝撃加速度の大きさの比較では最大 12% の差が見られた程度である。但し、シンクロスコープによる加速度波形の記録撮影の場合も約 500 Hz 以上の周波数成分を減衰させるための CR 回路を挿入している。

図-5.9 は振動挙動に関する実験データから S6 点の振幅、位相について整理したものである。変位比は S6, S6PT の変位を S0PT (S13PT) との比の形で示したものである。位相角についても同様である。相対位相角は S6 と S6PT の位相差を示したものである。

圧力管は 7 Hz と 23 Hz にピークがある。7 Hz のピークは圧力管と燃料集合体の一体化されたものとして得られる固有振動数の計算値 6.8 Hz に近い。23 Hz のピークは圧力管の 1 次共振の実測値に等しい。(圧力管単純支持時の固有振動数計算値 19.5 Hz)

燃料集合体は 7 Hz, 11 Hz にピークがある。7 Hz のピークは圧力管の振幅増大によるものである。11 Hz のピークは燃料集合体の 3 次共振によるもので、圧力管との位相差が 90° となっている。振動加速度 0.6 G での振幅がスペーサと圧力管との隙間に相当する振動数は 11.6 Hz であり、燃料集合体と圧力管の衝突音のなくなる振動数 11~13 Hz 以上と一致する。

5.1.3 振動変位波形

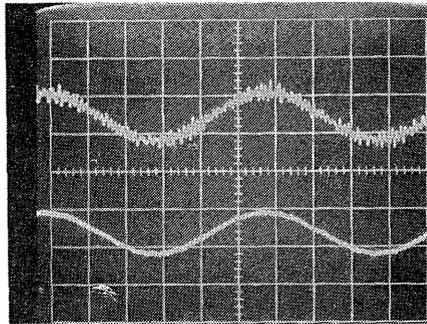
振動変位波形を詳細に調べ、解析計算の妥当性を評価するため、燃料集合体および圧力管の変位波形を高速シネカメラで近接撮影し、画像の解析処理を行った。

実験のケースには 5F 型および 4 特型について、それぞれ表-5.1 に示すケースを選定した。加振加速度は「ふげん」の耐震計算による最大加速度値 0.503 G を参考とし、0.6 G を選び、振動試験機の振幅制限条件から低い振動数では 0.3 G とした。振動数は 5.1.1, 5.1.2 の実験データに基づき 6 点毎とした。計測点は大きな衝撃加速度の得られている S6, S8, S10 の 3 点とした。

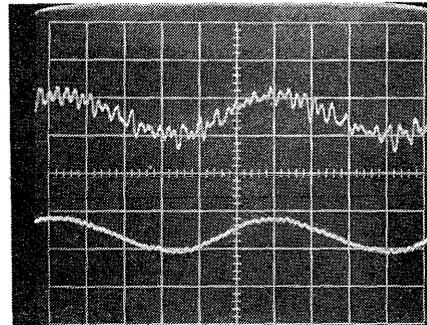
撮影の様子および撮影フィルムの一部は写真-3.3, 3.4 および図-3.4 に示したとおりである。

撮影したフィルムは圧力管および燃料集合体の位置を 16m/m フィルム解析器で、1 コマ毎に読取り、実

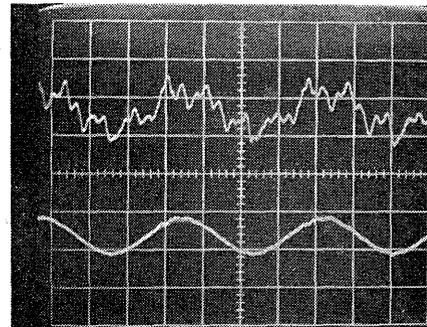
図-5.7 シンクローヌコープ撮影波形 (燃料棒の振動変位)



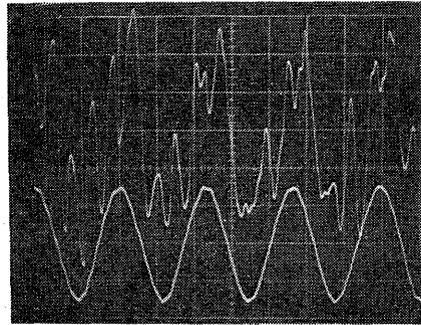
5 Hz SWEEP 20 ms 0.5 V/DIV



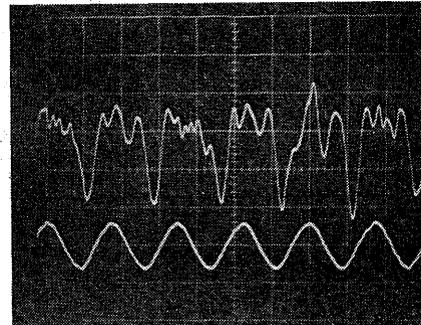
10 Hz SWEEP 10 ms 0.5 V/DIV



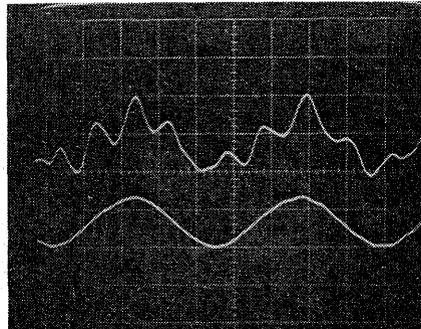
30 Hz SWEEP 10 ms 0.5 V/DIV



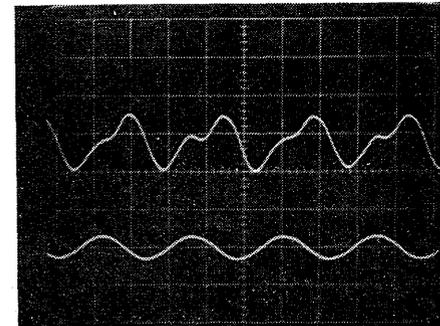
87 Hz SWEEP 5 ms 0.5 V/DIV



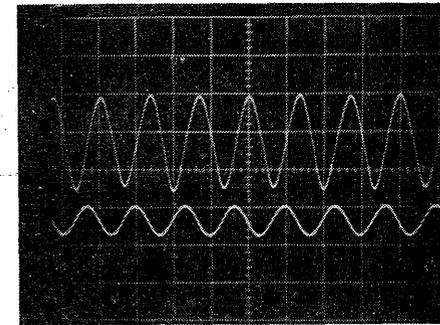
107 Hz SWEEP 5 ms 0.5 V/DIV



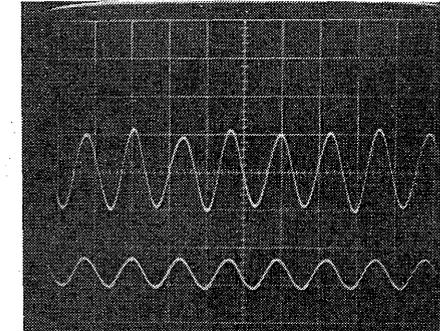
115 Hz SWEEP 2 ms 1 V/DIV



208 Hz SWEEP 2 ms 1 V/DIV

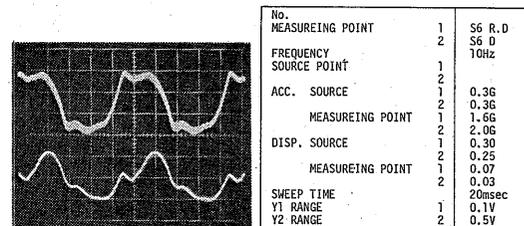
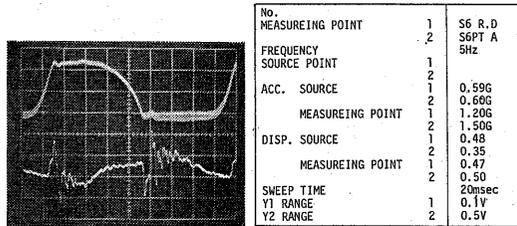
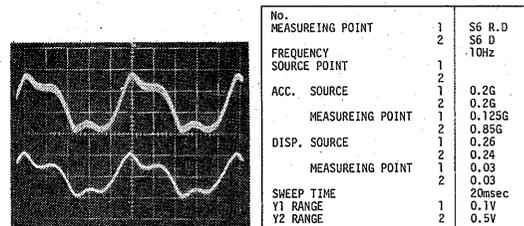
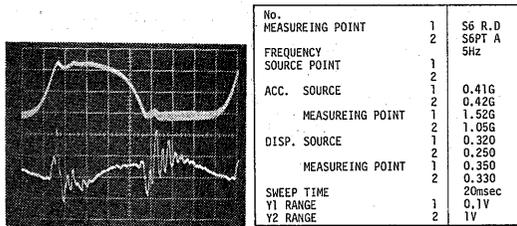
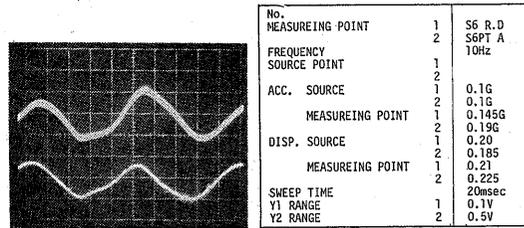
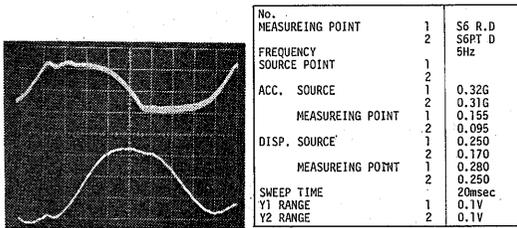
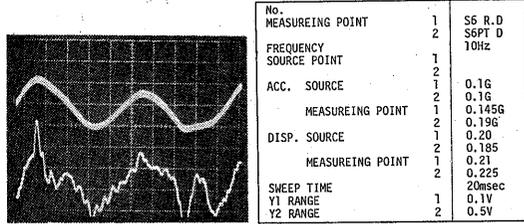
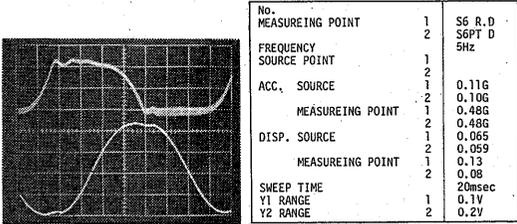


370 Hz SWEEP 2 ms 1 V/DIV



380 Hz SWEEP 2 ms 1 V/DIV

(注) 上段 燃料棒の振動変位; 下段 スペーサの振動変位



(注) R.D; 相对変位, D; 変位, A; 加速度

図-5.8 シンクロスコープ撮影波形 (変位, 加速度, 相对変位)

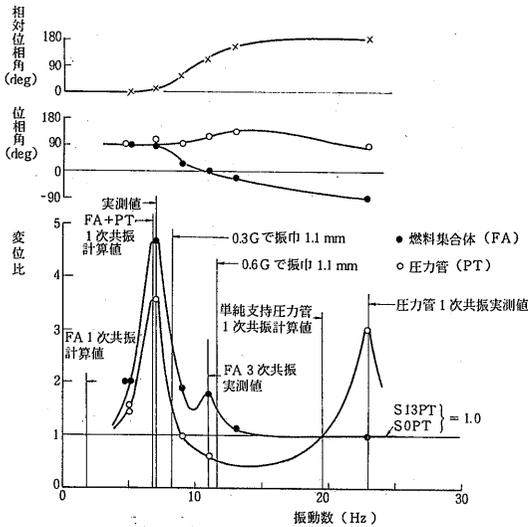


図-5.9 振動挙動

寸への換算，速度と加速度の算出，相対値の算出などのデータ処理および作図は電子計算機で行った。

実験結果の1例を図-5.10 および 図-5.11 に示す。同図において記号□，縦軸目盛(X1)は圧力管を示し，記号○，(X2)は燃料集合体を示す。無記号，(X2-X1)は相対値を示す。DISPLACEMENT(変位)は1サイクルの平均位置を点0とし，圧力管および燃料集合体の振幅波形を示したものである。DISPLACEMENT(X2-X1)は相対変位を示し，燃料集合体と圧力管の変位から算出したものである。速度(V1),(V2),(V2-V1)および加速度(A1),(A2),(A2-A1)の図についても同様である。

これらの波形において，変位等の絶対値は比較的スムーズな曲線を描いているが，相対値は滑らかさに欠ける。その主な原因は読取誤差によるものである。即ち，16m/m フィルム解析器の最小目盛 25/1,000mm は圧力管等の振幅に対して 5Hz, 0.3G の場合，約 1/1,000 であるのに対し，相対変位では約 2/100 となり，読取誤差が波形の滑らかさに影響を及ぼす。

図-5.10 における変位波形は 5Hz の場合圧力管と燃料集合体が同相で振動し，7Hz で燃料集合体が僅かに遅れ，11Hz では約 90° の遅れとなり，13Hz では逆相となる。

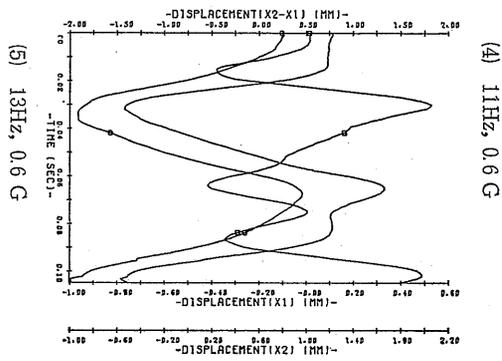
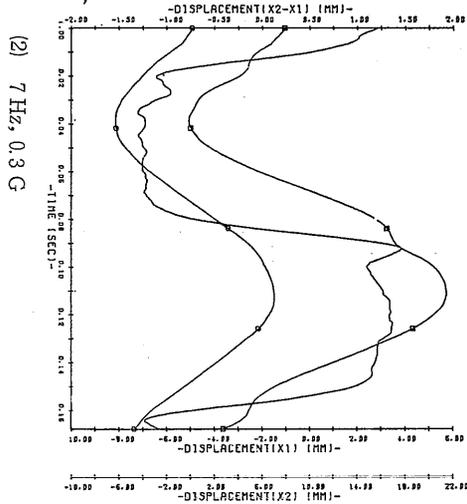
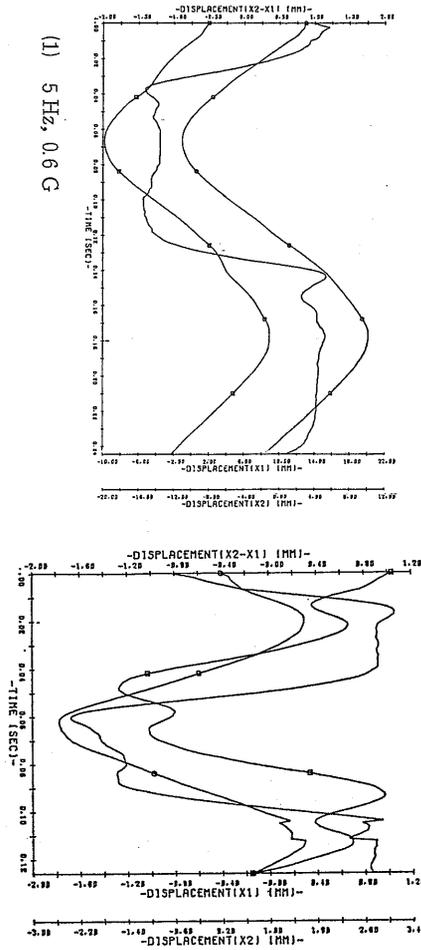
相対変位の波形は 5Hz のものが典型的である。燃料集合体が圧力管に衝突し，スパーサばねがたわむ。このケースでの相対変位の最大値は 2.70mm (P-P) であり，圧力管との隙間より 0.50mm (P-P) 大きく

表-5.1 正弦波による振動実験条件 (高速度シネカメラ)

振動数 (Hz)	加速度 (G)	標準燃料	特殊燃料
5.0	0.2	S 6	
		S 8	
		S 10	
7.0	0.6	S 6	
		S 8	
	0.3	S 10	
		S 6	S 6
		S 8	S 8
		S 10	S 10
7.1	0.3	S 6	S 6
		S 8	S 8
	0.6	S 10	S 10
		S 6	S 6
		S 8	S 8
		S 10	S 10
9.0	0.3	S 6	S 6
		S 8	S 8
	0.6	S 10	S 10
		S 6	S 6
		S 8	S 8
		S 10	S 10
11.0	0.3	S 6	S 6
		S 8	S 8
	0.6	S 10	S 10
		S 6	S 6
		S 8	S 8
		S 10	S 10
13.0	0.6	S 6	S 6
		S 8	S 8
	0.3	S 10	S 10
		S 6	S 6
		S 8	S 8
		S 10	S 10
23.0	0.3	S 6	S 6
		S 8	S 8
	0.6	S 10	S 10
		S 6	S 6
		S 8	S 8
		S 10	S 10

振れている。この時，スパーサばねに加わる力は 図-4.17 から約 26kg と推定される。

スパーサばねの反発力により燃料集合体はいったん圧力管から離れる。この時の隙間は片側で 0.078mm である。その後再び圧力管に接触し，それを繰り返す。



(5) 13 Hz, 0.6 G

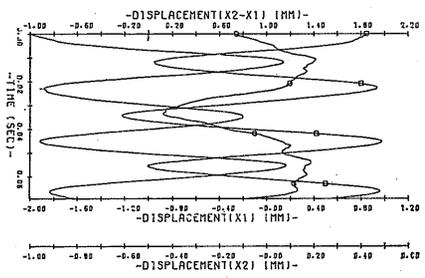
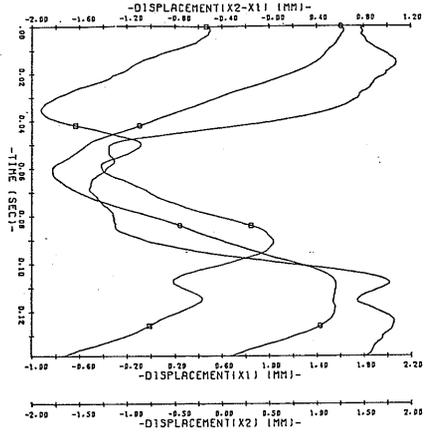


図-5.10 S6点の変位波形

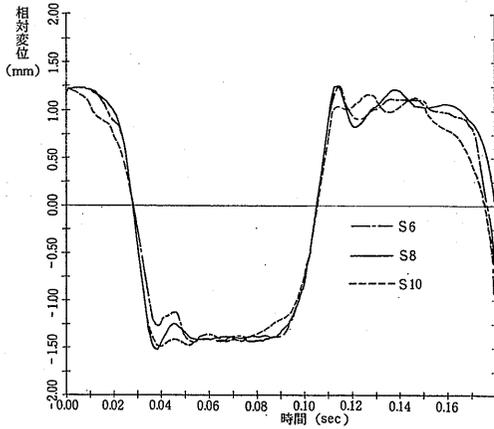


図-5.11 各点の相対変位 (5F型 7Hz 0.6G)

7Hz および 9Hz では最初の衝突が S6 以外の部分で起る。図-5.11 はその 1 例を示したものである。同図における相対変位の最大値は、

- S6 2.73 mm (P-P)
- S8 2.76 mm (P-P)
- S10 2.65 mm (P-P)

であり、最初の衝突は S8 点で発生する。

加速度の波形には燃料集合体と圧力管がほぼ同相で振れる 7~8Hz の成分が含まれている。これは燃料集合体と圧力管が一体となって振動する場合の一次共振によるもので、図-5.9 の実測値と一致する。

5F型 についての変位、加速度の最大値 (P-P) は表-5.2 の通りである。同表における振動数の欄は、フィルムに記録された内臓タイムマーカ信号から算出した値である。加速度の欄は上・下タイプレート部の圧力管の加速度を加速度計で計測した値を示す。圧力管、燃料集合体および相対値の欄は撮影フィルムから求めたものである。圧力管の最大加速度は 9Hz, 0.3 G 時に S8 点で生じ、その最大値は 2.89 G である。燃料集合体の最大加速度は 11 Hz, 0.6 G 時に S8 点で

表-5.2 変位および加速度の最大値 (P-P)
(5F型, 高速度シネカメラ撮影)

計測点	振動数 (Hz)	加速度 S13PT SOPT (±G)	圧力管		燃料集合体		相対値	
			加速度 (G P-P)	変位 (mm P-P)	加速度 (G P-P)	変位 (mm P-P)	加速度 (G P-P)	変位 (mm P-P)
S 6	4.72	0.604 0.592	3.09	18.82	2.73	21.18	3.99	2.70
	7.35	0.296 0.296	3.60	10.08	3.23	13.16	5.77	2.76
	9.09	0.300 0.300	2.86	1.95	1.76	3.03	4.20	2.59
	10.99	0.609 0.609	3.09	2.24	2.96	4.12	5.61	(2.76) 2.53
	14.08	0.598 0.598	2.91	0.95	2.12	1.70	4.65	2.79
	22.73	0.600 0.600	8.98	2.20	1.71	0.65	8.59	2.09
S 8	6.67	0.296 0.296	3.47	9.78	3.42	12.33	5.48	2.78
	8.93	0.300 0.300	5.77	1.78	2.05	2.80	7.30	2.80
	10.42	0.609 0.609	2.53	2.34	4.29	4.76	4.49	3.12
	12.66	0.598 0.598	4.76	1.02	2.90	1.67	5.26	2.61
	22.99	0.600 0.600	3.47	2.28	1.51	0.37	4.49	2.41
S 10	6.90	0.296 0.296	2.99	8.33	2.79	11.11	4.42	2.76
	9.71	0.300 0.300	2.44	1.63	2.43	2.89	4.54	2.67
	10.31	0.609 0.609	1.96	1.69	3.04	4.33	2.14	2.86
	12.82	0.598 0.598	2.09	1.07	1.63	2.02	3.72	2.56

注 23Hz (約) の値は数サイクルについての P-P 値を参考値として示したものである。

生じ、その最大値は 2.15 G である。この時の相対変位も最大値 3.12 mm を示し、スペーサばねには約 53 kg の力が作用する。

なお、表-5.2 における圧力管、燃料集合体、相対値の欄の加速度、変位は両振幅 (P-P 値) を表わす。高速度シネカメラによる記録波形は対称形でないケースが多く、また 23 Hz の波形のように数サイクルの周期で移動しているものもあり、片振幅値での表示が厳密さに欠ける場合が多い。そこで、このような場合、P-P 値と注記のうえ両振幅値を使用する。

5.2 地震波による振動実験

解析計算コードの妥当性を評価するとともに、地震時のふげん燃料の健全性を確認するため、地震波による振動実験を実施した。

実験計測の方法は正弦波による振動実験の場合と同一である。地震波の再現には地震波再現システム (3.3 節参照) を用いた。実験条件およびパラメータは、次のとおりであり、合計 24 ケースの実験を行った。

入力波	TAFT 波, EL CENTRO 波
原点番号	50 (圧力管の上部固定点) 56 (圧力管の下部固定点)

方 向	X方向 (プラントの南北方向) Y方向 (プラントの東西方向)
計測点	S6, S8, S10
加振倍率	1.0

ここで、加振倍率 1.0 は、ふげん炉の耐震計算において TAFT 波の X 方向、質点番号 50 の点の応答波形 (TAFT M24X-50) の最大加速度 0.503 G を基準とし、地震波再現システムのゲインを設定した値である。従って、他の地震波の場合には加振倍率 1.0 でも、その最大加速度は 0.5 G に満たない。

計測には加速度計、非接触型振動変位計による計測と高速度シネカメラによる撮影を併行して行った。

ペン書きオシログラフの記録の 1 例を図-5.12 に示す。同図において、記録チャンネルの略号と記録データの関係は、次のとおりである。

記録紙の送り速度は 5 目盛/sec であり、最上段に 1 秒間隔のタイムマークが記録されている。ch. 2 の相対変位は 図-3.3 による補正が必要であり、目盛は概略値を示すものである。ch. 3 および ch. 4 の加速度波形には相対変位が (+) または (-) の最大値附近でパルス状の衝撃波が発生しているのが見られる。これ

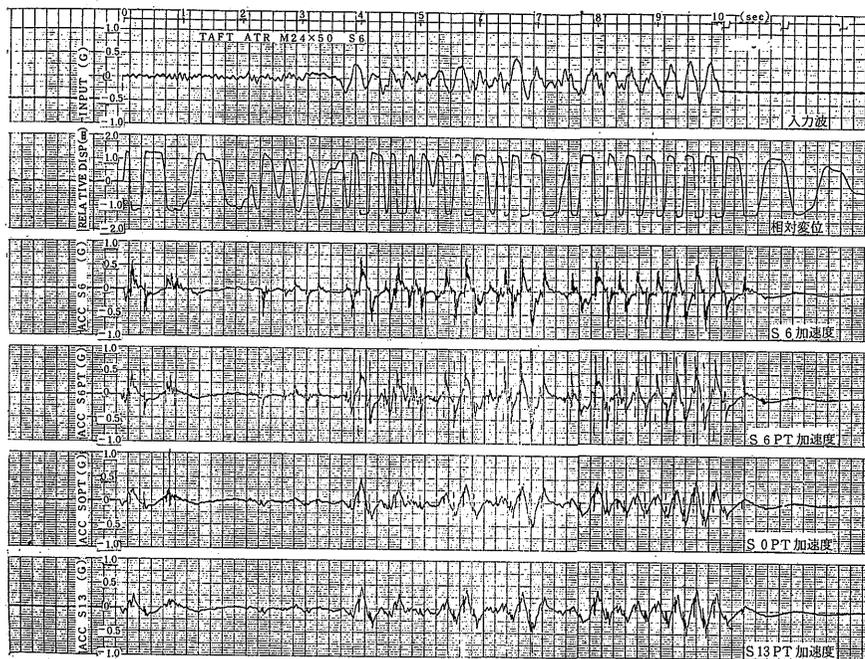


図-5.12 地震波の振動実験記録 (1) S6 点

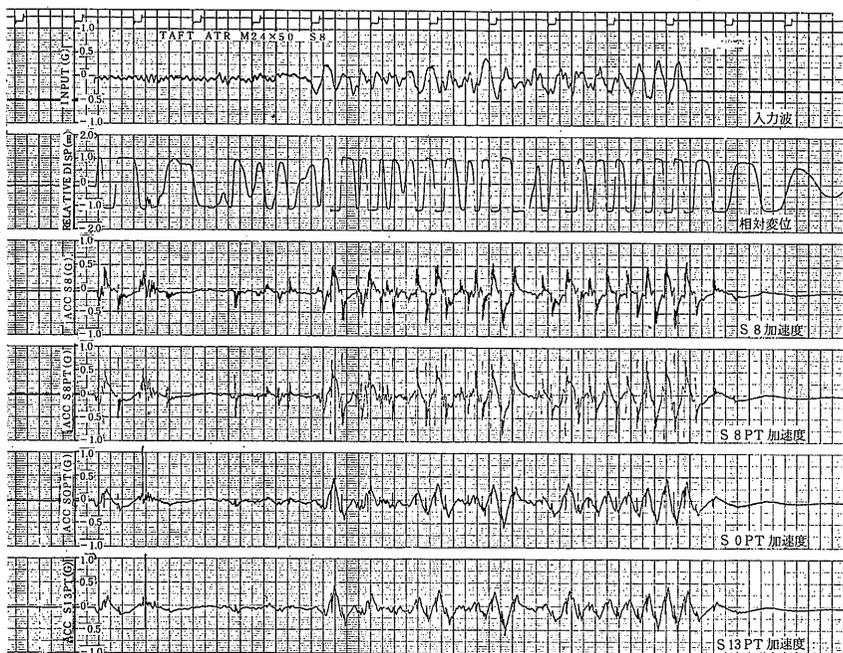


図-5.12 地震波の振動実験記録 (2) S8点

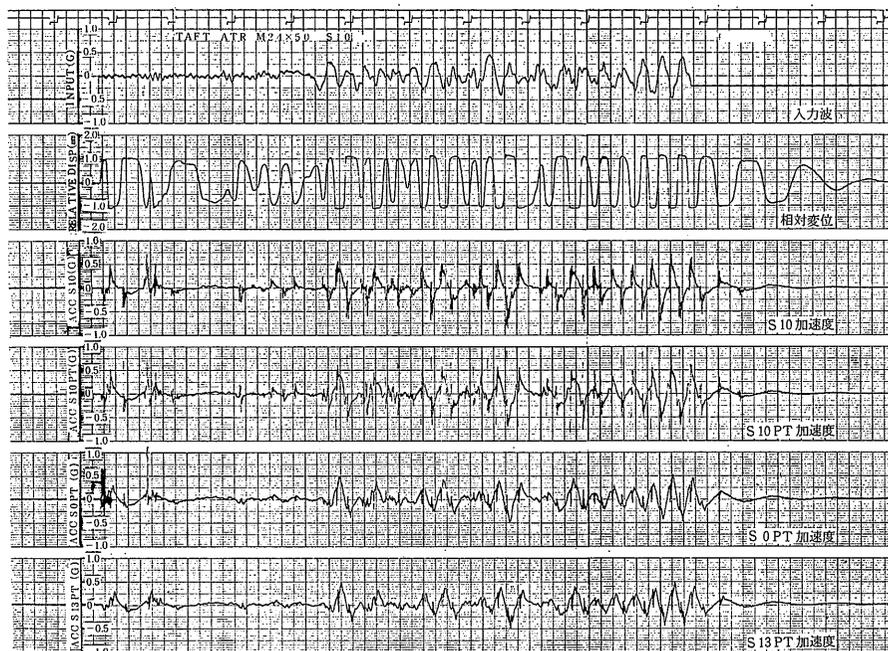


図-5.12 地震波の振動実験記録 (3) S10点

表-5.3 S6, S8, S10 点の加速度の最大値

	入力データ		発 生 時 刻 T ₂ (sec)	燃料集合体絶対加速度			圧力管絶対加速度					相 対 加 速 度			ス ト ッ パ ー
	T ₁ (sec)	ACC (G)		S6 (G)	S8 (G)	S10 (G)	S6PT (G)	S8PT (G)	S10PT (G)	S0PT (G)	S13PT (G)	S6PT -S6 (G)	S8PT -S8 (G)	S10PT -S10 (G)	
TAFT ATR M24X-50	3.92	0.30	3.95	0.65	0.60	0.55	-0.80	-0.75	-0.80	0.50	0.50	-1.45	-1.35	-1.35	※
	6.62	0.45	6.70	0.80	0.65	0.60	-0.75	-0.80	-0.70	0.35	0.40	-1.55	-1.45	-1.30	
	6.81	-0.40	6.85	-0.80	-0.90	-0.85	1.00	0.90	0.80	-0.55	-0.65	1.80	1.80	1.65	
	9.3	-0.40	9.45	-0.65	-0.65	-0.75	1.00	0.85	0.95	-0.40	-0.50	1.65	1.50	1.65	
	9.55	0.45	9.60	0.65	0.65	0.70	-0.95	-0.95	-0.80	0.50	0.50	-1.60	-1.60	-1.50	
	9.70	-0.50	9.75	-0.75	-0.70	-0.75	0.85	0.95	0.90	-0.50	-0.50	1.60	1.65	1.65	
TAFT ATR M18Y-50	3.90	0.35	4.02	0.70	0.8	0.55	-0.80	-0.80	-0.75	0.45	0.50	-1.5	-1.60	-1.30	※
	4.10	-0.25	4.20	-0.70	-0.65	-0.70	0.85	0.95	0.80	-0.40	-0.40	1.55	1.60	1.50	
	6.63	0.50	6.70	0.60	0.55	0.60	-0.80	-0.80	-0.75	0.35	0.40	-1.4	-1.35	-1.35	
	6.80	-0.40	6.90	-0.95	-1.05	-0.85	1.00	0.95	0.70	-0.80	-1.00	1.95	2.00	1.55	
	9.39	-0.45	9.50	-0.70	-0.65	-0.75	1.00	0.90	0.90	-0.50	-0.55	1.7	1.55	1.65	
	9.55	0.45	9.70	0.70	0.60	0.70	-0.90	-0.90	-0.90	0.55	0.60	-1.6	-1.50	-1.60	
El-Centro ATR M24X-50	2.07	-0.45	2.15	-0.60	-0.60	-0.50	0.40	0.40	0.10	-0.45	-0.35	1.0	1.00	0.60	※
	2.25	0.40	2.40	1.10	1.70	1.00	-0.85	-0.90	-0.85	1.20	1.20	-1.95	-2.60	-0.85	
	2.40	-0.40	2.57	-0.70	-0.70	-0.70	0.50	0.45	0.55	-0.50	-0.45	1.2	1.15	1.25	
	2.62	0.45	2.80	0.60	0.55	0.50	-0.60	-0.70	-0.50	0.25	0.25	-1.2	-1.25	-1.00	
	4.30	-0.30	4.50	-0.40	-0.40	-0.45	0.10	0.05	0.05	-0.25	-0.20	0.5	0.45	0.50	
	5.03	0.30	5.25	0.65	0.60	0.80	-0.50	-0.55	-0.55	1.20	0.50	-1.15	-1.15	-1.35	
El-Centro ATR M18Y-50	2.25	0.45	2.37	1.40	1.50	0.90	-0.90	-1.10	-0.80	1.20	1.20	-2.30	-2.60	-1.70	※
	2.37	-0.50	2.55	-0.75	-0.75	-0.70	0.40	0.45	0.55	-0.50	-0.50	1.15	1.20	1.25	
	2.55	0.40	2.73	0.60	0.50	0.50	-0.55	-0.60	-0.30	0.25	0.25	-1.15	-1.10	-0.80	
	4.35	-0.25	4.45	-0.45	-0.40	-0.40	0.25	0.15	0.05	-0.25	-0.20	0.70	0.55	0.45	
	5.10	0.25	5.17	0.60	0.65	0.75	-0.35	-0.45	-0.20	1.20	0.45	-0.95	-1.10	-0.95	
	9.35	-0.15	9.50	-0.70	-0.60	-0.50	0.55	0.70	0.75	-0.20	-0.15	1.25	1.30	1.25	
TAFT ATR M24X-56	3.90	0.25	4.02	0.80	0.65	0.55	-0.85	-0.85	-0.45	0.40	0.40	-1.65	-1.50	-1.00	※
	4.10	-0.20	4.20	-0.60	-0.65	-0.50	0.55	0.65	0.35	-0.35	-0.30	1.15	1.30	0.85	
	6.65	0.40	6.75	0.60	0.70	0.55	-0.75	-0.75	-0.70	0.35	0.40	-1.35	-1.45	-1.25	
	6.82	-0.40	6.92	-0.75	-0.70	-0.75	1.00	0.95	0.65	-0.50	-0.80	1.75	1.65	1.40	
	9.57	0.40	9.55	0.70	0.65	0.65	-0.90	-0.90	-0.80	0.50	0.50	-1.60	-1.55	-1.45	
	9.70	-0.45	9.71	-0.70	-0.65	-0.75	0.95	0.95	0.95	-0.45	-0.50	1.65	1.60	1.70	
TAFT ATR M18Y-56	3.92	0.30	4.02	0.75	0.70	0.55	-0.90	-0.90	-0.60	0.40	0.40	-1.65	-1.65	-1.15	※
	4.08	-0.25	4.20	-0.60	-0.60	-0.55	0.65	0.75	0.35	-0.35	-0.30	1.25	1.35	0.90	
	6.64	0.45	6.75	0.60	0.65	0.60	-0.80	-0.75	-0.75	0.35	0.35	-1.40	-1.70	-1.35	
	6.80	-0.40	6.90	-0.85	-0.75	-0.75	0.95	0.95	0.65	-0.50	-0.90	1.80	1.70	1.40	
	9.40	-0.40	9.50	-0.70	-0.70	-0.75	0.95	0.85	0.95	-0.40	-0.50	1.60	1.55	1.70	
	9.55	0.40	9.70	0.70	0.70	0.70	-0.95	-0.95	-0.80	0.50	0.45	-1.65	-1.65	-1.50	
El-Centro ATR M24X-56	2.05	-0.40	2.10	-0.50	-0.50	-0.50	0.30	0.25	0.10	-0.35	-0.35	0.85	0.75	0.60	※
	2.25	0.35	2.40	1.40	1.35	0.90	-0.70	-0.70	-0.50	0.85	1.20	-2.10	-2.05	-1.40	
	2.40	-0.35	2.55	-0.70	-0.70	-0.65	0.20	0.25	0.35	-0.45	-0.45	0.90	0.95	1.00	
	4.70	-0.20	4.80	-0.55	-0.60	-0.60	0.85	0.80	0.65	-0.15	-0.15	1.40	1.40	1.25	
	9.62	-0.25	9.80	-0.60	-0.50	-0.40	0.70	0.65	0.20	-0.10	-0.10	1.30	1.15	0.60	
	9.76	0.10	9.95	0.55	0.50	0.45	-0.65	-0.75	-0.65	0.20	0.20	-1.20	-1.25	-1.10	
El-Centro ATR M18Y-56	2.05	-0.40	2.10	-0.50	-0.50	-0.50	0.30	0.25	0.25	-0.40	-0.35	0.80	0.75	0.75	※
	2.25	0.35	2.40	1.30	1.60	0.95	-0.85	-0.80	-0.75	1.10	1.15	-2.15	-2.40	-1.70	
	2.45	-0.35	2.55	-0.80	-0.75	-0.70	0.55	0.55	0.70	-0.50	-0.50	1.35	1.35	1.40	
	4.72	-0.10	4.82	-0.60	-0.60	-0.55	0.75	0.80	0.60	-0.20	-0.15	1.35	1.40	1.15	
	9.70	-0.15	9.80	-0.65	-0.60	-0.45	0.75	0.75	0.40	-0.10	-0.10	1.40	1.35	0.85	
	9.85	0.10	9.95	0.50	0.50	0.40	-0.60	-0.70	-0.50	0.20	0.20	-1.10	-1.20	-0.90	

(注) ストッパー欄の ※ 印は、振動子とストッパーが衝突した箇所を示している。

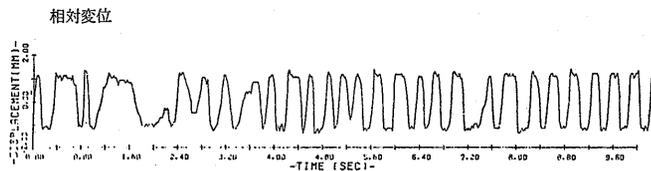
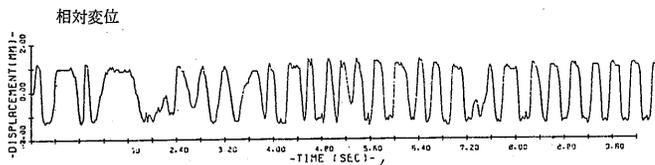
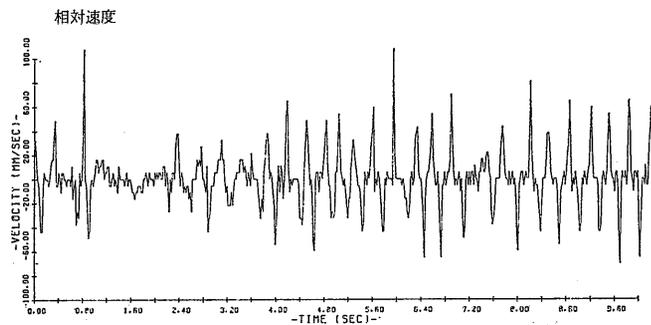
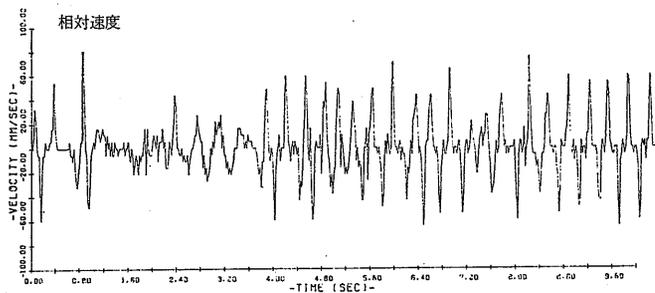
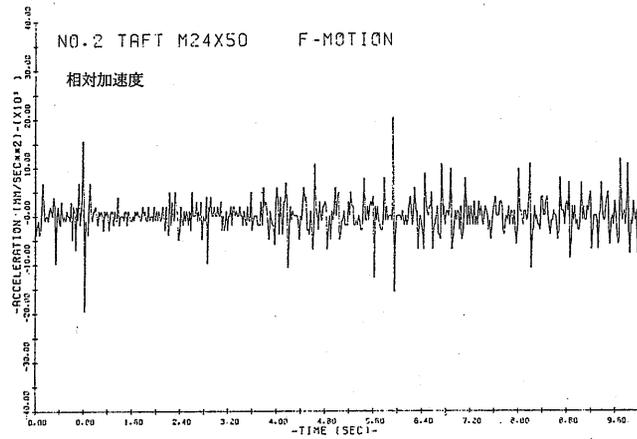
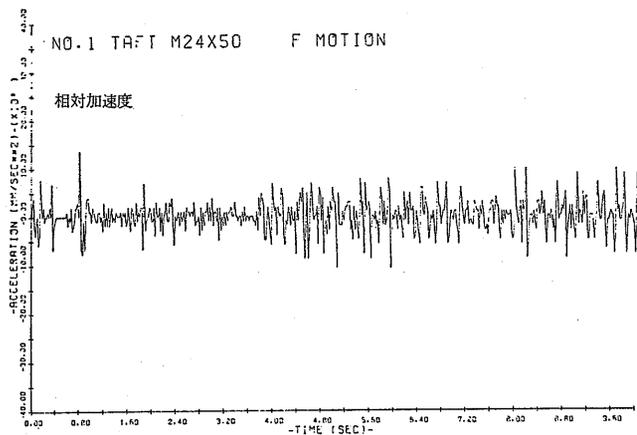


図-5.13 TAFT 波の振動実験フィルム解析 (1) S6点

図-5.13 TAFT 波の振動実験フィルム解析 (2) S8点

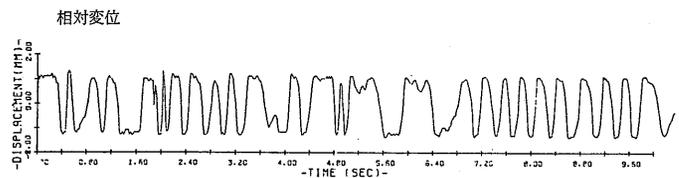
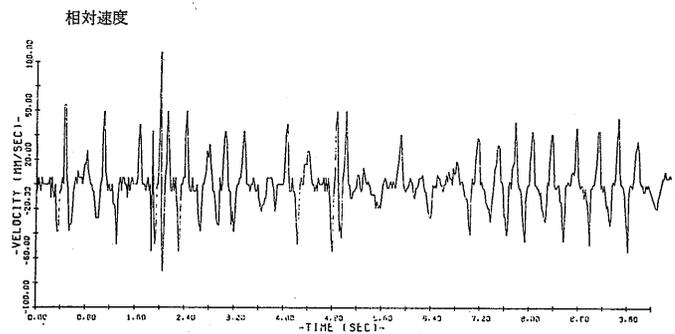
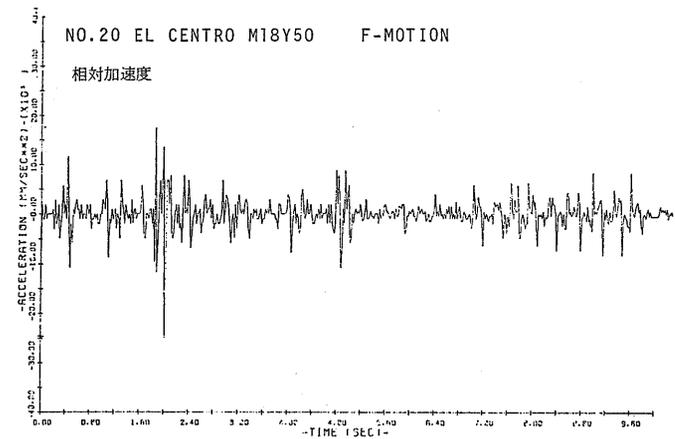


図-5.13 TAFT 波の振動実験フィルム解析 (3) S10点

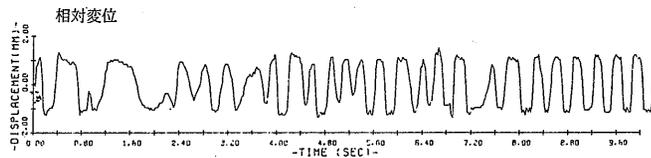
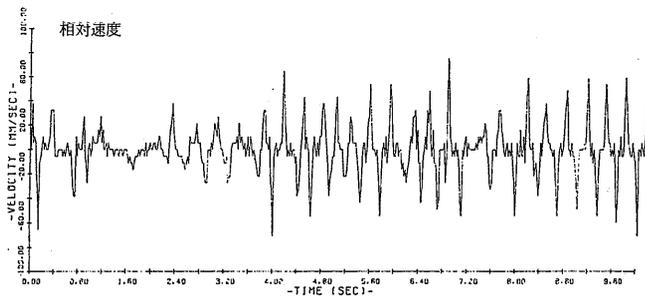
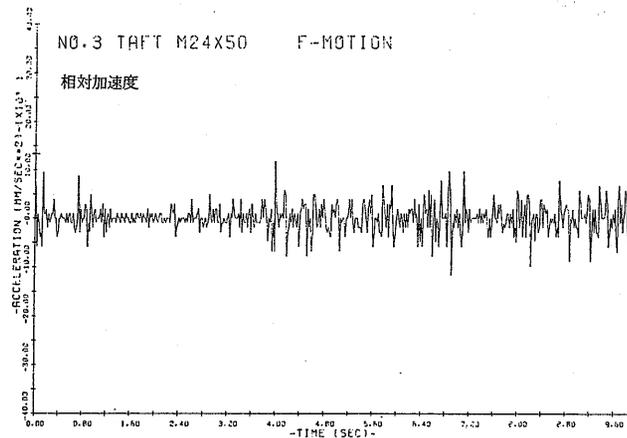
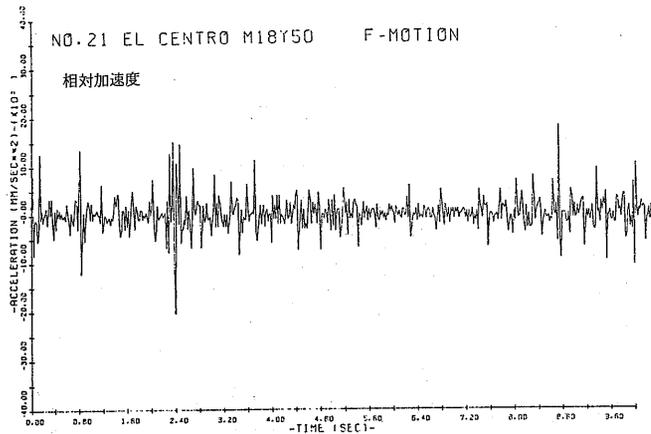
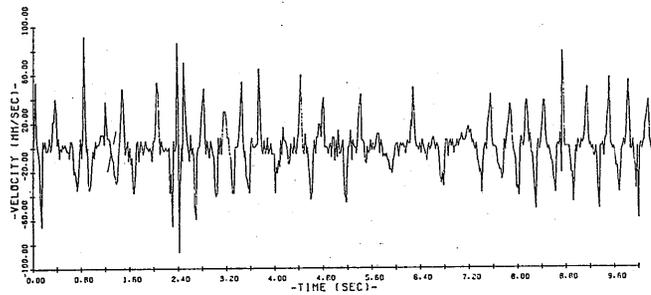


図-5.14 EL CENTRO 波の振動実験フィルム解析 (1) S6点



相对速度



相对変位

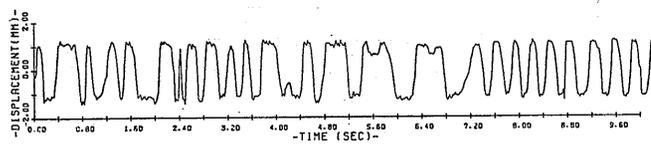
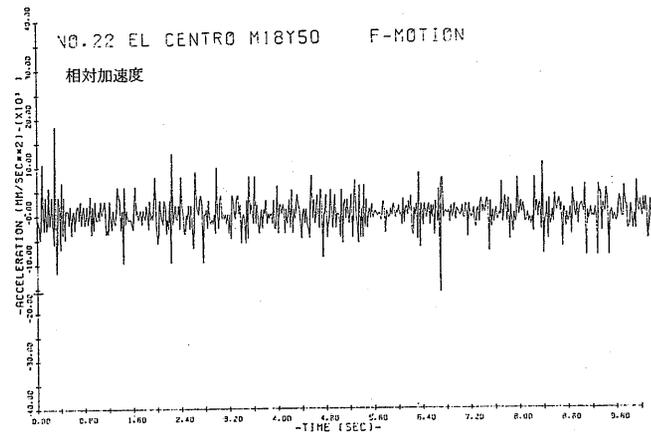
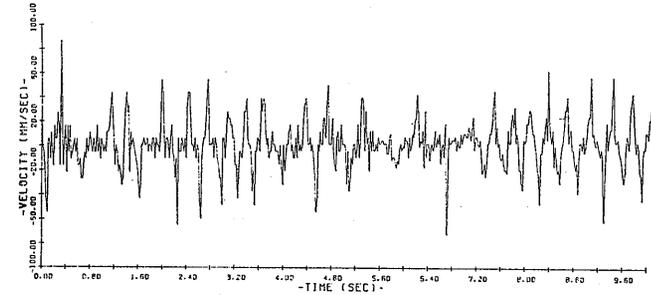


図-5.14 EL CENTRO 波の振動実験フィルム解析 (2) S8点



相对速度



相对変位

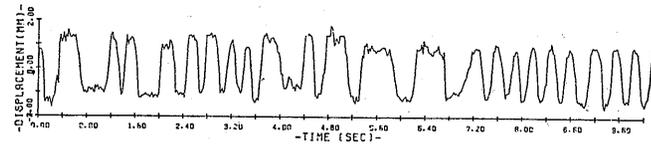


図-5.14 EL CENTRO 波の振動実験フィルム解析 (3) S10点

チャンネル番号	計測値	目盛
ch. 1	INPUT: 地震波	0.5 G/mm
ch. 2	RELATIVE DISP: 計測点の相対変位	1.0 mm/cm
ch. 3	Acc S(): S6, S8, S10 点の加速度	8.5 G/mm
ch. 4	Acc S()PT: S6, S8, S10 点の圧力管の加速 度	0.5 G/mm
ch. 5	Acc SOPT: 加振点 SOPT の加速度	0.5 G/mm
ch. 6	Acc S13PT: 加振点 S13PT の加速度	0.5 G/mm

らの衝撃波は ch. 3 では相対波形と逆の方向に発生し、ch. 4 では同じ方向に発生し、その大きさは前者より大きな値となっている。このような衝撃波の発生はスペーサと圧力管の衝突により生ずるものである。

ch. 5, ch. 6 の加速度波形が同一方向に 1G またはそれ以上のパルス波として発生しているケースがある。このような点では振動変位の絶対値が ± 20 mm の限界を超え、振動子が振動試験機のストッパーに衝突している。従って、実験データの評価、利用に際しては、それに留意する必要がある。

また、予震の部分で、振動開始後 1~2 秒の間に大きな加速度または衝撃波が発生しているケースがある。これは、入力波が -0.5 G からステップ状に 0.0 G となり、 0 G の前後で振動を始めることによるもので、地震波再現システムの時定数のとり方に起因する

ものである。その変位量が大きい場合にはストッパーへの衝突を伴うことになり、この部分についても留意する必要がある。図-5.12 の 0.9 秒後に生ずる ch. 5, ch. 6 に見られるパルス波がこれに相当する。

表-5.3 はこれらの記録データの中から、特に大きな加速度の発生した時間とその大きさを 6 点ずつ示したものである。相対加速度の欄は燃料集合体と圧力管の加速度を単純に加算したものであり、相対加速度の目安として示したものである。これらの実験により得られた燃料集合体の最大加速度(目安値)は、EL CENTRO M24X-50 の S8 点で生じ、 1.7 G である。この時の入力波の加速度は 0.4 G、加振点 SOPT および S13PT の加速度(含衝撃波)は 1.2 G である。S6 点の圧力管の最大加速度 1.00 G は、耐振計算による燃料集合体の中央部付近の圧力管(質点番号 53)の加速度よりかなり小さい。

燃料集合体と圧力管の相対加速度の推定値は、次の通りである。

S6	2.30 G (3.0 G)
S8	2.60 G (2.8 G)
S10	1.70 G (1.7 G)

ここで、カッコ内の数字は後述する解析で得られた計算値を示す。

高速度シネカメラによる撮影フィルムを読み取り、電子計算機で処理・作図したものの 1 例を図-5.13 および図-5.14 に示す。同図において、縦軸の DISPLACEMENT, VELOCITY, ACCELERATION は

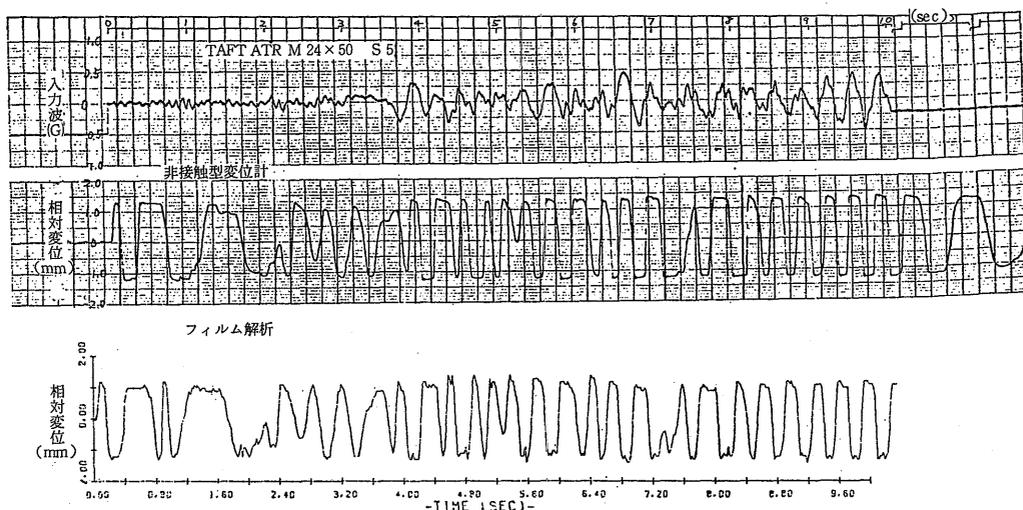


図-5.15 相対変位の計測値の比較

計測点の燃料集合体と圧力管の相対変位, 相対速度, 相対加速度を表わす。

これらの図において, 相対変位の波形にはペン書きオシログラフでは明確にすることができなかった最大変位附近での詳細な波形をつかむことができる。両者の関係の1例として 図-5.12(1) の相対変位と 図-5.13(3) を比較したものを 図-5.15 に示す。両波形は0.9秒の点を除けば極めてよい一致を示している。0.9秒の点でのフィルムの解析に見られる一往復の波は振動子のストッパーへの衝突に伴うもので, 図-5.12(3) にもそれに伴う波が表われている。図-5.14 はストッパーへの衝突回数の多いケースである。(1) 図で3点, (2) 図で2点がそれに該当する。このうち, 0.5秒の点のものは地震波再現システムに起因する衝突で, 2.0秒および4.8秒のそれは地震波の大振幅に起因する衝突である。

6. 動的応答解析

燃料集合体に振動外力が作用した場合の動的応答を計算するため, 解析計算コードを作成した。この解析計算コードは, 規則形状波および不規則形状波に対する燃料集合体の時刻歴応答を解析し, 発生応力等を算出するもので, 耐震性の評価は言うに及ばず, 船体運動に対する船用炉燃料集合体の健全性の評価にも利用できる。

6.1 解析モデルおよび基礎式

本研究において作成した動的応答解析計算コードは, 第4章の実験的研究により得られた諸特性を基にして想定した解析モデル(図-6.1 参照)に対して, 次の仮定のもとに解析を行う。

6.1.1 解析上の仮定

解析上の仮定は, 次の通りである。

- (1) X-Y の2次元問題として扱う。
- (2) 圧力管の固有振動数が, 燃料集合体に比べてかなり高いため, 圧力管を完全剛体と仮定する。
- (3) 燃料集合体を1本の弾性梁と考え, 燃料集合体の回転慣性および剪断力によるたわみ効果を無視する。
- (4) 各スペーサは, 弾性ばねと衝撃吸収素子を含むモデルとする。
- (5) 入力波は燃料集合体の上・下端で, 圧力管に同一波形で伝達される。
- (6) 燃料集合体の上・下タイプレート部にある案

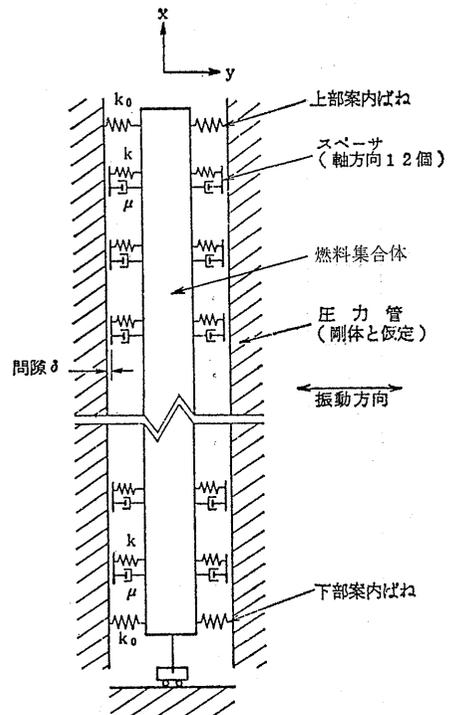


図-6.1 解析モデル

内ばねの変位を考慮する。

連続体である燃料集合体の運動を解析するためのメッシュ分割を 図-6.2 に示す。燃料集合体に動く外力, 慣性力, 減衰力等は, 全て, メッシュの代表点(ノード)に集中荷重として作用するものとする。また, 燃料集合体の長さ(全長)は上・下タイプレートの案内ばね取付位置間の長さとし, 燃料集合体の全質量がこの長さの範囲に一樣に分布しているものとする。

6.1.2 計算の流れ

解析計算コードの計算の流れを 図-6.3 に示す。主な計算手順は, 次の通りである。

- (1) データ入力(カードデータ, 地震データ)
- (2) 初期設定, マトリックス設定
- (3) 初期($t=0$)での加速度, 速度, 変位の計算
- (4) $t=n\Delta t$ ($n>1$)での衝撃力, 加速度, 速度, 変位, 応力の計算
- (5) シミュレーション終了まで(4)を繰返す
- (6) 最大衝撃力, 最大応力のプリント・プロットデータの出力

6.1.3 基礎式

燃料集合体の振動は, 次の振動方程式で表わされる。

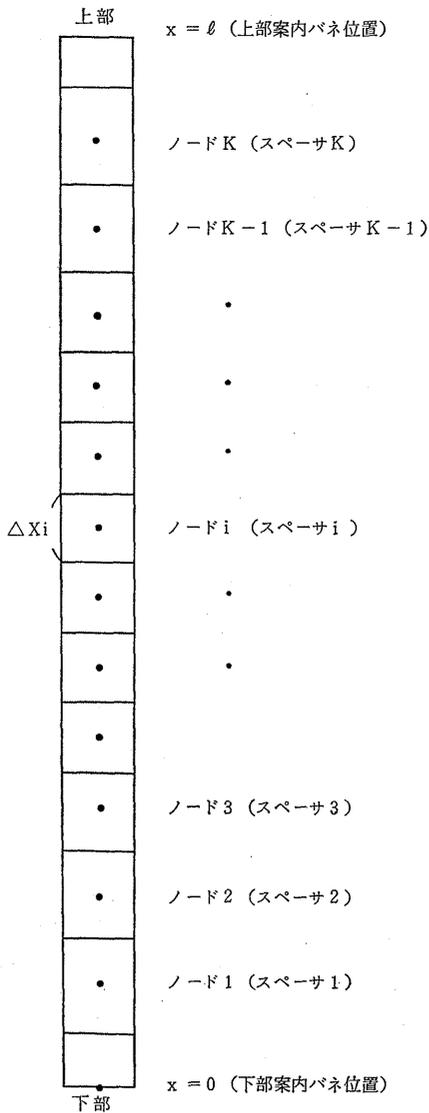


図-6.2 燃料集合体のメッシュ分割

$$\frac{A\gamma}{g} \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + C \frac{\partial y}{\partial t} + EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = \frac{A\gamma}{g} \cdot \frac{\partial^2 y_0}{\partial t^2} + P \quad (30)$$

- y : 燃料集合体のたわみ
- y_0 : 地震ベクトル
- EI : 燃料集合体のたわみ剛性
- $A\gamma$: 燃料集合体の単位長重量
- C : 燃料集合体の減衰係数
- g : 重力の加速度
- P : スベサ部での圧力管との衝突による反発力

(182)

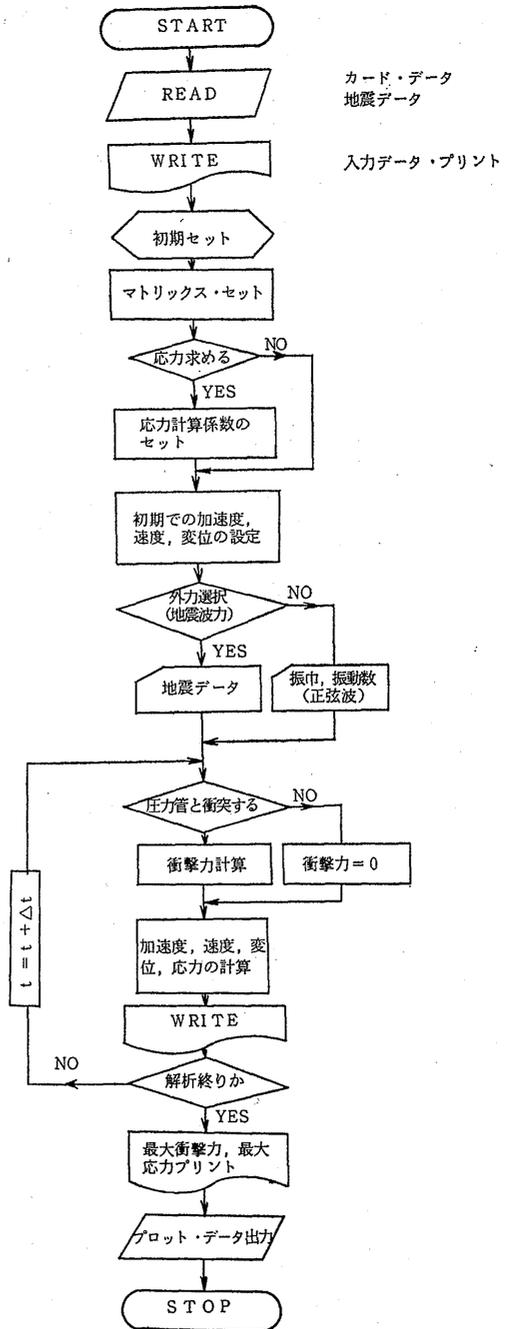


図-6.3 全体の計算の流れ

初期条件

$$\left. \begin{aligned} y(x, 0) &= 0 \\ \frac{\partial y(x, 0)}{\partial t} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

境界条件

燃料集合体上・下端の境界条件は、端での曲げモーメントがたわみ角に比例するとして、次式で与える。

$$\left(\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2}\right)_{x=0,L} \cdot L = \pm \alpha L \left(\frac{\partial y(x,t)}{\partial x}\right)_{x=0,L} \quad (32)$$

ここで、 L は燃料集合体の長さ、 αL は燃料集合体の固有振動数 ω から次式で求められる定数。(端末支持条件)

$$\left. \begin{aligned} \alpha L &= \frac{-2\beta L}{\tan(\beta L/2) + \tanh(\beta L/2)} \\ \beta &= \omega \sqrt{\frac{EIg}{A\gamma}} \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

反発力

スパーサと圧力管の衝突による反発力は (20) 式および (27) 式で与えられる。(4.5 節参照)

燃料棒の曲げ応力

燃料棒の被覆管に生ずる曲げ応力は、燃料棒の変形曲率が燃料集合体中心軸の変形曲率と同じであることから、次式で計算する。

$$\sigma = E \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \cdot \frac{D}{2} + \frac{WlD}{8I_R} \quad (34)$$

ここで、 E ；被覆管のヤング率

D ；被覆管の直径

I_R ；被覆管の断面二次モーメント

$\partial^2 y / \partial x^2$ ；燃料集合体の変形曲率

l ；スパーサ・リング素子の固定ディンプル・スパン

W ；燃料棒一本当りの衝突荷重

(34) 式の第 1 項は、燃料集合体の変形曲率によって生ずる応力であり、第 2 項は衝突時にスパーサのディンプル部に付加される局所曲げ応力である。

6.2 数値解法

6.2.1 振動方程式の展開

基礎式 (30) を図-6.2 に示すメッシュの各ノードに適用する。 i 番目のスパーサを含むメッシュの長さを Δx_i とし、(30) 式を整理すると、時刻 t で、

$$\ddot{y}_{t,i} + \frac{b}{a} \dot{y}_{t,i} + \frac{1}{a} \frac{\partial^4 y_{t,i}}{\partial x^4} = f_{t,i} \quad (35)$$

ここで、

$$a = \frac{A\gamma}{EIg}$$

$$b = \frac{C}{EI}$$

$$f_{t,i} = \frac{\partial^2 y_{0,t}}{\partial t^2} + \frac{P_{t,i}}{m}$$

$$m = \frac{A\gamma}{g} \Delta x_i$$

(35) 式をベクトル表示すると、

$$\{\ddot{y}\}_t + \frac{b}{a} \{\dot{y}\}_t + [K]\{y\}_t = \{f\}_t \quad (36)$$

左辺第 3 項の $[K]\{y\}$ は燃料集合体のたわみ項 $1/a \cdot \partial^4 y / \partial x^4$ を行列表示したものである。

(36) 式より、

$$\{\ddot{y}\}_1 + \frac{b}{a} \{\dot{y}\}_1 + [K]\{y\}_1 = \{f\}_1 \quad (37)$$

$$\{\ddot{y}\}_2 + \frac{b}{a} \{\dot{y}\}_2 + [K]\{y\}_2 = \{f\}_2 \quad (38)$$

$$\{\ddot{y}\}_3 + \frac{b}{a} \{\dot{y}\}_3 + [K]\{y\}_3 = \{f\}_3 \quad (39)$$

サフィックス 1, 2, 3 は、それぞれ時刻 $t-2\Delta t$, $t-\Delta t$, t に対応する。

また、 $y(t)$ をテーラー展開すると、

$$\dot{y}(t) = \dot{y}(t-\Delta t) + \Delta t \ddot{y}(t-\Delta t) + \frac{\Delta t^2}{2} \ddot{\ddot{y}}(c) \quad (t-\Delta t < c < t)$$

であるから、 $\ddot{\ddot{y}}(c)$ を $\frac{\dot{y}(t) - \dot{y}(t-\Delta t)}{\Delta t}$ で近似して、

$$\dot{y}(t) = \dot{y}(t-\Delta t) + \frac{\Delta t}{2} (\ddot{y}(t-\Delta t) + \ddot{y}(t))$$

これより、

$$\{\dot{y}\}_2 = \{\dot{y}\}_1 + \frac{\Delta t}{2} (\{\ddot{y}\}_1 + \{\ddot{y}\}_2) \quad (40)$$

$$\{\dot{y}\}_3 = \{\dot{y}\}_2 + \frac{\Delta t}{2} (\{\ddot{y}\}_2 + \{\ddot{y}\}_3) \quad (41)$$

同様に、 $y(t)$ についてもテーラー展開して、

$$\{y\}_2 = \{y\}_1 + \Delta t \{\dot{y}\}_1 + \frac{\Delta t^2}{3} \{\ddot{y}\}_1 + \frac{\Delta t^2}{6} \{\ddot{\ddot{y}}\}_2 \quad (42)$$

$$\{y\}_3 = \{y\}_2 + \Delta t \{\dot{y}\}_2 + \frac{\Delta t^2}{3} \{\ddot{y}\}_2 + \frac{\Delta t^2}{6} \{\ddot{\ddot{y}}\}_3 \quad (43)$$

(37)~(43) 式より $\{\dot{y}\}$, $\{\ddot{y}\}$ を消去する。

(1) 初期状態

初期条件により、

$$\{y\}_1 = 0, \quad \{\dot{y}\}_1 = 0$$

(37) 式より、

$$\{\ddot{y}\}_1 = \{f\}_1$$

(40) 式より、

$$\{\dot{y}\}_2 = \frac{\Delta t}{2} (\{f\}_1 + \{\ddot{y}\}_2) \quad (44)$$

(42) 式より、

$$\{y\}_2 = \frac{\Delta t^2}{3} \{f\}_1 + \frac{\Delta t^2}{6} \{\ddot{y}\}_2 \quad (45)$$

(45) 式より,

$$\{\ddot{y}\}_2 = -2\{f\}_1 + \frac{6}{\Delta t^2} \{y\}_2 \quad (46)$$

(44), (46) 式より,

$$\{\dot{y}\}_2 = -\frac{\Delta t}{2} \{f\}_1 + \frac{3}{\Delta t} \{y\}_2 \quad (47)$$

(46), (47) 式を (38) 式に代入して,

$$\begin{aligned} -2\{f\}_1 + \frac{6}{\Delta t^2} \{y\}_2 + \frac{b}{a} \left(-\frac{\Delta t}{2} \{f\}_1 \right. \\ \left. + \frac{3}{\Delta t} \{y\}_2 \right) + [K] \{y\}_2 = \{f\}_2 \\ \left(\frac{6}{\Delta t^2} + \frac{3}{\Delta t} \cdot \frac{b}{a} \right) \{y\}_2 + [K] \{y\}_2 \\ = \{f\}_2 + 2\{f\}_1 + \frac{\Delta t}{2} \frac{b}{a} \{f\}_1 \end{aligned}$$

故に,

$$\begin{aligned} \left(\left(1 + \frac{b}{2a} \Delta t \right) [I] + \frac{\Delta t^2}{6} [K] \right) \{y\}_2 \\ = \frac{\Delta t^2}{6} \{f\}_2 + \left(\frac{\Delta t^2}{3} + \frac{\Delta t^3}{12} \cdot \frac{b}{a} \right) \{f\}_1 \quad (48) \end{aligned}$$

ここで, $[I]$ は単位マトリックスである。(48) 式より,

$$\{y\}_2 = [D]^{-1} \{f\} \quad (49)$$

ここで,

$$\begin{aligned} [D] &= \left(1 + \frac{b}{2a} \Delta t \right) [I] + \frac{\Delta t^2}{6} [K] \\ \{f\} &= \frac{\Delta t^2}{6} \{f\}_2 + \left(\frac{\Delta t^2}{3} + \frac{\Delta t^3}{12} \cdot \frac{b}{a} \right) \{f\}_1 \end{aligned}$$

である。

(2) 第2タイム・ステップ以後

$$\{y\}_3 = \{y\}_2, \quad \{y\}_2 = \{y\}_{t-\Delta t}, \quad \{y\}_1 = \{y\}_{t-2\Delta t},$$

$$\{f\}_3 = \{f\}_2, \quad \{f\}_2 = \{f\}_{t-\Delta t}, \quad \{f\}_1 = \{f\}_{t-2\Delta t}$$

とおき, 初期状態と同様に, (37)~(43) 式より $\{y\}$, $\{\dot{y}\}$ を消去して, 次の結果を得る。

$$\begin{aligned} \left(\left(1 + \frac{b}{2a} \Delta t \right) [I] + \frac{\Delta t^2}{6} [K] \right) \{y\}_3 \\ = \frac{\Delta t^2}{6} (\{f\}_1 + 4\{f\}_2 + \{f\}_3) \\ - \left(\left(1 - \frac{b}{2a} \Delta t \right) [I] + \frac{\Delta t^2}{6} [K] \right) \{y\}_1 \\ + \left(2[I] - \frac{2}{3} \Delta t^2 [K] \right) \{y\}_2 \quad (50) \end{aligned}$$

(50) 式より

(184)

$$\{y\}_3 = [D]^{-1} (\{f\} + [A] \{y\}_1 + [B] \{y\}_2) \quad (51)$$

ここで,

$$[D] = \left(1 + \frac{b}{2a} \Delta t \right) [I] + \frac{\Delta t^2}{6} [K]$$

$$[A] = - \left(1 - \frac{b}{2a} \Delta t \right) [I] - \frac{\Delta t^2}{6} [K]$$

$$[B] = 2[I] - \frac{2}{3} \Delta t^2 [K]$$

$$\{f\} = \frac{\Delta t^2}{6} (\{f\}_1 + 4\{f\}_2 + \{f\}_3)$$

である。

6.2.2 燃料集合体のたわみ項の取扱い (解析的手法)

燃料集合体を一様な弾性梁と仮定しているため, 図-6.4 のモデルで, 燃料集合体に分散荷重が作用した

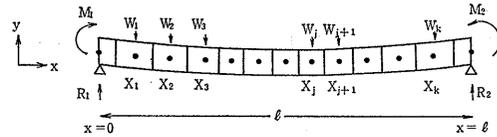


図-6.4 たわみ量の解析的計算モデル

場合の任意点における各時刻におけるたわみ量を解析的に求めることができる。同図において, M_1, M_2 は支持条件によって生ずる曲げモーメント, R_1, R_2 は反力である。また, W_j は x_j ノードに働く分散荷重であり, j メッシュに働く慣性力, 衝撃力, 減衰力等を集中荷重として代表させている。

$x=l$ 点での釣合いにより,

$$Rl + M_1 = \sum_{i=1}^j W_i(l-x_i) + M_2$$

$x_j \leq x \leq x_{j+1}$ の点での曲げモーメントは,

$$\begin{aligned} M &= R_1 x + M_1 - \sum_{i=1}^j W_i(x-x_i) \\ &= \frac{M_2 - M_1}{l} x + \frac{x}{l} \sum_{i=1}^k W_i(l-x_i) \\ &\quad + M_1 - \sum_{i=1}^j W_i(x-x_i) \quad (52) \end{aligned}$$

これより

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 y}{dx^2} &= -\frac{M}{EI} = -\frac{1}{EI} \left\{ \frac{M_2 - M_1}{l} x \right. \\ &\quad \left. + \frac{x}{l} \sum_{i=1}^k W_i(l-x_i) + M_1 \right. \\ &\quad \left. - \sum_{i=1}^j W_i(x-x_i) \right\} \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{dy}{dx} &= -\frac{1}{EI} \left\{ \frac{M_2 - M_1}{2l} x^2 + \frac{x^2}{2l} \right. \\ &\quad \cdot \sum_{i=1}^k W_i(l-x_i) + M_1 x \\ &\quad \left. - \sum_{i=1}^j \frac{W_i(x-x_i)^2}{2} \right\} + C_1 \\ y &= -\frac{1}{EI} \left\{ \frac{M_2 - M_1}{6l} x^3 + \frac{x^3}{6l} \right. \\ &\quad \cdot \sum_{i=1}^k W_i(l-x_i) + \frac{M_1}{2} x^2 \\ &\quad \left. - \sum_{i=1}^j \frac{W_i(x-x_i)^3}{6} \right\} + C_1 x + C_2 \end{aligned} \right\} (53)$$

a) $x=0$ で, $y=0$ より

$$C_2 = 0$$

b) $x=l$ で, $y=0$ より

$$C_1 = \frac{1}{6EI} \left\{ (M_2 + 2M_1)l^2 \right. \\ \left. + l^2 \sum_{i=1}^k W_i(l-x_i) - \sum_{i=1}^j W_i(l-x_i)^3 \right\}$$

c) $x=0$ で, $\frac{d^2y}{dx^2} = u \frac{dy}{dx}$, $\left(u = \frac{\alpha}{L}\right)$ より

$$2l(3+ul)M_1 + ul^2M_2 \\ + u \sum_{i=1}^k W_i(l-x_i)x_i(2l-x) = 0 \quad (54)$$

d) $x=l$ で, $\frac{d^2y}{dx^2} = -u \frac{dy}{dx}$, $\left(u = \frac{\alpha}{L}\right)$ より

$$2l(3+ul)M_2 + ul^2M_1 \\ + u \sum_{i=1}^k W_i(l-x_i)x_i(l+x_i) = 0 \quad (55)$$

(54), (55) 式より, M_1, M_2 を求めることができる

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= \frac{ulB - 2(3+ul)A}{DNT} \\ M_2 &= \frac{ulA - 2(3+ul)B}{DNT} \end{aligned} \right\} (56)$$

ここで,

$$A = u \sum_{i=1}^k W_i(l-x_i)(2l-x_i)x_i$$

$$B = u \sum_{i=1}^k W_i(l-x_i)(l+x_i)x_i$$

$$DNT = 4l(ul+3)^2 - u^2l^3$$

任意の点 $x(x_j \leq x \leq x_{j+1})$ でのたわみは, (55) 式に C_1, C_2, M_1, M_2 を代入して次のように求まる。

$$\left. \begin{aligned} y &= \frac{1}{6EI} \left\{ \sum_{i=1}^j W_i x_i(l-x)(-x^2 + 2lx - x_i^2) \right. \\ &\quad \left. + \sum_{i=1}^k W_i(l-x_i)x(-x^2 + 2lx_i - x_i^2) + YMT \right\} \end{aligned} \right\} (57)$$

ここで,

$$\left. \begin{aligned} YMT &= \sum_{i=1}^k x_i(l-x_i)((2l-x_i) \\ &\quad - RMT_1 + (l+x_i) \cdot RMT_2) W_i \\ RMT_1 &= \frac{u}{DNT} \{ 3x(l-x) \\ &\quad \cdot [(ul+2)x - (ul+4)l] \} \\ RMT_2 &= \frac{u}{DNT} \{ 3x(l-x) \\ &\quad \cdot [-(ul+2)x - 2l] \} \end{aligned} \right\} (58)$$

(57), (58) 式より各ノード点 $x_j (j=1, 2, \dots, k)$ でのたわみ y_j と, 荷重 $W_j (j=1, 2, \dots, k)$ との関係を表式に表現することができる。

$$\{y\} = [S]\{W\}$$

$[S]^{-1} = [T]$ とおいて,

$$\{W\} = [T] \cdot \{y\} \quad (59)$$

(36) 式の $[K]\{y\}$ との対応は, (36) 式が単位長さに働く加速度の式であることから, $\{W\}$ の各要素 W_i をメッシュの質量 $m_i (m_i = A \gamma \Delta x_i / g)$ で除してやればよい。

$$[K_{ij}]\{y_j\} = \left\{ \frac{W_i}{m_i} \right\} = \left[\frac{T_{ij}}{m_i} \right] \{y_j\}$$

故に, マトリックス $[K]$ の各要素は,

$$K_{ij} = \frac{T_{ij}}{m_i} \quad (60)$$

となる。

燃料集合体の変形曲率により被覆管に生ずる曲げ応力は (52) 式より, 任意の点での曲げモーメントが計算できるので, (34) 式において,

$$E \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \cdot \frac{D}{2} = \frac{M}{I} \cdot \frac{D}{2} \quad (61)$$

と置き換えて計算できる。

6.2.3 案内ばねの取扱い

6.1.3 項~6.2.2 項では, 案内ばねのたわみが考慮されておらず, 燃料集合体の上・下端での変位は常にゼロとしている。これは, 運動方程式の解法が複雑になることを防ぐためと, 案内ばねが比較的弱いものであること, 系全体から見ると, その影響が極めて小さいという理由による。

本計算コードでは案内ばねの効果を次のモデルで考慮する。(図-6.5 参照)

- 1) 燃料集合体を 1 質点と考え, 燃料集合体全体の変位量を計算する。
- 2) 燃料集合体と圧力管は, ばねと衝撃吸収要素で連結されているものとする。
- 3) 案内ばねには初期たわみがあり, 常に圧縮力と

して作用する。

このモデルで計算される燃料集合体の変位は、各スペーサ位置での燃料集合体のたわみ量と合成され、スペーサと圧力管との衝突の判定に利用される。

燃料集合体の運動方程式は 図-6.5 より、次のようになる。

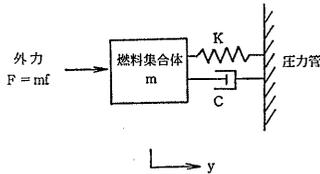


図-6.5 案内ばねモデル

$$m\ddot{y} + C\dot{y} + Ky = ma \quad (62)$$

ここで、

m ; 燃料集合体の質量

a ; 外力による加速度

C ; 減衰係数

K ; ばね定数 ($=2k_0$)

案内ばねは上・下タイププレートについており、案内ばねのばね定数を k_0 とすると $K=2k_0$ となる。案内ばねの最大変位はスペーサと圧力管の隙間と同一値とする。

(62) 式を 6.2.1 項と同様の方法で解くと、次の様になる。

1) 初期状態 ($t=0$)

$$\begin{aligned} & \left(m + \frac{C}{2}\Delta t + \frac{\Delta t^2}{6}K \right) y_2 \\ &= \frac{m\Delta t^2}{6} \cdot a_2 + \left(\frac{m\Delta t^2}{3} + \frac{\Delta t^3}{12}C \right) a_1 \quad (63) \end{aligned}$$

2) 第2タイム・ステップ以後 ($t=n\Delta t, n>1$)

$$\begin{aligned} & \left(m + \frac{C}{2}\Delta t + \frac{\Delta t^2}{6}K \right) y_3 \\ &= \frac{m\Delta t^2}{6} (a_1 + 4a_2 + a_3) \\ &+ \left(2m - \frac{2}{3}\Delta t^2 K \right) y_2 \\ &- \left(m - \frac{C}{2}\Delta t + \frac{\Delta t^2}{6}K \right) y_1 \quad (64) \end{aligned}$$

(63) 式の y_2 , (64) 式の y_3 が求める変位である。

なお、船用炉燃料のように燃料集合体の上・下タイププレート部が格子板で固定される場合には、この計算を省略することになる。

6.3 数値解析

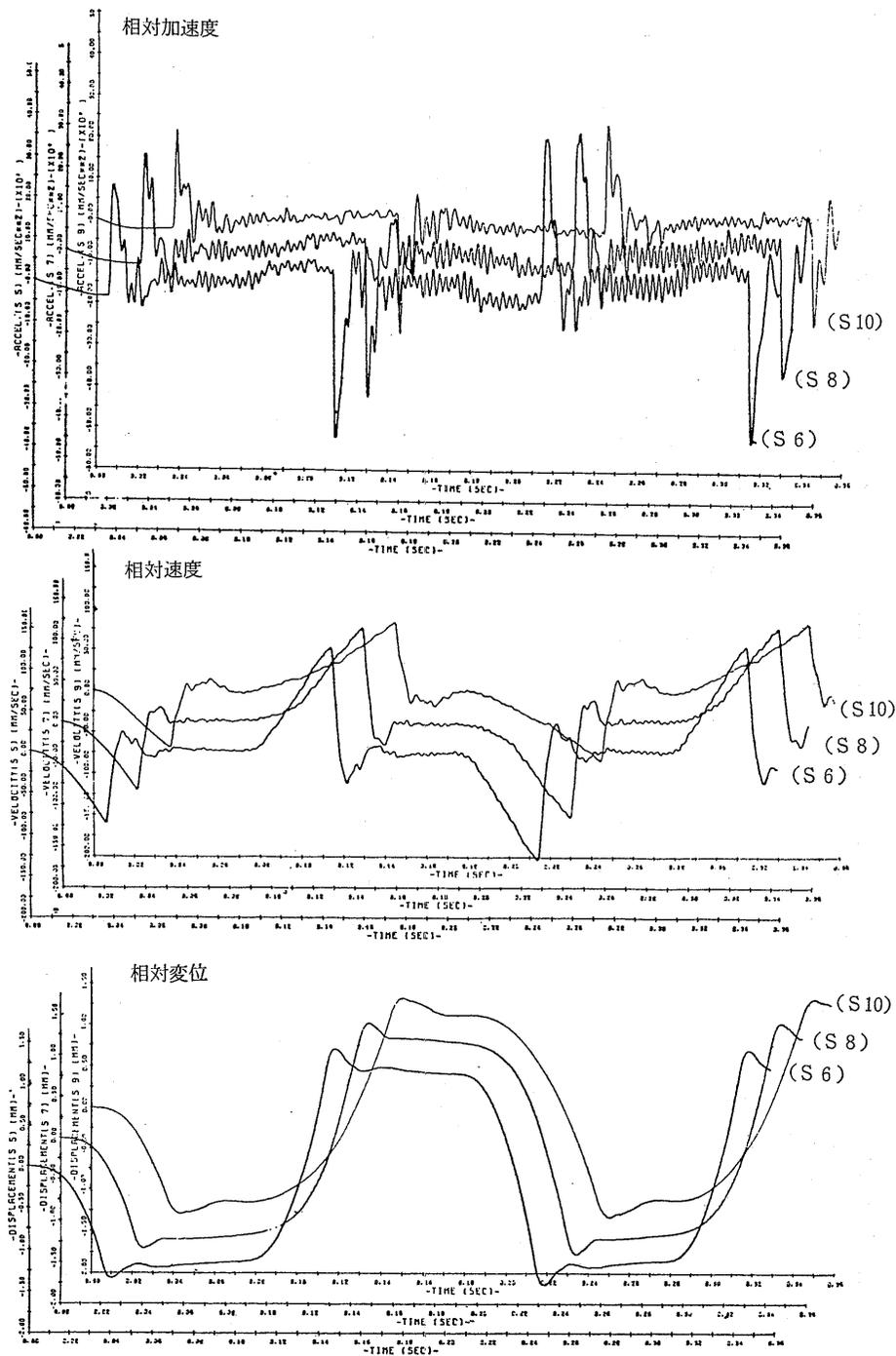
実験により得られたデータ等に基づき、表-6.1 に示

表-6.1 入力データ

	標準燃料 (5F型)	特殊燃料 (4特型)
燃料集合体単位長重量 (kg/mm)	0.05772	0.0340
粘性係数 (kg·sec/mm ²)	1×10^{-5}	1×10^{-5}
燃料集合体断面2次 モーメント (mm ²)	0.4×10^6	0.10×10^6
ヤング率 (kg/mm ²)	7,800	7,800
スペーサ反発係数	0.40	0.52
圧力管とスペーサの 隙間 (mm)	1.10	0.90
燃料集合体数	1	1
燃料集合体上下支点 間長 (mm)	4,237	4,208.5
スペーサの数	12	12
案内ばねのばね定数 (kg/mm)	6.5	6.5
燃料集合体固有振動数 実測値 (Hz)	2.48	2.70
スペーサ位置 (mm)		
S 1	482.0	552.0
S 2	882.0	972.2
S 3	1,282.0	1,312.0
S 4	1,612.0	1,572.0
S 5	1,872.0	1,832.0
S 6	2,132.0	2,092.0
S 7	2,392.0	2,352.0
S 8	2,652.0	2,612.0
S 9	2,912.0	2,872.0
S 10	3,172.0	3,132.0
S 11	3,502.0	3,472.0
S 12	3,852.0	3,812.0
スペーサのばね定数 (kg)		
0 (mm)	0	0
0.5	120	30
1.0	280	70
1.5	480	120
2.0	760	190
2.5	1,240	310
3.0	2,320	580
タイムメッシュ (sec)	1×10^{-4} (5×10^{-3})	1×10^{-4} (5×10^{-3})

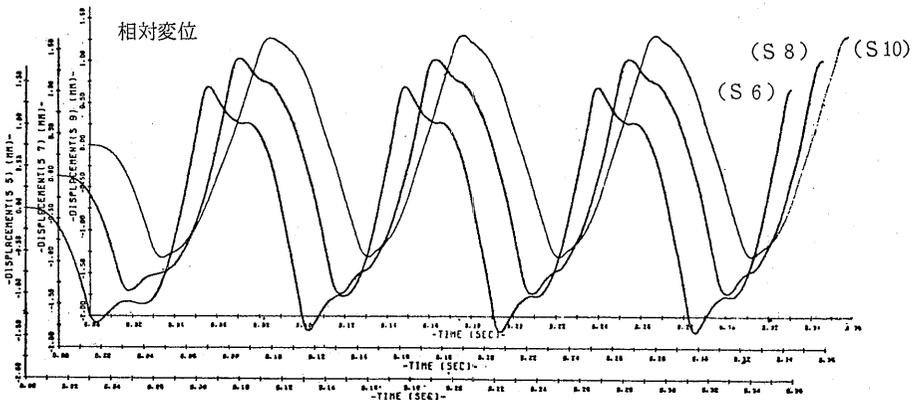
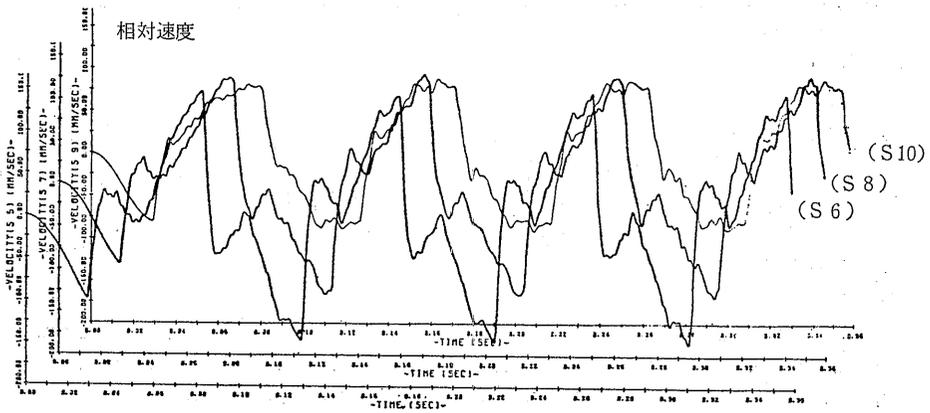
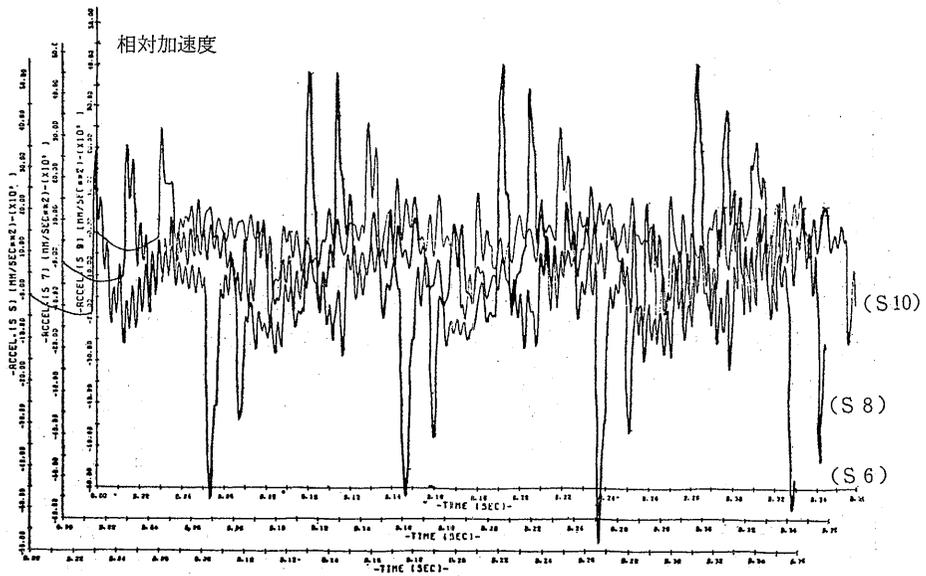
表-6.2 計算のケース (地震波)

入力波	振動方向	質点番号
TAFT	M24-X	50
	M18-Y	50
	M24-X	56
EL CENTRO	M18-Y	56
	M24-X	50
	M18-Y	50
	M24-X	56
	M18-Y	56



(T) 5F型 5Hz 0.6G

図-6.6 正弦波の計算例



(2) 5F型 11Hz 0.6G
 図-6.6 正弦波の計算例

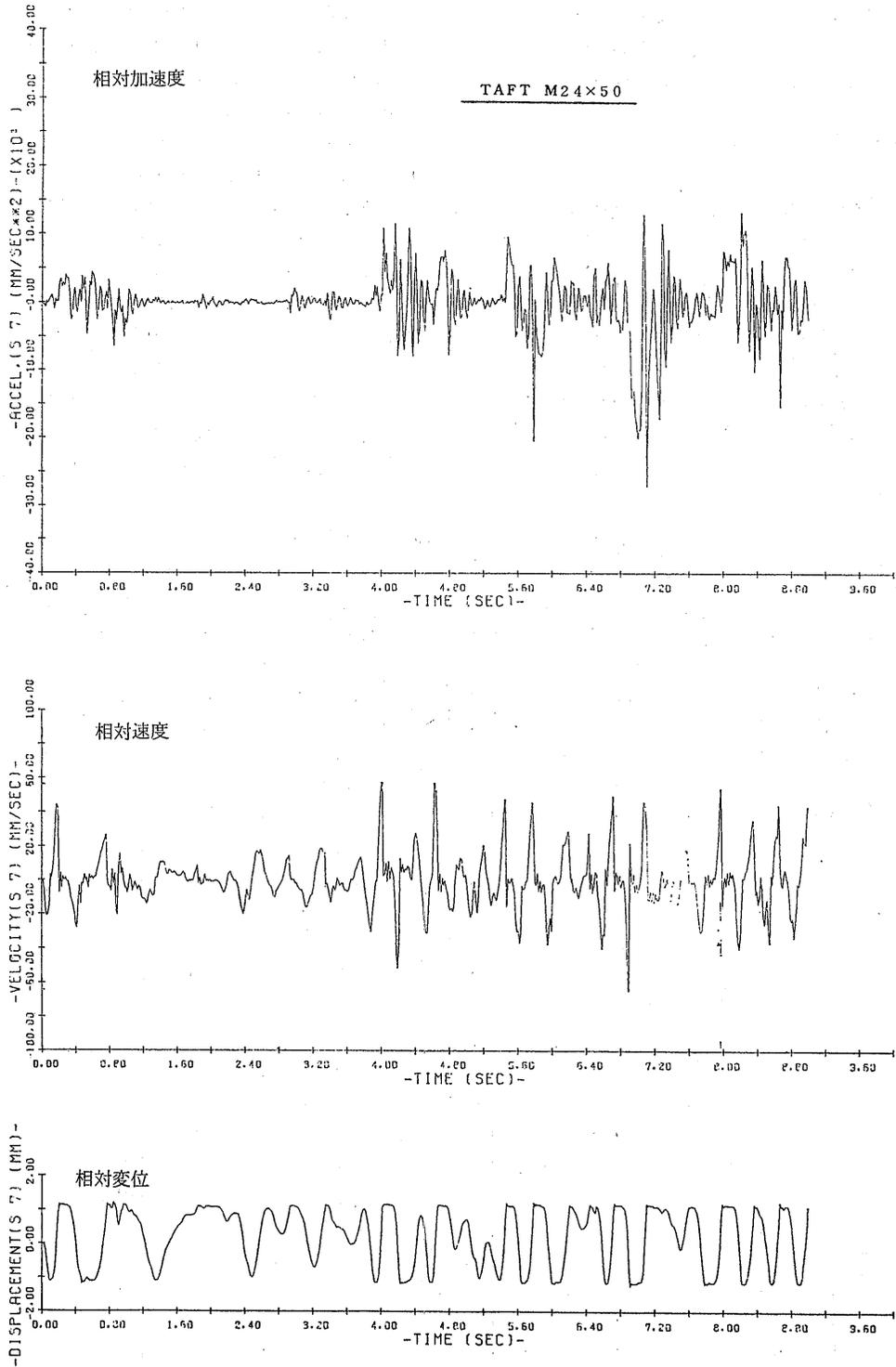


図-6.7 地震波の計算例

す入力データのもとでの数値計算を行った。

まず、解析計算コードの検証のため、表-5.1に示す各ケースについての計算を行い、実験値との比較検討を行った。

地震波についての計算は、表-6.2に示す各ケースについて実施した。

これらの地震波は燃料集合体の上下端位置での圧力管の時刻歴加速度である。それは原子炉本体を60箇の質点と弾性支持梁で構成した質点集中質量モデルで近似し、このモデルに建屋基礎で最大0.25Gの地震波が加わった場合の応答波形である。

ここで、振動方向Xはプラントの南北方向、Yは東西方向の振動波形を表わし、質点番号50は燃料集合体の上端位置の圧力管、56は燃料集合体の下端位置の圧力管を表わす。

計算結果の一例を図-6.6および図-6.7に示す。

図-6.6はS6, S8, S10点の相対変位、相対速度、相対加速度を示したものである。(1)のケースではまずS6点で燃料集合体が圧力管に衝突し、最大変位量は約1.4mmに達する(スペーサばねのたわみ量約0.3mm)。S8, S10点での最大変位量は、約1.35mmおよび約1.3mmである。発生する相対加速度値も同様の傾向を示している。衝突後の相対変位が平坦な(丘または谷の)部分は燃料集合体が圧力管にもたれかかっている状態に対応している。この部分のスペーサばねのたわみ量は各点とも0.1mm程度であり、その押し付け力は8kg前後に相当する。

相対加速度の波形に含まれている高い振動数の小さな波は、軸方向メッシュ分割点の質量と剛性で構成される系の振動であって、5F型で約330Hz、4特型で

表-6.3 S6, S8, S10点の相対加速度

地震波名	S6		S8		S10		地震波名	S6		S8		S10	
	TIME (sec)	ACCEL (G)	TIME (sec)	ACCEL (G)	TIME (sec)	ACCEL (G)		TIME (sec)	ACCEL (G)	TIME (sec)	ACCEL (G)	TIME (sec)	ACCEL (G)
TAFT ATR M24X-50	4.1	1.6	3.7	1.3	4.4	1.3	TAFT ATR M24X-56	4.0	1.4	4.8	-1.4	5.5	1.2
	4.6	1.4	4.6	-1.1	5.5	0.9		5.7	-1.6	5.7	-1.7	5.7	-1.1
	5.8	2.6	6.5	-1.8	5.6	-1.3		5.8	-1.4	6.6	1.5	6.6	1.7
	6.6	1.4	6.7	-1.1	6.5	1.2		6.1	-1.5	6.7	1.5	7.0	1.0
	6.7	-1.2	6.8	1.6	7.5	-1.1		6.6	1.5	6.9	1.6	7.5	-0.7
	7.0	-1.0	7.6	1.3	7.6	0.8		6.9	1.5	7.9	-1.3	7.9	-0.8
TAFT ATR M18Y-50	3.7	1.2	3.7	1.3	4.7	1.7	TAFT ATR M18Y-56	4.1	1.3	4.1	1.4	4.2	-0.6
	4.1	1.5	4.1	1.5	5.9	1.6		4.6	-1.3	6.7	1.6	6.5	0.9
	5.6	-1.8	5.3	-1.5	6.4	1.8		6.7	1.5	6.8	1.5	6.8	1.1
	6.7	1.2	6.6	-1.6	6.6	-1.1		6.8	1.7	6.8	-1.5	7.2	0.8
	6.7	-1.8	6.7	1.1	7.7	-1.0		6.8	-1.3	7.0	1.5	7.7	-0.7
	6.9	-2.3	6.9	-2.8	7.9	1.7		8.6	-1.4	8.2	-1.1	7.9	0.8
El-Centro ATR M24X-50	2.3	3.0	2.2	-1.9	2.2	-1.1	El-Centro ATR M24X-56	2.3	-1.2	2.2	-1.8	1.4	0.8
	2.6	1.9	2.4	2.8	2.5	1.1		2.4	1.0	2.4	-1.3	2.2	-1.4
	2.6	-2.0	2.6	-1.8	2.8	-0.6		2.5	-1.2	2.5	1.6	2.5	-0.8
	2.7	-1.4	2.7	2.0	3.3	0.8		2.6	1.3	2.6	1.5	2.6	0.7
	2.9	1.1	2.7	-1.5	4.3	0.9		2.7	1.5	2.7	1.0	4.3	0.9
	4.5	-1.8	2.9	1.3	5.1	-0.8		4.5	-1.7	5.1	-1.0	5.1	-0.6
El-Centro ATR M18Y-50	2.2	-2.0	2.0	1.4	1.4	-0.6	El-Centro ATR M18Y-56	2.3	1.6	1.9	1.3	2.2	0.7
	2.4	1.1	2.2	-1.2	2.0	0.5		2.4	-1.2	2.3	1.3	2.5	-0.6
	2.5	1.0	2.4	-1.4	2.2	-0.8		2.5	1.7	2.5	-1.9	2.8	0.6
	2.5	-1.6	2.5	1.0	2.5	-0.8		2.5	-1.5	2.5	1.8	4.5	0.8
	3.4	0.9	2.7	1.0	2.7	0.7		4.5	-1.0	4.3	1.1	5.1	-0.6
	4.5	-2.2	3.3	0.9	4.3	0.5		5.2	1.0	4.5	-1.1	8.9	-0.6

約 240 Hz である。

図-6.7 は TAFT 波についての S6 点の時刻歴応答を示したものである。9 秒間の地震波のうち、初めの 3.6 秒が予震の部分である。燃料集合体は初めの 2.3 秒間は中立の位置にあり、S6 点は圧力管に接触しない。本震の部分では圧力管の管壁から管壁への相対移動を繰返し、中立の位置に留まることは殆んどない。相対加速度は 5.8 秒後に 2.5 G に達している。

各地震波について、大きな相対加速度の発生する時間とその大きさを整理した結果を表-6.3 に示す。最大値は S6 点で 3.0 G (EL CENTRO M24X-50) S8 点 2.8 G (TAFT M18Y-50) S10 点 1.8 G (TAFT M18Y-50) である。

7. 検 討

7.1 実験値と計算値の比較

7.1.1 正弦波入力の場合

正弦波による振動実験の結果(点線)と相対変位の計算値(実線)の比較を図-7.1 に示す。解析計算コードによる計算は、圧力管の中心位置で静止状態にある燃料集合体に正弦波状の振動外力が圧力管から加えられた場合の時刻歴応答を計算するものであり、2 サイクル目以後はほぼ定常的な振動波形となる。

点線は計算値との差が極力小さくなるような位置に実験値を重ね合わせたものである。

5 Hz, 0.6 G のケースでは両波形が極めてよく一致している。燃料集合体の圧力管への衝突によるピーク値は実験値より僅かに高いが、その後には生ずる減衰振動波形、衝突壁面から反対側の壁面への移動の様子など、極めてよい一致を示している。

7 Hz, 0.6 G のケースでは (+) 側の両波形が比較的よい一致を示している。点線の (-) 側では圧力管への最初の衝突が最大変位量より小さな位置で生じている。これは最初の衝突に先立ち、他のスペーサが圧力管に衝突した場合、あるいは、圧力管の斜め方向への衝突に起因するものであり、偏心による後者の効果は計算に組込まれていない。7 Hz, 0.6 G のこのケースでは、S6 点の斜め方向への衝突と S7 点での圧力管への衝突がほぼ同時に同程度の衝撃加速度値で生じており、実験値は両者の影響を受けている。

9 Hz, 0.3 G のケースは最も近似度の悪いケースである。この振動数では燃料集合体を含む圧力管の共振と燃料集合体の 3 次共振の影響を受け、0.6 G の実験ができなかった。

このケースでは相対変位の最大値が S10 点で生じ、S6 点の相対変位は圧力管への最初の衝突より次のピーク値の方が大きい。

図-7.2 は 11 Hz, 0.6 G における S6, S8, S10 点の各波形を比較したものである。S6 点の相対変位は最大変位量に差があるが、波形は全般によく一致している。S8 点では初めの衝突によるピーク値は実験値とよく一致している。次のピークは実験値で顕著なものに対し、計算値では特に高いピークがなく、圧力管にもたれかかる形で移動している。S10 点での両波形は極めてよく一致している。

図-7.2(2) の相対速度は S6 点で実験値と計算値がほぼ一致している。S8, S10 点では計算値が僅かに大きな値を示すが、その波形は全般により近似波形となっている。(注、S6 点の相対速度は縦軸が他の 2/3 に縮尺されている。)

図-7.2(3) の相対加速度は実験値が比較的滑らかな曲線を描いているのに対し、計算値は高い振動数成分を含む凹凸の激しい波形となっている。その原因は軸方向メッシュ分割点の質量と剛性で構成される系の振動によるもので、メッシュ分割数の拡大あるいは減衰項の導入により平滑化が可能である。この高い周波数成分を取り除いて得られる波形は実験値に近いものになることが同図から推測される。

相対加速度の最大値は実験値より高い値または同等の値を示しているが、これもメッシュ分割点の振動成分が除去されることにより、更に実験値に近づくことが予想される。(注、S10 点の相対加速度は縦軸が他の倍に拡大されている。)

加振振幅が小さく、燃料集合体が圧力管内で“おどる”状態の場合には周期性に欠ける。23 Hz, 0.6 G の実験値は相対変位が 23 Hz で管壁に衝突する振動を繰返している。計算値にも 23 Hz の脈動が含まれるが、燃料集合体は 4 倍の周期で圧力管内を移動している。図-7.3 参照。

また、振動数 23 Hz は圧力管の共振点であり、S6 PT~S8PT の点では加振振幅の 4 倍前後の振幅に達している。(表-5.3 参照)。解析モデルでは、圧力管を剛体近似しており、その差は大きい。

表-7.1 に実験値と計算値の比較を示す。同表において、 $\delta=1.1\text{mm}$ および $\delta=0.9\text{mm}$ の欄は実験体系についての計算値であり、 $\delta=0.55\text{mm}$ 計算値の欄はふげん炉の公称値に対するものである。

5F 型の相対変位および相対加速度について見ると、

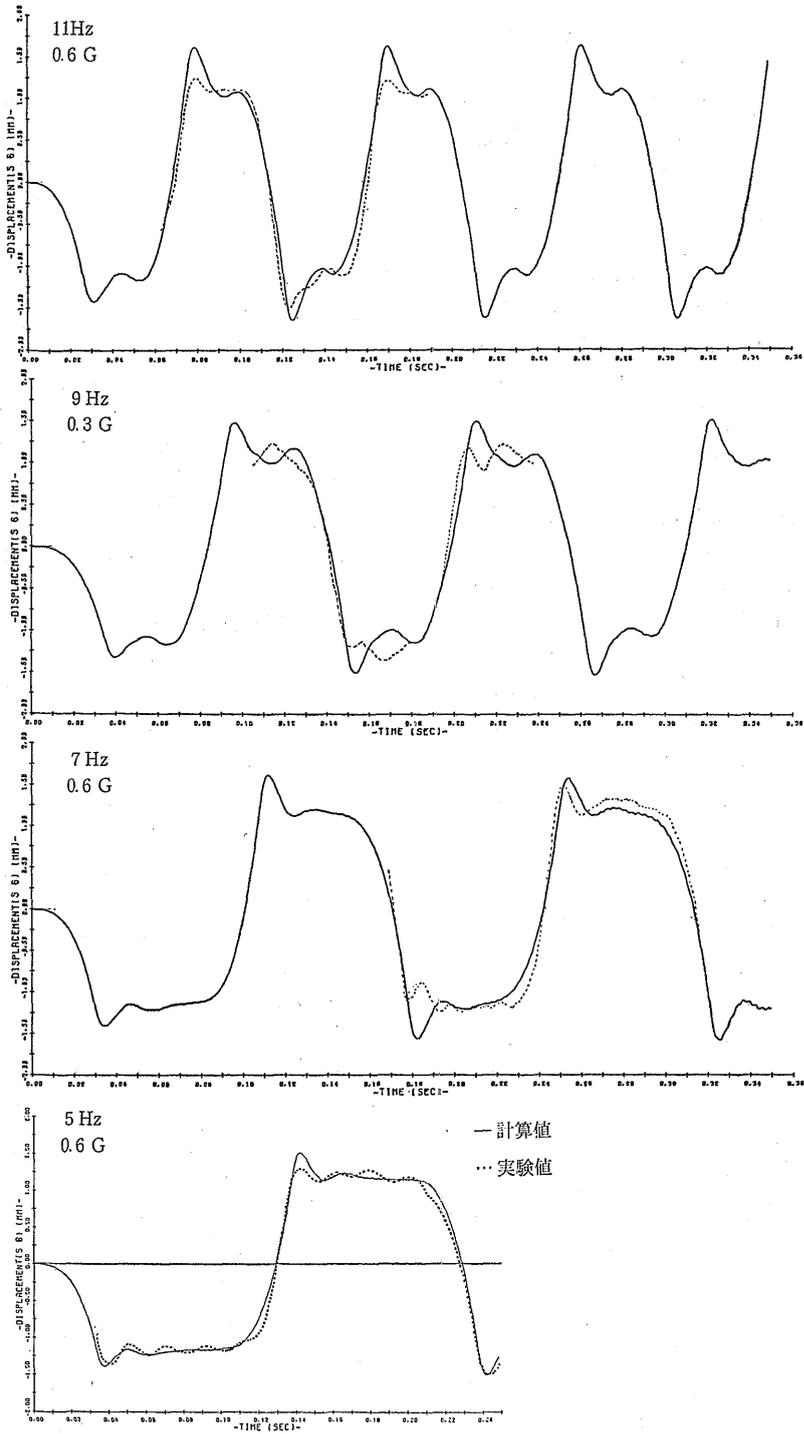


図-7.1 相対変位の実験値と計算値の比較 (5F型 S6)

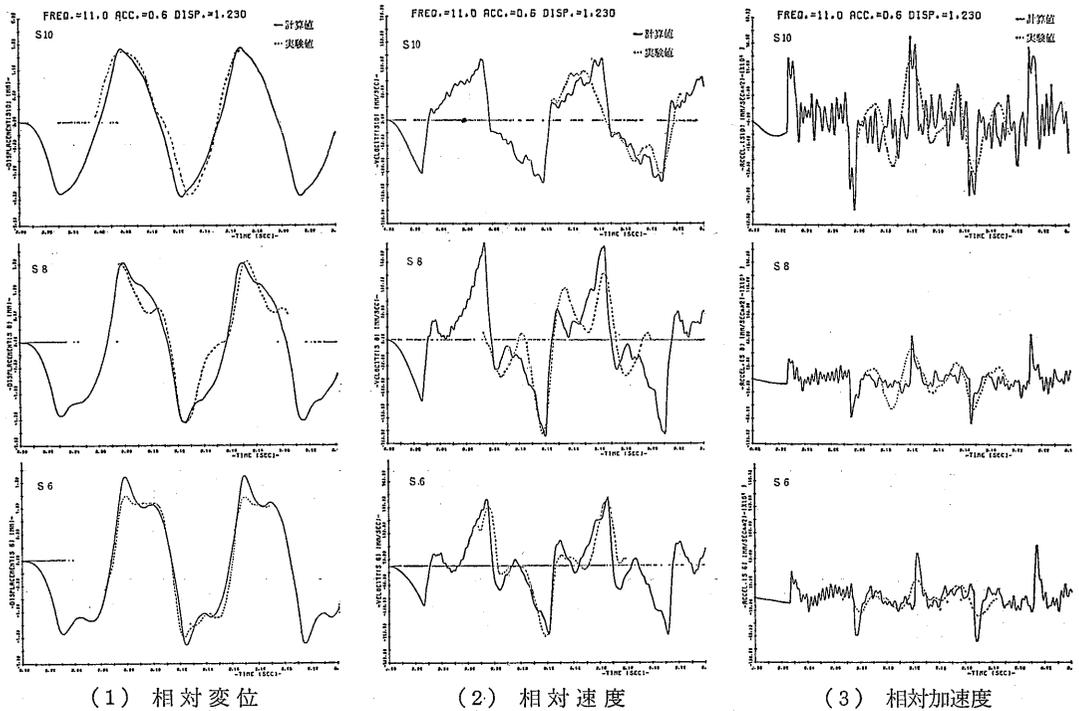


図-7.2 実験値と計算値の比較 (11 Hz 0.6 G)

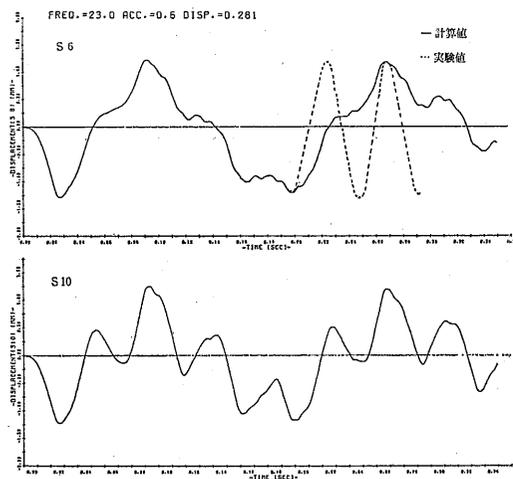


図-7.3 23 Hz 0.6 G の相対変位 (5F型)

次の5ケースで計算値が実験値より小さな値を示している。

- 相対変位 7.0 Hz, 0.3 G, S8 (-0.04 mm)
- 7.0 Hz, 0.3 G, S10 (-0.09 mm)
- 9.0 Hz, 0.3 G, S10 (-0.13 mm)

11 Hz, 0.6 G, S8 (-0.05 mm)
相対加速度 23 Hz, 0.6 G, S6

このうち相対変位について見ると、いずれも S10 および S8 であり、最も振幅の大きい S6 では、常に計算値の方が大きな値または等しい値を得ている。また、7 Hz, 0.3 G, S8 および 11 Hz, 0.6 G, S8 での差 -0.04 mm および -0.05 mm は、寸法精度の誤差範囲内にある。従って、相対変位では S10 での 7 Hz, 0.3 G の -0.09 mm および 9 Hz, 0.3 G の -0.13 mm の2ケースで明らかに計算値が実験値を下まわっていることになる。

相対加速度について見ると、計算値が実験値より小さいのは 23 Hz の1ケースである。この場合の計算値は実験値の 0.76 倍である。これは、前述の如く、圧力管の共振に起因するものであり、その影響については検討を要する問題である。

以上、正弦波による振動実験データとの比較により、次の結果を得た。

- (1) 解析計算値は、相対変位、相対速度、相対加速度ともにより近似波形を示す。
- (2) 相対変位および相対加速度の計算値は、耐震

表-7.1 実験値と計算値の比較(正弦波)

種類	振動数 (Hz)	加速度 (G)	計測点	実験値			$\delta=1.1$ $\delta=0.9$ mm 計算値			$\delta=0.55$ mm 計算値			
				相対変位	相対速度	相対加速度 ($\times 10^8$)	相対変位	相対速度	相対加速度 ($\times 10^8$)	相対変位	相対速度	相対加速度 ($\times 10^8$)	
				(mm)	(mm/sec)	(mm/sec ²)	(mm)	(mm/sec)	(mm/sec ²)	(mm)	(mm/sec)	(mm/sec ²)	
5F型 ($\delta=1.1$ mm)	5.0	0.2	S 6	1.35	158.8	19.6	1.36	95.0	33.8	1.71	89.0		
	7.0	0.3	S 6	1.38		28.3	1.38	121.3		0.86	95.0	40.5	
			S 8	1.39	196.0	28.6	1.35	125.0	78.0	0.71	89.0	41.5	
			S10	1.38	176.0	21.7	1.29	112.0	71.0	0.70	61.0	27.6	
	9.0	0.6	S 6	1.36	206.0	25.0	1.59	192.0	80.0	0.81	206.0		
			0.3	S 6	1.30	158.8	20.6	1.49	177.5	63.5	0.77	112.5	51.0
				S 8	1.40		35.8	1.41	141.3	49.5	0.71	89.0	42.0
	11.0	0.6	S10	1.34	133.8	22.2	1.21	75.0	26.3	0.69	63.0	24.8	
			S 6	1.38	190.0	27.5	1.63	214.0	86.0	0.88	194.0		
			S 8	1.27									
	13.0	0.6	S 8	1.56		22.0	1.51	190.0	69.0	0.74	140.0		
			S10	1.43	115.0	10.5	1.43	120.0	36.5	0.78	111.3		
			S 6	1.40	151.3	22.8	1.64	214.0	86.3	0.81	122.5		
	23.0	0.6	S 8	1.31	122.5	25.8	1.52	200.0	67.5	0.79	135.0		
			S10	1.28	137.5	18.2	1.44	142.5	54.5	0.78	103.8		
			S 6	1.05	142.5	42.1	1.22	78.0	32.0	0.81	224.0		
			S 8	1.21	119.3	22.0	1.21	95.0	25.2	0.82	236.0		
			S10				1.20	120.0	44.5	0.86	194.0		
4特型 ($\delta=0.9$ mm)	7.1	0.3	S 6	1.00	95.0	11.6	1.18	117.5	41.0	0.82	87.0	25.2	
			S10	0.93	76.0	11.8	1.04	67.0	28.0	0.74	59.0	9.6	
	0.6	S 6	0.99	123.8	41.5	1.36	202.0	88.0	0.98	167.5	67.0		
		S10	0.97	112.0	15.5	1.19	109.0	32.8	0.80	81.0	18.4		
	9.0	0.3	S 6	0.92	102.0	19.4	1.21	133.8	44.0	0.84	95.0	25.5	
			S10	0.88	85.0	16.9	1.07	65.0	20.0	0.73	56.0	12.3	
	0.6	S 6	1.02	128.8	24.4	1.33	175.0	62.0	0.96	143.8	47.5		
		S10	0.91	110.0	22.0	1.21	115.0	31.8	0.86	97.0	21.2		
	11.0	0.3	S 6	0.78	55.5	3.6	1.26	152.5	45.5	0.84	98.0	32.0	
			S10	0.81	89.0	18.4	1.05	85.0	20.2	0.72	74.0	15.3	
	0.6	S 6	1.01	131.3	28.2	1.38	210.0	94.0	0.96	136.3	50.0		
		S10	0.81	105.0	12.3	1.16	95.0	28.8	0.82	81.0	18.6		
	23.0	0.3	S 6	0.73	105.0	20.8	0.95	28.0	5.9	0.63	41.5	10.8	
			S10	0.77	90.0	12.6	0.76	41.5	9.0	0.61	51.0	12.5	
	0.6	S 6	0.84	146.3	24.6	1.04	96.0	72.5	0.65	148.8	80.0		
		S10				0.93	102.0	37.5	0.81	150.0	63.0		
0.9	S10	0.54	137.0	19.9	1.15	190.0	64.0	0.98	156.3	59.0			

- 上ほぼ安全側の値を示す。
- (3) 燃料集合体の圧力管への衝突時に生ずる最大変位量は全般に大きな値となる傾向があり、更に、近似精度を高めるためにはスペーサばね等の取扱いに再考を要する。
- (4) 圧力管の共振点の近くでは、圧力管の剛体近似の効果が顕著に表われ、計算値が実験値を下まわるケースがある。

7.1.2 地震波入力の場合

地震波の実験および計算で得られた相対加速度の最大値は、次のとおりである。

計算値	$27.5 \times 10^3 \text{ mm/sec}^2$	TAFT M24X-50 S8
実験値	$21.5 \times 10^3 \text{ mm/sec}^2$	TAFT M18Y-50 S8
"	$(21.0 \times 10^3 \text{ mm/sec}^2)$	TAFT M24X-50 S8)

また、これを地震波別に見ると、計測点 S6, S8, S10 での最大値の大きさと発生点は表-7.2 の通りである。この表から、加速度の最大値が発生する位置について見ると、

- | | |
|------------------------------------|--------|
| (a) 両者が一致するケース | 10 ケース |
| (b) 他に僅かに高い点があるが、
誤差の範囲で一致するケース | 5 ケース |
| (c) 一致しないケース | 1 ケース |
| 計 | 16 ケース |

となり、EL CENTRO M18Y-56 の (+) 側で最大加速度発生点が一致しないことを除くと、よく一致するか、または、それに近い値 ($0.5 \times 10^3 \text{ mm/sec}^2$, 2~3% の相対的大小の差) を示す点であることがわかる。

相対加速度の大きさについてもほぼ同様の結果であり、TAFT M18Y-50 のケースで実験値の方が大きな値を示している以外は、計算値の方が大きい、または等しい値を示している。

表-7.2 相対加速度の最大値の比較 (地震波)

地震波名	方向	計 算 値		実 験 値		計算値 実験値
		位置	加 速 度	位置	加 速 度	
TAFT M24X50	+	S 8	$27.5 \times 10^3 \text{ mm/s}^2$	S 8	$21.0 \times 10^3 \text{ mm/s}^2$	1.31
	-	S 6 S 8	12.5 (12.0)	S 6 S 8	(11.0) 20.0	
TAFT M18Y50	+	S 8	14.5	S 8	17.5	0.70
	-	S 8	15.0	S 8	21.5	
TAFT M24X56	+	S 6 S 8	(17.5) 18.0	S 6 S 8	16.2 (10.5)	1.00
	-	S 6	19.0	S 6	19.0	
TAFT M18Y56	+	S 8	12.5	S 8	10.7	1.32
	-	S 8	18.5	S 8 S10	(13.5) 14.0	
EL CENTRO M24X50	+	S 6	11.0	S 6	14.0	1.23
	-	S 6	23.5	S 6	19.1	
EL CENTRO M18Y50	+	S 8	18.5	S 8 S10	(18.0) 18.5	1.05
	-	S 8	21.5	S 8	20.5	
EL CENTRO M24X56	+	S 6	21.5	S 6	16.5	1.23
	-	S 6 S 8	(12.0) 15.0	S 6	17.5	
EL CENTRO M18Y56	+	S 8	8.5	S 6 S10	15.5 (12.5)	1.03
	-	S 6	16.0	S 6	15.0	
						平均 1.11

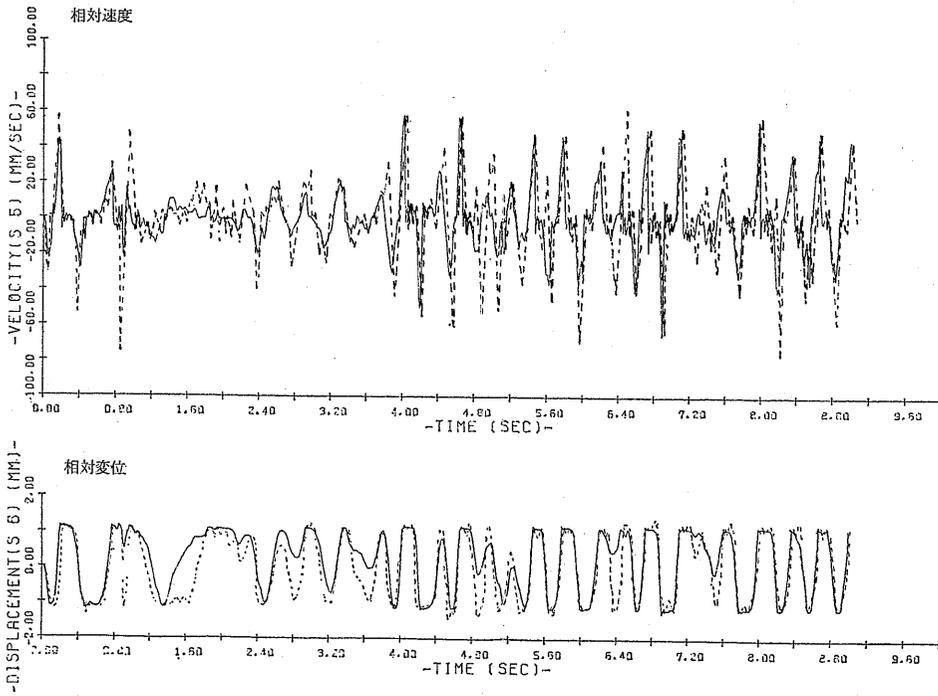


図-7.4 相对変位, 相对速度の比較 (1) TAFT 波

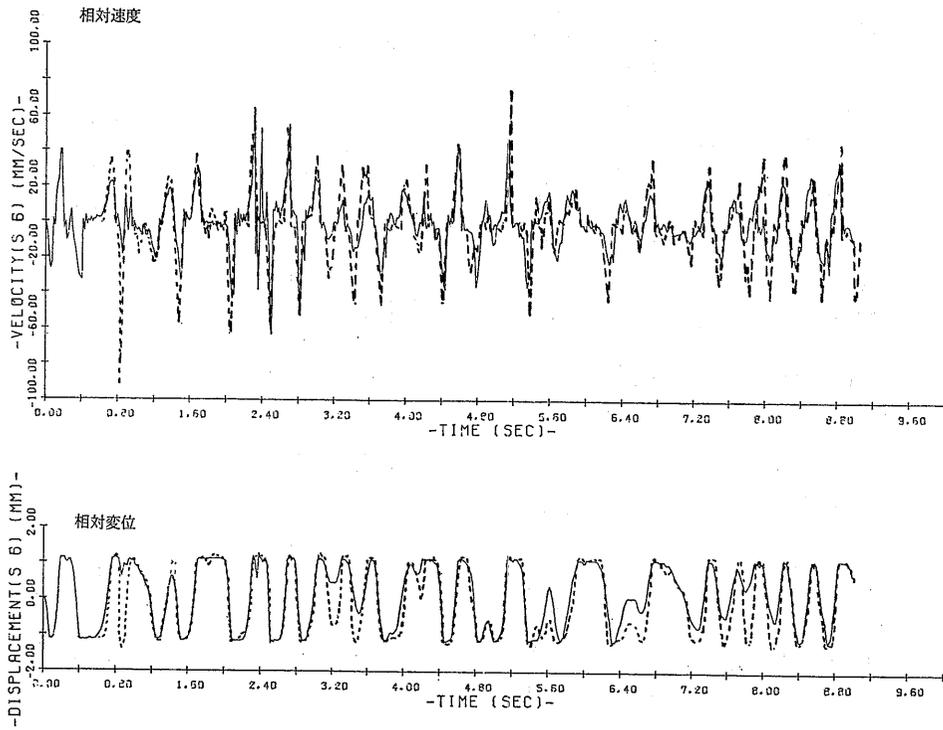


図-7.4 相对変位, 相对速度の比較 (2) EL CENTRO 波

実験により得られた最大加速度を1.0として規格化し、計算値との大小を比較すると、前述の表の通りとなり、全体として計算値が1.1倍大きな値を与えることがわかる。

TAFT M18Y-50 では、計算値が $-15.0 \times 10^8 \text{ mm/sec}^2$ であるのに対し、実験値は $-21.5 \times 10^8 \text{ mm/sec}^2$ でかなり大きい。その第1の原因として、変位量過大による振動子のストッパーへの衝突が考えられる。このケースでは地震開始後0.9秒までの間に衝突が起り、最大 $-20.5 \times 10^8 \text{ mm/sec}^2$ の衝撃加速度が発生し

ている。しかし、 $-21.5 \times 10^8 \text{ mm/sec}^2$ の記録されている4~5秒ではストッパーに衝突していない。更に、このケースでは(+)側についても計算値/実験値=0.83で、実験値の方が大きい。

以上のとおり、本解析計算コードにより、1,2のケースを除くと、相対加速度の大きさおよびその発生点を実用上十分な精度で解析できる。

振動波形の比較の1例を図-7.4および図-7.5に示す。図-7.4(1)の相対変位波形は変位量の小さな部分で計算値が実験値より小さい波形を示すが、その他の

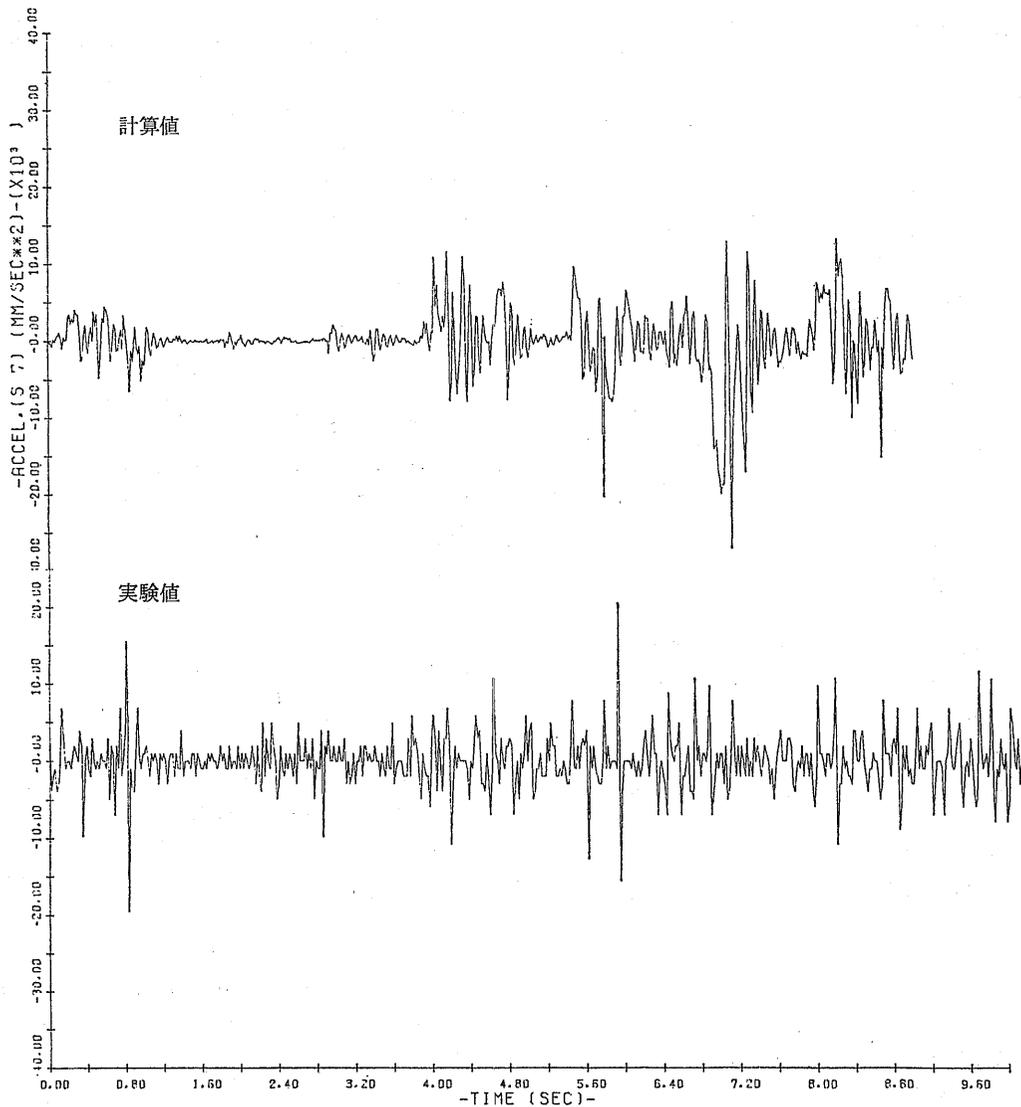


図-7.5 相対加速度の比較

部分ではよく一致している。また、相対速度の波形は極めてよく一致している。相対速度の大きさは全般に計算値が僅かに小さいかまたは等しい値を示している。

図-7.4(2)も(1)図と同様の傾向にある。

相対加速度の波形には衝撃加速度と運動加速度が含まれており、その波形は極めて複雑な形となっている(図-7.5参照)。そのため、計算波形と実験値の比較による有意な結論は得られない。そこで、本研究では最大値の発生点、時期とその大きさの比較(前述)にとどめることにする。また、燃料被覆管に生ずる最大応力(燃料集合体のたわみおよびスペーサ部の局部的曲げによる応力の合成値)は 1kg/mm^2 以下であり、強度上問題のない範囲にある。

以上、地震波による振動実験データとの比較により、次の結果を得た。

- (1) 解析計算による相対変位、相対速度の時刻歴応答波形はかなりの精度で実験値と一致する。
- (2) 地震外力が小さく、燃料集合体が圧力管との隙間内で“おどる”状態の場合には、相対変位の計算波形が実験値より小さなものとなる傾向がある。
- (3) 相対加速度の最大値は、全体として、計算値が実験値より約1.1倍大きい値を示す。
- (4) 相対加速度最大値の発生点は、実験値とほぼ一致する。
- (5) 燃料被覆管に生ずる最大応力は、強度的にみて十分に小さな値である。

7.2 地震波のパワー・スペクトラム密度

地震波のパワーがどのような周波数に分布しているかを調べ、解析モデルの妥当性を評価するため、パワー・スペクトラム密度の分析を行った。

ここで言うパワーは仕事をする割合で、調和振動の振幅の2乗に比例する。地震波のようなランダム振動は専用の振幅と位相を持つ調和振動の非常に多くの和であると考えることができる。

地震波の全パワーは成分である調和振動の和であり、このパワーが周波数の関数としてどのように分布しているかを知る必要がある。そこで、単位周波数間隔あたりのパワーをパワー・スペクトラム密度(power spectrum density)と定義し、その量をパワーの周波数分布として表示する。

パワー・スペクトラム密度 $P_{xx}(f)$ は、自己相関関数

$$R_{xx}(z) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t+z)x(t)dt$$

のフーリエ変換

$$P_{xx}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_{xx}(z)e^{-i2\pi fz}dz$$

として理解することができる。即ち、自己相関関数を求めることにより、一見不規則に見える地震波の信号を統計処理し、そこに存在する周期性を明らかにし、同時に全体から見た規則性の強さを明らかにする。これをフーリエ変換して周波数の関係として表わすことにより、どの周波数の振幅が概して大きいかを平均的に表わしていることになる。

パワー・スペクトラム密度の分析には TOSBAC 用時系列統計計算プログラム、STATE-1E を用いた。STATE-1E は TOSBAC 用ライブラリー計算コードである。

TAFT, EL CENTRO の2波について行った分析の結果は図-7.6の通りであり、各分析結果とも、約3Hzに主成分のピークがある。次に高いピーク値は8Hz~12Hzにあり、主ピークより1桁ないし2桁小さい。

EL CENTRO M18Y-50では、第3のピークが20Hz前後にあり、主ピーク値の約1/14に達している。また、TAFT M18Y-50では20Hz前後のピークが8~12Hzのピークとほぼ同一値で存在する。

その他のものは、主ピーク値より3桁程度小さな値である。

以上、ふげん燃料集合体に加わる地震波のスペクトラム密度分析を行った結果、その性質は次のようなものであることがわかった。

- (1) 入力波の主成分は、約3Hzに1つの大きく鋭いピークを持つスペクトラム密度分布を示す。
- (2) 第2のピークは、8~12Hzにあり、主ピーク値の1/10~1/100程度である。
- (3) 第3のピークは、あるものとならないものがある。第3のピークのあるものとしては、質点番号50のものが顕著である。

燃料集合体の1次共振振動数が2~3Hzにあること。また、2次共振が7~10Hzにあり、圧力管内燃料集合体の振動ピークが8~9Hzにあることから、解析計算コードには、

- (1) 約3Hzの主成分に対する忠実な応答が得られること、

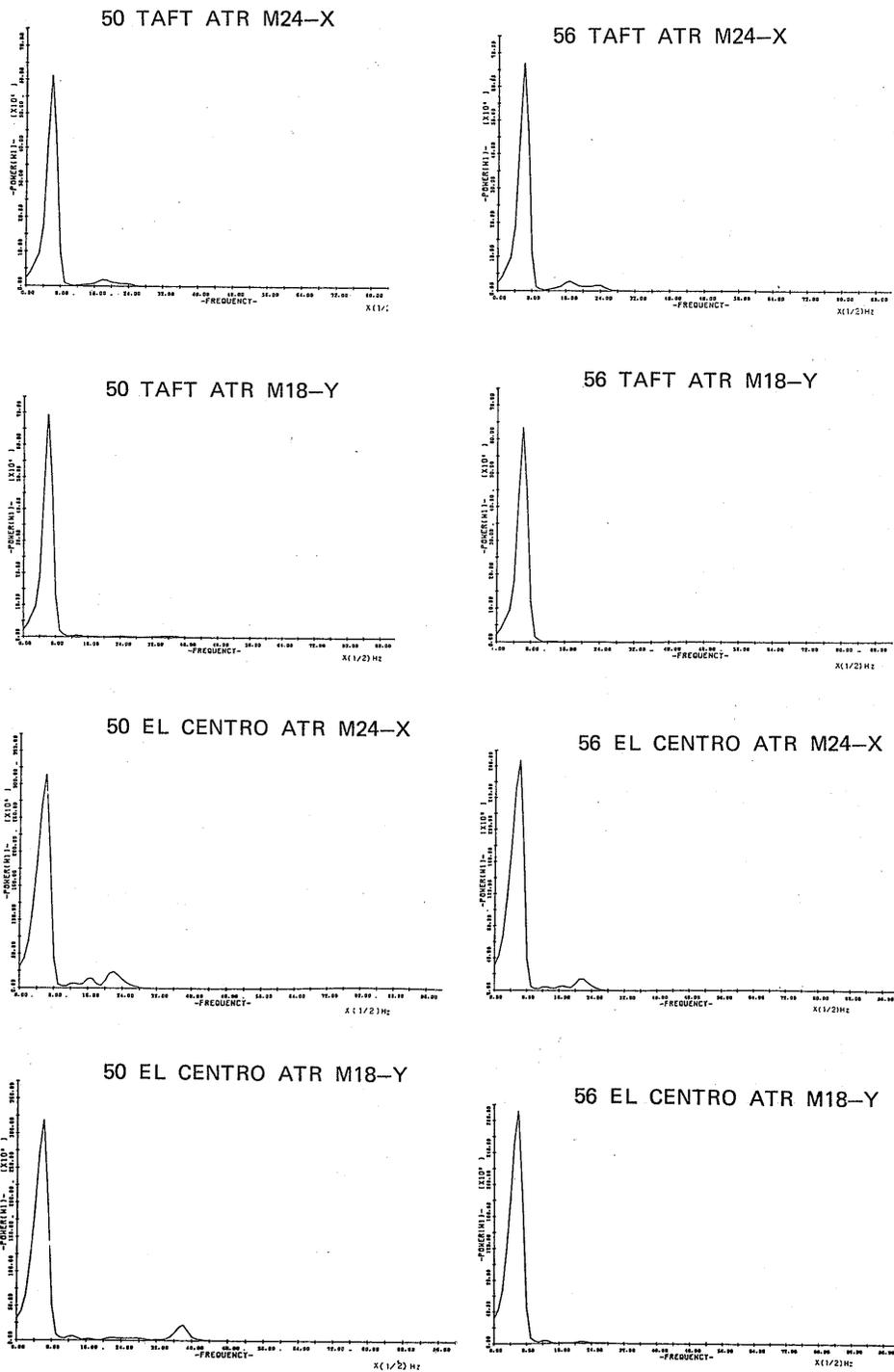


図-7.6 地震波のパワースペクトラム密度分布

(2) 8~12Hz の成分に対して大きな誤差を伴わないことが要求される。

7.3 振動定数等の再検討

7.1 節の比較検討により、動的応答の計算値が、耐震強度上問題となる衝撃加速度の大きさ、発生点および変位応答の面で実用上十分な精度を有するものであることが立証された。

本節では衝撃加速度並びに変位応答波形の計算精度を更に高めるため、振動定数等の再検討を行った。

計算精度を更に高めるうえでの主な問題点として、圧力管の剛体近似、スペーサの取扱いおよび振動定数の振振依存性の点を探り上げて検討する。

7.3.1 圧力管の剛体近似

本解析計算コードでは、圧力管の固有振動数が燃料集合体のそれに較べて十分に高いため、圧力管を完全剛体として取扱っている。この仮定は耐震強度上問題となる地震波の周波数成分が、圧力管の固有振動数より十分低い領域にあることを前提としたものである。

それは地震波のパワー・スペクトラム密度の分析値からも理解できる。即ち、7.2 節における各地震波のパワー・スペクトラム密度は燃料集合体の固有振動数に近い約 3Hz に主ピークがあり、それが支配的な要素となっている。次のピークは 8~12Hz にあり、主ピークより 1桁ないし 2桁小さい。18~19Hz に第 3 のピークのあるものは TAFT M18Y-50 および EL CENTRO M18Y-50 の 2 波のみである。

TAFT M18Y-50 は計算による相対加速度の最大値

が実験値より小さい唯一のケースである。その発生点は一致するが、大きさが (-) 側で大幅に違っている(計算値/実験値=0.7)。しかし、約 18Hz にあるパワー・スペクトラム密度のピーク値は約 3Hz の主ピークの約 1/150 であり、共振点での共振倍率を考慮しても相対加速度の最大値の大幅な相違につながるとは考えられない。

また、EL CENTRO M18Y-50 では約 19Hz に主ピークの約 1/14 に達する顕著なピークがあるが、相対加速度の最大値の発生点およびその大きさは実験値とよく一致している。

従って、圧力管の共振点付近における地震波のパワー・スペクトラム密度が十分に小さな値であれば、圧力管の剛体近似による耐震強度算出への影響は、実用上許容し得る範囲のものであると考えてよいであろう。

しかし、圧力管の共振点を選んで行なった 23Hz, 0.6G の正弦波による振動実験においては、圧力管の共振倍率(振幅)は S6 点で 3~4 倍に達し、相対加速度の最大値は 4.3G を記録している。

このため、本解析計算コードの利用に際しては、先ず地震波(あるいは他の入力波)のスペクトラム密度分布がどのようなものであるかを分析し、本解析計算コードによる計算値の信頼性を評価する目安とする必要がある。

7.3.2 スペーサの取扱い

スペーサのばね定数および反発係数が振動波形に及ぼす影響を調べるため、振動定数を変化させたいくつ

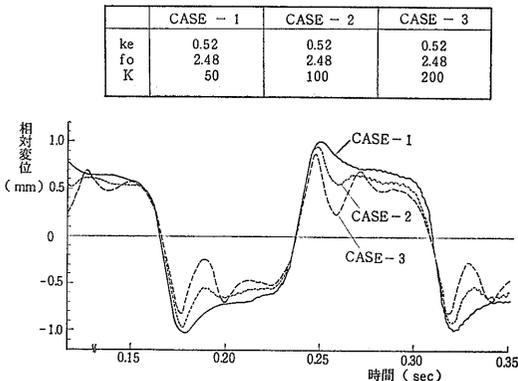


図-7.7 (1) スペーサのばね定数 K の効果 (4 特型 7Hz)

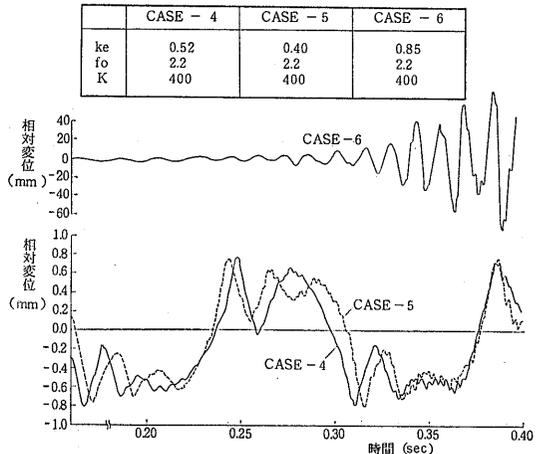


図-7.7 (2) スペーサの反発係数 ke の効果 (4 特型 7Hz)

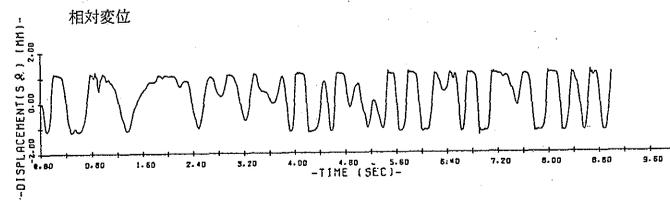
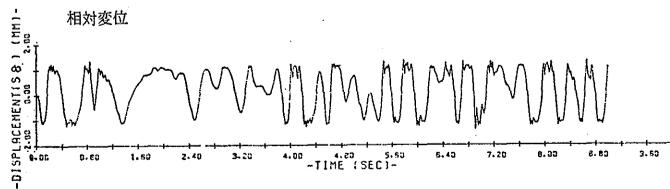
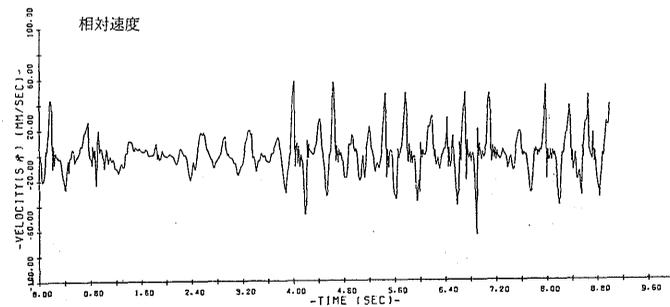
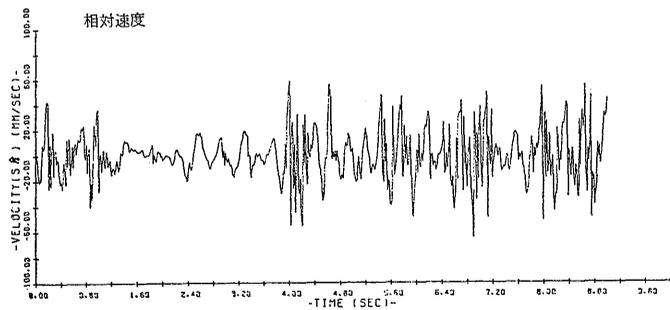
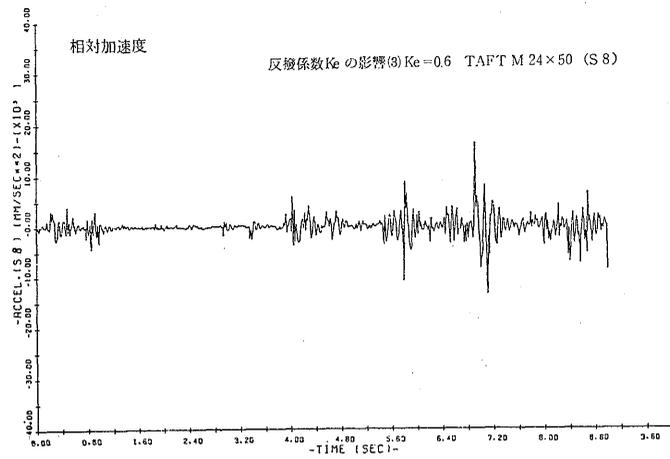
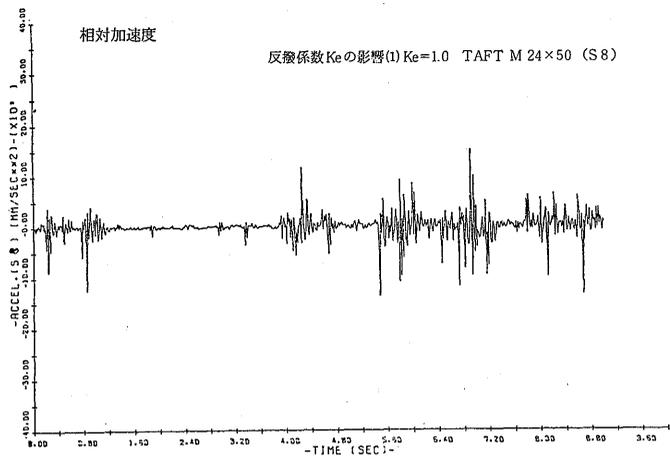


図-7.8 スペーサの反撥係数の効果 (1) $K_e=1.0$, 地震波

図-7.8 スペーサの反撥係数の効果 (2) $K_e=0.6$, 地震波

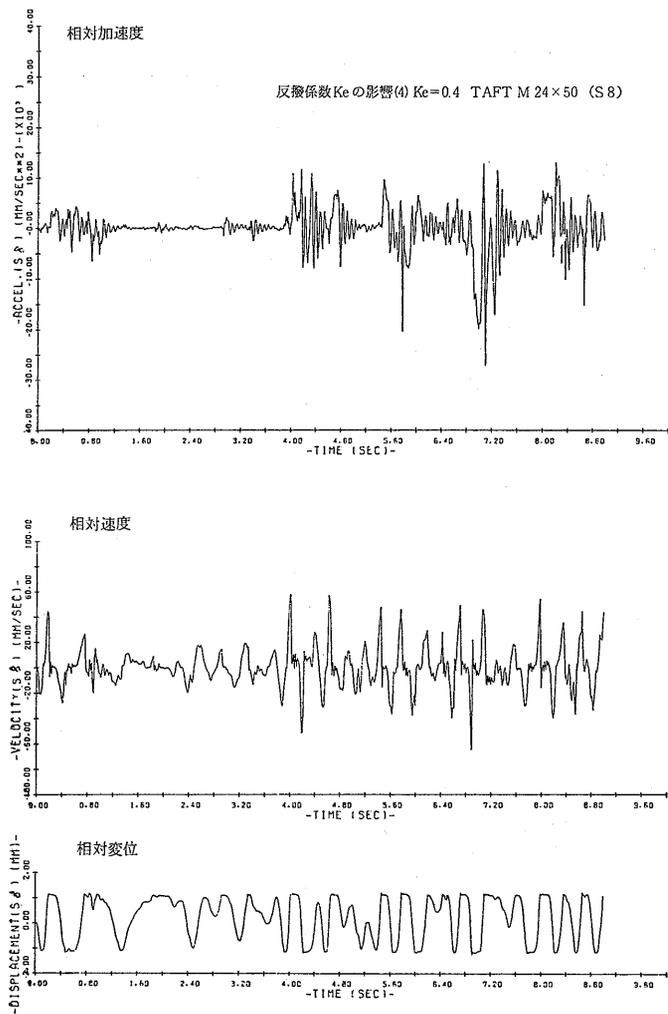


図-7.8 スペーサの反発係数の効果 (3) $K_e=0.4$, 地震波

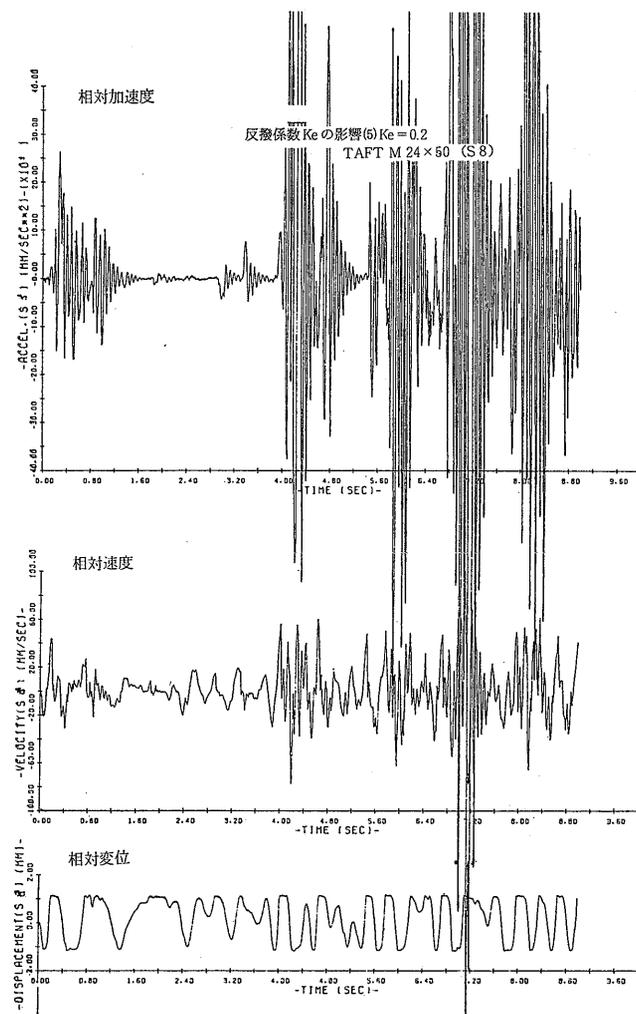


図-7.8 スペーサの反発係数の効果 (4) $K_e=0.2$, 地震波

かのケースについて計算を行い、それらの効果を調べた。

図-7.7(1) はスパーサのばね定数の相対変位に及ぼす効果について示したものである。(4 特型, 7Hz, 正弦波)。CASE-2 は, ばね定数 k を 4 特型の実測値に合わせて 100 kg/mm としたものであり, CASE-1, 3 はその 0.5 倍および 2 倍のばね定数比としたものである。

相対変位の最大値は, 次のとおりであり, ばね定数が小さいほど相対変位は大きくなる。

	ばね定数比	相 対 変 位 (片振幅)
CASE-1	×0.5	1.06 mm
CASE-2	×1	0.94 mm
CASE-3	×2	0.85 mm

燃料集合体が圧力管に衝突した後に生ずるはね返りの大きさは, ばね定数が大きいほど大きくなる。また, 衝突後に生ずる減衰振動は, ばね定数が大きいほど持続する。

図-7.7(2) は反発係数 K_e の相対変位に及ぼす効果について示したものである。(4 特型, 8Hz, 正弦波)。CASE-4 は 4 特型燃料集合体の反発係数についての計算値である。CASE-5 は 5F 型燃料集合体の反発係数を用いた場合のものである。CASE-6 は 4 特型燃料集合体で, 衝撃力が最小となる時の反発係数の外挿値を用いた場合のものである。

反発係数 0.85 は, 衝突によるはね返りの高さが初期高さの 92% に戻ることを意味しており, CASE-6 では振動が次第に増幅され, 発散してしまう。

CASE-4 と CASE-5 においては, 相対変位の最大値に大差はないが, 反発係数が大きいほど最大値も大きくなる傾向が僅かに見られる。衝突後のはね返りの高さは反発係数が大きいほど大きく, 移動距離の大きさの差が次の衝突 (または接触) までの時間に影響を及ぼしている。

燃料集合体が圧力管に衝突して生ずる衝撃加速度は, 衝突の際のスパーサばねの変形により吸収され, 次の瞬間反発力として作用する。従って, 物理的にはスパーサのばね力と反発力を切り離して考えることができない。本解析計算ではそれぞれを独立の要素として取扱い, 反発係数は一定値として与えている。

しかし, 反発力の実測値は 図-4.18 に示すとおりであり, その大きさは衝撃力の大きさに左右される。そ

こで, 地震波の応答が反発係数の大小によりどのように変化するかを調べるため, K_e を 1.0 から 0.2 までの広範囲に変化させた場合についての解析計算を行った。その結果を図-7.8(1)~(4) に示す。

これらのグラフにおいて K_e が 1 に近いケースでは, 集合体が圧力管に衝突した後に, 高い振動数で小さな振幅の減衰振動が見られる。この振動は 30 Hz 前後の振動数であり, スパーサのばね定数とスパーサ間の燃料集合体の質量で構成される振動系の振動数 31.5 Hz に対応する。

この部分の減衰振動波形を除くと, 全ケースにわたり相対変位に違いは認められない。

相対加速度および相対速度は K_e によって変化する。その最大値は 表-7.3 のとおりである。 K_e が 0.6 以上の場合, 応答に与える影響は小さく, 平均的な値による定数近似で十分な精度が得られる。 K_e が 0.4 ~ 0.6 の範囲では, 定数のとり方により相対加速度の最大値に差がでてくる。 K_e が 0.4 以下では相対加速度が急激に増加する。

表-7.3 スパーサの反発係数と相対速度, 相対加速度の最大値の関係 (TAFT M24X-50 計算値)

反発係数 K_e	最大加速度 $\times 10^2$ mm/sec ²		最大速度 mm/sec	
	S 7	S 5	S 7	S 5
1.0	15.0	19.5	63	62
0.8	15.7	13.2	63	64
0.6	16.5	10.8	63	64
0.4	27.5	20.5	65	66
0.2	155	138	99	78

以上のように, 反発係数の減少は相対加速度の増加をもたらすが, 燃料集合体についての実測値 $K_e=0.4 \sim 0.6$ の範囲ではそれほど大幅な増加には結びつかないことがわかる。そこで, 安全側の評価のためには衝撃力 200~600 kg で実測された一定値 (図-4.8 参照) を採用するのが妥当であると考えられる。

7.3.3 振動定数の振幅依存性

燃料集合体の固有振動数および減衰係数比は 図-4.7 および 図-4.6 に示すとおり, 振幅に依存してその値が変化する。

自由振動特性からの逆算による燃料集合体断面二次モーメントの推定値は, 4.2 節 (図-4.9) に示す通りであり, 明らかに振幅に依存する。

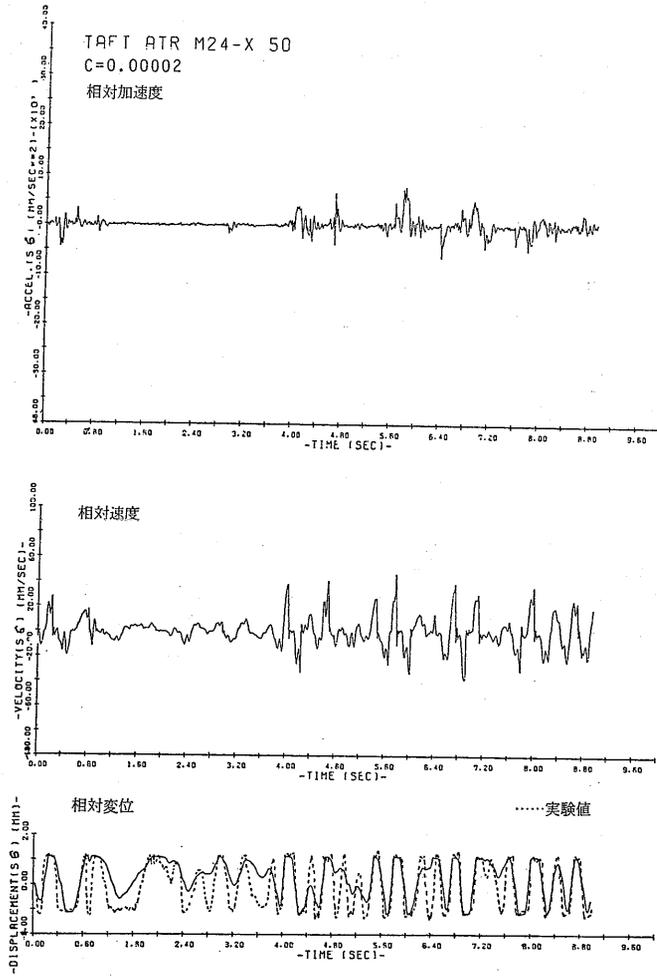


図-7.9 減衰係数の効果 (1) $C=0.00002 \text{ kg} \cdot \text{sec}/\text{mm}^2$

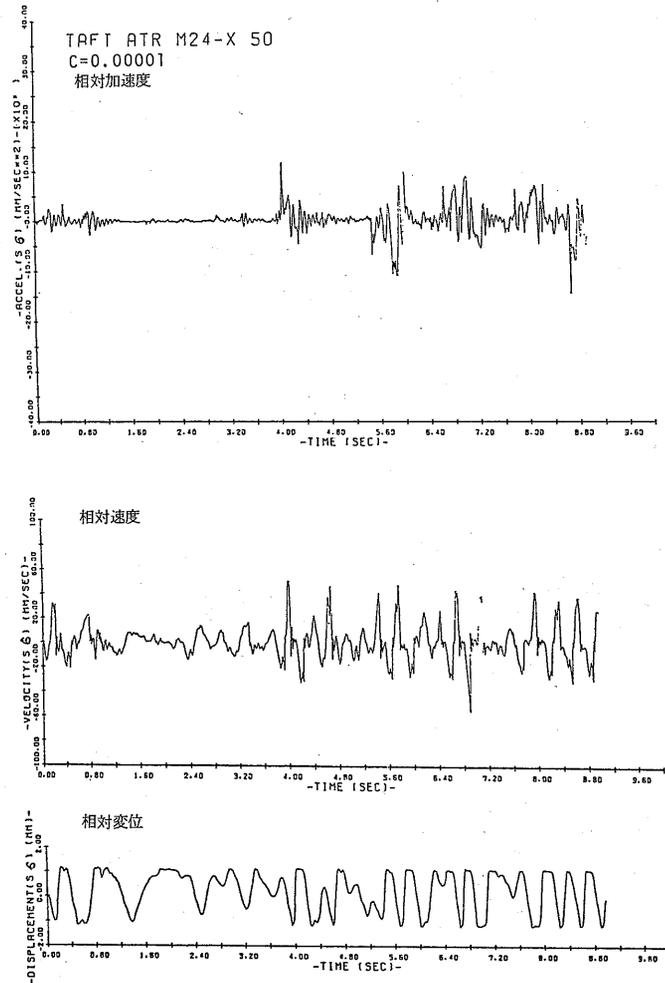
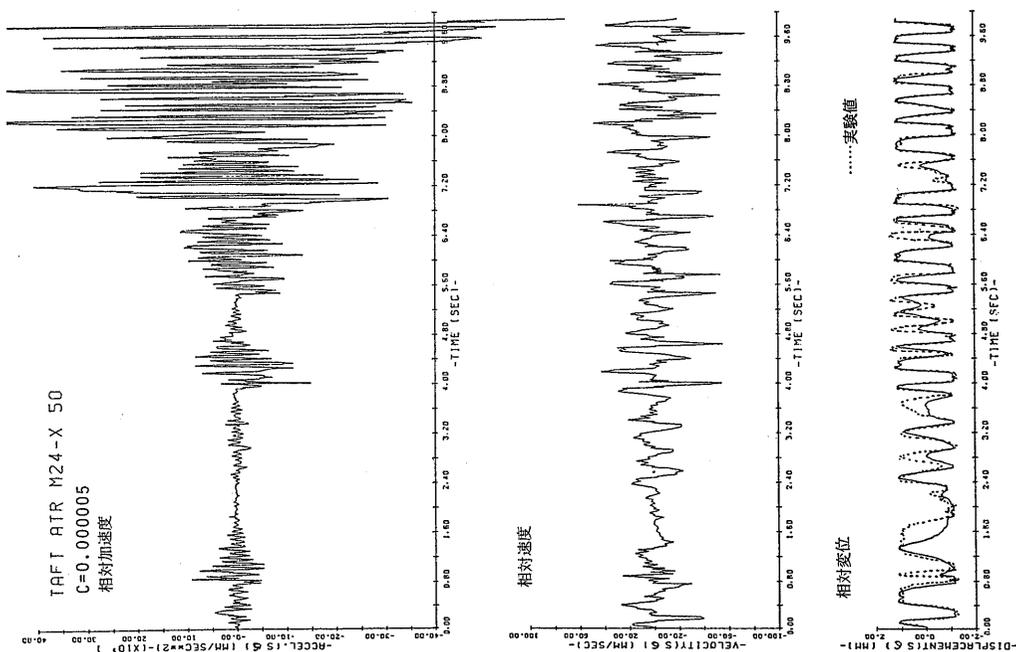


図-7.9 減衰係数の効果 (2) $C=0.00001 \text{ kg} \cdot \text{sec}/\text{mm}^2$

表-7.4 振動定数の入力値

振動定数	関数形, 実験値	基本プログラム	改良プログラム
単位長質量 A/g	—	0.05772 kg/mm 一定	同左
燃料集合体の剛性 EI	$A < 1.8$ mm $F_0 = 2.94$ Hz 一定 $I = \text{const.}$ $1.8 < A < 200$ mm $F_0 \div 0.472 \ln A \times 10^4$ $I \div k_r (\ln A \times 10^4)^2$	$I = 4 \times 10^5$ mm ⁴ $E = 7,800$ kg/mm	同左
燃料集合体の減衰係数 C	$0 < A < 1.8$ mm $C = 0.62 \times 10^{-6} e^{0.48A}$ $A > 1.8$ mm $C \div 2 \times 10^{-5}$ const.	$C = 1 \times 10^{-5}$ kg·sec/mm ²	$C = 0.62 \times 10^{-6} e^{0.48A}$ kg·sec/mm ²
スパーサのばね定数 K	同右	変位 mm 荷重 kg 0 0 0.5 60 1.0 140 1.5 240 2.0 380 2.5 620 3.0 1,160	同左
スパーサの反発係数 Ke	$100 < F < 900$ Kg $Ke \div \text{const.}$	$Ke = 0.4$	同左

図-7.9 減衰係数の効果 (3) $C=0.000005$ kg·sec/mm²

しかし、圧力管の中での振動に限定した場合、その相対変位量は 3.12mm (両振幅) 未満であり、断面二次モーメント I の平均値は $(4.0\sim 4.8)\times 10^6 \text{ mm}^4$ の範囲にある。 $f \propto \sqrt{I}$ の関係にあることから、 $I=4\times 10^6 \text{ mm}^4$ を用いることによる固有振動数の計算値の誤差は数%未満に留めることができる。地震時には固有振動数の差が相対変位、相対加速度に影響を及ぼすことが考えられるが、 $I=(4\sim 5)\times 10^6 \text{ mm}^4$ の正弦波による計算では、殆んど差が表われていない。

以上のとおり、燃料集合体の質量 M と剛性 EI で構成される慣性力と復元力の項は振幅依存性が小さく、その定数近似により、実用上有意な障害を及ぼすことはないと考えてよい。

減衰力の項の振幅依存性は明らかである。本解析計算では振動実験により得られた相対変位の最大値

11 Hz, 0.6 G 時	3.12 mm (P-P)
その他の正弦波	< 2.83 mm (P-P)
地震波	< 2.8 mm (P-P)

から、両振幅 3mm における自由振動時の振動数 $f_0 = 2.7 \text{ Hz}$ 、減衰係数比 $\zeta = 0.055$ を用いて、次の関係式から減衰係数 $C = 1 \times 10^{-5} \text{ kg}\cdot\text{sec}/\text{mm}^2$ を算出し、採用している。

$$C = \zeta \cdot C_0 = 4\pi f_0 m \zeta \tag{65}$$

$$\zeta = \frac{C}{C_0}, C_0 = 2\sqrt{mK}, f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}}$$

しかし、4.2 節で求めた減衰係数比は振幅の減少に

つれて急激に小さくなる傾向があり、燃料集合体が圧力管との隙間内で“おどる”時には $\zeta < 0.03$ であることが明らかになっている。このことから、“おどる”状態での相対変位の計算値が実験値より小さなものとなることが理解できる。

本解析計算コード開発の主目的が耐震強度の評価にあることからすれば、衝撃加速度が精度よく算出できるよう、配慮すべきであり、採用した C 値は妥当なものであると評価してよい。

炉心内の燃料集合体の変位挙動の精度よいシミュレーションに重点をおく必要がある場合には、前述のような特性を持つ C 値の補正が必要である。 C 値をパラメータとして変化させ、その様子を調べた結果を図-7.9 に示す。同図において、 C 値を $1/2$ とした $C = 0.000005 \text{ kg}\cdot\text{sec}/\text{mm}^2$ のケースでは実験値にかなり近い波形となる。そして、更に小さな C 値では更に実験値に近い波形となることが期待できる。しかし、相対加速度について見ると、前記のケースでも最大値が 6.6 G を超え、更に発散する傾向を示している。

そこで、衝撃加速度の計算精度を損うことなく変位挙動をより忠実に模擬するため、プログラムの改良を行なった。以下、このプログラムを「改良プログラム」と呼び、改良前のプログラムを「基本プログラム」と呼ぶ。

(65) 式に、4.2 節の実験で得られた固有振動数 (図-4.7) および減衰係数比 (図-4.6) を代入して得られた

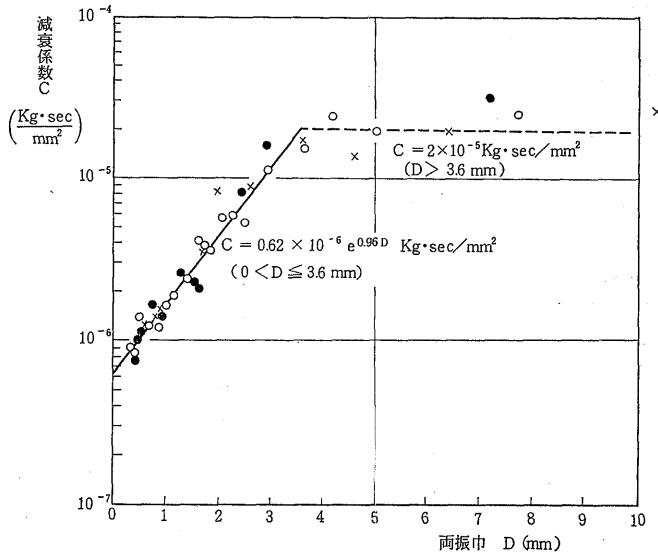


図-7.10 減衰係数と振幅の関係

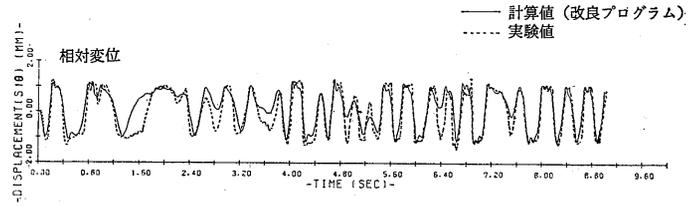
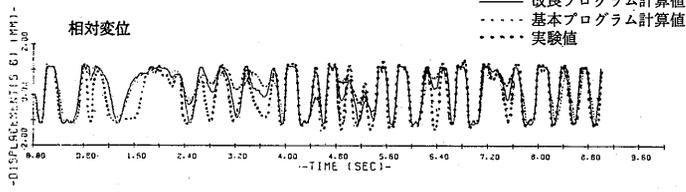
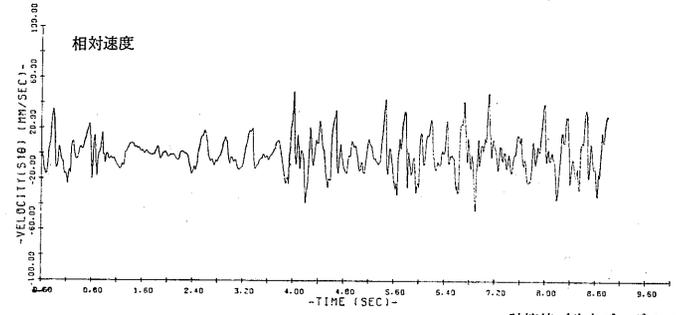
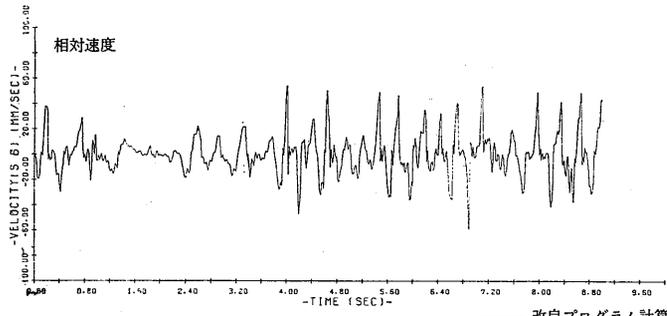
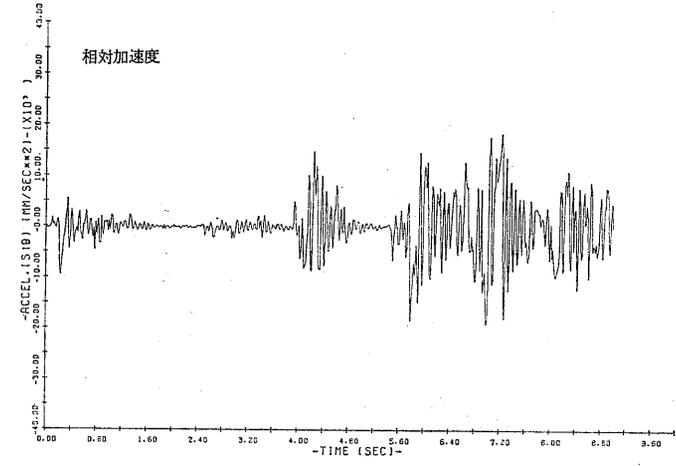
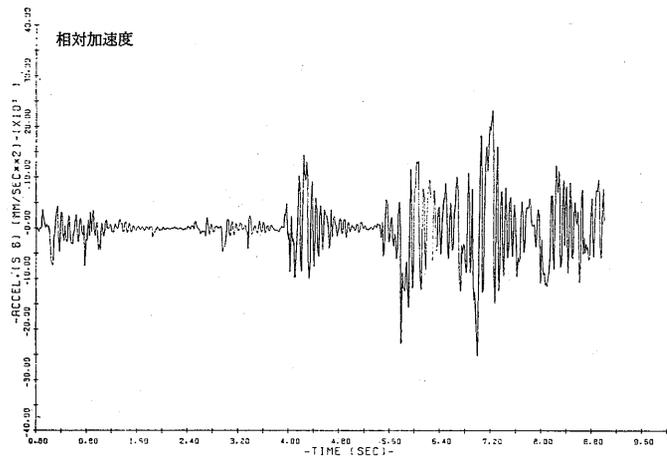


図-7.11 改良プログラムによる計算値 (1) S6

図-7.11 改良プログラムによる計算値 (2) S10

減衰係数の値を図-7.10に示す。同図から、減衰係数 C を、

$$C=0.62 \times 10^{-6} e^{0.96D} \text{ kg} \cdot \text{sec/mm}^2, \\ 0 < D \leq 3.6 \text{ mm}$$

$$C=2 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{sec/mm}^2, \\ D > 3.6 \text{ mm}$$

で近似し、これを改良プログラムの C 値として入力する。その他の定数等は全て基本プログラムと同一値である。表-7.4 参照。

改良プログラムによる計算値と実験値の比較の1例を図-7.11に示す。同図において、実線は改良プログラムによる相対加速度、相対速度、相対変位の計算値を示し、点線および細点線は相対変位の実験値および基本プログラムの計算値を示す。

改良プログラムによる相対加速度の計算値は基本プログラムのそれより全般的に大きく、その最大値は基本プログラムとほぼ同等のケースと僅かに大きいケースとがある。

相対速度の波形は基本プログラムの場合と同等で、顕著な差異は認められない。

相対変位の波形は全般に基本プログラムによる計算値と実験値の間にある。加速度の大きい本震の部分では実験値とほぼ一致（基本プログラムの場合も同じ）し、予震の部分では実験値にかなり近い波形を示す。

但し、図-7.11では0.8~2秒において、振動子のストッパーへの衝突（振動子の変位量が ± 20 mm以上）による不都合に起因する不一致の部分を除く。

改良プログラムの採用により、相対加速度の最大値を変えることなく、相対変位波形を実験値にかなり近づけることができた。しかし、実時間10秒間の耐震計算に要する計算時間はTOSBAC-5600で200分を超え、（基本プログラムでは約15分）汎用性に欠ける面を有している。従って、本解析計算コードの利用に際しては、基本プログラムによる耐震計算を主体とし、必要に応じて改良プログラムを利用するのが得策であろう。

以上のとおり、燃料集合体の振動定数のうち、単位長質量、燃料集合体の剛性、スペーサの反発係数は、定数近似によりその応答を十分な精度で模擬できる。

スペーサのばね定数および燃料集合体の減衰係数については、その振幅依存性を考慮する必要がある。このうち、スペーサのばね定数については基本プログラムでその振幅依存性を考慮し、地震時の変位、加速度などの時刻歴応答が実用上十分な精度で解析できるこ

とを立証した。改良プログラムでは更に減衰係数の振幅依存性を考慮し、シミュレーション精度を更に高めることができることを明らかにした。

8. あとがき

ふげん燃料集合体の地震時の振動挙動を明らかにすることを目的として、実燃料集合体の振動試験および動的応答解析を行い、次の事項を明らかにした。

- (1) 燃料集合体の固有振動数は、小振幅では一定値(2.94 Hz)である。振幅が或る範囲を超えると、振幅の増大につれて振動数は低下する。その原因は燃料棒をバンドル状に束ねたスペーサの保持力に抗して燃料棒の移動が生ずるものであり、断面二次モーメントは振幅に依存する。
- (2) 振幅の大きな部分の減衰には、前述の理由による固体摩擦の項が含まれており、減衰係数比はほぼ一定値(0.08~0.15)である。振幅の小さな部分の減衰係数比は、振幅に依存して急激に低下する。
- (3) スペーサのばね定数は、一定値ではなく、変位量のベキ乗に比例する関数形で近似できる。スペーサの反発係数は衝撃力に依存し、0.4~0.8である。
- (4) 地震時の最大衝撃加速度は約2.2Gであり、発生する応力は十分に小さい。

燃料棒の振動は振動性二次要素の系で近似でき、減衰係数比は約0.08である。燃料棒がスペーサ間で大きくたわむことはなく、圧力管との間の最小隙間は確保できる。

- (5) 解析計算による相対変位、相対速度の時刻歴応答波形は実験値とかなりよく一致する。相対加速度は大き目の値となる。

地震外力が小さく、燃料集合体が圧力管との隙間内で“おどる”状態の時には、相対変位波形の計算値が実験値より小さなものとなる。

- (6) 解析計算のシミュレーション精度は、振動系要素の振幅依存性（エネルギー依存性）を考慮することにより、更に高めることができる。
- (7) 解析計算コードでは、圧力管を剛体近似している。しかし、圧力管の固有振動数は、地震波のパワー・スペクトラム密度分布から見て無視し得る程高いとはいえない。このため、本解析計算コードの使用に際しては、その信頼性評価の目安として、入力波のパワー・スペクトラム

密度の分析を行なう必要がある。

- (8) 上記の弊害を取り除き、より完全な形で解析計算を行なうためには、圧力管のたわみを考慮する必要がある。

9. 謝 辞

本報告の基礎となる試験研究は、動力炉・核燃料開発事業団の依頼による受託試験として実施したものである。試験研究の遂行に際し、長年にわたり、同事業団新型転換炉開発本部、大洗工学センター、東海事業所の関係者諸氏の御協力を頂いた。

振動実験の実施に際しては原子燃料工業（株）の金子光信氏を初め、関係者の協力を頂いた。また、解析計算コードは同社竹内毅吉氏の御指導のもとに作成したものである。

振動挙動の高速度撮影並びにその映像処理に関しては信州大学教授（元機関開発部長）玉木恕乎氏および交通公害研究所車両構造研究室長石川健三郎氏の協力を頂いた。また、地震波の再現には当所原子力船舶稲坂富士夫氏等の協力を頂いた。

関係諸氏の御協力を謹んで謝意を表します。

付録—1 新型転換炉原型炉「ふげん」の概要

新型転換炉は、動力炉・核燃料開発事業団がナショナル・プロジェクトとして開発を進めている重水減速沸騰軽水冷却圧力管型の原子炉である。この原子炉は、減速材に中性子吸収の少ない重水を用い、天然ウランまたは減損ウランとプルトニウムを混合した燃料を主に使用する。

「ふげん」は電気出力 16,500 kW の原型炉で、敦賀市に建設され、昭和 54 年 3 月に運転を開始した。その主要目および概念を付表-1.1 および付図-1.1 に示す。原子炉本体は練炭のような形のカランドリア・タンクとその外周の鉄・水遮蔽体からなり、全体の寸法は直径約 10.5 m、高さ約 6.7 m である。練炭の孔に相当する部分の圧力管集合体は合計 224 本で、225 mm ピッチの正方格子状に配列されている。

圧力管集合体はジルコニウム・2.5% ニオブ合金製の圧力管とそれを取り巻くジルカロイ-2 製のカラ

付表-1.1 新型転換炉「ふげん」の主要目

炉型式		重水減速沸騰軽水冷却（圧力管型）
出 力	熱出力	557,000 kW
	電気出力	165,000 kW
炉 心	炉心高さ	3.70 m
	炉心直径	4.05 m
	圧力管間隔	24 cm
	燃料装荷量	34 ton
	重水装荷量	90 ton
燃 料	種類、濃縮度	(1) 1.5% 二酸化ウラン焼結ペレット (2) 富化度 0.66% および 1.3% プルトニウム 混合天然ウラン酸化物焼結ペレット
	燃料棒配列	28 本三層同心円配列
	燃料集合体数	224 体
	被覆管	ジルカロイ-2 (外径 16.5 mm)
圧力管	ジルコニウム 2.5% ニオブ合金 (内径 118 mm)	
カランドリア管	ジルカロイ-2 (肉厚 1.9 mm)	
炉心冷却系	冷却材	軽水 (H ₂ O)
	炉心入口温度	277° C
	圧力 (蒸気ドラム)	68 kg/cm ² g
	冷却材流量	7,600 ton/h
タービン	蒸気温度	279° C
	蒸気圧力	63.5 kg/cm ² ·g
	蒸気流量	910 ton/h

ドリ管からなり、その両端はカランドリア・タンクの上・下格子板にロール・ジョイント法で接合されている。燃料集合体は圧力管に挿入され、下部を支持される。圧力管は約 92 kg/cm² の耐圧管で、その下部から流入する冷却用軽水 (約 70 kg/cm²) は、燃料棒からの熱を受けて一部が蒸気となり、2 相流の形で上昇し、上昇管を経て蒸気ドラムへ導かれる。

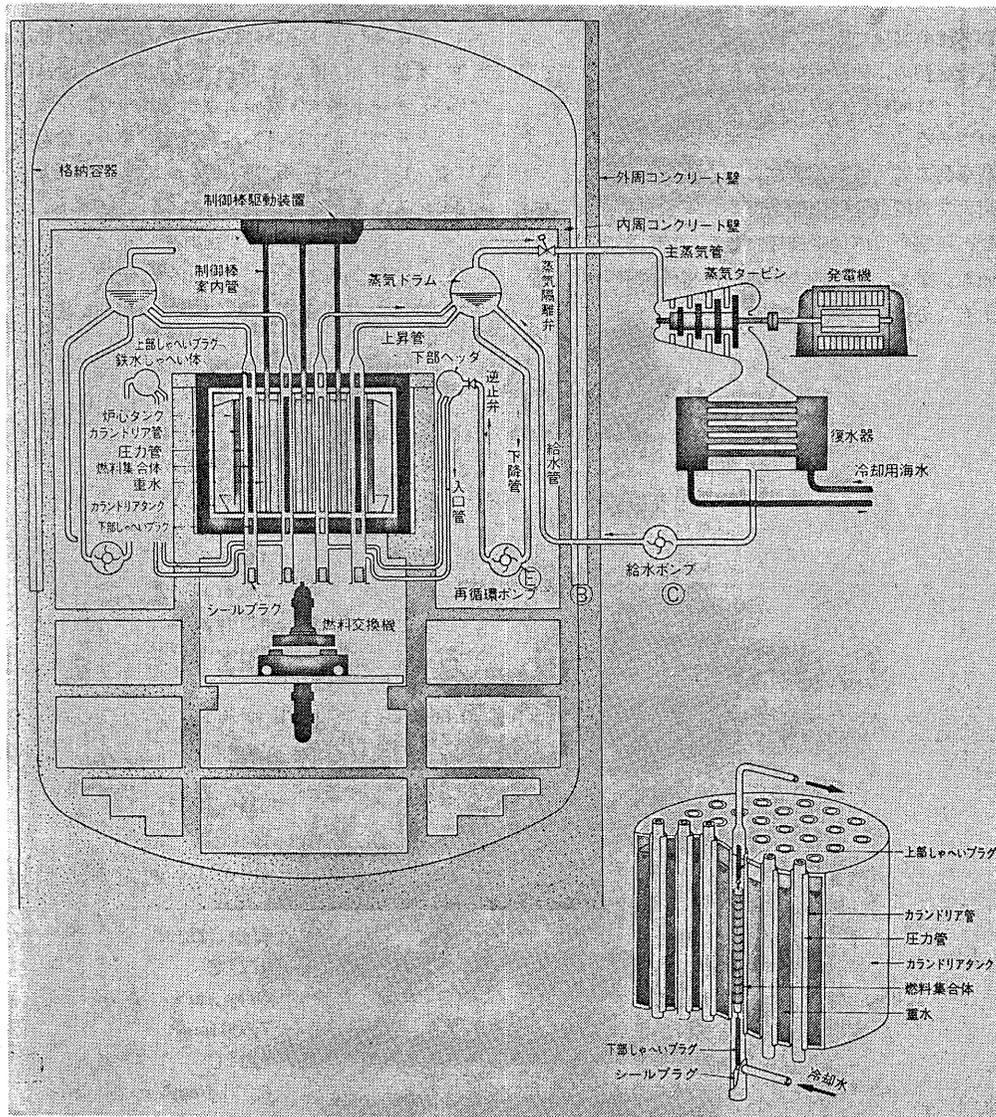
カランドリア管の外側には減速材の重水が満たされており、カランドリア管と圧力管の間には断熱のた

めの炭酸ガスがゆっくりと流されている。圧力管集合体を構成する圧力管とカランドリア管の間隙は約 5 mm あるが、地震時には両管がほぼ一体となって振動する。上・下端を支持された圧力管集合体の横振れ固有振動数は、

$$f_n = \frac{(\beta L)^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EIg}{W}}$$

で求められる。ここで、

βL ; 両端の支持条件で決まる定数



付図-1.1 「ふげん」の概念図

- L ; 支持点間の距離
- g ; 重力の加速度
- EI ; 圧力管集合体の剛性
- W ; 単位長さ当りの重量

を表わす。上式による1次, 2次の固有振動数は, 支持条件が両端単純支持の場合で,

$$f_1=13 \text{ Hz}, \quad f_2=52 \text{ Hz}$$

であり, 燃料集合体の固有振動数(約2Hz)より, かなり高い。また, カランドリア・タンクは十分な耐震強度を有する設計で, 原子炉本体の1次および2次の固有振動数は $f_1=21 \text{ Hz}, f_2=92 \text{ Hz}$ である。

付録一2 弾性支持された棒の固有振動数および歪と変位の関係

Burgreen^{6),7)} は, 流水中で振動している燃料棒の変位曲線が, その支持点で或る程度の傾斜角と曲げモーメントを有するものであることをつきとめた。そして, 棒の末端の傾斜角は末端にかかる曲げモーメントに比例するものと考え, 末端の支持条件(end fixity)を $\alpha(L)$ 値(end fixity factor)で表わした。末端の支持条件が②式で弾性支持されている場合で, 棒が一次モードの振動をしている場合について考えてみる。

基準関数を $y(x)$ とした時の棒の横振動の形態①式に②③式の境界条件を入れると,

$$y(x) = C_1 \cosh \beta x + C_2 \sinh \beta x + C_3 \cos \beta x + C_4 \sin \beta x \quad \text{①}$$

$$\left. \begin{aligned} x = -\frac{L}{2}, \quad y''\left(-\frac{L}{2}\right) = -\alpha y'\left(-\frac{L}{2}\right) \\ x = +\frac{L}{2}, \quad y''\left(\frac{L}{2}\right) = \alpha y'\left(\frac{L}{2}\right) \end{aligned} \right\} \quad \text{②}$$

$$\left. \begin{aligned} x = \pm \frac{L}{2}, \quad y\left(\pm \frac{L}{2}\right) = 0 \\ x = 0, \quad y'(0) = 0 \end{aligned} \right\} \quad \text{③}$$

$$y(x) = C_4 \left(\cosh \beta x - \frac{\cosh \beta L/2}{\cos \beta L/2} \cos \beta x \right) \quad \text{④}$$

$$\alpha L = \frac{-2\beta L}{\tan \beta L/2 + \tanh \beta L/2} \quad \text{⑤}$$

となる。ここで β は固有振動数 ω_n と棒の固有値 $EI/\rho A$ で決まる定数である。

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{\rho A \omega_n^2}{EI}} \quad \text{⑥}$$

$$\omega_n = \frac{(\beta L)^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$$

厚さ (t) の梁が振動している時の歪 (ϵ_0) と変位 (δ) の関係は曲率半径を (ρ) とすると, 材料力学の公式により,

$$\frac{\delta}{\epsilon_0} = \frac{2y(0)}{ty''(0)} \quad \text{⑦}$$

$$\epsilon = \frac{y}{\rho}, \quad \epsilon_0 = \frac{t}{2\rho}, \quad \frac{1}{\rho} = \frac{d^2y}{dx^2}, \quad \delta = y(0)$$

であるから, ④式のたわみ曲線を持つ梁の δ と ϵ_0 の関係は,

$$\frac{\delta}{\epsilon_0} = \frac{1 - \frac{\cosh \beta L/2}{\cos \beta L/2}}{2 \left(\frac{\beta L}{2} \right)^2 \left(1 + \frac{\cosh \beta L/2}{\cos \beta L/2} \right)} \cdot \frac{L^2}{t} \quad \text{⑧}$$

となる。ここで, ⑧式を⑨式のように表わすと, K_0 は梁の固有値と末端の支持条件(固有振動数)によって決まる固有の値となる。

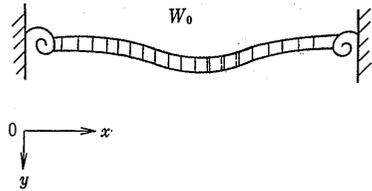
$$\frac{\delta}{\epsilon_0} = K_0 \frac{L^2}{t} \quad \text{⑨}$$

従って, 空気中で振動している棒の δ と ϵ_0 の関係はその物性値と固有振動数を知ることにより求められる。

Burgreen は, 弾性支持されている梁に等分布荷重がかかる場合の方程式と δ/ϵ_0 の関係を求め, 更に, 影響する因子について検討している。また, 岡崎⁸⁾, その他は各種の荷重のかかる場合について, レーリーの方法による振動数を求めている。

各種の荷重に対するたわみ曲線と固有振動数は以下のとおりである。

(1) 等分布荷重のとき



梁のたわみ

$$\frac{EI}{W_0} y = \frac{x^4}{24} - \frac{L}{12} x^3 + \frac{L^2}{24} \frac{\alpha L}{\alpha L + 2} x^2 + \frac{L^3}{12} \frac{1}{\alpha L + 2} x \quad \text{⑩}$$

レーリー法による固有振動数

$$\omega_n^2 = -\frac{EI}{\rho A}$$

$$L^4 \left[\frac{23}{72576} + \frac{1}{2880} \left(\frac{\alpha L}{\alpha L + 2} \right)^2 + \frac{1}{432} \left(\frac{1}{\alpha L + 2} \right)^2 + \frac{1}{576} \frac{\alpha L}{(\alpha L + 2)^2} - \frac{1}{1512} \left(\frac{\alpha L}{\alpha L + 2} \right) - \frac{7}{4320} \frac{1}{\alpha L + 2} \right] \cdot \left(\frac{1}{120} + \frac{1}{144} \left(\frac{\alpha L}{\alpha L + 2} \right)^2 - \frac{1}{72} \frac{\alpha L}{\alpha L + 2} \right)$$

⑩

K_0 値 (この場合の K_0 値を K_{0u} とする)

$$K_{0u} = \frac{\alpha L + 10}{8\alpha L + 48}$$

⑪

但し, K_0 値は ⑧ 式と比較できるように座標軸を変換し, 梁の中央で $x=0$, 弾性支持点で $x=\pm L/2$ とする。この時の ⑩ 式は ⑩' 式で表わされ, ⑩' と ⑦ 式から ⑫ 式を得る。

$$\frac{EI}{W} y = \frac{x^4}{24} - \frac{L^2 x^2}{48} \left(\frac{\alpha L + 6}{\alpha L + 2} \right) + \frac{L^4}{384} \frac{\alpha L + 10}{\alpha L + 2}$$

⑩'

以下, K_0 値と K_{0c} (中央集中荷重), K_{0s} (正弦状分布荷重) で表わし, 座標軸を前記のとおりに変換する。

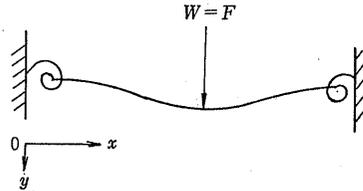
(2) 中央集中荷重のとき

$$\frac{EI}{F} y = -\frac{x^3}{12} + \frac{\alpha L}{\alpha L + 2} \frac{L}{16} x^2 + \frac{1}{\alpha L + 2} \frac{L^2}{8} x,$$

⑬

ただし $x \leq \frac{L}{2}$

$$\omega_n^2 = \frac{EI}{\rho A}$$



$$L^4 \left[\frac{1}{6.4512} + \frac{1}{2.048} \left(\frac{\alpha L}{\alpha L + 2} \right)^2 + \frac{100}{7.68} \left(\frac{1}{\alpha L + 2} \right)^2 + \frac{\alpha L}{(\alpha L + 2)^2} \frac{10}{2.048} - \frac{1}{1.8432} \frac{\alpha L}{\alpha L + 2} - \frac{1}{0.384} \frac{1}{\alpha L + 2} \right] \cdot \left\{ \frac{1}{48} - \frac{1}{32} \frac{\alpha L}{\alpha L + 2} + \frac{1}{64} \left(\frac{\alpha L}{\alpha L + 2} \right)^2 \right\} \times 10^4$$

⑭

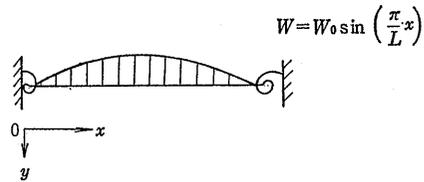
$$K_{0c} = \frac{\alpha L + 8}{12\alpha L + 48}$$

⑮

(3) 正弦状分布荷重のとき

$$\frac{EI}{W_0} y = \left(\frac{L}{\pi} \right)^4 \sin \frac{\pi}{L} x + \frac{\alpha}{\alpha L + 2} \left(\frac{L}{\pi} \right)^3 x^2 - \frac{\alpha L}{\alpha L + 2} \left(\frac{L}{\pi} \right)^3 x$$

⑯



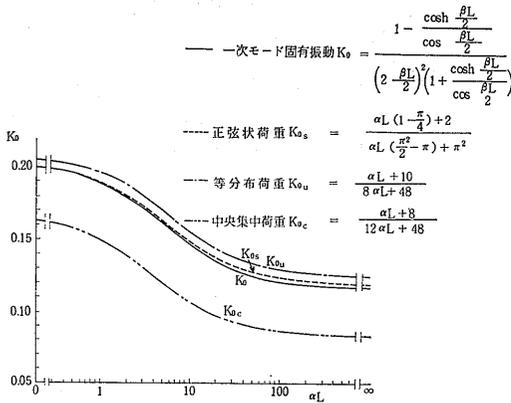
$$\omega_n^2 = \frac{EI}{\rho A} \cdot \frac{\frac{1}{2} - \frac{8\alpha L}{\alpha L + 2} \frac{1}{\pi^2} + \left(\frac{\alpha L}{\alpha L + 2} \right)^2 \frac{4}{\pi^2}}{\left(\frac{L}{\pi} \right)^4 \left\{ \frac{1}{2} - \frac{8\alpha L}{\alpha L + 2} \frac{1}{\pi^2} + \left(\frac{\alpha L}{\alpha L + 2} \right)^2 \frac{\pi^2}{30} \right\}}$$

⑰

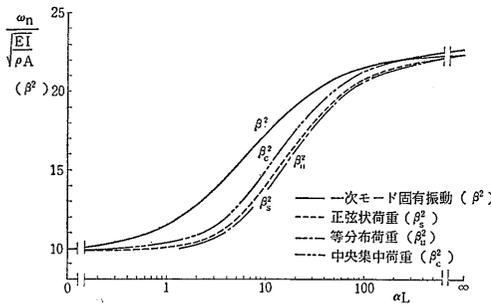
$$K_{0s} = \frac{\alpha L \left(1 - \frac{\pi}{4} \right) + 2}{\alpha L \left(\frac{\pi^2}{2} - \pi \right) + \pi^2}$$

⑱

以上の各仮想分布荷重についての αL と K_0 の関係および αL と $\omega_n / \sqrt{EI/\rho A}$ の関係を付図-2.1 および付図-2.2 に示す。



付図-2.1 αL と K_0 の関係



付図-2.2 αL と $\omega_n / \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$ の関係

付録-3 スペーサの粘性減衰係数

粘性減衰力の働く振動の運動方程式 (22) 式において,

$$\frac{M}{g} x'' + \mu x' + Kx = 0 \quad (22)$$

$\mu < 4K(M/g)$ のとき, 衝突後逆方向に運動する。(22) 式の解は,

$$x = Ae^{-\alpha t} \cos \beta t + Be^{-\alpha t} \sin \beta t \quad (1)$$

で表わされる。ここで,

$$\alpha = -\frac{\mu g}{2M}$$

$$\beta = \sqrt{\frac{Kg}{M} - \frac{\mu^2 g^2}{4M^2}}$$

A, B は初期条件によって決まる定数である。

初期条件 $t=0$ で $x=0$ より, $A=0$ であるから, x および速度 v は (2), (3) 式で表わされる。

$$x = Be^{-\alpha t} \sin \beta t \quad (2)$$

$$v = \frac{dx}{dt} = Be^{-\alpha t} (-\alpha \sin \beta t + \beta \cos \beta t) \quad (3)$$

$t=0$ で $v=V_1$ より, (3) 式から,

$$B = \frac{V_1}{\beta}$$

(3), (4) 式は

$$x = \frac{V_1}{\beta} e^{-\alpha t} \sin \beta t \quad (4)$$

$$v = \frac{V_1}{\beta} e^{-\alpha t} (-\alpha \sin \beta t + \beta \cos \beta t) \quad (5)$$

となる。物体が衝突してから離れるまでの時間 t は, $\beta t = \pi, t = \pi/\beta$ であるから, その時の速度 V_2 は (5) 式より,

$$V_2 = \frac{V_1}{\beta} e^{-\alpha(\pi/\beta)} (-\beta) = -V_1 e^{-\alpha(\pi/\beta)} \quad (6)$$

となる。

反発係数 K_e は定義により,

$$K_e = \frac{-V_2}{V_1} = e^{-\alpha(\pi/\beta)}$$

$$\log K_e = -\alpha \frac{\pi}{\beta}$$

$$= \frac{\mu g}{2M} \frac{\pi}{\sqrt{Kg/M - \mu^2 g^2/4M^2}}$$

で表わされる。両辺を 2 乗して整理すると,

$$(\log K_e)^2 = \frac{\pi^2 \mu^2 g^2}{4KMg - \mu^2 g^2}$$

$$\mu^2 = \frac{4K(M/g)(\log K_e)^2}{(\log K_e)^2 + \pi^2}$$

となり,

$$\mu = \frac{2\sqrt{K(M/g)} \log K_e}{\sqrt{(\log K_e)^2 + \pi^2}}$$

$$= \frac{2(M/g)\sqrt{K(g/M)} \log K_e}{\sqrt{(\log K_e)^2 + \pi^2}} \quad (27)$$

を得る。

参考文献

- 1) 横村武宣, 林 清純; 「ふげん」燃料集合体の強制振動試験, 動力炉技報, No. 14 (1975.5)
- 2) 横村武宣, 林 清純, 他; ATR 新燃料輸送容器開発試験, 動力炉技報, No. 18 (1976.5)
- 3) 横村武宣, 竹内毅吉, 神谷正征, 他; ATR 燃料模型の振動試験 (1) 概要, (2) FB 型燃料集合体の振動特性, (3) SA 型燃料集合体の振動特性, 日本原子力学会講演集 (1970.4)
- 4) 横村武宣, 他; 新型転換炉燃料集合体の振動特性, 日本原子力学会講演集 (1972.4)
- 5) 横村武宣, 岡島正彦; 燃料集合体の振動特性に

- ついて その 1, その 2, その 3, 船研講演会講演集 19
- 6) D. Burgreen, J. J. Byrnes and D. M. Benfords; Vibration of Rods Induced by Water, Trans. ASME (July, 1958)
 - 7) D. Burgreen; Effect of End-Fixity on the Vibration of Rods, Proc. ASME (July, 1958)
 - 8) 岡崎元昭, 山崎弥三郎; JPDR 燃料棒の流れによる振動, 日本原子力研究所, JAERI-M 5478 (1973.12)
 - 9) M. P. Paidoussis; An Experimental Study of Vibration of Flexible Cylinders Induced by Nominally Axial Flow, NSE (1969)