

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2
提出年月日	2021年 5月 21日

補足-600-13 使用済燃料貯蔵ラックの減衰定数について

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について	4
2.3	既工認と今回工認の耐震設計手法の比較	6
2.4	設置変更許可段階における燃料ラックの減衰定数の考え方	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について	13
4.3	試験結果	22
4.4	加振試験における試験条件の妥当性	27
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	28
5.1	実機応答と供試体応答の比較	28
5.2	設計用減衰定数の設定	29
6.	結論	30
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について	
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について	
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について	
別紙-8	加振試験範囲を超える応答加速度での減衰定数について	
別紙-9	NASTRAN 仮想質量法を用いた刺激関数の算出手順について	
別紙-10	固有振動数による減衰定数への影響について	
別紙-11	燃料ラックの刺激関数 β ϕ 及び振動モードの詳細について	
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について	
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、実物大加振試験の結果に基づき設定している。

本資料は、加振試験結果に基づき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

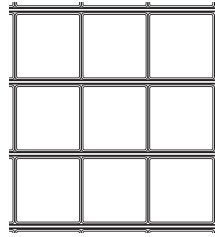
燃料プールには、角管型の燃料ラックを設置している。

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

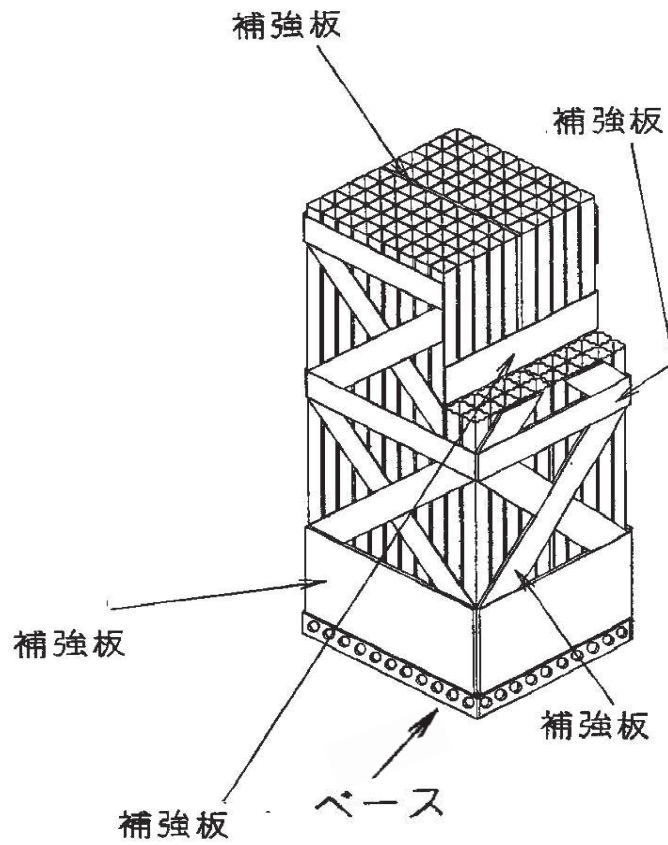
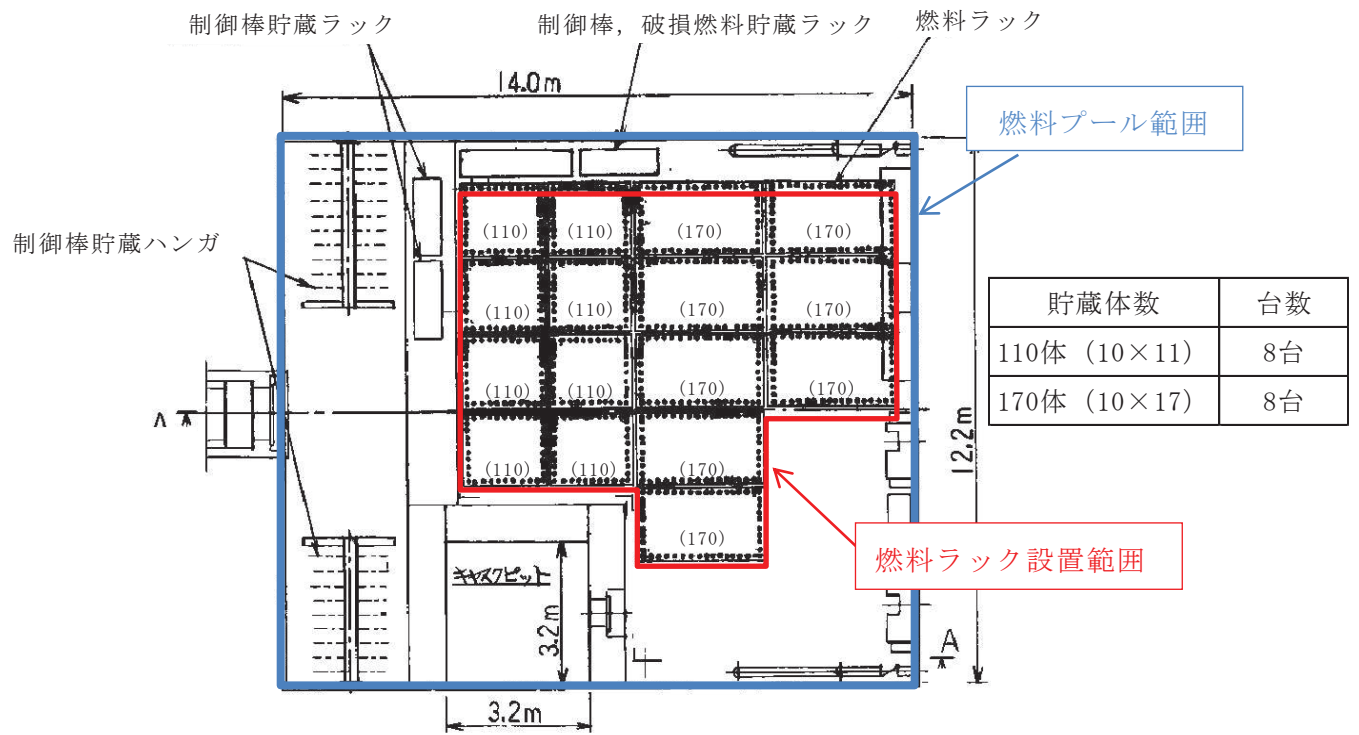


図 2-1 角管型の燃料ラック構造概要図 (貯蔵体数 110 体の例)



※()内の数字はラックの貯蔵体数

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について

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。

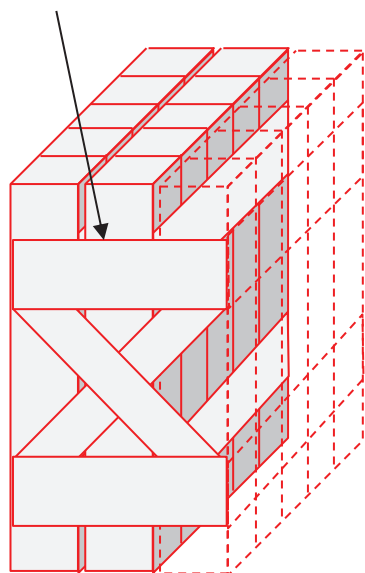
角管型の燃料ラックは、角管と補強板の接触面全面を溶接しているため、はり要素でモデル化し、一部の補強板は断続溶接となっている面を有するため、シェル要素にてモデル化した 3 次元有限要素モデル (FEM モデル) としている。

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

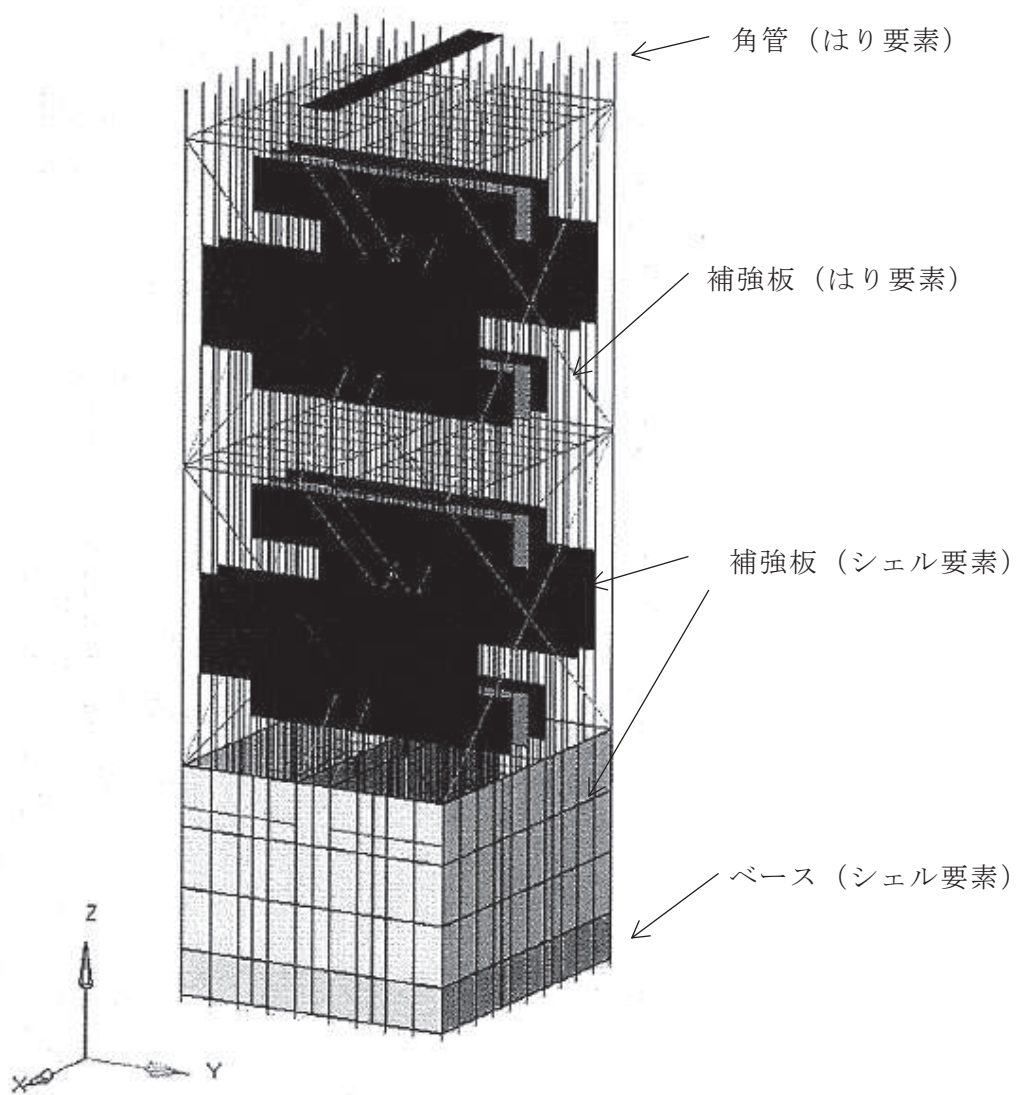


図 2-4 角管型の燃料ラックの解析モデル概要図 (110 体の例)

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 _s : 10.0% S _d : 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 設置変更許可段階における燃料ラックの減衰定数の考え方

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。なお、 $S_{s-1, 2}$ からの地震動の追加や地盤特性の不確かさなどを考慮した基準地震動 S_s に対する確定条件に対しては、工認段階において、燃料ラックの設計用減衰定数を改めて確認することとしていた。

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、応答加速度の増大に対応するため基準地震動 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、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% 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も小さい領域であるため、7% としている。

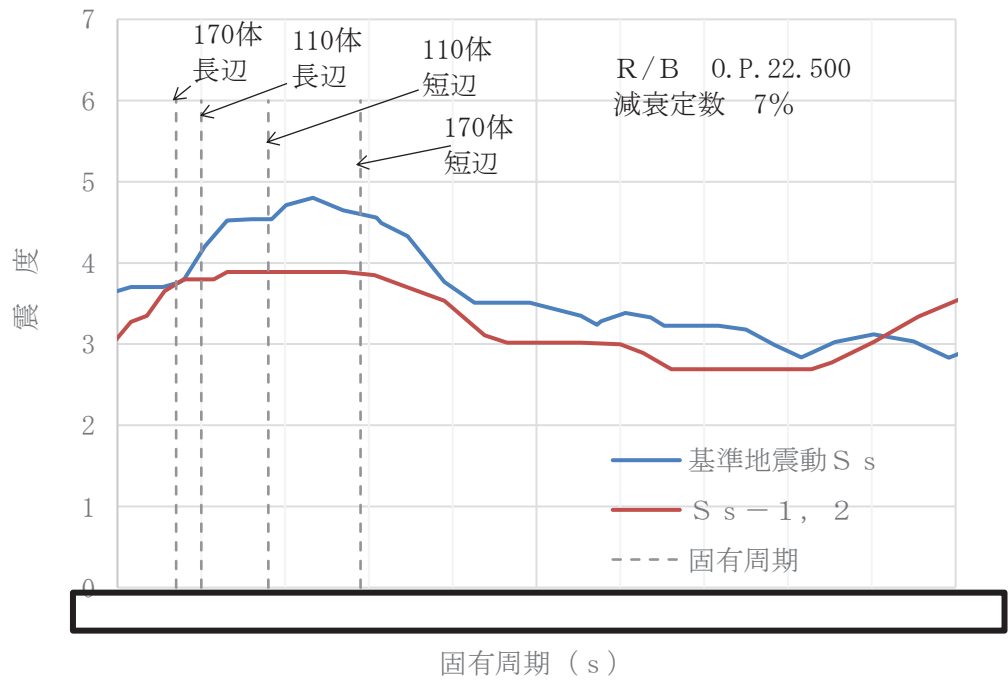


図 2-5 S_s-1, 2 及び基準地震動 S_s に対する床応答曲線

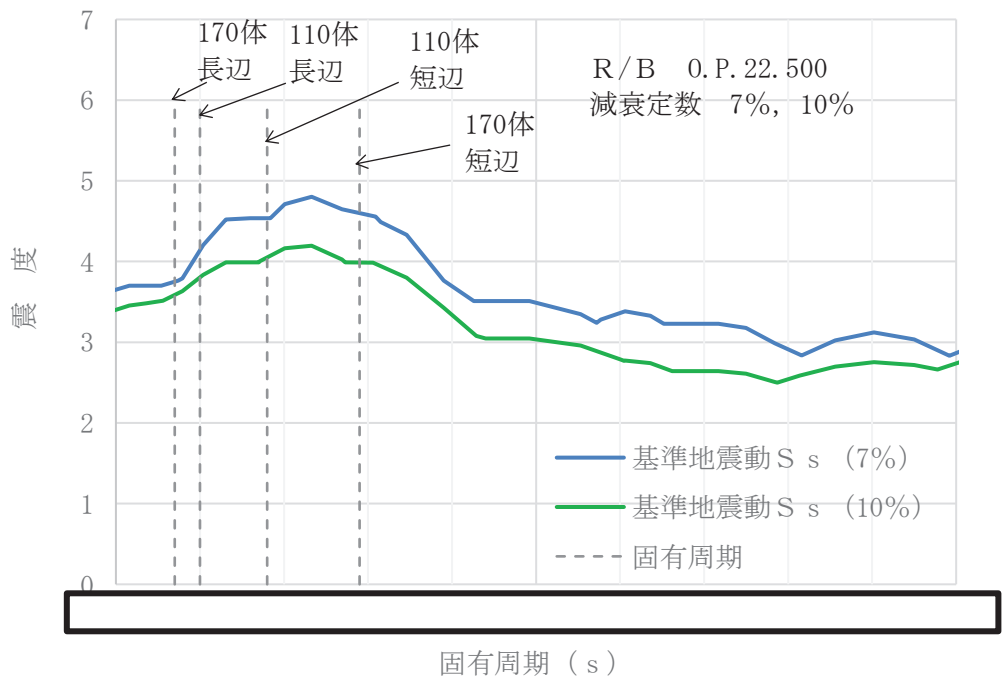


図 2-6 基準地震動 S_s での減衰定数 7% と 10% の床応答曲線

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下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。

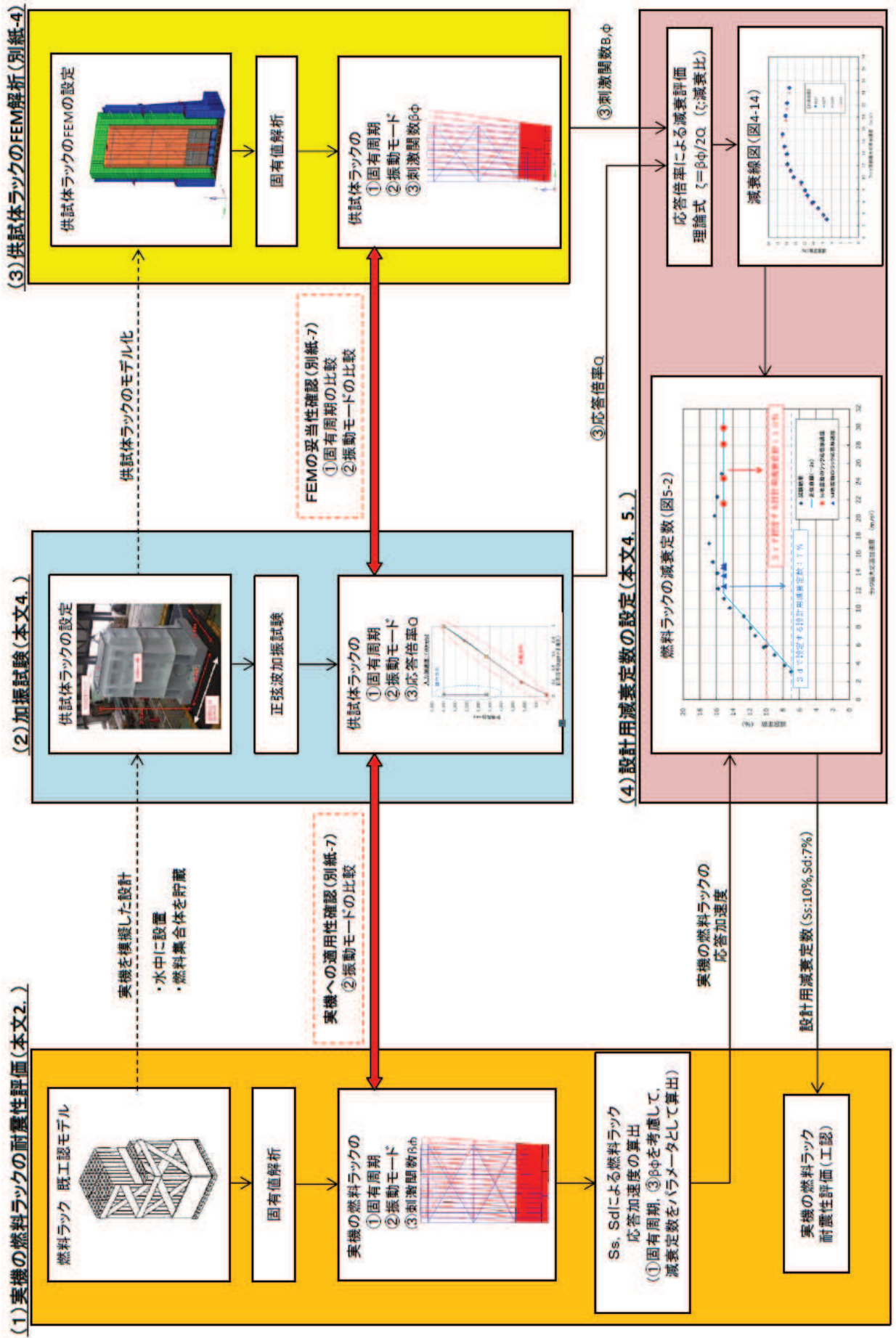


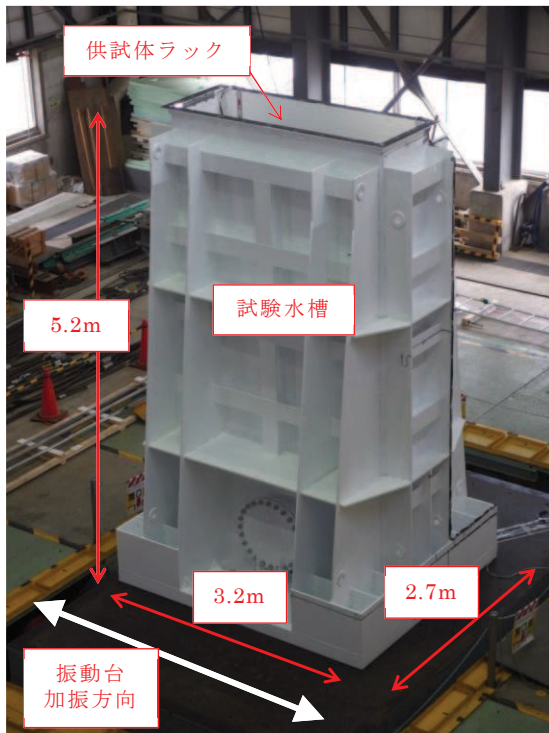
図 3-1 加振試験に基づく減衰定数設定の検討フロー

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^[1]。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（茨城県つくば市苅間 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

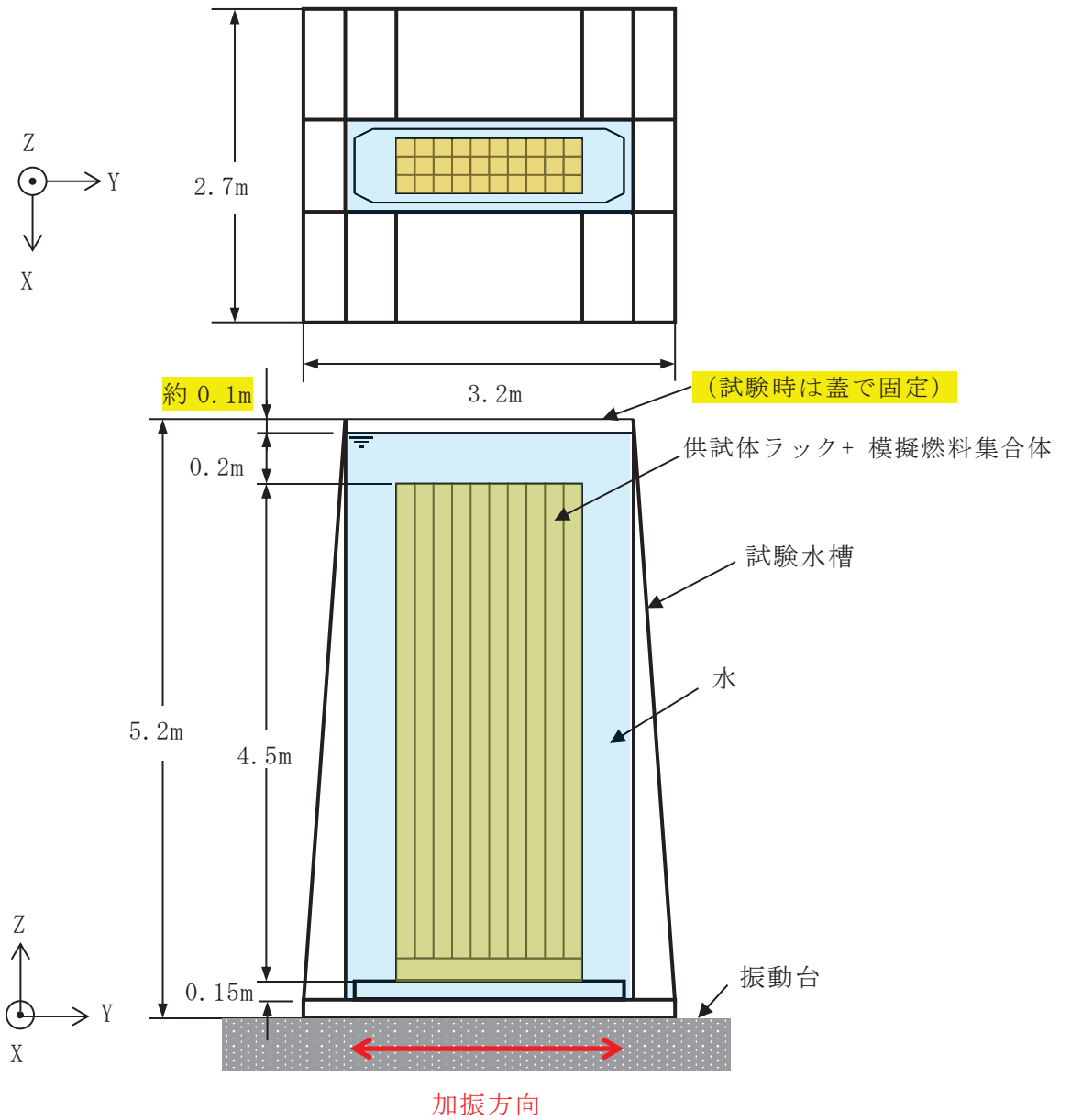


図 4-2 供試体ラックの設置概要

4.2 供試体ラックの水中加振試験装置及び試験手法について

(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）。

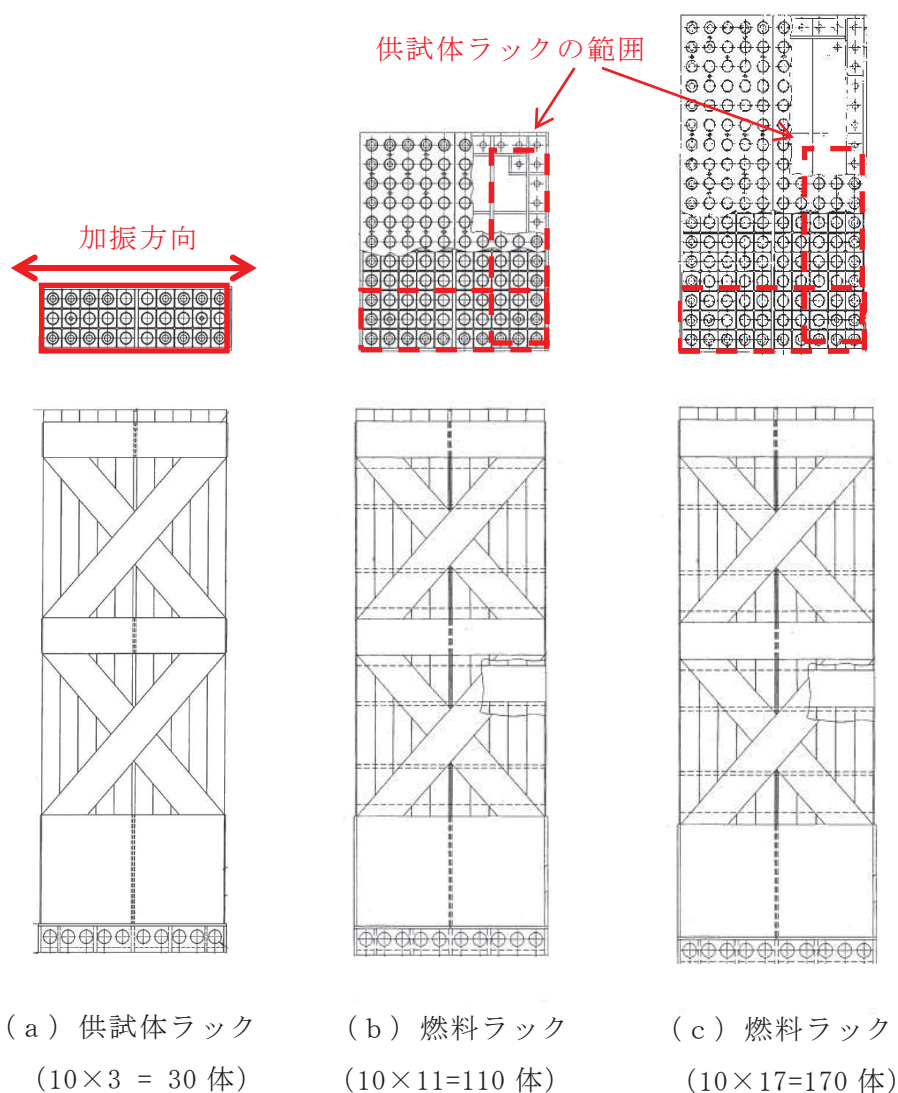


図 4-3 燃料ラックと供試体ラック構造

(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

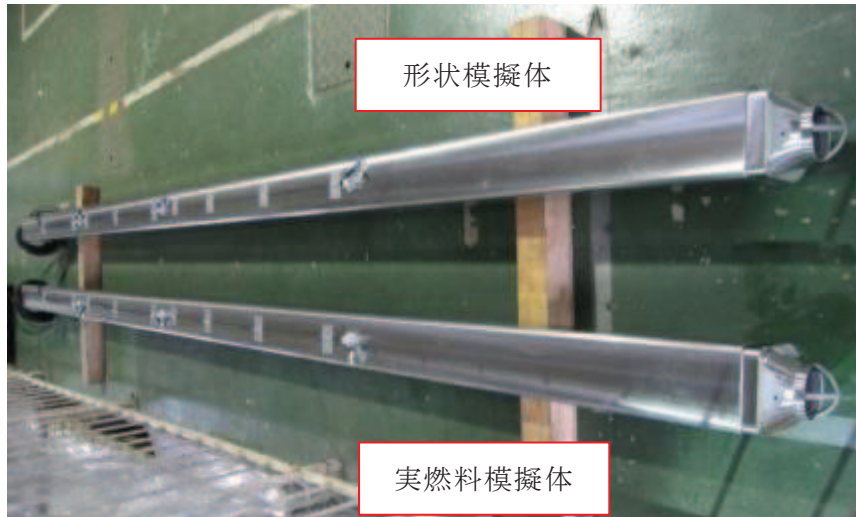
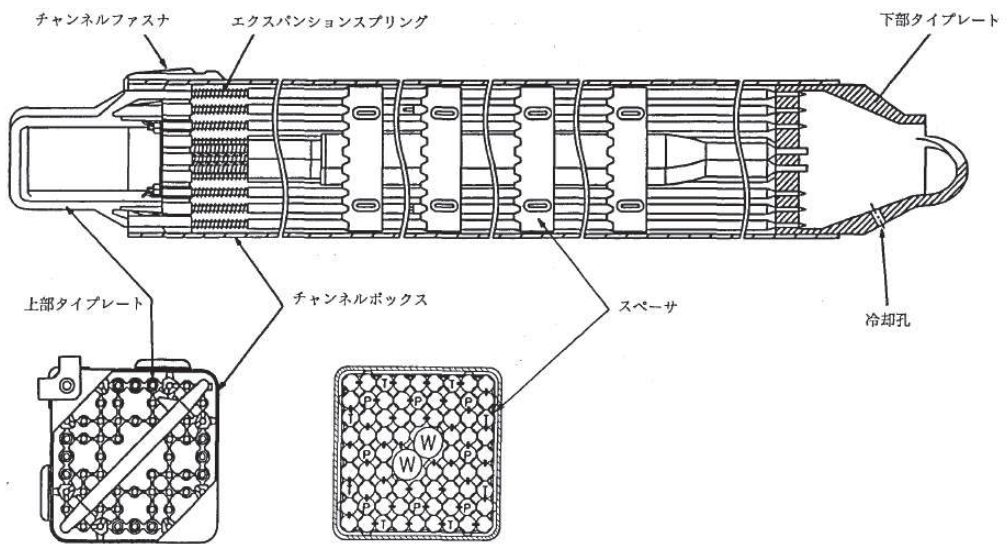


図 4-4 模擬燃料集合体の外観



(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）。

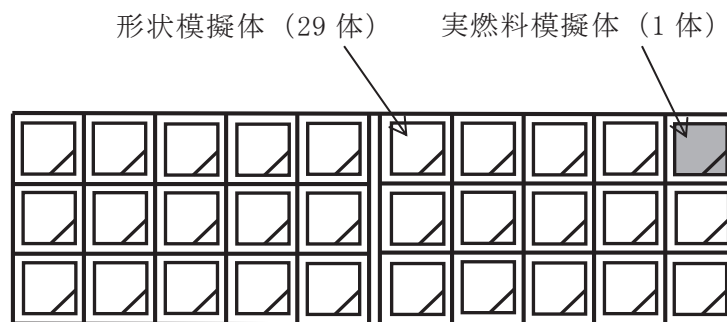


図 4-6 模擬燃料集合体の配置

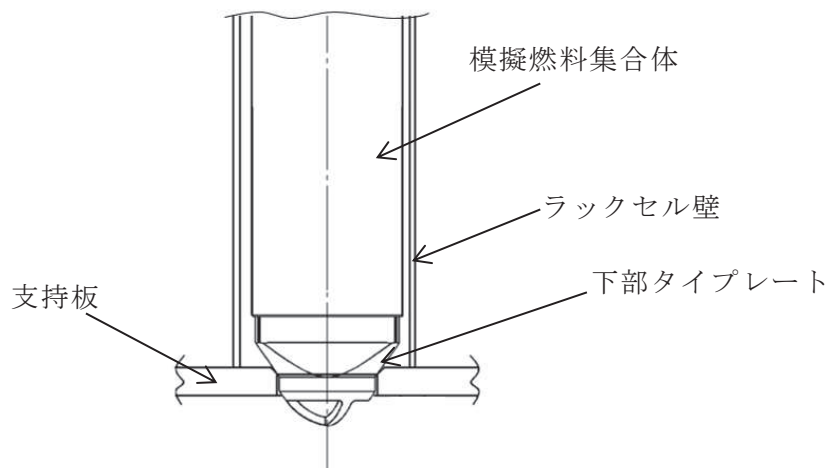


図 4-7 模擬燃料集合体の設置状況

(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）。

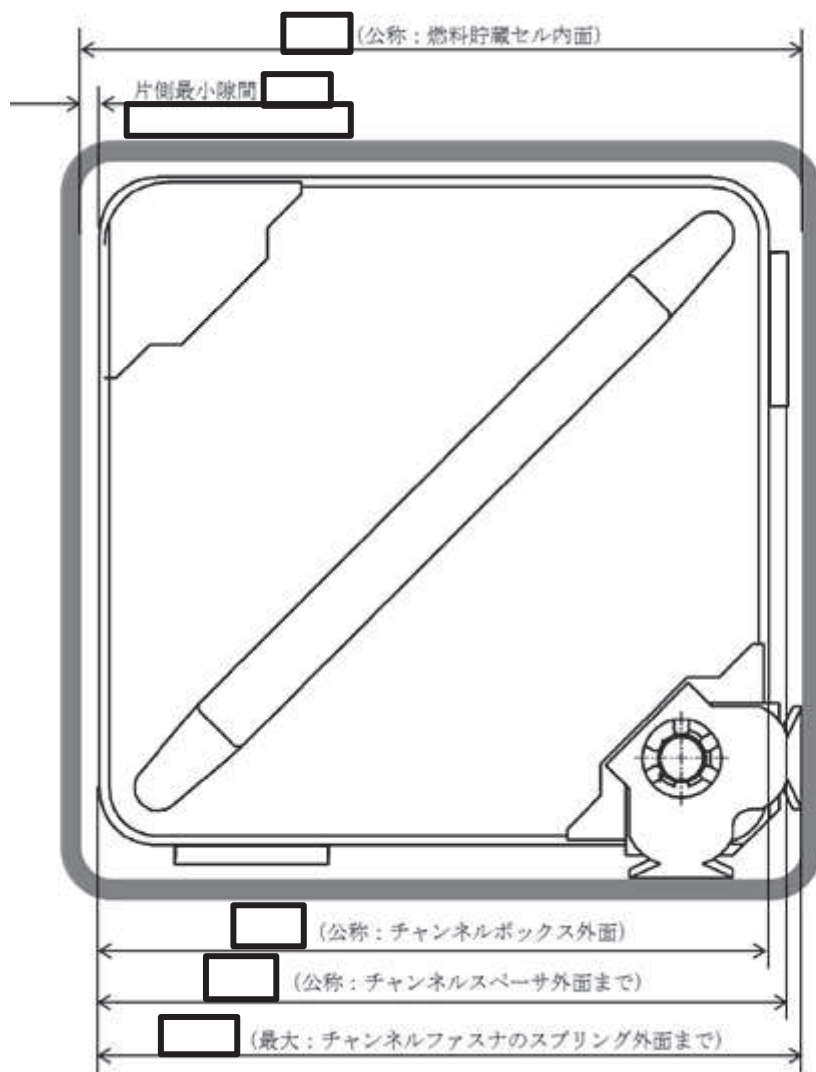
(5) 実機と供試体等の主要諸元比較

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 自立型	同左	
	貯蔵体数	110体 (10×11) 170体 (10×17)	30体 (10×3)	
	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	材質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。
燃料集合体	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）。

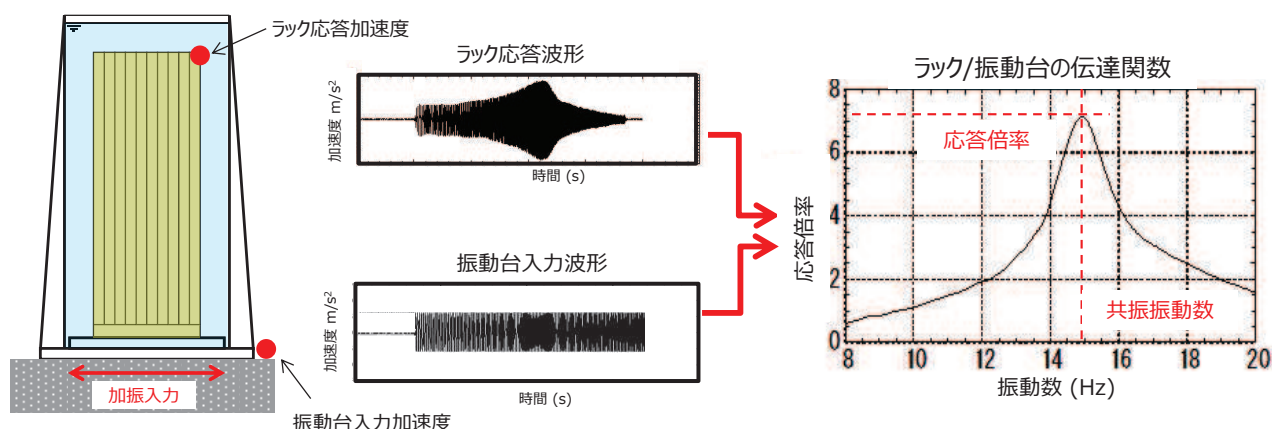


図 4-9 加振試験方法概要

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）。

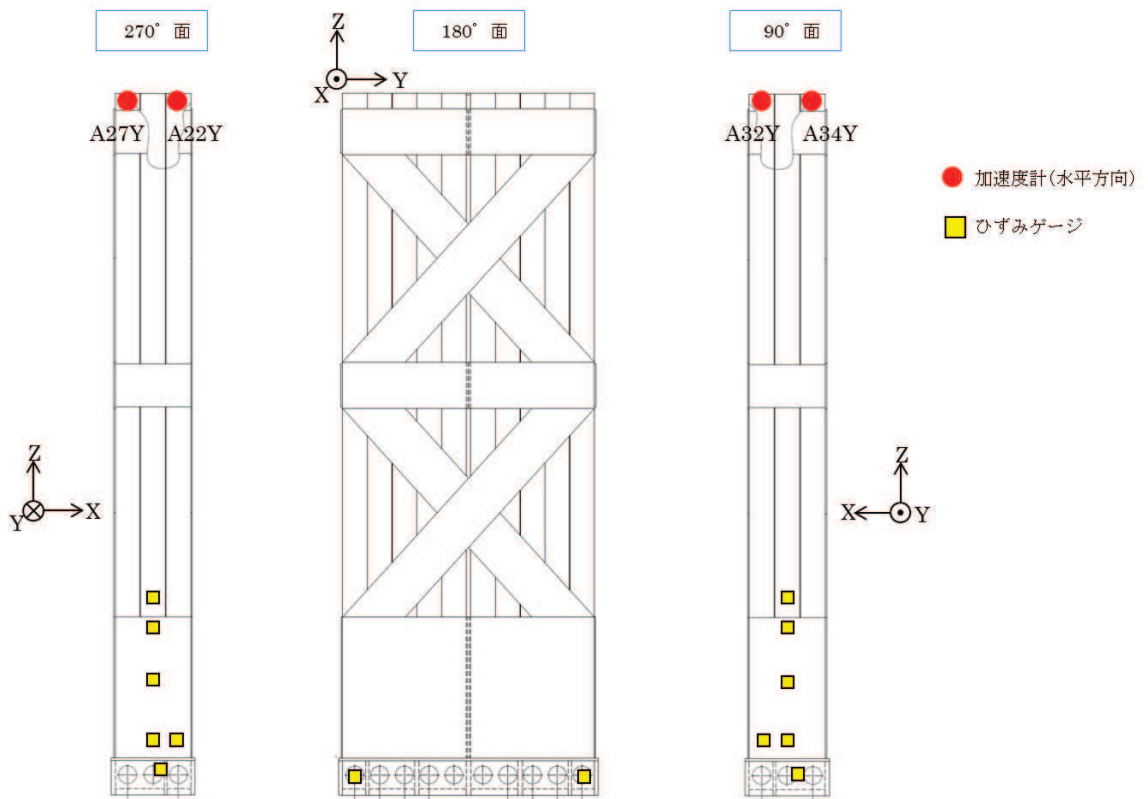


図 4-10 供試体ラックの加速度及びひずみ計測位置

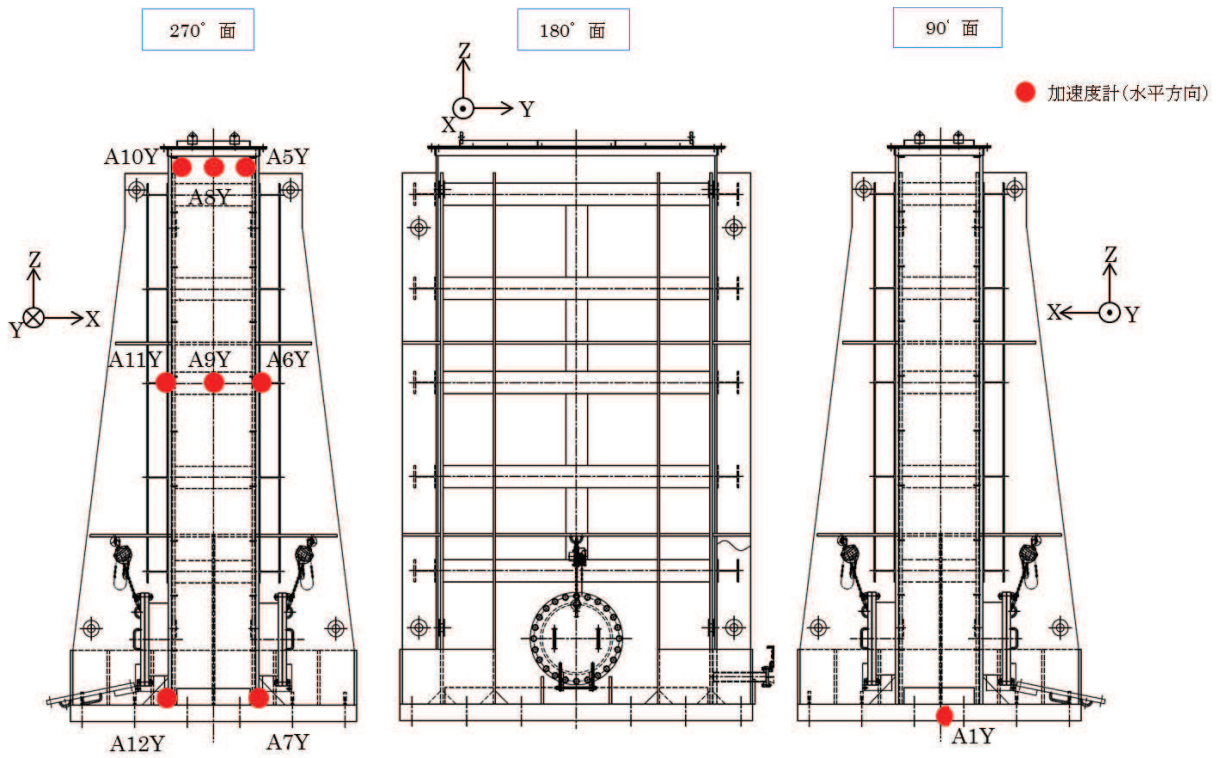


図 4-11 試験水槽の加速度計測位置

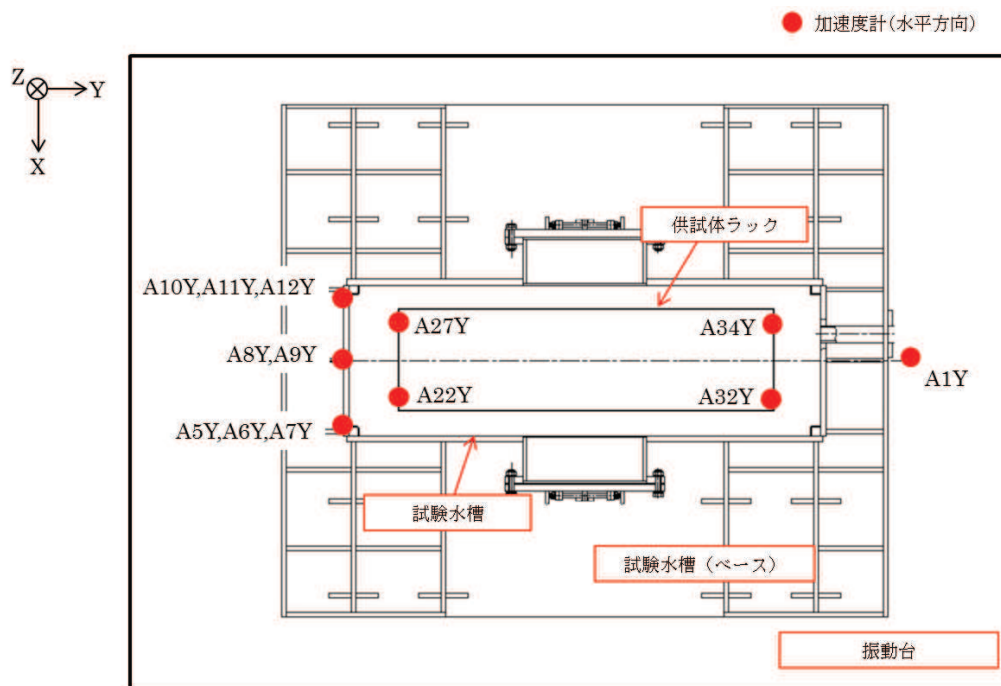


図 4-12 供試体ラック等の加速度計測位置 (平面)

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 $1/2\zeta$ （ ζ ：減衰比）となることから，刺激係数 β 及び固有モードベクトル ϕ 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，燃料集合体のガタつき，燃料集合体の着座部（下部タイプレートとラック支持板）の摩擦，ラック内壁とチャンネルボックスの衝突・摩擦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。

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

〔 β ：刺激係数， ϕ ：固有モードベクトル， Q ：応答倍率〕

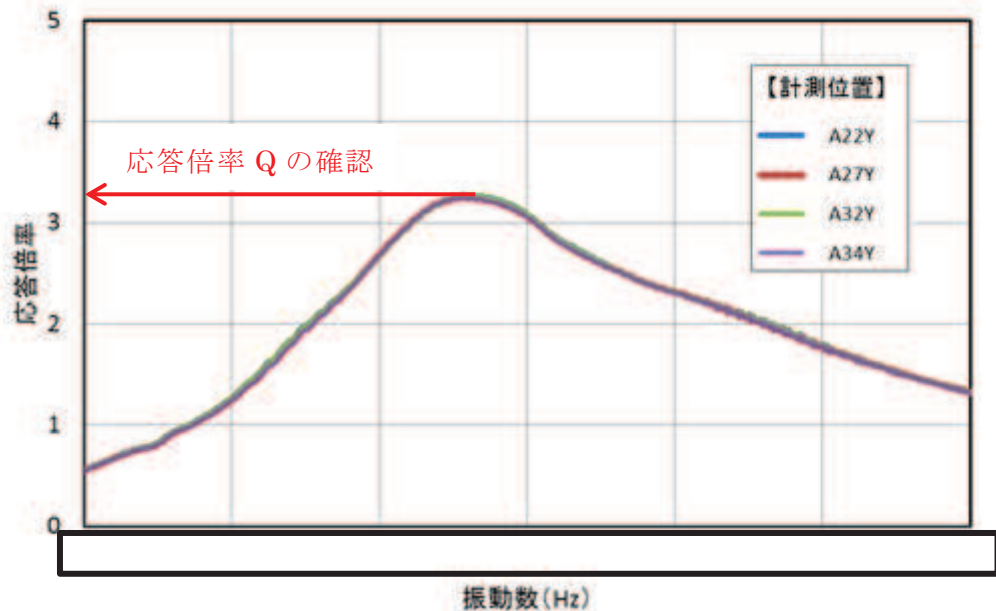


図 4-13 伝達関数（入力加速度最大ケース 7.09m/s^2 ）

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、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。

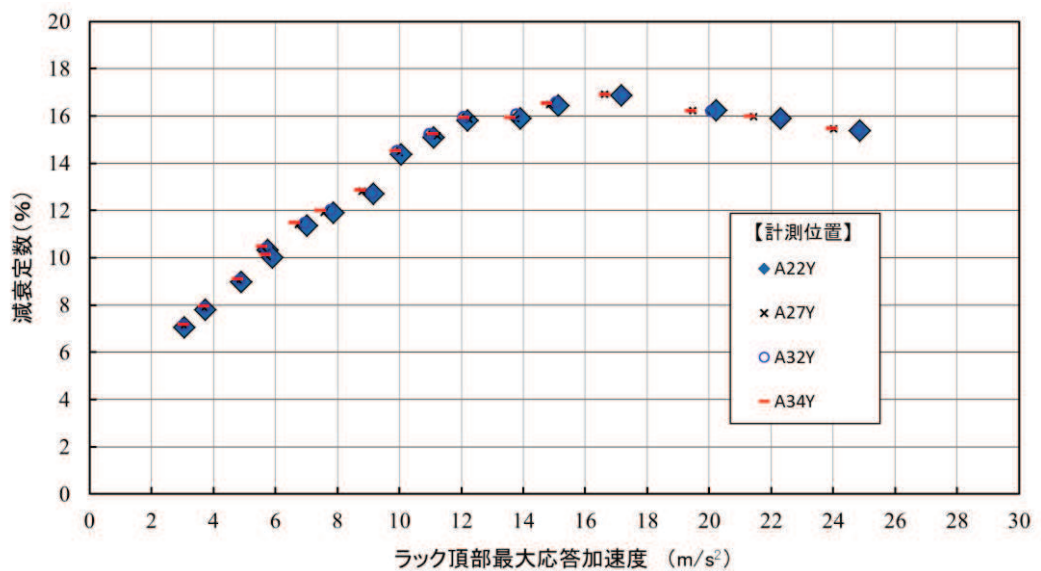


図 4-14 供試体ラック頂部最大応答加速度と減衰定数の関係

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 ²)	計測 位置* ²	頂部応答 加速度 (m/s ²)	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 = $\beta \cdot \phi / (2 \cdot Q)$ ($\beta \doteq 2.43$, $\phi \doteq 0.413$)

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

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 ²)	計測 位置*2	頂部応答 加速度 (m/s ²)	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 = $\beta \cdot \phi / (2 \cdot Q)$ ($\beta \doteq 2.43$, $\phi \doteq 0.413$)

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

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 ²)	計測 位置*2	頂部応答 加速度 (m/s ²)	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 = $\beta \cdot \phi / (2 \cdot Q)$ ($\beta \doteq 2.43$, $\phi \doteq 0.413$)

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

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

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

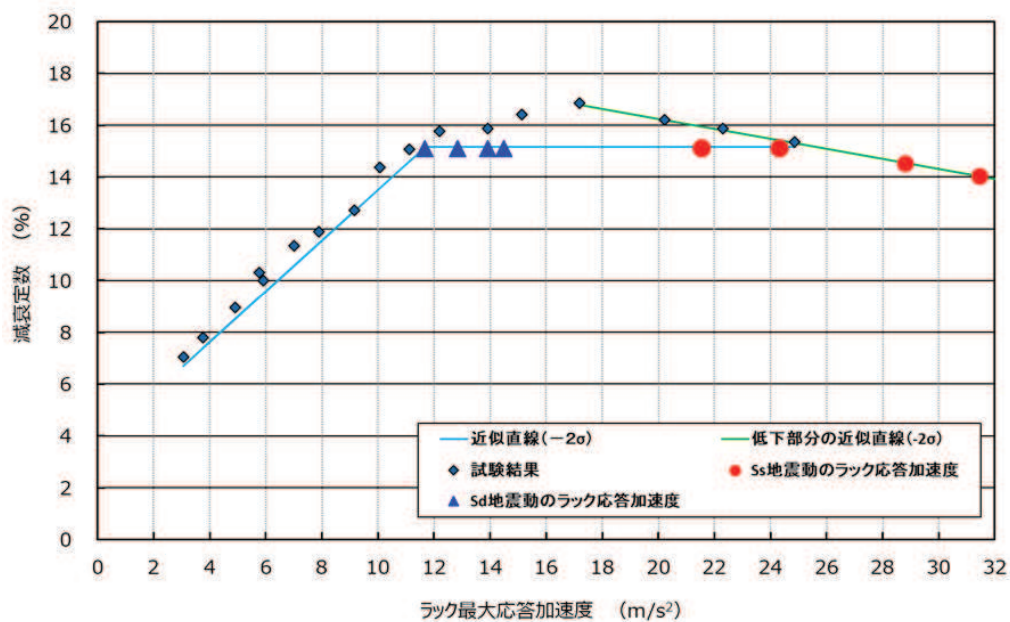
5.1 実機応答と供試体応答の比較

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 -2σ （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、燃料ラックの応答加速度と比較した（別紙-6 参照）。また、地震動の確定条件における最大応答加速度が試験範囲を超える範囲については、減衰定数の低下傾向を考慮した近似直線上の応答加速度を図 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、燃料ラックの応答との対応を評価することにより、設計用減衰定数を設定することは妥当であるとする。



注：応答加速度と減衰線図による減衰の確認方法は別紙-6 参照

図 5-1 燃料ラック頂部の最大応答加速度と減衰定数の関係

表 5-1 燃料ラック頂部の最大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)	最大応答加速度 (m/s ²)	減衰定数 (%)
基準地震動 S s	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 d	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 s 及び弾性設計用地震動 S d で 14～15%程度であることを確認した。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 s では 10%，弾性設計用地震動 S d では 7%を採用する（図 5-2）。

なお，今回工認における基準地震動 S s での燃料ラックの一部の応答加速度が，加振試験で得られた供試体ラックの応答加速度データの範囲を上回っているが，減衰定数の適用にあたって別紙-8 のとおり影響検討を実施した。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

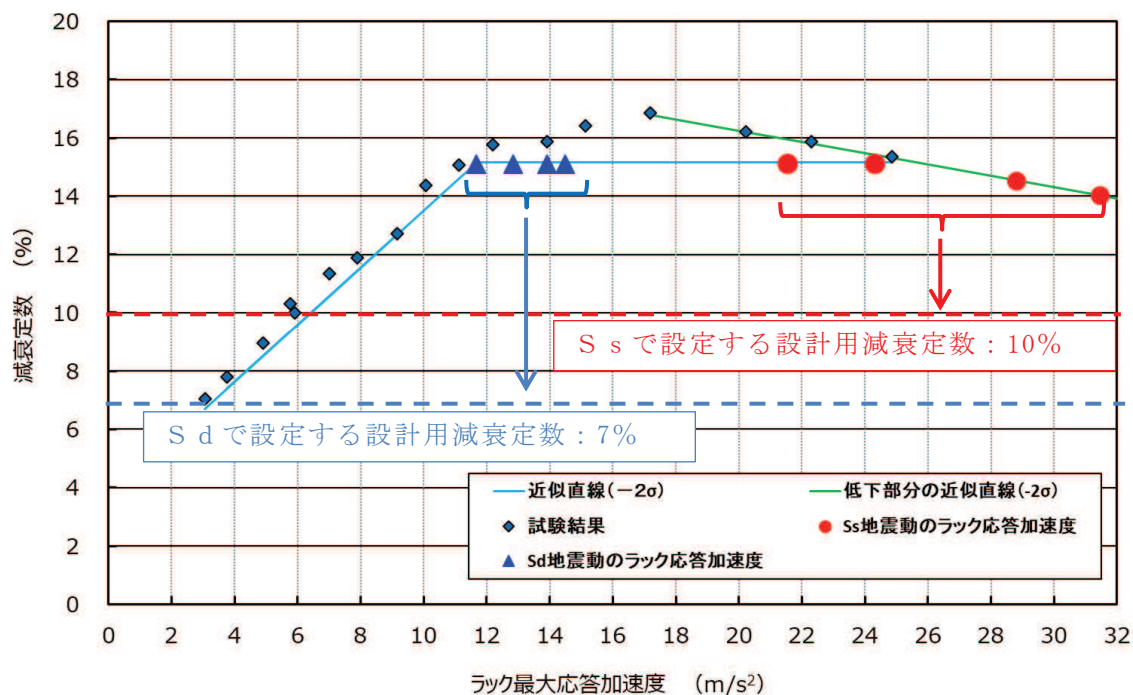


図 5-2 燃料ラックの設計用減衰定数の設定

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妥当であることを確認した。

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 ²)	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。

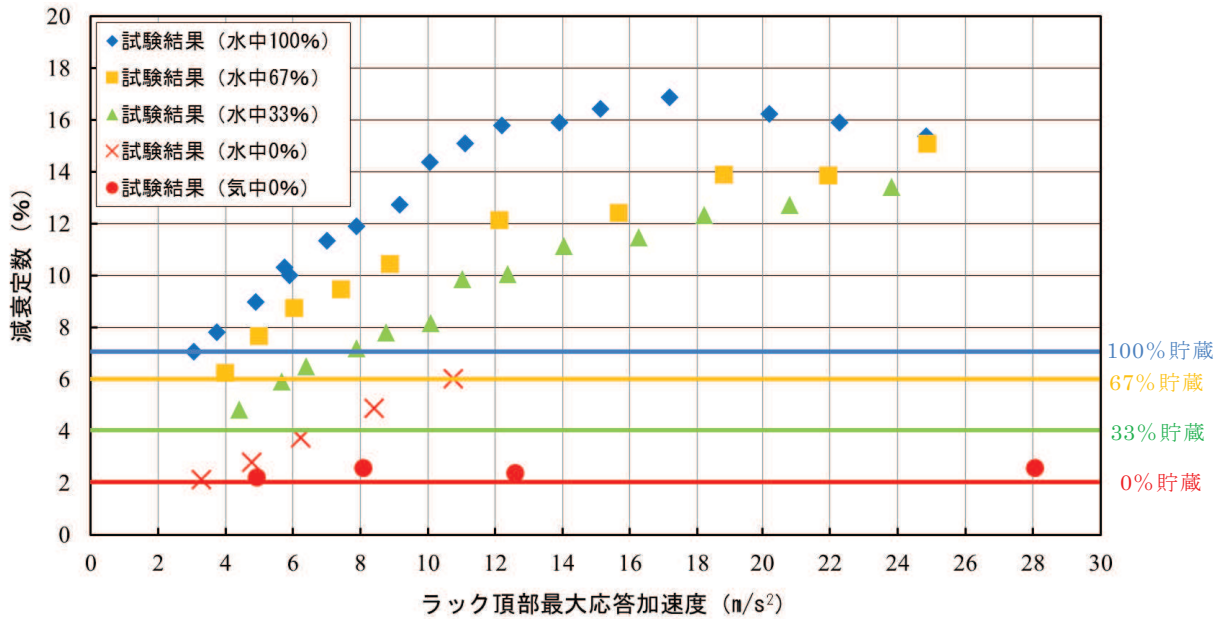


図1 燃料貯蔵率と減衰定数の関係

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

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。

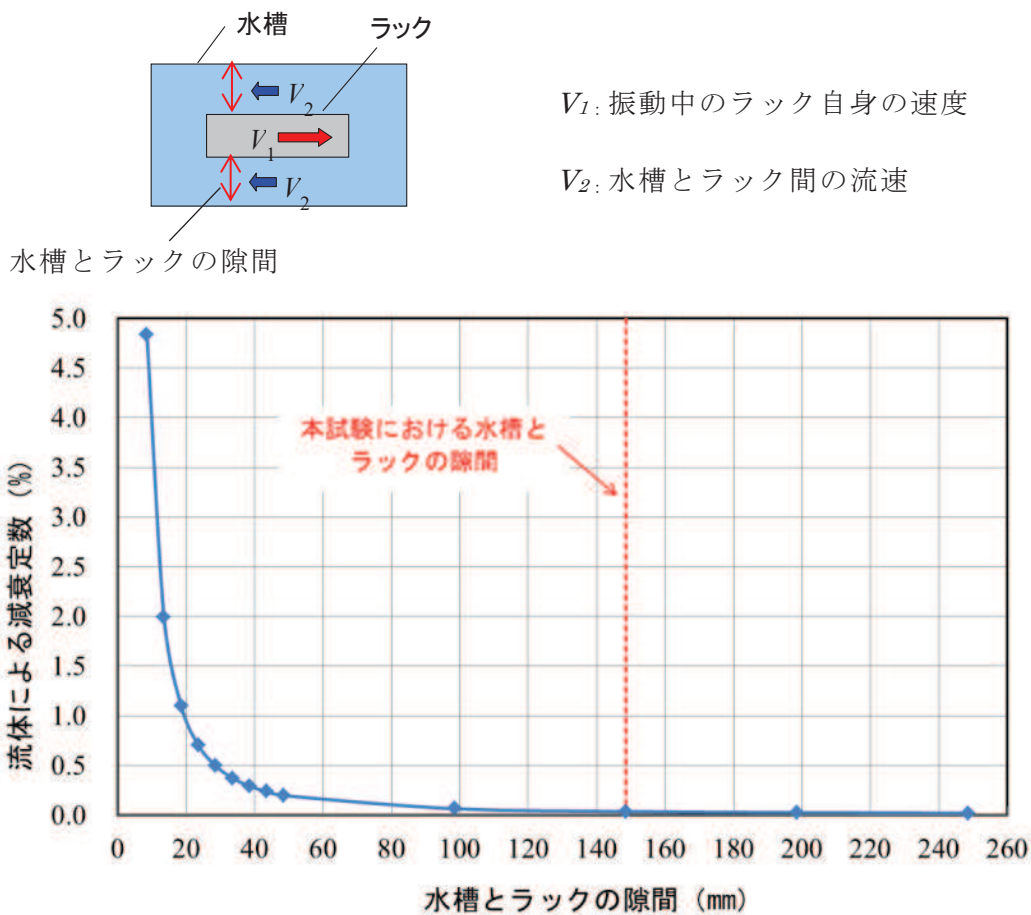


図1 水槽とラックの隙間による流体減衰の影響

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

ρ : 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

ω : ラックの固有円振動数

α_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

β : 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。

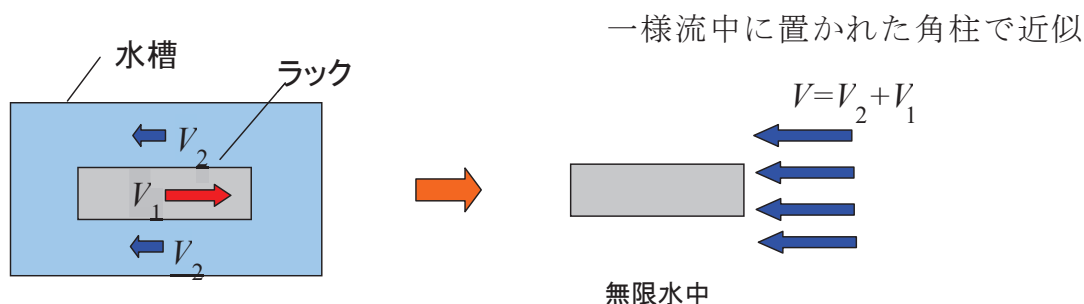


図 2 一様流の流速の考え方

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について

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。

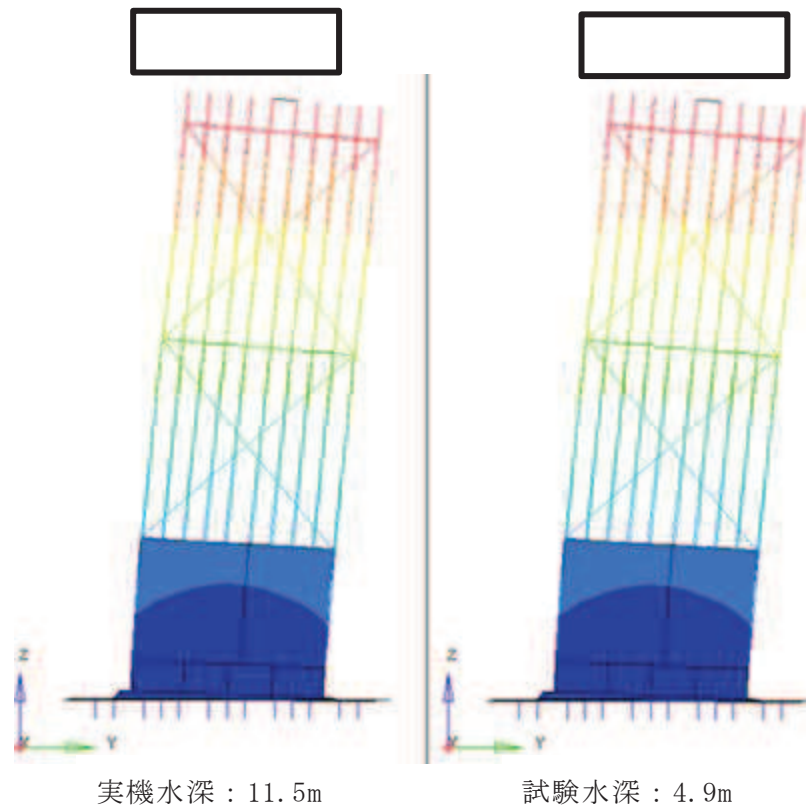


図1 水深 11.5m と 4.9m のラック振動モード

(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。

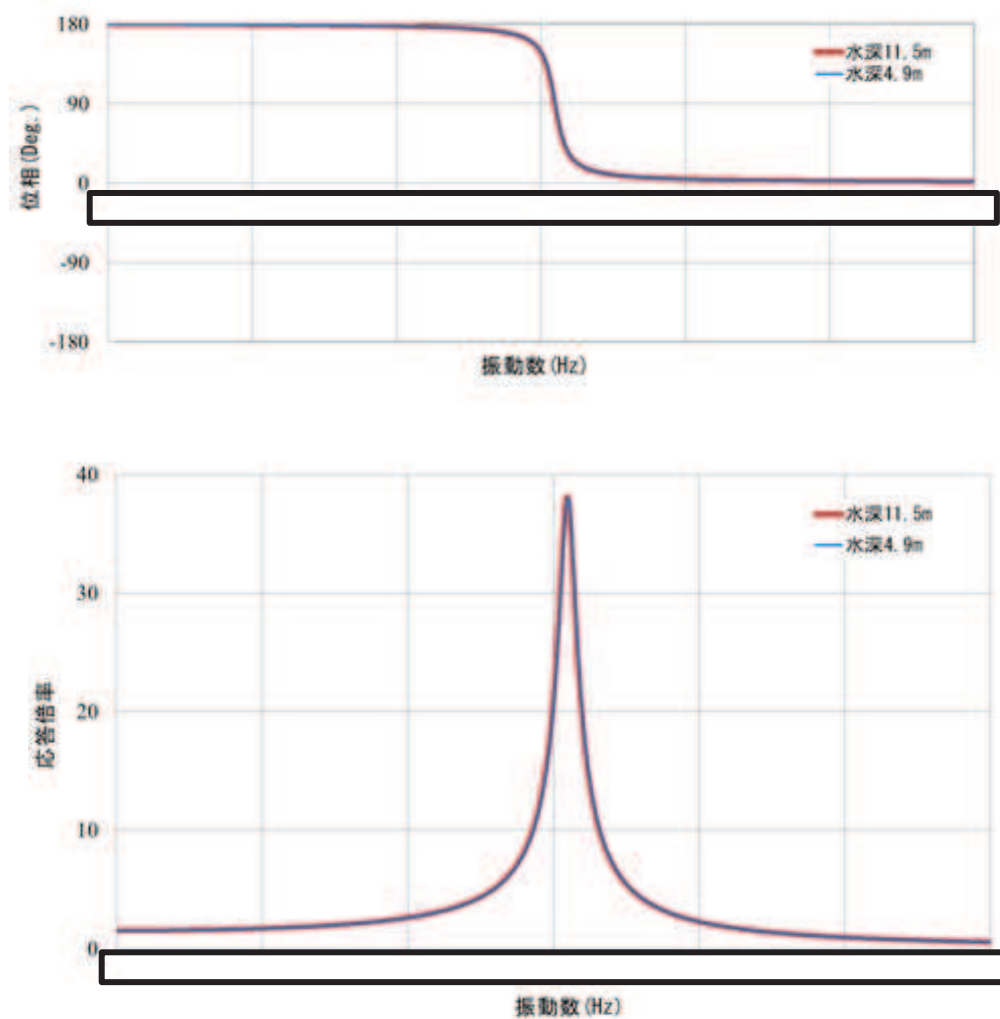


図2 周波数応答解析結果（減衰定数 2%）

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。

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比の算出方法

1. 応答倍率による減衰比の算出方法

1.1 地動に対する1自由度系の運動方程式と伝達関数^[1]

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。

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

ここで、

x : 質点の変位

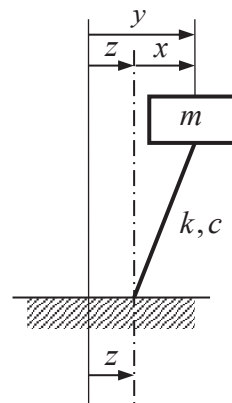
y : 質点の地動を含めた変位 ($x+z$)

z : 地動変位

m : 質量

c : 減衰定数

k : ばね定数



ここで、固有振動数 $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$ 、減衰比 $\xi = \frac{c}{2m\omega_0}$ 、振動数比 $\lambda = \frac{\omega}{\omega_0}$ とおくと、

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

調和入力（正弦入力）として、

$$z = \frac{I}{\omega^2} e^{j\omega t} \quad (\ddot{z} = -Ie^{j\omega t} : \text{加速度振幅一定}) \quad \dots (3)$$

とすれば、 x も調和振動（正弦振動，単振動）となり、

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

とすると、式(2)は、

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

したがって、応答加速度の周波数応答関数は、

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

この振動系の伝達関数（応答倍率）は以下の式で表される。

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

1.2 地動に対する多自由度系の運動方程式と伝達関数^[1]

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。

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = -[M]\{1\}\ddot{z} \quad \dots (8)$$

ここで、

$[M]$: 質量マトリックス

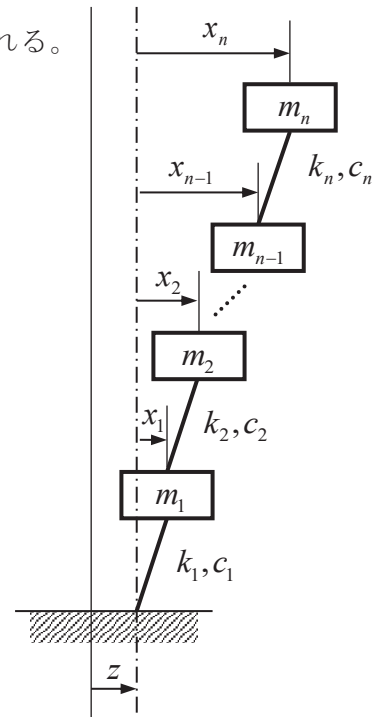
$[C]$: 減衰マトリックス

$[K]$: 剛性マトリックス

$\{x\}$: 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。

$$\begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{Bmatrix} = q_1 \begin{Bmatrix} \phi_{11} \\ \phi_{21} \\ \vdots \\ \phi_{n1} \end{Bmatrix} + q_2 \begin{Bmatrix} \phi_{12} \\ \phi_{22} \\ \vdots \\ \phi_{n2} \end{Bmatrix} + \dots + q_n \begin{Bmatrix} \phi_{1n} \\ \phi_{2n} \\ \vdots \\ \phi_{nn} \end{Bmatrix} = \sum_{s=1}^n q_s \{\phi_s\} \quad \dots (9)$$

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)

式(9)を式(8)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のようなになる。

$$\{\phi_s\}^T [M] \{\phi_s\} \ddot{q}_s + \{\phi_s\}^T [C] \{\phi_s\} \dot{q}_s + \{\phi_s\}^T [K] \{\phi_s\} q_s = -\{\phi_s\}^T [M] \{1\} \ddot{z} \quad \dots (10)$$

式(10)を整理すると,

$$\ddot{q}_s + \frac{\{\phi_s\}^T [C] \{\phi_s\}}{\{\phi_s\}^T [M] \{\phi_s\}} \dot{q}_s + \frac{\{\phi_s\}^T [K] \{\phi_s\}}{\{\phi_s\}^T [M] \{\phi_s\}} q_s = - \frac{\{\phi_s\}^T [M] \{1\}}{\{\phi_s\}^T [M] \{\phi_s\}} \ddot{z} \quad \dots (11)$$

ここで,

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

$$C_s = \{\phi_s\}^T [C] \{\phi_s\} : \text{減衰定数}$$

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

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

とおき, 式(11)を変形すると,

$$\ddot{q}_s + \frac{C_s}{M_s} \dot{q}_s + \frac{K_s}{M_s} q_s = \beta_s \ddot{z} \quad \dots (12)$$

固有円振動数 ω_s , モーダル減衰比 ξ_s を用いて式(12)を変形すると

$$\omega_s^2 = \frac{K_s}{M_s} : s \text{ 次の固有円振動数}$$

$$\xi_s = \frac{C_s}{2M_s\omega_s} : s \text{ 次のモーダル減衰比}$$

$$\ddot{q}_s + 2\xi_s\omega_s\dot{q}_s + \omega_s^2q_s = -\beta_s\ddot{z} \quad \dots (13)$$

1 自由度系の運動方程式(2)と比較すると, 式(13)は 1 自由度系の右辺が係数倍されていることがわかる。

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。

$$x_i = q_s \phi_{is} \quad \dots (14)$$

よって, s 次モードの質点 i の伝達関数 (応答倍率 = 質点 i の応答加速度 / 地動加速度) は以下の式で表される。

$$|H(\omega)| = \left| \frac{\ddot{x}_i}{\ddot{z}} \right| = \frac{\beta_s \phi_{is} \lambda_s^2}{\sqrt{(1 - \lambda_s^2)^2 + (2\xi_s \lambda_s)^2}} \quad \dots (15)$$

なお, 水中構造物については, 質量マトリックス $[M]$ に流体付加質量の効果が考慮されるため, 応答倍率の式(15)では, 流体付加質量の効果は $\beta_s \phi_{is}$ に表れる。

1.3 応答倍率による減衰比の算出方法

加速度共振曲線から、応答倍率の最大値 $|H(\omega)|_{\max}$ は $\lambda = \frac{\omega}{\omega_0} = 1$ 近傍で生じる(図1)。

$Q = |H(\omega)|_{\max}$ とすると、1自由度系の場合、応答倍率の最大値は、式(7)より、

$$Q \cong \frac{1}{2\xi} \quad \dots (16)$$

一方、多自由度系の場合、応答倍率の最大値は、式(15)より、

$$Q \cong \frac{\beta_s \phi_{is}}{2\xi_s} \quad \dots (17)$$

である。

よって、正弦波掃引試験で得られる加速度の伝達関数にて、応答倍率が最大となる振動数 ω_p を ω_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 ξ_s を算出できる。

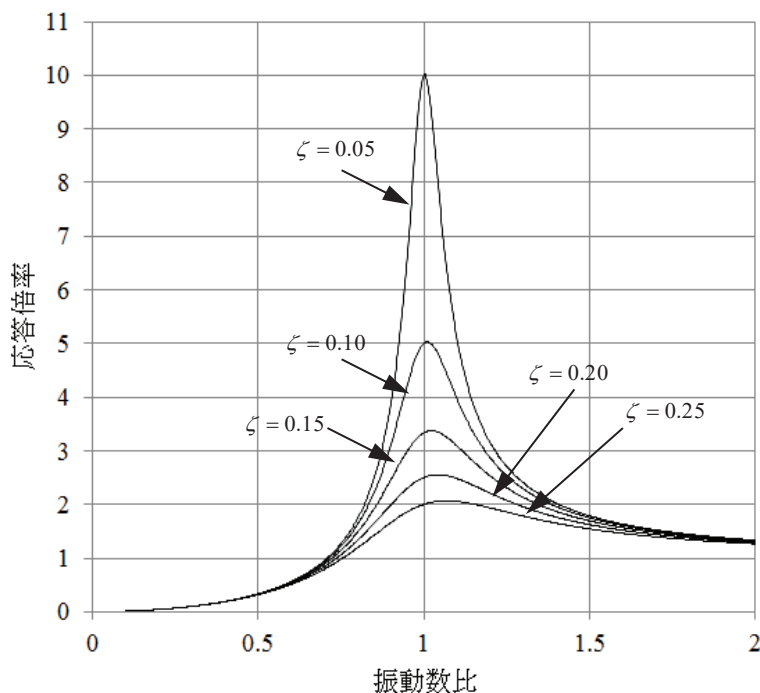


図1 加速度共振曲線

ここで、固有モードベクトル ϕ_{is} と刺激係数 β_s は、図2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を用いる。

1.4 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 2）。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 2 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1及び図3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 1 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 7.09m/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。

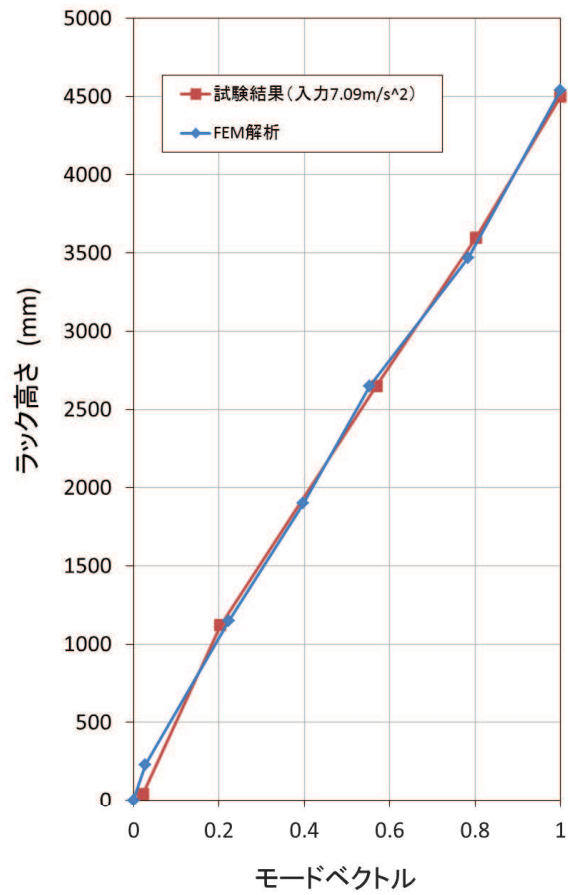


図3 FEMモデルと加振試験の振動モードの比較

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について

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^[1]、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。

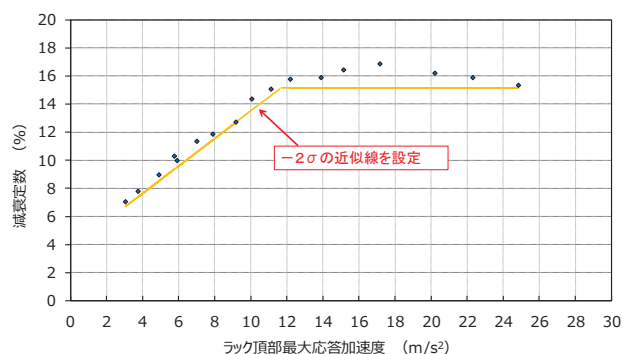
減衰の応答依存性を考慮した燃料ラックの減衰定数の確認方法

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。

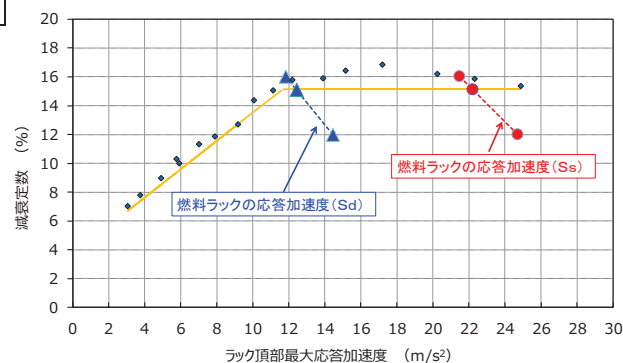
STEP1：試験結果の整理

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： -2σ ）を持たせた近似線を設定する。



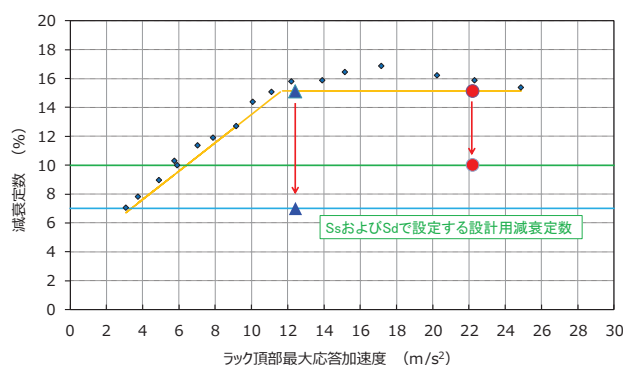
STEP2：評価用地震動に対する減衰定数の確認

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 β 及び固有モードベクトル ϕ （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について

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)	せん断モード	せん断モード	せん断モード	170体ラック(10列×17列)	せん断モード
モード形状						
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。

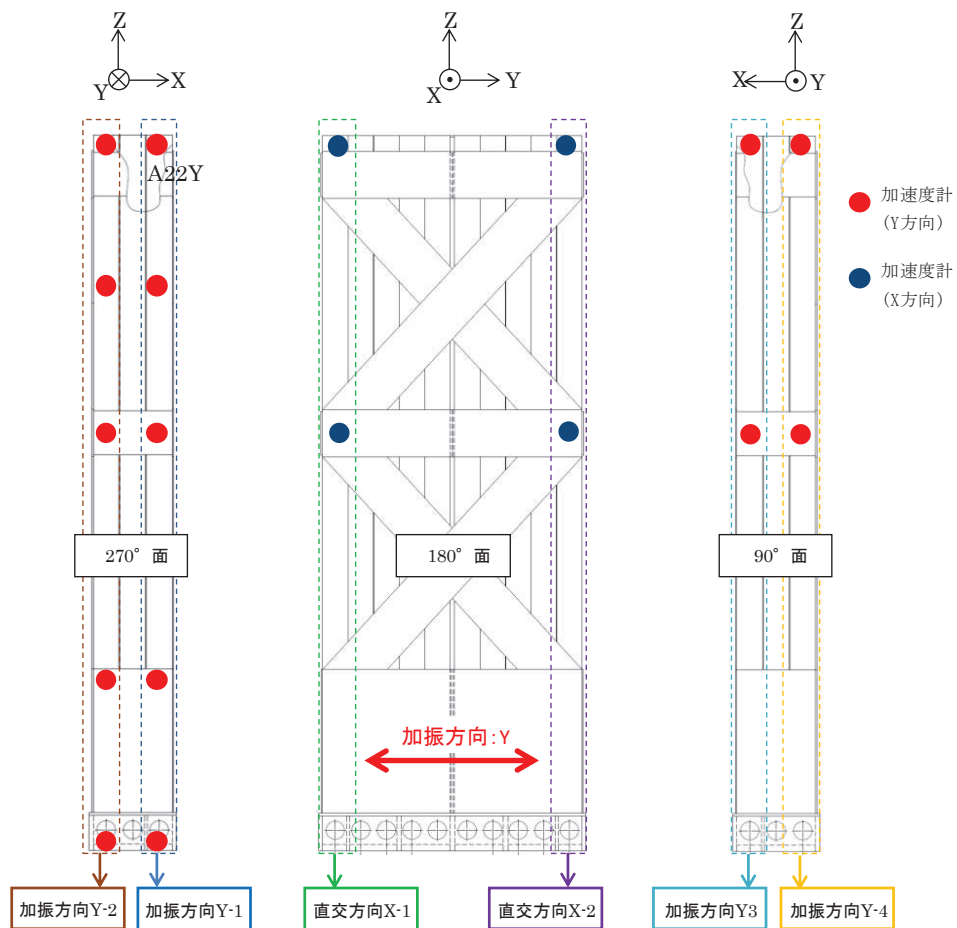


図2 供試体ラックの加速度計設置位置

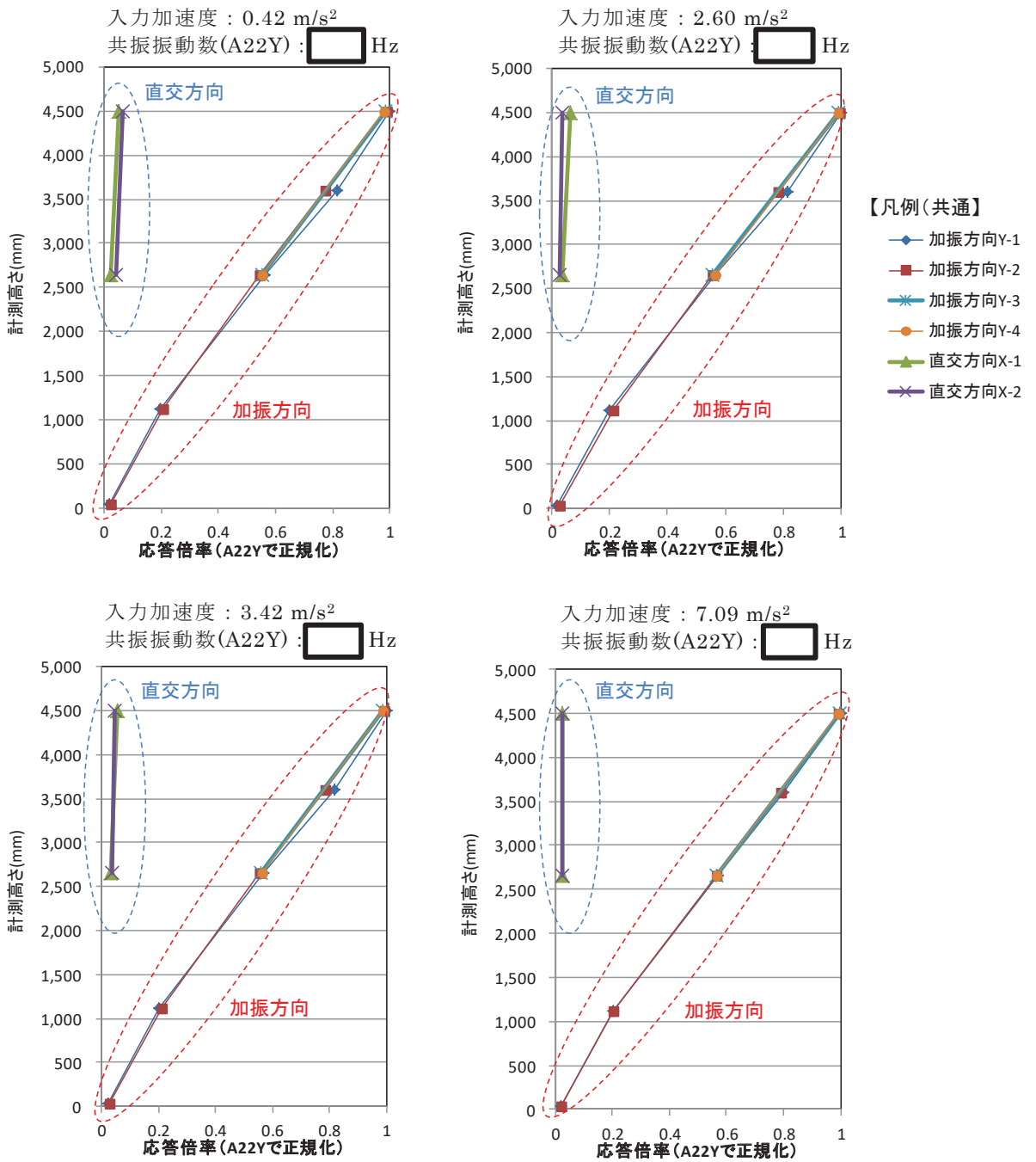


図 3 加振試験における供試体ラックの振動モード

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。

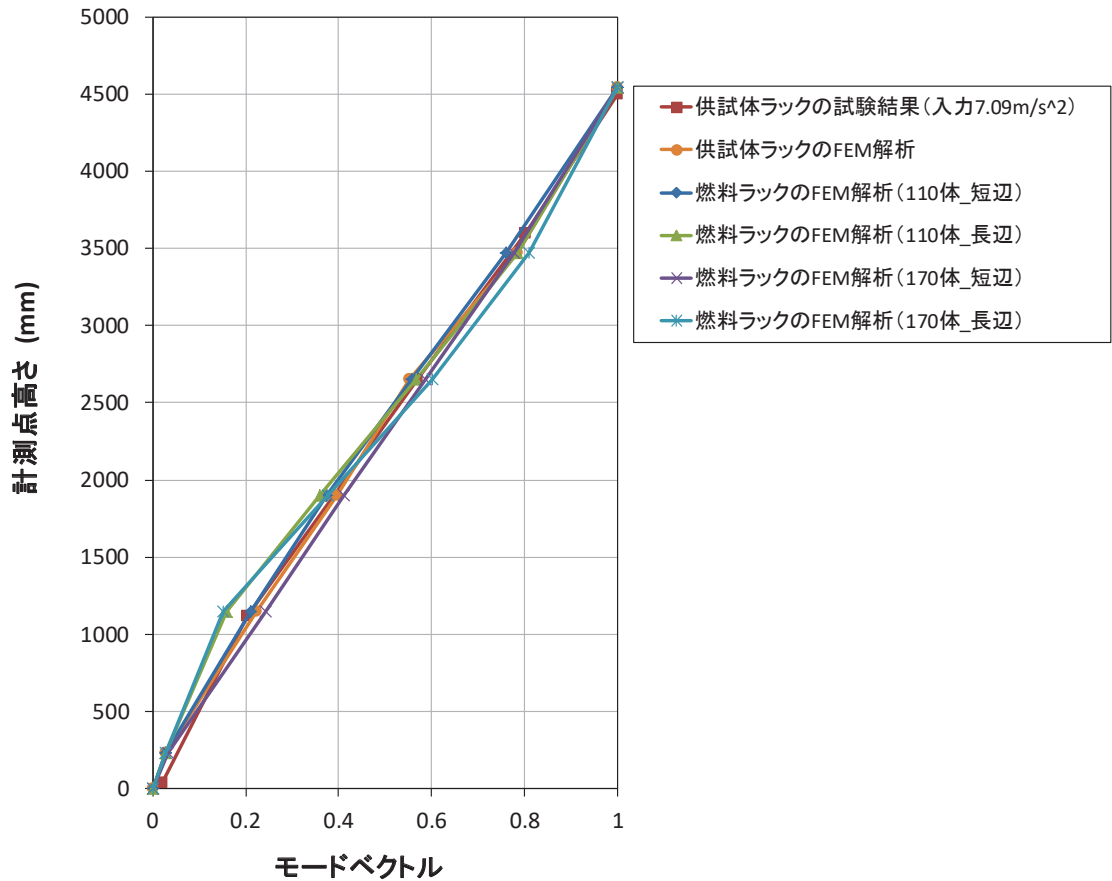


図4 燃料ラックと供試体ラックの振動モード比較

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）。

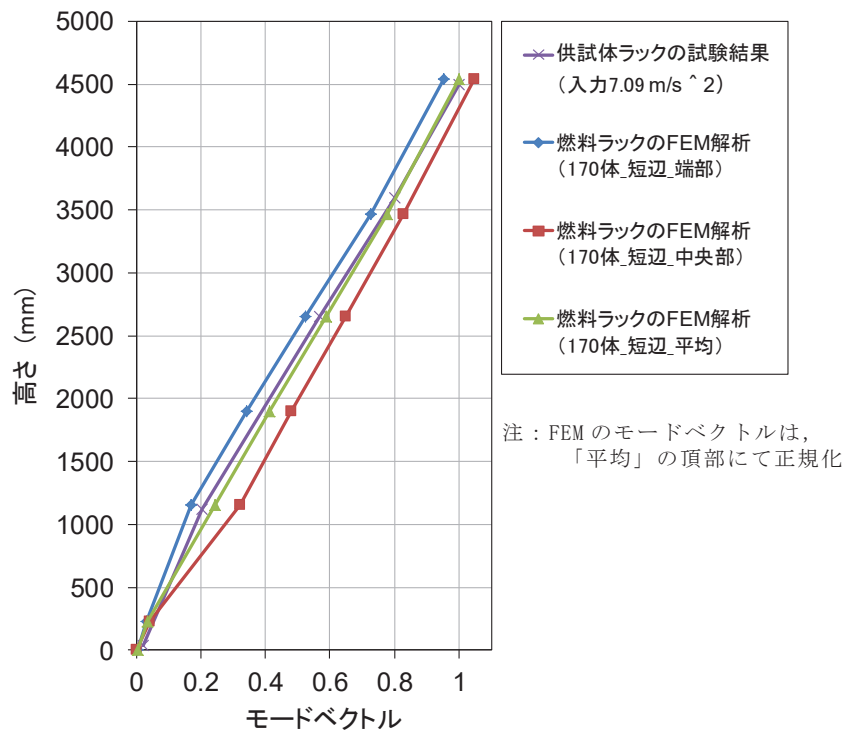
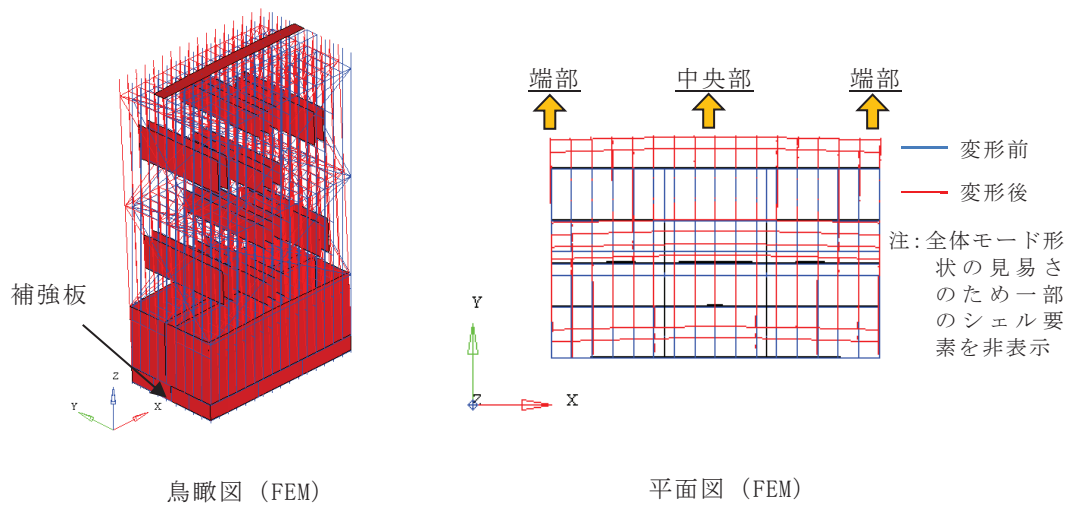


図 5 170 体燃料ラックにおける短辺方向の振動モード図

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 β 及び固有モードベクトル ϕ 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 ϕ 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 β 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 ϕ 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 ϕ が同等であることをもって、刺激係数 β 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。

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

$[M]$: 質量マトリックス

$\{\phi_s\}$: 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。

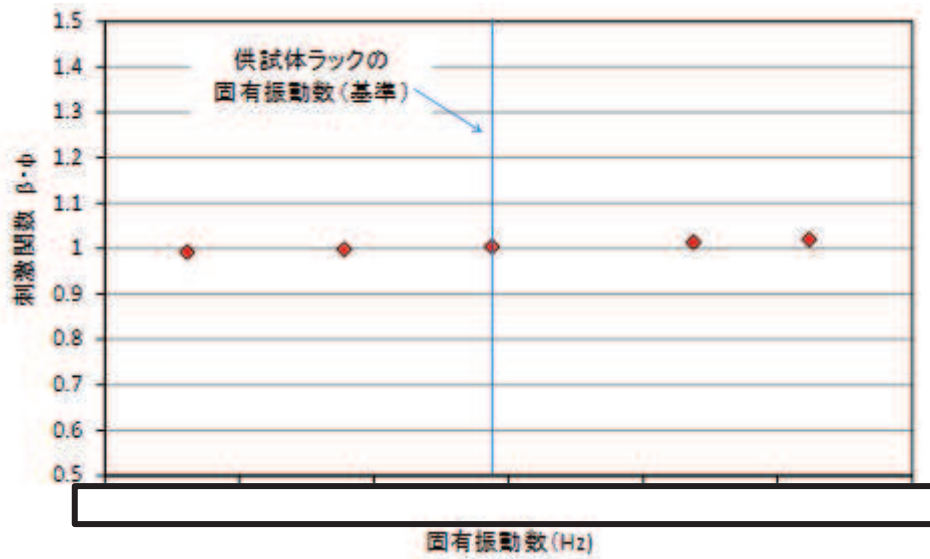


図 6 固有振動数による刺激関数 $\beta \phi$ への影響

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応答加速度での減衰定数について

1. 加振試験及び基準地震動 S_s での応答加速度の関係と減衰定数

図1に示すとおり、基準地震動 S_s に対する燃料ラックの応答加速度の一部が加振試験範囲を上回る。

また、この応答加速度の一部においては、加振試験結果に基づく減衰定数を踏まえると、増加傾向から飽和又は低下する傾向となっていることから、加振試験範囲を超える基準地震動 S_s の応答加速度範囲において、燃料ラックの水平方向の設計用減衰定数として 10% を採用することの適用性について整理する。

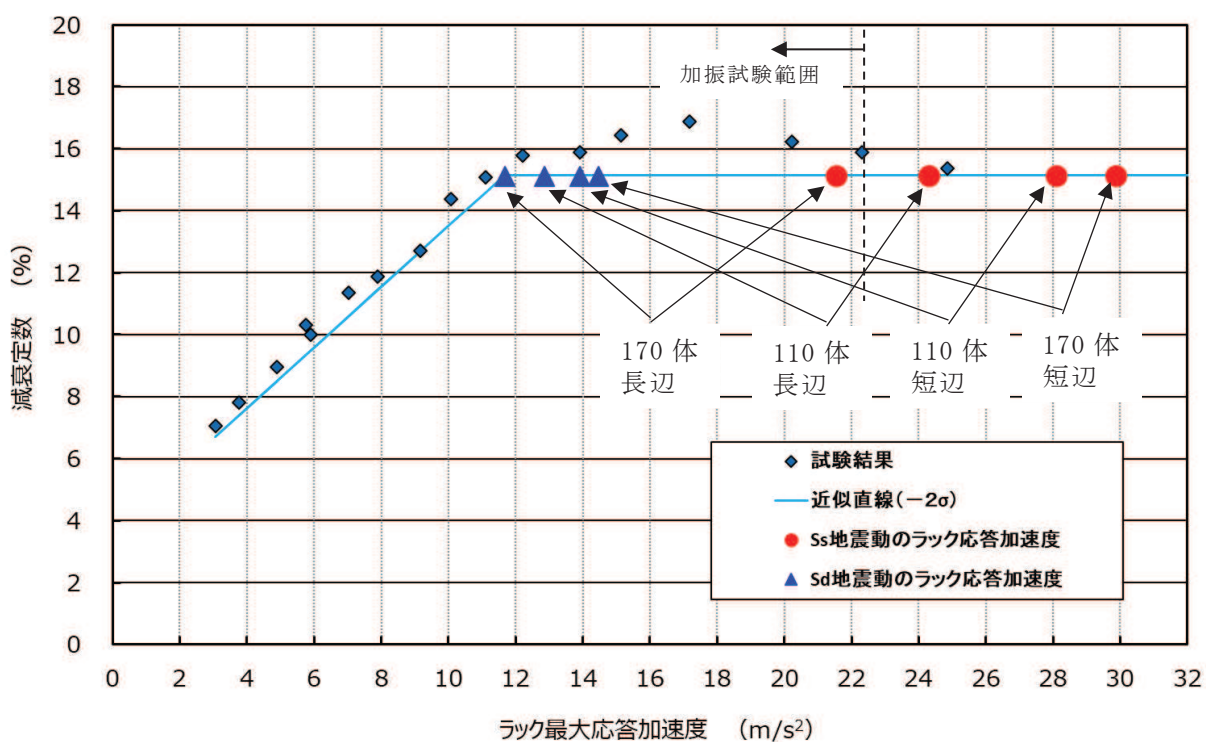


図1 燃料ラック頂部の最大応答加速度と減衰定数の関係

2. 燃料ラックの応答加速度と減衰定数の関係

燃料ラックの減衰定数が応答加速度の増加に従い増加する要因は、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、燃料ラックを構成する各部材間など、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ガタつきによる減衰などがあり、応答加速度の増加に伴い水の抵抗が増加し、また摺動する範囲が拡大（摩擦力が増加）することなどで減衰が大きくなると考えられる。また、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となっている。

これは、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，摩擦減衰等は応答加速度の増加に伴って減衰は大きくなり，その後応答加速度がある大きになると，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にガタつき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。

3. 設計用減衰定数の設定及び保守性

上述のように燃料ラックの減衰定数は，応答加速度の増加に伴って増加した後は，飽和又は低下すると考えられるが，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 -2σ を考慮）を仮定し，加振試験を上回る範囲まで外挿した結果を図 2 示す。

加振試験を上回る範囲を含めて，基準地震動 S_s の応答加速度に対する燃料ラックの減衰定数は，14～16%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設定する 10%は保守的となっている。

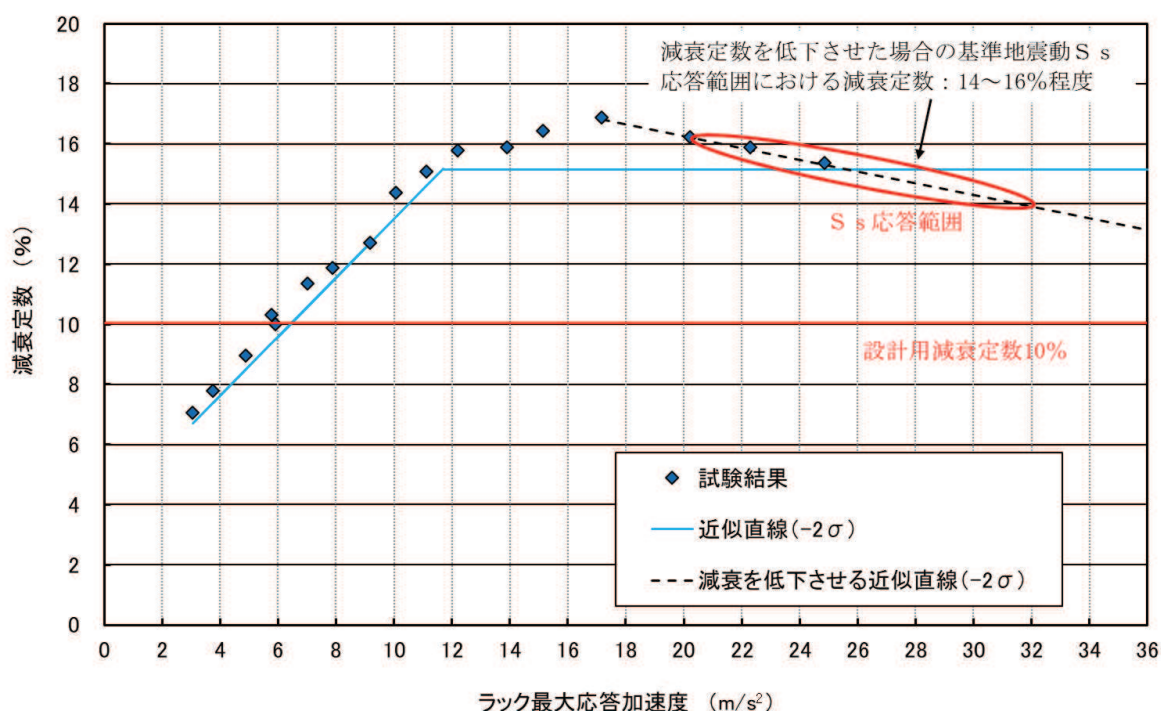


図 2 加振試験を上回る範囲における減衰定数

4. 加振試験を上回る範囲における燃料ラックの減衰定数に係る検討

4.1 燃料ラックの減衰要因と応答依存性に係る整理

加振試験結果で得られた減衰特性や一般的な減衰要因の特性を踏まえ，燃料ラックの減衰要因と応答依存性について表 1 に整理した。

表 1 燃料ラックの減衰要因と応答依存性

減衰要因		応答依存性	減衰の大きさ
構造減衰	1-① 材料自体の減衰(内部減衰)	材料, 構造に起因するため応答依存性なし	一般的に非常に小さいと考えられる。
	1-② 構造接続部の摩擦等(一般的には構造減衰として扱う)	大きな摩擦力が発生するような構造でない場合, 応答依存性は無いと考えられる。	機械構造物は一般的に1%~2%程度
流体減衰	2-① 貯蔵された燃料の流体抵抗力による減衰	応答加速度(振幅増加)に伴い比例して減衰は増加	ラックセル内の狭い空間における相対運動による流体減衰のため, 応答がある程度大きくなる範囲では有意な減衰要因となり得ると考えられる。
	2-② 燃料ラック外周部の流体抵抗力による減衰		ラック外周と壁との隙間が大きいため, 流体減衰は非常に小さいと考えられる。(別紙-2 参照)
摩擦減衰	3-① 部材間(角管, 補強板)の摺動	静止状態からすべり始めるときには減衰は大きく, すべり発生後は応答に反比例の傾向で緩やかに減少する。*	角管を補強板と束ねた複合構造であることから, 部材間の摺動箇所が比較的多く, 燃料ラックの高減衰の要因になり得ると考えられるが, 摺動箇所や摩擦力を定量的に把握することが難しいと考えられる。
	3-② 燃料下部と燃料支持版の摺動		燃料自重による摺動部の摩擦力は小さいと考えられる。
	3-③ 床面とラックベース締結面の摺動		ボルト締付による押付け力(摩擦力)が大きいため燃料ラックの高減衰の要因になり得ると考えられる。
	3-④ 燃料とラックセルとの衝突(今回の加振試験範囲では衝突は無いと考えられる)	衝突速度(衝突力)に増加に伴い減衰は小さくなると考えられる	今回の試験範囲では減衰要因となる燃料とラックセルとの有意な衝突は発生しないと考えられるため, 衝突による減衰は小さいと考えられる。
その他	燃料ラックと燃料の連成(動吸振器効果)による応答低減	燃料ラックと燃料の振動数比により応答低減程度が決まるため応答依存性なし	ラックの質量に対して燃料の質量が比較的大きいため, 連成挙動による有意な応答低減効果があると考えられる。

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

- 2-①：セル内流動による流体減衰
- 3-④：燃料とラックセルの衝突による減衰
- 4-①：燃料ラックと燃料との連成による応答低減

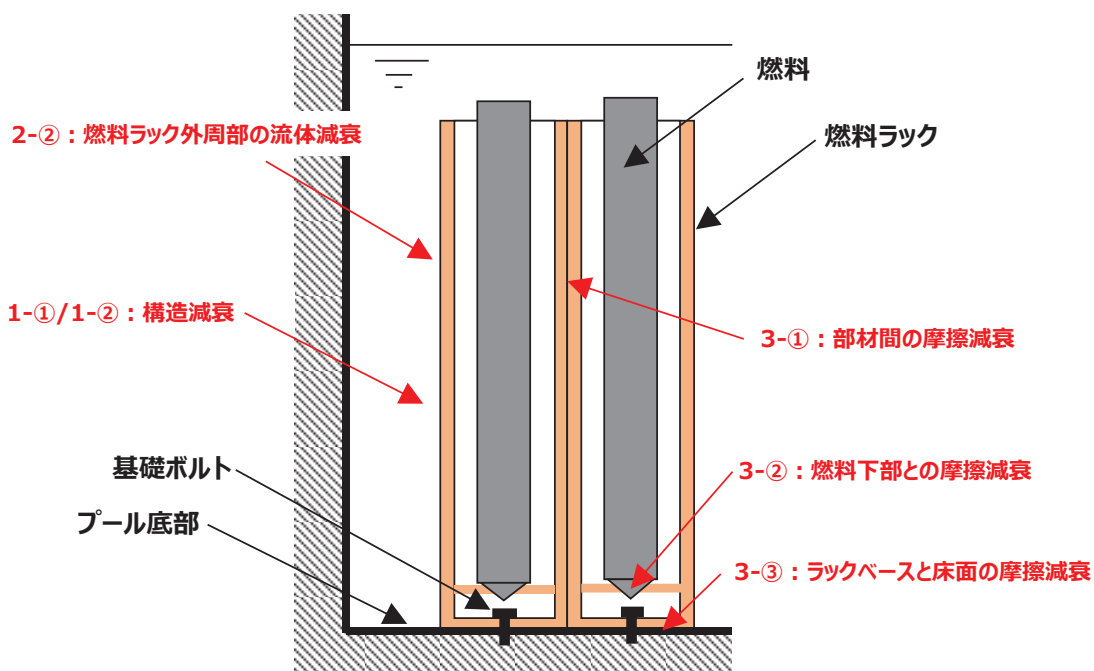
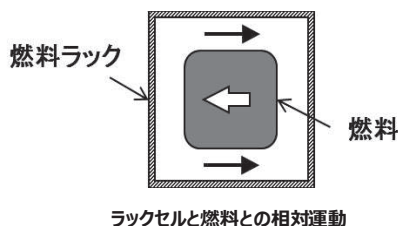


図3 燃料ラックの減衰要因

加振試験で得られた燃料ラックの減衰挙動は、表1で整理した各減衰要因の特徴を踏まえると、以下に示す2つの領域に分類されるものと考えた。

- (1) 減衰が増加する領域（構造減衰＋流体減衰＋摩擦減衰＋その他）

燃料ラックの応答加速度の増加に比例して流体減衰は増加し、各部摺動範囲が広がることによる摩擦減衰の増加および摺動部がすべり始めることによる摩擦減衰の増加などの複合要因で減衰が増加する領域。

- (2) 減衰が飽和又は低下する領域（構造減衰＋流体減衰＋摩擦減衰＋その他）

燃料は角管内の四方を囲まれた狭い空間で相対運動することから、応答加速度の増加に伴い相対運動が制限されることで流体減衰の一部は飽和すると考えられる。また、各部摺動範囲が頭打ちとなって摩擦減衰が飽和および摺動部の微小すべり発生により摩擦減衰が応答に反比例で低下するなどの複合要因で減衰が飽和又は低下する領域。

したがって、加振試験を上回る範囲は上記(2)の領域で該当するものと考えられる。

4.2 減衰の飽和又は低下する領域における解析検討

加振試験を上回る範囲における燃料ラックの減衰挙動について、図 2 で仮定した線形で低下する近似直線の適切性を確認することを目的として、応答増加に伴って低下傾向を示す摩擦減衰に着目した解析検討を実施した。具体的には表 1 で示した摩擦減衰のうち、減衰効果が大きい「3-③床面とラックベース締結面の摺動」を対象とし、減衰の低下傾向の定量化を試みた。摩擦減衰の低下傾向が急激でないことが確認できれば、図 2 で仮定した線形で低下する近似直線が非保守側でないことが確認できる。

上記のとおり、今回の解析検討は、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大きな減衰要因となり得る「燃料ラックと燃料の連成（動吸振器効果）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。

4.3 解析モデル及び諸元

加振試験を上回る範囲における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り、燃料ラックの減衰定数を厳密に再現解析することは難しいため、表 2 に示す簡略的な解析モデルによる解析とする。

表 2 解析モデルの設定及び減衰定数の算定

項目	内容
解析モデル	1 質点系ばね-マスモデル（解析モデルを図 4 に，解析モデル諸元を表 3 に示す。）
質量のモデル化	燃料ラック，燃料，付加質量を 1 質点系モデルの質量として設定した。 燃料ラックの主要モードである 1 次の振動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した。
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のばね要素をラック剛性： K_r 及び締結ボルト剛性： K_b で設定し，直列に配置する。
構造減衰	燃料ラックの構造減衰： C_{r1} （線形減衰）として減衰定数 2% を一律に設定した。
摩擦減衰	ボルト締結面の摩擦減衰は，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。
減衰定数	加振試験と同様の条件として加速度一定の正弦掃引波（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，燃料ラックの応答加速度を算定。 加振試験と同様に入力加速度と応答加速度との伝達関数から燃料ラックの応答倍率を算定。 燃料ラックの応答加速度と減衰定数の関係を算定。

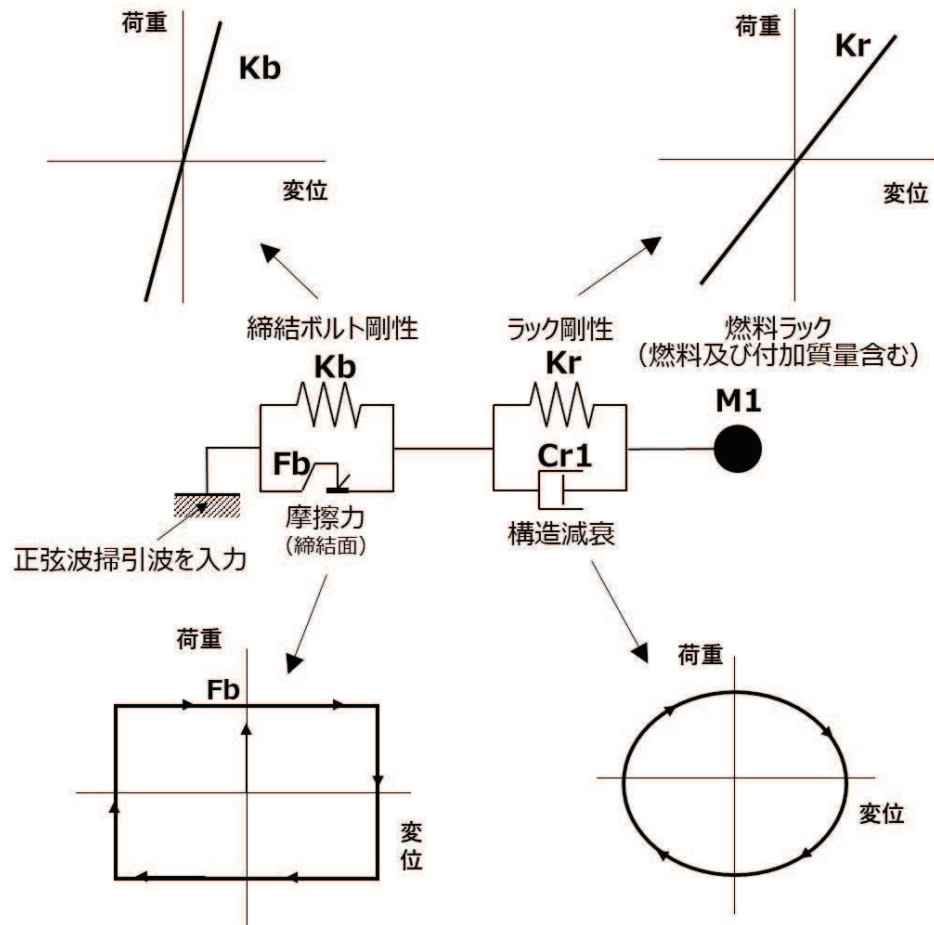


図 4 解析モデル

表 3 解析モデル諸元

記号	解析条件	モデル入力値	根拠
M1	ラック質量 (燃料および付加質量含む)		供試体ラックおよび燃料質量から設定。 付加質量は理論式に基づく計算値
Kb	締結ボルト剛性		締結ボルトの剛性に基づき設定
Kr	ラックの剛性		供試体ラックの剛性に基づき設定
Cr1	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。

4.4 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、燃料ラックの応答加速度が増加するに伴って減衰が増加した後、応答加速度に反比例するように低下する傾向となることを確認した。なお、本解析は、加振試験を上回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り、減衰定数の絶対値を再現解析したものではない。

したがって、加振試験範囲を上回る応答加速度レベルにおいても、燃料ラックの減衰定数は、応答加速度に伴って急激に低下することではなく、緩やかに低下する傾向を示すと考えられるため、3項で設定した減衰の近似直線の考え方とも整合するものである。

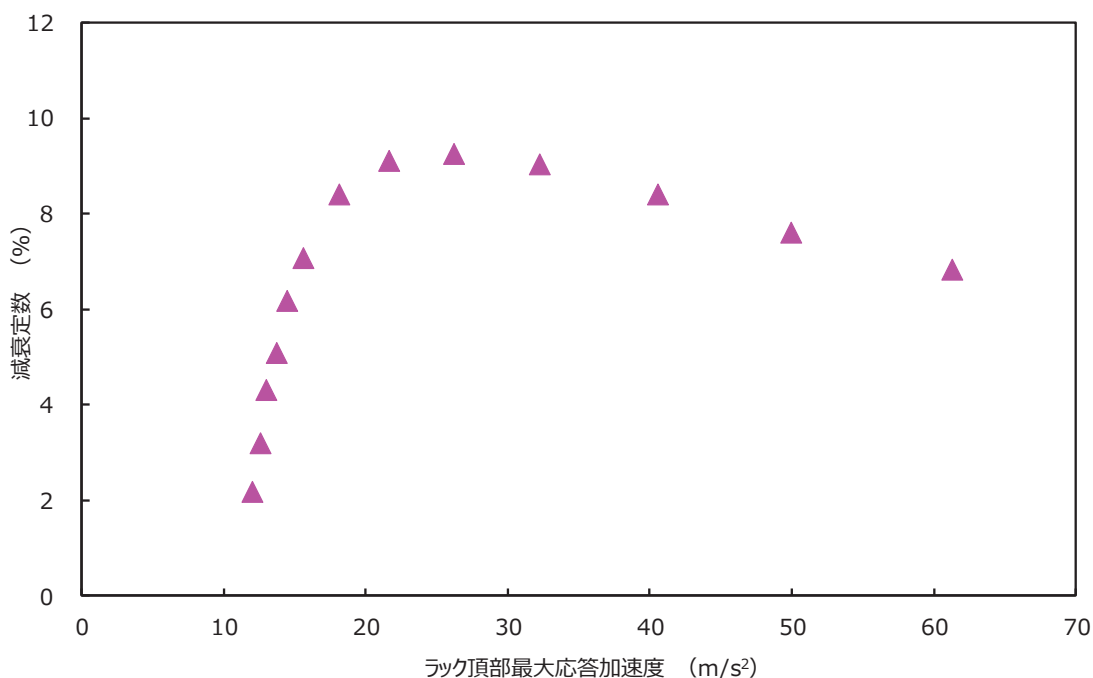


図5 燃料ラックの減衰挙動に係る解析結果
(構造減衰及び摩擦減衰のみに着目した解析)

5. まとめ

加振試験結果により、燃料ラックの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、燃料ラックの応答加速度の増加に伴って飽和又は低下する傾向となることを踏まえ、保守性も考慮した上で燃料ラックの水平方向の設計用減衰定数を設定している。

今回工認の基準地震動 S_s に対する燃料ラックの応答加速度が加振試験範囲を一部上回ることについては、加振試験結果を用いて減衰挙動が低下するものとして燃料ラックの減衰を設定した場合、加振試験を上回る範囲における燃料ラックの減衰定数は 14～16% 程度となること及び燃料ラックの減衰挙動を簡略的に解析した結果として緩やかに減衰が低下する特徴を確認した。

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。

NASTRAN 仮想質量法を用いた刺激関数の算出手順について

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、 Φ 、 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 β 及び固有ベクトル ϕ 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。

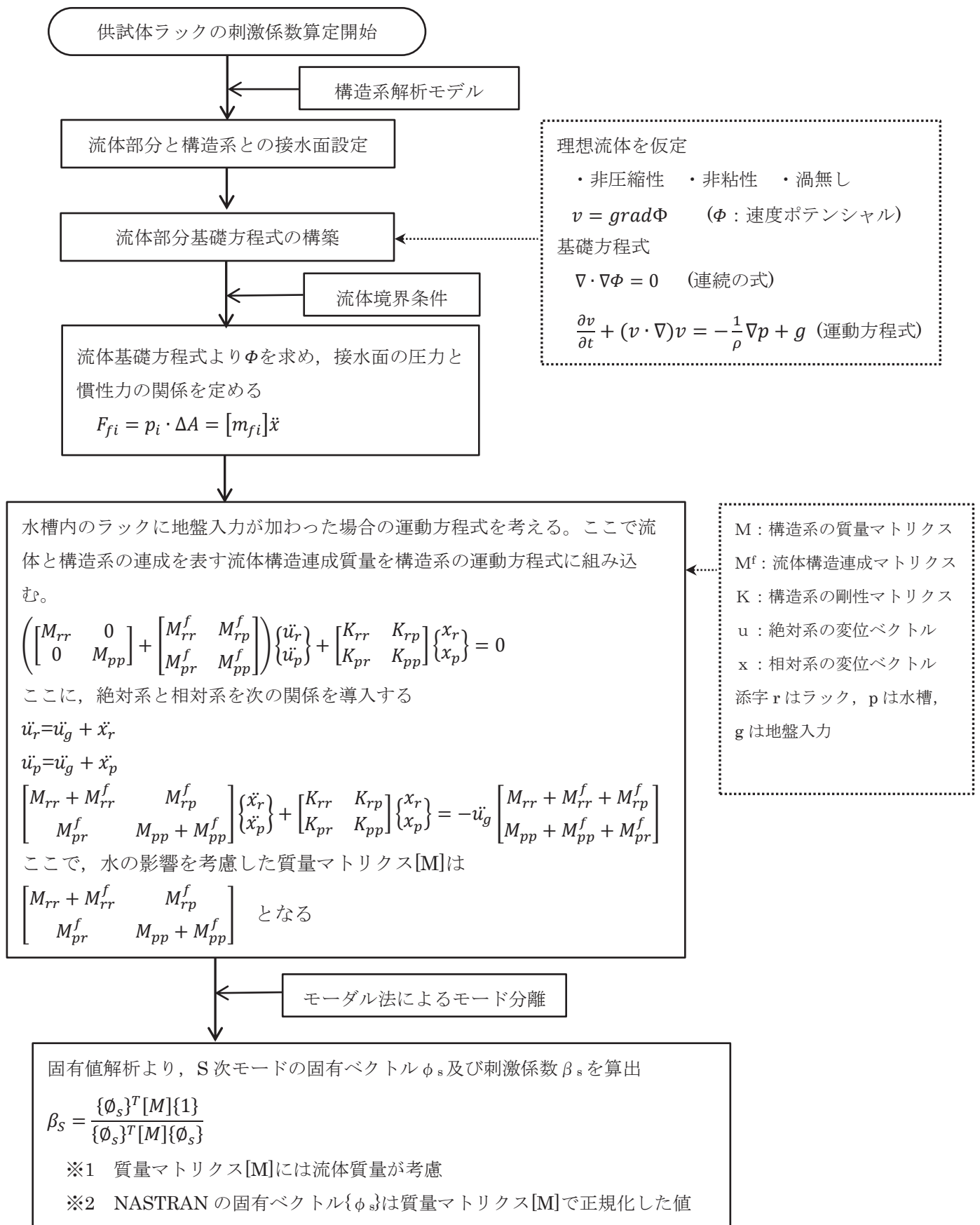


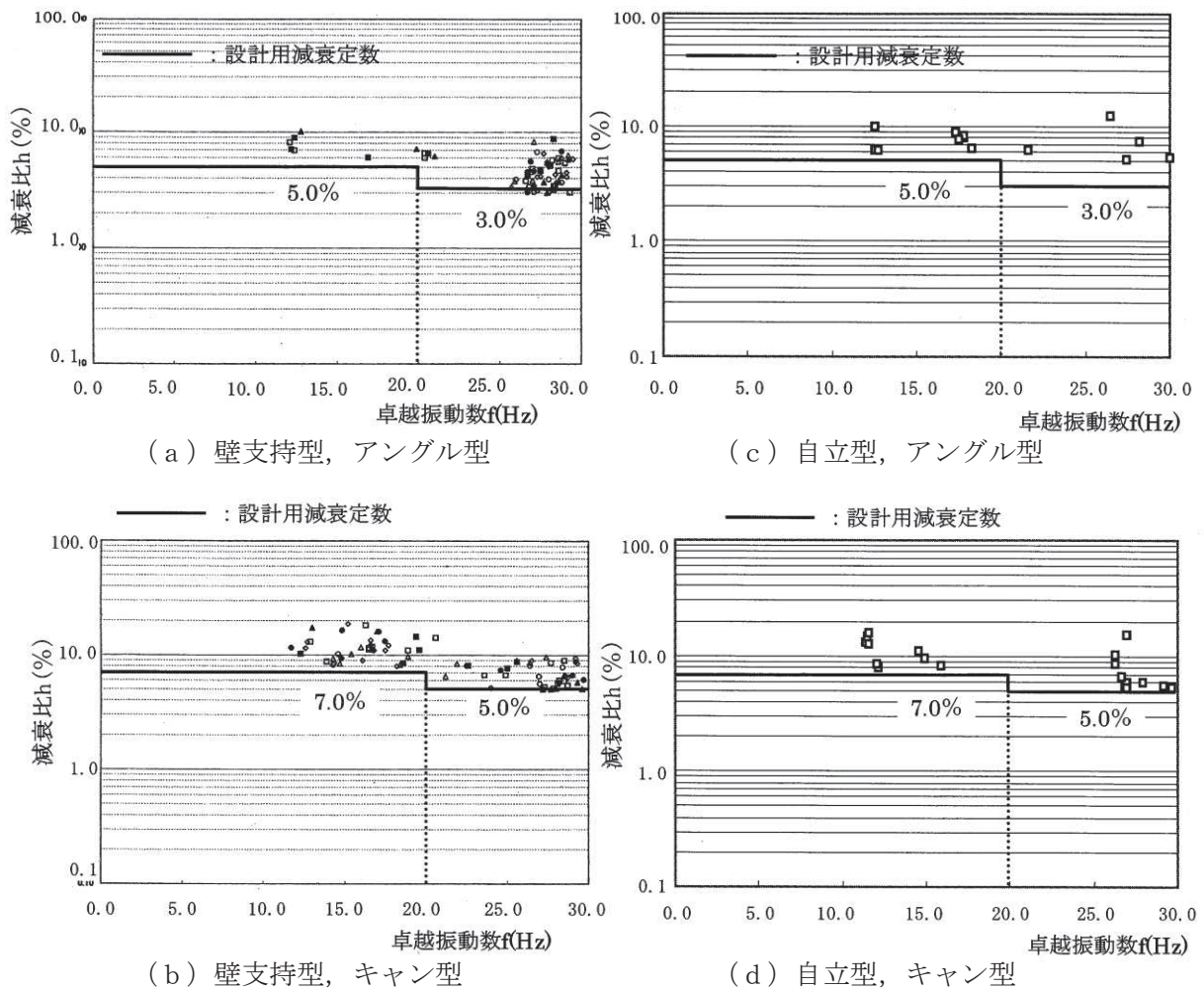
図1 NASTRAN 仮想質量法による刺激関数の算定フロー

固有振動数による減衰定数への影響について

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^[1]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	1/3S ₂ 相当	水平	●	4	3/3S ₂ 相当	水平+鉛直
△	4	2/3S ₂ 相当	水平	▲	1	3/3S ₂ 相当	水平
□	4	3/3S ₂ 相当	水平	■	2	3/3S ₂ 相当	水平
◇	4	1.1S ₂ 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^[1]

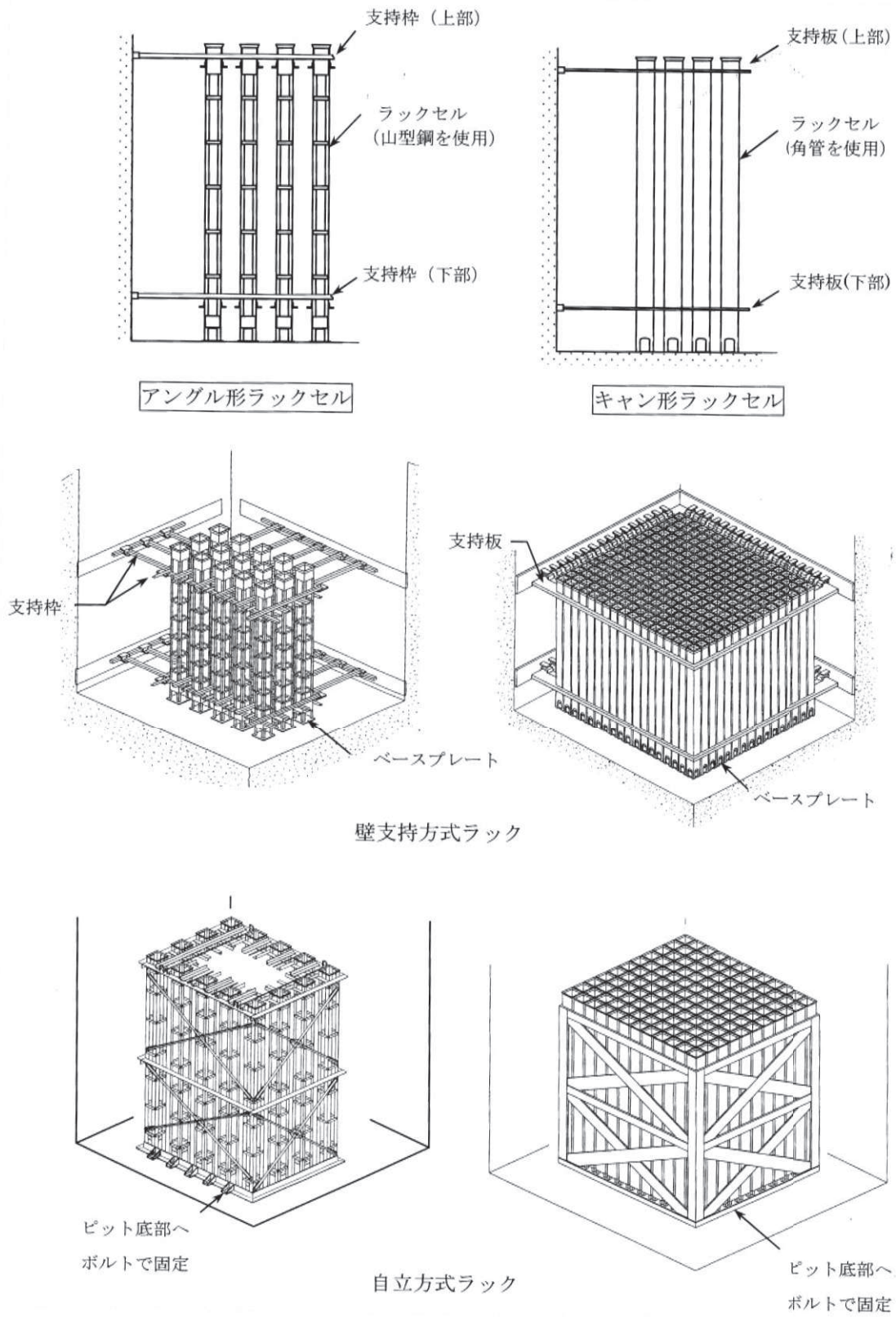


図2 PWR燃料ラックの構造概要 [1]

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	

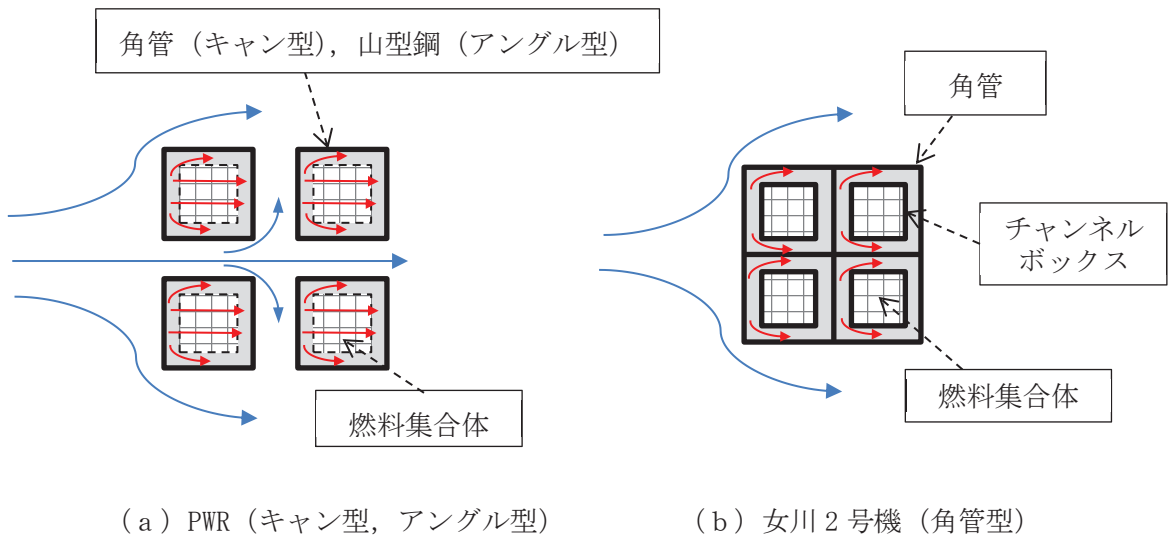


図3 燃料ラック断面の流体挙動イメージ

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_s)、及び7% (S_d)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_s、S_dの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_s) 及び7% (S_d)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について

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 ϕ	刺激係数 β	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について

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

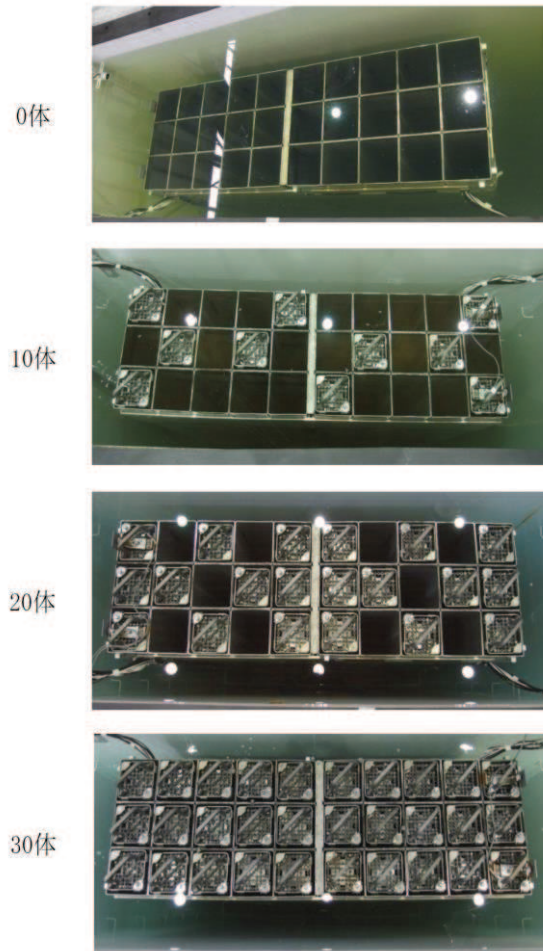


図1 加振試験における模擬燃料集合体の配置状況

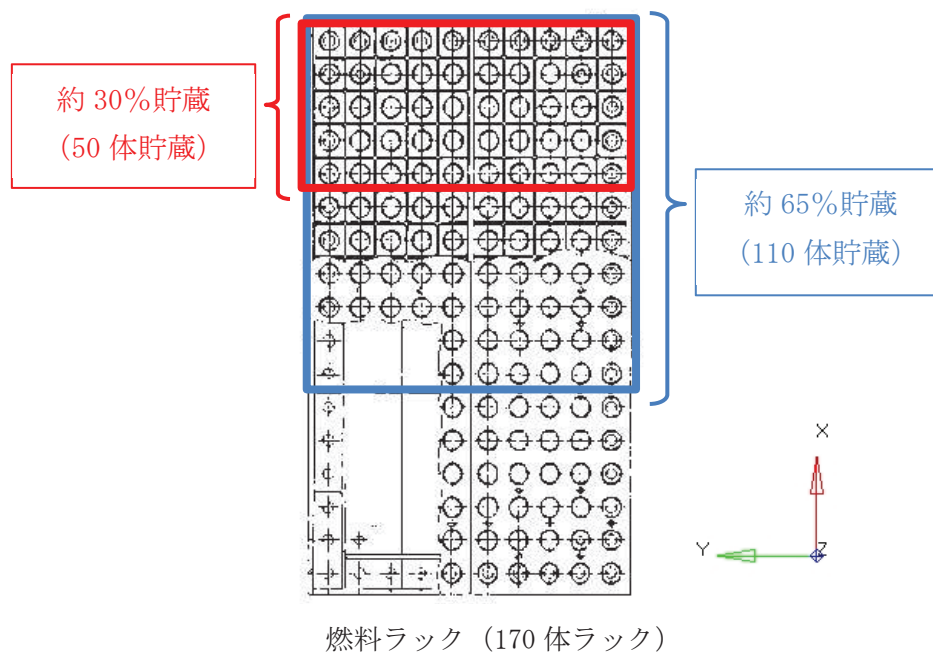


図2 燃料集合体の配置条件 (固有値解析による影響検討)

対象ラック 燃料貯蔵率	燃料ラック(170体ラック)			燃料ラック(110体貯蔵)								
	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	短辺1次	長辺1次	ねじり	短辺1次	長辺1次	ねじり						
固有振動数 (Hz)												
							x					
							y					
刺激係数	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の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%

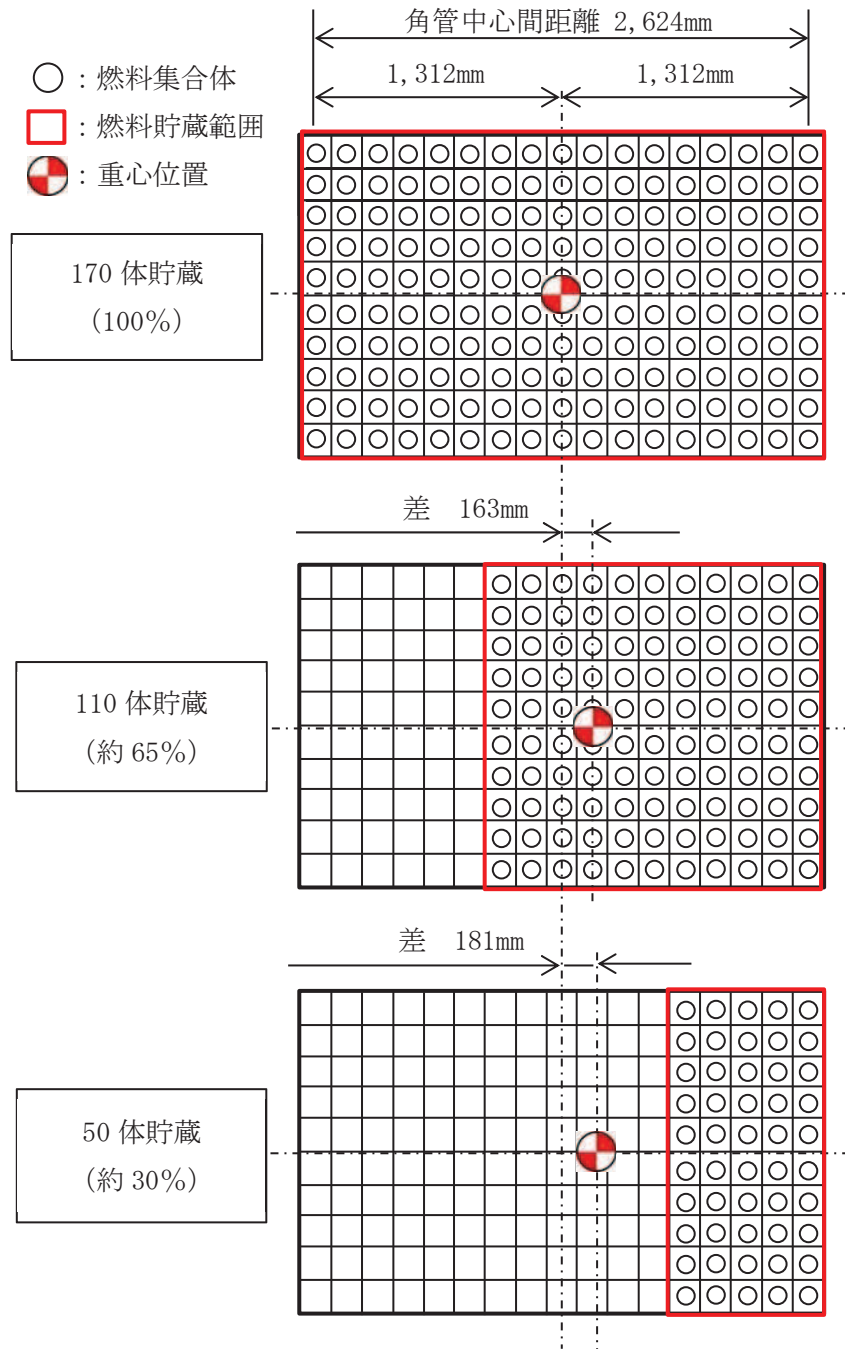


図 4 燃料集合体の配置条件による重心位置の変化概要図

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
試験体	角管型 3列×10列 試験体	
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）

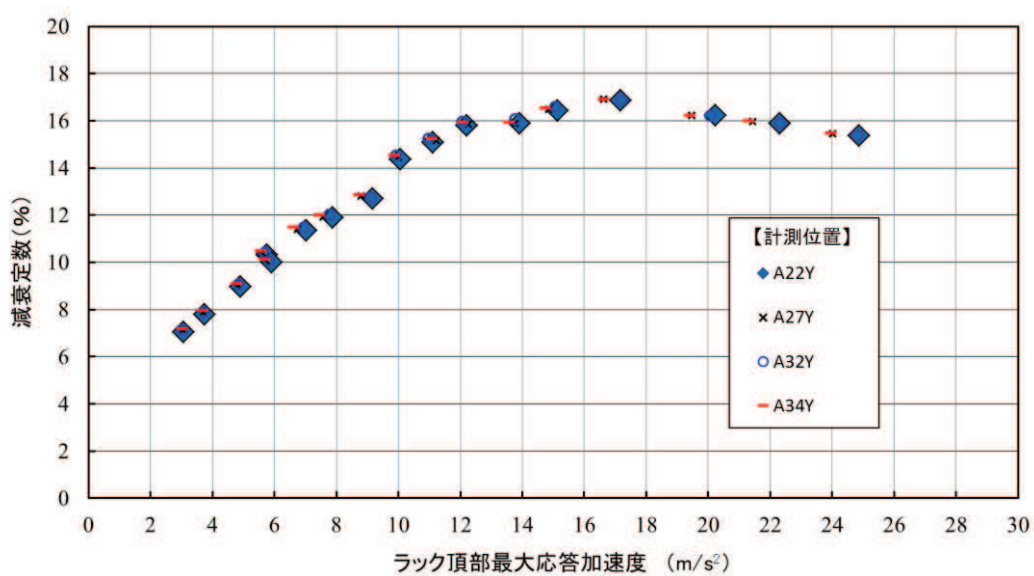


図 2 女川 2 号機の今回工認における加振試験データ（本文より抜粋）

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）

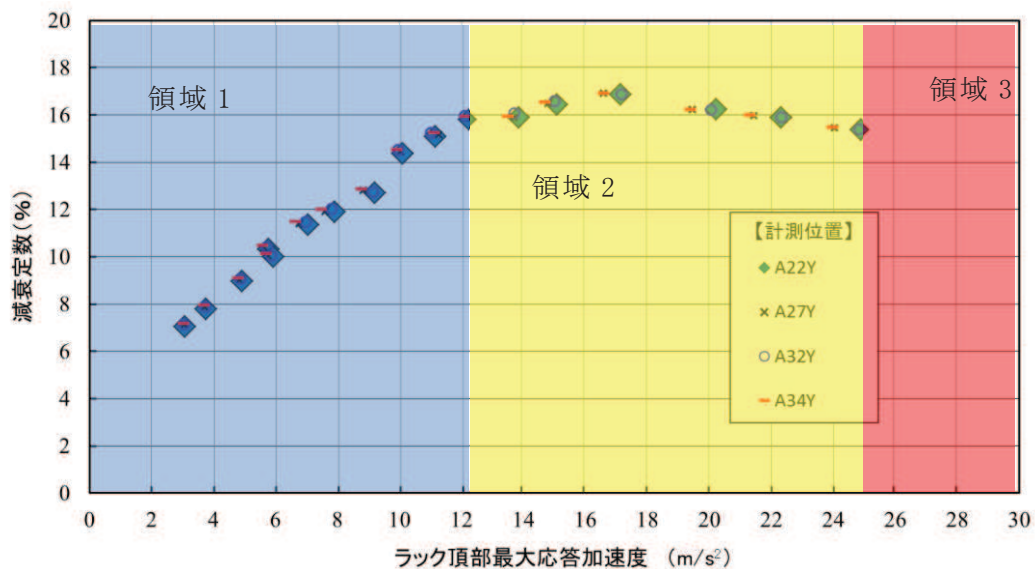


図 3 加振試験データ領域の分類

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 (別紙-8 からの再掲)

減衰要因		応答依存性	減衰の大きさ
構造減衰	1-① 材料自体の減衰 (内部減衰)	材料, 構造に起因するため応答依存性なし	一般的に非常に小さいと考えられる。
	1-② 構造接続部の摩擦等 (一般的には構造減衰として扱う)	大きな摩擦力が発生するようない場合, 応答依存性は無いと考えられる。	機械構造物は一般的に 1%~2%程度
流体減衰	2-① 貯蔵された燃料の流体抵抗による減衰	応答加速度 (振幅増加) に伴い比例して減衰は増加	ラックセル内の狭い空間における相対運動による流体減衰のため, 応答がある程度大きくなる範囲では有意な減衰要因となり得ると考えられる。
	2-② 燃料ラック外周部の流体抵抗による減衰		ラック外周と壁との隙間が大きいため, 流体減衰は非常に小さいと考えられる。(別紙-2 参照)
摩擦減衰	3-① 部材間 (角管, 補強板) の摺動		角管を補強板と束ねた複合構造であることから, 部材間の摺動箇所が比較的多く, 燃料ラックの高減衰の要因になり得ると考えられるが, 摺動箇所や摩擦力を定量的に把握することが難しいと考えられる。
	3-② 燃料下部と燃料支持版の摺動	静止状態からすべり始めるときには減衰は大きく, すべり発生後は応答に反比例の傾向で緩やかに減少する。*	燃料自重による摺動部の摩擦力は小さいと考えられる。
	3-③ 床面とラックベース締結面の摺動		ボルト締付による押付け力 (摩擦力) が大きいため燃料ラックの高減衰の要因になり得ると考えられる。
その他	3-④ 燃料とラックセルとの衝突 (今回の加振試験範囲では衝突は無いと考えられる)	衝突速度 (衝突力) に増加に伴い減衰は大きくなくなると考えられる	今回の試験範囲では減衰要因となる燃料とラックセルとの有意な衝突は発生しないと考えられるため, 衝突による減衰は小さいと考えられる。
	4-① 燃料ラックと燃料の連成 (動吸振器効果) による応答低減	燃料ラックと燃料の振動数比により応答低減程度が決まるため応答依存性なし	ラックの質量に対して燃料の質量が比較的多いため, 連成挙動による有意な応答低減効果があると考えられる。

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

(2) 先行プラントの加振試験データ

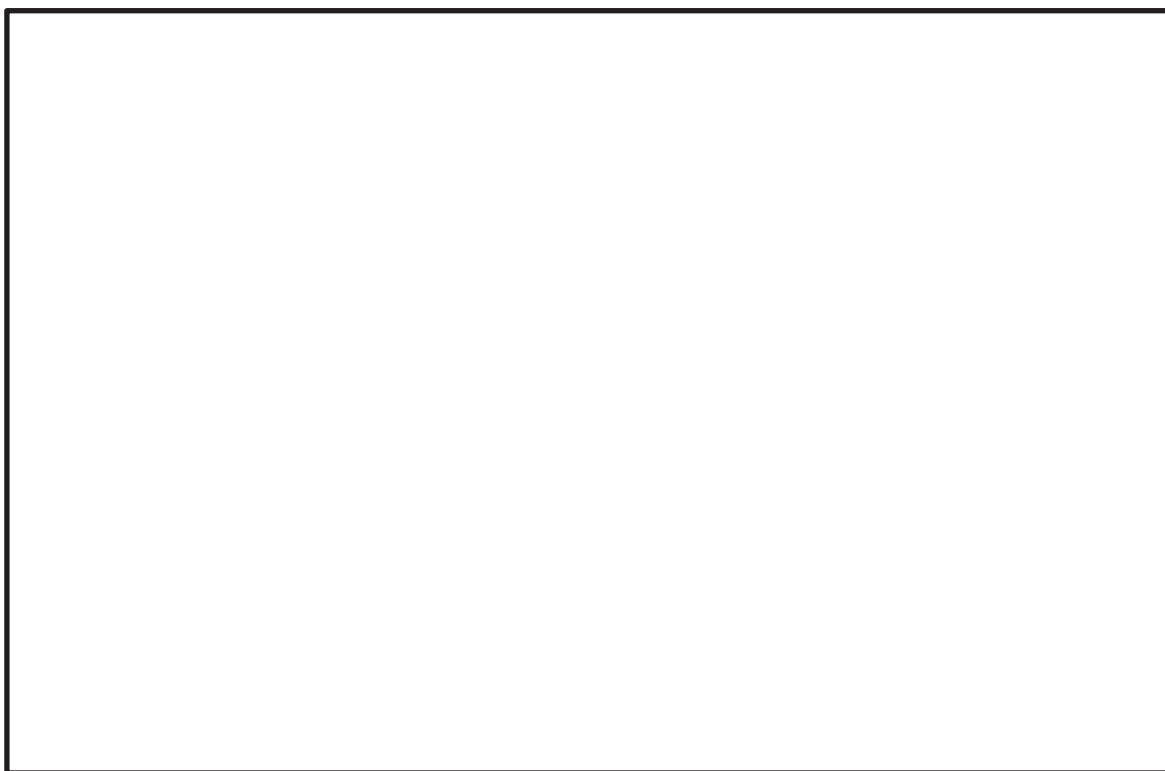


図 4 先行プラントデータの傾向（図 1 を再掲し加筆）

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。

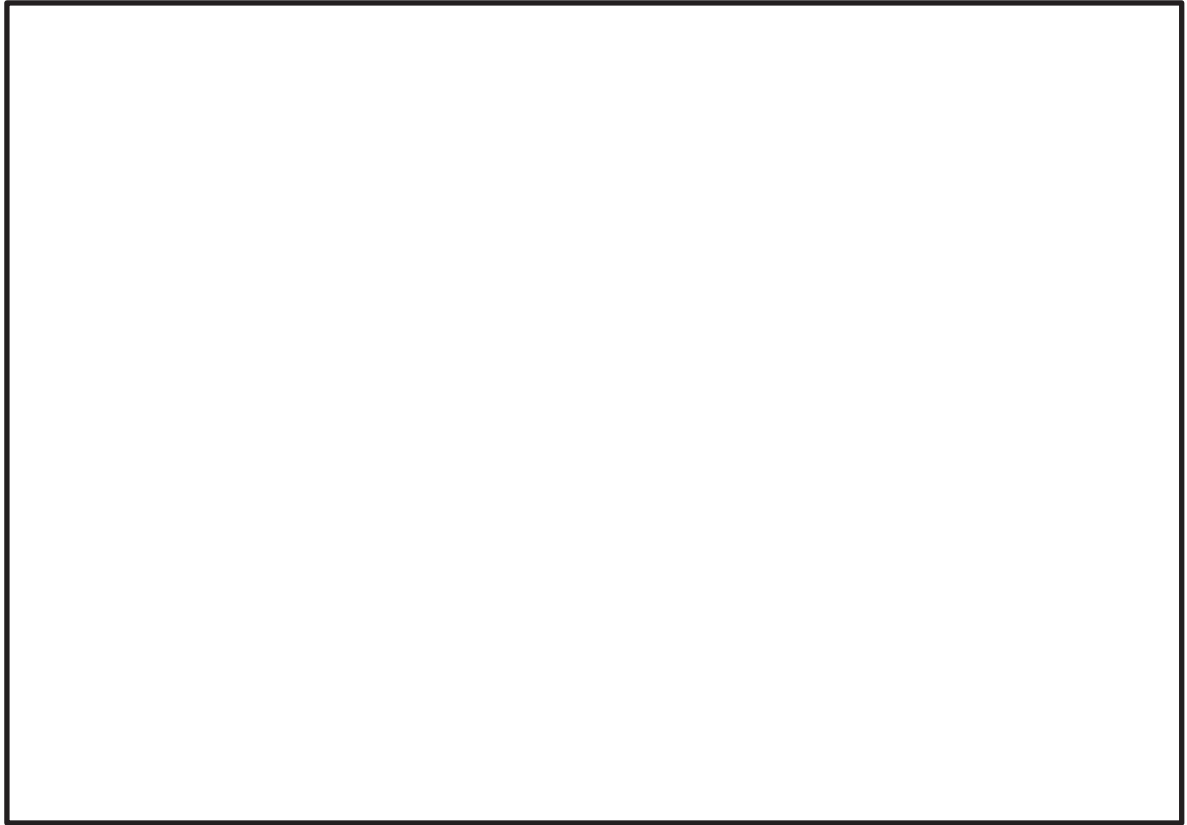


図 8 先行プラントデータ（短辺方向）の考察（図 6 の再掲，加筆）

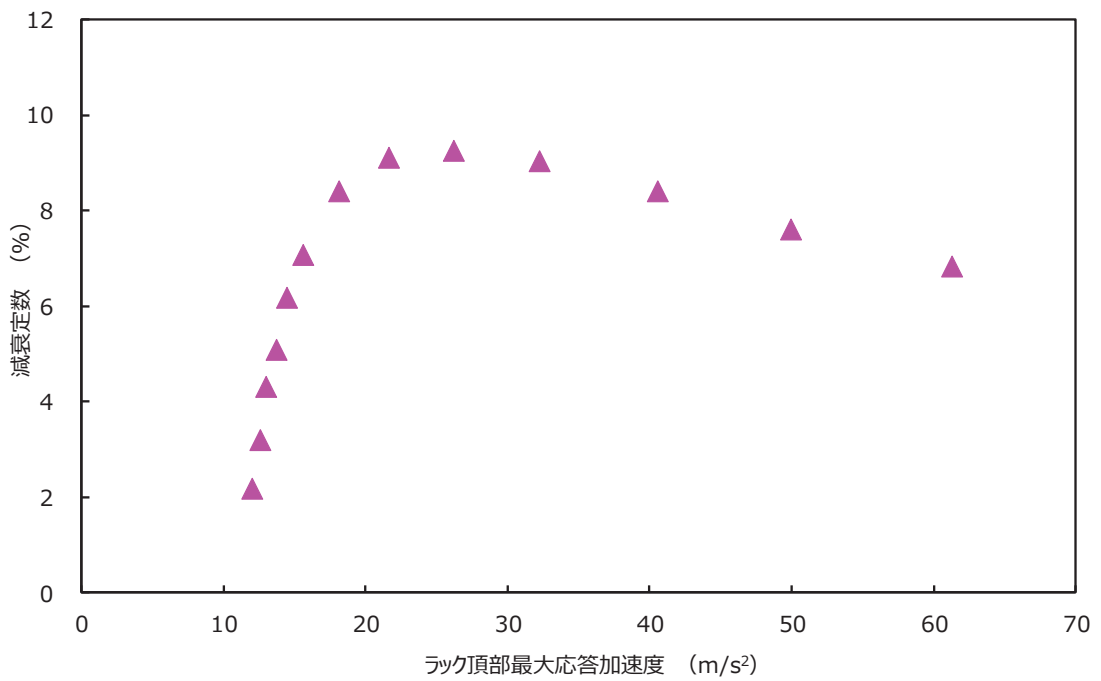


図 9 別紙-8 で示したラック定着部の摩擦を模擬したモデルによる解析結果

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範囲において，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。