

本資料のうち、枠囲みの内容は  
当社の商業機密を含むため、又  
は他社の機密事項を含む可能  
性があるため公開できません。

女川原子力発電所第2号機 工事計画審査資料	
資料番号	02-補-E-19-0600-13_改5
提出年月日	2021年 7月 20日

補足-600-13 使用済燃料貯蔵ラックの設計用減衰定数について

## 目 次

1.	はじめに .....	1
2.	燃料ラックの概要及び既工認と今回工認の耐震設計手法の比較 .....	1
2.1	燃料ラックの構造と燃料プール内の配置 .....	1
2.2	燃料ラックの耐震設計手法 .....	4
2.3	既工認と今回工認の耐震設計手法の比較 .....	6
2.4	燃料ラックの設計用減衰定数の考え方 .....	7
3.	加振試験に基づく減衰定数設定の全体概要 .....	9
4.	減衰特性の確認試験 .....	11
4.1	実物大加振試験の概要 .....	11
4.2	供試体ラックの水中加振試験装置及び試験手法 .....	13
4.3	試験結果 .....	23
4.4	加振試験における試験条件の妥当性 .....	28
5.	試験結果に基づく燃料ラックの設計用減衰定数の設定 .....	29
5.1	実機応答と供試体応答の比較 .....	29
5.2	設計用減衰定数の設定 .....	30
6.	結論 .....	31
別紙-1	プール水及び燃料集合体の体数が減衰定数に与える影響	
別紙-2	試験水槽の形状決定方法	
別紙-3	試験における水深の影響	
別紙-4	応答倍率による減衰比の算出方法	
別紙-5	スロッシングによる減衰への影響	
別紙-6	減衰の応答依存性を考慮した燃料ラックの減衰定数の確認方法	
別紙-7	燃料ラックと供試体ラックの振動モード	
別紙-8	加振試験範囲を超える応答加速度での減衰定数	
別紙-9	NASTRAN 仮想質量法を用いた刺激関数の算出手順	
別紙-10	固有振動数による減衰定数への影響	
別紙-11	燃料ラックの刺激関数 $\beta \phi$ 及び振動モードの詳細	
別紙-12	貯蔵率を変化させた加振試験における燃料集合体の配置条件	
別紙-13	先行プラントの類似知見に基づく減衰定数設定の妥当性に関する考察	

## 1. はじめに

使用済燃料貯蔵ラック（以下「燃料ラック」という。）の水平方向の設計用減衰定数は、既工認では「原子力発電所耐震設計技術指針 J E A G 4 6 0 1 -1991 追補版」（以下「J E A G 4 6 0 1」という。）に規定される溶接構造物の設計用減衰定数 1.0%を用いている。

しかし、実際の燃料ラックは、使用済燃料プール（以下「燃料プール」という。）内に設置され、また、燃料集合体を貯蔵していることから、燃料集合体のガタつき、燃料集合体の着座部の摩擦、ラック内壁と燃料集合体の衝突及び水の抵抗により、運動エネルギーの消散が大きくなり、減衰定数 1.0%より大きな減衰があると考えられる。

そのため、今回工認の耐震設計において、燃料ラックの設計用減衰定数は、実物大加振試験結果に解析の検討を交えて設定している。

本資料は、加振試験結果に解析の検討を交えて設定した今回工認の耐震設計に適用する設計用減衰定数についてまとめたものである。

## 2. 燃料ラックの概要及び既工認と今回工認の耐震設計手法の比較

### 2.1 燃料ラックの構造と燃料プール内の配置

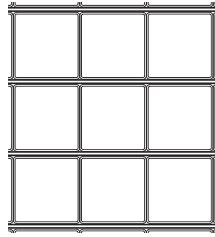
燃料プールには、角管型の燃料ラックを設置している。

角管型の燃料ラックは角管と補強板を溶接することで、格子状のセルを構成している。角管型の燃料ラックの構造概要図を図 2-1 に示す。

燃料ラックには、表 2-1 に示すとおり、角管を 10 列×11 列に配列した貯蔵体数 110 体のラックと、同じく 10 列×17 列に配列した貯蔵体数 170 体のラックの 2 種類があり、図 2-2 に示すとおり、燃料プール内に配置している。

表 2-1 燃料ラック型式と貯蔵体数

設置場所	ラック型式	貯蔵体数	貯蔵列数
女川 2 号機 燃料プール	角管型	110 体	10 列×11 列
		170 体	10 列×17 列



角管型の燃料ラック断面図

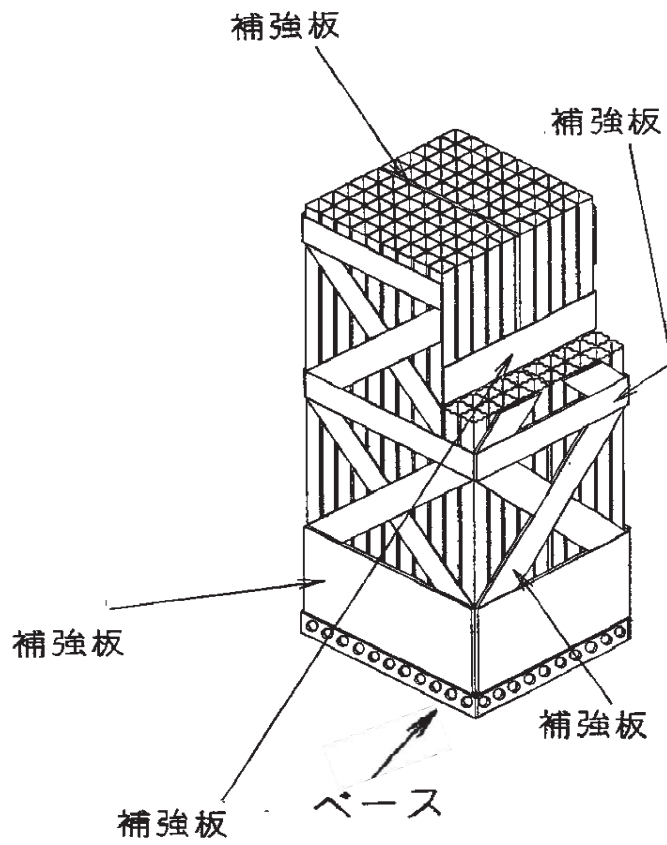


図 2-1 角管型の燃料ラック構造概要図 (貯蔵体数 110 体の例)

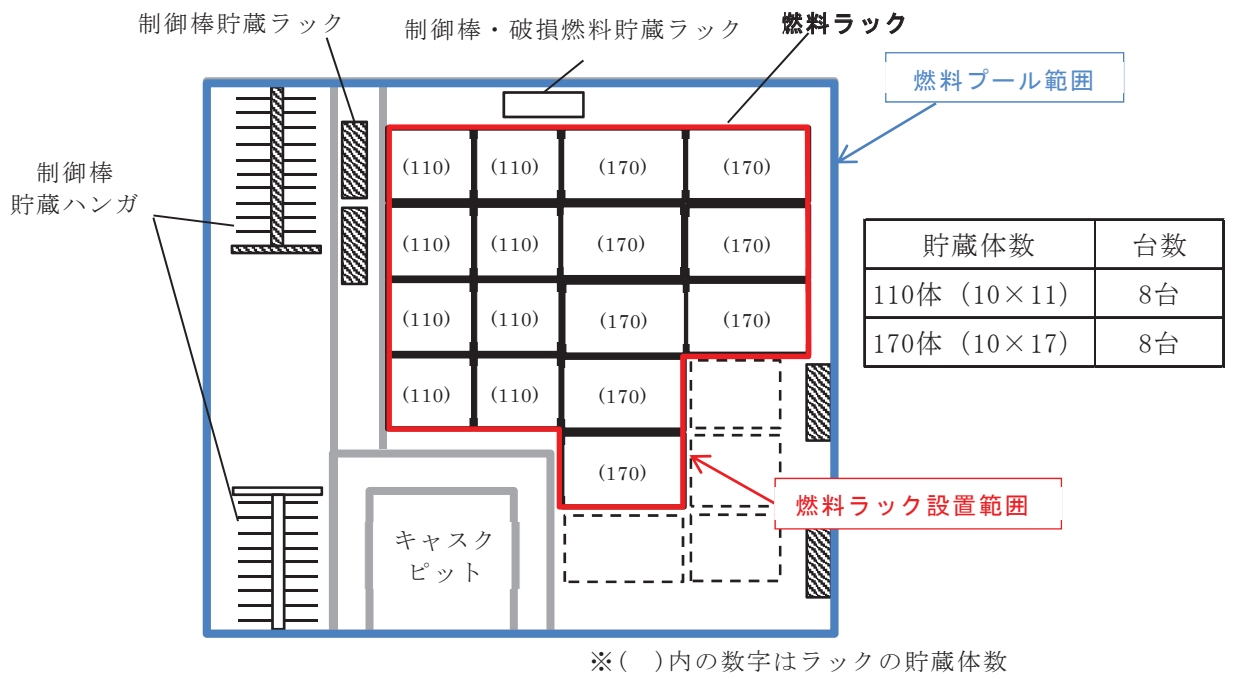


図 2-2 燃料ラック配置図

## 2.2 燃料ラックの耐震設計手法

燃料ラックの構造及び解析モデルの概要を図 2-3 及び図 2-4 に示す。

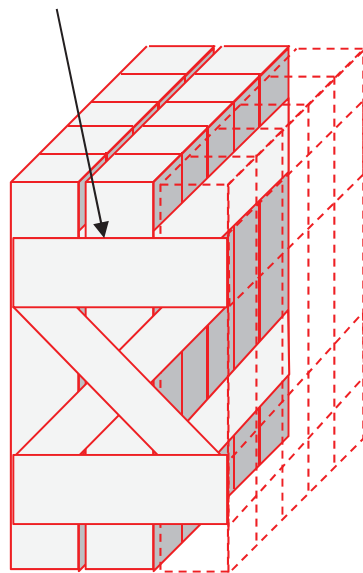
角管型の燃料ラックは、角管と補強板の接触面全面を溶接しているため、はり要素でモデル化し、一部の補強板は断続溶接となっている面を有するため、シェル要素にてモデル化した 3 次元有限要素モデル (FEM モデル) としている。

燃料ラックの質量には、燃料ラック自身の質量、燃料集合体の質量、燃料ラックに含まれる水の質量及び水中の機器の形状により排除される機器周囲の流体の質量である付加質量を考慮している。これらの燃料集合体及び燃料ラックに含まれる水の質量並びに付加質量は、角管及び板の全長にわたって等分布に与えている。

既工認の応力評価は、部材 (角管、補強板) 及び基礎ボルトに対して実施しており、部材の応力は図 2-4 の解析モデルを用いて、スペクトルモーダル解析による最大応答加速度から、部材に作用する最大荷重を算出して応力を評価している。基礎ボルトの応力は、燃料ラック設置位置における水平・鉛直震度を用いて、ラック基礎に生じるモーメントとせん断力から基礎ボルトに作用する最大荷重を算出して評価している。

なお、各部の許容応力は「原子力発電所耐震設計技術指針 JEAG 4601・補-1984」に規定されている「その他の支持構造物」の許容応力を用いている。

補強板 (ブレース) と  
角管を溶接



補強板と角管を溶接

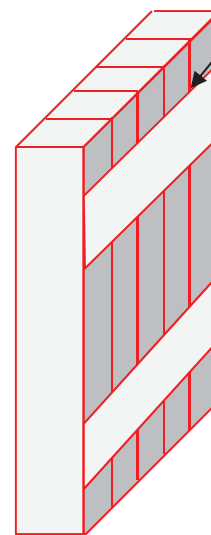


図 2-3 角管型の燃料ラックの溶接部概要図

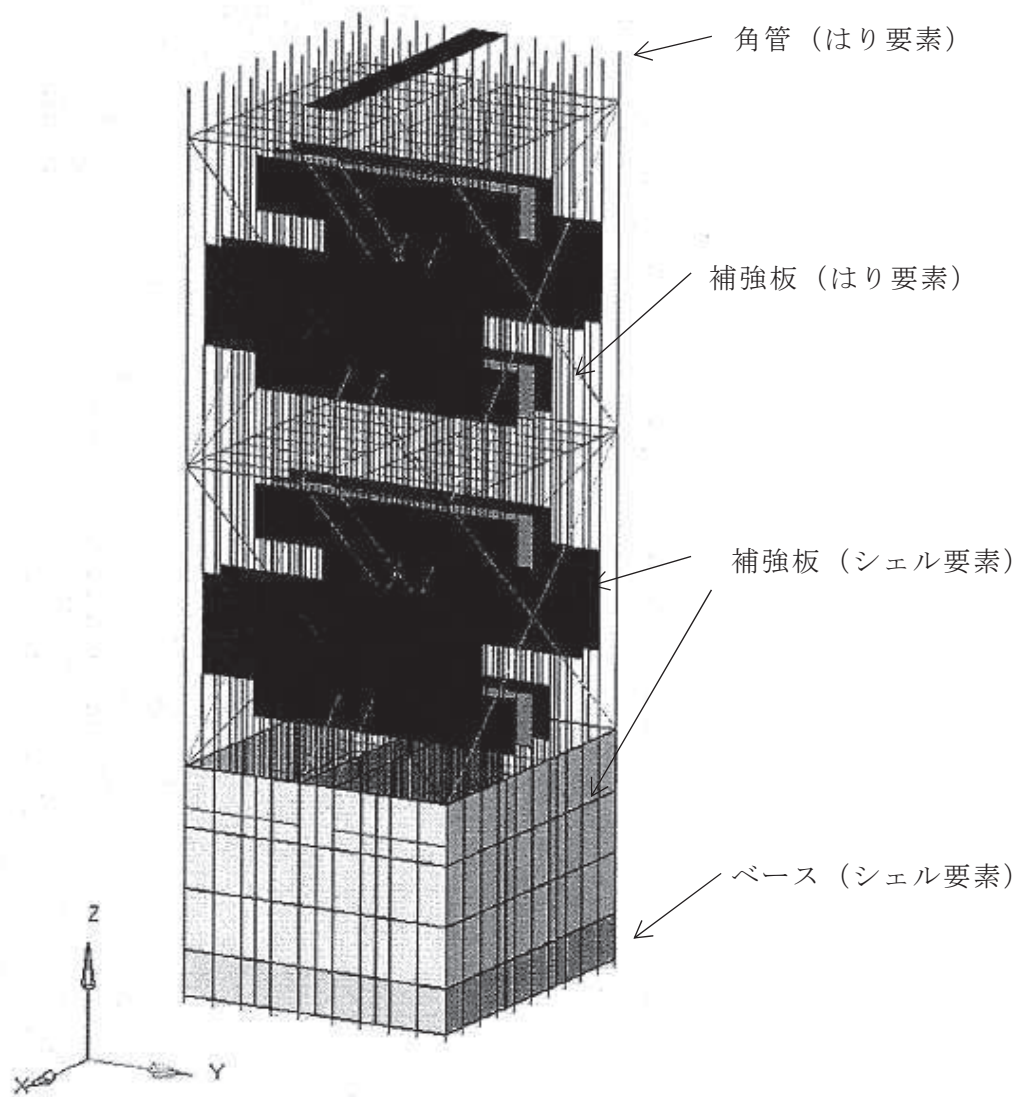


図 2-4 角管型の燃料ラックの解析モデル概要図 (110 体の例)

### 2.3 既工認と今回工認の耐震設計手法の比較

燃料ラックの耐震設計における既工認と今回手法の比較を表 2-2 に示す。既工認からの変更は設計用減衰定数のみである。

表 2-2 燃料ラックの耐震設計における既工認と今回手法の比較

		既工認手法	今回工認手法
解析モデル		3次元有限要素モデル	同左
耐震解析手法	水平方向	スペクトルモーダル解析	同左
	鉛直方向	静的解析	同左（剛構造のため）
設計用減衰定数	水平方向	1.0%	S <sub>s</sub> : 10.0% S <sub>d</sub> : 7.0%
	鉛直方向	—	—
許容応力		J E A G 4 6 0 1	同左
地盤・建屋等の不確かさの考慮		床応答スペクトルの周期方向への±10%拡幅	同左
モデルの考え方		剛性は燃料ラック本体の寸法及びヤング率より設定。 質量は燃料ラック本体、燃料ラック内の燃料集合体、水及び付加質量を考慮。	同左



## 2.4 燃料ラックの設計用減衰定数の考え方

設置変更許可段階では、平成 25 年 12 月設置変更許可申請時の基準地震動  $S_{s-1, 2}$ （以下「 $S_{s-1, 2}$ 」という。）に対する地震応答及び燃料ラックと同等な供試体を用いて実機と同等な試験条件により実施した加振試験で得られた結果に基づき、十分に余裕を考慮した燃料ラックの水平方向の設計用減衰定数として 7.0%と設定することが可能であることを確認した。

工認段階では、 $S_{s-1, 2}$ からの地震動の追加及び地盤物性の不確かさ等を追加した基準地震動  $S_s$ に対する燃料ラックの耐震評価の結果、応答加速度の一部が加振試験範囲を超えているため、加振試験の外挿領域における設計用減衰定数を設定する。

図 2-5 に燃料ラックの設置位置近傍の O.P. 22.500m における  $S_{s-1, 2}$  及び基準地震動  $S_s$  の床応答曲線の比較を示す。燃料ラックの固有周期における応答加速度は増大しており、燃料ラックの地震荷重も増加することになるため、設計用減衰定数が同じ条件であれば、相対的に耐震余裕が小さくなる。

一方、加振試験で得られた燃料ラックの減衰定数（図 4-14）は、燃料ラックの応答加速度が比較的大きい場合には 10%を上回る大きな減衰定数が確認されている。

以上のことを踏まえ、設置変更許可段階では  $S_{s-1, 2}$  に対する水平方向の設計用減衰定数として 7.0%と設定することが可能であることを確認していたが、今回工認においては、燃料ラックの基準地震動  $S_s$  に対する燃料ラックの応答加速度、加振試験で得られた減衰定数及び加振試験の外挿領域に対する解析的な検討結果を踏まえるとともに、燃料ラックの地震荷重をより実態に応じて評価するため、水平方向の設計用減衰定数を 10%とする。なお、図 2-6 に基準地震動  $S_s$  での減衰定数 7%と 10%の床応答曲線の比較を示す。

次項以降、加振試験の外挿領域における設計用減衰定数の設定及び設計用減衰定数 10%とすることの適用性を説明する。なお、弾性設計用地震動  $S_d$  における減衰定数は基準地震動  $S_s$  と比較して応答加速度が小さく、減衰定数が増加傾向から飽和傾向に移る領域であるため、7%としている。

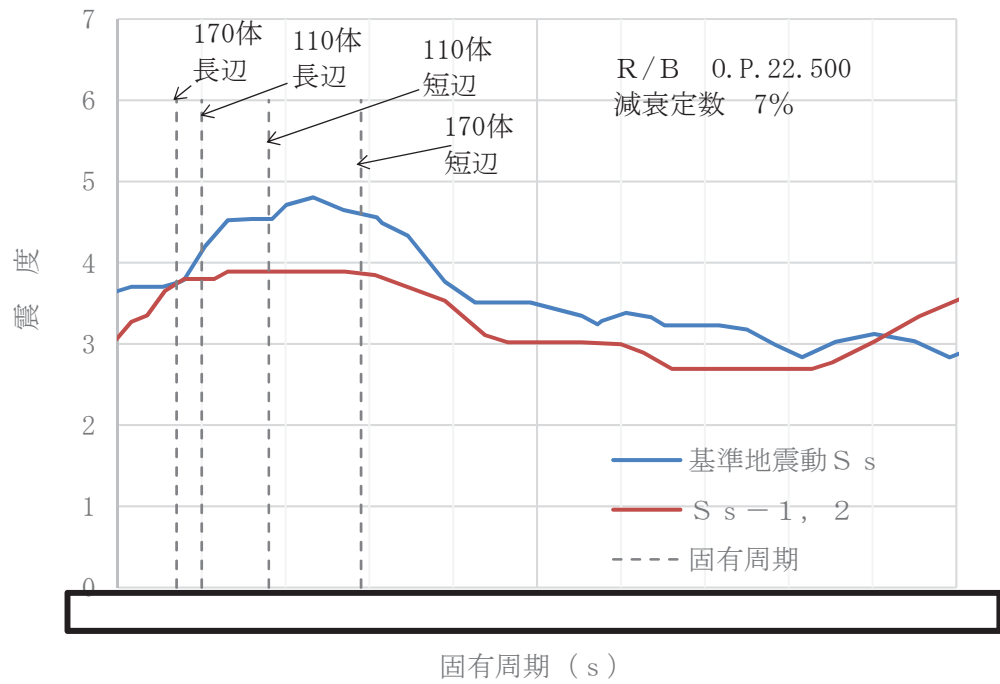


図 2-5  $S_{s-1, 2}$  及び基準地震動  $S_s$  に対する床応答曲線

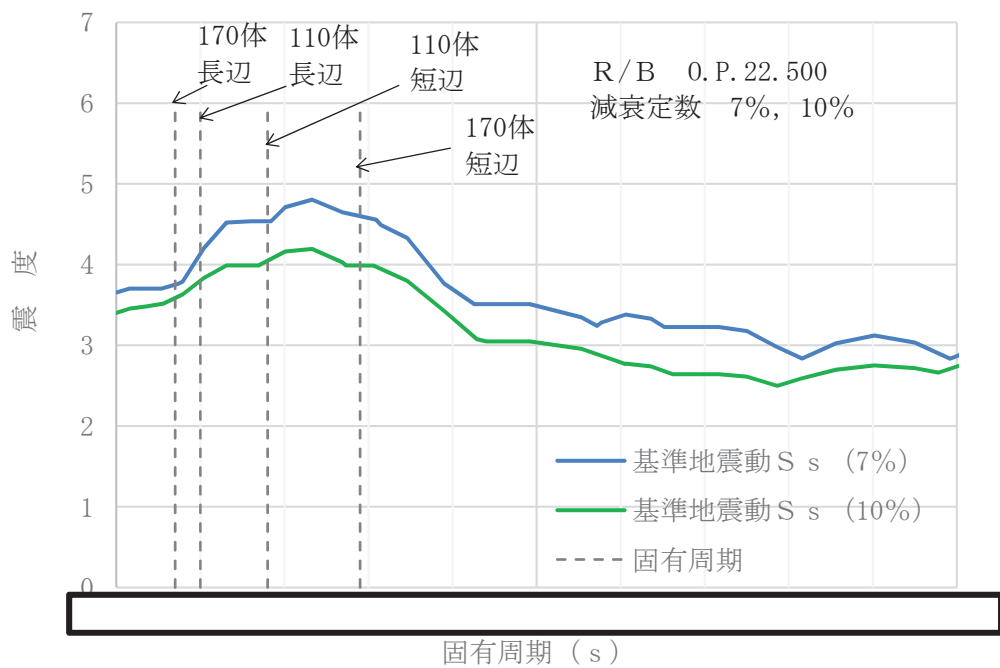


図 2-6 基準地震動  $S_s$  での減衰定数 7%と 10%の床応答曲線

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

### 3. 加振試験に基づく減衰定数設定の全体概要

加振試験に基づく燃料ラックの減衰定数設定の検討フローを図 3-1 に示す。

#### (1) 実機の燃料ラックの耐震性評価（2 項にて説明）

既工認手法に基づいて、耐震性評価を実施する。今回工認での変更点は、設計用減衰定数の変更のみである。

#### (2) 加振試験（4 項にて説明）

燃料ラックの振動特性を適切に模擬できるように、実物大の供試体ラックを設定の上、正弦波による加振試験を実施して応答倍率  $Q$  を取得する。

なお、供試体ラックの設計にあたっては、減衰定数が実機と同等又は実機よりも小さくなるよう考慮し、また、実機への適用性の確認として、加振試験における供試体ラックの振動モードが実機の燃料ラックの振動モードと同等であることを確認する（別紙-7 参照）。

#### (3) 供試体ラックの FEM 解析（別紙-4 にて説明）

供試体ラックを FEM によりモデル化して固有値解析を実施し、供試体ラックの刺激関数  $\beta \phi$  を取得する。

なお、妥当性検証として、FEM 解析における供試体ラックの固有周期及び振動モードが加振試験の結果と同等であることを確認する（別紙-7 参照）。

#### (4) 設計用減衰定数の設定（4, 5 項にて説明）

上記(2)の加振試験より得られた応答倍率  $Q$ 、及び上記(3)の FEM 解析より得られた刺激関数  $\beta \phi$  を元に、応答倍率による手法（理論式  $\zeta = \beta \phi / Q$ ）から供試体ラックにおける減衰定数を評価し、減衰線図として整理する。

次に、評価用地震動（基準地震動  $S_s$  / 弾性設計用地震動  $S_d$ ）に対する実機の燃料ラックの応答加速度を、燃料ラックの固有周期及び刺激関数  $\beta \phi$  を考慮して算出し、減衰線図から実機の燃料ラックの減衰定数を確認する。ここで、減衰線図とは、減衰定数と加速度の関係を示す図である。

上記の結果から得られた実機の燃料ラックの減衰定数に対して、試験結果のばらつき、耐震設計の簡便さと余裕を考慮（170 体、110 体及び短辺、長辺に応じたそれぞれの減衰定数が得られているが、それらすべてのケースを上回らない減衰定数を一律で設定）して、基準地震動  $S_s$  では 10%、弾性設計用地震動  $S_d$  では 7% を適用する。

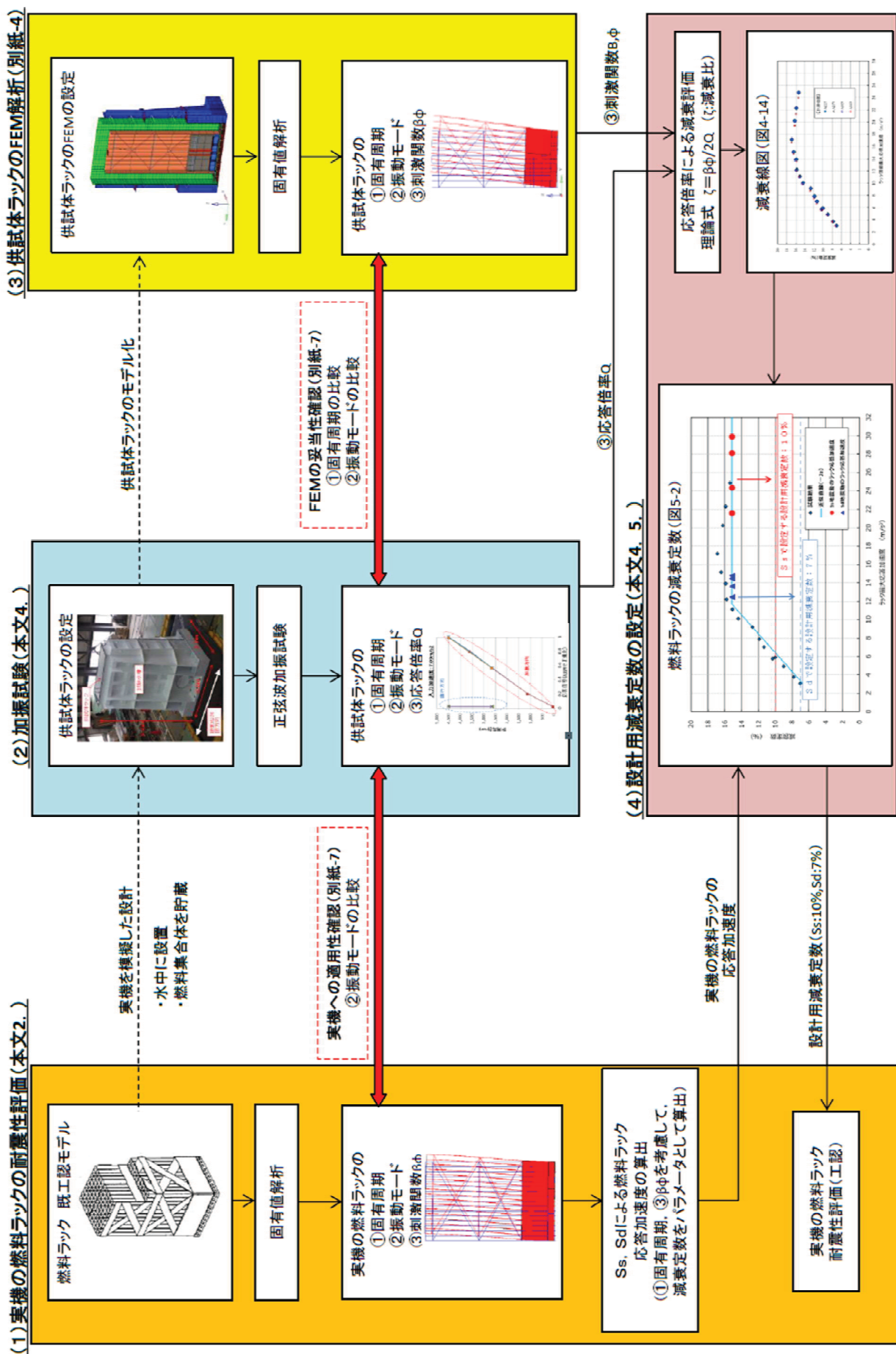


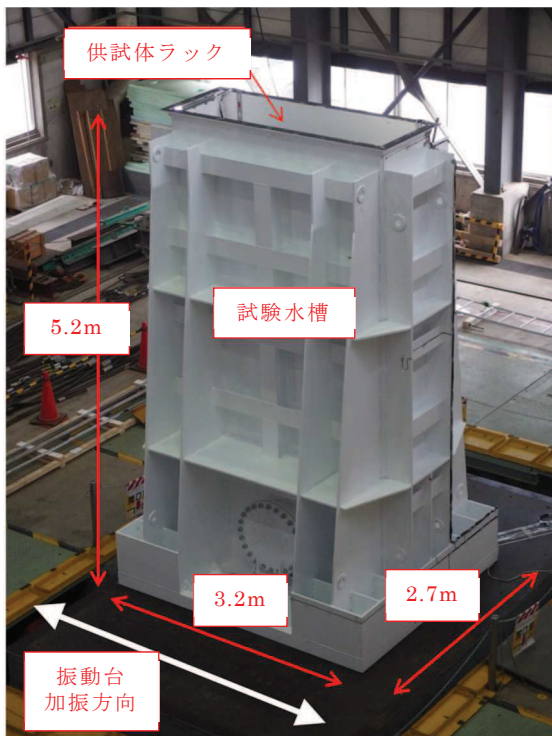
図 3-1 加振試験に基づく減衰定数設定の検討フロー

#### 4. 減衰特性の確認試験

##### 4.1 実物大加振試験の概要

今回工認の耐震設計において燃料ラックに適用する設計用減衰定数は、より現実に即した減衰定数を設定することを目的として、模擬燃料ラック（以下「供試体ラック」という。）を用いた実物大加振試験（以下「加振試験」という。）を実施した。燃料プール内の環境（水中）及び使用状態（燃料集合体貯蔵）において、燃料ラックが加振された際の減衰特性を確認することを目的に、模擬燃料集合体を貯蔵した供試体ラックの水槽内での加振試験を実施した<sup>[1]</sup>。試験装置の概観図を図 4-1 に示す。試験では、振動台上に供試体ラックを設置した試験水槽を据え付け、長辺方向に加振した（図 4-2）。供試体ラックは、実機の固定状態と同一とするために、水槽床に基礎ボルトで固定した自立式とした。

【試験体制】	東北電力㈱－㈱東芝（現 東芝エネルギーシステムズ㈱）
【試験時期】	2014年 4～5月
【試験場所】	㈱安藤・間 技術研究所（茨城県つくば市荻間 515-1）



(1) 試験装置概観



(2) 供試体ラックの水槽内設置状況

図 4-1 加振試験の実施状況

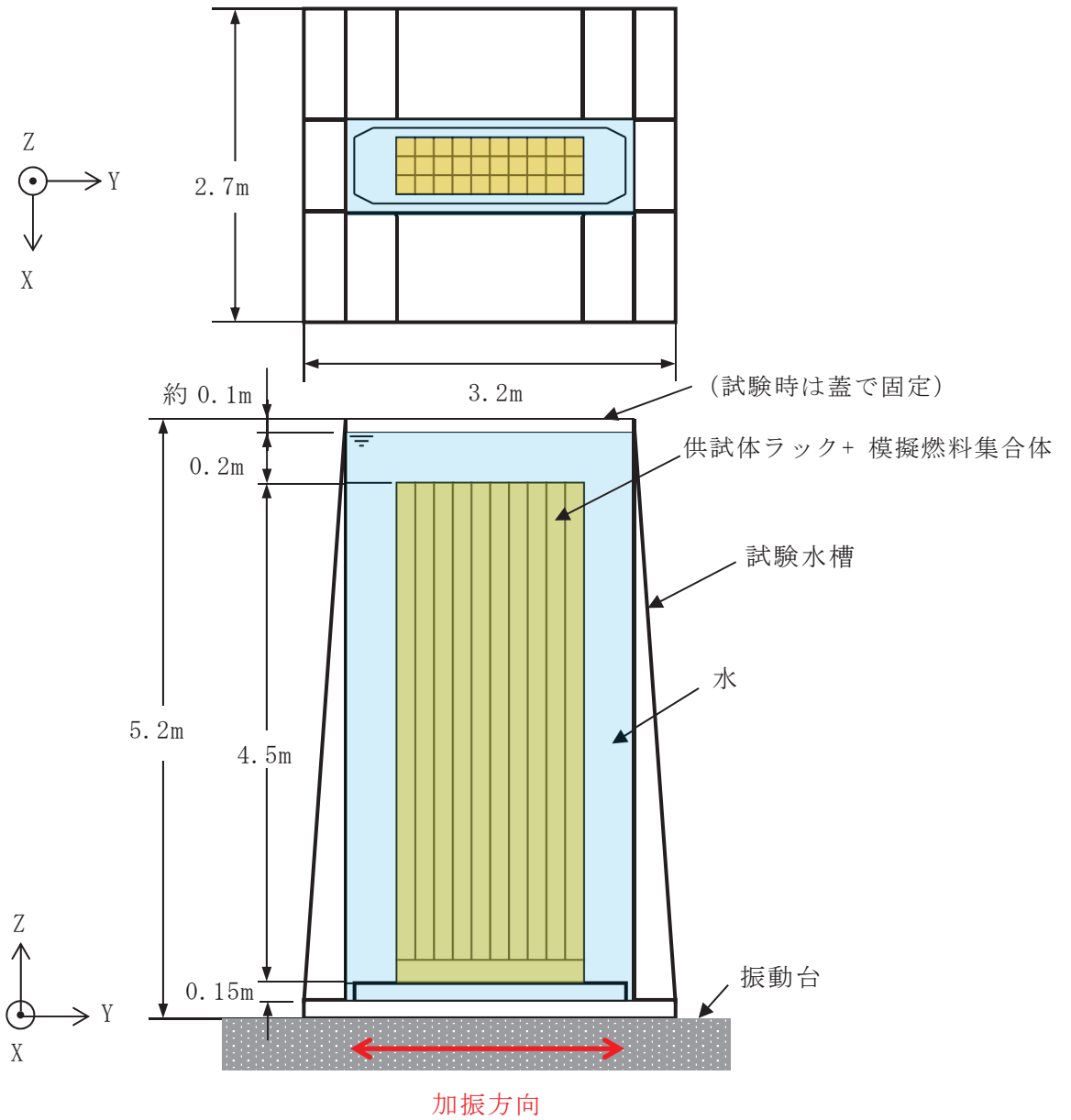


図 4-2 供試体ラックの設置概要

## 4.2 供試体ラックの水中加振試験装置及び試験手法

### (1) 供試体ラック

供試体ラックの寸法等は、実機の燃料ラックと同等となるよう設定した。

また、燃料ラックの減衰効果は、別紙-1に示すとおり、燃料集合体の増加に伴い大きくなると考えられることから、燃料ラックに対して供試体ラックの貯蔵体数が少なくなるよう設定した。また、加振方向の列数を燃料ラックの最小貯蔵列数である10列、その直交方向を加振装置の制約を考慮し3列として、30体貯蔵（10×3列）の供試体ラックを設定した（図4-3）。

なお、供試体ラックは、実機の燃料ラックと振動モードが同等となるよう設計した（別紙-7参照）。

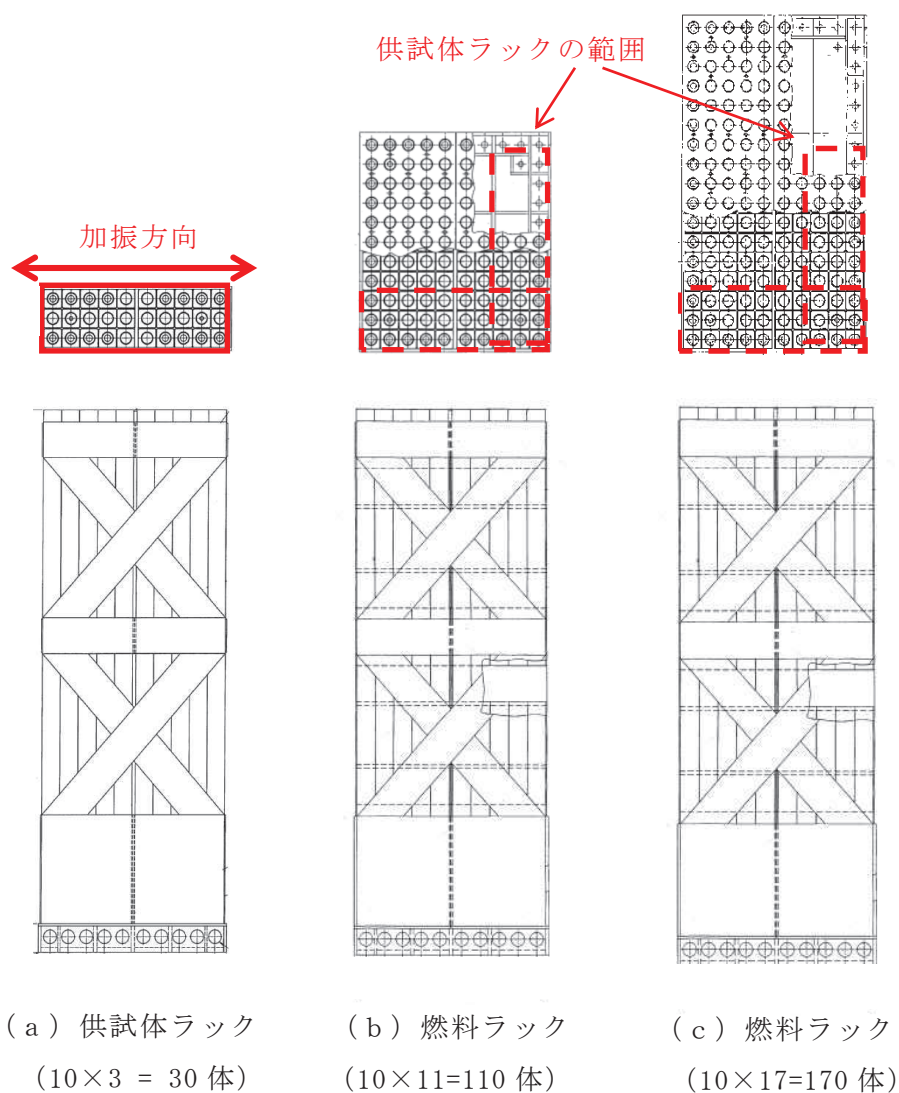


図 4-3 燃料ラックと供試体ラック構造

(2) 模擬燃料集合体

供試体ラックに貯蔵する模擬燃料集合体には、実燃料模擬体と形状模擬体の2種類を用いた。実燃料模擬体（9×9燃料を代表して模擬）は、鉛で質量を一致させた燃料ペレット以外は、実機の燃料集合体と同一の構成部品を使用したものである。形状模擬体は、外形を構成する部品（上下部タイプレート、チャンネルボックス及びチャンネルファスナ）を実機と同一とし、全体質量をウェイトで模擬したものである（表4-1、図4-4及び図4-5）。いずれの模擬燃料集合体も、実機の燃料集合体と形状、質量及び振動特性が同様になるように製作しており、また、水中での振動試験により両者の振動特性が同等であることを確認の上、試験に供している。なお、供試体ラックの加振試験後の外観点検において、いずれの模擬燃料集合体も異常がないことを確認している。

燃料ラックに貯蔵されている燃料集合体の一部については、チャンネルファスナが取り外されているが、チャンネルファスナを取り付けた状態の方が、ガタつきが少なくなることで減衰が小さくなると考えられることから、試験はチャンネルファスナを全数取り付けて実施した。チャンネルボックスについては、照射成長による有意な曲げの影響がないよう、炉心内の燃料配置を管理している。ウォータ・ロッドについては、他プラントにて曲がり確認されたため、平成25年にウォータ・ロッドに曲がりがないことを確認し、併せて曲がりの原因となったチャンネルボックスの装着作業の手順を見直しているため、実機のウォータ・ロッドに曲がりがあるとは考えにくい。以上より、模擬燃料集合体のチャンネルボックス及びウォータ・ロッドには、実機と同様に曲がりの無いものを使用した。

表 4-1 模擬燃料集合体と実機燃料集合体の仕様比較

	試験（模擬燃料集合体）		実機（燃料集合体）
	実燃料模擬体	形状模擬体	8×8燃料*2
長さ(mm)	4470	4470	4468
断面寸法*1 (mm)	□137.54	□137.54	□137.54
質量(kg)	約300	約300	約300
材質	SUS及びZr材	SUS及びZr材	SUS及びZr材

注記\*1：チャンネルボックス外形寸法

\*2：燃料ラックに貯蔵されている燃料集合体のうち、最も質量が大きいもの



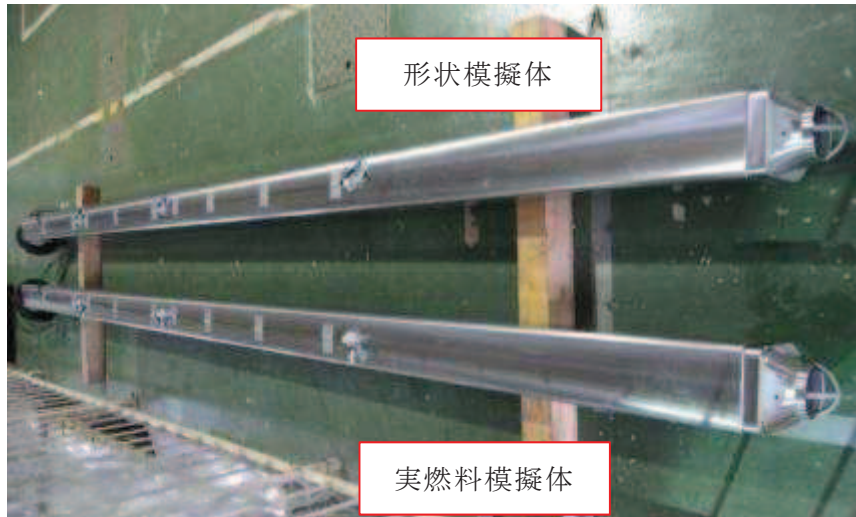
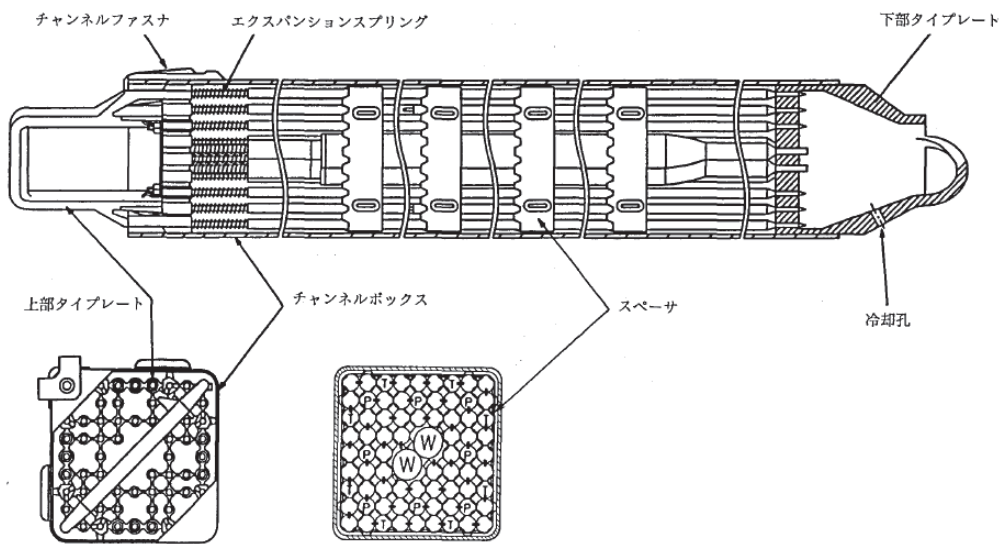


図 4-4 模擬燃料集合体の外観



(a) 実燃料模擬体



(b) 形状模擬体

図 4-5 模擬燃料集合体の概要図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

### (3) 模擬燃料集合体の配置方法

本試験は図 4-6 に示すとおり、実燃料模擬体と形状模擬体を貯蔵して実施しているが、形状模擬体はウェイトにて実燃料集合体の荷重分布を模擬し、質量及び外形もほぼ同様になるように設定しているため、実燃料模擬体と形状模擬体の配置による減衰への影響はほとんどないと考えられる。

また、燃料集合体の貯蔵体数の増加に伴い減衰定数が増加する傾向となるが、構造強度評価上の発生応力は、全数貯蔵状態が最も厳しい設計条件となることから、燃料集合体全数設置（100%貯蔵条件）にて加振試験を実施した（別紙-1 参照）。

なお、模擬燃料集合体と供試体ラック底部の取り合い部は、供試体ラック底部の支持板に開けられた孔の面取り部と下部タイププレートであり、これらの寸法及び形状は実機と同様に設定しているため、実機の燃料ラックと供試体ラックで減衰効果に相違はないと考えられる（図 4-7）。

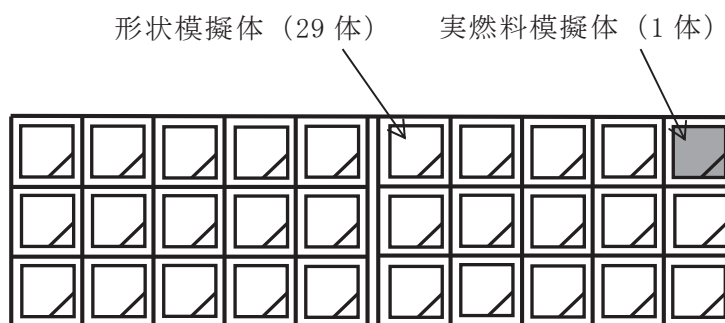


図 4-6 模擬燃料集合体の配置

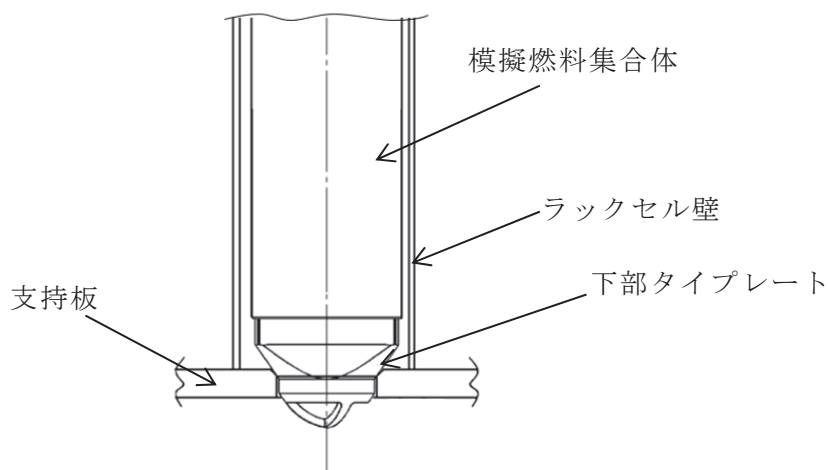


図 4-7 模擬燃料集合体の設置状況

(4) 試験水槽

燃料プール内に設置されている状態を模擬するために試験水槽を製作した。試験水槽の製作に当たっては、供試体ラックに対して振動影響を与えないよう剛構造とし、また、供試体ラックの流体減衰に大きな影響を与えない大きさにて設計した（別紙-2参照）。

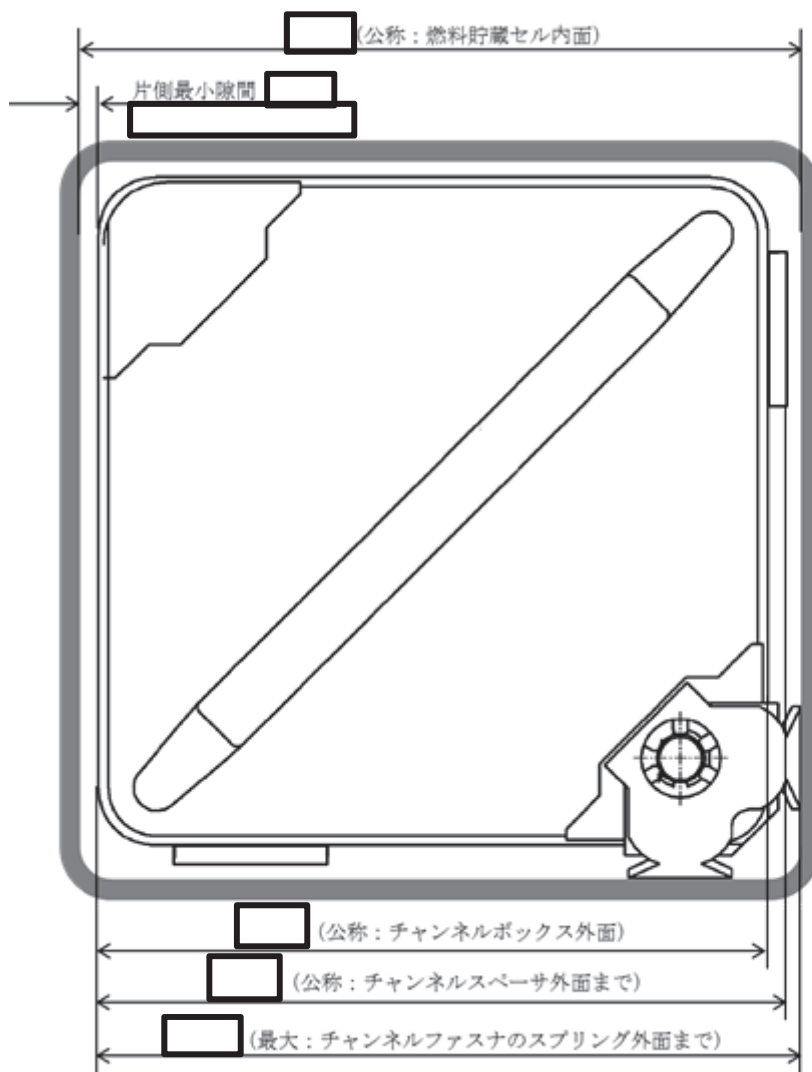
(5) 実機と供試体等の主要諸元比較

供試体ラック及び試験水槽等（以下「供試体等」という。）と実機の主要諸元の比較を表 4-2 に示す。

表 4-2 実機と供試体等の主要諸元比較

項目		実機	供試体等	実機への適用性
ラック	ラックセルの型式	角管型	同左	実機と同一
	ラックの支持形式	ボルトによる床固定式	同左	
		自立型	同左	
	貯蔵体数	110 体 (10×11) 170 体 (10×17)	30 体 (10×3)	供試体ラックは、流体及び燃料集合体による減衰効果の実機よりも小さいと考えられるラックを選定したことから、本試験結果に基づく減衰定数は実機の全ての燃料ラックに適用可能と考えられる。
	ラックセル頂部と燃料集合体の最小隙間			実機と同一 (図 4-8)
	ラックから壁までの距離	約 300~2,700mm	約 150~430mm	流体による減衰効果が十分に小さくなるよう設定した (別紙-2 参照)。
	ラックセル高さ			実機と同一
	ラックセルのピッチ			
	ラックセルの厚さ			
ラックセルの材質	B-SUS	SUS304	材料特性はほぼ同等であるためラック全体の減衰効果へ与える影響は十分に小さいと考えられる。	
燃料集合体	燃料タイプ	8×8 燃料	模擬燃料集合体	工認では評価結果の厳しくなる質量が大きい燃料条件により評価している。
	質量	約 300kg	約 300kg	実機と同一
	外形寸法	147.3mm	同左	
	チャンネルボックス材質	ジルカロイ-4	同左	
	チャンネルボックス厚さ			
燃料プール	水深	約 12m	約 5m	高さ (水深) は実機と異なるが、供試体ラックの振動特性に与える影響が十分に小さいことを確認した (別紙-3 参照)。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



単位：mm

図 4-8 ラックセルと燃料集合体の隙間（概念図）

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

(6) 試験方法

供試体ラックに模擬燃料集合体を設置し、試験水槽に注水した状態において加振試験を実施した。正弦波による掃引試験を実施し、得られた振動台上の加速度及び供試体ラック頂部の**相対**応答加速度から求めた伝達関数から、応答倍率を求めて振動特性を評価した（図 4-9）。

なお、供試体ラックの**相対**応答加速度に対する減衰定数の変化を確認するため、振動台からの入力加速度をパラメータとして計 17 ケースの試験を実施した（表 4-3）。

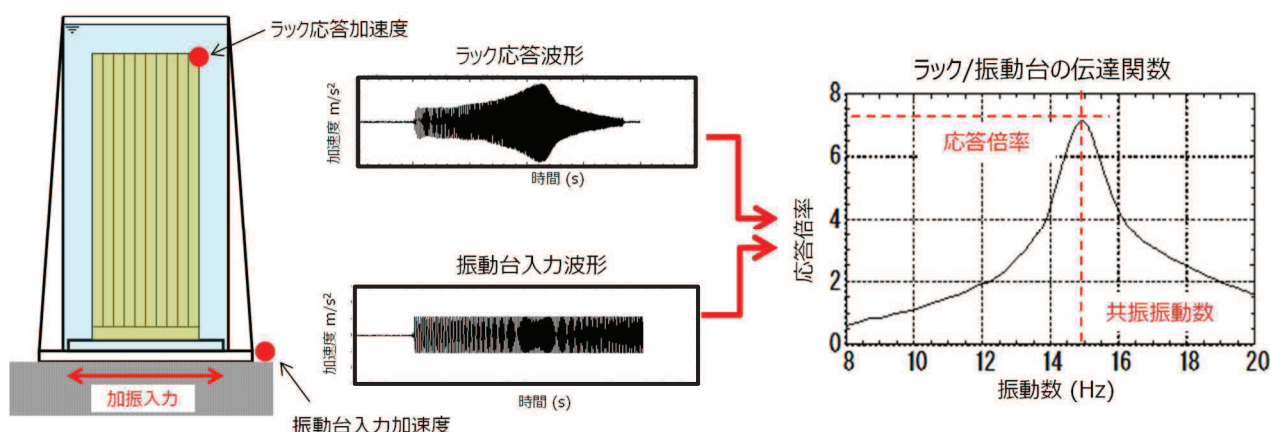


図 4-9 加振試験方法概要

表 4-3 加振試験条件

試験方法	加振方向	振動数範囲 (Hz)	入力加速度* ( $m/s^2$ )	入力加速度 ケース数
正弦波 掃引試験	長辺	8～20	0.42～7.09	17

注記\*：振動台上の実測加速度（最大値）

(7) 加速度の計測方法

供試体ラックの伝達関数を求めるため、供試体ラック頂部に 4 台、振動台上に 1 台の加速度計を設置し、加速度を計測した（図 4-10～図 4-12）。

また、供試体ラック中間部及び基部にひずみゲージを設置し、供試体ラックが弾性範囲内で加振されていることを確認した。

なお、試験水槽は剛構造で設計しており、試験水槽が剛体として挙動し、供試体ラックへ影響を与えないことを確認するため、水槽周囲の加速度を計測した（図 4-11）。

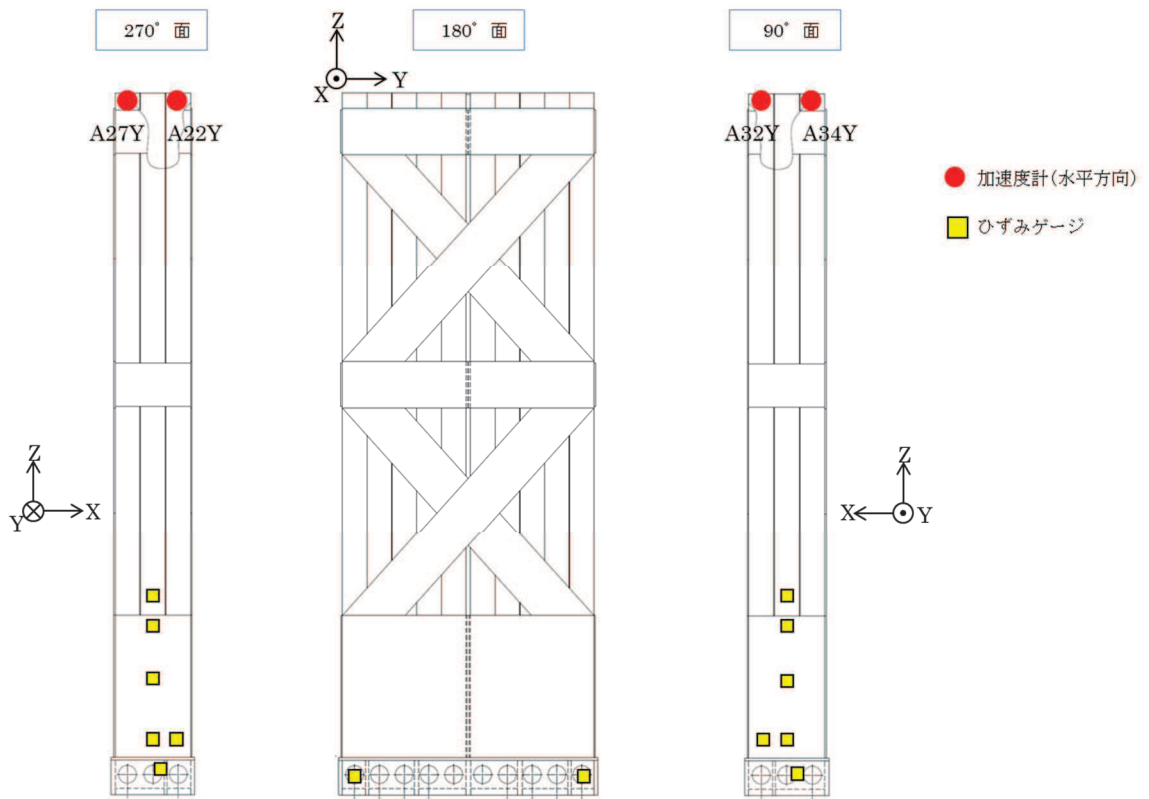


図 4-10 供試体ラックの加速度及びひずみ計測位置

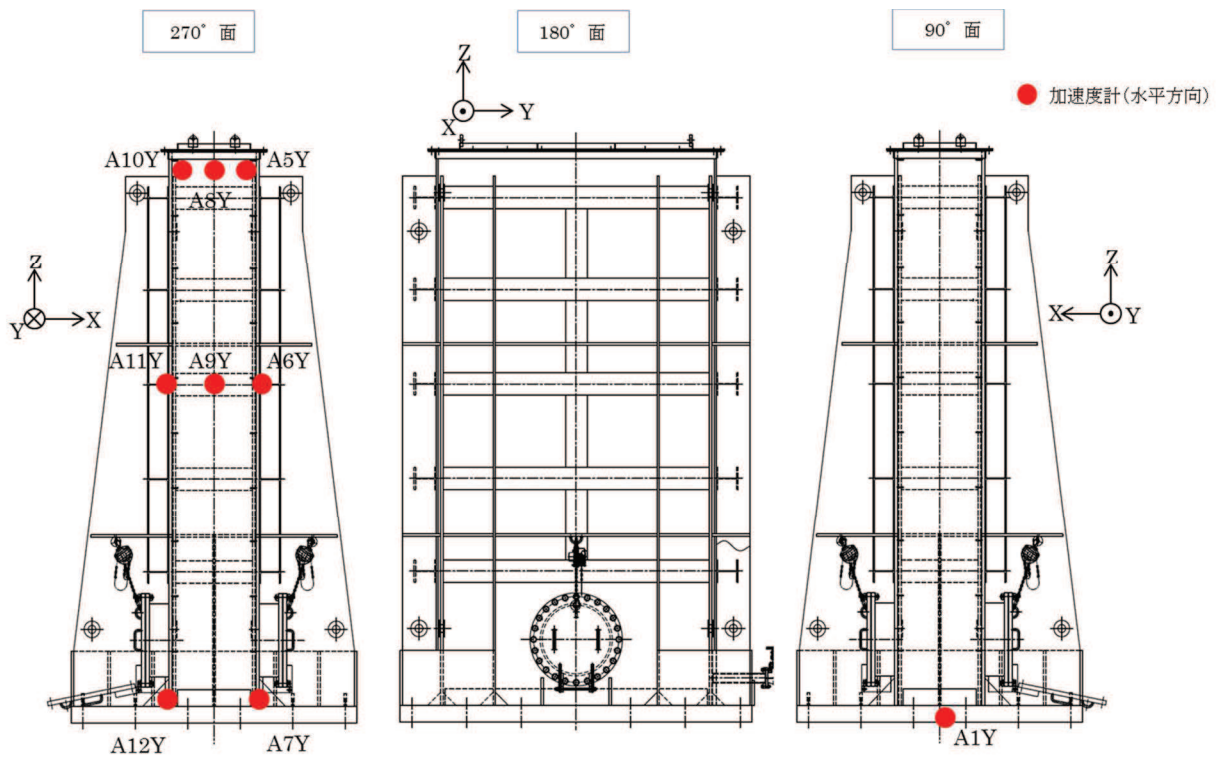


図 4-11 試験水槽の加速度計測位置

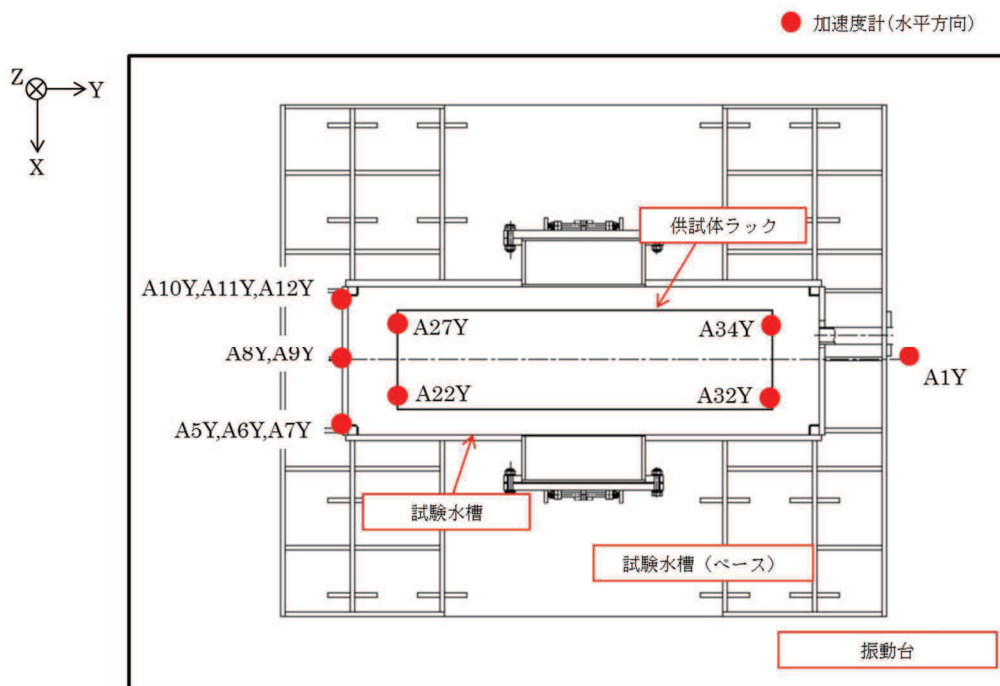


図 4-12 供試体ラック等の加速度計測位置 (平面)



### 4.3 試験結果

#### (1) 試験結果に基づく減衰の算出方法

各入力加速度ケースにおける供試体ラック頂部の加速度（計測点：A22Y, A27Y, A32Y, A34Y）と振動台上の加速度（計測点：A1Y）の伝達関数（図 4-13）に基づき、供試体ラックの共振振動数における応答倍率から減衰定数を評価した。応答倍率から減衰を求める方法は、理論式より 1 質点系の応答倍率が  $1/2\zeta$ （ $\zeta$ ：減衰比）となることから、刺激係数  $\beta$  及び固有モードベクトル  $\phi$  により供試体ラックの振動モード及び流体質量を考慮して、以下の式から減衰比を求めている（別紙-4 参照）。

なお、今回の加振試験のように入力加速度が比較的大きな場合、ラックベースと床面の摩擦や燃料集合体のガタつきなどによる燃料ラックの非線形挙動が強くなると考えられることから、応答倍率から精緻に減衰定数を算出できると考えられる本手法を採用した。

$$\zeta = \frac{\beta\phi}{2Q}$$

[  $\beta$  : 刺激係数,  $\phi$  : 固有モードベクトル,  $Q$  : 応答倍率 ]

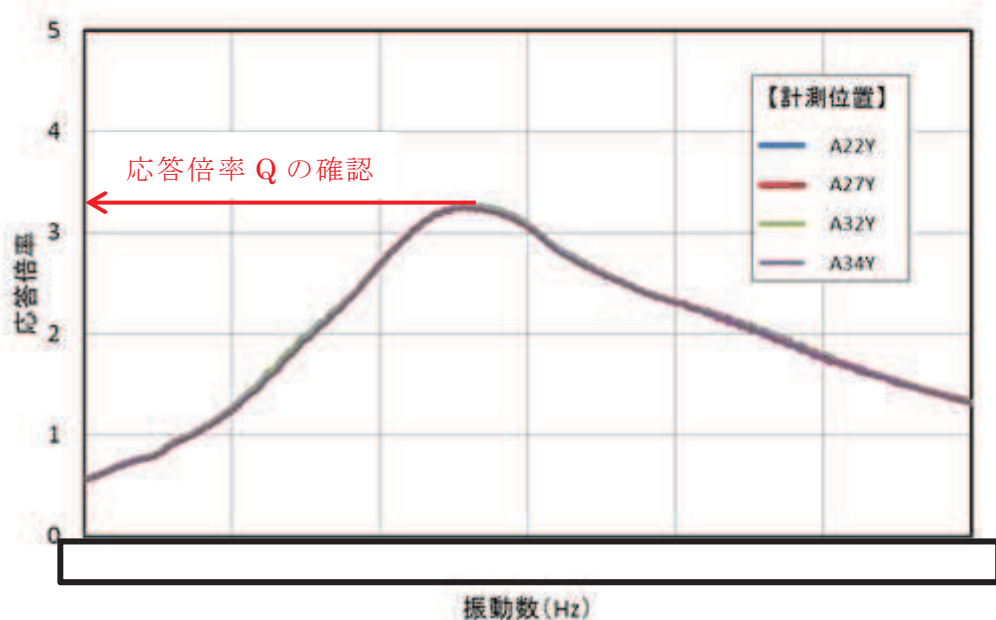


図 4-13 伝達関数（入力加速度最大ケース 7.09m/s<sup>2</sup>）

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

(2) 減衰特性の評価結果

供試体ラック頂部の相対応答加速度から得られた減衰定数について、横軸をラック頂部の最大応答加速度（相対加速度）で整理した結果を図 4-14 及び表 4-4 に示す。

この結果、減衰定数は、供試体ラック頂部の相対応答加速度の増加に伴い増加する傾向があり、また、最大で約 17%と、既工認で適用している設計用減衰定数の 1%よりも大きな減衰効果を示すことを確認した。

なお、供試体ラック頂部で計測される最大応答加速度（絶対加速度）は、振動台自身の加速度を含んだものであり、供試体ラック自身の減衰特性を詳細に評価するため、各時間ステップにおいて振動台で計測される加速度を差し引いた相対加速度を用いている。燃料ラックの振動モードは別紙7に示すとおり1次モードのせん断が支配的であるため、加速度、速度及び変位は正の相関関係にあることを前提に、加振試験で計測したラック頂部の最大応答加速度（相対加速度）を用いる。

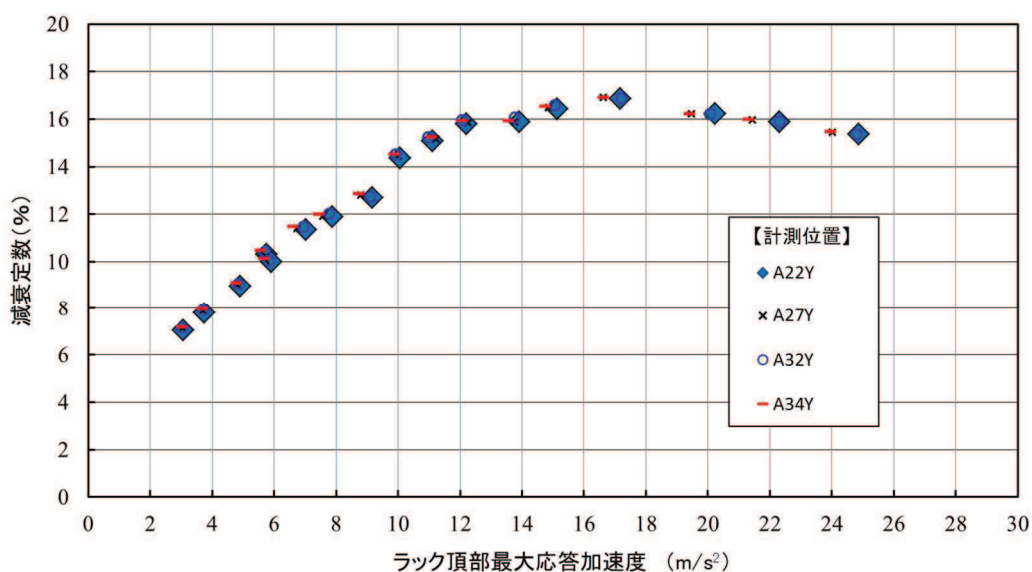


図 4-14 供試体ラック頂部最大応答加速度（相対加速度）と減衰定数の関係

表 4-4 加振試験結果データ一覧 (1 / 3)

No.	入力 加速度*1 (m/s <sup>2</sup> )	計測 位置*2	頂部応答 加速度 (m/s <sup>2</sup> )	共振 振動数 (Hz)	応答倍率 (Q)	減衰定数*3 (%)
1	0.42	A22Y	3.1		7.1	7.0
		A27Y	3.0		7.1	7.1
		A32Y	3.0		7.0	7.1
		A34Y	3.0		7.0	7.2
2	0.56	A22Y	3.8		6.4	7.8
		A27Y	3.7		6.4	7.9
		A32Y	3.7		6.4	7.9
		A34Y	3.7		6.3	7.9
3	0.80	A22Y	4.9		5.6	9.0
		A27Y	4.8		5.6	9.0
		A32Y	4.8		5.5	9.1
		A34Y	4.8		5.5	9.1
4	1.08	A22Y	5.8		4.9	10.3
		A27Y	5.6		4.8	10.4
		A32Y	5.7		4.8	10.4
		A34Y	5.6		4.8	10.5
5	1.08	A22Y	5.9		5.0	10.0
		A27Y	5.7		5.0	10.1
		A32Y	5.8		5.0	10.1
		A34Y	5.7		5.0	10.1
6	1.43	A22Y	7.0		4.4	11.3
		A27Y	6.7		4.4	11.4
		A32Y	6.9		4.4	11.5
		A34Y	6.6		4.4	11.5

注記\*1：振動台上の実測加速度（最大値）

\*2：計測位置は図 4-10～図 4-12 参照

\*3：減衰定数  $\zeta = \beta \cdot \phi / (2 \cdot Q)$  ( $\beta \doteq 2.43$ ,  $\phi \doteq 0.413$ )

刺激係数  $\beta = \frac{\{\phi\}^T([M]-[M_D])\{1\}}{\{\phi\}^T([M]+[M_d])\{\phi\}}$ ，固有ベクトル  $\{\phi\}$  は質量マトリクスで正規化

(応答倍率による減衰定数算定の詳細は別紙-4 参照)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 4-4 加振試験結果データ一覧 (2 / 3)

No.	入力 加速度*1 (m/s <sup>2</sup> )	計測 位置*2	頂部応答 加速度 (m/s <sup>2</sup> )	共振 振動数 (Hz)	応答倍率 (Q)	減衰定数*3 (%)
7	1.69	A22Y	7.9		4.2	11.9
		A27Y	7.6		4.2	11.9
		A32Y	7.8		4.2	12.0
		A34Y	7.4		4.2	12.0
8	2.06	A22Y	9.2		4.0	12.7
		A27Y	8.8		3.9	12.8
		A32Y	9.1		3.9	12.7
		A34Y	8.7		3.9	12.9
9	2.60	A22Y	10.1		3.5	14.4
		A27Y	10.0		3.5	14.4
		A32Y	9.9		3.5	14.5
		A34Y	9.9		3.5	14.5
10	3.01	A22Y	11.1		3.3	15.1
		A27Y	11.2		3.3	15.2
		A32Y	11.0		3.3	15.2
		A34Y	11.1		3.3	15.3
11	3.42	A22Y	12.2		3.2	15.8
		A27Y	12.3		3.2	15.9
		A32Y	12.1		3.1	16.0
		A34Y	12.1		3.2	15.9
12	3.80	A22Y	13.9		3.2	15.9
		A27Y	13.8		3.2	15.9
		A32Y	13.8		3.1	16.1
		A34Y	13.6		3.2	16.0

注記\*1：振動台上の実測加速度（最大値）

\*2：計測位置は図 4-10～図 4-12 参照

\*3：減衰定数  $\zeta = \beta \cdot \phi / (2 \cdot Q)$  ( $\beta \doteq 2.43$ ,  $\phi \doteq 0.413$ )

刺激係数  $\beta = \frac{\{\phi\}^T([M]-[M_D])\{1\}}{\{\phi\}^T([M]+[M_d])\{\phi\}}$ , 固有ベクトル  $\{\phi\}$  は質量マトリクスで正規化

(応答倍率による減衰定数算定の詳細は別紙-4 参照)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 4-4 加振試験結果データ一覧 (3 / 3)

No.	入力 加速度*1 (m/s <sup>2</sup> )	計測 位置*2	頂部応答 加速度 (m/s <sup>2</sup> )	共振 振動数 (Hz)	応答倍率 (Q)	減衰定数*3 (%)
13	4.37	A22Y	15.1		3.1	16.4
		A27Y	14.8		3.1	16.5
		A32Y	15.0		3.0	16.6
		A34Y	14.7		3.0	16.5
14	5.02	A22Y	17.2		3.0	16.9
		A27Y	16.6		3.0	16.9
		A32Y	17.2		3.0	16.9
		A34Y	16.6		3.0	16.9
15	5.60	A22Y	20.2		3.1	16.2
		A27Y	19.5		3.1	16.2
		A32Y	20.1		3.1	16.2
		A34Y	19.4		3.1	16.2
16	6.24	A22Y	22.3		3.2	15.9
		A27Y	21.4		3.1	16.0
		A32Y	22.3		3.2	15.9
		A34Y	21.3		3.1	16.0
17	7.09	A22Y	24.9	3.3	15.4	
		A27Y	24.0	3.3	15.5	
		A32Y	24.8	3.3	15.4	
		A34Y	24.0	3.2	15.5	

注記\*1：振動台上の実測加速度（最大値）

\*2：計測位置は図 4-10～図 4-12 参照

\*3：減衰定数  $\zeta = \beta \cdot \phi / (2 \cdot Q)$  ( $\beta \doteq 2.43$ ,  $\phi \doteq 0.413$ )

刺激係数  $\beta = \frac{\{\phi\}^T([M]-[M_D])\{1\}}{\{\phi\}^T([M]+[M_d])\{\phi\}}$ , 固有ベクトル  $\{\phi\}$  は質量マトリクスで正規化

(応答倍率による減衰定数算定の詳細は別紙-4 参照)

#### 4.4 加振試験における試験条件の妥当性

##### (1) 供試体ラックの主要諸元及び試験水槽の大きさ

本加振試験は、実機の燃料ラックの減衰傾向を把握することを目的とした実物大の供試体等による試験であり、4.2項で述べたように、供試体ラックの主要諸元及び試験水槽の大きさは、実機及び実機環境と同等又は実機と比較して減衰定数が小さくなるように設定した（別紙-2 参照）。

試験水槽は剛構造とし、その寸法が供試体ラックの減衰定数に影響を与えないことを確認した（別紙-2 参照）。

試験水槽の水深は実機とは異なるが、供試体ラックの振動特性に与える影響が小さいことを確認した（別紙-3 参照）。

供試体ラックと実機の燃料ラックの振動モードが同等であるため、供試体ラックは実機の燃料ラックの振動挙動を適切に模擬できることを確認した（別紙-7 参照）。

##### (2) スロッシングの影響

試験は水槽内でスロッシングが励起されない条件で実施しており、スロッシングが供試体ラックの減衰定数に影響を与えないようにしている。一方、実機では地震動の長周期成分によって、燃料プールでのスロッシングが励起されるが、減衰定数はスロッシングにより大きくなることから、スロッシングの影響を考慮していない本試験で得られた減衰定数は実機に適用できると考える（別紙-5 参照）。なお、実機の燃料ラック（高さ約 4.5m）は、燃料プール（水深約 11.5m）の底部に設置されていることから、スロッシングによる影響はほとんど受けないと考えられる。

##### (3) 基礎ボルトの締結

燃料ラック及び供試体ラックは、いずれも基礎ボルトにて燃料プール又は試験水槽底部と固定されており、底部と燃料ラックに隙間ができるほど基礎ボルトが緩んだ場合には振動特性が変化し、減衰定数への影響があると考えられるが、燃料ラック設置時に基礎ボルトについて規程トルク値による締付確認を実施していること、また、燃料ラックは建屋内の燃料プール内にあり、環境が一定に管理されている静的機器であることから、減衰定数に影響を与えるほどボルトが緩む可能性は低いと考えられる。仮に基礎ボルトに緩みが生じた場合でも、基礎ボルトと部材のガタつき等によるエネルギー消散が増加し、減衰定数がより大きくなると考えられることから、基礎ボルトに緩みが無い状態で実施した本試験により取得した減衰定数は、安全側の設定となると考えられる。なお、東北地方太平洋沖地震後の点検において、女川 2 号機の燃料ラックの基礎ボルトに極僅かな緩みが確認されたことから、締め付けを実施するとともに、地震発生後の点検においては、基礎ボルトの締め付け確認を実施するよう点検要領に定めている。

以上より、本試験で得られた減衰定数を燃料ラックの耐震設計へ適用することは妥当と考えられる。

## 5. 試験結果に基づく燃料ラックの設計用減衰定数の設定

### 5.1 実機応答と供試体応答の比較

4.3 項に示した試験結果から、供試体ラックの減衰定数には応答依存性があることを確認したことから、燃料ラックの耐震設計に適用する設計用減衰定数を設定するため、評価用地震動に対する燃料ラックの相対応答加速度を確認した。

前述の「図 4-14 供試体ラック頂部最大応答加速度(相対加速度)と減衰定数の関係」に、燃料ラックの基準地震動  $S_s$  及び弾性設計用地震動  $S_d$  に対する相対応答加速度を追記した結果を、図 5-1 及び表 5-1 に示す。なお、供試体ラックと燃料ラックの相対応答加速度の比較に当たっては、各試験ケースで得られた 4 点の加速度計による減衰のうち、下限値を代表とし、試験データの近似直線に対して試験のばらつきを考慮して  $\pm 2\sigma$  (試験データの分布に対して約 95% 範囲) の区間を設定した上で、保守的に  $-2\sigma$  (減衰が小さくなる側) をカバーするように近似直線を設定の上、燃料ラックの相対応答加速度と比較した (別紙-6 参照)。また、工認段階の基準地震動  $S_s$  の確定条件に対して燃料ラックの最大相対応答加速度が設置許可段階よりも大きくなり、一部の燃料ラックの最大相対応答加速度が加振試験範囲を超える範囲となったため、相対応答加速度の増加に伴って増加した後、低下する傾向となることも想定し、加振試験結果を用いて減衰を低下させる近似直線 (試験のばらつきとして  $-2\sigma$  を考慮) を用いて加振試験範囲を超える外挿領域の減衰及び相対応答加速度を図 5-1 及び表 5-1 に示す。

この結果から、基準地震動  $S_s$  及び弾性設計用地震動  $S_d$  に対する燃料ラックの相対応答加速度レベルにおける減衰定数はいずれも約 14~15% であることを確認した。

以上のことから、燃料ラックの減衰定数は応答依存性があるため、燃料ラックの相対応答加速度との関係を踏まえて、設計用減衰定数を設定することが可能と考えられる。

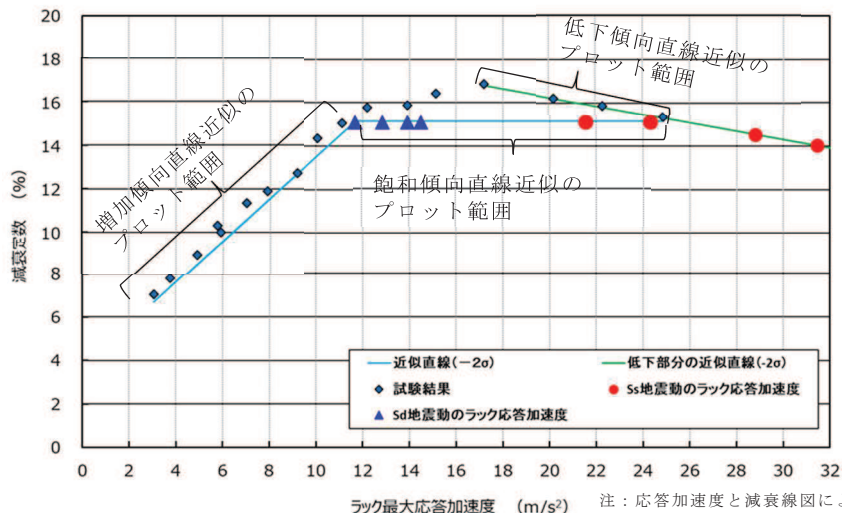


図 5-1 燃料ラック頂部の最大応答加速度(相対加速度)と減衰定数の関係

表 5-1 燃料ラック頂部の最大相対応答加速度と減衰定数の関係

地震動	ラック種類	方向	固有周期 (s)	最大相対応答加速度 (m/s <sup>2</sup> )	減衰定数 (%)
基準地震動 S <sub>s</sub>	110 体	短辺		28.8*	14.5
		長辺		24.3*	15.1
	170 体	短辺		31.5*	14.0
		長辺		21.6*	15.1
弾性設計用 地震動 S <sub>d</sub>	110 体	短辺		13.9*	15.1
		長辺		12.8*	15.1
	170 体	短辺		14.5*	15.1
		長辺		11.7*	15.1

注記\*：燃料ラック設置位置の震度による最大相対応答加速度を示す。

## 5.2 設計用減衰定数の設定

5.1 項より、燃料ラックの減衰定数として、基準地震動 S<sub>s</sub> 及び弾性設計用地震動 S<sub>d</sub> で 14～15%程度であることを確認した。

また、今回工認における基準地震動 S<sub>s</sub> に対する燃料ラックの最大相対応答加速度が一部で加振試験範囲を超える外挿領域については、別紙-8 のとおり、燃料ラックの減衰要因を整理した上で、減衰要因を考慮した多自由度系解析モデルによる燃料ラックの減衰挙動を解析した。その結果、加振試験結果で得られた特徴のように、燃料ラックの相対応答加速度が増加するに伴って減衰が増加した後、相対応答加速度に反比例し一定値へ漸近するような低下傾向となり、加振試験範囲を超える外挿領域を含め、基準地震動 S<sub>s</sub> に対する燃料ラックの減衰定数は、概ね 14～15%程度になることを確認した。

ただし、今回の耐震設計に適用する設計用減衰定数は、試験結果のばらつき、耐震設計の簡便さと余裕を考慮して、燃料ラックの種類（角管 110/170 体）、燃料貯蔵率によらず、基準地震動 S<sub>s</sub> では 10%、弾性設計用地震動 S<sub>d</sub> では 7%を採用する（図 5-2）。



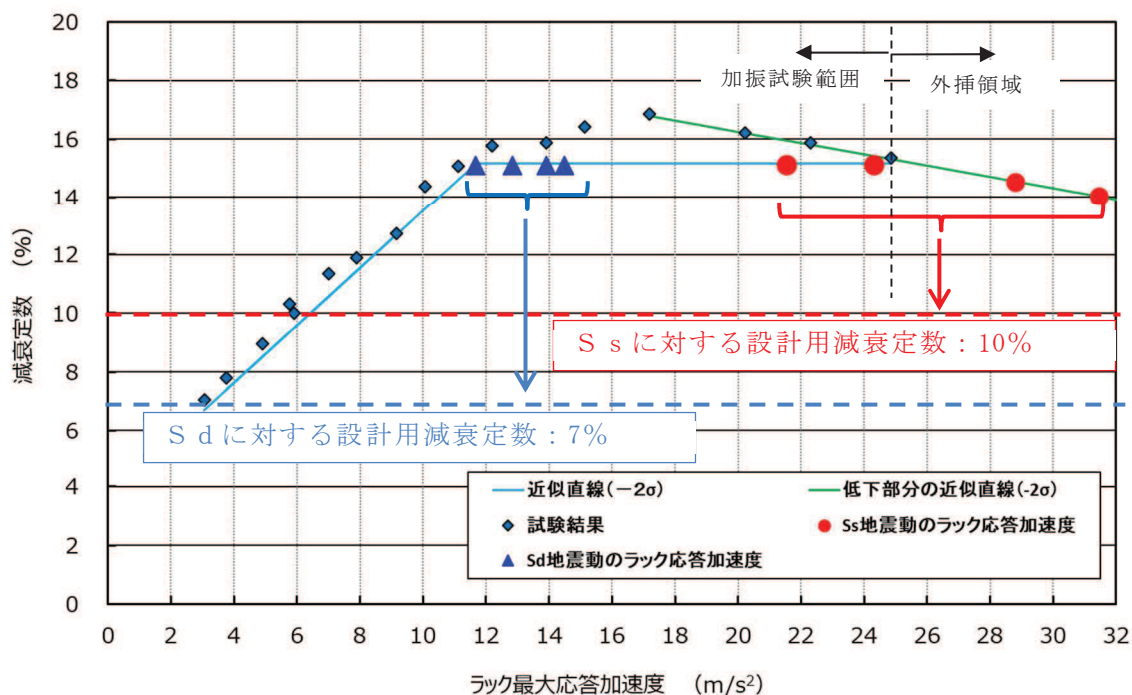


図 5-2 燃料ラックの設計用減衰定数の設定

## 6. 結論

今回工認で燃料ラックに用いる水平方向の設計用減衰定数は、基準地震動  $S_s$  では 10.0%，弾性設計用地震動  $S_d$  では 7.0% を適用した。これらは、燃料ラックと同等な供試体を用いて、実機と同等な試験条件により実施した加振試験で得られた結果及び加振試験範囲を超える外挿領域に対する燃料ラックの減衰要因を考慮した減衰挙動の解析結果に対して、余裕を考慮して設定した値であることから、設計用減衰定数として適用することが可能であることと判断した。

## 引用文献

- [1] 長坂他，「BWR 使用済燃料貯蔵ラックの減衰特性評価」，日本原子力学会「2015 年秋の大会」No. B36
- [2] 東北電力株式会社 当社原子力発電所における燃料集合体ウォータ・ロッドの曲がりに係る点検結果について（最終報告）平成 29 年 12 月 15 日

## プール水及び燃料集合体の体数が減衰定数に与える影響

## 1. 燃料集合体の体数と減衰定数の関係

燃料集合体の体数による減衰定数への影響を確認するため、模擬燃料集合体の貯蔵率を変化させて加振試験を実施した（燃料集合体の配置については別紙-12 参照）。また、プール水による減衰定数への影響を確認するため、供試体ラック単体（燃料集合体 0%）で気中と水中それぞれで加振試験を実施した。

試験条件を表 1 に示す。

表 1 プール水及び燃料集合体数の影響評価に用いた試験条件

加振方法	燃料貯蔵率 (貯蔵体数)	気中/ 水中	入力 加速度* (m/s <sup>2</sup> )	入力 加速度 ケース数	入力 振動数 範囲 (Hz)	備考
正弦波 掃引試験	100% (30 体)	水中	0.42~7.09	17	8~20	応答倍率から減衰を算出 (別紙 - 4)
	67% (20 体)	水中	0.54~7.39	10	8~20	
	33% (10 体)	水中	0.56~7.33	13	10~22	
	0% (0 体)	水中	0.30~2.17	5	15~19	
ランダム波 加振試験	0% (0 体)	気中	0.51~3.88	4	1~50	

注記\*：振動台上の実測加速度（最大値）

試験結果から、試験を実施したいずれの燃料ラック頂部**相対**応答加速度の範囲においても、燃料集合体の貯蔵率の増加に伴い、減衰定数が増加する傾向があることがわかる（図 1）。これは、燃料集合体の貯蔵体数の増加により、ラックセル内部での各燃料集合体とラック間の摩擦、衝突、流体減衰等による振動エネルギーの消散が大きくなることで、減衰が大きくなったためと考えられる。

また、燃料貯蔵率 0%における気中及び水中の試験結果を比較すると、流体付加減衰効果により、減衰定数が大きくなっていることがわかる。

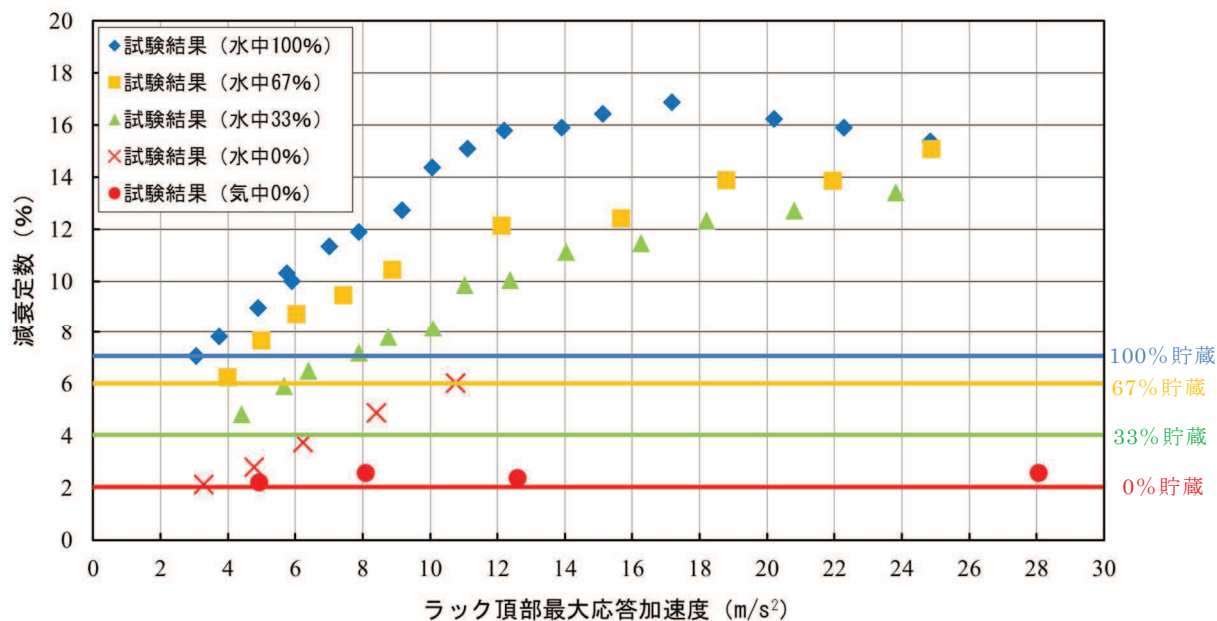


図1 燃料貯蔵率と減衰定数の関係

2. 燃料集合体の体数と減衰定数及び発生応力の関係

燃料ラックの減衰定数は、燃料集合体の貯蔵率の増加に伴い変化することから、燃料ラックの耐震評価で考慮すべき貯蔵率と減衰定数及び発生応力について、既工認で許容応力に対する発生応力の割合が最も大きい 170 体ラックを対象に、全数貯蔵の発生応力を基準として、震度比及び総重量比を乗じた簡易評価により評価した (表 2)。

評価の結果、発生応力は、燃料ラック重量による依存性が高く、全数貯蔵の状態が最も厳しい設計条件となることから、設計上は燃料集合体全数設置を仮定して評価すればよいと考えられる。

表2 燃料ラック (170 体ラック) における燃料貯蔵率と発生応力の関係

燃料貯蔵率 (貯蔵体数)	減衰定数 (%) *1	総重量 (ton)	発生応力 (MPa) *2, *3	許容応力 (MPa)
100% (170 体)	7.0	82.8	160	205
67% (113 体)	6.0	67.9	146	205
33% (57 体)	4.0	53.1	142	205
0% (0 体)	2.0	38.5	124	205

注記\*1: 試験結果からの仮定

\*2: ラック補強板の組合せ応力

\*3: 平成 25 年 12 月設置変更許可申請時基準地震動 S s による発生応力

試験水槽の形状決定方法<sup>[1]</sup>

燃料ラックの減衰効果として、燃料ラックが流体中を振動することによる流体減衰効果が考えられるが、この効果は、燃料ラックと水槽間の隙間が小さいほど流速が速くなり、より大きな減衰が生じるため、試験水槽の大きさは、流体減衰の効果が十分に小さくなるよう設計した。

図1に水槽とラックの隙間を変化させた場合の、ラックが流体から受ける減衰効果の関係を示す。この結果から、水槽と供試体ラックの隙間における流体の減衰効果は、試験で得られた供試体ラックの減衰定数に影響を与えるものではないことを確認した。

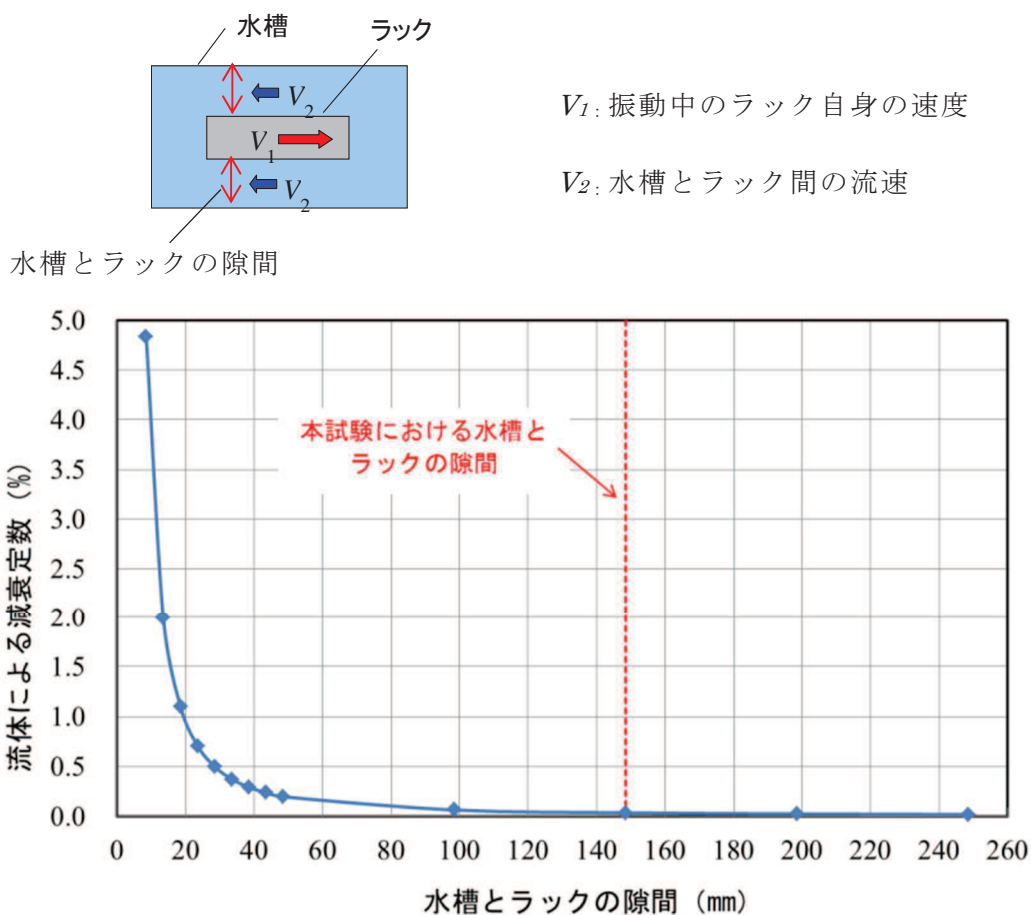


図1 水槽とラックの隙間による流体減衰の影響

なお、試験水槽内で振動する供試体ラックに与える流体減衰は、以下の式(1)に従い算出した。

燃料ラックが水中を振動することによって生じる流体抵抗力によるエネルギー消費は、ラックの単位高さあたりの流体抵抗力が速度の二乗に比例し、次のように表される。

$$F = \frac{1}{2} C_D \rho d \int_0^L |V| V dz \quad \cdots (1)$$

ここで、

$$V = \alpha_m \dot{X}$$

$$X = ag(z) \sin(\omega t)$$

$$\alpha_m = \frac{d}{D-d} + 1 = \frac{D}{D-d}$$

$g(z)$  : ラックの高さ方向振動モードベクトル

流体力が一周期あたりに消費されるエネルギーは式(1)を用いると、

$$E = \int_0^T F \dot{X} dt \quad \cdots (2)$$

$$E = \frac{4}{3} C_D \rho d \alpha_m^2 a^3 \omega^2 \beta L \quad \cdots (3)$$

ここで、

$C_D$  : 角柱の流体抗力係数

$\rho$  : 流体密度

$d$  : ラックの振動方向の幅

$L$  : ラックの高さ

$a$  : ラックの変位振幅

$\omega$  : ラックの固有円振動数

$\alpha_m$  : ラック自身の速度とラックから見た流体の相対速度の比

$D$  : 水槽の振動方向の幅

$\beta$  : 高さ方向の流速分布に関する係数

等価減衰として速度比例型減衰力を考えれば、減衰力によって一周期あたりに消費されるエネルギーは次のように表される。

$$E_0 = C_{eq} a^2 \pi \omega \quad \cdots (4)$$

ここで、流体減衰と等価な減衰として、式 (3) と (4) が等しいとして等価減衰比を求めると、

$$\zeta_{eq} = \frac{C_{eq}}{2(m+m_v)\omega} = \frac{2\beta}{3\pi} \frac{1}{(m+m_v)} C_D \rho d L \alpha_m^2 a \quad \dots (5)$$

ここで、

$m$  : ラックの質量

$m_v$  : 水中におけるラックの付加質量

以上の計算式から、水槽内で振動するラックの流体減衰と等価な減衰は以下となり、燃料ラックの減衰に対し、ラックと水槽の隙間による流体減衰の影響は十分に小さい。

角管ラックの等価減衰比 :  $\zeta_{eq} = 0.038\%$

ここで、流体抵抗力の計算における一様流の流速  $V$  はラックから見た流体の相対速度  $V=V_2+V_1$  を用いた (図 2)。ここで、 $V_1$  はラック自身の速度、 $V_2$  は流路内の流速である。

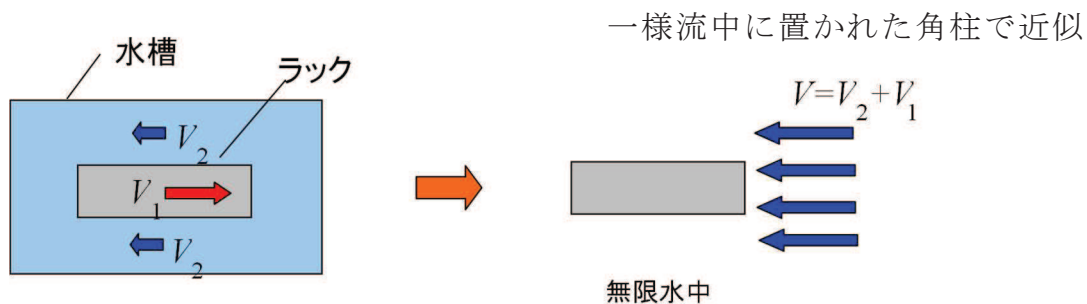


図 2 一様流の流速の考え方

参考文献[1] : 藤本他, 「流体中で振動する角柱群の減衰特性」, 日本機械学会論文集 (C 編) 51 巻 471 号

## 試験における水深の影響

燃料ラックは燃料プール内の水深約 11.5m に設置されているが、試験では加振設備の制約から試験水槽の水深を約 4.9m としている。この水深の相違が供試体ラックの振動特性に影響を与えないことを確認するため、解析モデルを作成し NASTRAN の仮想流体質量法 (Virtual Fluid Mass Method: 解析モデル上考慮している流体の付加質量を計算する機能) を用いて水深が異なる場合の振動特性を検討した。

## 1. 検討方法

供試体ラックの解析モデルを作成し、水深による振動特性への影響を評価した。

供試体ラックの代表寸法は、幅 1676mm、奥行き 537mm、高さ 4540mm である。NASTRAN の仮想流体質量法を用いて試験水深 4.9m の場合と実機水深 11.5m の場合の固有振動数と周波数応答を算出した。なお、水深による影響の確認であることから、ここではラック外側の水平方向は無限水中とし、また、スロッシング効果も考慮していない。

## 2. 検討結果

## (a) 固有振動数

水深 4.9m と水深 11.5m の場合の長辺方向の固有振動数及び固有振動モードを表 1 及び図 1 に示す。

この結果から、試験水深 4.9m の場合と実機水深 11.5m の場合の固有振動数及びモード形状の差異がほとんどないことを確認した。

表 1 固有振動数の比較

水深 (m)	固有振動数 (Hz)	備考
11.5		実機水深
4.9		試験水深

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

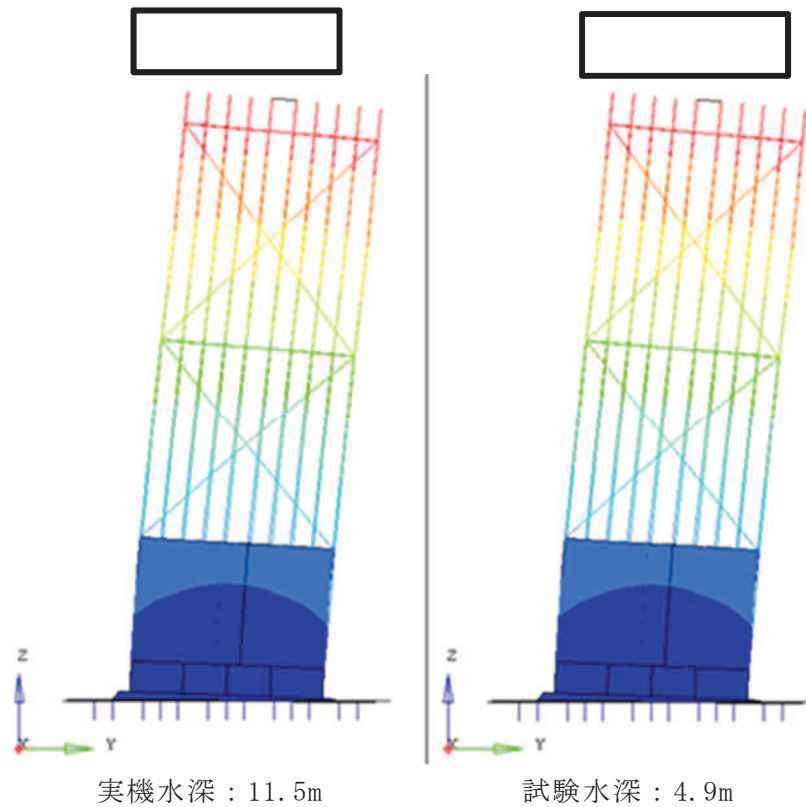


図1 水深11.5mと4.9mのラック振動モード

(b) 周波数応答

応答特性の差異を確認するため、上記の解析モデルを用いて周波数応答計算を実施した。図2に長辺方向加振時の周波数応答（減衰定数は2%と仮定）を示す。この結果から、試験水槽の水深4.9mと実機水深11.5mの場合の周波数応答の差異がほとんどないことを確認した。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



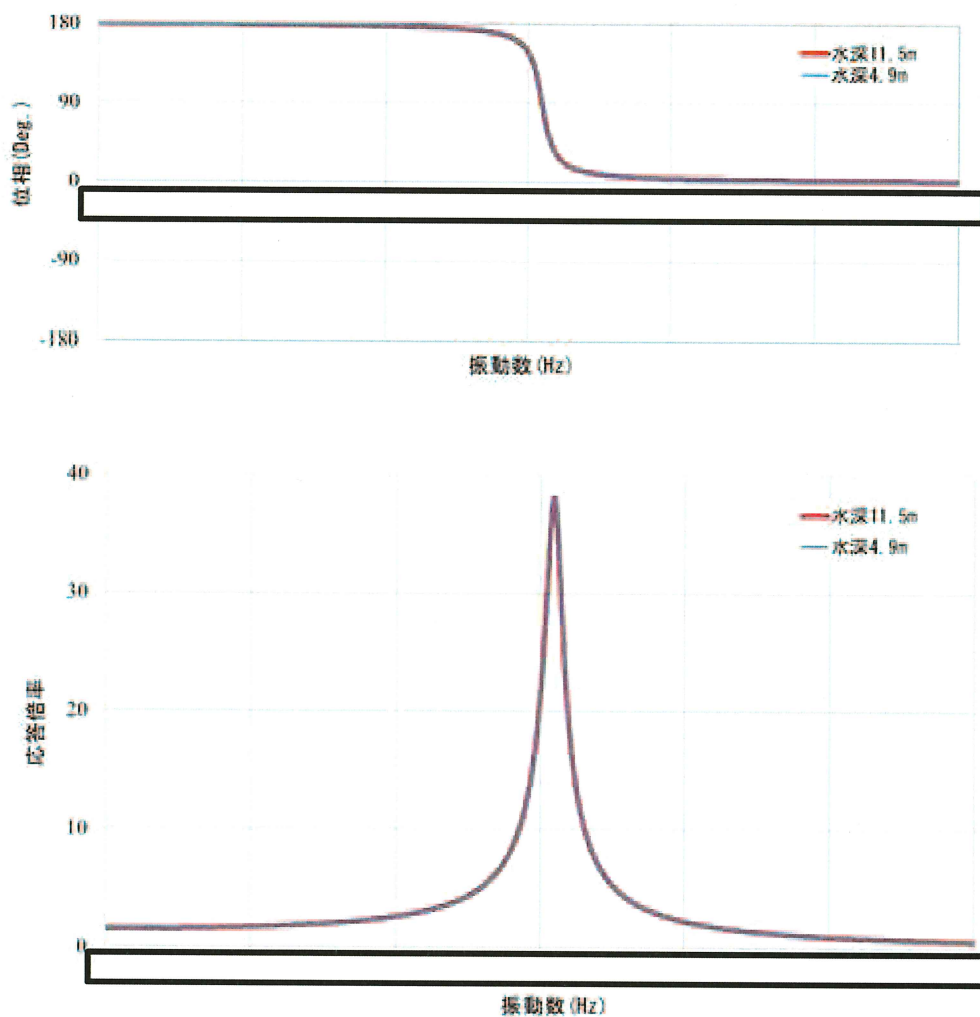


図 2 周波数応答解析結果（減衰定数 2%）

### 3. 検討結果のまとめ

実機と試験の水深の相違が供試体ラックの振動特性に影響を与えないことを確認するため、解析モデルを作成して水深が異なる場合の振動特性を検討した。その結果、ラックが水没している場合の水位は付加質量に対してほとんど影響を与えないため、固有振動数及び周波数応答にほとんど差異がなく、水深 4.9m の試験水槽を用いた試験で実機の振動特性を模擬できることを確認した。

なお、参考として、水位をラック高さ以下に変化させることでラックに作用する付加質量を変化させて、本解析モデルで指定した水深が付加質量に影響していることを確認した結果を次項に示す。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

4. 水深がラック固有値に影響を与えることの確認について

前述の水深 11.5m と水深 4.9m の固有値解析結果に対して、水深 4.7m(ラック上面高さ) と 2m (ラック高さ以下の水位) の 2 ケースの固有値解析を参考として実施した。

表 1 に供試体ラックの長辺方向の水深と固有振動数の関係を示す。この結果より、水深 11.5m の固有振動数に対して、ラック高さと同等の水深 4.7m の固有振動数はほとんど変化しないが、ラック高さ以下の水深 2m の固有振動数は変化が大きいことがわかる。これは、水深 2.0m の固有値解析ではラック高さの半分程度が気中にあり付加質量の影響を受けない部分があるため、固有振動数が高くなったものと考えられる。したがって、本解析にて水深による付加質量の影響が適切に評価されていることを確認した。

表 1 水深と固有振動数の関係

水深 (m)	固有振動数 (Hz)	備考
11.5		—
4.9		—
4.7		ラック上面高さの水位
2.0		ラック高さ以下の水位

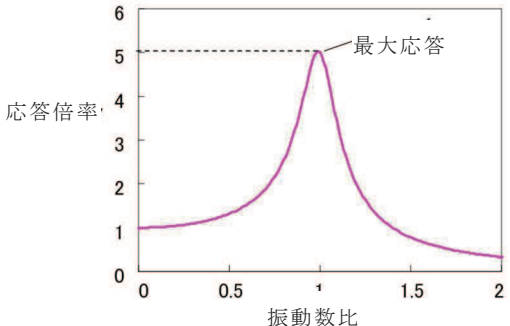
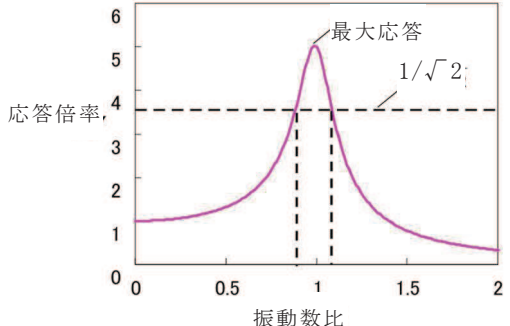
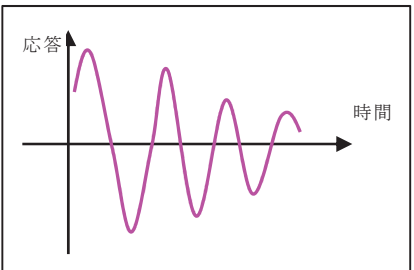
枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

応答倍率による減衰定数の算出方法

1. 応答倍率による減衰定数の算出方法

使用済燃料貯蔵ラックの減衰定数算出では、応答倍率法を適用し、減衰定数を算出している。応答倍率法を適用した理由及びその他の手法との整理結果を表1に示す。

表1 応答倍率法とその他の手法の整理

手法の名称	手法の概要	手法の特徴	女川2号機の燃料ラックへの適用性
応答倍率法	<p>掃引正弦波加振試験から得られる共振曲線から共振状態の応答倍率を求め、応答倍率から減衰を求める。</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>●共振曲線のピーク位置を対象とするモードにおける線形状態（定常状態）とし、その応答倍率から等価線形な減衰を求める手法であり、非線形性のある振動系の減衰を求めるのに適している。</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>●燃料ラックは脚部摩擦や燃料挙動等による非線形性のある振動系である。</li> <li>●燃料ラックの耐震評価手法は、線形解析モデルによるスペクトルモーダル法であり、各モードの最大相対応答加速度から荷重を算出するため、各モード（共振状態）の最大相対応答加速度を適切に再現できる必要がある。</li> </ul> <p>以上より、応答倍率から直接減衰定数を評価する応答倍率法を採用した。</p>
ハーフパワー法	<p>掃引正弦波加振試験から得られる共振曲線の共振振動数と共振曲線の幅の比から減衰比を求める。</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>●共振時の応答倍率の<math>1/\sqrt{2}</math>の応答を示す振動数の幅（共振応答倍率の<math>1/\sqrt{2}</math>の位置における共振曲線の振動数幅）から減衰を求めるため、共振曲線の形状が理論的な1質点系の形状と相違した場合には、減衰の推定誤差が大きくなる。</li> <li>●減衰が小さい場合の近似式から求める手法であるため、減衰が大きい場合には推定誤差が大きくなる*。</li> </ul>	<p>燃料ラックは脚部摩擦などの非線形性を持つ振動特性であり、減衰定数も10%以上と大きな減衰となることから、本手法は適用しないこととした。</p>
自由減衰法	<p>供試体の対象とするモードの共振振動数付近の正弦波加振で供試体を共振応答させ、振動台を急停止し供試体を自由振動させる。自由振動波形（減衰波形）から減衰比を求める。</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>●振動台性能の影響を受ける場合がある（停止後のわずかな振動台の振動、振動台の制御性、振動台アクチュエータ部の減衰等。適切な加振設備の採用で影響は小さくできる）。</li> <li>●減衰が大きい場合には、振動台停止とほぼ同時に供試体の応答振幅が低下してしまうため、安定した自由振動波形が得られず誤差が大きくなる。</li> <li>●自由振動波形における振幅の変化率から減衰を求める手法であるため、振幅に応じて減衰が変化するような非線形な減衰の場合は誤差が大きくなる。</li> </ul>	<p>燃料ラックの減衰は応答振幅の依存性があり、減衰定数も10%以上と大きな減衰となることから、本手法は適用しないこととした。</p>

参考文献\*：「構造物の減衰」 日本建築学会

1.1 気中における地動に対する1自由度系の運動方程式と伝達関数<sup>[1]</sup>

図1に示す気中の1自由度系に地動変位が入力される時の運動方程式を相対座標系で記述すると下記の式で表される。

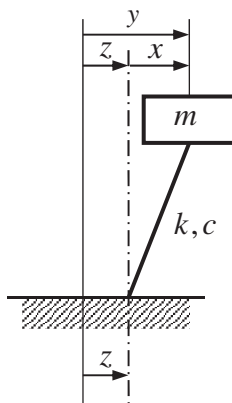


図1 1自由度振動系

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = -m\ddot{z} \quad (1)$$

ここで、

$x, \dot{x}, \ddot{x}$  : 質点の相対変位, 相対速度, 相対加速度

$y$  : 質点の地動を含めた変位

$z, \ddot{z}$  : 地動変位, 加速度

$m$  : 質量

$c$  : 減衰係数

$k$  : ばね定数

また、

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{: 角固有振動数}$$

$$\zeta = \frac{c}{2m\omega_0} \quad \text{: 減衰定数}$$

$$\lambda = \frac{\omega}{\omega_0} \quad \text{: 振動数比 (調和外力の振動数と固有振動数の比)}$$

とおくと、

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_0\dot{x} + \omega_0^2x = -\ddot{z} \quad (2)$$

調和入力 (正弦入力) として、

$$z = \frac{I}{\omega^2} e^{j\omega t} \quad (\ddot{z} = -Ie^{j\omega t} : \text{加速度一定}) \quad (3)$$

とすれば、 $x$ も調和振動 (正弦振動, 単振動) となり、

$$x = Ae^{j\omega t}, \quad \dot{x} = Aj\omega e^{j\omega t}, \quad \ddot{x} = -A\omega^2 e^{j\omega t} \quad (4)$$

とすると、式(2)は、

$$Ae^{j\omega t}(-\omega^2 + 2\zeta\omega\omega_0j + \omega_0^2) = Ie^{j\omega t} \quad (5)$$

したがって、相対応答加速度の周波数応答関数は、

$$\frac{\ddot{x}}{\ddot{z}} = \frac{A\omega^2}{I} = \frac{1}{\omega_0^2\{(1-\lambda^2) + 2\zeta\lambda j\}}\omega^2 = \frac{\lambda^2}{(1-\lambda^2) + 2\zeta\lambda j} \quad (6)$$

この振動系の伝達関数（応答倍率）は以下の式で表される。

$$|H(\omega)| = \left| \frac{\ddot{x}}{\ddot{z}} \right| = \frac{\lambda^2}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}} \quad (7)$$

## 1.2 水中における地動に対する1自由度系の運動方程式と伝達関数

水で満たされた剛な容器中にある1自由度系の運動方程式は、流体力 $f_{\text{fluid}}$ が作用するので次式で表される。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = -m\ddot{z} + f_{\text{fluid}} \quad (8)$$

流体力を、地動加速度（=容器の加速度）に比例する成分 $m_D\ddot{z}$ と、1自由度振動系の相対応答加速度に比例する成分 $m_a\ddot{x}$ に分けて次式で表す。

$$f_{\text{fluid}} = -m_a\ddot{x} + m_D\ddot{z} \quad (9)$$

式(9)の右辺第1項は流体を介した連成効果による力（ $m_a$ は流体の付加質量）、右辺第2項は排除水効果による力（ $m_D$ は排除水質量）である。(9)式を用いて(8)式の運動方程式を変形すると次式となる。

$$(m + m_a)\ddot{x} + c\dot{x} + kx = -(m - m_D)\ddot{z} \quad (10)$$

気中の場合と同様に整理するため、

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m + m_a}} \quad : \text{角固有振動数}$$

$$\zeta = \frac{c}{2(m + m_a)\omega_0} \quad : \text{減衰定数}$$

$$\lambda = \frac{\omega}{\omega_0} \quad : \text{振動数比}$$

$$\beta = \frac{m - m_D}{m + m_a} \quad : \text{低減係数}$$

とおくと、

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_0\dot{x} + \omega_0^2x = -\beta\ddot{z} \quad (11)$$

気中の運動方程式(2)と比較すると、式(11)は1自由度系の右辺の係数倍となる。したがって相対応答加速度の周波数応答関数は、

$$|H(\omega)| = \frac{\beta\lambda^2}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}} \quad (12)$$

1.3 気中における地動に対する多自由度系の運動方程式と伝達関数<sup>[1]</sup>

図2に示す気中の地動に対する多自由度系の運動方程式は次式で表される。

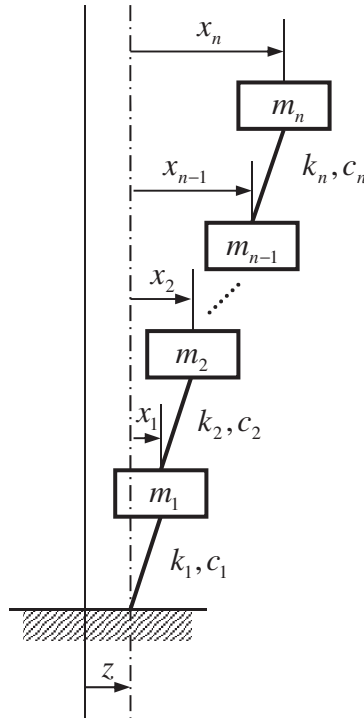


図2 多自由度振動系

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = -[M]\{1\}\ddot{z} \quad (13)$$

ここで、

$[M]$  : 質量マトリクス (構造質量)

$[C]$  : 減衰マトリクス

$[K]$  : 剛性マトリクス

$\{x\}$  : 相対変位ベクトル

$\{1\} = \{1 \ \dots \ 1\}^T$  : 単位ベクトル

$z$  : 地動変位

モーダル解析の手法により、モード分離を行う。変位ベクトルを空間と時間の関数に変数分離する。

$$\begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{Bmatrix} = q_1 \begin{Bmatrix} \phi_{11} \\ \phi_{21} \\ \vdots \\ \phi_{n1} \end{Bmatrix} + q_2 \begin{Bmatrix} \phi_{12} \\ \phi_{22} \\ \vdots \\ \phi_{n2} \end{Bmatrix} + \dots + q_n \begin{Bmatrix} \phi_{1n} \\ \phi_{2n} \\ \vdots \\ \phi_{nn} \end{Bmatrix} = \sum_{s=1}^n q_s \{\phi_s\} \quad (14)$$

ここで、

$\{q_s\}$  : s次のモード座標における変位 (時間の関数)

$\{\phi_s\}$  : s次の固有ベクトル (空間の関数)

なお、 $\{\phi_s\}$ は次式から求まる固有ベクトルである。

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (15)$$

式(14)を式(13)に代入し、さらに左側より基準関数の転置行列 $\{\phi_s\}^T$ を乗じて整理すると、 $s$ 次モードにおける $q_s$ の運動方程式は以下ようになる。

$$\{\phi_s\}^T [M] \{\phi_s\} \ddot{q}_s + \{\phi_s\}^T [C] \{\phi_s\} \dot{q}_s + \{\phi_s\}^T [K] \{\phi_s\} q_s = -\{\phi_s\}^T [M] \{1\} \ddot{z} \quad (16)$$

式(16)を整理すると、

$$\ddot{q}_s + \frac{\{\phi_s\}^T [C] \{\phi_s\}}{\{\phi_s\}^T [M] \{\phi_s\}} \dot{q}_s + \frac{\{\phi_s\}^T [K] \{\phi_s\}}{\{\phi_s\}^T [M] \{\phi_s\}} q_s = -\frac{\{\phi_s\}^T [M] \{1\}}{\{\phi_s\}^T [M] \{\phi_s\}} \ddot{z} \quad (17)$$

ここで、

$$M_s = \{\phi_s\}^T [M] \{\phi_s\} \quad : \text{質量}$$

$$C_s = \{\phi_s\}^T [C] \{\phi_s\} \quad : \text{減衰係数}$$

$$K_s = \{\phi_s\}^T [K] \{\phi_s\} \quad : \text{ばね定数}$$

$$\omega_s = \sqrt{\frac{K_s}{M_s}} \quad : s\text{次固有振動モードの角固有振動数}$$

$$\zeta_s = \frac{C_s}{2M_s\omega_s} \quad : s\text{次固有振動モードの減衰定数}$$

$$\beta_s = \frac{\{\phi_s\}^T [M] \{1\}}{\{\phi_s\}^T [M] \{\phi_s\}} \quad : s\text{次固有振動モードの刺激係数}$$

とおき、式(17)を変形すると、

$$\ddot{q}_s + \frac{C_s}{M_s} \dot{q}_s + \frac{K_s}{M_s} q_s = -\beta_s \ddot{z} \quad (18)$$

角固有振動数 $\omega_s$ 、モーダル減衰比 $\zeta_s$ を用いて式(18)を変形すると、

$$\ddot{q}_s + 2\zeta_s\omega_s\dot{q}_s + \omega_s^2 q_s = -\beta_s \ddot{z} \quad (19)$$

1自由度系の運動方程式(2)と比較すると、式(19)は1自由度系の右辺が係数倍されていることが分かる。1つの固有振動モードだけが励振される場合、 $s$ 次モードの質点 $i$ の変位は次式で与えられる。

$$x_i = q_s \phi_{is} \quad (20)$$

よって、 $s$ 次モードの質点 $i$ の伝達関数（応答倍率＝質点 $i$ の相対応答加速度／地動加速度）は、振動数比 $\lambda_s = \omega_s/\omega$ を用いて、以下の式で表される。

$$|H(\omega)| = \left| \frac{\ddot{x}_i}{\ddot{z}} \right| = \frac{\beta_s \phi_{is} \lambda_s^2}{\sqrt{(1 - \lambda_s^2)^2 + (2\zeta_s \lambda_s)^2}} \quad (21)$$

#### 1.4 水中における地動に対する多自由度系の運動方程式と伝達関数

同様に、水中における多自由度系の運動方程式は流体力が作用するので次式で表される。

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = -[M]\{1\}\ddot{z} + \{f_{\text{fluid}}\} \quad (22)$$

流体力は次式で表される。

$$\{f_{\text{fluid}}\} = -[M_a]\{\ddot{x}\} + [M_D]\{1\}\ddot{z} \quad (23)$$

式(22)の右辺第1項は流体を介した連成効果による力、右辺第2項は排除水効果による力である。ここで、

$[M_a]$ の*i*行*j*列の成分（非対角成分）：質点*i*と質点*j*の連成効果を表す質量

$[M_a]$ の*i*行*i*列の成分（対角成分）：質点*i*に作用する付加質量

$[M_D]$ の*i*行*i*列の成分（対角成分）：質点*i*の排除水質量

(23)式を用いて(22)の運動方程式を変形すると次式となる。

$$\begin{aligned} [M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} &= -[M]\{1\}\ddot{z} - [M_a]\{\ddot{x}\} + [M_D]\{1\}\ddot{z} \\ ([M] + [M_a])\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} &= -([M] - [M_D])\{1\}\ddot{z} \end{aligned} \quad (24)$$

モーダル解析の手法により、モード分離を行う。水中の場合、 $\{\phi_s\}$ は次式から求まる固有ベクトルである。

$$([M] + [M_a])\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (25)$$

気中の場合と同様にモード分離して整理する。ここで、

$$M_s = \{\phi_s\}^T ([M] + [M_a]) \{\phi_s\} \quad : \text{質量}$$

$$C_s = \{\phi_s\}^T [C] \{\phi_s\} \quad : \text{減衰係数}$$

$$K_s = \{\phi_s\}^T [K] \{\phi_s\} \quad : \text{ばね定数}$$

$$\omega_s = \sqrt{\frac{K_s}{M_s}} \quad : s\text{次固有振動モードの角固有振動数}$$

$$\zeta_s = \frac{C_s}{2M_s\omega_s} \quad : s\text{次固有振動モードの減衰定数}$$

$$\beta_s = \frac{\{\phi_s\}^T ([M] - [M_D]) \{1\}}{\{\phi_s\}^T ([M] + [M_a]) \{\phi_s\}} \quad : s\text{次固有振動モードの刺激係数}$$

とおき、角固有振動数 $\omega_s$ 、モーダル減衰比 $\zeta_s$ を用いて式(24)を変形すると、

$$\ddot{q}_s + 2\zeta_s\omega_s\dot{q}_s + \omega_s^2q_s = -\beta_s\ddot{z} \quad (26)$$

式(26)から明らかなように、気中の場合と同様に、*s*次モードの質点*i*の伝達関数（応答倍率＝質点*i*の相対応答加速度／地動加速度）は、振動数比 $\lambda_s = \omega_s/\omega$ を用いて、以下の式で表される。

$$|H(\omega)| = \left| \frac{\ddot{x}_i}{\ddot{z}} \right| = \frac{\beta_s\phi_{is}\lambda_s^2}{\sqrt{(1-\lambda_s^2)^2 + (2\zeta_s\lambda_s)^2}} \quad (27)$$



1.5 応答倍率による減衰定数の算出方法

図 3 に示す相対加速度の共振曲線から、応答倍率の最大値  $|H(\omega)|_{\max}$  は、振動数比

$\lambda = \frac{\omega}{\omega_0} = 1$  近傍で生じる (図 3)。応答倍率の最大値を  $Q = |H(\omega)|_{\max}$  とすると、1 自由度系の場合、応答倍率の最大値は、気中では式 (7) より、

$$Q \approx \frac{1}{2\zeta} \quad (28)$$

である。水中では式 (12) より

$$Q \approx \frac{\beta}{2\zeta} \quad (29)$$

一方、多自由度系の場合、応答倍率の最大値は、気中・水中ともに式 (21) 及び式 (27) のように同じ形で表されるので、

$$Q_{is} \approx \frac{\beta_s \phi_{is}}{2\zeta_s} \quad (30)$$

である。ただし、前述のとおり、気中と水中で刺激関数  $\beta_s \phi_{is}$  を導出する際の質量マトリクスが異なる。以上より、正弦波掃引試験で得られる相対加速度の伝達関数にて、応答倍率が最大となる角振動数  $\omega_p$  を  $\omega_0$  とみなすと、応答倍率の最大値  $Q$  と刺激関数  $\beta_s \phi_{is}$  から減衰比  $\zeta_s$  を算出できる。これらのまとめを表 2 及び表 3 に示す。

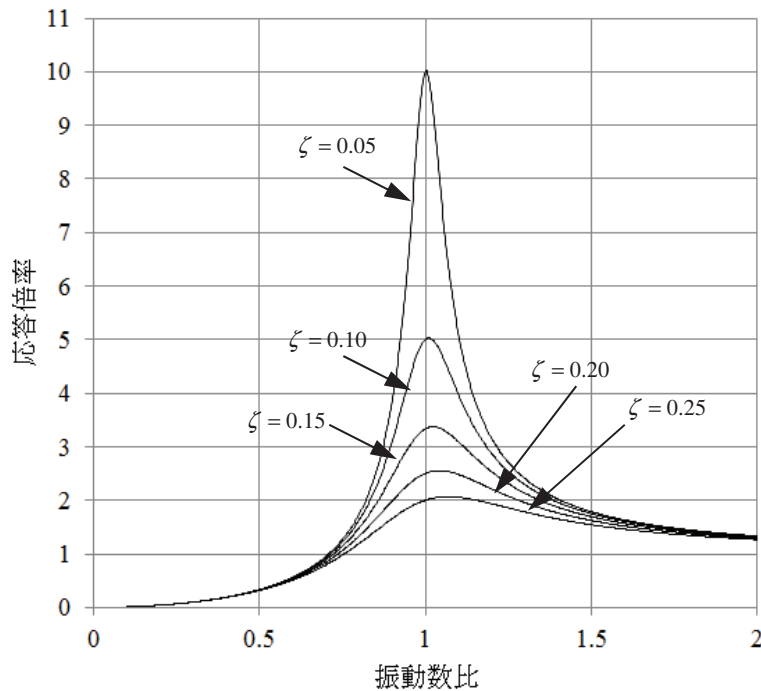


図 3 加速度共振曲線

表 2 1 自由度系の応答倍率と減衰定数のまとめ

項目	気中	水中
伝達関数	$ H(\omega)  = \frac{\lambda^2}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}}$	$ H(\omega)  = \frac{\beta\lambda^2}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}}$
角固有振動数	$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$	$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m+m_a}}$
最大応答倍率	$Q \approx \frac{1}{2\zeta}$	$Q \approx \frac{\beta}{2\zeta}$
減衰定数	$\zeta \approx \frac{1}{2Q}$	$\zeta \approx \frac{\beta}{2Q}$
刺激係数	—	$\beta = \frac{m-m_D}{m+m_a}$

表 3 多自由度系の応答倍率と減衰定数のまとめ

項目	気中	水中
質点 i の伝達関数	$ H(\omega)  = \frac{\beta_s \phi_{is} \lambda_s^2}{\sqrt{(1-\lambda_s^2)^2 + (2\zeta_s \lambda_s)^2}}$	$ H(\omega)  = \frac{\beta_s \phi_{is} \lambda_s^2}{\sqrt{(1-\lambda_s^2)^2 + (2\zeta_s \lambda_s)^2}}$
固有モードベクトル	$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\}$ から求める	$([M] + [M_a])\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\}$ から求める
s 次モードの角固有振動数	$\omega_s = \sqrt{\frac{\{\phi_s\}^T [K] \{\phi_s\}}{\{\phi_s\}^T [M] \{\phi_s\}}}$	$\omega_s = \sqrt{\frac{\{\phi_s\}^T [K] \{\phi_s\}}{\{\phi_s\}^T ([M] + [M_a]) \{\phi_s\}}}$
s 次モードの刺激係数	$\beta_s = \frac{\{\phi_s\}^T [M] \{1\}}{\{\phi_s\}^T [M] \{\phi_s\}}$	$\beta_s = \frac{\{\phi_s\}^T ([M] - [M_D]) \{1\}}{\{\phi_s\}^T ([M] + [M_a]) \{\phi_s\}}$
最大応答倍率	$Q_{is} \approx \frac{\beta_s \phi_{is}}{2\zeta_s}$	$Q_{is} \approx \frac{\beta_s \phi_{is}}{2\zeta_s}$
s 次モードの減衰定数	$\zeta_s \approx \frac{\beta_s \phi_{is}}{2Q_{is}}$	$\zeta_s \approx \frac{\beta_s \phi_{is}}{2Q_{is}}$

本試験では、固有モードベクトル $\{\phi_s\}$ と刺激係数 $\beta_s$ は、1.6 項に示す供試体ラックと試験水槽の FEM モデルによる固有値解析より算出した値 ( $\beta \approx 2.43$ ,  $\phi \approx 0.413$  より  $\beta \phi = 1.004$ ) を用いる。

## 1.6 供試体ラックと水槽の FEM モデル

供試体ラックは、燃料ラックの耐震計算モデルと同様に、はり要素及びシェル要素でモデル化した 3 次元有限要素モデル (FEM モデル) とし、試験水槽は、各部の構造、形状及び寸法に基づき、水槽底板、外面枠板、補強リブ等をはり要素及びシェル要素でモデル化している (図 4)。この試験水槽と供試体ラックを組み合わせた連成モデルにより、水槽内の水の影響を NASTRAN を用いた固有値解析で固有モードベクトルと刺激係数を算出している (算出手順は別紙-9 参照)。



図 4 供試体ラックと試験水槽の FEM モデル

なお、本 FEM モデルの固有振動数及び振動モードについて、加振試験と比較した結果を表 4 及び図 5 に示す。この結果から、それぞれの固有振動数及び振動モードには大きな相違はなく、作成した FEM モデルが妥当であることを確認した。

表 4 FEM モデルと加振試験の固有振動数の比較

	FEM モデル	加振試験 (正弦波, 入力 $7.09\text{m/s}^2$ )
固有振動数 (Hz)		

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

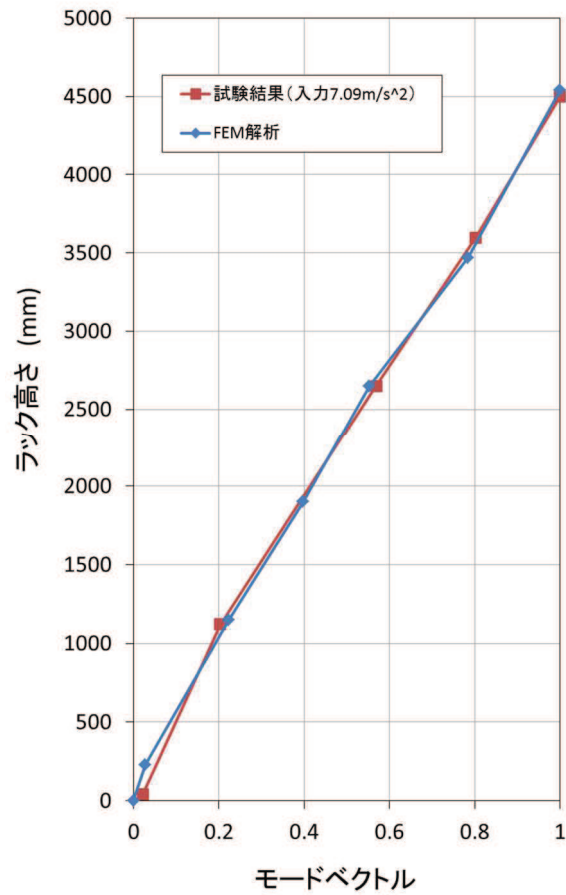


図 5 FEM モデルと加振試験の振動モードの比較

参考文献[1]：柴田明德著，「最新耐震構造解析 第3版」，森北出版株式会社（P20-21，73-74）

## スロッシングによる減衰への影響

本試験は、供試体ラックの固有周期を含む周期範囲で加振試験を実施している。試験の入力周期範囲と試験水槽のスロッシング固有周期は十分に離れているため、本試験ではスロッシングが励起されない（表 1）。

一方、実機では、地震動の長周期成分によって燃料プールのスロッシングが励起されるため、その影響を検討する。

燃料プールのスロッシングの固有周期は、燃料ラックの固有周期に対して十分に長い（表 2）ため、地震によって燃料プールにスロッシングが励起された場合、燃料ラックの振動速度に対して、スロッシングによるプール水の流速はほぼ一定とみなせる状態であると考えられる。流速一定の流れの中で物体が振動する場合、流速に依存して減衰定数が大きくなることがあるが<sup>[1]</sup>、今回設定する設計用減衰定数は、この影響を考慮せず設定した減衰定数であるため、スロッシングの影響が無い試験条件で取得した減衰定数を実機の燃料ラックの耐震設計に適用できると考える。

表 1 試験における水槽のスロッシング固有周期及び加振周期

試験	
試験水槽のスロッシング固有周期	加振周期
1.8 秒	0.050～0.125 秒

表 2 実機における燃料プールのスロッシング及び燃料ラックの固有周期

実機	
燃料プールのスロッシング固有周期	燃料ラックの固有周期
3.9～4.2 秒	

参考文献[1] : Robert D. Blevins, "Flow-Induced Vibration Second Edition", (1990), Van Nostrand Reinhold.

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

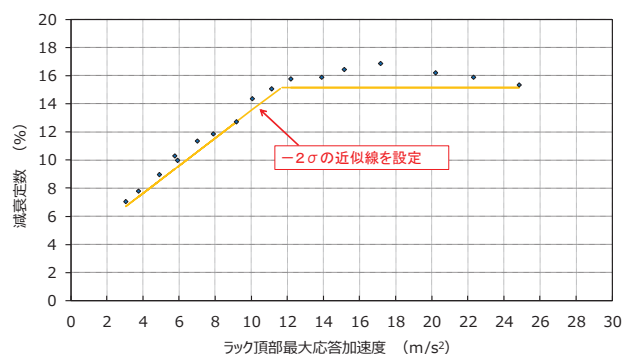
## 減衰の応答依存性を考慮した燃料ラックの減衰定数の確認方法

## 1. 試験結果に基づく燃料ラックの設計用減衰定数の設定手順

本試験の結果から、燃料ラックの減衰定数は、燃料ラック頂部の**相対**応答加速度の増加に伴い増加し、その後ほぼ一定となる減衰特性が確認されたため、以下の手順により評価用地震動に対する設計用減衰定数を確認している。

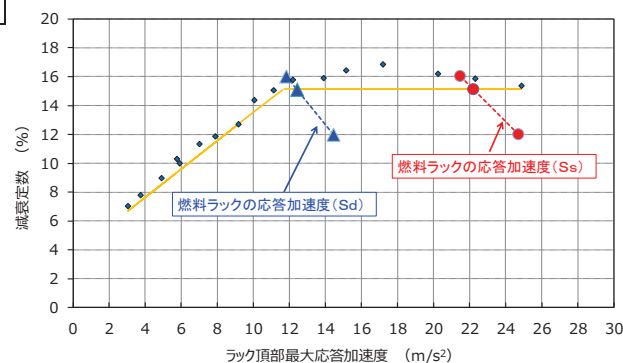
## STEP1：試験結果の整理

各試験ケースで得られた4点の頂部**相対**加速度（表4-4参照）のうち、最も減衰が小さい結果を採用する。さらに、燃料ラックの減衰は、減衰定数が増加する領域と、減衰定数が一定の領域に分けられると考えられるため、それぞれの領域に対し、試験結果のばらつき（測定器や試験条件による誤差）を考慮し、試験データに対して余裕（95%信頼区間： $-2\sigma$ ）を持たせた近似線を設定する。



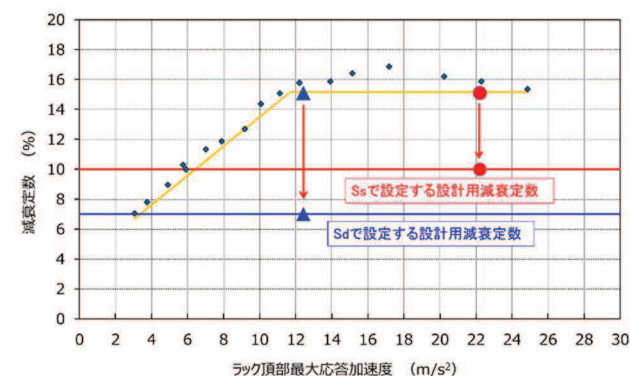
## STEP2：評価用地震動に対する減衰定数の確認

減衰定数を変数にとり、評価用地震動に対する燃料ラックの最大応答加速度（**相対加速度**）を、床応答スペクトル（相対加速度）と燃料ラックの固有周期、刺激係数 $\beta$ 及び固有モードベクトル $\phi$ （別紙-11参照）から算定し図示する。これらの点を結んだ直線と、STEP1で設定した近似線との交点における減衰定数が評価用地震動に対する燃料ラックの減衰定数である。



## STEP3：燃料ラックの設計用減衰定数の設定

STEP2で確認した減衰定数に対し、耐震評価での簡便性と余裕を考慮して設計用減衰定数を設定する。



## 燃料ラックと供試体ラックの振動モード

供試体ラックによる加振試験結果を実機の燃料ラックに適用することの妥当性を確認するため、燃料ラックと供試体ラックの振動モードを確認した。

### 1. FEMによる燃料ラック及び供試体ラックの振動モード

FEMにより算出した燃料ラック（110体 長辺／短辺，170体 長辺／短辺）及び供試体ラックの振動モードを図1に示す。

燃料ラック及び供試体ラックの振動モードは、いずれも同様にせん断モードが支配的であり、その直交方向の振動はほとんど励起されていないことを確認した。

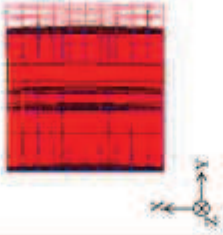

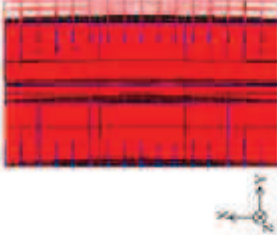


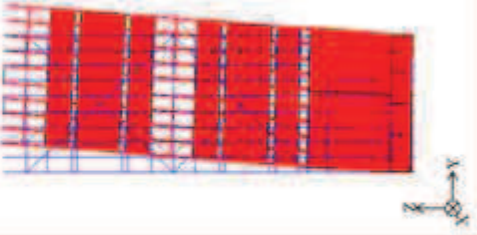
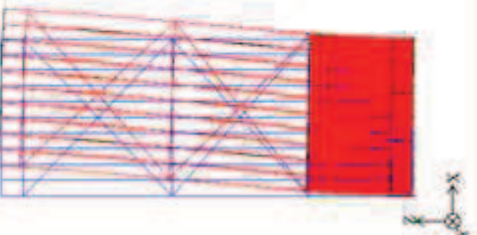
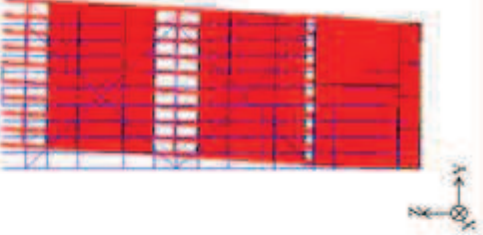
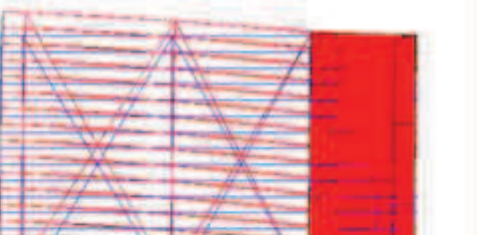
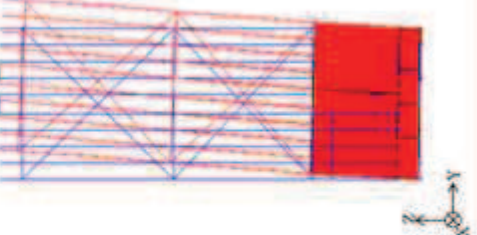
ラック 種類	燃料ラック(工認モデル)				供試体ラック	
	110体ラック(10列×11列)		170体ラック(10列×17列)		30体ラック(10列×3列)	
モード 形状	せん断モード	せん断モード	せん断モード	せん断モード	せん断モード	せん断モード
固有 振動数						
平面図						
側面図						

図1 FEMによる燃料ラック及び供試体ラックの振動モード一覧

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



## 2. 加振試験における供試体ラックの振動モード

加振試験で得られた各測定位置の応答倍率より、供試体ラックの振動モードを確認した。

加速度計の設置位置は図2に示すとおりであり、加振方向（Y方向）に加えて、加振直交方向（X方向）の振動モードも確認することにより、3次元的に応答を確認した。また、入力加速度による影響を確認するため、4ケースの入力加速度に対する振動モードを確認した。

確認結果を図3に示す。この結果、供試体の振動モードは、加振方向に対するせん断モードが支配的であり、その直交方向の振動はほとんど励起されていないことを確認した。また、いずれの入力加速度ケースにおいても振動モードはよく一致していることを確認した。

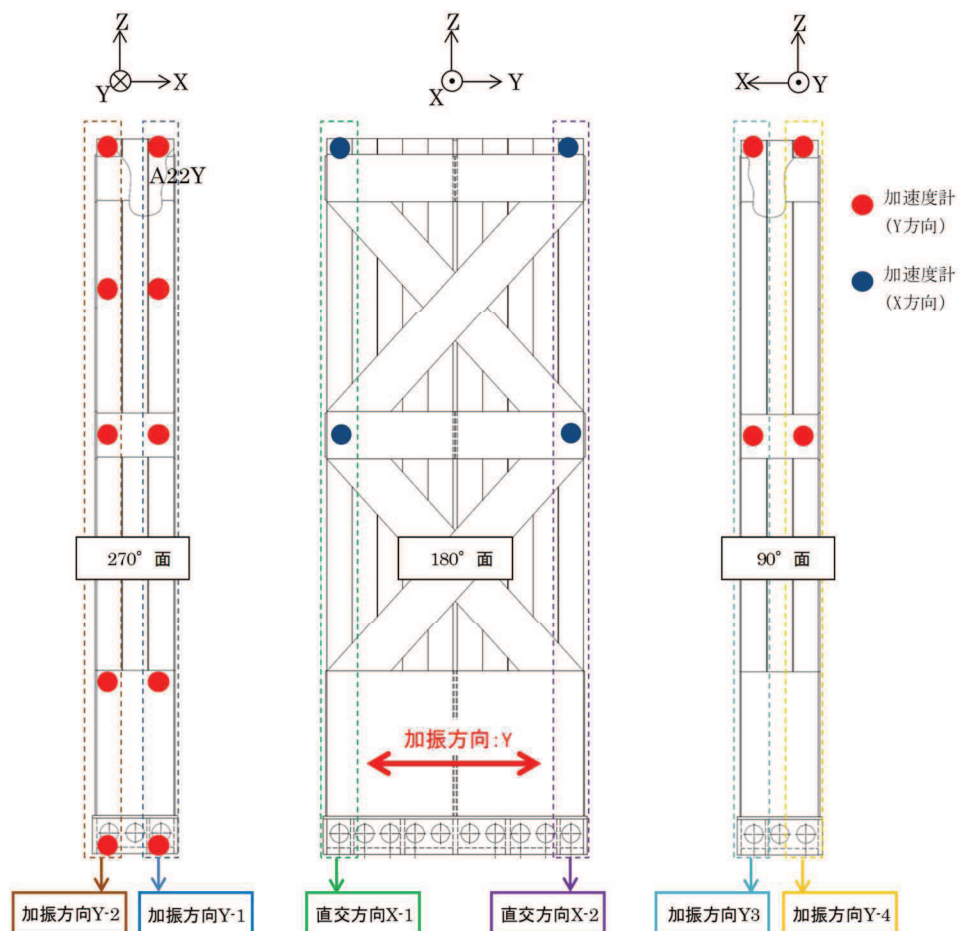


図2 供試体ラックの加速度計設置位置

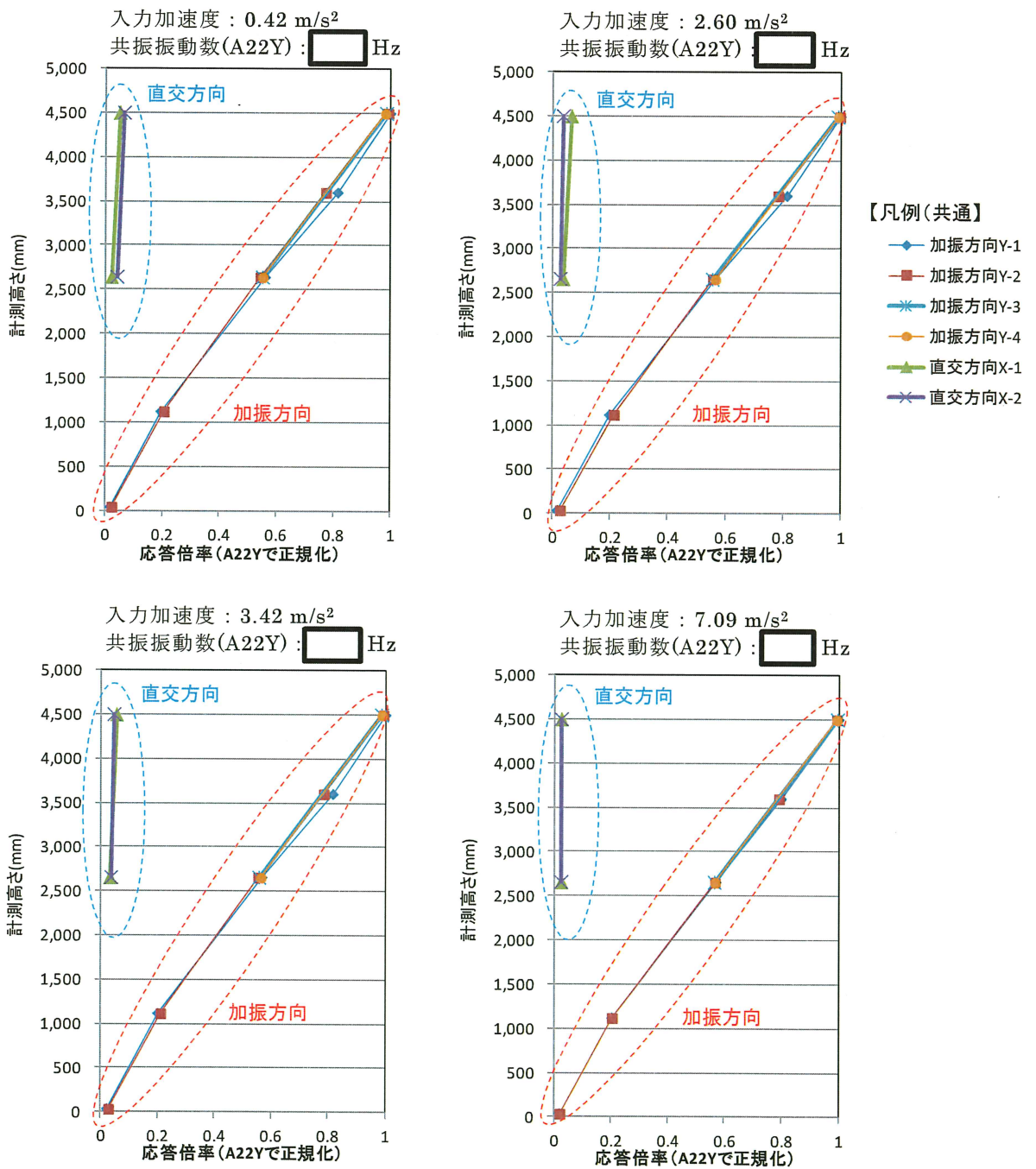


図3 加振試験における供試体ラックの振動モード

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

### 3. FEM と加振試験における振動モード比較

FEM（燃料ラック及び供試体ラック）と加振試験（供試体ラック）から得られた振動モードを図4に示す。この結果、燃料ラックと供試体ラックの振動モードはよく一致しており、供試体ラックの加振試験結果は実機の燃料ラックの振動状態をよく模擬していると考えられる。

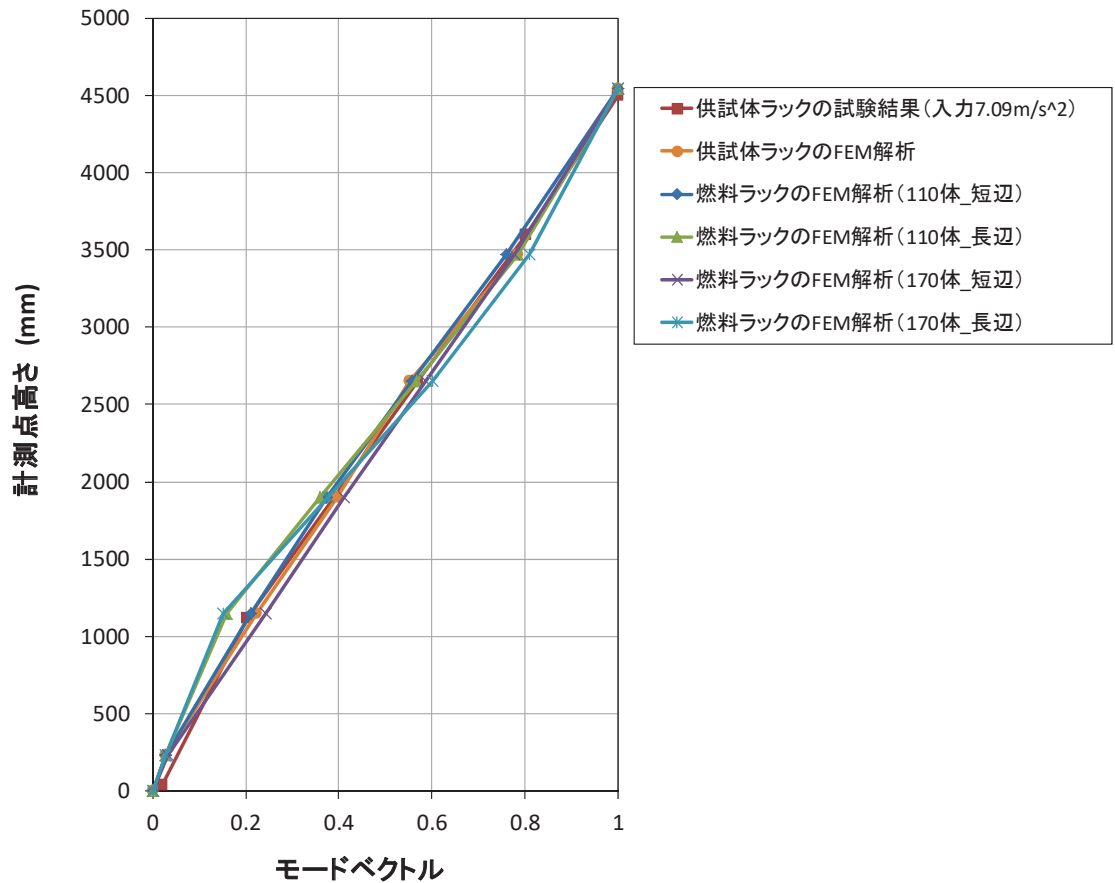


図4 燃料ラックと供試体ラックの振動モード比較

なお、短辺長辺比の最も大きい170体の燃料ラックにおいては、ラック下部の補強板により両端部の変形が中央部よりも拘束されるため、短辺方向（Y方向）の変形量が端部と中央部でやや異なっている。ここで、供試体ラックによる試験は、燃料ラック全体の振動特性を把握し試験結果を実機へ適用するため、局所的な応答ではなく燃料ラック全体としての振動特性の平均像を確認することを目的としたものである。したがって、170体の燃料ラックの端部と中央部の変形量の差はわずかであること、端部と中央部の振動モードは共にせん断型であり供試体ラックの振動モードと同等であることから、試験で得られた減衰定数を実機の燃料ラックへ適用することは妥当である（図5）。

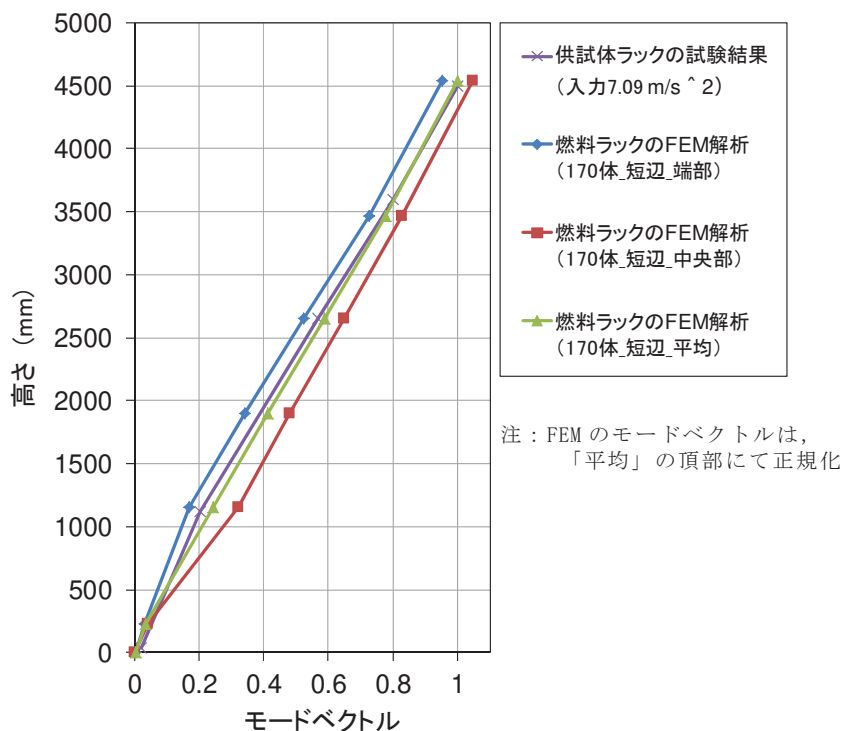
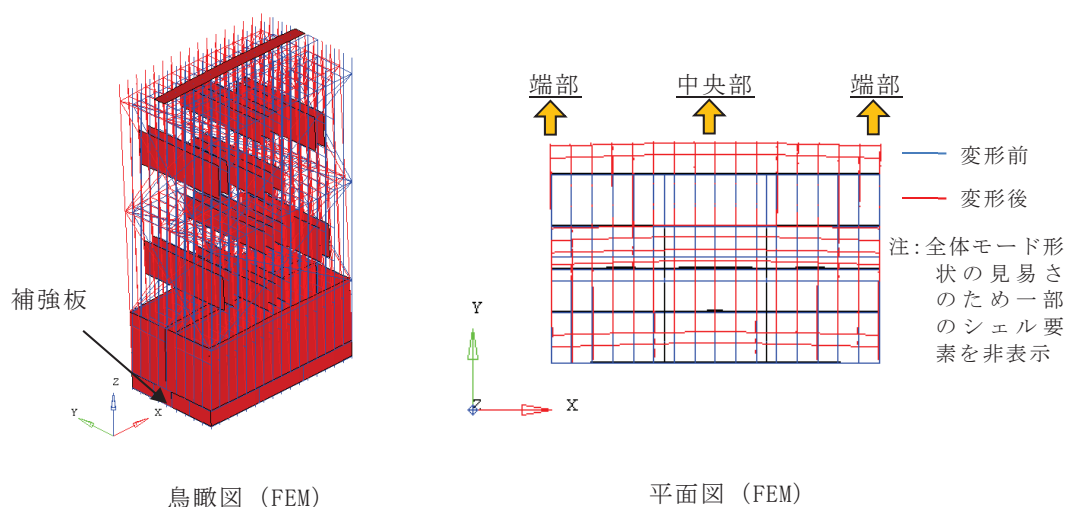


図5 170体燃料ラックにおける短辺方向の振動モード図

#### 4. 刺激関数 $\beta \phi$ の妥当性について

応答倍率による減衰定数の算出は、供試体ラックの FEM による刺激係数  $\beta$  及び固有モードベクトル  $\phi$  を用いているため、刺激関数  $\beta \phi$  の妥当性を確認する。

3 項より、供試体ラックの FEM と加振試験から得られた振動モードがよく一致していることから、FEM から求めた固有モードベクトル  $\phi$  は供試体ラックの振動挙動を適切に示している。

また、刺激係数  $\beta$  は別紙-4 第 1.2 項に示した以下の式により定義され、固有モードベクトル  $\phi$  と質量マトリックスに依存する。ここで、質量マトリックスは、供試体ラックの質量等に基づき設定することから、固有モードベクトル  $\phi$  が同等であることをもって、刺激係数  $\beta$  を適切に算出している。

したがって、FEM モデルにより求めた刺激関数  $\beta \phi$  は、供試体を適切に再現しており、妥当であると考えられる。

$$\beta_s = \frac{\{\phi_s\}^T([M]-[M_D])\{1\}}{\{\phi_s\}^T([M]+[M_a])\{\phi_s\}} : s \text{ 次の振動モードの刺激係数}$$

$[M]$  : 質量マトリックス

$[M_a]$  : 付加質量

$[M_D]$  : 排除水質量

$\{\phi_s\}$  :  $s$  次の固有ベクトル (空間の関数)

#### 5. 固有振動数による刺激関数 $\beta \phi$ 及び減衰定数への影響

2 項で確認したとおり、各試験条件における振動モードはよく一致しているものの、共振振動数のバラつきを踏まえて、供試体ラック FEM の固有振動数を変化させた場合の刺激関数  $\beta \phi$  及び減衰定数への影響を確認した (固有振動数の減衰定数への影響は別紙-10 参照)。

供試体ラックの固有振動数を変化させるため、FEM の構成要素 (角管, 補強板, ベース) の剛性を増減させて固有値解析を実施し、刺激関数  $\beta \phi$  への影響を確認した結果を図 6 に示す。この結果から、供試体ラックの固有振動数を変化させた場合でも、刺激関数  $\beta \phi$  はほとんど変化しないことを確認した。

また、本検討の刺激関数  $\beta \phi$  を用いた減衰定数への影響は、表 1 に示すとおり、評価用地震動 (基準地震動  $S_s$  及び弾性設計用地震動  $S_d$ ) の応答範囲における減衰定数に対して 0.3%程度であることを確認した。

これらの固有振動数による刺激関数  $\beta \phi$  及び減衰定数への影響は、燃料ラックの耐震評価に用いる設計用減衰定数の設定の保守性 (実機の燃料ラックで想定される減衰定数  $S_s$  及び  $S_d$  : 15%程度に対し、設計用減衰定数をそれぞれ 10%, 7%と設定する) に包絡され、無視し得るものと考えられる。

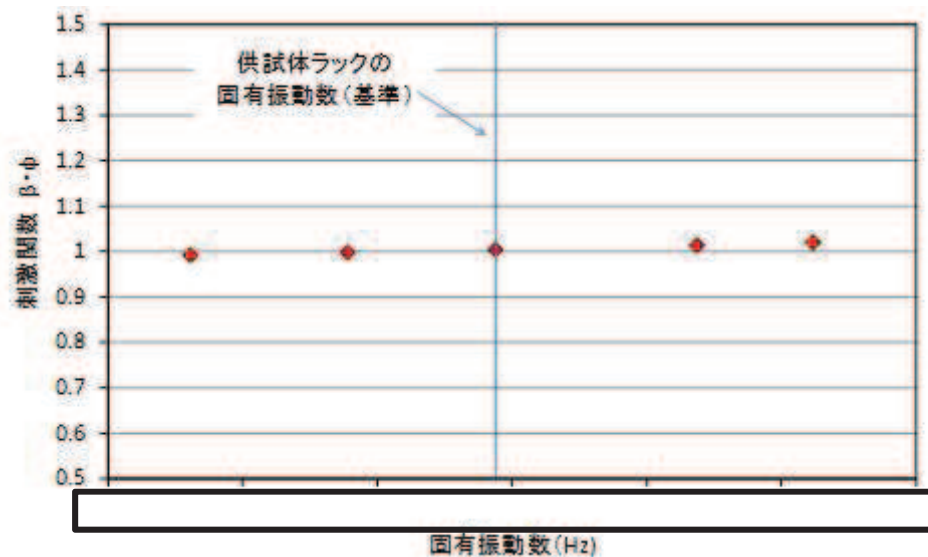


図 6 固有振動数による刺激関数  $\beta \phi$  への影響

表 1 刺激関数  $\beta \phi$  による減衰定数への影響

	刺激関数 $\beta \phi$	減衰定数 (%)	
		S s	S d
女川 2 号機への 減衰定数適用検討	1.004	15.4~16.2*	15.8~16.6*
刺激関数 $\beta \phi$ に よる影響検討	0.992~1.021	15.2~16.5	15.6~16.9

注記\* : 表 4-4 (加振試験結果データ一覧) における S s (No. 15~17) 及び S d (No. 11~13) の応答範囲での減衰定数

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

## 加振試験範囲を超える相対応答加速度における設計用減衰定数

## 1. 加振試験範囲を超える相対応答加速度における設計用減衰定数の設定

工認段階の基準地震動  $S_s$  に対する耐震設計条件は、基準地震動  $S_s$  に対する燃料ラックの最大相対応答加速度が設置許可段階よりも大きくなり、一部の燃料ラックの最大相対応答加速度が加振試験範囲を上回るようになった。

燃料ラックの減衰定数は、相対応答加速度の増加に伴って増加した後、低下する傾向となることが想定されるため、加振試験結果を用いて減衰を低下させる近似直線（試験のばらつきとして  $-2\sigma$  を考慮）を用いて加振試験範囲を超える外挿領域の減衰を図 1 に示す。

燃料ラックの減衰定数は、14%程度と想定されることから、燃料ラックの耐震評価に用いる水平方向の設計用減衰定数として、燃料ラックの地震荷重をより実態に応じて評価するため、10%と設定した。

本資料では、基準地震動  $S_s$  に対する燃料ラックの水平方向の設計用減衰定数として燃料ラックの最大相対応答加速度の一部が加振試験範囲の外挿領域において、10%を採用することの適用性について纏める。

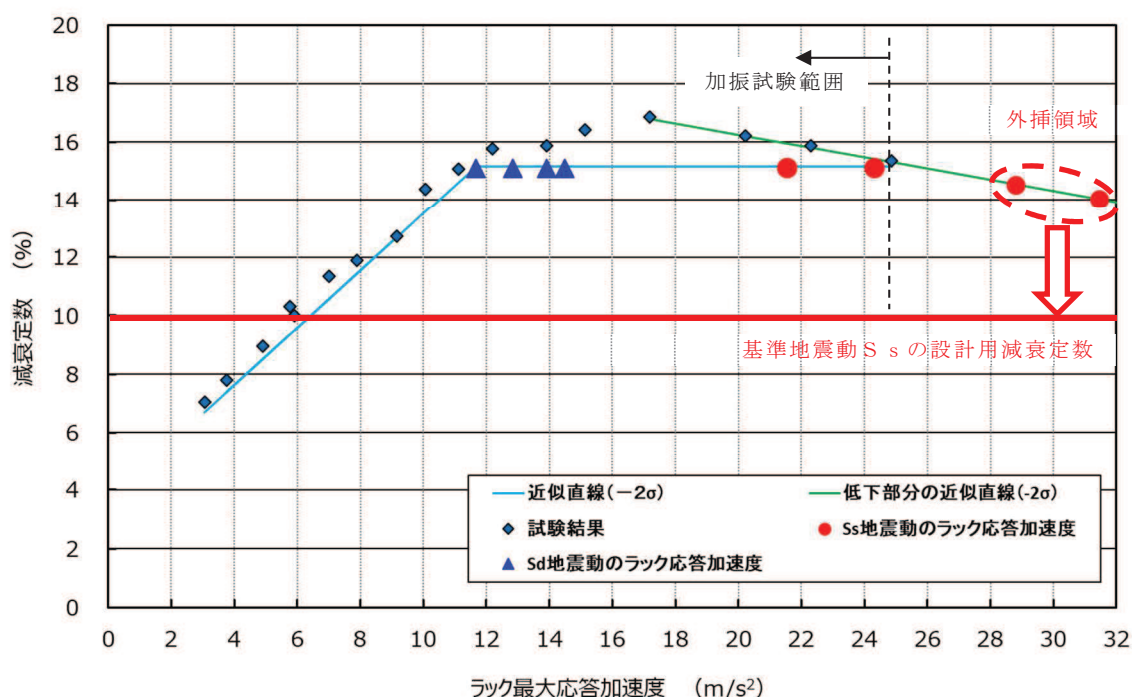


図 1 加振試験範囲を超える応答加速度（相対加速度）の設計用減衰定数の設定

## 2. 加振試験範囲を超える外挿領域に対する適用性検討

基準地震動  $S_s$  に対する燃料ラックの水平方向の設計用減衰定数 10% の適用性について、燃料ラックの加振試験に対する考察、燃料ラックの減衰要因と応答依存性の関係、これらを踏まえた燃料ラックの減衰を、解析を交えて検討した。

なお、個別の設計用減衰定数の設定方法は、下記に示す J E A G 4 6 0 1 (「原子力発電所耐震設計技術指針 J E A G 4 6 0 1 -1991 追補版」第 6 章 1. 機器・配管系の設計用減衰定数より抜粋。赤下線部を参照) に記載があるが、その経緯及び内容の詳細は、「J E A C 4 6 0 1 -2008 参考資料 4.10 水平方向及び鉛直方向の設計用減衰定数」にてより詳述されている。ここには、配管系の設計用減衰定数は、『学識経験者、電気事業者、プラントメーカーで構成される「原子力発電所ダンピング問題研究会」(昭和 52 年発足) において試験研究結果に基づき策定された減衰推算法をもとに、実機配管系の解析及び検討を行い、設計用減衰定数が定められた』とあり、試験結果に解析の検討を交えて設計用減衰定数を設定した実例が示されている。

### 1.2 設計用減衰定数

機器・配管系の地震応答解析に使用される設計用減衰定数を表 1.2-1 に示す。

なお、表 1.2-1 に示す設計用減衰定数は現行の機器・配管系の設計に基づくものであり、制振要素を用いる等特別な設計を行った場合、あるいは、実験等に基づきその妥当性が確認された場合は表 1.2-1 と異なる設計用減衰定数を用いることができる。

また、建屋・機器連成モデルによる地震応答解析に用いる建物・構築物の設計用減衰定数については、「本指針 1987 年版」の第 5 章「5.2.2 (2) C. 減衰定数」を参照のこと。

表 1.2-1 には  $S_1$  地震応答解析に用いる設計用減衰定数を示したが、 $S_2$  地震応答解析にもこの値を準用することができる。

表 1.2-1 で、⑧ 1 次冷却設備 (PWR)、⑨ 配管、⑩ 空調用ダクト、⑪ ケーブルトレイ、及び⑫ 電気盤については、その適用条件、解説に関して以降に記載する。

表 1.2-1 設計用減衰定数

設 備	減衰定数 (%) (1)
① 溶接構造物 (2)	1.0
② ボルト及びリベット構造物 (3)	2.0
③ ポンプ・ファン等の機械装置	1.0
④ 燃料集合体 (PWR)	- (4)
⑤ 燃料集合体 (BWR)	7.0
⑥ 制御棒駆動装置 (PWR)	5.0
⑦ 制御棒駆動機構 (BWR)	3.5
⑧ 1 次冷却設備 (PWR)	3.0 (5)
⑨ 配管	0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5 (6)
⑩ 空調用ダクト	2.5
⑪ ケーブルトレイ	5.0
⑫ 電気盤	4.0
⑬ 液体の揺動	0.5



## 1.2.1 配管及び1次冷却設備（PWR）の設計用減衰定数

### (3) 解説

配管の設計用減衰定数は以下の技術的検討により振動試験データの下限值に更に余裕を考慮して設定した。

- ① 配管減衰特性試験及び配管モデル振動試験による配管減衰特性試験のデータとその解析評価手法の整理
- ② 上記①により得られた減衰推算法について、振動試験データの比較によるその妥当性と保守性の検討
- ③ 支持条件、保温材付加効果に基づいた設計用減衰定数の設定

以上の設計用減衰定数の評価フローを図1.2-5に示す。

また、PWR 1次冷却設備の設計用減衰定数は下記検討結果により安全側の値として3%を設定した。

- ① 実機振動試験データによる減衰特性の検討
- ② 減衰機構を明らかにすることにより設計変位レベルでの減衰定数の推定
- ③ 工学的判断に基づく設計用減衰定数の設定

以上の評価フローを図1.2-6に示す。

なお、前述の減衰定数に至った試験評価データの例として支持具数と減衰定数の関係を図1.2-7及び図1.2-8に示す。

## 2.1 燃料ラックの加振試験に対する考察

加振試験で確認された燃料ラックの減衰は、燃料ラック自体の構造減衰、水中で燃料ラックが振動する際の水の抵抗による流体減衰、燃料ラック中の様々な接触面が摺動することによる摩擦減衰、燃料集合体と燃料ラックとの衝突による減衰などによって、**相対**応答加速度の増加に伴い水の抵抗が増加し、また摺動する範囲（摩擦力が作用する範囲）や摩擦面のすべり量が増加することなどで減衰が大きくなり、**相対**応答加速度がある大きさまで達すると、減衰定数は飽和傾向又は低下する傾向を示している。

これらは、燃料ラックの減衰効果が複雑な挙動に基づく複合的な要因によるものであり、流体減衰、摩擦減衰等は**相対**応答加速度の増加に伴って減衰は大きくなり、その後**相対**応答加速度がある大きさになると、減衰に寄与する摺動が頭打ち（全ての接触部位で摺動が発生している状態）となることや燃料集合体と燃料ラックの隙間の範囲内のガタつき／衝突が制限されることなどによって、燃料ラック全体としての減衰は飽和又は低下するものと推察される。

## 2.2 燃料ラックの減衰要因と応答依存性に係る整理

加振試験範囲を超える領域における燃料ラックの減衰の挙動を把握するため、図2に示す減衰要因と応答依存性の検討フローに基づき、燃料ラックの減衰要因を網羅的に抽出し、抽出した減衰要因と応答依存性の関係を整理する。

燃料ラックの減衰要因の抽出結果を図3に示す。

また、加振試験結果から得られた減衰特性、減衰要因に係る一般的特性及び知見を踏まえ、燃料ラックの減衰要因と応答依存性の関係に対する検討結果を表1に示す。

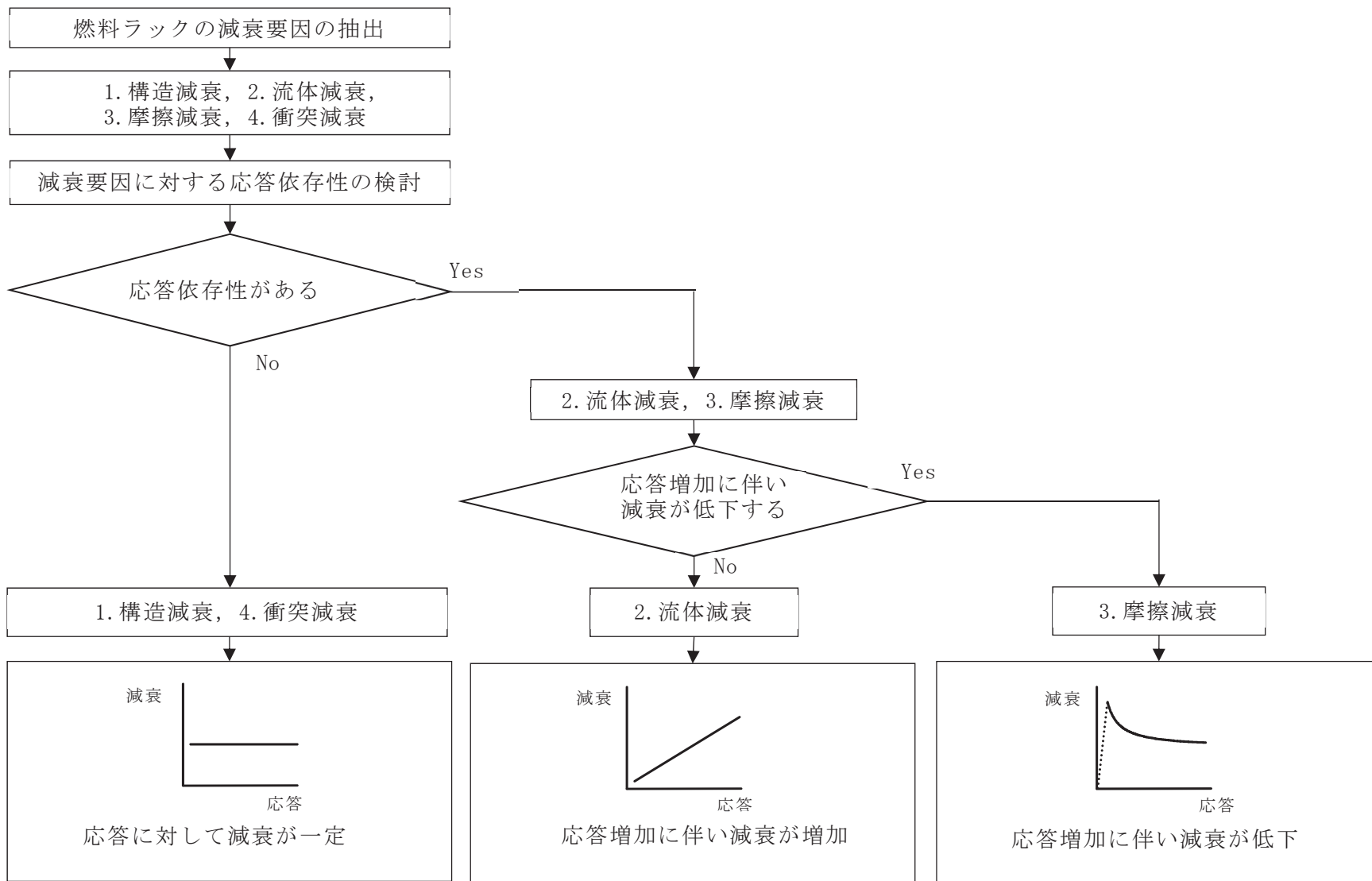


図2 減衰要因と応答依存性の検討フロー

表 1 燃料ラックの減衰要因と応答依存性の関係に対する検討結果 (1/3)

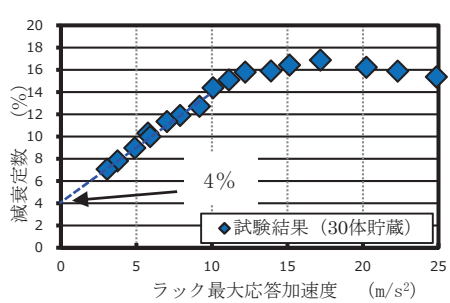
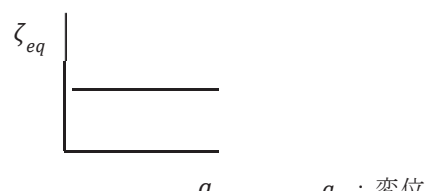
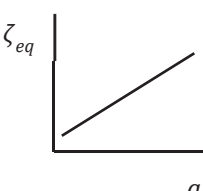
要因	内容		応答依存性	減衰の程度
構造減衰	1-①	材料自体の減衰 (内部減衰)	材料に起因するため応答依存性なし	<p>加振試験結果から燃料ラック応答が振幅ゼロの場合の減衰は約 4%と想定される。</p> 
	1-②	部材間 (角管, 補強板) の摺動などによる減衰	<p>構造体の振動エネルギー (変位の 2 乗に比例) と構造に起因する減衰力による消費エネルギー (変位の 2 乗に比例) はともに応答に応じて大きくなるため, 等価減衰定数<math>\zeta_{eq}</math>は変位によらず一定となり応答依存性はない。*1</p>  <p style="text-align: center;"><math>a</math>      <math>a</math> : 変位</p>	
流体減衰	2-①	燃料ラック内に貯蔵された燃料 (セル内流動) の流体抵抗力による減衰	<p>構造体の振動エネルギー (変位の 2 乗に比例) に対する流体減衰に起因する減衰力による消費エネルギー (変位の 3 乗に比例) の関係から, 等価減衰定数<math>\zeta_{eq}</math>は変位に比例して増加する。*1</p>	<p>燃料ラック内の狭い空間 (セル内) における相対運動による流体減衰のため, 応答が大きくなるに伴い, 減衰が増加すると考えられる。</p>
	2-②	燃料ラック外周部の流体抵抗力による減衰	$\zeta_{eq} = \frac{4C}{3\pi M} a$ <p><math>C</math> : 流体減衰の減衰係数  <math>M</math> : 質量  <math>a</math> : 変位</p>  <p style="text-align: center;"><math>a</math></p>	<p>燃料ラック外周と壁との間隔が広い場合, 流体減衰は小さいと考えられる。(別紙-2 参照)</p>

表 1 燃料ラックの減衰要因と応答依存性の関係に対する検討結果 (2/3)

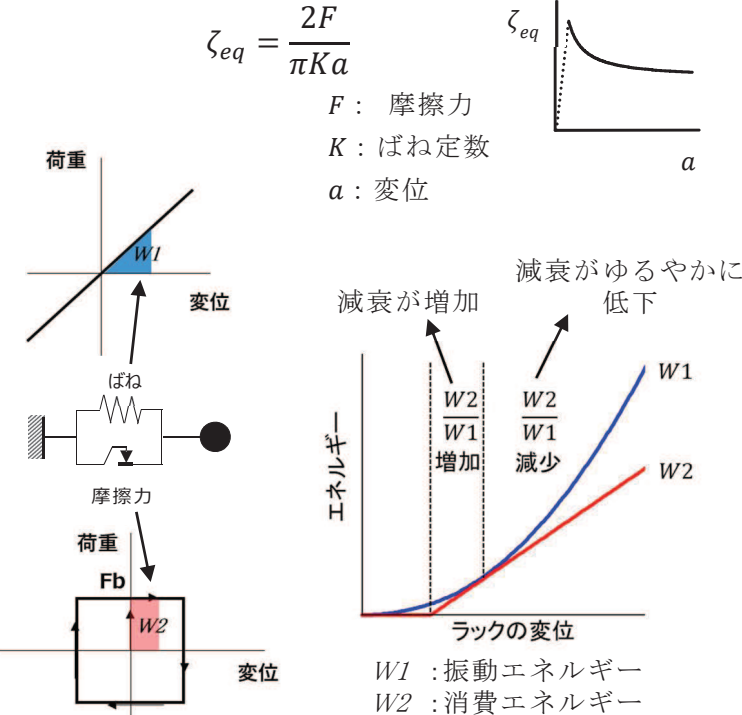
要因	内容	応答依存性	減衰の程度
摩擦減衰	3-① 燃料下部と燃料支持板の摩擦	<p>構造体の振動エネルギー（変位の 2 乗に比例）に対する摩擦減衰に起因する減衰力による消費エネルギー（変位の 1 乗に比例）の関係から、等価減衰定数<math>\zeta_{eq}</math>は変位に反比例して低下する。ただし、摩擦力 F に対して、静止状態からすべり始めるときの減衰は大きく、すべり発生後は応答に反比例の傾向でゆるやかに低下する。<sup>*2</sup></p> <p>（すべり発生後の等価減衰定数<math>\zeta_{eq}</math>は変位 a に反比例で減少）</p>	<p>3-②（ラックベースと床面の摩擦）の締結ボルト締付並びに燃料ラック及び燃料の自重による押付け力（<math>9.6 \times 10^5 [N]</math><sup>*4</sup>）に対して、試験燃料（30 体）の自重（<math>7.6 \times 10^4 [N]</math><sup>*5</sup>）による押付け力は 1/10 以下であることから、燃料下部と燃料支持板の摩擦による減衰は小さいと考えられる。</p>
	3-② ラックベースと床面の摩擦	$\zeta_{eq} = \frac{2F}{\pi K a}$ <p>F : 摩擦力 K : ばね定数 a : 変位</p>  <p>W1 : 振動エネルギー W2 : 消費エネルギー</p>	<p>ラックベースと床面の締結ボルト締付及び燃料ラック／燃料の自重による押付け力（摩擦力）は、<math>9.6 \times 10^5 [N]</math><sup>*4</sup>と大きいため、すべり始めるときの減衰は大きく、すべり発生後は応答に反比例して低下すると考えられる。</p>

表 1 燃料ラックの減衰要因と応答依存性の関係に対する検討結果 (3/3)

要因	内容		応答依存性	減衰の程度
衝突減衰	4-①	燃料とラックセルとの衝突	<p>衝突による減衰比 <math>h</math> は、反発係数 <math>e</math> との関係として下式で表せる。反発係数 <math>e</math> は、一般的に衝突部の形状や材質で決まるため、衝突減衰に応答依存性はない。<sup>*3</sup></p> $h = \frac{\{\ln(1/e)\}^2}{\pi^2 + \{\ln(1/e)\}^2}$	<p>加振試験では、試験体燃料とラックセルに接触痕は確認されず、試験状況映像でも衝突が確認されなかったことから、今回の試験範囲では燃料とラックセルの衝突による減衰はなかったと考えられる。</p>

注記\*1: 参考文献「振動工学 解析から設計まで」森北出版

\*2: 参考文献「ダイナミクスハンドブック (普及版) ー運動・振動・制御ー」朝倉書店

\*3: 参考文献「平成 19 年度 原子力施設等の耐震性評価技術に関する試験及び調査 動的上下動耐震試験 (クレーン類) に関わる報告書 (08 耐部報-0021, (独) 原子力安全基盤機構)

\*4: (試験燃料ラック質量+模擬燃料質量×30 体) ×浮力 (水と鉄の密度差分を考慮) ×重力加速度+ (締結ボルト締付トルク÷呼び径÷トルク係数) ×ボルト 12 本 = 9.6×10<sup>5</sup> [N]

\*5: (燃料質量×30 体) ×浮力 (水と鉄の密度差分を考慮) ×重力加速度= 7.6×10<sup>4</sup> [N]

- 2-① : 燃料ラックセル内流動による流体減衰
- 4-① : 燃料とラックセルとの衝突

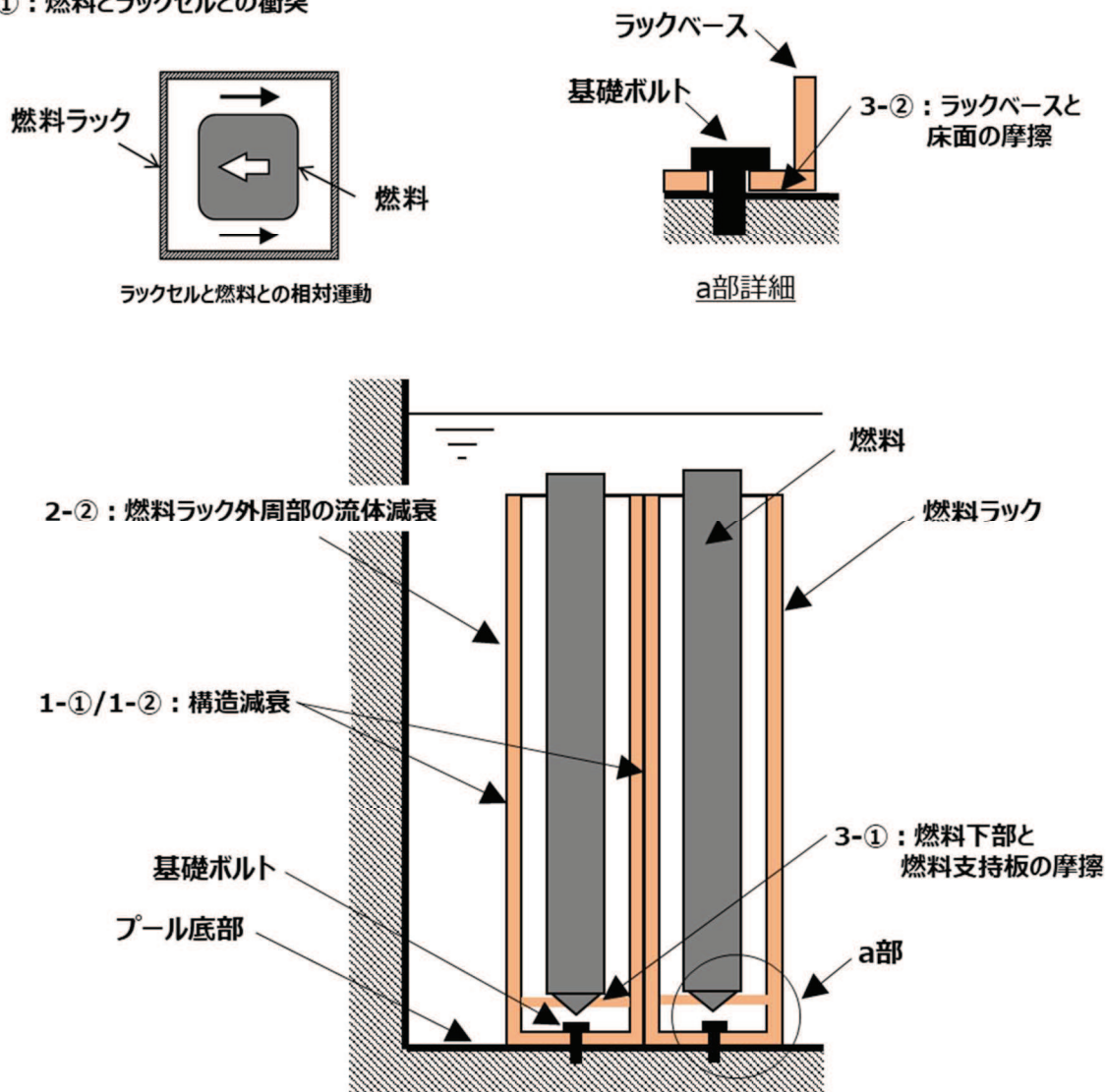


図3 燃料ラックの減衰要因

表 1 で整理した燃料ラックの減衰要因と応答依存性の関係に対する検討結果を踏まえると、**相対** 応答加速度の増加に伴って減衰が大きくなることに寄与するのは、流体減衰及び摩擦減衰であり、加振試験状況等を考慮すると、燃料ラックの減衰挙動は、流体減衰 2-①（燃料ラック内に貯蔵された燃料（セル内流動）の流体抵抗力による減衰）、摩擦減衰 3-②（ラックベースと床面の摩擦）が主要因であるものと考えられる。

また、**相対** 応答加速度が増加した領域で減衰が低下することに寄与するのは、摩擦減衰であり、加振試験状況等を考慮すると、3-②（ラックベースと床面の摩擦）が主要因であると考えられる。

上記の減衰の特徴を踏まえて、2.3 項では減衰の低下する傾向の程度を把握するため、摩擦減衰 3-②（ラックベースと床面の摩擦）に着目した 1 質点系モデルによる減衰の解析を実施した。また、2.4 項では加振試験範囲を超える領域での減衰の挙動を把握するため、燃料ラック全体を考慮した多自由度系解析モデルによる解析を実施した。

## 2.3 燃料ラックの1質点系解析モデルによる減衰の解析検討

加振試験範囲を超える領域における燃料ラックの減衰挙動について、燃料ラックの相対応答加速度の増加に伴って低下する傾向の程度（急激でないこと）を把握することを目的として、摩擦減衰に着目した解析検討を実施した。

解析検討においては、表1で示した減衰要因のうち、燃料ラックの減衰挙動の主要因である摩擦減衰3-②（ラックベースの床面の摩擦）を対象とし、減衰の低下傾向の定量化を試みた。

なお、本検討は、減衰の低下傾向の定量化を目的としていることから、応答増加に伴って増加傾向を示す流体減衰、応答には依存しないものの減衰要因となり得るその他の減衰（燃料ラックと燃料の連成による応答低減）についてはモデル化をせず、摩擦減衰の低下傾向を感度よく捉えることとした。また、検討のポイントとしては、図1に示した減衰を低下させる近似直線（試験のばらつきとして $-2\sigma$ を考慮）に対して、摩擦減衰による低下傾向が急激でないことを確認することである。

### 2.3.1 解析モデルの設定の考え方

燃料ラックの減衰挙動の解析は、燃料ラックの減衰挙動が水中にある燃料集合体、燃料ラック等の複雑な挙動に基づく複合的な減衰要因によるものであるため、本項では、表2に示す簡略的な1質点系解析モデルとした。

ここで、解析モデル及び解析モデル諸元については、図4及び表3に示す。なお、解析モデルに考慮する各減衰要素の特徴を補足-1に示す。

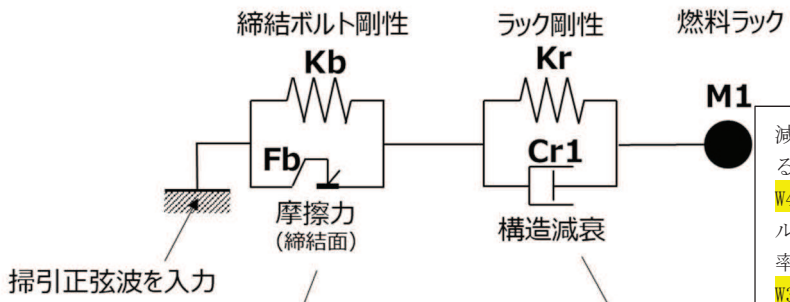
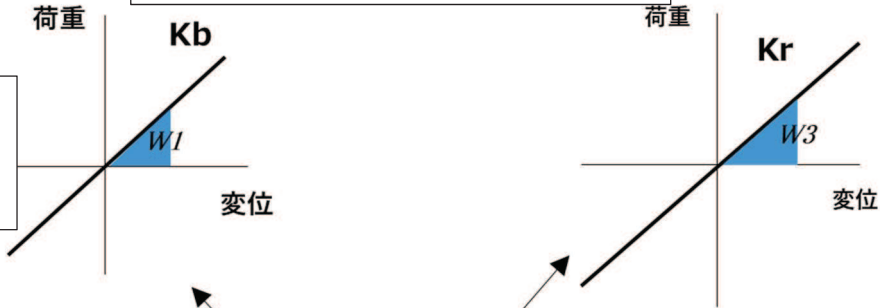


表 2 1 質点系解析モデルの考え方

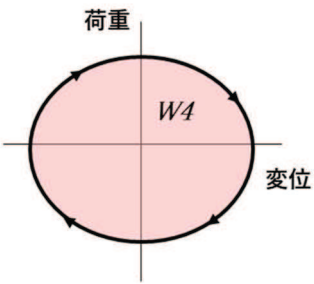
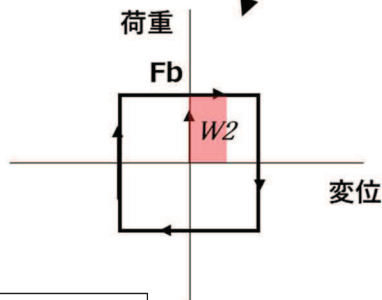
項目		内容
解析モデル		1 質点系ばね-マスモデル
質量のモデル化		水槽を除く燃料ラック及び燃料の構造質量，流体付加質量を 1 自由度系の質量としてモデル化した。 燃料ラックの主要な振動モードである 1 次モード形状を考慮し，1 質点系モデルとして等価な質量とする。
ばね要素のモデル化		燃料ラック本体及び締結ボルトの剛性は，剛性一定のばね要素でモデル化した。 ラック剛性： $K_r$ 及び締結ボルト剛性： $K_b$ を設定し，直列に配置した。
減衰	構造減衰	燃料ラックの構造減衰： $C_{r1}$ は，気中/燃料 0 体貯蔵の加振試験で得られた減衰定数 2% <sup>*2</sup> を設定した。
	摩擦減衰	ボルト締結面の摩擦減衰は，簡素化してモデル下端のラックベースと床面位置でモデル化し，締結ボルトのばね要素における変位に対して一定の摩擦力： $F_b$ で定義された摩擦履歴特性としてモデル化した。
	流体減衰	モデルに含まない。
考慮する水中の応答低減効果 (流体-構造連成)		水槽-燃料ラック間に関しては，流体の質量効果によって固有振動数が低下することを考慮し，水の付加質量（対角質量）を燃料ラックの構造質量に加えた。 水槽をモデル化していないため，連成質量（非対角質量）はモデル化に含めていない。 燃料ラック-燃料間に関しては，構造が一体で振動することとしているため流体-構造連成はモデル化していない。 以上から流体-構造連成による応答低減効果は 1 質点系解析モデルでは考慮していない。
減衰定数算定方法		加振試験と同様の条件として加速度一定の掃引正弦波（8→20Hz）を解析モデルに入力し，ルンゲ・クッタ法による時刻歴応答解析により，燃料ラックの相対応答加速度を算定した。 加振試験と同様に入力加速度と相対応答加速度との伝達関数から燃料ラックの応答倍率（減衰定数）を算定した。

燃料ラック及び締結ボルトの剛性は変位に比例する荷重が発生する線形ばねモデルであり、振動エネルギー（ひずみエネルギー） $W1$  及び  $W3$  は図の三角で囲まれた面積となる。

摩擦力  $Fb$  を超える荷重が発生し、すべりが発生した場合に締結ボルト剛性  $Kb$  が系全体に作用する。



減衰定数は、減衰力による消費エネルギー ( $W2 + W4$ ) と系全体の振動エネルギー ( $W1 + W3$ ) の消費率比 ( $(W2 + W4) / (W1 + W3)$ ) から定まる。



締結面に摩擦力  $Fb$  を超える荷重が作用するとすべりが発生し、速度に依存しない一定の摩擦力  $Fb$  が相対速度と逆向きに働く減衰モデルである。1 サイクルあたりの減衰力による消費エネルギー  $W2$  は図のような長方形で囲まれた面積となる。

構造減衰の等価減衰定数は一定となり応答依存性は無い。1 サイクルあたりの減衰力による消費エネルギー  $W4$  は図のような楕円で囲まれた面積となる。

図 4 1 質点系解析モデル

表 3 1 質点系解析モデル諸元

記号	解析条件	モデル入力値	根拠
M1	燃料ラック質量 (燃料等を含む)		構造質量と理論式に基づく流体付加質量を供試体ラックの1次モード形状を考慮した1質点系の等価質量に変換した。
Kb	締結ボルト剛性		試験結果（供試体ラック1次共振振動数）に基づき設定
Kr	燃料ラックの剛性		試験結果（供試体ラック1次共振振動数）に基づき設定
Cr1	燃料ラックの構造減衰		低振幅の試験結果から減衰2%と想定して設定
Fb	ボルト締結面摩擦力		供試体ラックのボルト締付力と試験結果から設定

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

### 2.3.2 1 質点系解析モデルの解析結果

燃料ラックの減衰要因として構造減衰及び摩擦減衰を簡略的に考慮した 1 質点系解析モデルによる燃料ラックの減衰挙動に係る解析結果を図 5 に示す。

燃料ラックの減衰挙動は、加振試験結果で得られた特徴のように、燃料ラックの相対応答加速度が増加するに伴って減衰が増加した後、ゆるやかに低下する傾向となることを確認したが、加振試験結果と比べると減衰が増加し始める応答加速度や、減衰定数の大きさは一致しない結果となっている。これは本解析モデルでは流体減衰や燃料と燃料ラックの連成挙動を模擬していないことや、摩擦減衰効果に係るボルト剛性  $K_b$  や摩擦力  $F_b$  を簡易な設定としているため、試験結果と解析結果で差異が生じているものと考えられる。

なお、本解析は、加振試験を超える範囲における燃料ラックの減衰挙動を把握するため、簡略的に構造減衰及び摩擦減衰のみに着目し、燃料ラックの相対応答加速度が増加した場合にも急激に減衰が低下するものでないことの特徴を確認したものである。

上記を踏まえて 2.4 項では、加振試験結果に対する解析検討として、燃料ラックの多自由度系解析モデルを用いて減衰挙動を解析する。

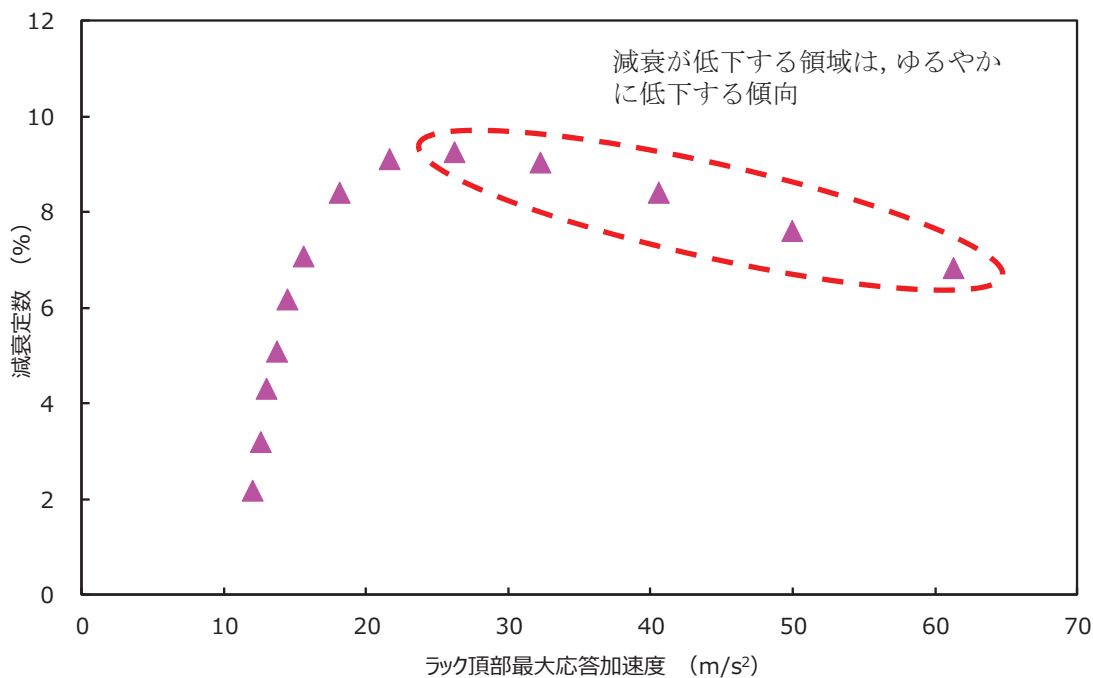


図 5 燃料ラックの減衰挙動に係る解析結果  
(構造減衰及び摩擦減衰のみに着目した 1 質点系解析モデル)

## 2.4 燃料ラックの多自由度系解析モデルを用いた減衰の解析検討

2.3項で検討した1質点系モデルでは、試験範囲を超える相対応答加速度レベルにおける減衰の低下する傾向の程度（急激でないこと）を把握することを目的とした解析であり、減衰の大きさ等は試験結果と一致しない結果となった。

本項では、燃料ラックの減衰挙動は水中にある燃料集合体、燃料ラック等の複雑な振動挙動に基づく複合的な減衰要因によるものであるため、燃料ラックの減衰要因と考えられる各種の減衰メカニズムを組込んだ総合的な減衰挙動の解析検討として多自由度系解析モデルを用いた解析を実施した。

解析検討では、表1で示した摩擦減衰のうち、燃料ラックの減衰挙動の主要因である摩擦減衰3-②（ラックベースの床面の摩擦）に加えて、応答増加に伴って増加傾向を示す流体減衰2-①（燃料ラック内に貯蔵された燃料（セル内流動）の流体抵抗力による減衰）、応答には依存しないものの減衰要因となり得るその他の減衰5-①（燃料ラックと燃料の連成による応答低減）についても考慮し、摩擦減衰以外の減衰要素を含めた総合的な減衰モデルを設定した。また、燃料ラックの加振試験結果における減衰挙動を踏まえ、締結部摩擦特性及び締結部ボルト剛性は、応答特性に合わせるように詳細にモデル化した。

### 2.4.1 解析モデルの設定の考え方及び減衰定数算出フロー

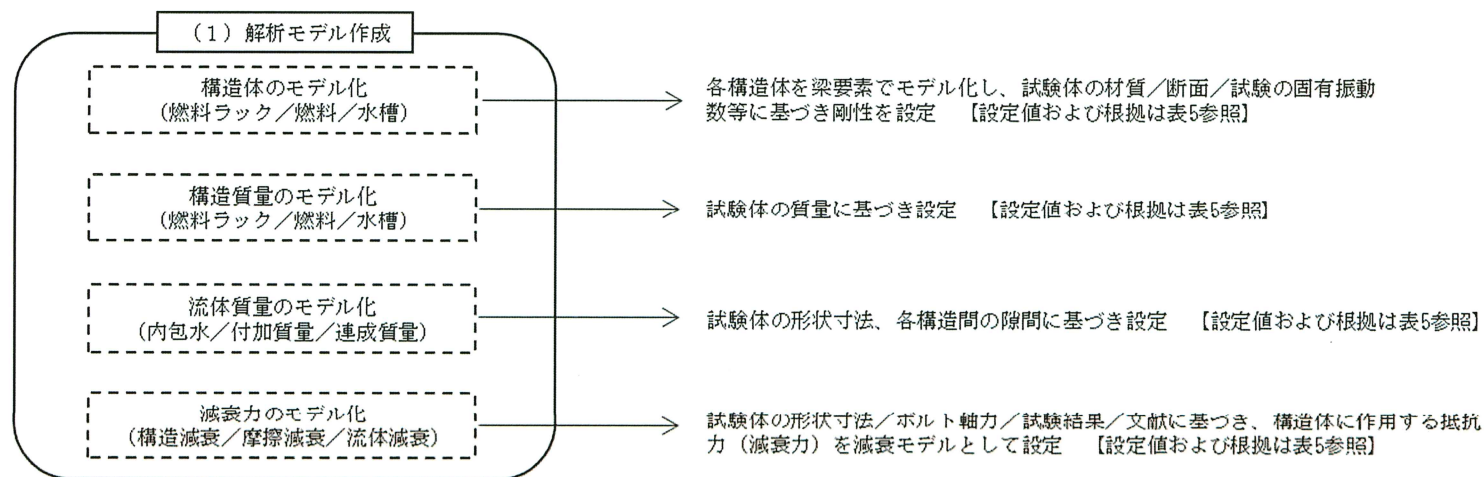
解析で減衰定数を求める方法は、加振試験と同様に、入力加速度と燃料ラックの相対応答加速度の応答倍率から減衰定数を求める手法（別紙-4で詳述）とする。供試体燃料ラックの応答特性をモデル化するため、供試体構造の連成挙動を多自由度系の解析モデルで模擬し、想定される減衰メカニズム（減衰要素）の減衰効果を表4に示す考え方にて多自由度系解析モデルを設定した。解析モデルの作成から減衰定数を求めるためのフローを図6、解析モデルを図7及び解析モデル諸元を表5に示す。また、多自由度系解析モデル諸元の設定方法及び根拠については補足2に整理する。

解析で考慮している流体-構造連成による応答低減の効果は、刺激関数 $\beta_s \phi_{is}$ （刺激係数 $\beta_s$ と固有ベクトル $\phi_{is}$ の関係）で表される。流体連成質量が刺激係数 $\beta_s = \frac{\{\phi_s\}^T([M]-[M_D])\{1\}}{\{\phi_s\}^T([M]+[M_a])\{\phi_s\}}$ に考慮されることで、入力加速度に対する燃料ラック頂部の応答加速度（相対加速度）の比率である応答倍率 $Q_{is}$ が、1自由度系の場合の応答倍率 $Q$ に対し、 $\beta_s \phi_{is}$ 倍となる。ここで、単純な1自由度系における応答倍率 $Q$ と減衰定数 $\zeta$ の関係 $Q = \frac{1}{2\zeta}$ を代入することで、減衰定数 $\zeta = \frac{\beta_s \phi_{is}}{2Q_{is}}$ となる（各式の詳細は別紙-4で詳述）。したがって、流体-構造連成による応答低減効果は刺激関数 $\beta_s \phi_{is}$ で考慮されていること、応答倍率 $Q$ と減衰定数 $\zeta$ の関係 $Q = \frac{1}{2\zeta}$ と刺激関数 $\beta_s \phi_{is}$ がそれぞれ独立した変数であることから、流体-構造連成による応答低減効果は減衰として扱うものではない。

流体-構造連成による応答低減効果が、減衰定数に直接寄与しないことの確認のため、多自由度系解析モデルを用いて、水槽-燃料ラック間の流体構造連成効果がない（水槽-燃料ラック間非対角質量を削除）場合との減衰定数と応答加速度との関係を比較した結果を図8に示す。

図8の解析結果比較から、水槽-燃料ラック間の流体構造連成効果の有無によって、減衰定数と応答加速度の関係に大きな差異はないことから、水槽-燃料ラック間の流体構造連成効果は、減衰定数に直接寄与しないと言える。

入力加速度を変更して応答加速度に  
対応した減衰定数を求める



(2) 解析モデルに加速度一定の正弦波掃引波を入力した時刻歴応答解析

(3) 入力加速度と燃料ラック頂部応答加速度の伝達関数から応答倍率を求める

(4) 応答倍率から減衰定数を求める (加振試験と同一の手法)

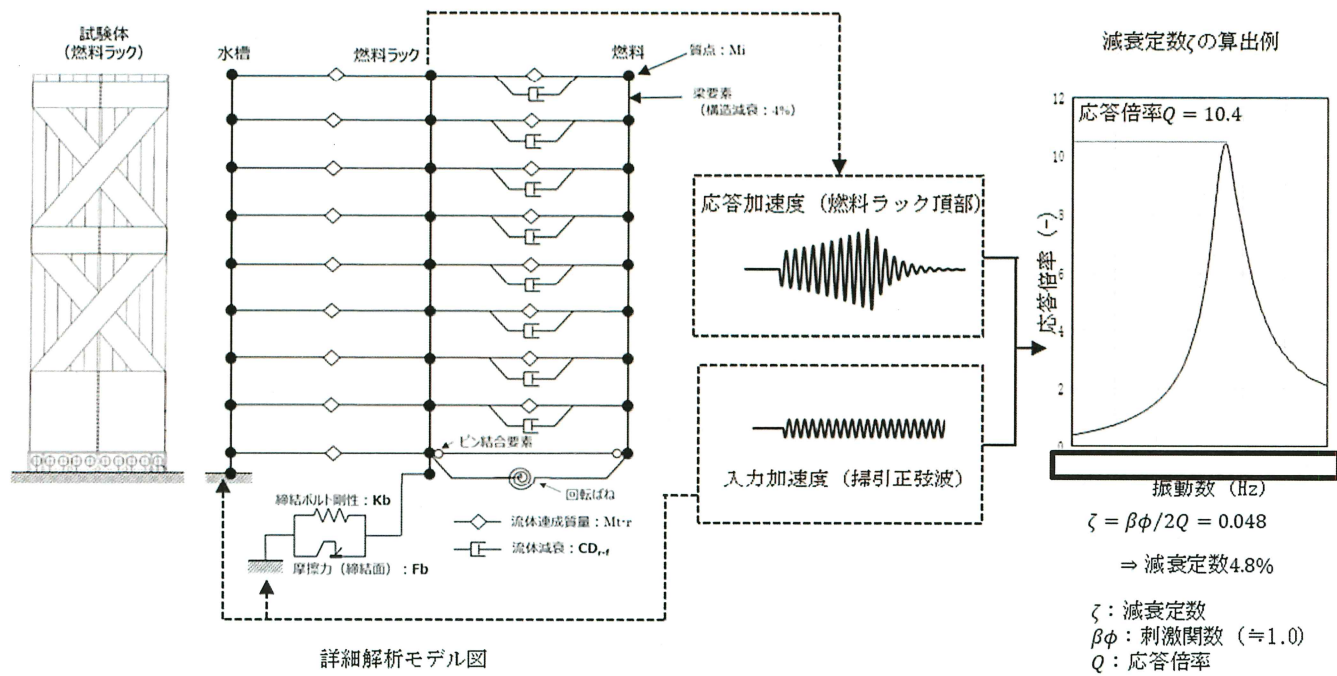


図 6 多自由度系解析モデルの解析フロー

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表4 多自由度系解析モデルの考え方(1/2)

項目	多自由度系解析モデル	(参考) 1 質点系解析モデル	
解析モデル	流体-構造連成多質点系ばね-マスモデル	1 質点系ばね-マスモデル	
質量のモデル化	水槽, 燃料ラック及び燃料の構造質量, 流体付加質量を多質点系の質量としてモデル化した。 各質点への質量の配分は各構造で高さ方向の単位長さ当りの質量として各質点に均等に配分した。	水槽を除く燃料ラック及び燃料の構造質量, 流体付加質量を1 質点系系の質量としてモデル化した。 燃料ラックの主要な振動モードである1次モード形状を考慮し, 1 質点系系モデルとして等価な質量とした。	
はり要素のモデル化	水槽, 燃料ラック及び燃料の各構造の剛性をはり要素によりモデル化した。 燃料ラックの締結ボルトの剛性は, めねじとおねじとの隙間による柔軟性を考慮し, 低振幅領域の初期剛性を低くなるよう非線形ばね要素によりモデル化した。	燃料ラック本体及び締結ボルトの剛性は, 剛性一定のばね要素でモデル化した。 ラック剛性: $K_r$ 及び締結ボルト剛性: $K_b$ を設定し, 直列に配置した。	
減衰	構造減衰 (線形減衰)	応答依存性が無い構造減衰は, 摩擦減衰, 流体減衰の影響がない水中/燃料30体(100%)貯蔵の加振試験結果を外挿して得られた, 相対応答加速度 $0m/s^2$ 時の減衰定数 4% を水槽, 燃料ラック及び燃料の構造減衰: $C_r$ として設定した。	燃料ラックの構造減衰: $C_{r1}$ は, 気中/燃料0体貯蔵の加振試験で得られた減衰定数 2% <sup>*2</sup> を設定した。
	摩擦減衰	ボルト締結面の摩擦減衰は, ラックベースと床面位置でモデル化し, 締結ボルトのばね要素における変位に対して摩擦力: $F_b$ で定義された摩擦履歴特性としてモデル化した。 低振幅領域で摩擦力以下の外力で微小すべりが発生する, 予すべりの考え方 <sup>*1</sup> を導入し, 摩擦力 $F_b$ が低振幅領域で小さくなる摩擦モデルを設定した。	ボルト締結面の摩擦減衰は, 簡素化してモデル下端のラックベースと床面位置でモデル化し, 締結ボルトのばね要素における変位に対して一定の摩擦力: $F_b$ で定義された摩擦履歴特性としてモデル化した。
	流体減衰	燃料ラックセル内で燃料が燃料ラックと相対運動する際の流動抵抗を, 燃料ラックと燃料の対向する質点間の減衰としてモデル化した。 燃料ラックセル内の燃料断面形状寸法から角柱の抗力係数: $C_d=2$ として速度二乗比例の流体抗力(減衰力)を設定した。	モデル化に含まない。
	考慮する減衰	<ul style="list-style-type: none"> <li>構造減衰 (水槽, 燃料ラック, 燃料)</li> <li>摩擦減衰 (燃料ラック締結面)</li> <li>流体減衰 (燃料ラック-燃料間)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>構造減衰 (燃料ラック)</li> <li>摩擦減衰 (燃料ラック締結面)</li> </ul>

表4 多自由度系解析モデルの考え方(2/2)

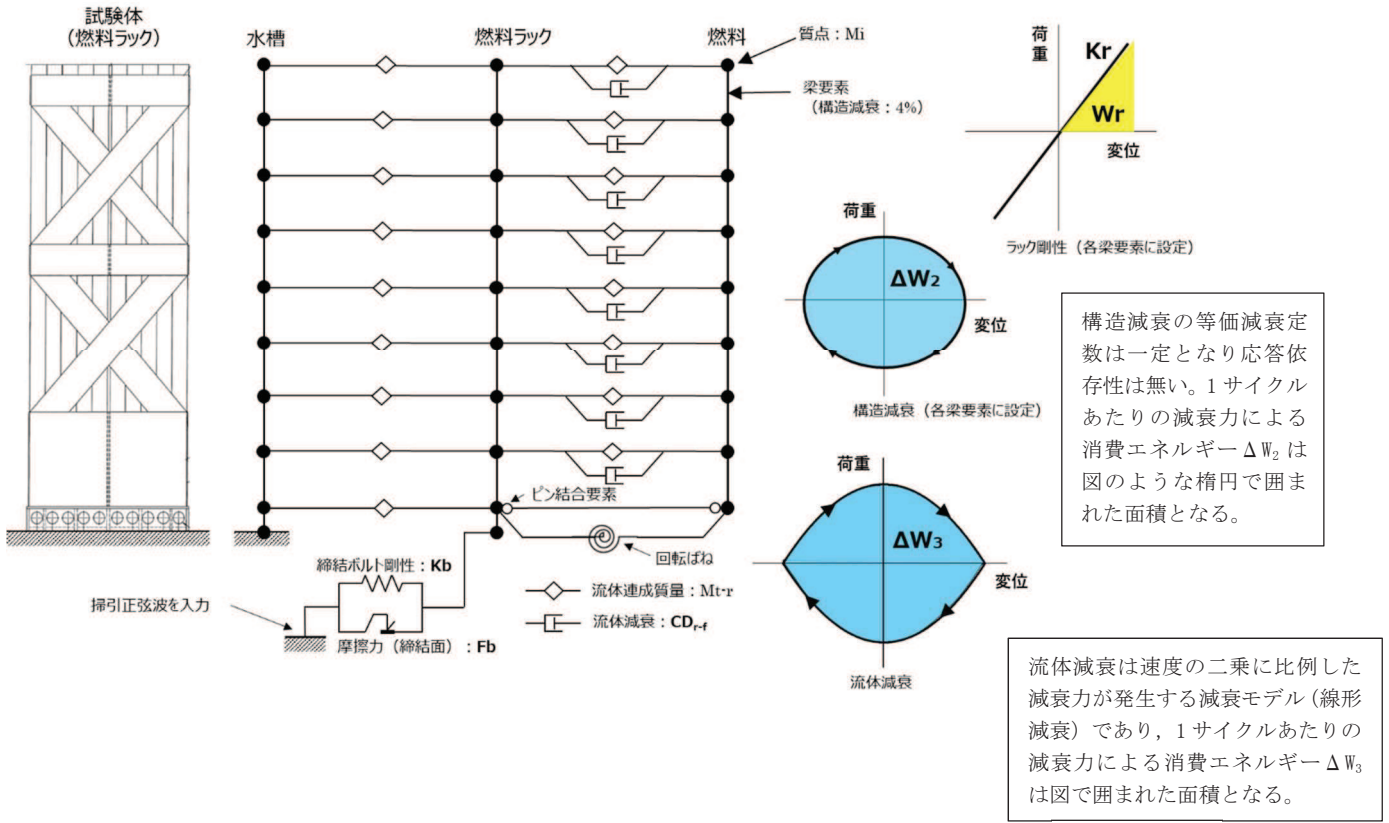
項目	多自由度系解析モデル	(参考) 1 質点系解析モデル
<p>考慮する水中の応答低減効果 (流体-構造連成)</p>	<p>燃料ラックの振動系は、各構造体の振動以外に水槽-燃料ラック-燃料間の流体を介して連成する構造となっている。連成挙動により燃料ラック 1 次モードの刺激係数が低下し応答倍率が低下する。このため、供試体の振動特性をより詳細にモデル化するため、各構造体の形状・寸法から流体-構造連成(付加質量:対角質量, 連成質量:非対角質量)をモデル化した。</p> <p>なお、水槽は燃料ラックに対して十分に剛な構造であり、燃料ラック共振時においても水槽の振動振幅が微小なため、水槽との連成挙動は燃料ラックの応答に影響しないと考えられる。</p> <p>一方、燃料は燃料ラックに比べ柔な剛性のため、高次モードで燃料ラック 1 次モードと連成振動する。</p>	<p>水槽-燃料ラック間に関しては、流体の質量効果によって固有振動数が低下することを考慮し、水の付加質量(対角質量)を燃料ラックの構造質量に加えた。</p> <p>水槽をモデル化していないため、連成質量(非対角質量)はモデル化に含めていない。</p> <p>燃料ラック-燃料間に関しては、構造が一体で振動することとしているため流体-構造連成はモデル化していない。</p> <p>以上から流体-構造連成による応答低減効果は 1 質点系解析モデルでは考慮していない。</p>
<p>減衰定数算定方法</p>	<p>加振試験と同様の条件として加速度一定の掃引正弦波(8→20Hz)を解析モデルに入力し、ルンゲ・クッタ法による時刻歴応答解析により、燃料ラックの相對応答加速度を算定した。</p> <p>加振試験と同様に入力加速度と相對応答加速度との伝達関数から燃料ラックの応答倍率及び減衰定数を算定した。</p>	<p>同左</p>

注記\*1: 参考文献「接合面を有する系の減衰振動の解析」, 新野ら, 日本機械学会論文集(C編) 49 巻 448 号 (1983)

\*2: 構造減衰は、構造体の構造/質量/系の構成等で変動するため、1 質点系解析モデルの予備的検討では、減衰 2%で代表させた。

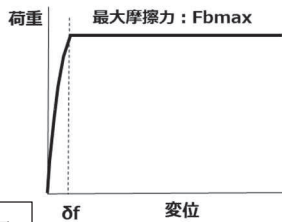


振動エネルギー（ひずみエネルギー）は燃料ラック剛性に伴う  $W_b$  及び締結ボルト剛性に伴う  $W_r$  は図の三角で囲まれた面積となり、減衰定数は、減衰力による消費エネルギー（ $\Delta W_1 + \Delta W_2 + \Delta W_3$ ）と系全体の振動エネルギー（ $W_b + W_r$ ）の消費率比（ $\Delta W_1 + \Delta W_2 + \Delta W_3$ ） / （ $W_b + W_r$ ）から定まる。

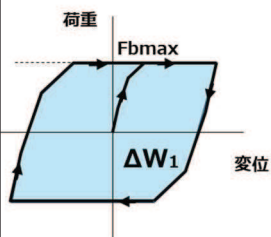


摩擦係数以下でも微小すべりが発生するとする考え方を適用し、摩擦力はすべり変位が  $\delta f$  までの低振幅領域では最初は急激に最大摩擦係数  $F_{bmax}$  に近づき、 $\delta f$  に近づくにつれ、変化が遅くなるように設定した。

燃料ラック締結面摩擦特性のモデル化

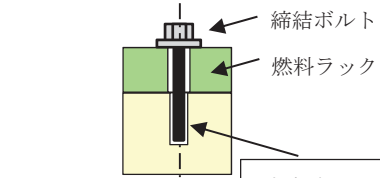
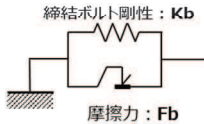


滑り変位と摩擦力の関係

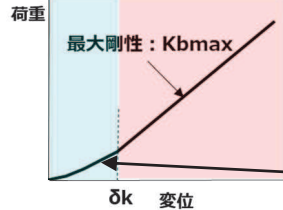


燃料ラック締結面の摩擦特性

締結面に荷重が作用するとすべりが発生し、速度に依存しない一定の摩擦係数  $F_b$  が相対速度と逆向きに働く減衰モデルである。1 サイクルあたりの減衰力による消費エネルギー  $\Delta W_1$  は図のような長方形で囲まれた面積となる。

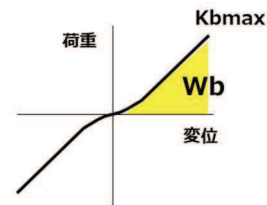


締結部ボルト剛性のモデル化



滑り変位とばね力の関係

締結ボルト剛性  $K_b$  は、水平方向剛性として、めねじとおねじとの隙間による柔軟性を考慮し、 $\delta k$  までの低振幅領域では変位に比例して剛性が徐々に増加するよう非線形ばね特性を設定した。



ボルト締結部の非線形ばね特性

図 7 多自由度系解析モデル

表 5 多自由度系解析モデル諸元(1/2)

No.	記号	解析条件	モデル入力値	根拠
1	$M_r$	燃料ラック質量		構造質量と理論式に基づく流体付加質量を燃料ラックの各質点に均等に設定
2	$M_f$	燃料質量		構造質量と理論式に基づく流体付加質量を燃料の各質点に均等に設定
3	$M_t$	水槽質量		構造質量と理論式に基づく流体付加質量を水槽の各質点に均等に設定
4	$M_{r-f}$	燃料ラック-燃料間連成質量		理論式に基づく流体付加質量を各質点に均等に設定
5	$M_{t-r}$	水槽-燃料ラック間連成質量		理論式に基づく流体付加質量を各質点に均等に設定
6	$Kb_{max}$	締結ボルト剛性		試験結果（燃料ラック固有振動数）を考慮して設定
7	$EI_r$	燃料ラックの代表剛性 （胴部中央曲げ剛性）		試験結果（燃料ラック固有振動数）を考慮して設定
8	$EI_f$	燃料の代表剛性 （曲げ剛性）		燃料チャンネルボックスの断面形状寸法より設定
9	$EI_t$	水槽の代表剛性 （曲げ剛性）		試験結果（水槽固有振動数）を考慮して設定
10	$K_\theta$	燃料ラック-燃料間の回転ばね		燃料の転倒方向の剛体モードに対し、下端回転剛性を燃料の高次モードに影響のない範囲で設定
11	$Cr$	燃料ラックの構造減衰 （1次モード減衰定数）		試験結果（30体貯蔵）から減衰4%と設定
12	$Fb_{max}$	ボルト締結面摩擦力		燃料ラックのボルト締付力と試験結果を考慮して設定
13	$CD_{r-f}$	燃料ラック-燃料間流体減衰 （二乗比例減衰係数）		燃料ラックセル内の流動抵抗を抗力係数： $Cd=2$ として設定

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 5 多自由度系解析モデル諸元(2/2)

No.	記号	解析条件	モデル入力値	根拠
14	$\delta f$	摩擦力の振幅依存性を定義する 最大変位		摩擦力 $F_{b_{max}}$ 以下で先行的に 微小な予すべりが発生する と仮定し、これを模擬する ための摩擦力の低下領域と して試験結果を考慮して設 定
15	$\delta k$	締結ボルトばね剛性の振幅依存性を 定義する最大変位		締結ボルトのおねじとめね じの隙間により剛性が低下 すると仮定し、締結ボルト の剛性が低下する領域とし て試験結果を考慮して設定

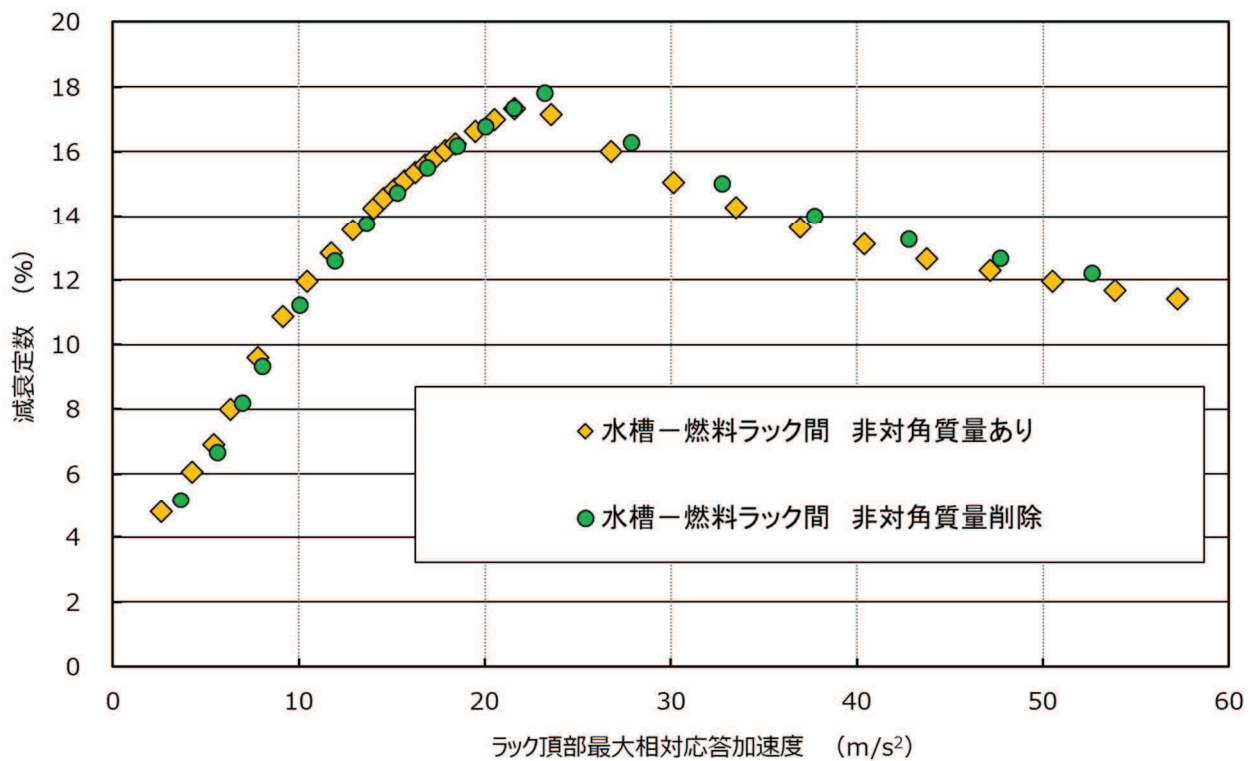


図 8 水筒-燃料ラック間の流体構造連成効果の減衰定数への影響

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

2.4.2 多自由度系解析モデルの解析結果

多自由度系解析モデルによる固有値解析結果の燃料ラックの振動モード及び固有振動数と加振試験結果との比較を図 9 に示す。固有値解析結果における燃料ラックの振動モード及び固有振動数は、加振試験結果と概ね一致している。

多自由度系解析モデルによる燃料ラックの減衰挙動に係る解析結果を図 10 に示す。多自由度系解析モデルによる解析結果から得られた燃料ラックの減衰挙動は、加振試験結果で得られた特徴のように、燃料ラックの相対応答加速度が増加するに伴って減衰が増加した後、相対応答加速度に反比例し一定値へ漸近するような低下傾向となることを確認した。また、すべての相対応答加速度の範囲において、減衰定数の絶対値は試験結果と同等の結果となり、最大で約 17%の減衰となっていることを確認した。

この解析結果は、燃料ラックの減衰要因として抽出・分類した構造減衰、流体減衰及び摩擦減衰を考慮したものであり、各減衰要因の寄与程度について、表 6 のとおり確認した。また、基準地震動  $S_s$  による燃料ラックの相対応答加速度である  $30\text{m/s}^2$  付近におけるボルト締結面のすべり量は  $2\text{mm}$  程度であり、実機及び供試体のラックベースと締結ボルト間のクリアランスの範囲内 ( $5\text{mm}$  程度) である。

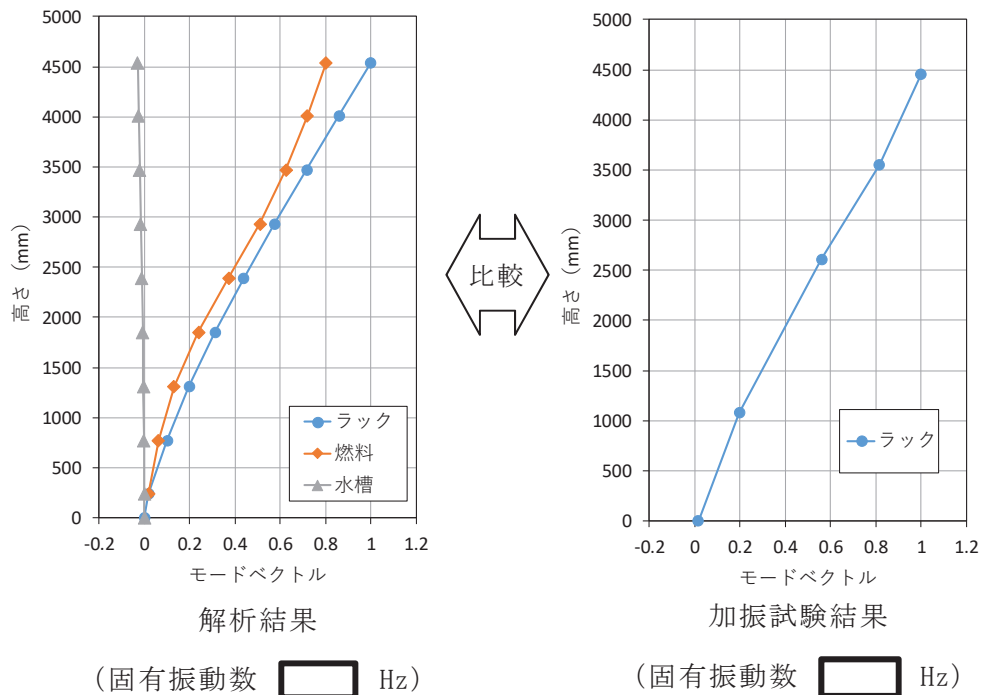


図 9 解析結果から得られた燃料ラックの振動モード及び固有振動数と加振試験結果との比較

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

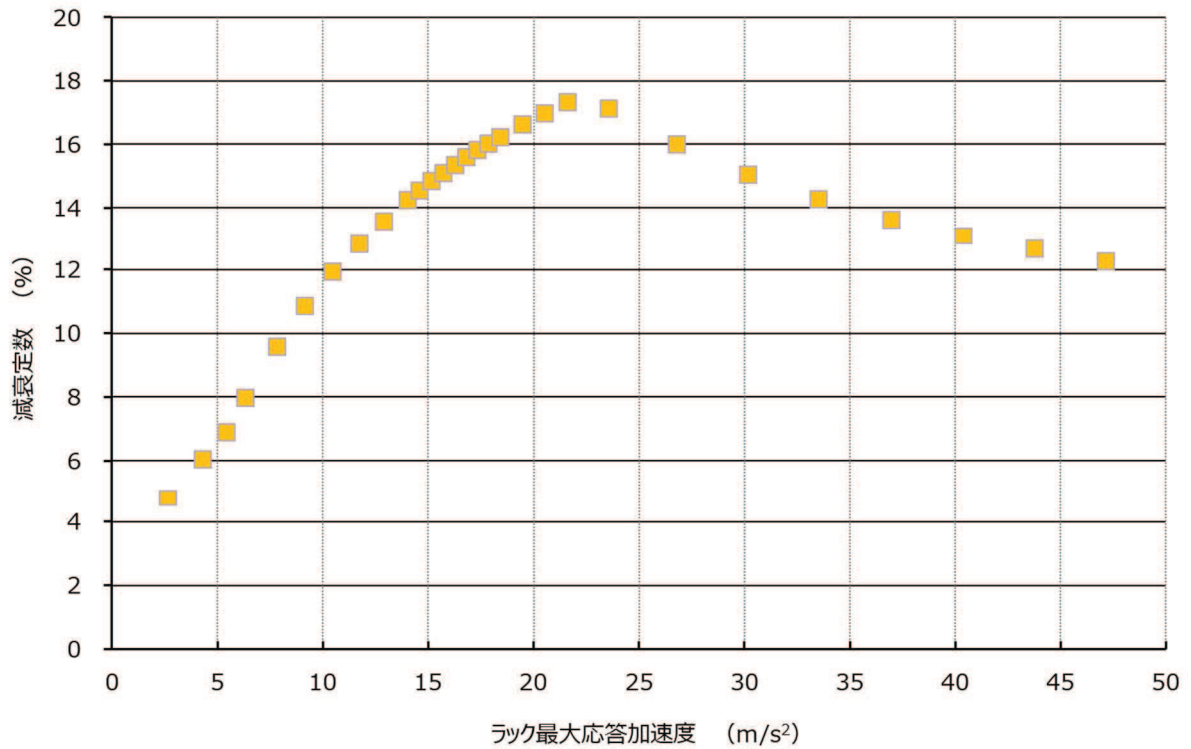


図 10 燃料ラックの減衰挙動に係る解析結果  
(多自由度系解析モデル)

表 6 各減衰要因の減衰定数への寄与程度

減衰要因	減衰の寄与程度	減衰の寄与程度の確認方法	備考
1. 構造減衰	4%	応答によらず一律の設定	—
2. 流体減衰	0~0.2%程度	解析モデルにおいて、流体減衰を無効にした解析結果との差異	燃料ラックの振動エネルギーに対して、流体密度とラックセル内でのラックと燃料の相対挙動による流速で定まる流体減衰力は小さいため、減衰効果が小さいものと考えられる
3. 摩擦減衰	0~12%程度	解析結果から減衰要因の構造減衰及び流体減衰を除いたもの	—

### 2.4.3 多自由度系解析モデルの解析結果と1質点系解析モデルの解析結果の比較

多自由度系解析モデルは、加振試験の外挿領域における減衰傾向を把握することを目的とした1質点系解析モデルに対して、以下のとおり、燃料ラックの減衰挙動をより加振試験結果に合わせることができる。図11に多自由度系解析モデルの解析結果と1質点系解析モデルの解析結果の比較を示す。

- ①燃料ラック締結面の摩擦特性として低振幅領域における微小すべり\*を考慮することで摩擦減衰の立上りを改善した。
- ②燃料ラックの締結ボルトの水平方向剛性として締結ボルトの隙間（おねじとめねじの関係）による柔性を考慮し、低振幅領域に非線形ばね特性を考慮することで摩擦減衰を全体的に改善した。
- ③構造減衰の設定は、加振試験結果を踏まえて4%とした。

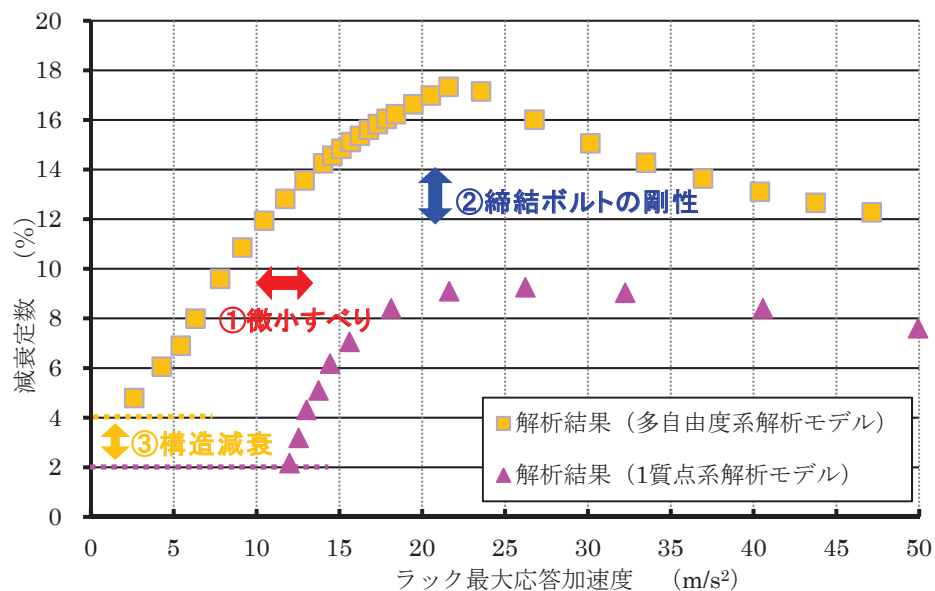


図11 多自由度系解析モデルの解析結果と1質点系解析モデルの解析結果の比較

注記\*：参考文献「接合面を有する系の減衰振動の解析」, 新野ら,  
日本機械学会論文集 (C編) 49巻 448号 (1983)

#### 2.4.4 多自由度系解析モデルの解析結果と試験結果の比較

多自由度系解析モデルによる解析結果は、加振試験結果と比較して、燃料ラックの応答加速度（相対加速度）である横軸がわずかに相違していたため、加振試験結果と合わせるように横軸方向の小さい側にシフト（ $3\text{m/s}^2$ ）させた場合及び加振試験結果における減衰の全体傾向比較を図12に示す。

比較の結果、全体的な傾向は概ね一致しており、加振試験範囲を超える外挿領域における減衰の低下傾向を解析結果が捉えられているものと考えられる。そのため、加振試験範囲を超える応答加速度（相対加速度）を含め、基準地震動  $S_s$  に対する燃料ラックの減衰は、加振試験結果を用いて減衰を低下させる近似直線によれば、約14~15%の範囲になる。

したがって、燃料ラックの耐震評価に用いる水平方向の設計用減衰定数として、余裕も考慮し、10%と設定する。

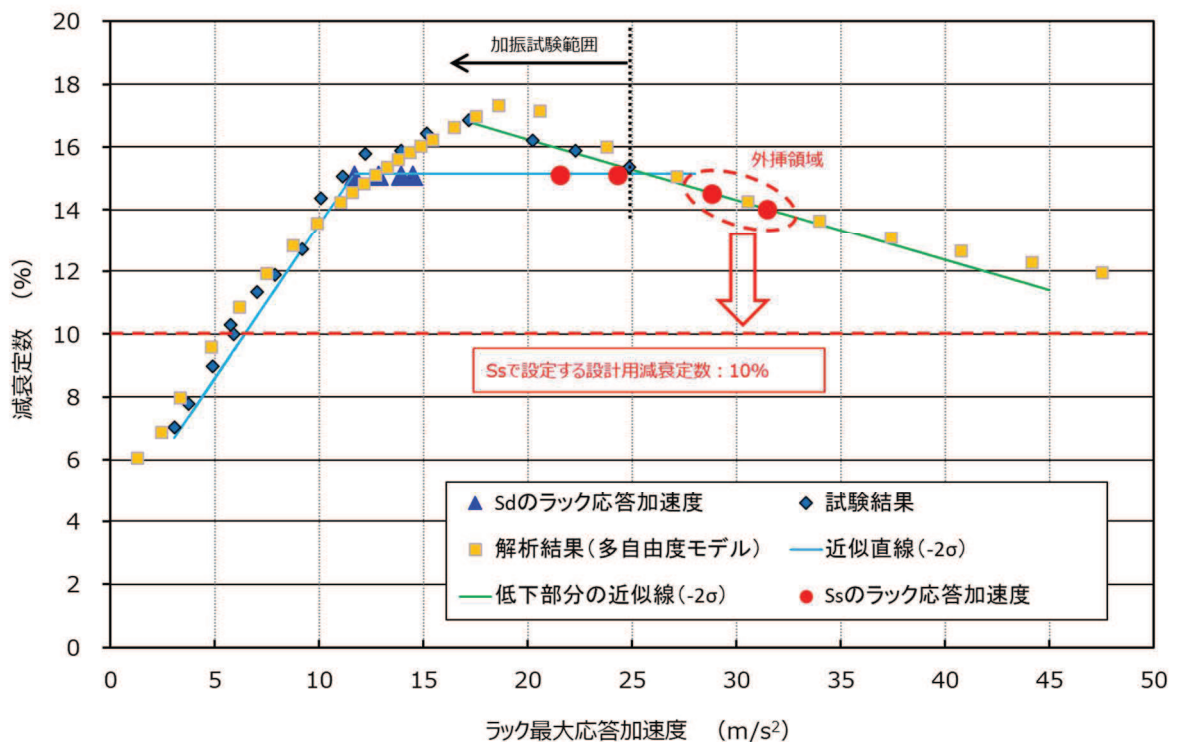


図12 燃料ラックの減衰挙動に係る解析結果と試験結果  
(解析結果の横軸を $-3\text{m/s}^2$ シフト)

### 3. まとめ

加振試験結果により、燃料ラックの相対応答加速度を増加させていくと減衰定数が次第に増加した後、燃料ラックの相対応答加速度の増加に伴って低下する傾向となることも踏まえ、燃料ラックの水平方向の設計用減衰定数を設定について検討した。

今回工認の基準地震動  $S_s$  に対する燃料ラックの相対応答加速度が加振試験範囲を超える相対応答加速度範囲の減衰を確認するため、燃料ラックの減衰要因を整理した上で、減衰要因を考慮した多自由度系解析モデルによる燃料ラックの減衰挙動を解析した結果、加振試験結果で得られた特徴のように、燃料ラックの相対応答加速度が増加するに伴って減衰が増加した後、相対応答加速度に反比例し一定値へ漸近するような低下傾向となることを確認した。

また、加振試験範囲を超える外挿領域を含め、基準地震動  $S_s$  に対する燃料の減衰は、概ね 14～15%程度であり、燃料ラックの地震荷重をより実態に応じて評価するため、設計用減衰定数を 10%と設定した。

したがって、基準地震動  $S_s$  に対する燃料ラックの水平方向の設計用減衰定数として 10%を適用することは可能であると判断した。

#### (参考検討)

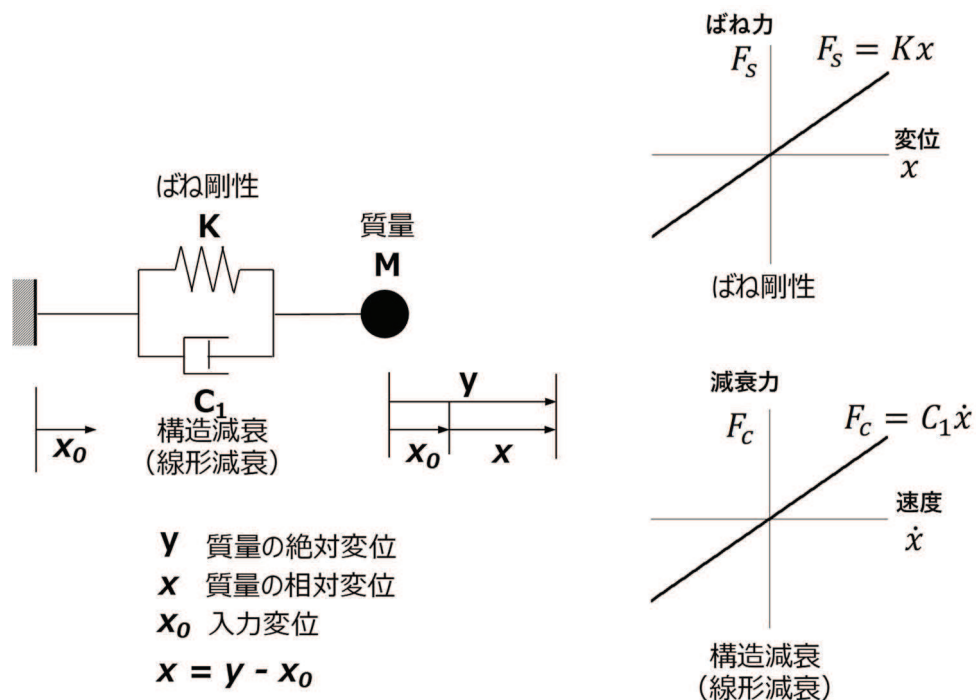
試験範囲外における減衰定数の低下傾向に対する参考検討として、別紙-13にて、類似の試験を行った他プラントにおける燃料ラックの減衰定数の試験データとの比較考察を実施した。



## 解析モデルに考慮する各減衰要素

## 1. 構造減衰（線形減衰）

構造減衰は、速度の一乗に比例した減衰力が発生するモデルである。



補足図 1-1 構造減衰モデル

補足図 1-1 の 1 自由度系の運動方程式は(1)式のように得られる。

$$M\ddot{x} + C_1\dot{x} + Kx = -M\ddot{x}_0 \quad (1)$$

ここで、

$$\omega^2 = K/M \quad (2)$$

$$2\zeta\omega = C_1/M \quad (3)$$

とおけば、

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega\dot{x} + \omega^2x = -\ddot{x}_0 \quad (4)$$

とも書ける。

質点の変位が  $x = a \sin \omega t$  のような単振動とすると、速度は  $\dot{x} = \omega a \cdot \cos \omega t$  と表される。変位と減衰力の関係は補足図 1-1 に示され、振動エネルギー（最大ポテンシャルエネルギー）は、補足図 1-2 に示す三角形の面積となる。一方、変位と減衰力の関係は、変位と速度が  $\pi/2$  ずれることから、補足図 1-3 に示す楕円形となり、減衰要素がなす仕事（消費エネルギー）は楕円の面積となる。

エネルギー消費率 ( $\Delta W/W$ ) に、(2), (3)式の関係を用いれば、(5)式の関係が成立する。

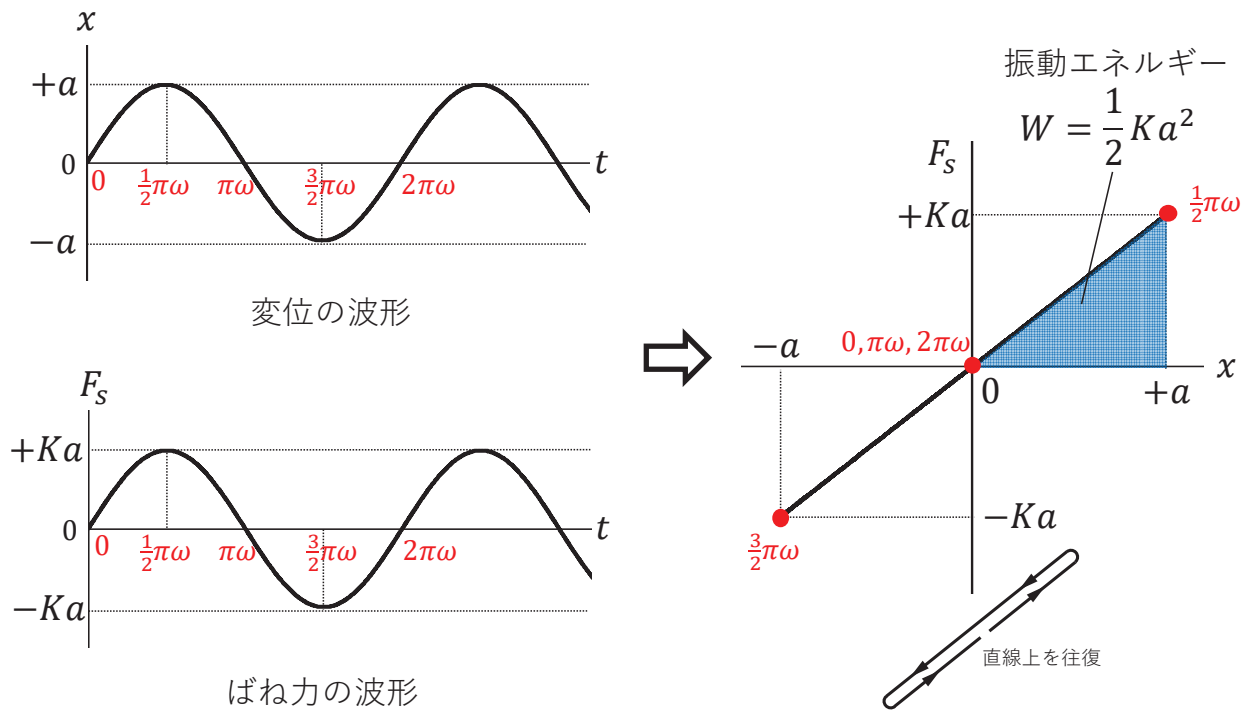
$$\frac{\Delta W}{W} = \frac{\pi C_1 \omega a^2}{1/2 K a^2} = 4\pi\zeta \quad (5)$$

すなわち、減衰定数は、

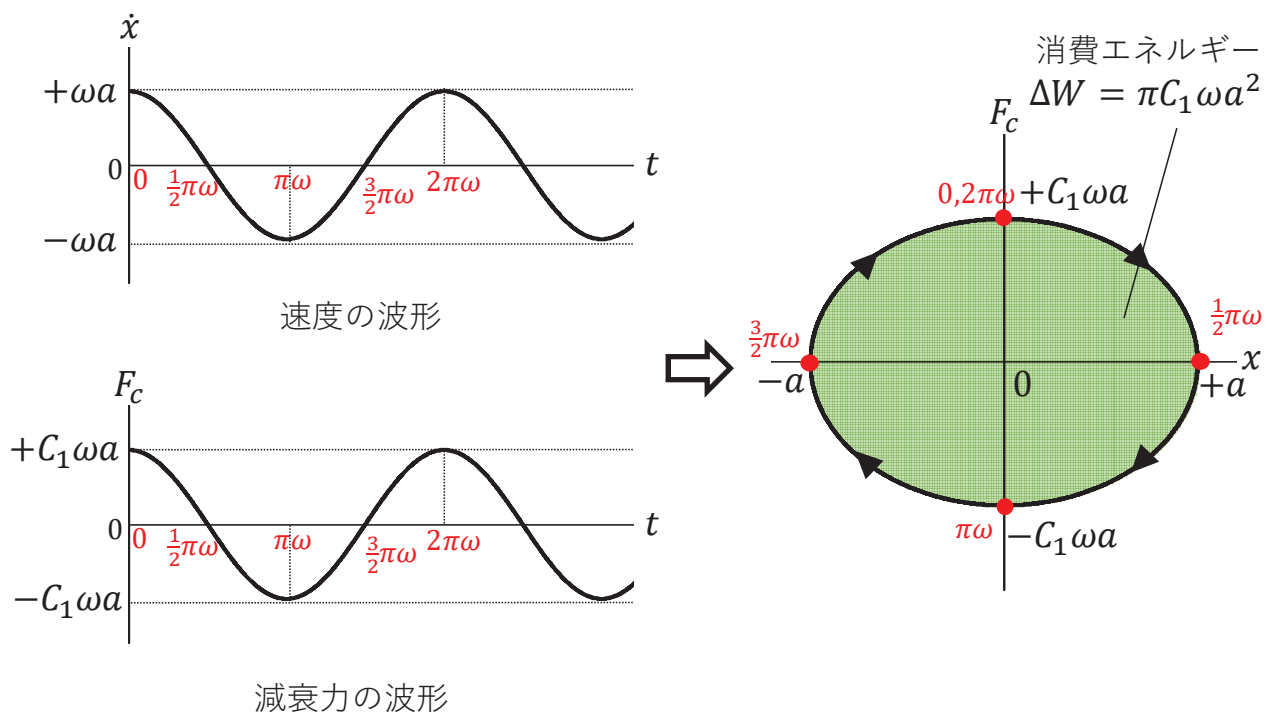
$$\zeta = \frac{1}{4\pi} \frac{\Delta W}{W} \quad (6)$$

とも書ける。

ひずみエネルギーは変位振幅の二乗に比例するのに対し、構造減衰では、消費エネルギーも変位振幅の二乗に比例するため、減衰定数は質点の加速度・速度・変位に依存せず一定値となる。



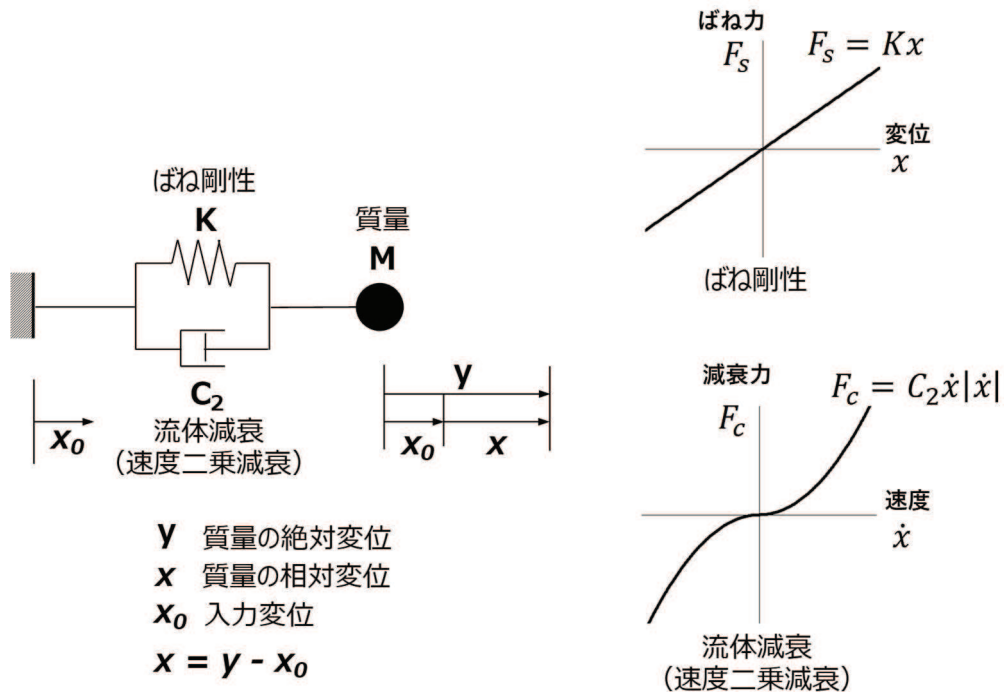
補足図 1-2 変位とばね力の関係



補足図 1-3 変位と減衰力の関係（構造減衰）

2. 流体減衰（速度二乗比例減衰）

流体減衰は、速度の二乗に比例した減衰力が発生するモデルである。



補足図 1-4 流体減衰モデル

変位と減衰力の関係は補足図 1-4 に示す形状となり、減衰要素がなす仕事（消費エネルギー）はこれに囲まれた面積となる。

前述の線形減衰では、速度の一乗に比例した減衰力が働き、運動方程式は線形常微分方程式となるので、取扱いが容易である。線形減衰以外の非線形な減衰機構の場合にも、速度の一乗に比例した減衰係数で近似できれば便利である。そこで、1 サイクルあたりの消費エネルギーが、線形減衰振動をしている振動系の消費エネルギーと等価になるような線形減衰係数を、等価減衰係数  $C_{eq}$  とする。共振時（定常）の消費エネルギーを等しいと置けば、共振時の振動系の最大応答振幅は一致する。

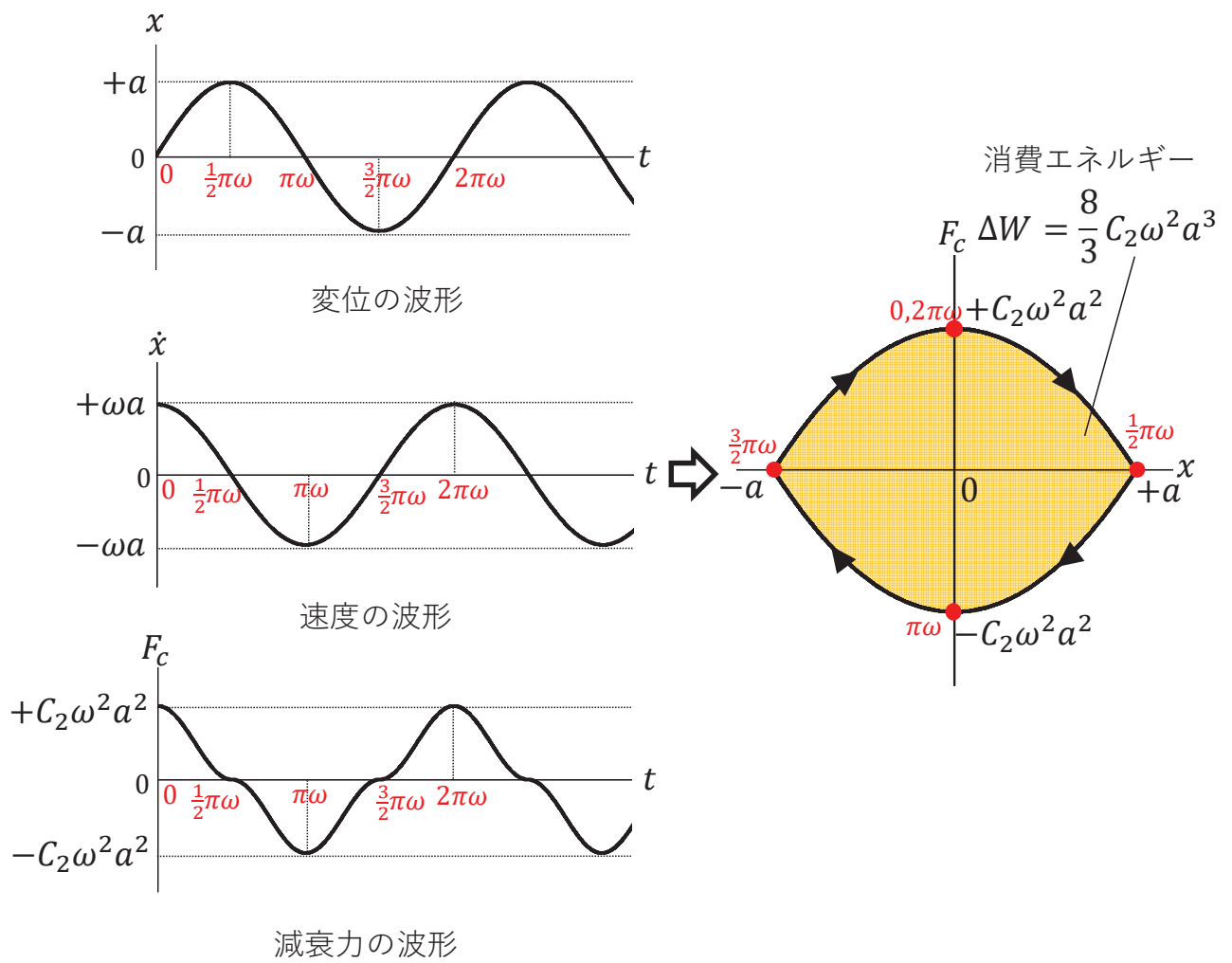
等価減衰係数  $C_{eq}$  は、補足図 1-3 の面積と補足図 1-5 の面積が等しいとして、(7) 式で得られる。

$$C_{eq} = \frac{8C_2 a \omega}{3\pi} \quad (7)$$

また、(6) 式の消費エネルギーに、補足図 1-4 に示す消費エネルギーを当てはめると、等価減衰定数  $\zeta_{eq}$  として、(8) 式が得られる。

$$\zeta_{eq} = \frac{1}{4\pi} \frac{\Delta W}{W} = \frac{1}{4\pi} \cdot \frac{\frac{8}{3} C_2 \omega^2 a^3}{\frac{1}{2} K a^2} = \frac{4C_2}{3\pi M} \cdot a \quad (8)$$

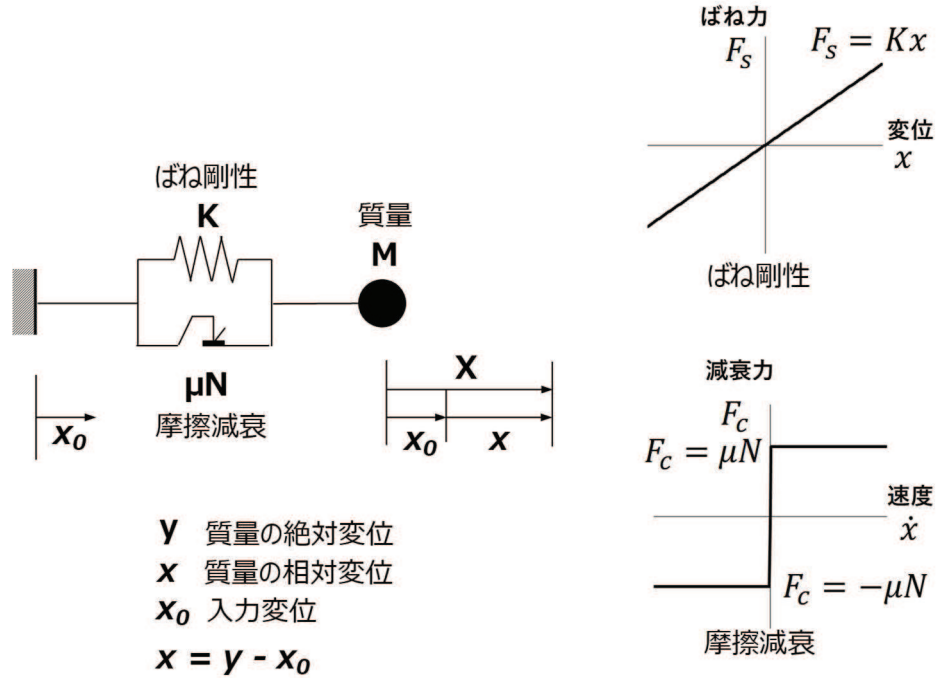
ひずみエネルギーは変位振幅の二乗に比例するのに対し、流体減衰では消費エネルギーは変位振幅の三乗に比例するため、等価減衰定数は振幅に比例する。



補足図 1-5 変位と減衰力の関係 (流体減衰)

### 3. 摩擦減衰

摩擦減衰は、速度に依存しない一定の摩擦力が、相対速度方向と逆に働くモデルである。



補足図 1-6 摩擦減衰モデル

変位と減衰力の関係は図 16 に示す長方形となり、減衰要素がなす仕事（消費エネルギー）は長方形に囲まれた面積となる。

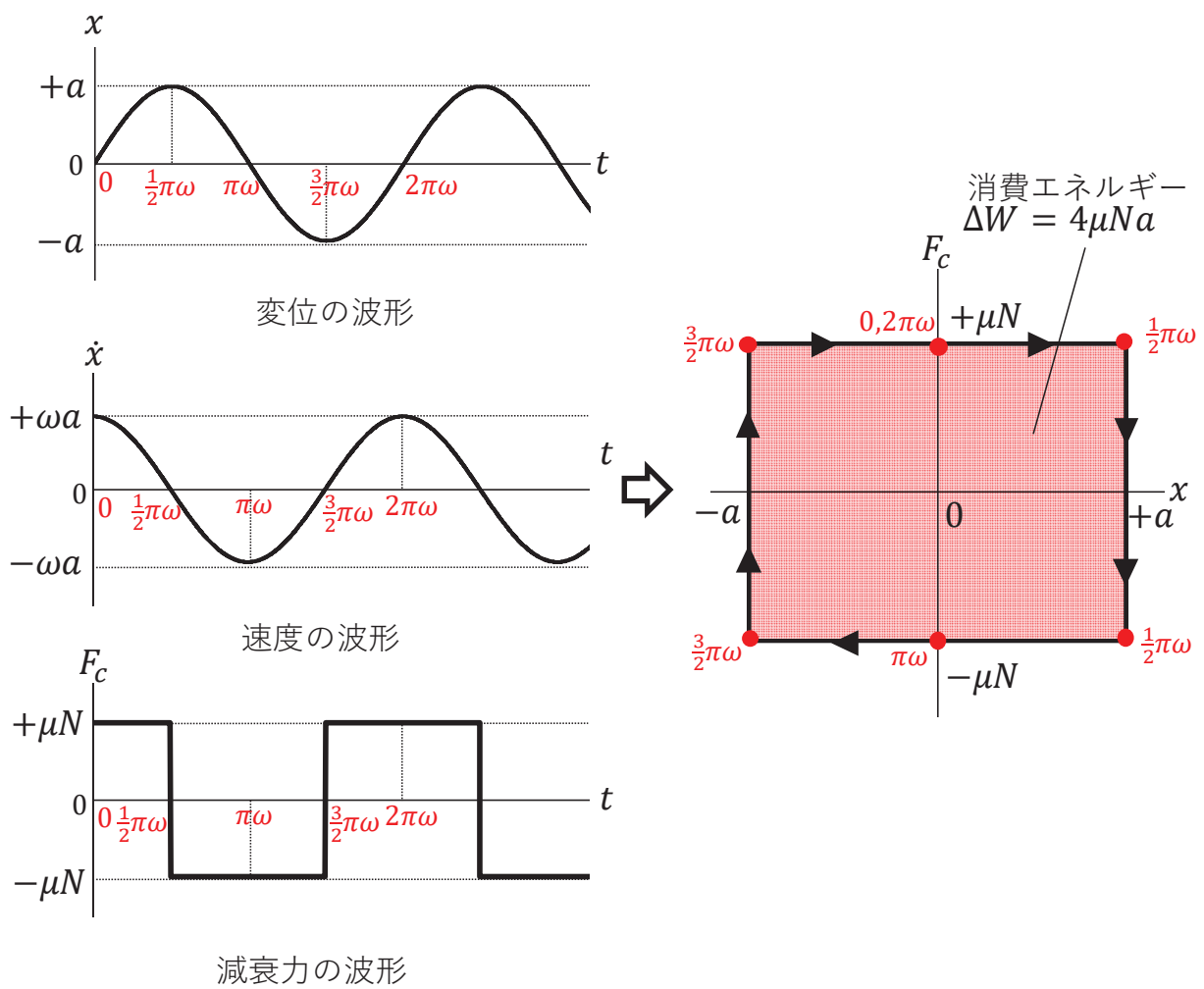
1 サイクルあたりの消費エネルギーが等価となるような線形減衰係数を等価減衰係数  $C_{eq}$  とすれば、補足図 1-3 の面積と補足図 1-7 の面積が等しいとして、(9)式が得られる。

$$C_{eq} = \frac{4\mu N}{\pi a \omega} \quad (9)$$

また、(6)式の消費エネルギーに、補足図 1-7 に示す消費エネルギーを当てはめると、等価減衰定数  $\zeta_{eq}$  として、(10)式が得られる。

$$\zeta_{eq} = \frac{1}{4\pi} \frac{\Delta W}{W} = \frac{1}{4\pi} \cdot \frac{4\mu N a}{\frac{1}{2} K a^2} = \frac{2\mu N}{\pi K} \cdot \frac{1}{a} \quad (10)$$

ひずみエネルギーは変位振幅の二乗に比例するのに対し、摩擦減衰では消費エネルギーは変位振幅の一乗に比例するため、等価減衰定数は振幅に反比例する。

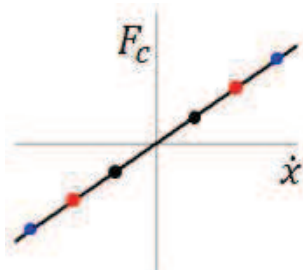
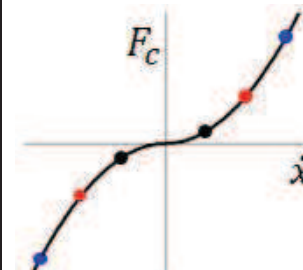
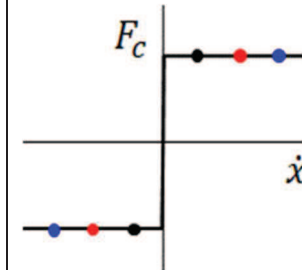
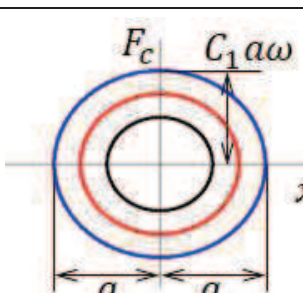
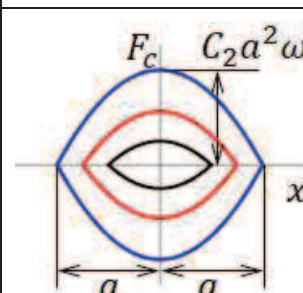
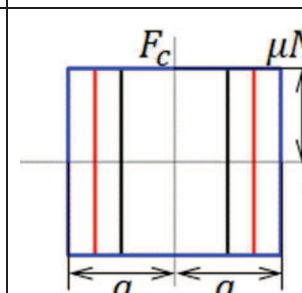
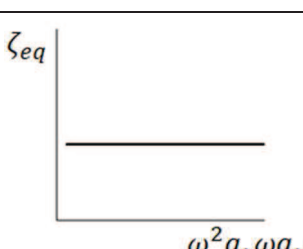
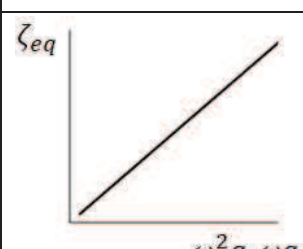
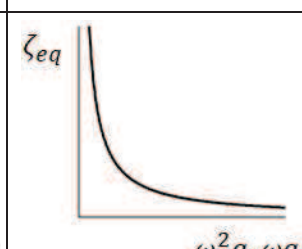


補足図 1-7 変位と減衰力の関係 (摩擦減衰)

4. 各減衰要素の特徴のまとめ

各減衰要素の特徴をまとめて補足表 1-1 に示す。

補足表 1-1 各減衰要素の説明

減衰の形式	構造減衰 (線形減衰)	流体減衰 (速度二乗比例減衰)	摩擦減衰
説明	相対速度に比例した減衰力が発生するモデル	相対速度の二乗に比例した減衰力が発生するモデル	速度に依存しない一定の摩擦力が、相対速度方向と逆に働くモデル
減衰項	$F_c = C_1 \dot{x}$	$F_c = C_2 \dot{x}  \dot{x} $	$F_c = \text{sgn}(\dot{x}) \cdot \mu N$ $\text{sgn}(\dot{x}) = \begin{cases} 1 (\dot{x} > 0) \\ -1 (\dot{x} < 0) \end{cases}$
減衰力と速度の関係			
減衰力と変位の関係			
等価減衰係数 [1]	$C_{eq} = C_1$	$C_{eq} = \frac{8C_2 a \omega}{3\pi}$	$C_{eq} = \frac{4\mu N}{\pi a \omega}$
等価減衰定数	$\zeta_{eq} = \frac{C_1}{2\sqrt{MK}}$	$\zeta_{eq} = \frac{4C_2}{3\pi M} a$	$\zeta_{eq} = \frac{2\mu N}{\pi K a}$
加速度、速度、変位と減衰定数の関係 (※)			

(※)横軸は、加速度、速度、変位のいずれでも減衰定数との関係は変わらず、構造減衰は振幅に依存せず一定、流体減衰は振幅に比例、摩擦減衰は振幅に反比例となる。

変位:  $x = a \sin \omega t$ , 速度:  $\dot{x} = \omega a \cdot \cos \omega t$ , 加速度:  $\ddot{x} = -\omega^2 a \cdot \sin \omega t$



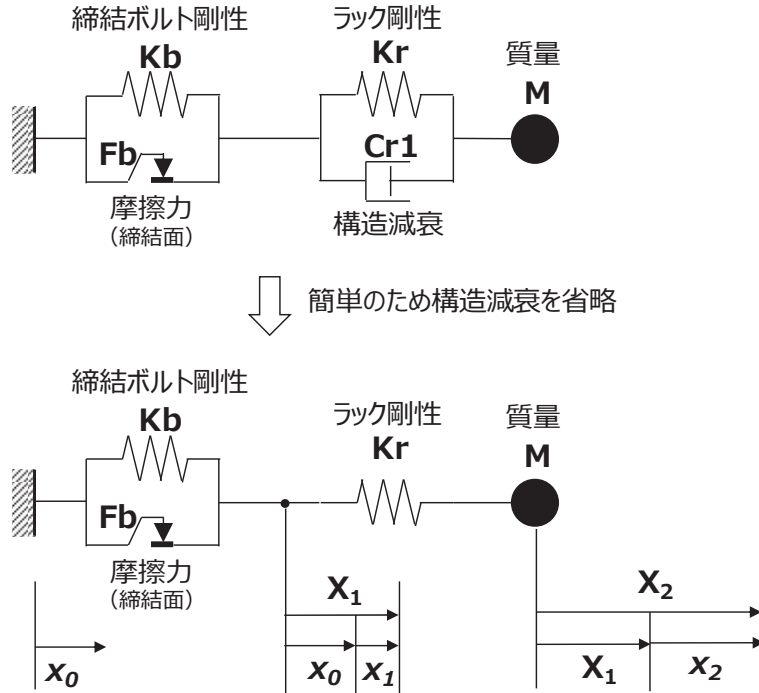
参考文献[1]：背戸一登・丸山晃市，「振動工学 解析から設計まで」pp. 68～69，森北出版，  
2002

補足表 1-1 に使用した記号は下記のとおりである。

$M$	：質量
$K$	：バネ定数
$C_1, C_2$	：減衰係数
$a$	：変位振幅
$\omega = \sqrt{K/M}$	：角固有振動数
$\mu$	：摩擦係数
$N$	：垂直抗力
$F_c$	：減衰力
$\ddot{x}$	：加速度
$\dot{x}$	：速度
$x$	：変位
$C_{eq}$	：等価減衰係数
$\zeta_{eq}$	：等価減衰定数

5. 燃料ラックの摩擦減衰に着目した振幅依存性に関する定性的説明

ここでは、別紙 8 図 4 の 1 自由度系モデルから簡単のため構造減衰を省略し、補足図 1-8 に示すモデルを使って、振動エネルギーと消費エネルギーの比に着目し、減衰定数の振幅依存性について説明する。



補足図 1-8 1 自由度系モデル (構造減衰を省略)

振動エネルギーは、締結ボルト剛性のばねによるエネルギーと、ラック剛性のばねによるエネルギーの合算となる。締結ボルトのばね  $K_b$  は、摩擦力を越えると働くので、振動エネルギーは補足図 1-9(a) のようにラック応答変位が 0 の近傍ではエネルギーは 0 であり、振動し始めた後より振幅の大きい領域の振動エネルギーは、 $W_b = 1/2 \cdot K_b x_1^2$  で表される。一方、ラック剛性のばね  $K_r$  はラック応答変位が 0 を超えると働くので補足図 1-9(b) となり、振動エネルギーは  $W_r = 1/2 \cdot K_r x_2^2$  で表される。この系全体の振動エネルギーは、 $W = W_b + W_r$  となり、補足図 1-9(c) となる。

消費エネルギーは、摩擦力を越えると働くので、補足図 1-9(d) のようにラック応答変位が 0 の近傍ではエネルギーは 0 であり、振動し始めた後より振幅の大きい領域の消費エネルギーは、 $\Delta W_b = 4F_b x_1$  で表される。

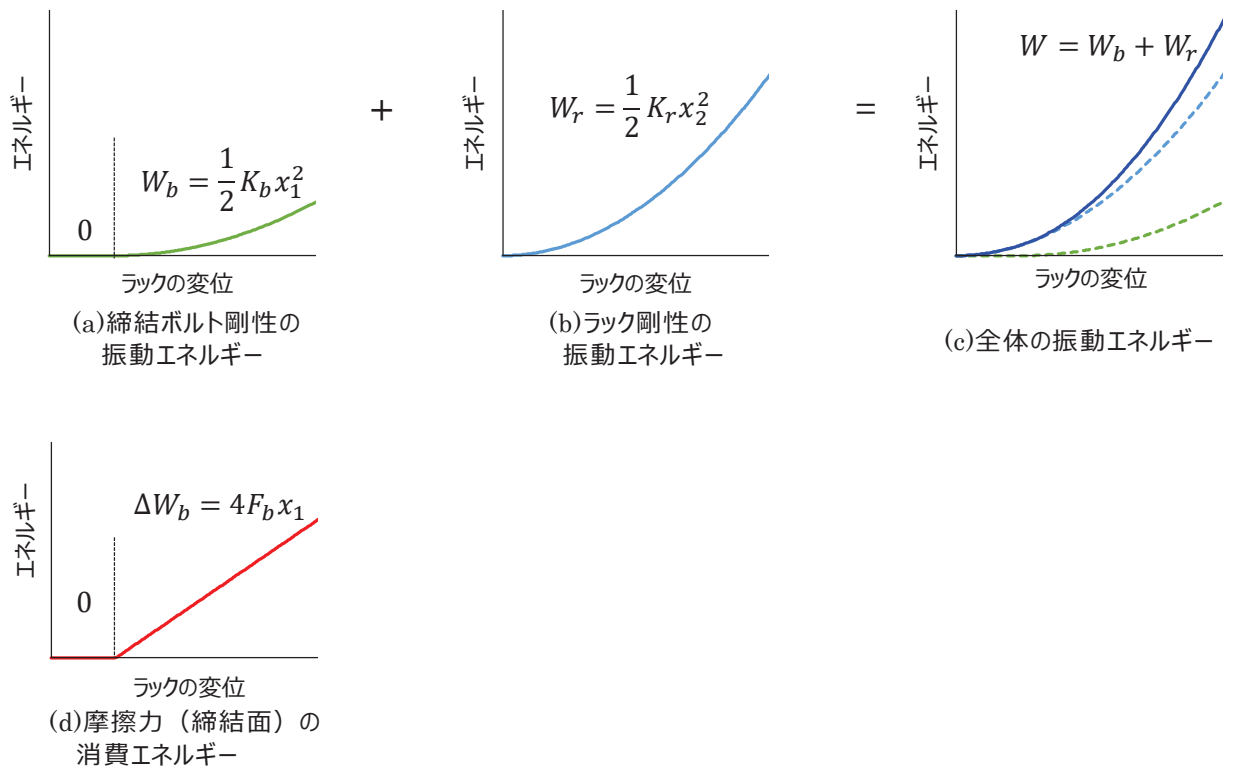
等価減衰定数は、(11) 式で表される。

$$\zeta_{eq} = \frac{1}{4\pi} \frac{\Delta W}{W} = \frac{1}{4\pi} \cdot \frac{\Delta W}{W_b + W_r} \quad (11)$$

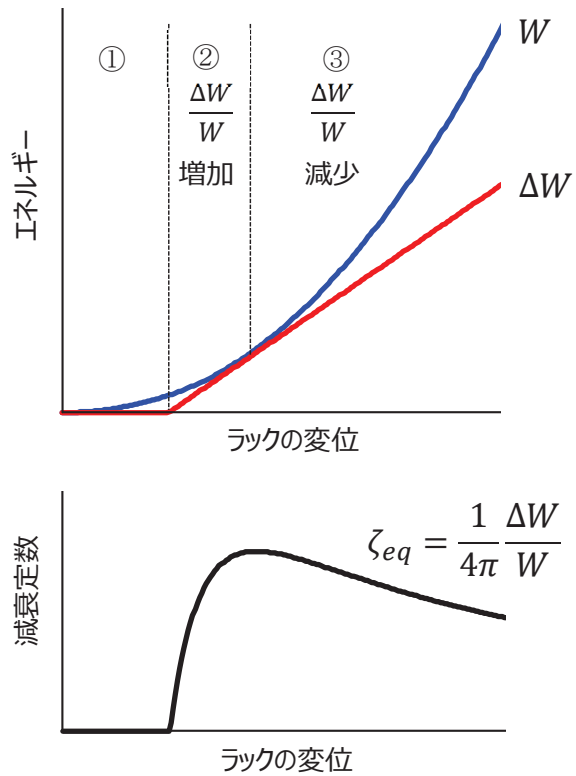
補足図 1-10 に変位と振動エネルギーと消費エネルギーの比率の関係及び (11) 式で簡易に求めた等価減衰定数を示す。

- ① 摩擦力を超えず滑らない低振幅域では、締結ボルト剛性の振動エネルギーは 0 であり、ラック剛性の振動エネルギーのみが発生する。一方、滑らない範囲では、摩擦減衰による消費エネルギーは 0 であるため、減衰定数は 0 である。
- ② 摩擦力を超えて滑りはじめると、系全体の振動エネルギーは、締結ボルト剛性の振動エネルギーとラック剛性の振動エネルギーの和となる。一方、滑りはじめると、摩擦減衰による消費エネルギーが発生し、減衰定数は 0 から増加する。
- ③ ラックの応答振幅がさらに大きくなると、振動エネルギーは変位振幅の二乗に比例して大きくなるのに対し、摩擦減衰による消費エネルギーは変位振幅の一乗に比例して大きくなるため、振動エネルギーと消費エネルギーが等しくなった後は、減衰定数は低下する。

以上から、減衰定数の最大値とその時の振幅は、締結ボルト剛性 $K_b$ 、ラック剛性 $K_r$ 、摩擦力 $F_b$ によって変化することがわかる。



補足図 1-9 振動エネルギーと消費エネルギー



補足図 1-10 エネルギー消費率と等価減衰定数

## 多自由度系解析モデル諸元の設定 根拠と減衰特性への影響

## 1. 多自由度系解析モデル諸元

多自由度系解析モデル諸元の各入力値を以下のとおり示す。なお、試験結果から得られた減衰特性を再現するように調整する入力値は、以下の5つである。

- ・ ボルト締結面摩擦力  $F_{b_{max}}$  【12】
- ・ 摩擦力の振幅依存性を定義する最大変位  $\delta f$  【14】
- ・ 締結ボルト剛性  $K_{b_{max}}$  【6】
- ・ 締結ボルトばね剛性の振幅依存性を定義する最大変位  $\delta k$  【15】
- ・ 燃料ラックの応答に直接寄与する燃料ラックの代表剛性  $EI_r$  【7】

## 2. 多自由度系解析モデル諸元の設定根拠

【1】燃料ラック質量  $M_r$ 

燃料ラック質量  $M_r$  は、供試体燃料ラックの構造体質量  $M_{r1}$ 、水槽-燃料ラック間の流体付加質量  $M_{r2}$ 、燃料ラック-燃料間の流体付加質量  $M_{r3}$  を合計した質量で、燃料ラックの高さ方向に9点設けた各質点に均等に分割した。

$$M_r = M_{r1} + M_{r2} + M_{r3} \quad (1)$$

水槽-燃料ラック間の流体付加質量  $M_{r2}$  については、補足図 2-1 に示す試験用水槽と供試体燃料ラックの断面形状を用いて、二重円筒\*1 と、二重角筒\*2 の連成質量の理論式(2)から算出し、さらに、水槽上方は流路が広がっているため、(3)式で表される漏れ補正係数  $\alpha$  を考慮した\*3。  $\rho$  は水の密度、  $L$  は燃料ラックの高さ、  $a_1$  は燃料ラックの短辺の幅、  $a_2$  は燃料ラックの長辺の幅、  $b_1$  は水槽と燃料ラックの長辺方向の隙間、  $b_2$  は水槽と燃料ラックの短辺方向の隙間である。

$$M_{r2} = \alpha M_{h1} \quad (2)$$

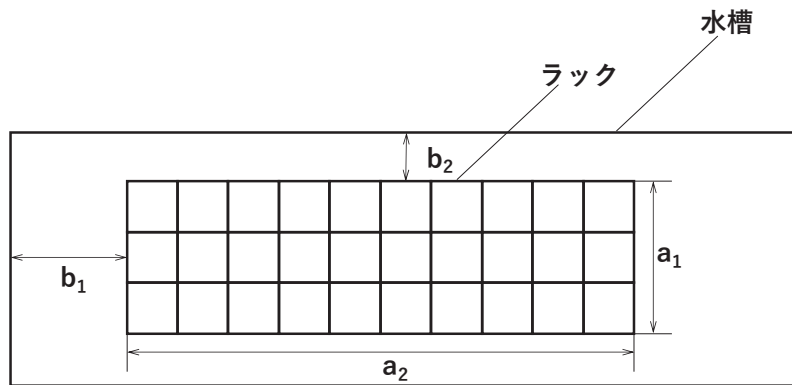
ここで、無限長の二重角筒の流体付加質量  $M_{h1}$  を(3)式に示す

$$M_{h1} = \rho L a_1^2 \left( \frac{a_1}{6b_1} + \frac{a_2}{2b_2} \right) \quad (3)$$

$$\alpha = 1 - \left( \frac{d_{eq}}{L} \right) \tanh \left( \frac{L}{d_{eq}} \right) \quad (4)$$

ここで、  $d_{eq}$  は、燃料ラックと水槽の断面積の平均に等価な円の直径であり、

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{2(a_1 a_2 + (a_1 + 2b_2)(a_2 + 2b_1))}{\pi}} \quad (5)$$



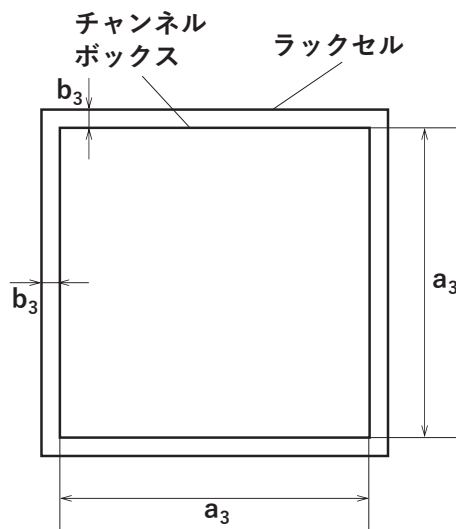
補足図 2-1 水槽と燃料ラックの断面形状

燃料ラック-燃料間の流体付加質量  $M_{r3}$  については、補足図 2-2 に示す試験用水槽と供試体燃料ラックの断面形状を用いて、二重円筒\*1 と、二重角筒\*2 の連成質量の理論式(6)から算出した。ここで、 $N$  は模擬燃料数 (30 体) であり、 $M_{h2}$  は、燃料 1 体あたりの燃料ラック-燃料間の流体付加質量である。なお、燃料ラックと燃料の隙間は狭いため、上端部の漏れ補正係数は無しとした。

$$M_{r3} = N \cdot M_{h2} \quad (6)$$

ここで、

$$M_{h2} = \rho L \cdot \frac{2a_3^3}{3b_3} \quad (7)$$



補足図 2-2 燃料ラックセルとチャンネルボックスの断面形状

【2】 燃料質量  $M_f$

燃料質量  $M_f$  は、模擬燃料の構造質量  $M_{f1}$  と、燃料ラック-燃料間の流体付加質量  $M_{f2}$  を  $N$  体 (30 体) 分合計した質量で、燃料の高さ方向に 9 点設けた各質点に均等に分割した。

$$M_f = N(M_{f1} + M_{f2}) \quad (8)$$

燃料ラック-燃料間の流体付加質量  $M_{f2}$  は (6) 式と同じである。

$$M_{f2} = M_{h2} \quad (9)$$

【3】 水槽質量  $M_t$

水槽質量  $M_t$  は、水槽の構造質量  $M_{t1}$  と、水槽-燃料ラック間の流体付加質量  $M_{t2}$  を合計した質量で、水槽の高さ方向に 9 点設けた各質点に均等に分割した。

$$M_t = M_{t1} + M_{t2} \quad (10)$$

水槽-燃料ラック間の流体付加質量  $M_{t2}$  は (2) 式と同じである。

$$M_{t2} = \alpha M_{h1} \quad (11)$$

【4】 燃料ラック-燃料間連成質量  $M_{r-f}$

燃料ラック-燃料間連成質量は、燃料ラック-燃料間の流体付加質量  $M_{h2}$  と燃料の外形形状が排除する質量  $M_{fd}$  を  $N$  体分合計した質量にマイナスを乗じた値で、質量マトリクスのうち燃料ラック-燃料間の非対角項に均等に分割した。

$$M_{r-f} = -N(M_{h2} + M_{fd}) \quad (12)$$

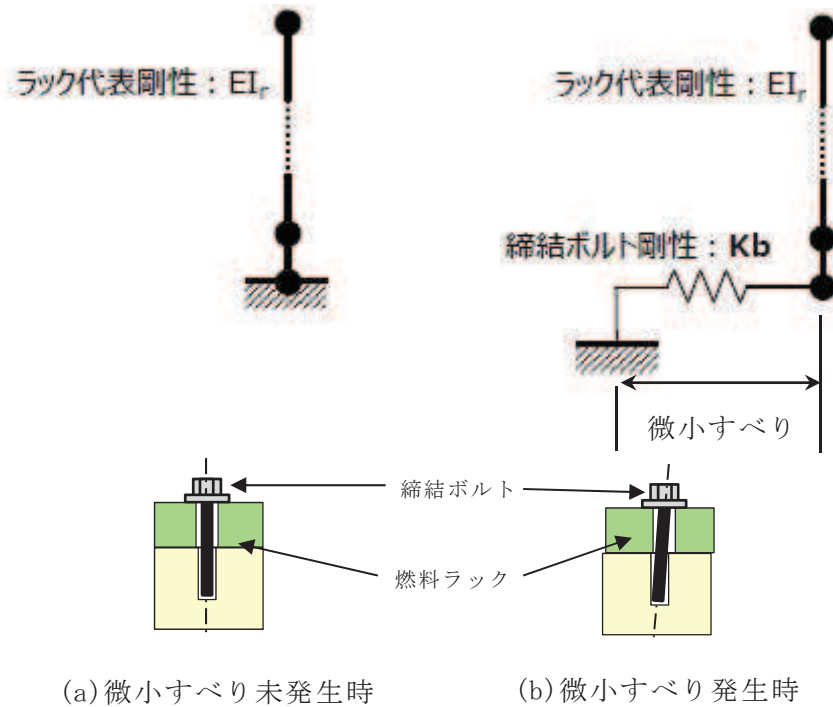
【5】 水槽-燃料ラック間連成質量  $M_{t-r}$

水槽-燃料ラック間連成質量は、水槽-燃料ラック間の流体付加質量  $\alpha M_{h1}$  と燃料ラックの外形形状が排除する質量  $M_{rd}$  を合計した質量にマイナスを乗じた値で、質量マトリクスのうち、水槽-燃料ラック間の非対角項に均等に分割した。

$$M_{t-r} = -(\alpha M_{h1} + M_{rd}) \quad (13)$$

【6】締結ボルト剛性  $K_{b_{max}}$

締結ボルトの剛性は、燃料ラック下端の締結面にすべりが生じた際に、水平方向の締結ボルトの剛性と燃料ラックの剛性を合計した剛性（直列ばね）が作用するようにモデル化した。この関係から、微小すべりが発生し、締結ボルトの剛性と燃料ラックの剛性が直列ばねとして働いている際の固有振動数を、試験結果を考慮して  Hz に設定し、それを解析で再現するように締結ボルト剛性  $K_b$  を設定した。



補足図 2-3 締結ボルト及び燃料ラック剛性のモデル化

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



【7】燃料ラックの代表剛性（胴部中央の曲げ剛性）  $EI_r$

角管型燃料ラックは複数の角管を異なる位置で溶接，一体化した複雑な構造であるため，幾何学的な形状から単純に本解析のような 1 本のはりモデルにモデル化することは難しい。ここでは，燃料ラック胴部の断面形状から求めた断面二次モーメント  $I_r$  に，燃料ラックの構成材料の縦弾性係数  $E_r$  に修正係数  $K_{er}$  を掛けることで等価剛性を算出することとし，試験結果から得られた燃料ラック 1 次モードの共振振動数を考慮して修正係数  $K_{er}$  を調整し，燃料ラックの曲げ剛性  $EI_r$  を設定した。（燃料ラックの固有振動数： Hz）

【8】燃料の代表剛性（曲げ剛性）  $EI_f$

燃料の代表剛性は，チャンネルボックスの断面形状より設定した。

【9】水槽の代表剛性（曲げ剛性）  $EI_t$

水槽は多数多形状の補強材を複雑に配置した溶接構造であるため，幾何学的な形状から単純に本解析のような 1 本のはりモデルにモデル化することは難しい。ここでは，水槽の基本的な断面形状から求めた断面二次モーメント  $I_t$  に，水槽の構成材料の縦弾性係数  $E_t$  に修正係数  $K_{et}$  を掛けることで等価剛性を算出し，試験結果から得られた水槽 1 次モードの共振振動数を考慮して修正係数  $K_{et}$  を調整し，水槽の曲げ剛性  $EI_t$  を設定した。（水槽の固有振動数： Hz）

【10】燃料ラック-燃料間の回転ばね  $K_\theta$

燃料下端は回転方向に固定されておらず，下部タイプレートが燃料ラック燃料支持板に差し込まれているため，燃料下端と燃料ラック結合部はピン結合として回転自由の境界条件としている。この条件では燃料は下端を支点として回転（転倒）する剛体モードを有することとなり固有値を持たなくなってしまうため，燃料の高次モードに影響のない範囲で，燃料の転倒方向の剛体モードに対し十分柔な下端回転剛性（回転ばね）を設定した。

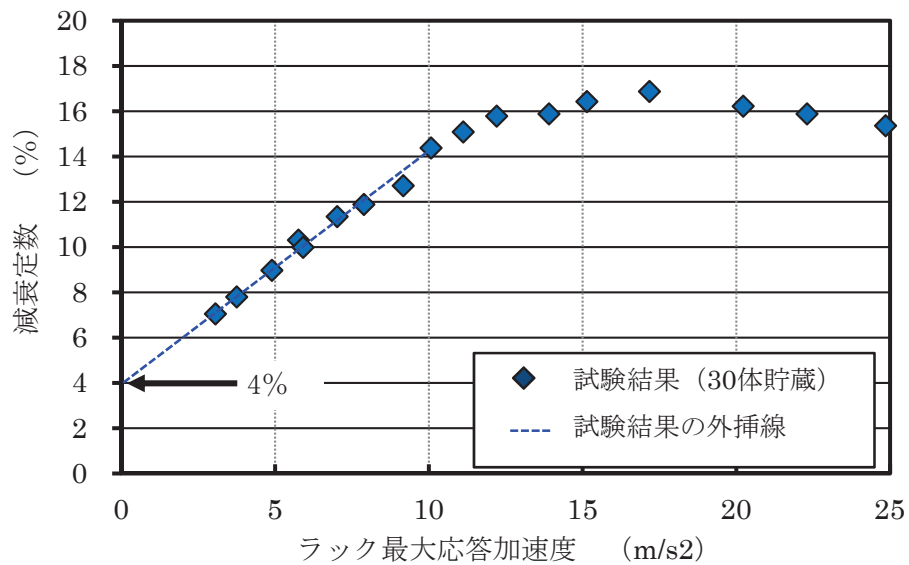
燃料集合体の 2 次，3 次モード及び燃料ラックの 1 次モードについて，燃料ラック-燃料間の回転ばね  $K_\theta$  の値を  に変化させた場合においても固有振動数に影響がないことを確認している。

【11】燃料ラックの構造減衰（1 次モード減衰定数）  $C_r$

構造減衰は表 1 の整理のとおり，応答依存性が無い減衰のため，補足図 2-4 に示す加振試験で摩擦減衰，流体減衰が発生していない状態である燃料 30 体貯蔵の相対応答加速度  $0\text{m/s}^2$  時の減衰定数を外挿して得られる 4% として設定した。

解析では，燃料ラックの 1 次固有振動モードの減衰定数が 4% となるよう，はりモデルの質点間に働く線形減衰として，速度比例型の減衰係数を設定した。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



補足図 2-4 加振試験結果から推測する 30 体貯蔵の構造減衰

【12】 ボルト締結面摩擦力  $F_{b_{max}}$

燃料ラック下面のボルト締結面に、供試体の水中重量  $W$  とボルト締付力  $P_b$  が押付力  $P$  として加わることにより、ボルト締結面の摩擦力  $F_{b_{max}}$  は摩擦係数  $\mu$  から以下より求まる。

$$F_{b_{max}} = \mu P = \mu (W + P_b)$$

ボルト締付力  $P_b$  は、締付トルク  $T$ 、トルク係数  $K$ 、ねじの呼び径  $D$ 、ボルト本数  $N_b$  から以下より求まる。

$$P_b = N_b T / K D$$

解析では、締付トルク  $T$  は供試体のトルク管理値 ，トルク係数  $K$  は潤滑なしの一般値 ，摩擦係数  $\mu$  は水膜による潤滑効果を考慮し一般値より低い値  を設定し、上記の摩擦係数  $\mu$  及び押付け力  $P$  に対して、試験結果から得られた減衰特性を再現するように修正係数  $K_c$  を調整し、以下の式でボルト締結面摩擦力  $F_{b_{max}}$  を設定した。

$$F_{b_{max}} = K_c \mu P$$

【13】 燃料ラックー燃料間流体減衰 (二乗比例減衰係数)  $CD_{r-f}$

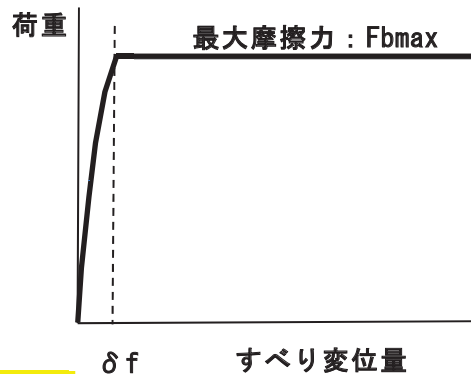
補足図 1 に示す燃料ラックセルとチャンネルボックスに働く流体減衰として、模擬燃料  $N$  本分の減衰係数を (14)\*6 式で求め、燃料ラックー燃料間の質点間に速度二乗比例型の減衰係数として設定した。抗力係数  $C_D$  は正方形断面柱\*4 から  を適用した。

$$F_c = \frac{1}{2} \rho C_D a_3 L N \alpha^2 \dot{x} |\dot{x}| = CD_{r-f} \cdot \dot{x} |\dot{x}| \tag{14}$$

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

【14】 摩擦力の振幅依存性を定義する最大変位  $\delta f$

燃料ラック下端のボルト締結面に発生する摩擦力は、 $\delta f$  を境に高振幅側では最大摩擦力  $F_{bmax}$  で一定となり、低振幅側では変位に従って最大減衰力に向かい増加する設定とした。これはボルト締結面に作用する力が最大摩擦力  $F_{bmax}$  に到達する以前から先行的に微小すべり（予すべり）が発生することモデル化したものである。最大摩擦力  $F_{bmax}$  に到達する変位を最大変位  $\delta f$  とし、試験結果から得られた減衰特性を再現するように設定した。



補足図 2-5 すべり変位と摩擦力の関係

【15】 締結ボルトばね剛性の振幅依存性を定義する最大変位  $\delta k$

JIS B 0209-2 から締結ボルト (M45) のおねじとめねじの外径公差に従い、両隙間は平均  $0.338\text{mm}$  ( $= (42.392 + 42.077) / 2 - (42.014 + 41.778) / 2$ )\*7 となることから、ねじはめあい部 (55mm) の下端とはめあい部上端部 (締結面) でボルトが上記隙間によって傾き、さらにねじ締結部のグリップ長さ (61.5mm) からこの傾きによるボルト下面の変位量を求め、これを締結ボルトばねの最大変位  $\delta k$  として  と設定した。

注記\*1：佐々木ら，原子炉炉心の耐震解析，東芝レビュー（36巻7号），1981

\*2：Yu Liuら，The Sliding and Overturning Analysis of Spent Fuel Storage Rack Based on Dynamic Analysis Model, Hindawi Publishing Corporation Science and Technology of Nuclear Installations Volume 2016, Article ID 8368504, <http://dx.doi.org/10.1155/2016/8368504>

\*3：T.M.Mulcaphy, Fluid Forces on Rods Vibrating in Finite Length Annular Regions, ASME Journal of Applied Mechanics Volume 47, Issue 2, 1980

\*4：機械工学便覧 基礎編  $\alpha$  4 流体力学 p.82 図8・49, 日本機械学会, 丸善

\*5：「接合面を有する系の減衰振動の解析」, 新野ら, 日本機械学会論文集 (C編) 49巻448号 (1983)

\*6：藤本他, 「流体中で振動する角柱群の減衰特性」, 日本機械学会論文集 (C編) 51巻471号

\*7：一般用メートルネジ -公差- 第2部：一般用おねじ及びめねじの許容限界寸法-中 (はめあい区分), JIS B 0209-2:2001, 日本産業規格

### 3. 多自由度系解析モデル諸元の減衰特性への影響

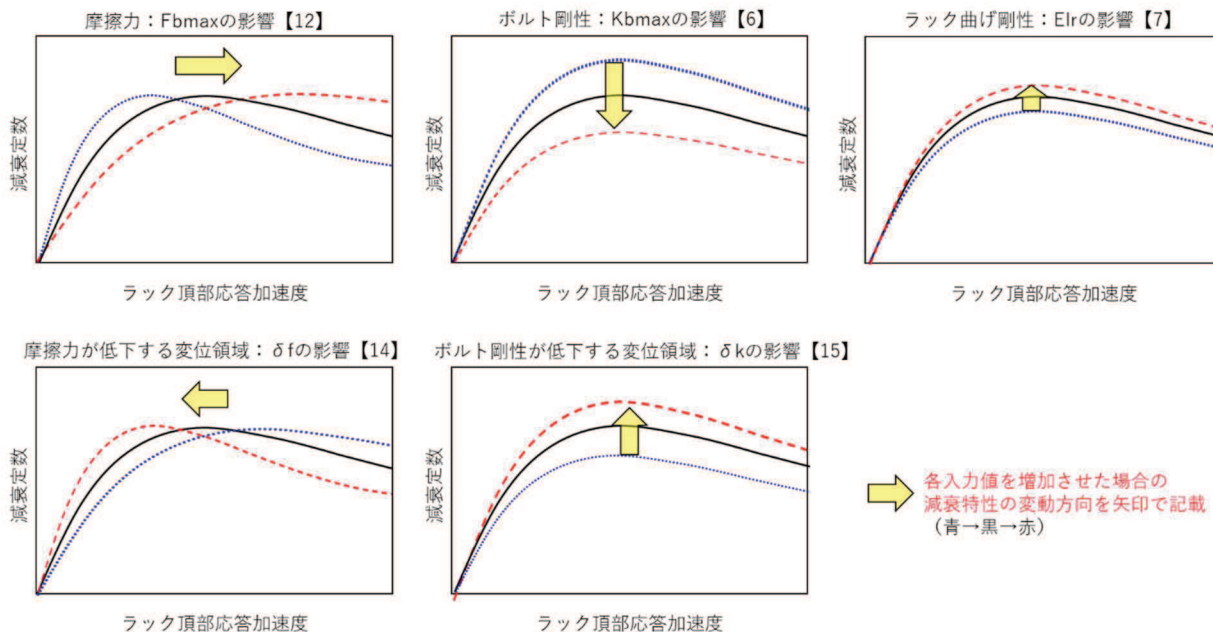
諸元のうち入力値を調整することで試験結果を再現する，ボルト締結面摩擦力  $Fb_{max}$ ，摩擦力の振幅依存性を定義する最大変位  $\delta f$ ，締結ボルト剛性  $Kb_{max}$ ，締結ボルトばね剛性の振幅依存性を定義する最大変位  $\delta k$  及び燃料ラックの応答に直接寄与する燃料ラックの代表剛性  $EI_r$  が，減衰定数とラック頂部の応答加速度（相対加速度）の関係に与える影響を，各入力値を変動させることにより確認する（確認結果については追而）。

なお，諸元のうち入力値を変動させたことによる，減衰定数とラック頂部の応答加速度（相対加速度）の関係への影響イメージを補足図 2-6 に示す（確認結果については追而）。

（参考：影響確認の考え方）

各入力値は下記の観点に基づき，それぞれ取りうる範囲内で変動させることとする。

- ・  $Fb_{max}$  【12】：ボルト締結部の最大摩擦力。締め付けトルクの変動範囲で調整。
- ・  $\delta f$  【14】：微小すべり発生時点。摩擦力に寄与。試験結果を考慮して調整。
- ・  $Kb_{max}$  【6】：すべり発生時のボルト剛性。試験結果の共振曲線を考慮して調整。
- ・  $\delta k$  【15】：すべり発生前のボルト剛性。はめあい部のクリアランス範囲で調整。
- ・  $EI_r$  【7】：加振無し時の燃料ラック剛性。試験結果の共振曲線を考慮して調整。



補足図 2-6 各入力値の変動による減衰特性への影響イメージ

## 既往知見における地震応答と減衰の関係

## 1. 既往の設備における地震応答と減衰の関係

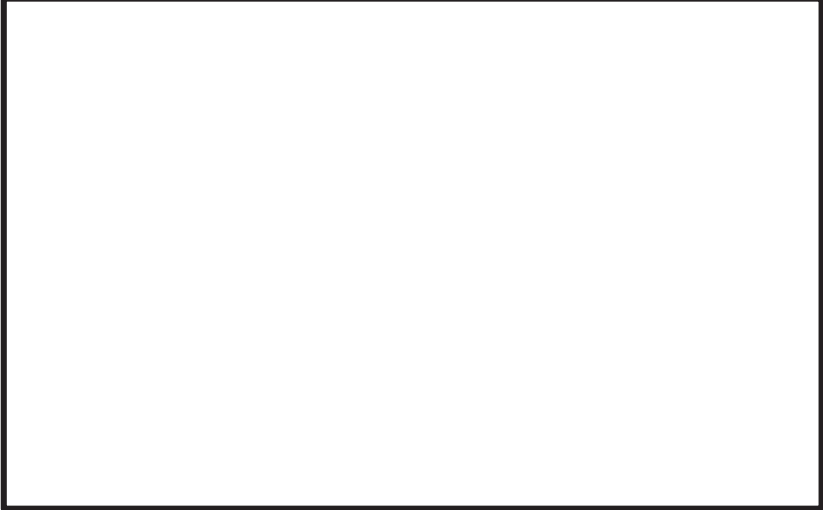
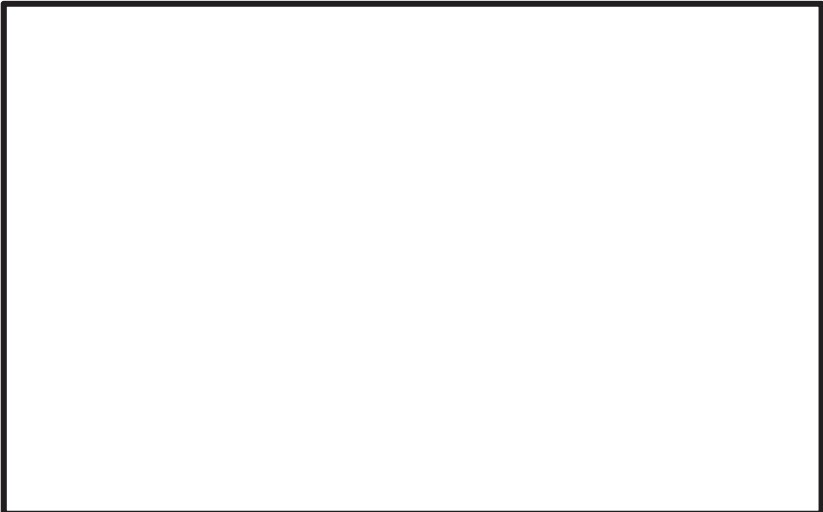
既往の発電用原子炉施設の設備に対する地震応答と減衰の関係としては、プレート式熱交換器，BWR 原子炉圧力容器，クレーン類等に関する知見（[1]～[3]）が挙げられる。

これら知見によると，加振試験結果による減衰定数（減衰比）は，各設備の応答が大きくなっても，減衰定数が急激に低下するような傾向はみられず，概ね減衰定数が漸増する傾向を示している。

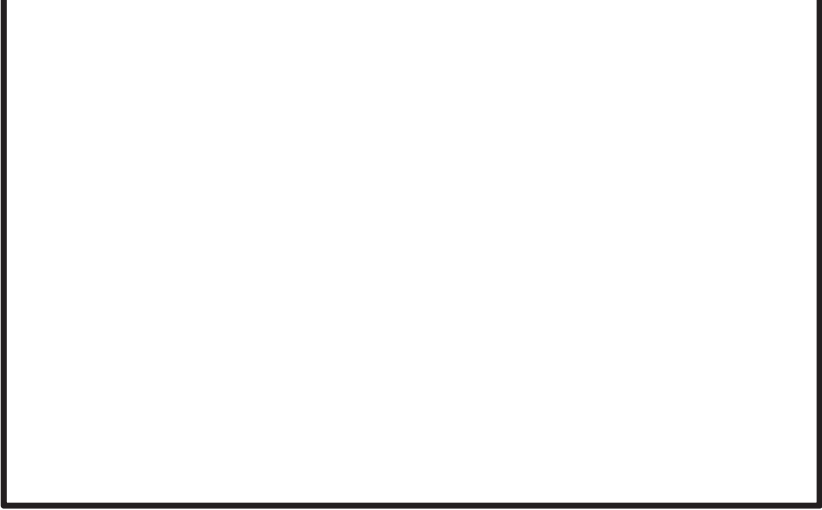
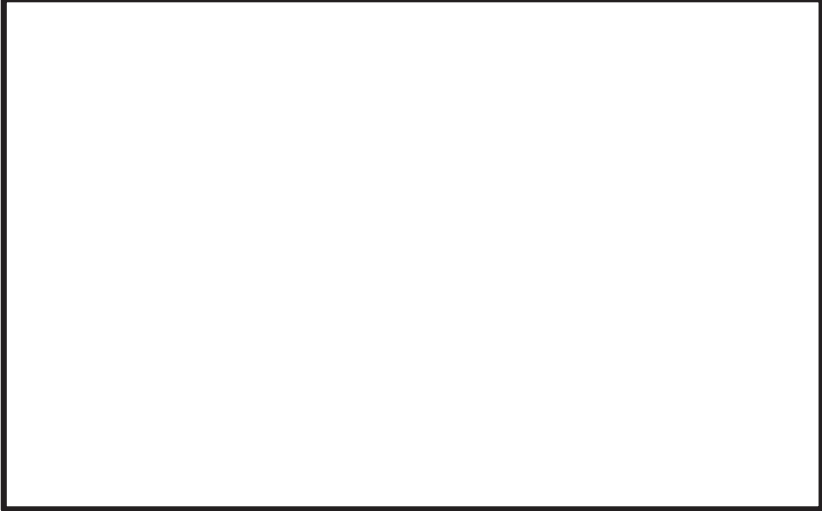
参考文献[1]：BWR プラントへのプレート式熱交換器適用化に関する研究，火力原子力発電 2004 年 9 月

参考文献[2]：原子力発電施設耐震信頼性実証試験の概要，JNES-SS-0617，原子力安全基盤機構

参考文献[3]：原子力発電所耐震設計技術規程 J E A C 4 6 0 1 -2015，日本電気協会

設備	減衰要因	減衰と応答の関係
プレート式熱交換機 [1]	微小すべりによる摩擦減衰	<p data-bbox="531 293 1477 477">下図のように応答の増加に伴い減衰は増加傾向を示している。これは応答が大きくなることで積層プレート部や締付ボルトとのフレーム間の摺動する範囲（摩擦力が作用する範囲）拡大）や摩擦面のすべり量が増加することなどで減衰が大きくなると考えられる。</p> 
BWR 原子炉圧力容器 [2]	微小すべりによる摩擦減衰	<p data-bbox="531 1064 1477 1247">下図のように応答の増加に伴い減衰は増加傾向を示している。これは応答が大きくなることでスタビライザー部の摺動する範囲（摩擦力が作用する範囲）拡大）や摩擦面のすべり量が増加することなどで減衰が大きくなると考えられる。</p> 

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

設備	減衰要因	減衰と応答の関係
クレーン類[3]	構造体の構造減衰，車輪／レール部の摩擦，ガタ等	<p data-bbox="531 293 1481 479">下図のように応答の増加に伴い減衰は増加傾向を示している。これは応答が大きくなることで構造体や車輪／レール部等の摺動する範囲（摩擦力が作用する範囲）拡大）や摩擦面のすべり量が増加することなどで減衰が大きくなると考えられる。</p> 
Uボルト支持配管系[3]	配管支持部における摩擦及び衝突による減衰等	<p data-bbox="531 1032 1481 1323">下図のように応答変位の増加に伴い減衰は低下及び一定値に漸近するような傾向を示している。これはUボルト支持配管の減衰要因は，摩擦及び衝突が主体であると考えられており，配管変位は3mm以上と大きな変位となっていることから，配管と支持部ですべりが発生し，摩擦減衰の特徴である変位に反比例で減衰低下して一定値に漸近するような傾向が表れていると考えられる。</p> 

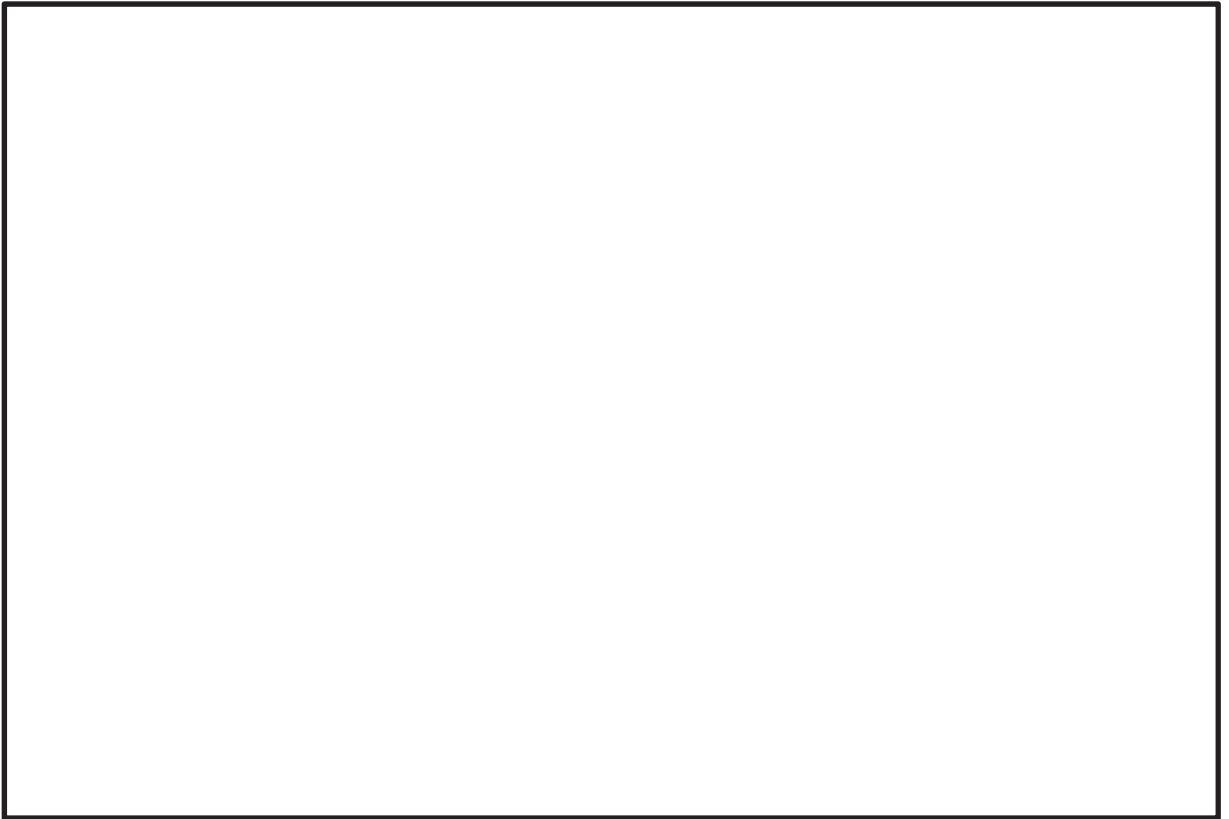
枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

## 2. 地震動の強さに応じた設計用減衰定数の適用

米国 Regulatory Guide 1.61\*では、米国の発電用原子炉施設の耐震設計に適用する設計用減衰定数を定義している。

その中では、2つの異なる地震、Safe-Shutdown Earthquake (SSE, 安全停止地震) 及び Operating-Basis Earthquake (OBE, 運転基準地震) に対して、それぞれに適用可能な設計用減衰定数が示されており、地震入力の大きい SSE には、OBE より大きい減衰定数を適用するものと定めている。

今回の女川2号機の工認において、使用済燃料貯蔵ラックの設計用減衰定数に対して、弾性設計用地震動  $S_d$  に 7%、基準地震動  $S_s$  には 10%と、地震動の強さに応じた設計用減衰定数を適用することは、問題ないと考えられる。



注記\*：“DAMPING VALUES FOR SEISMIC DESIGN OF NUCLEAR POWER PLANTS”，U. S. NUCLEAR REGULATORY COMMISSION, REGULATORY GUIDE 1.61, Revision 1, March 2007.

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



### NASTRAN 仮想質量法を用いた刺激関数の算出手順

供試体ラックの減衰定数を評価するに当たっては、NASTRAN の仮想質量法により算出した供試体ラックの刺激関数  $\beta \phi$  を使用している。

NASTRAN は、原子力発電所の機器の応力評価に対する有限要素法による応力評価に加え、流体の入ったタンク構造や没水タービン等、接流体表面を持つ構造の振動解析で一般に広く用いられている汎用構造解析コードである。

本解析コードのうち、仮想質量法の解析理論について述べる。振動時にラック表面に作用する圧力は、流体解析によって求められる。ここで使用される代表的な方法は、「速度ポテンシャル法」及び「非圧縮性粘性流体解析 (Navier-Stokes 方程式と連続式)」等による流体解析法がある。NASTRAN 仮想質量法では、前者の速度ポテンシャル法に沿う考え方が採用されている。基礎式は、次のように連続の式及び運動方程式からなる。

$$\nabla \cdot \nabla \Phi = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + (v \cdot \nabla)v = -\frac{1}{\rho} \nabla p + g \quad (2)$$

ここで、 $t$  は時間、 $\Phi$ 、 $v$ 、 $p$ 、 $g$  はそれぞれ流体の速度ポテンシャル、速度ベクトル、圧力、重力加速度ベクトルである。

本解析コードでは、構造体の接水面に設定した節点において、構造体の振動により発生する流体圧力と流速を算定し、接水面における流体圧力と加速度の関係式を構造体の運動方程式に流体項を加えることで、構造体と流体の運動方程式が構築される。これを固有値解析することにより、刺激係数  $\beta$  及び固有ベクトル  $\phi$  が算定される。

なお、NASTRAN 仮想質量法による刺激関数の算定フローを、図 1 に示す。

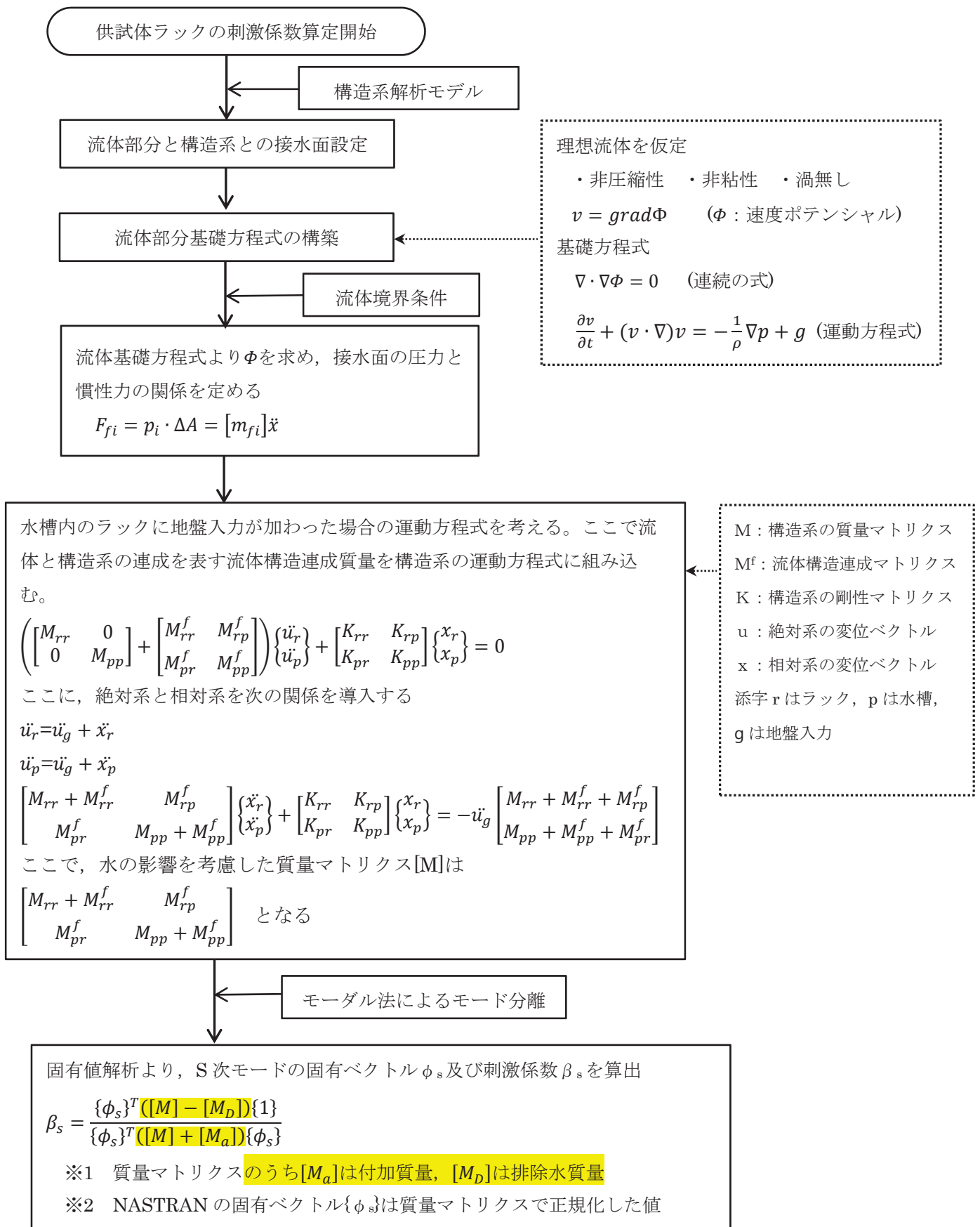


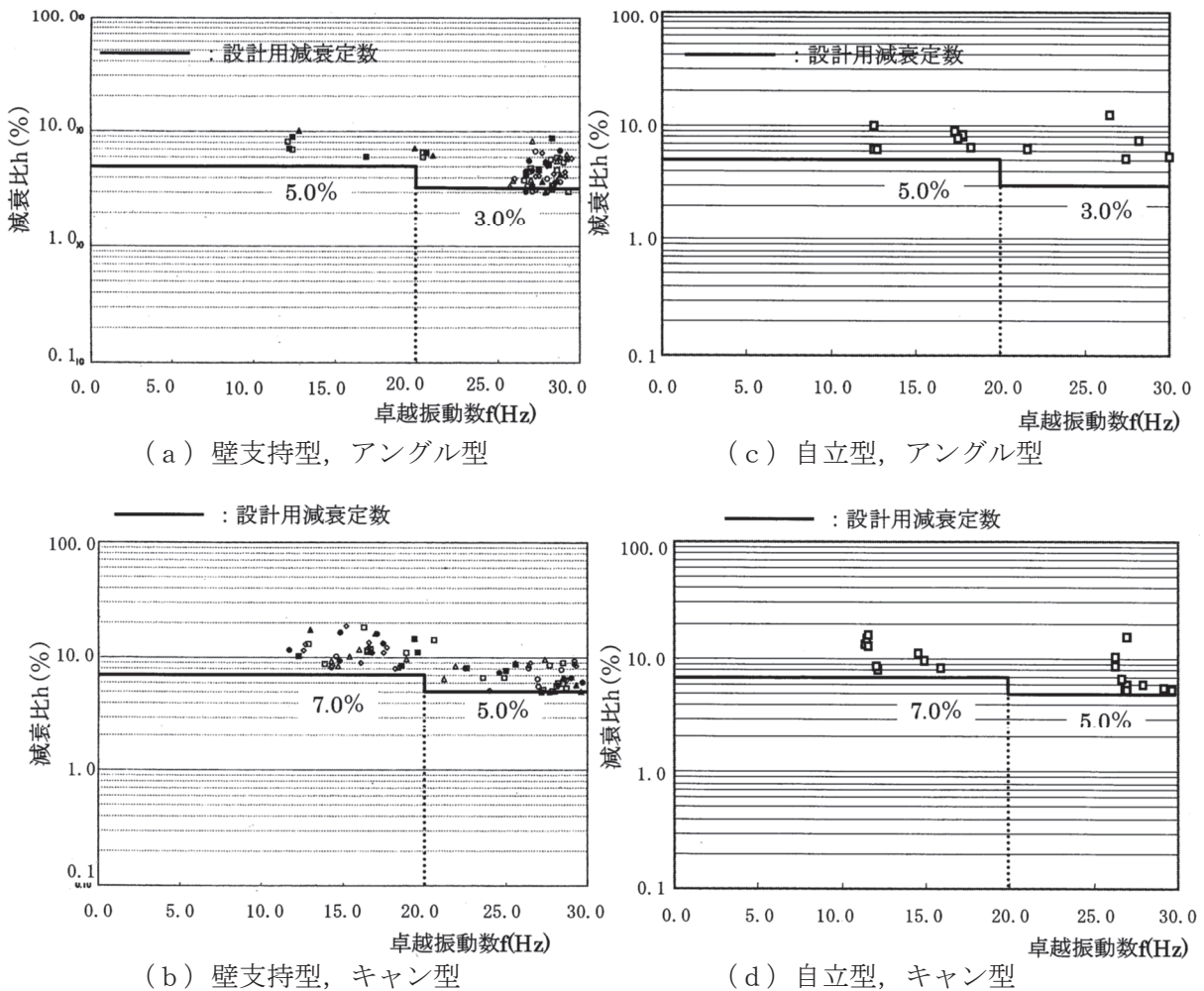
図 1 NASTRAN 仮想質量法による刺激関数の算定フロー

固有振動数による減衰定数への影響

1. 類似構造物の既往知見について

類似構造物（水中に設置された溶接構造物）である加圧水型軽水炉（以下、「PWR」という。）の燃料ラックの既往知見<sup>[1]</sup>によると、女川2号機での加振試験と同様に、設計用減衰定数1.0%より大きな減衰定数が確認されている（図1）。

ただし、応答卓越振動数が高くなるにしたがって、減衰比が低下する傾向が見られているが、PWRと女川2号機の燃料ラックは、ラック構造等の相違によって、流体挙動及び燃料集合体とラックの衝突挙動等に差異があるため、単純に比較することはできないと考えられる（図2、図3、表1）。



記号	燃料集合体挿入体数	加振レベル	加振方向	記号	燃料集合体挿入体数	加振レベル	加振方向
○	4	1/3 <sub>S</sub> 相当	水平	●	4	3/3 <sub>S</sub> 相当	水平+鉛直
△	4	2/3 <sub>S</sub> 相当	水平	▲	1	3/3 <sub>S</sub> 相当	水平
□	4	3/3 <sub>S</sub> 相当	水平	■	2	3/3 <sub>S</sub> 相当	水平
◇	4	1.1 <sub>S</sub> 相当	水平				

図1 類似構造物における固有振動数と減衰定数の関係<sup>[1]</sup>

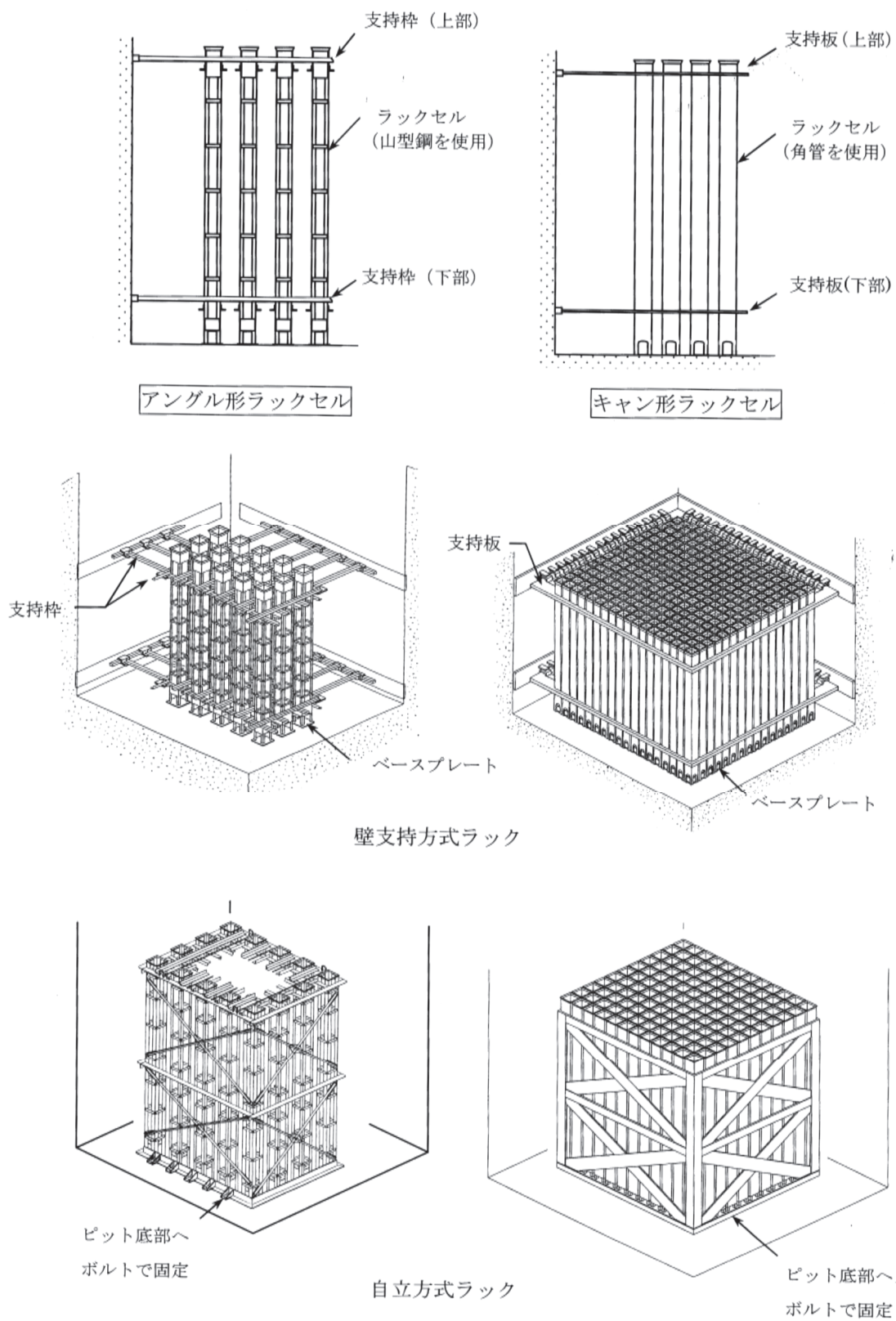


図2 PWR燃料ラックの構造概要 [1]

表1 PWRと女川2号機燃料ラックの主な相違点

項目	PWR	女川2号機
ラックセル型式	キャン型/アングル型	角管型
支持方式	自立型/壁支持型	自立型
燃料質量	約700kg	約300kg
チャンネルボックス	無	有
燃料集合体とラックセルの隙間(片側)	約7.0mm	

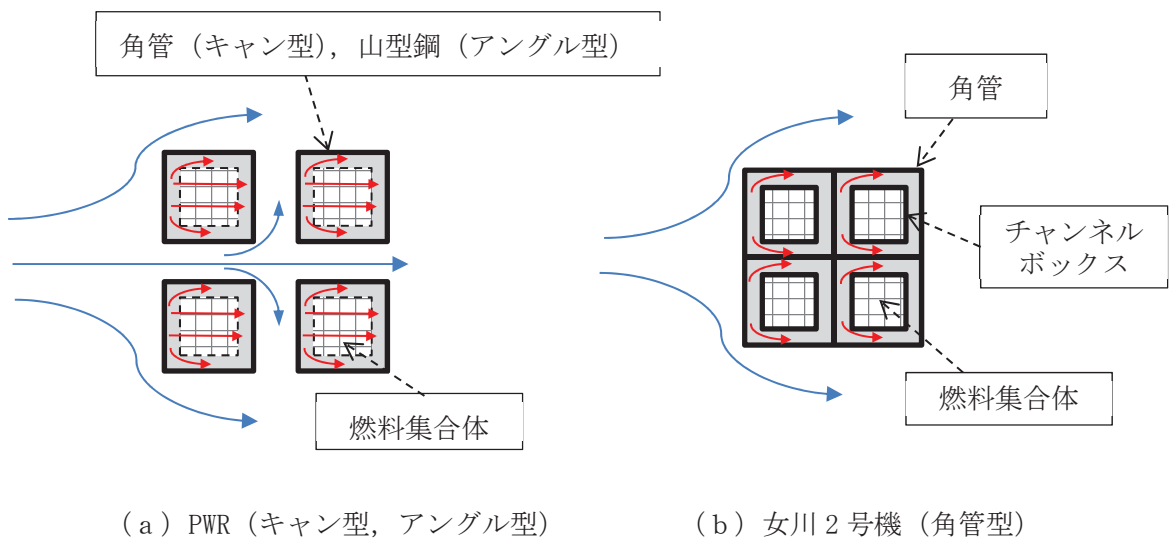


図3 燃料ラック断面の流体挙動イメージ

参考文献 [1] 原子力発電所耐震設計技術規程 J E A C 4601-2008 日本電気協会

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

## 2. 固有振動数による減衰定数への影響

表2に示すとおり、実機の燃料ラックと供試体ラックの固有振動数には相違がある。しかし、以下に示す理由から、減衰定数への影響はほとんどないと考えられ、また、十分な余裕を考慮して減衰定数を設定していることから、実機の燃料ラックに対して設計用減衰定数 10% (S<sub>s</sub>)、及び7% (S<sub>d</sub>)を採用することは妥当であると考えられる。

- ・実機の燃料ラックと供試体ラックの振動モードが同等であることを確認しており、減衰のメカニズムも同等と考えられること（別紙-7 第1～3項参照）。
- ・実機の燃料ラックそれぞれの固有振動数及び刺激関数 $\beta\phi$ を考慮して実機の相対応答加速度を算定した上で、減衰定数を設定していること（本文第5.1項参照）。
- ・供試体ラックの固有振動数を変化させた場合でも、刺激関数 $\beta\phi$ はほとんど変化せず、減衰定数に与える影響も僅かあること（別紙-7 第5項参照）。
- ・S<sub>s</sub>、S<sub>d</sub>の相対応答加速度に対する減衰定数は15%程度と評価されるが、余裕などを考慮して安全側に10% (S<sub>s</sub>) 及び7% (S<sub>d</sub>)を採用していること（本文第5.2項参照）。
- ・固有振動数による影響があると報告されているPWRの既往知見とは、構造及び減衰のメカニズムが異なると考えられること（別紙-10 第1項参照）。

表2 燃料ラックと供試体ラックの固有振動数

	燃料ラック	供試体ラック
固有振動数 (Hz)		

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

燃料ラックの刺激関数  $\beta \phi$  及び振動モードの詳細

燃料ラックの刺激関数  $\beta \phi$  及び振動モードの詳細について、参考として表 1 及び図 1 に示す。

表 1 燃料ラックの刺激関数  $\beta \phi$ 

ラック種類		方向	固有振動数 (Hz)	ラック頂部固有モードベクトル $\phi$	刺激係数 $\beta$	刺激関数 $\beta \phi$
実機の燃料ラック	110 体ラック	短辺				
		長辺				
	170 体ラック	短辺				
		長辺				
供試体ラック (参考)		長辺				

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

項目	110体ラック			170体ラック		
	1	2	3	1	2	3
次数	短辺1次	長辺1次	ねじり	短辺1次	長辺1次	ねじり
モード形状						
固有振動数 (Hz)						
刺激係数	x					
	y					
	z					
平面図						
側面図						
鳥瞰図						

図1 燃料ラックの振動モード図及び刺激係数の詳細

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



## 貯蔵率を変化させた加振試験における燃料集合体の配置条件

燃料ラックの構造強度評価において、発生応力は燃料ラック質量による依存性が高く、燃料集合体全数貯蔵が最も厳しい設計条件となることから、既工認の耐震性評価及び今回の加振試験においては、燃料集合体を全数貯蔵条件としている。

一方、燃料集合体の貯蔵体数による燃料ラックの減衰定数への影響を確認するため、燃料集合体の貯蔵率を変化させた条件（0%、33%、67%）での加振試験も実施しており（別紙-1 参照）、このときの燃料集合体の配置条件は、減衰定数の基本特性を把握することを目的としているため、ラック収納箇所に対して均等な配置としている（図 1）。

ここで、燃料集合体の配置に係る影響検討として、女川 2 号機の燃料ラックのうち短辺長辺比が最も大きな 170 体ラックを代表として、燃料集合体をラックの端から詰めて偏らせて配置した場合（図 2）の固有値解析を実施した（図 3）。

固有値解析の結果、振動モードは短辺方向及び長辺方向のせん断モードが支配的であり、加振試験で得られた振動モードと同等であることを確認した。

したがって、燃料集合体の配置条件によらず、燃料ラックの振動モードは同様であり、減衰メカニズムに違いはないと考えられることから、燃料集合体を端から詰めて配置するような場合に対しても、今回の加振試験結果に基づき減衰定数を設定することは妥当であると考えられる。

なお、燃料集合体の配置を偏らせた場合でも加振試験で得られた振動モードと同様に、せん断型のモードが支配的となる要因として以下が考えられる。

- ・燃料ラックの合計質量の変化が少ないこと（表 1）
- ・燃料ラック全体の重心位置の変化が少ないこと（図 4）
- ・燃料ラックは、角管を束ねて補強板と溶接された構造であり、剛性が高いと考えられること

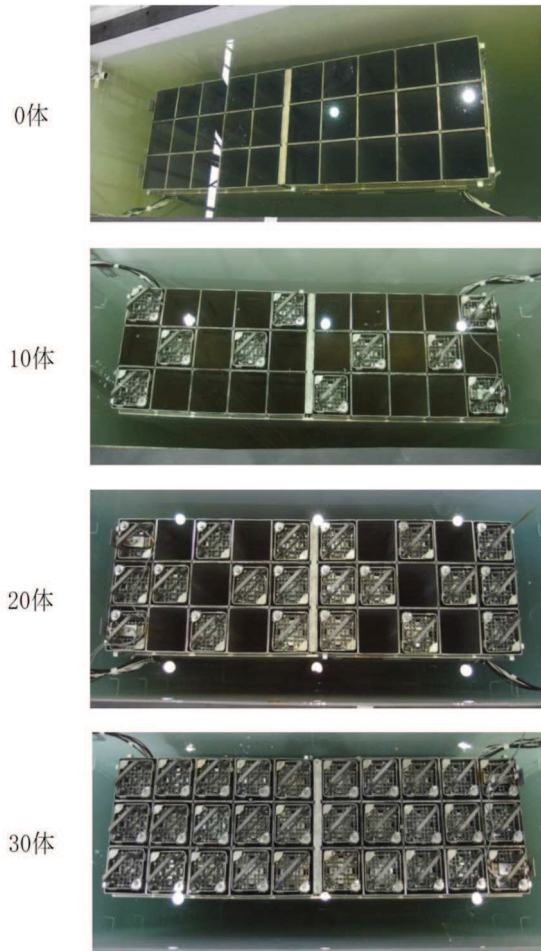


図1 加振試験における模擬燃料集合体の配置状況

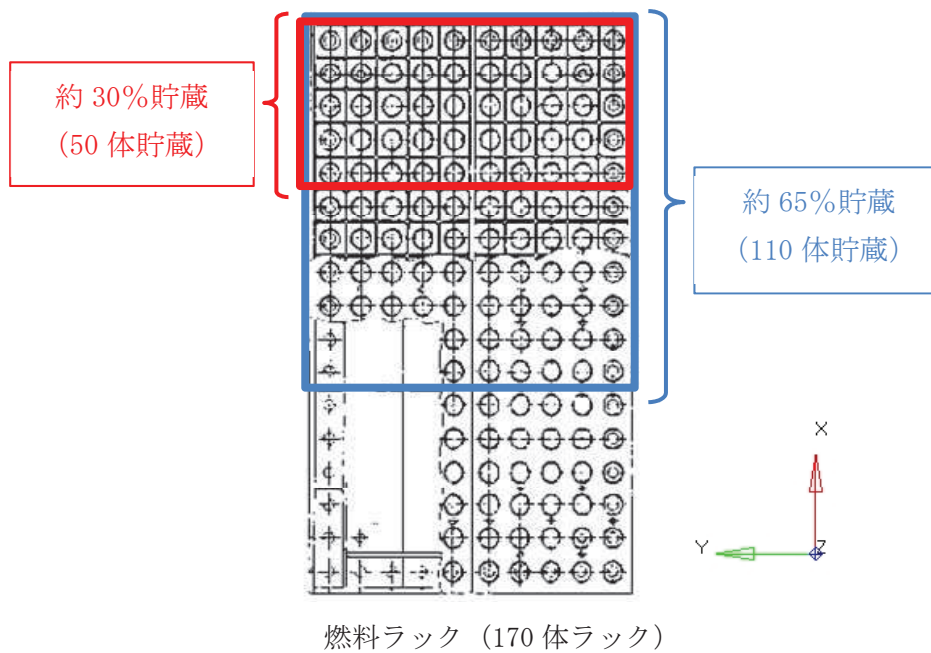


図2 燃料集合体の配置条件 (固有値解析による影響検討)

対象ラック		燃料ラック(170体ラック)		
燃料貯蔵率		約65%(110体貯蔵)		
次数		1	2	3
モード形状		短辺1次	長辺1次	ねじり
固有振動数 (Hz)	刺激 係数			
		x	y	z
平面図				
側面図				
鳥瞰図				

図 3 燃料集合体の配置が偏った場合の実機燃料ラック振動モード

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 1 燃料集合体の貯蔵体数と燃料ラック等の合計質量の関係

(単位：t)

燃料集合体の貯蔵体数 (貯蔵率)	燃料 集合体	燃料以外 (ラック及び 流体質量)	合計 質量	100%貯蔵に対 する質量比
170 体 (100%)	50.8	51.6	102.4	100%
110 体 (約 65%)	32.9	53.8	86.7	85%
50 体 (約 30%)	15.0	56.1	71.1	69%

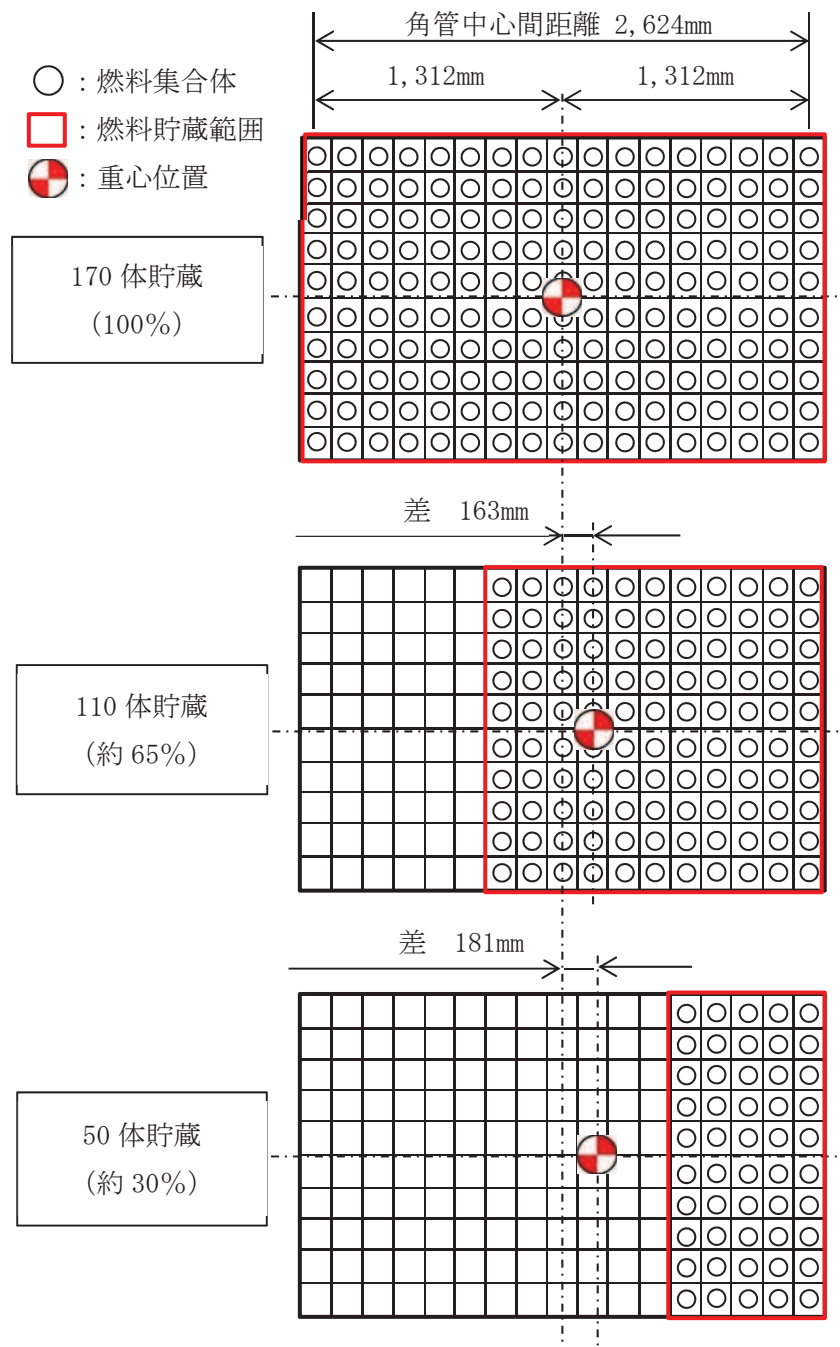


図 4 燃料集合体の配置条件による重心位置の変化概要図

## 先行プラントの類似知見に基づく減衰定数設定の妥当性に関する考察

## 1. はじめに

今回工認で採用する使用済燃料貯蔵ラックの減衰定数の根拠となった加振試験データと類似する知見として、先行プラントの使用済燃料貯蔵ラックの加振試験データが存在する。ここでは、先行プラントの類似知見を対象とした考察を加えることで、今回工認の減衰定数の妥当性を補足する。

この図書における先行プラントの加振試験データは、公開されている文書「工事計画に係る説明資料（機器・配管系の耐震性についての計算書等）；KK7 補足-028 改1 2020年10月 東京電力ホールディングス株式会社」（以下、「先行補足説明資料」という）から読み取れる範囲で参照している。

## 2. 加振試験内容の比較

加振試験内容の概略を比較した表を表1に示す。

表1 加振試験概略比較

	今回工認	先行プラント
供試体	角管型 3列×10列 供試体	
加振方法と減衰定数評価手法	正弦波掃引加振に基づく応答倍率法	
加振方向	長辺方向	

注記\*1 :

\*2 :

枠囲みの内容は他社の機密事項を含む可能性があるため公開できません。

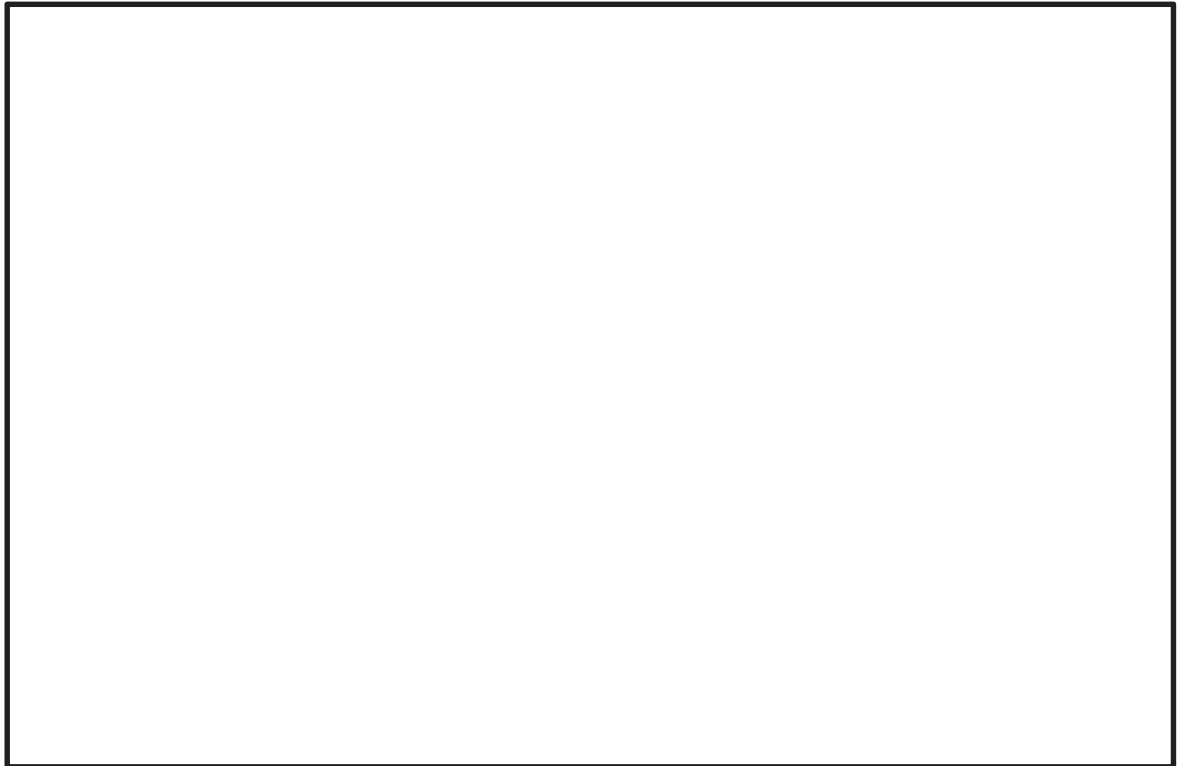


図 1 先行プラントにおける加振試験データ（先行補足説明資料 抜粋）

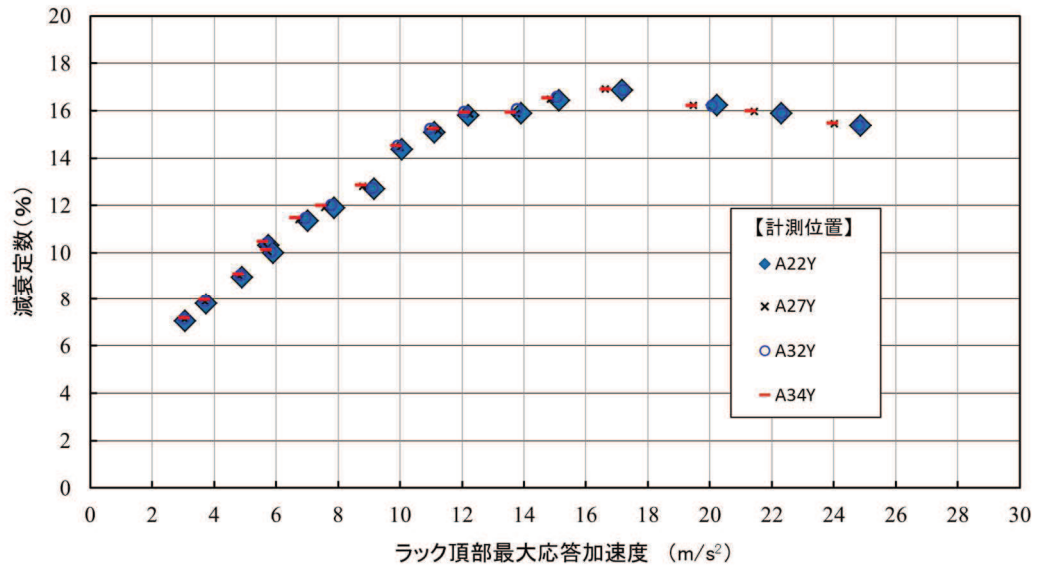


図 2 女川 2 号機の今回工認における加振試験データ（本文より抜粋）

枠囲みの内容は他社の機密事項を含む可能性があるため公開できません。

### 3. 先行プラント試験結果の考察

#### (1) 考察の方向性

今回工認においては、加振試験範囲を超える領域の応答に対して、試験結果で得られた減衰定数を外挿して適用することとしており、その外挿の妥当性を補足する必要がある。今回工認の加振試験データの応答領域について、次のとおり分類し、以降、その視点に基づき、先行プラントデータの考察を行って、今回工認の減衰定数適用の妥当性を補足することとする。

今回工認の加振試験で得られたデータを応答領域で分類し、次の 3 領域とする。

(図 3 参照)

- ・ 概ね応答増幅とともに減衰が比例して増加する領域（領域 1）
- ・ 減衰が飽和し、摩擦減衰の特徴が表れて減衰が緩やかに低下する領域（領域 2）
- ・ 領域 2 を超える加振試験データがない外挿領域（領域 3）

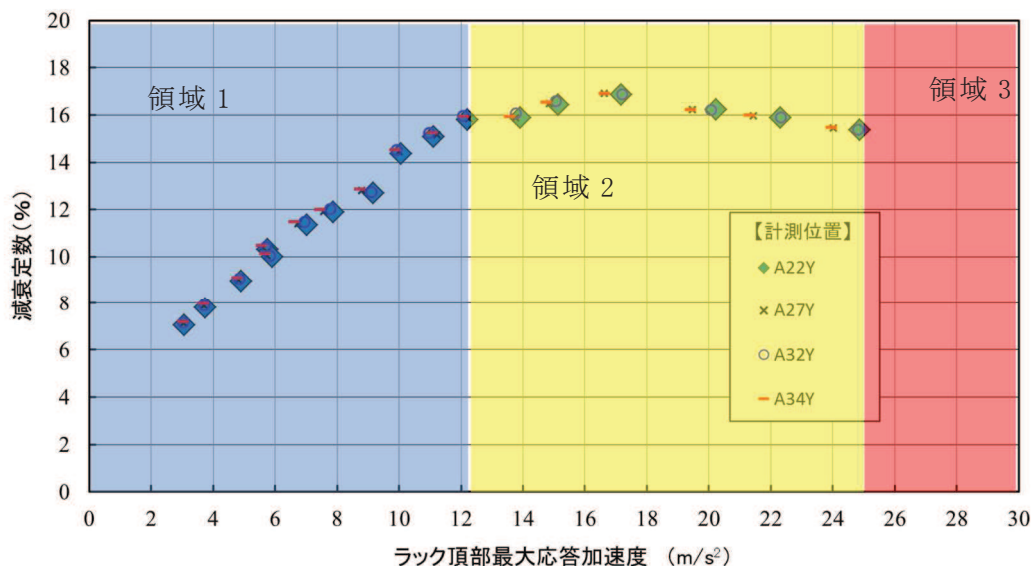


図 3 加振試験データ領域の分類

ここで、別紙-8 で考察している減衰の要因について再掲しておく。

表2 燃料ラックの減衰要因と応答依存性 (1/3) (別紙-8からの再掲)

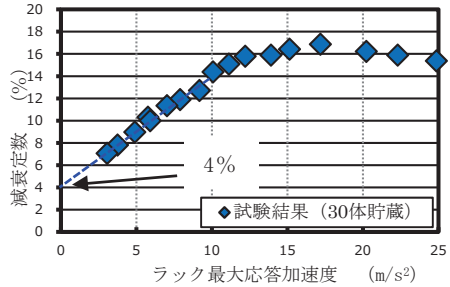
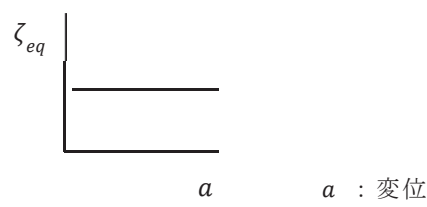
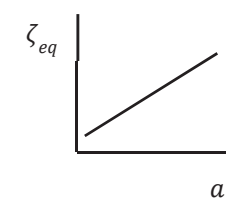
要因	内容		応答依存性	減衰の程度
構造減衰	1-①	材料自体の減衰 (内部減衰)	材料に起因するため応答依存性なし	加振試験結果から燃料ラック応答が振幅ゼロの場合の減衰は約4%と想定される。 
	1-②	部材間 (角管, 補強板) の摺動などによる減衰	構造体の振動エネルギー (変位の2乗に比例) と構造に起因する減衰力による消費エネルギー (変位の2乗に比例) はともに応答に応じて大きくなるため, 等価減衰定数 $\zeta_{eq}$ は変位によらず一定となり応答依存性はない。*1 	
流体減衰	2-①	燃料ラック内に貯蔵された燃料 (セル内流動) の流体抵抗力による減衰	構造体の振動エネルギー (変位の2乗に比例) に対する流体減衰に起因する減衰力による消費エネルギー (変位の3乗に比例) の関係から, 等価減衰定数 $\zeta_{eq}$ は変位に比例して増加する。*1	燃料ラック内の狭い空間 (セル内) における相対運動による流体減衰のため, 応答が大きくなるに伴い, 減衰が増加すると考えられる。
	2-②	燃料ラック外周部の流体抵抗力による減衰	$\zeta_{eq} = \frac{4C}{3\pi M} a$ C : 流体減衰の減衰係数 M : 質量 a : 変位 	燃料ラック外周と壁との間隔が広い場合, 流体減衰は小さいと考えられる。(別紙-2参照)



表2 燃料ラックの減衰要因と応答依存性 (2/3) (別紙-8からの再掲)

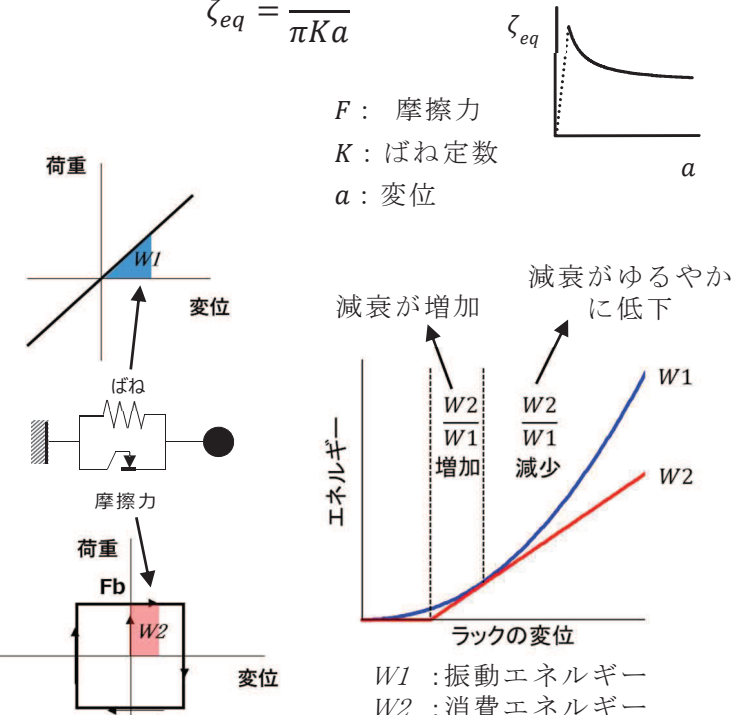
要因	内容		応答依存性	減衰の程度
摩擦減衰	3-①	燃料下部と燃料支持板の摩擦	<p>構造体の振動エネルギー（変位の2乗に比例）に対する摩擦減衰に起因する減衰力による消費エネルギー（変位の1乗に比例）の関係から、等価減衰定数<math>\zeta_{eq}</math>は変位に反比例して低下する。</p> <p>ただし、摩擦力Fに対して、静止状態からすべり始めるときの減衰は大きく、すべり発生後は応答に反比例の傾向でゆるやかに低下する。<sup>*2</sup></p> <p>(すべり発生後の等価減衰定数<math>\zeta_{eq}</math>は変位aに反比例で減少)</p>	<p>3-② (ラックベースと床面の摩擦) の締結ボルト締付並びに燃料ラック及び燃料の自重による押付け力 (<math>9.6 \times 10^5 [N]^*4</math>) に対して、試験燃料 (30体) の自重 (<math>7.6 \times 10^4 [N]^*5</math>) による押付け力は 1/10 以下であることから、燃料下部と燃料支持板の摩擦による減衰は小さいと考えられる。</p>
	3-②	ラックベースと床面の摩擦	$\zeta_{eq} = \frac{2F}{\pi K a}$ <p>F: 摩擦力 K: ばね定数 a: 変位</p>  <p>W1: 振動エネルギー W2: 消費エネルギー</p>	<p>ラックベースと床面の締結ボルト締付及び燃料ラック/燃料の自重による押付け力（摩擦力）は、<math>9.6 \times 10^5 [N]^*4</math> と大きいいため、すべり始めるときの減衰は大きく、すべり発生後は応答に反比例して低下すると考えられる。</p>

表2 燃料ラックの減衰要因と応答依存性 (3/3) (別紙-8からの再掲)

要因	内容		応答依存性	減衰の程度
衝突減衰	4-①	燃料とラックセルとの衝突	<p>衝突による減衰比 <math>h</math> は、反発係数 <math>e</math> との関係として下式で表せる。反発係数 <math>e</math> は、一般的に衝突部の形状や材質で決まるため、衝突減衰に応答依存性はない。*3</p> $h = \sqrt{\frac{\{\ln(1/e)\}^2}{\pi^2 + \{\ln(1/e)\}^2}}$	<p>加振試験では、供試体燃料とラックセルに接触痕は確認されず、試験状況映像でも衝突が確認されなかったことから、今回の試験範囲では燃料とラックセルの衝突による減衰はなかったと考えられる。</p>

注記\*1: 参考文献「振動工学 解析から設計まで」森北出版

\*2: 参考文献「ダイナミクスハンドブック (普及版) ー運動・振動・制御ー」朝倉書店

\*3: 参考文献「平成 19 年度 原子力施設等の耐震性評価技術に関する試験及び調査 動的上下動耐震試験 (クレーン類) に関わる報告書 (08 耐部報-0021, (独) 原子力安全基盤機構)

\*4: (試験燃料ラック質量+模擬燃料質量×30体) ×浮力 (水と鉄の密度差分を考慮) ×重力加速度+ (締結ボルト締付トルク÷呼び径÷トルク係数) ×ボルト 12本 = 9.6×10<sup>5</sup> [N]

\*5: (燃料質量×30体) ×浮力 (水と鉄の密度差分を考慮) ×重力加速度= 7.6×10<sup>4</sup> [N]

(2) 先行プラントの加振試験データ

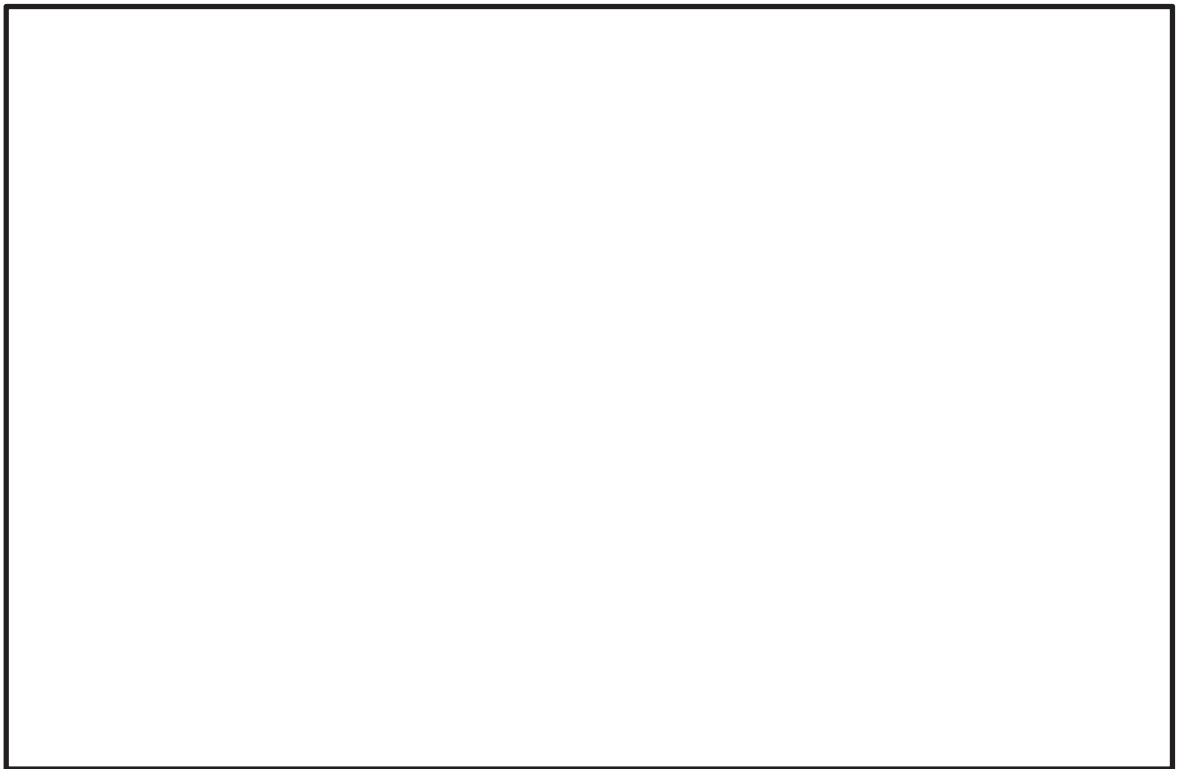


図4 先行プラントデータの傾向（図1を再掲し加筆）

枠囲みの内容は他社の機密事項を含む可能性があるため公開できません。

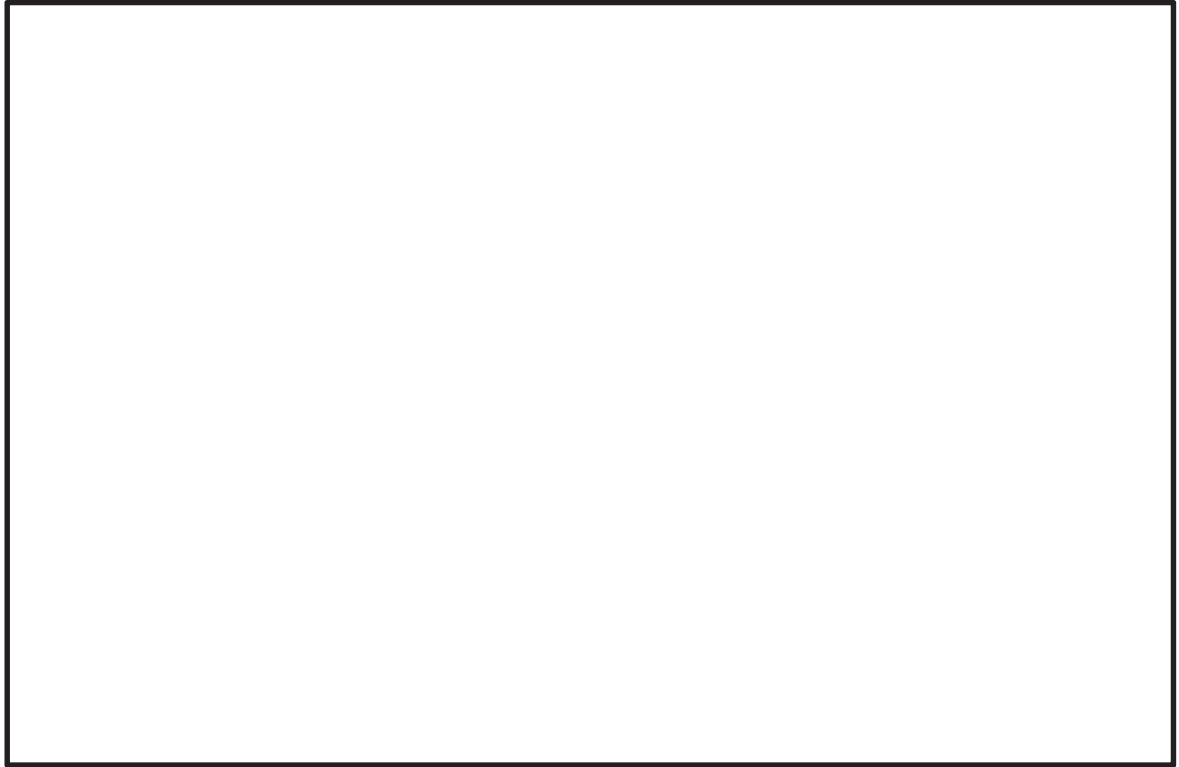


図 5 先行プラントデータ（長辺方向加振データのみ抽出）



図 6 先行プラントデータ（短辺方向加振データのみ抽出）

枠囲みの内容は他社の機密事項を含む可能性があるため公開できません。

(3) 先行プラントの加振試験データの考察

a. 長辺方向加振データ

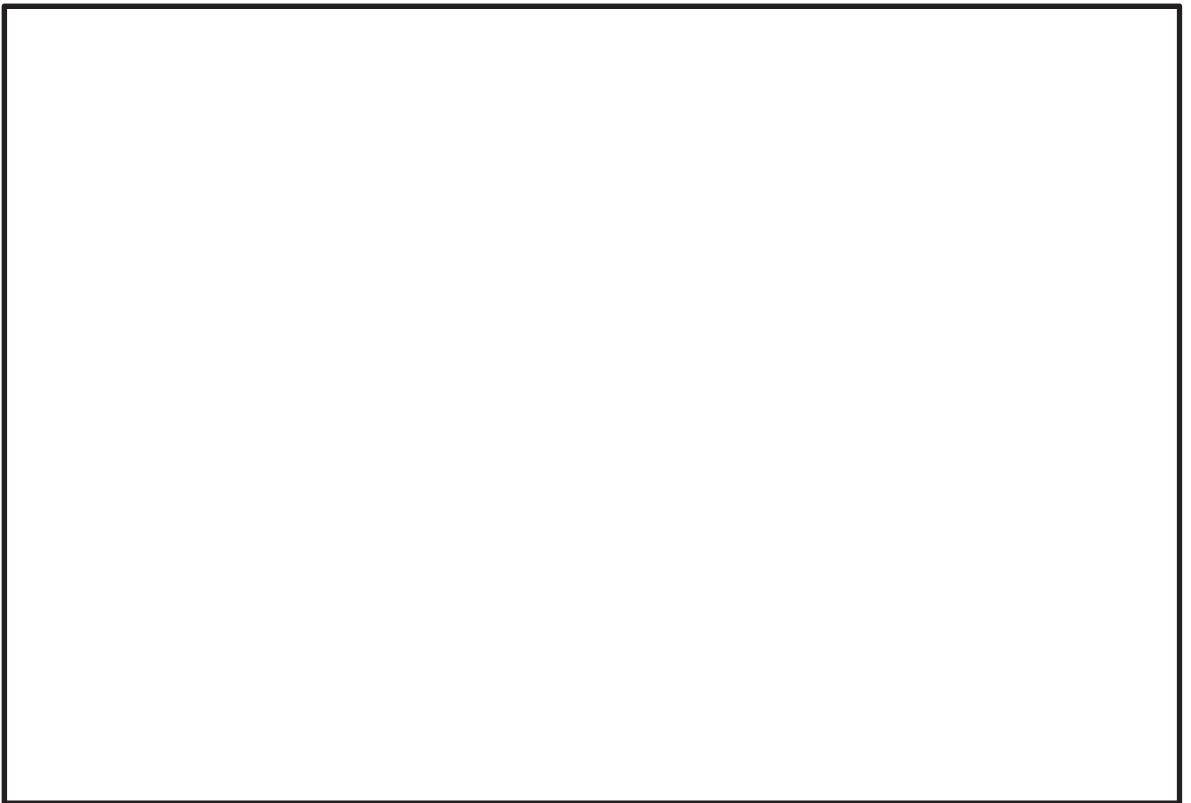
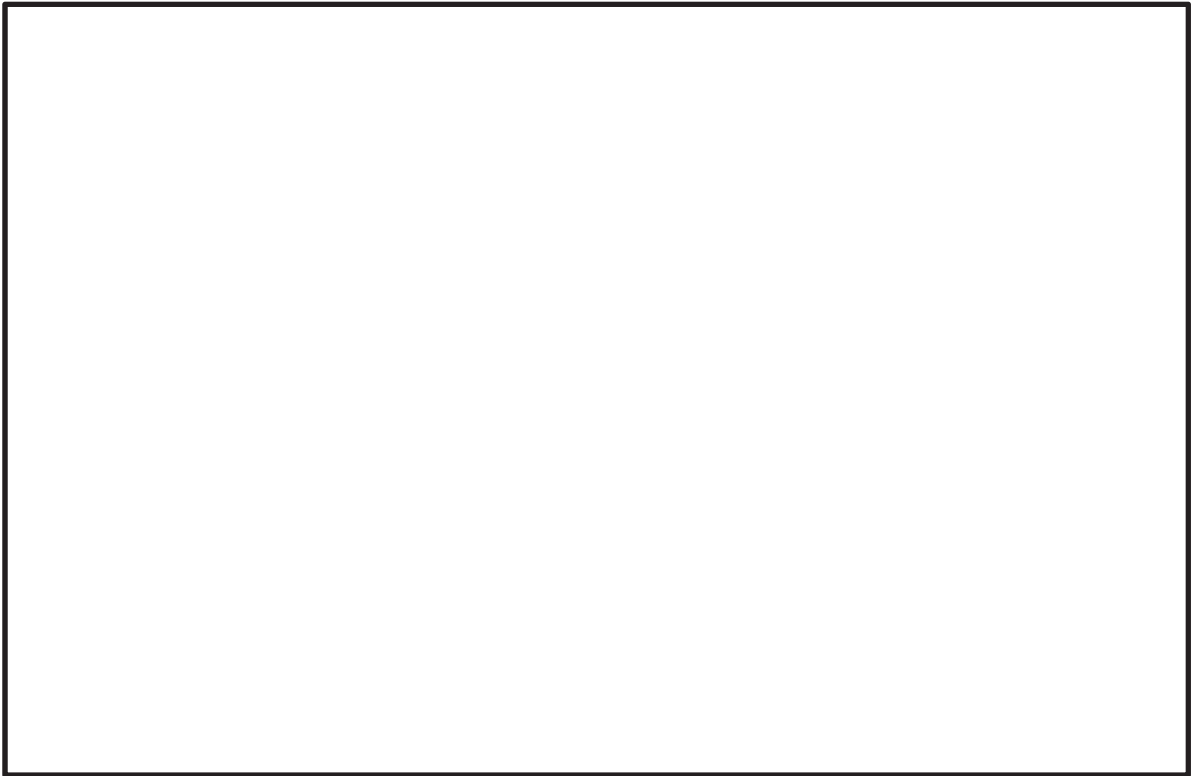
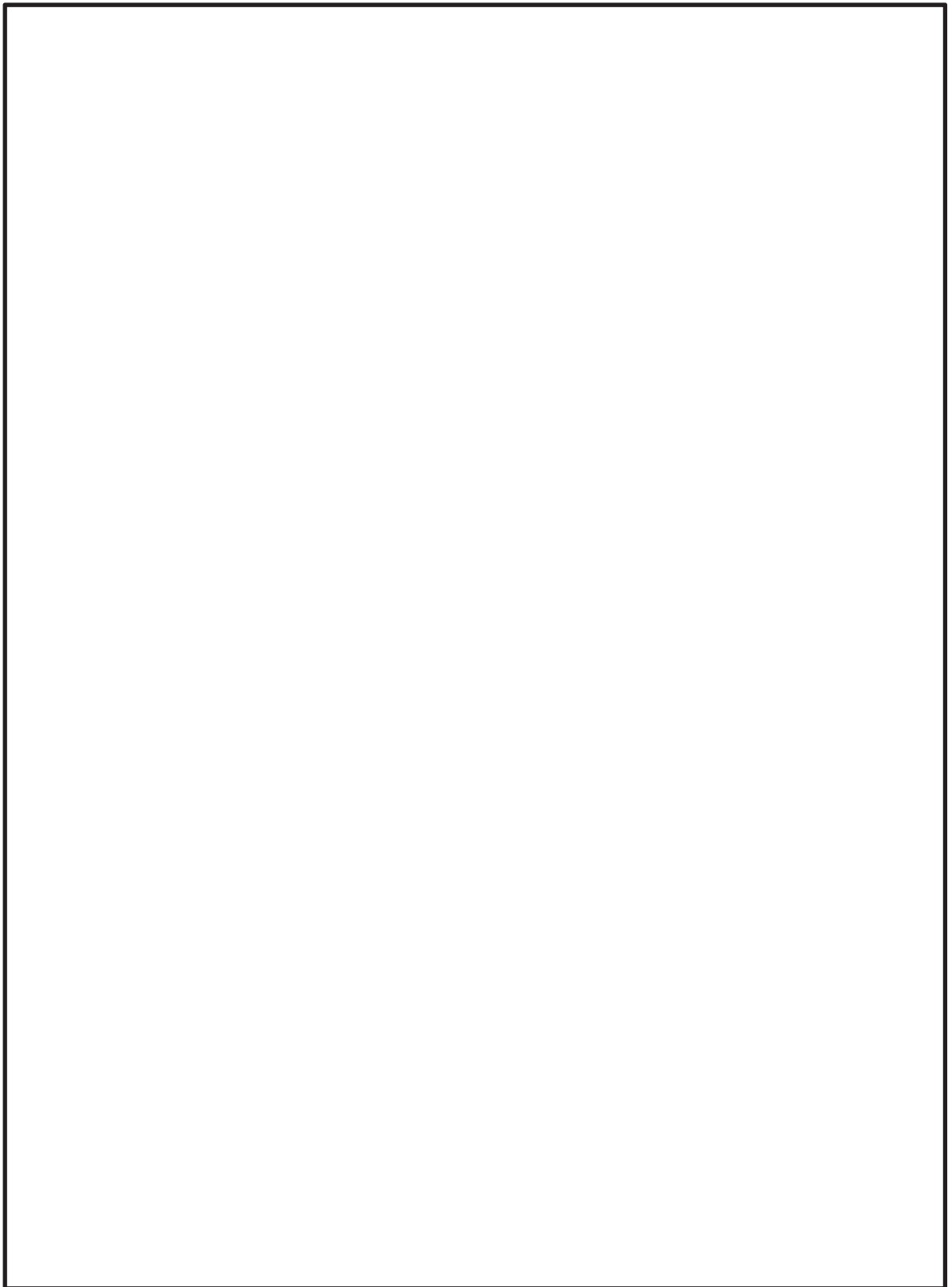


図 7 先行プラントデータ（長辺方向）の考察（図 5 の再掲，加筆）

枠囲みの内容は他社の機密事項を含む可能性があるため公開できません。

b. 短辺方向加振データ



よって、先行プラントの短辺方向加振データは、今回工認における試験データの  
外挿による減衰定数設定の妥当性を補足するものとする。

枠囲みの内容は他社の機密事項を含む可能性があるため公開できません。

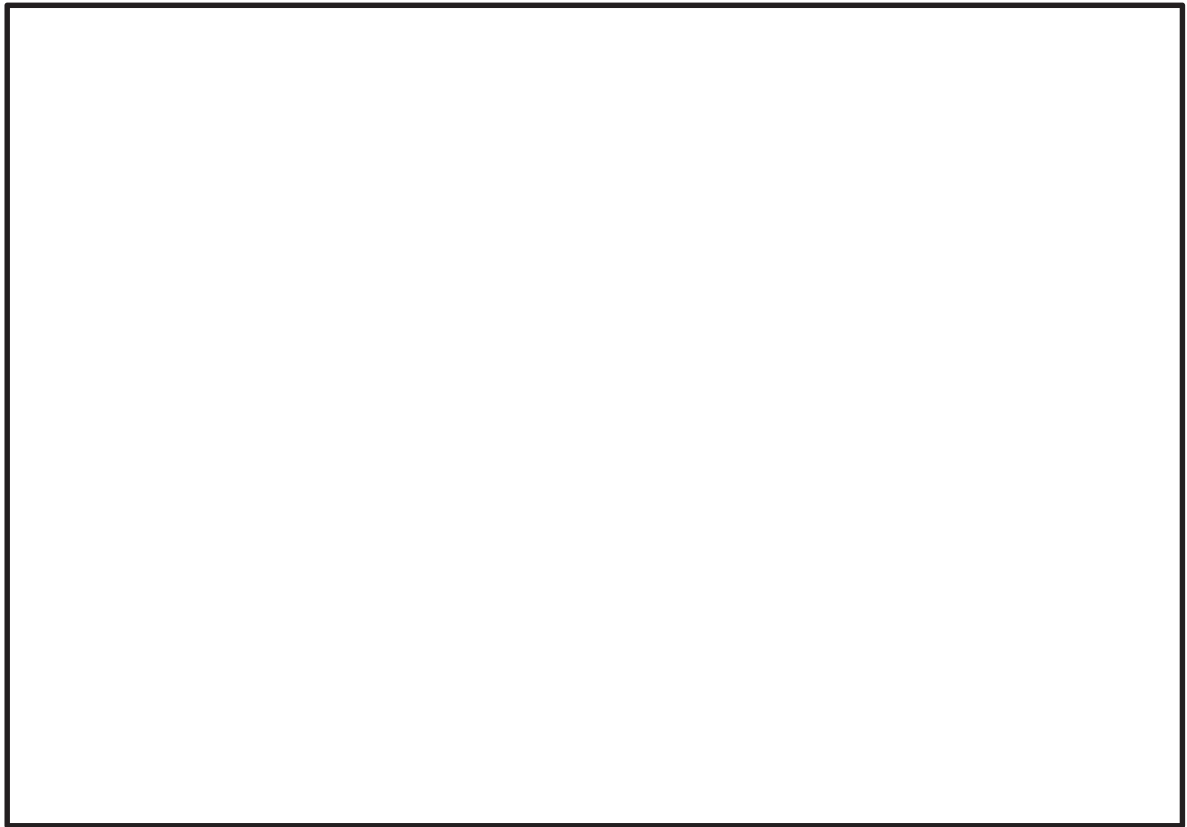


図 8 先行プラントデータ（短辺方向）の考察（図 6 の再掲，加筆）

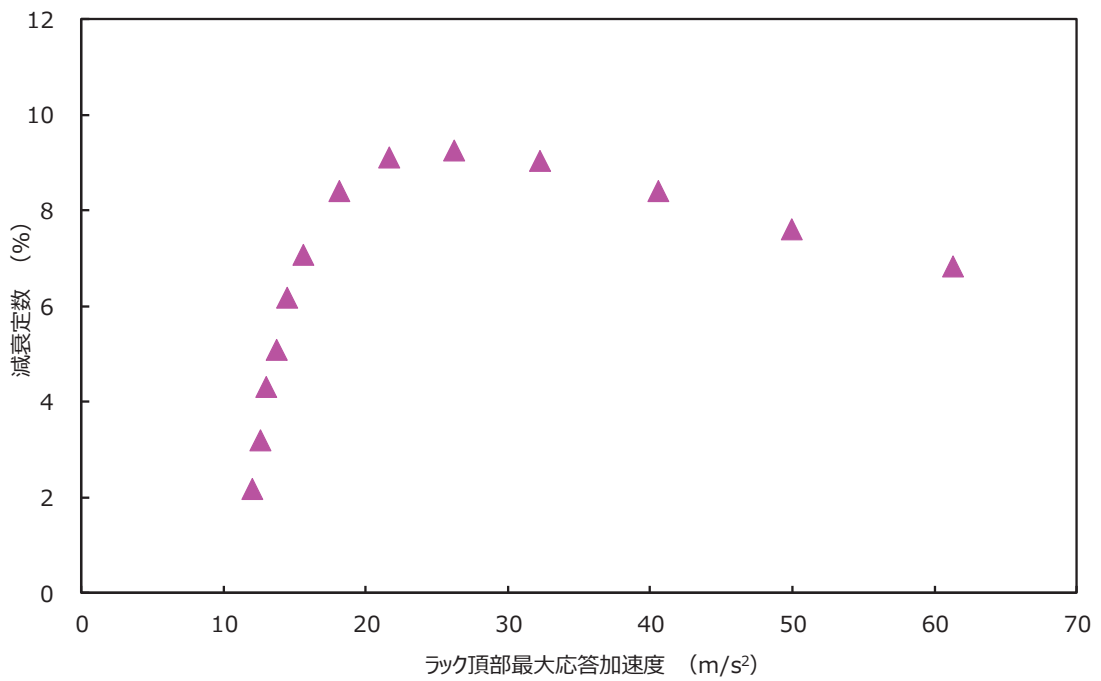


図 9 別紙-8 で示したラック定着部の摩擦を模擬したモデルによる解析結果

枠囲みの内容は他社の機密事項を含む可能性があるため公開できません。

#### 4. まとめ

先行プラントの類似知見を参照した結果，今回工認の加振試験データの傾向と一致する摩擦減衰の特徴が確認された。また，その摩擦減衰の特徴が強いデータの外挿領域において，外挿レベルより大きい減衰定数が得られていることが確認された。

今回工認では，加振試験データの応答レベルを超える範囲へ外挿して減衰定数を設定しているが，先行プラントの類似知見を考察することにより，外挿による減衰定数の設定の妥当性が補足された。