

本資料のうち、枠囲みの内容は機密事項に属しますので公開できません。

柏崎刈羽原子力発電所6号及び7号炉審査資料	
資料番号	KK67-0100 改28
提出年月日	平成28年11月21日

柏崎刈羽原子力発電所 6号及び7号炉

地震による損傷の防止について
(補足説明資料)

平成28年11月

東京電力ホールディングス株式会社

目次

- I. 耐震評価対象の網羅性，既工認との手法の相違点の整理について
 - I-1 耐震評価対象の網羅性について
 - 1. 申請施設の網羅性，代表性について
 - I-2 既工認との手法の相違点の整理について
 - 1. 建屋及び原子炉の地震応答解析モデルの詳細化について
 - 別紙1 原子炉建屋の地震応答解析におけるコンクリート実剛性の採用について
 - 別紙2 地震応答解析モデルにおける補助壁の評価方法について
 - 別紙3 建屋側面地盤回転ばねを考慮することの妥当性について
 - 別紙4 原子炉本体基礎の復元力特性について
 - 2. 既工認実績のない規格・手法の適用性について
 - 2-1 原子炉格納容器コンクリート部の応力解析における弾塑性解析の採用について
 - 2-2 土木構造物の解析手法および解析モデルの精緻化について
 - 2-3 使用済燃料貯蔵ラックの減衰定数について
 - 3. その他手法の相違点等について
 - 3-1 原子炉建屋屋根トラス及び排気筒の評価モデルについて
 - 3-2 機器・配管系の減衰定数について
 - 4. 機器・配管系の設備の既工認からの構造変更について
- II. 下位クラス施設の波及的影響の検討について
- III. 水平2方向及び鉛直方向の適切な組合せに関する検討について

下線部：今回ご提出資料

2-3 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. 燃料ラックの概要および耐震設計手法の既工認と今回手法の比較	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	6
2.3 既工認と今回工認の耐震設計手法の比較	9
2.4 減衰定数を変更する目的と効果	9
3. 減衰定数の確認方針について	11
4. 減衰特性の確認試験	14
4.1 実物大試験供試体の概要	14
4.2 燃料ラックの水中加振試験装置および試験手法について	14
4.3 試験結果	26
4.4 実物大試験における試験条件の妥当性	30
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	31
5.1 実機応答と供試体応答の比較	31
5.2 設計用減衰定数の設定	31
6. 結論	36
別紙－1 プール水および燃料集合体の体数が減衰定数に与える影響	37
別紙－2 試験水槽の形状決定方法	39
別紙－3 試験における水深の影響について	43
別紙－4 試験方法および減衰定数の算出方法	47
別紙－5 ハーフパワー法について	50
別紙－6 自由振動波形からの減衰定数の算出方法	52
別紙－7 正弦半波加振試験における振動台の影響について	53
別紙－8 スロッシングによる減衰への影響について	54
別紙－9 固有振動数と減衰定数の関係について	55
参考－1 既往の燃料貯蔵ラックの振動試験について	62
参考－別紙－1 応答倍率による減衰比の算出方法と燃料ラック耐震評価への適用性	77
参考－別紙－2 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	88

1. はじめに

柏崎刈羽原子力発電所6号および7号炉（以下「柏崎刈羽6号および7号炉」という）の既工認では、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、「原子力発電所耐震設計技術指針JEAG4601-1991 追補版」（以下「JEAG4601」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貯蔵プール（以下「燃料プール」という）内の水中に設置され、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、ラック内壁と燃料集合体の衝突および水の抵抗により、運動エネルギーの散逸が大きくなり、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、柏崎刈羽6号および7号炉における今回の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の工認の耐震設計に適用する設計用減衰定数について纏めたものである。

2. 燃料ラックの概要および耐震設計手法の既工認と今回手法の比較

2.1 燃料ラックの構造と燃料プール内の配置

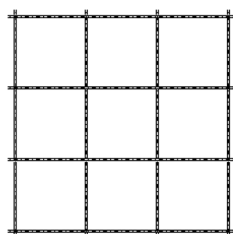
柏崎刈羽原子力発電所6号炉（以下「柏崎刈羽6号炉」という）の燃料プールには、格子型燃料ラック（以下「格子ラック」という）および角管並列型燃料ラック（以下「角管ラック」という）を設置し、柏崎刈羽原子力発電所7号炉（以下「柏崎刈羽7号炉」という）の燃料プールには、角管市松型燃料ラック（以下「市松ラック」という）を設置している。

格子ラックは鋼板を溶接することで燃料集合体を貯蔵する格子状のセルを構成しており、市松ラックは角管を溶接することで燃料集合体を貯蔵する格子状のセルを構成しており、角管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。各ラックの構造図を図1に示す。

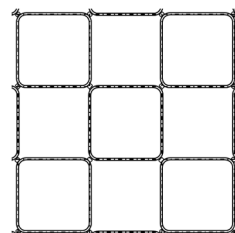
柏崎刈羽6号および7号炉の燃料ラック型式と貯蔵体数を表1に示す。また、燃料プール内における燃料ラックの配置を図2および図3に示す。

表 1 ラック型式と貯蔵体数

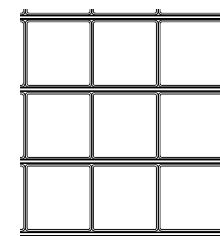
設置場所	ラック型式	貯蔵体数	貯蔵体数
柏崎刈羽 6 号炉 燃料プール	格子ラック	120 体	6 列×10 列×2 台
		187 体	9 列×11 列+8 列×11 列
		210 体	10 列×10 列+10 列×11 列
	角管ラック	176 体	11 列×16 列
		187 体	11 列×17 列
柏崎刈羽 7 号炉 燃料プール	市松ラック	77 体	7 列×11 列
		100 体	10 列×10 列
		110 体	10 列×11 列
		121 体	11 列×11 列



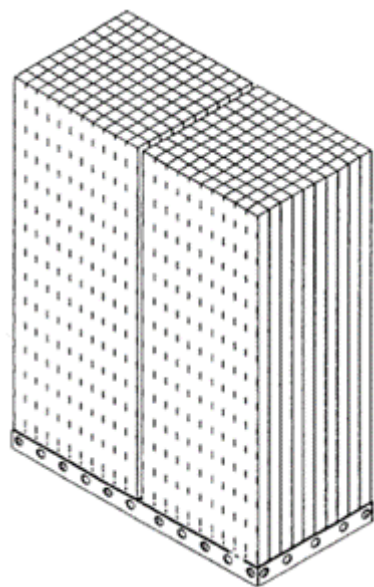
格子ラック断面図



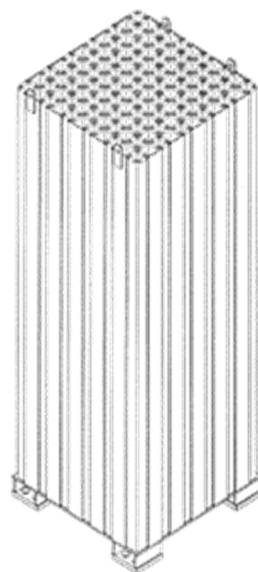
市松ラック断面図



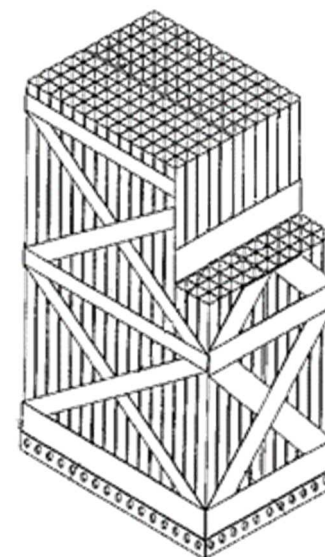
角管ラック断面図



(a) 格子ラック

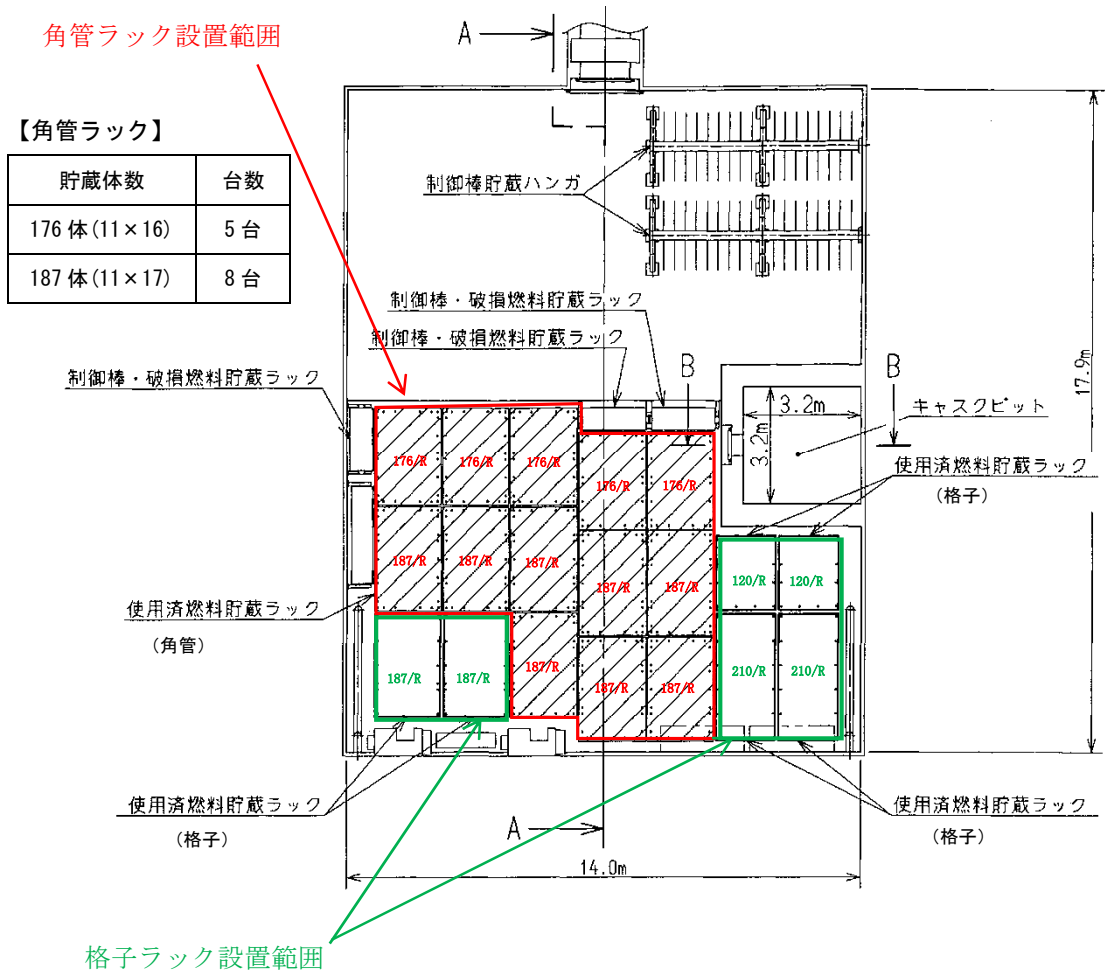


(b) 市松ラック



(c) 角管ラック

図 1 燃料ラックの構造図 (概要)

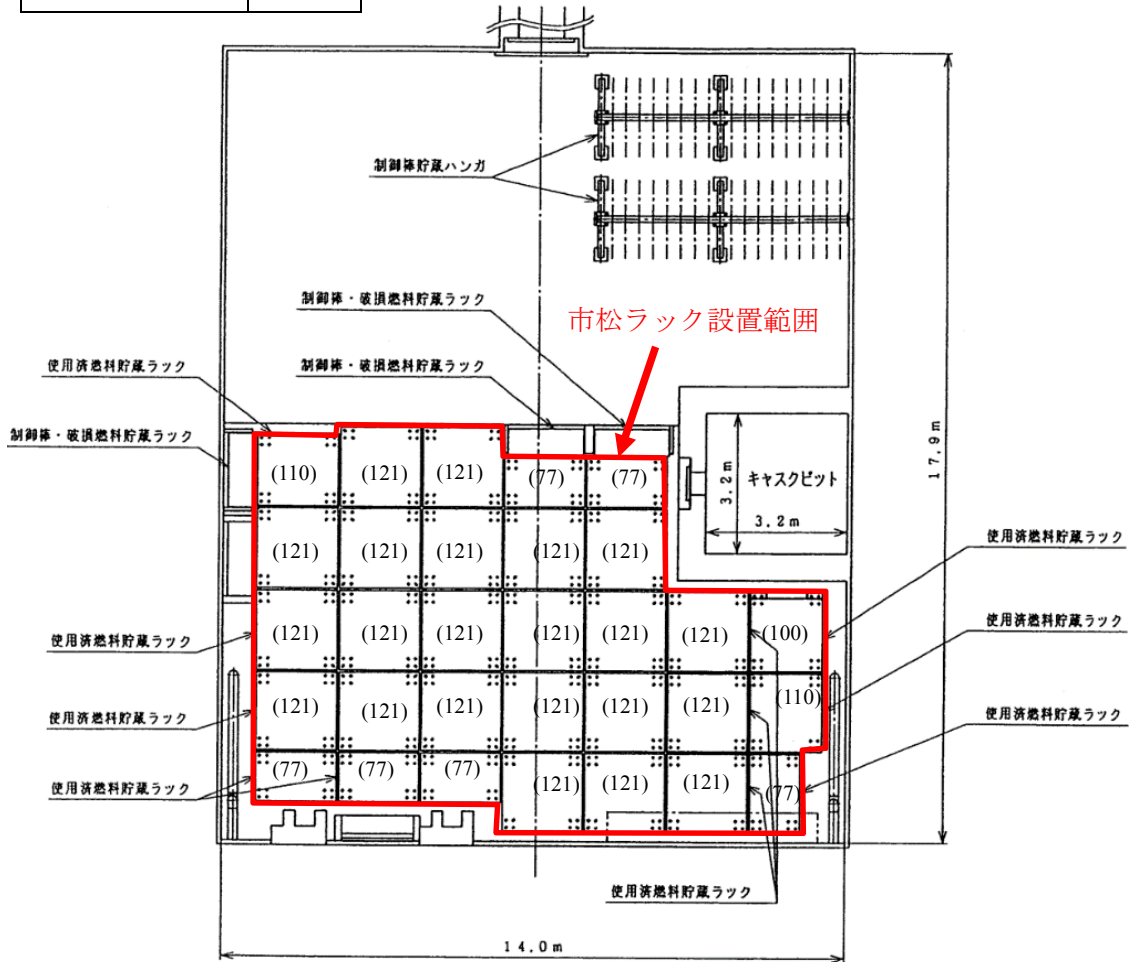


【格子ラック】	
貯蔵体数	台数
120 体 (10×6×2)	2 台
187 体 (11×8+11×9)	2 台
210 体 (10×10+10×11)	2 台

図 2 燃料ラック配置図 (柏崎刈羽 6 号炉)

【市松ラック】

貯蔵体数	台数
77体 (7×11)	6台
100体 (10×10)	1台
110体 (11×10)	2台
121体 (11×11)	22台



※()内の数字はラックの貯蔵体数

図 3 燃料ラック配置図 (柏崎刈羽 7 号炉)

2.2 燃料ラックの耐震設計手法について

柏崎刈羽 6 号および 7 号炉に設置されている燃料ラックの構造及び解析モデルの概要を図 4～図 7 に示す。格子ラックは、鋼板を断続的に溶接し格子状のラックセルを形成していることから燃料ラックを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。市松ラックは、角管を市松に配列し、角管同士の角を断続的に溶接し格子状のラックセルを形成していることから燃料ラックを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。角管ラックは、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およ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および燃料ラックに含まれる水の質量ならびに付加質量は角管およ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、格子状の鋼板、補強板) および基礎ボルトに対して行っており、部材の応力は図 7 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、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 JEAG4601・補-1984」に規定されている「その他支持構造物」の許容応力を用いている。

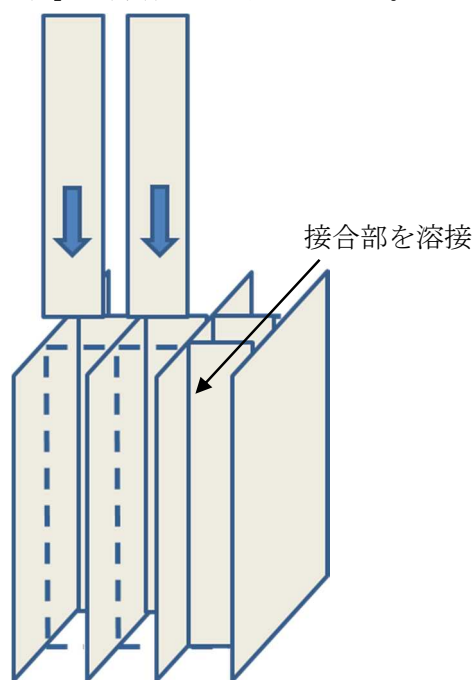


図 4 格子ラックの概要

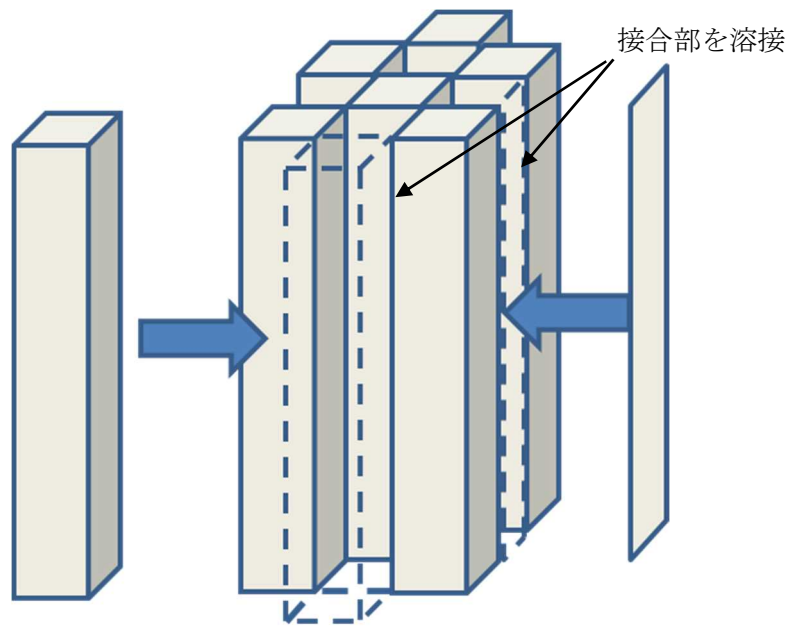


図 5 市松ラックの概要

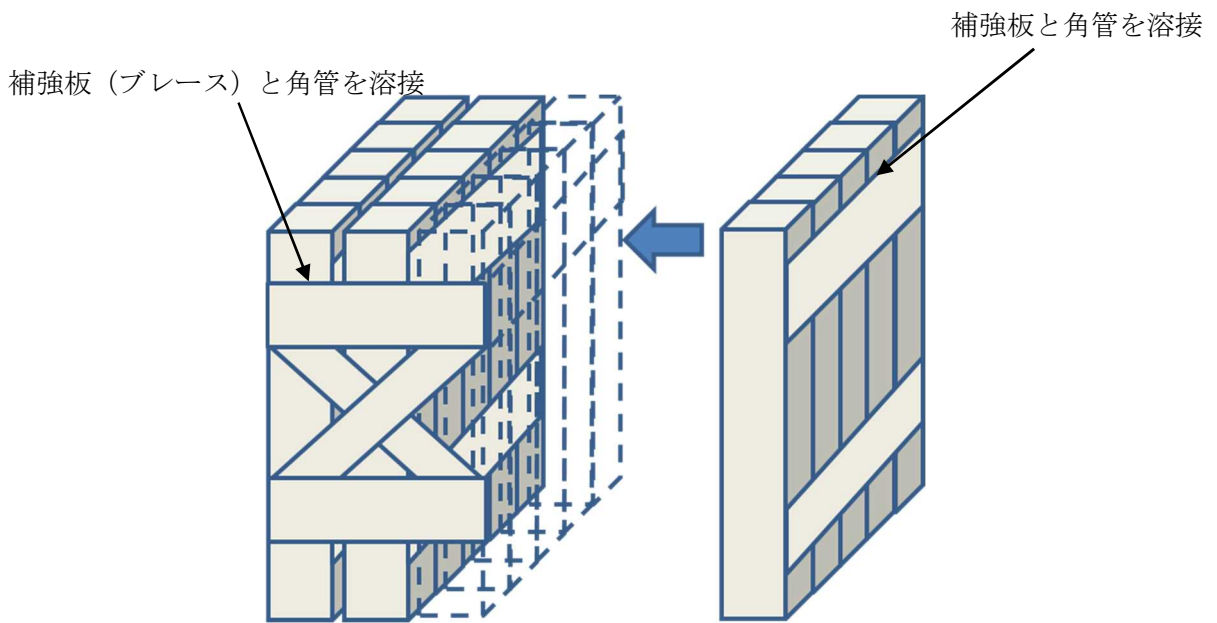


図 6 角管ラックの概要

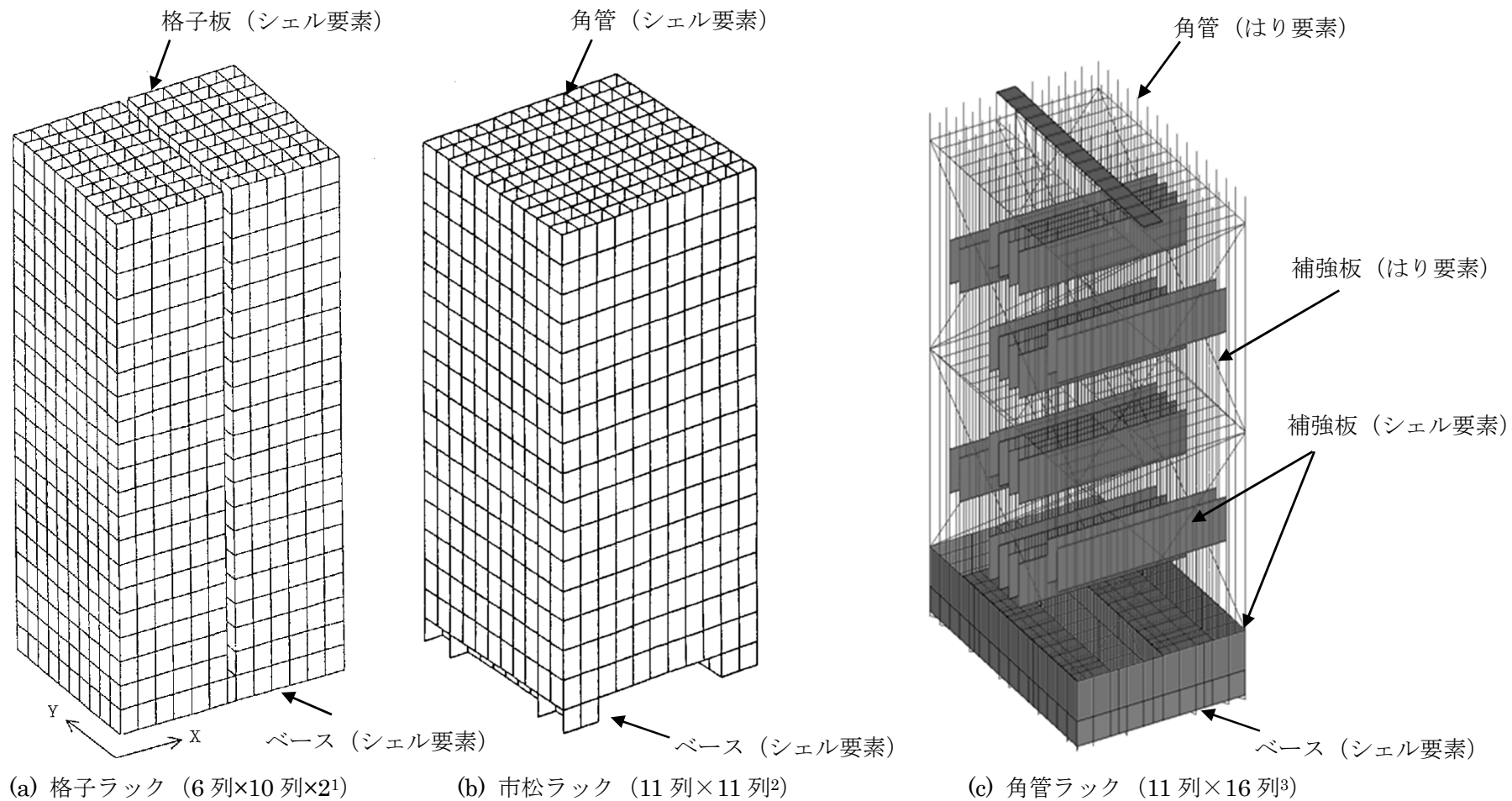


図 7 燃料ラックの解析モデル例

1 既工認では 120 体と表記
 2 既工認では 121 体と表記
 3 既工認では 176 体と表記

2.3 既工認と今回工認の耐震設計手法の比較

柏崎刈羽 6 号および 7 号炉の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 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 柏崎刈羽 6 号および 7 号炉 燃料ラックの耐震設計法の既工認と今回手法の比較

		既工認手法	今回手法
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	静的設計*	同左（剛構造のため）
設計用減衰定数	水平方向	1.0%	Ss : 7.0% Sd : 5.0%
	鉛直方向	—	—
許容応力		JEAG4601	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およ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体、水および付加質量を考慮	同左

※静的地震力による評価。

2.4 減衰定数を変更する目的と効果

既工認における設計用減衰定数は、JEAG4601 に規定される溶接構造物の設計用減衰定数 1.0%を採用していた。しかし、実際の燃料ラックは、燃料プール内の水中に設置されることや、燃料集合体を貯蔵していることから、地震時には燃料ラックと燃料集合体の摩擦や、燃料ラックおよび燃料集合体が流体中を振動することにより、運動エネルギーの散逸が大きくなり、1.0%より大きな減衰があると考えられる。

したがって、地震時の燃料ラックの挙動を把握するため、実機を模擬した加振試験を行った結果、既工認では考慮されていなかったより大きな減衰効果が見込まれることが確認された。

これらの知見に基づいて、より現実に近い燃料ラックの挙動を模擬して評価を行うことを目的に、今回の工認の耐震設計では、実物大加振試験の結果に基づいた燃料ラックの設計用減衰定数として、基準地震動 Ss に対しては減衰定数 7.0%、弾性設計用地震動 Sd に対しては減衰定数 5.0%を採用する。

なお、本設計用減衰定数を用いて、既工認で許容値に対する発生応力が最も大きい柏崎刈羽 7 号炉における燃料ラックの構造強度評価を実施する場合、応力の発生値が低減すると考える（表 3、図 8）。

表 3 基準地震動 Ss における市松ラック（77 体）の試評価結果

ラック種類	評価部位	応力分類	計算値		評価基準値
			減衰定数 1.0%	減衰定数 7.0% (今回工認)	
市松ラック (77 体)	基礎ボルト	引張応力	165*MPa	122*MPa	153MPa

*：暫定条件による概算値（解析値）。

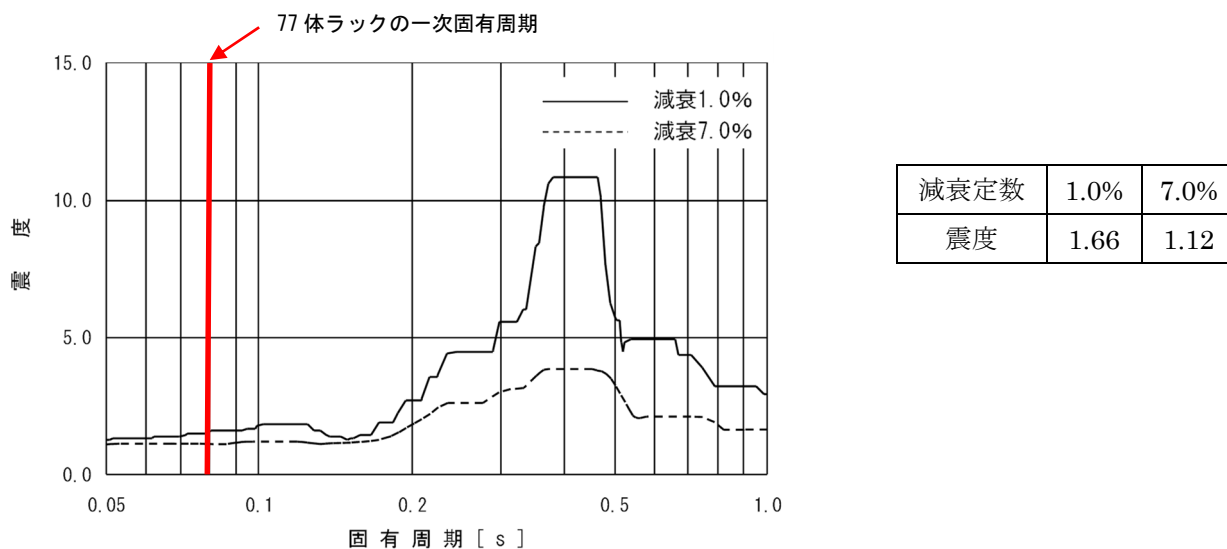


図 8 基準地震動 Ss, 燃料ラック設置位置における水平床応答スペクトル比較
(R/B, T.M.S.L 23,500 mm)

3. 減衰定数の確認方針について

既工認で考慮していなかった燃料集合体を貯蔵していることおよび燃料ラックが水中に設置されていることによる効果を確認する試験を行った。3種類のラックは格子状のラックセルを有した構造物であり、燃料集合体を貯蔵していることおよび燃料ラックが水中に設置されていることによる減衰効果は以下に示す通り同程度と考えられることから、市松ラックを対象に加振試験を行った。試験内容および結果については4.以降に示す。

①燃料集合体を貯蔵していることによる効果

燃料集合体のガタつき、ラック内壁と燃料集合体の衝突によるエネルギー散逸が考えられる。これらの影響は、実機ラックのラックセル内壁とチャンネルファスナの間隔が同一（表4）のため3種類のラックともに同程度であると考えられる。

②燃料ラックが水中に設置されていることによる効果

ラック外部の水による影響とラック内部の水による影響が考えられる。ラック外部の水による影響は3種類のラックともに形状が矩形であることから、振動方向に対し垂直な面で流体抵抗を受けることになるため、水の抵抗は同等と考えられる。ラック内部の水による影響は、ラックセルと燃料集合体の間隙や、ラックセルのサイズがほぼ同等（表4）のため3種類のラックともに同程度の減衰となると考えられる。

表 4 実機ラックの主要諸元

項目		実機			諸元の比較
燃料ラック	ラックセルの型式	格子型	角管市松型	角管並列型	—
	燃料ラックの支持形式	ボルトによる床固定式*	同左	同左	同一
		自立型	同左	同左	
	貯蔵体数	120体 (6×10,6×10) 187体 (11×8,11×9) 210体 (10×11,10×10)	77体 (7×11) 100体 (10×10) 110体 (10×11) 121体 (11×11)	176体 (11×16) 187体 (11×17)	—
	ラックセル頂部と燃料集合体の最小隙間				ほぼ同等
	燃料ラックから壁までの距離	約 290～970mm	約 250～900mm	約 200～950mm	ほぼ同等
	ラックセル高さ				ほぼ同等
	ラックセルのピッチ				ほぼ同等
	ラックセルの厚さ				ほぼ同等
	ラックセルの材質	B-SUS	同左	同左	同一
燃料集合体	燃料タイプ	9×9 燃料 (ステップⅢ燃料)	8×8 燃料 (ステップⅠ燃料)	9×9 燃料 (ステップⅢ燃料)	ほぼ同等
	質量	約 300kg	同左	同左	同一
	外形寸法	148.8mm	148.4mm	148.8mm	ほぼ同等
	チャンネルボックス材質	ジルカロイ-4	同左	同左	同一
	チャンネルボックス厚さ				同一
燃料プール	水深	約 12m	同左	同左	同一

※トルク管理されており地震により減衰に影響を与えるほど緩むことはない。

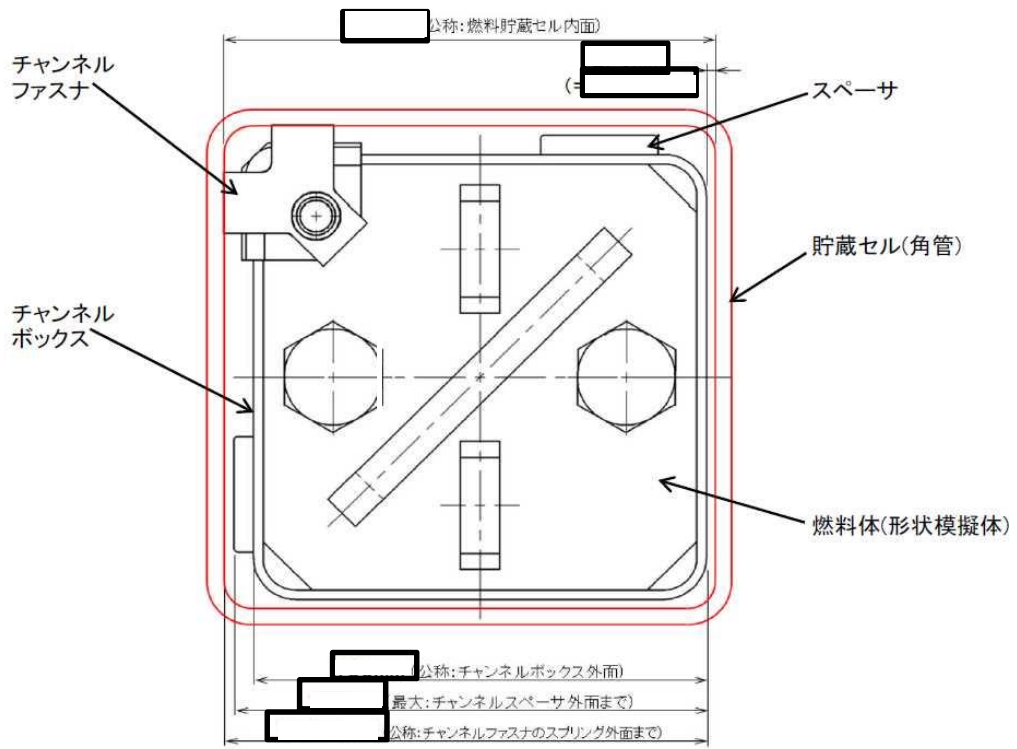
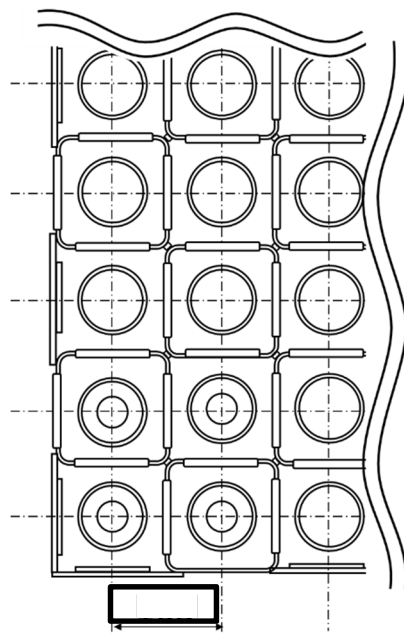


図 9 ラックセルと燃料集合体の隙間 (概念図)



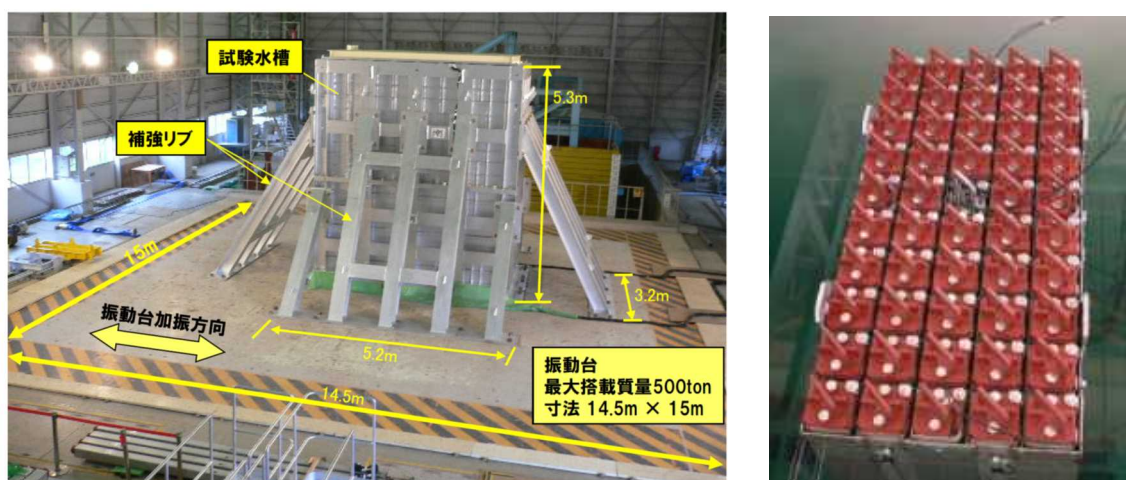
単位 : mm (ミリメートル)

図 10 ラックセルのピッチ (概念図)

4. 減衰特性の確認試験

4.1 実物大試験供試体の概要

燃料プール内の環境（水中）および使用状態（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模擬燃料ラック（以下「供試体ラック」という）の水槽内での加振試験を実施した（図 11）。試験は、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、長辺および短辺方向に加振した。供試体ラックは、燃料プール床と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。



(1) 試験状況 [1]

(2) 供試体の水槽内設置状態

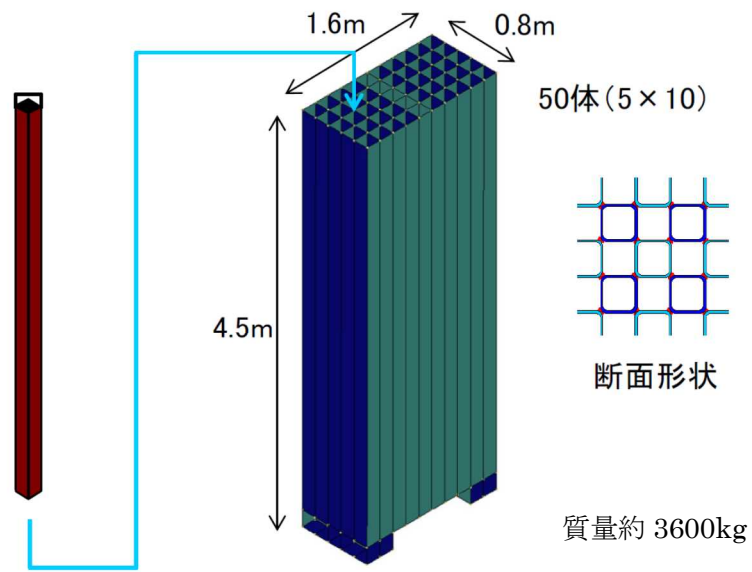
図 11 加振試験の実施状況

4.2 燃料ラックの水中加振試験装置およ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、実機の市松ラックと同等となるよう設定した。

また、燃料ラック全体の減衰効果は、燃料集合体の体数増加に伴い前述の燃料集合体を貯蔵していることおよび燃料ラックが水中に設置されていることによる減衰効果が大きくなると考えられるため、実機の市松ラック（77 体～121 体）に対して、貯蔵体数が小さくなるよう、供試体ラックの貯蔵体数は、50 体とした（図 12）。



実燃料模擬体または形状模擬体
(質量約 300 kg)

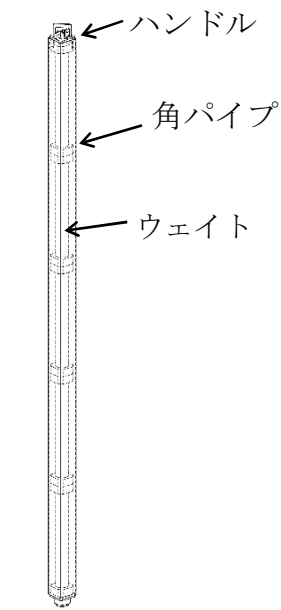
市松ラック (50体)

図 12 供試体の構造(市松ラック供試体) ②

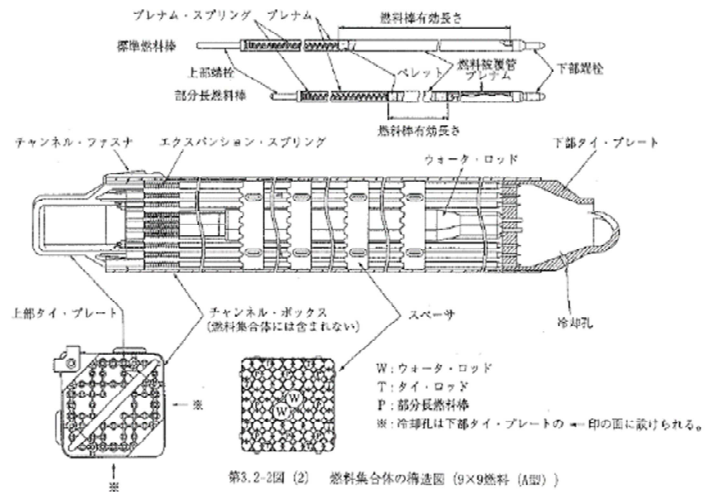
(2) 模擬燃料集合体

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。実燃料模擬体は、チャンネルボックス等は実機と同一であり、燃料ペレットの代わりに鉛で質量を一致させたものである。形状模擬体は、実機燃料集合体の質量およびチャンネルボックス外形を模擬したものである(図 13, 表 5)。いずれの模擬燃料集合体も実機燃料集合体と形状、質量および振動特性が同様になるように作成されている。

なお、実機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ている。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、ウォータ・ロッドには曲がりはない。以上より、模擬燃料集合体のチャンネルボックスおよびウォータ・ロッドには、実機と同様に曲がりの無いものを使用している。



(a)形状模擬体



第3.2-2図 (2) 燃料集合体の構造図 (9×9燃料 (A型))

実燃料のペレットを鉛ペレットにて製作

(b) 実燃料模擬体

図 13 模擬燃料集合体の内部構造

表 5 実機燃料集合体と模擬燃料集合体仕様の比較

	模擬燃料集合体		柏崎刈羽 7号炉
	実燃料模擬体	形状模擬体	8×8 燃料*2
長さ	4469mm	4430mm	4470mm
断面寸法*1	□139.14mm	□139mm	□139.14mm
質量	約 300kg	約 300kg	302kg
材質	SUS および Zr 材	SUS および SS 材	SUS および Zr 材

*1 チャンネルボックス外形寸法

*2 柏崎刈羽 7号炉に貯蔵されている燃料集合体のうち、最も重量が大きいもの

(3) 模擬燃料集合体の配置方法

本試験では図 14 に示すとおり実燃料模擬体と形状模擬体を貯蔵して試験を行なった。形状模擬体はウェイトにて実機燃料集合体の荷重分布を模擬し、質量、外形もほぼ同様になるよう設定しているため、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小さいと考えられる。

また、燃料集合体の貯蔵体数は、最も条件が厳しくなる 100%貯蔵条件にて加振試験を行った（別紙-1）。

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、燃料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、これらの寸法および形状は実機と同様に設定したため、実機と供試体で減衰に違いはないと考えられる（図 15）。

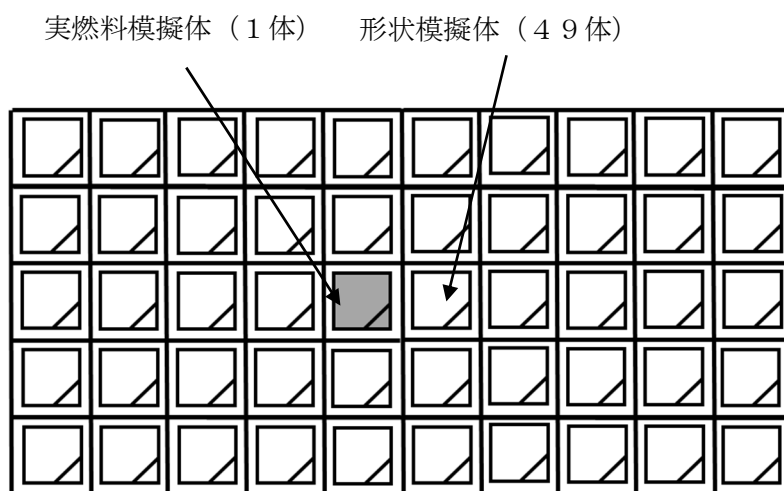


図 14 模擬燃料集合体の配置

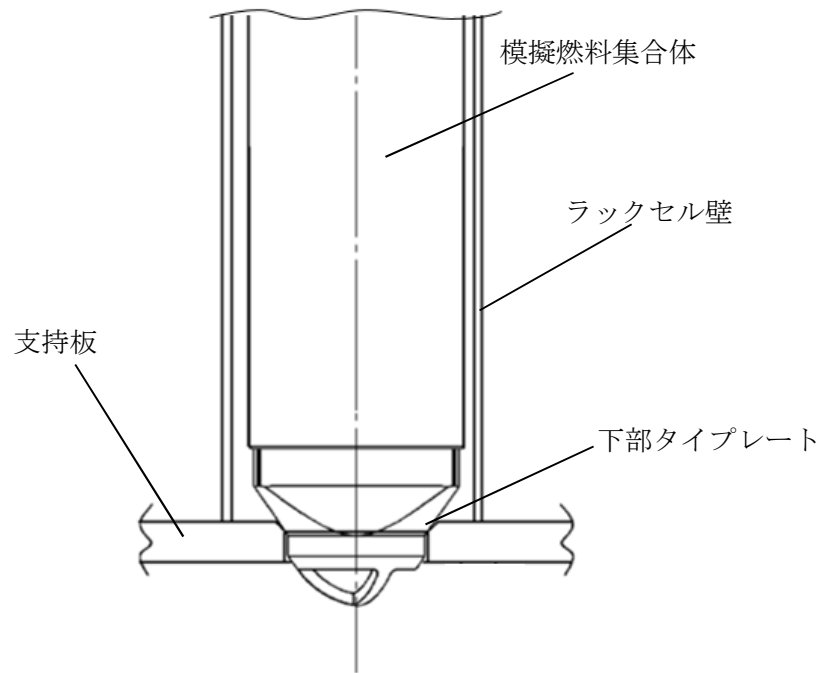


図 15 模擬燃料集合体の設置状況

(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試験水槽を制作し、その大きさは、燃料ラックの流体減衰に大きな影響を与えないよう流体の影響が十分小さくなる大きさに設定した（別紙－2）。

(5) 実機と供試体等の主要諸元比較

供試体ラックおよび試験水槽等（以下「供試体等」という）と実機との主要諸元の比較を表 6 に示す。

表 6 市松ラック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	
燃料ラック	ラックセルの形式	角管市松型	同左	
	燃料ラックの支持形式	ボルトによる床固定式	同左	実機と同一。
		自立型	同左	
	貯蔵体数	77体 (7×11) 100体 (10×10) 110体 (10×11) 121体 (11×11)	50体 (5×10)	供試体は流体および燃料集合体による減衰効果が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			ラックセルと燃料集合体の隙間は実機とほぼ同等と考えられることから、その影響は小さいと考えられる。
	燃料ラックから壁までの距離	約 250~900mm	約 470~1600mm	流体による減衰効果が最も小さくなるよう設定した (別紙-2)。
	ラックセル高さ			実機と同一。
	ラックセルのピッチ			実機ラックとほぼ同等であることから、その影響は小さいと考えられる (図 10)。
	ラックセルの厚さ			実機と同一。
ラックセルの材質	B-SUS	同左	実機と同一。	
燃料集合体	燃料タイプ	8×8燃料 (ステップ I 燃料)	模擬燃料集合体	工認では、燃料プール共用化条件を考慮し、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	302kg	300kg	実機とほぼ同等であることから、その影響は小さいと考えられる。
	外形寸法	148.4mm	同左	実機と同一。
	チャンネルボックス材料	ジルカロイ-4	同左	
	チャンネルボックス板厚			
燃料プール	水深	約 12m	約 5m	高さ (水深) は実機と異なるが、燃料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)。

(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。加振レベルの小さい範囲では正弦波による掃引試験を行い、得られた振動台上の加速度および供試体ラック頂部の加速度から求めた伝達関数より、ハーフパワー法を適用して減衰定数を評価した。また、加振レベルの大きい範囲では共振させ続けることにより供試体の振動が過大になり、試験装置および供試体を損傷させるおそれがあることから正弦半波の加振試験を行い、自由減衰波形から減衰定数を評価した（別紙－４～７）。

なお、正弦波掃引試験および正弦半波加振試験は、弾性範囲にある事を確認しており、供試体ラックの応答は再現性があることから、各々、供試体ラックの長辺方向および短辺方向で加速度*を変えた３ケースを１回ずつ実施した（表 7）。

表 7 減衰定数の評価に用いた試験条件

No.	試験方法	加振方向	入力加速度* (m/s ²)	備考
1	正弦波掃引試験	短辺	0.62	減衰定数をハーフパワー法により算出（別紙－５）
2			0.91	
3			1.22	
4		長辺	0.72	
5			0.97	
6			1.22	
7	正弦半波加振試験	短辺	2.91	減衰定数を自由振動波形から算出（別紙－６）
8			3.98	
9			5.00	
10		長辺	2.96	
11			3.75	
12			4.50	

*振動台上の実測加速度（最大値）

(7) 加速度の計測方法

供試体ラックの減衰定数を算出するため、供試体ラック頂部の加速度と、振動台上の加速度を計測した。燃料ラック頂部には、短辺方向の加速度を計測する加速度センサーを 5 台、長辺方向の加速度を計測する加速度センサーを 5 台の計 10 台を設置し (図 16)、振動台上には短辺方向と長辺方向の加速度を計測する加速度センサーを 4 台設置した (図 17)。

また、燃料ラックの頂部、中間部および基部のひずみにより、燃料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 18)。

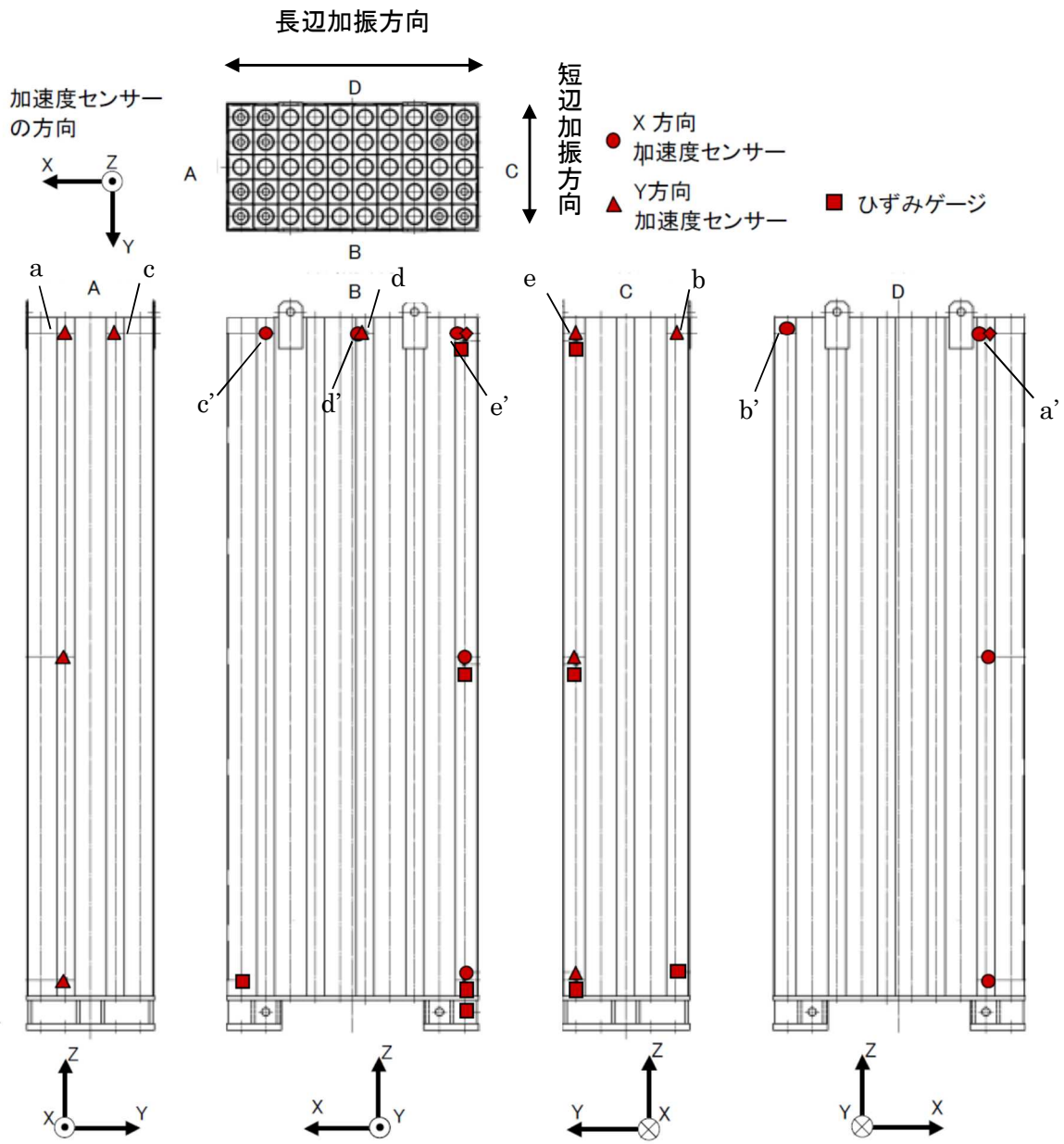


図 16 供試体の加速度とひずみの計測位置

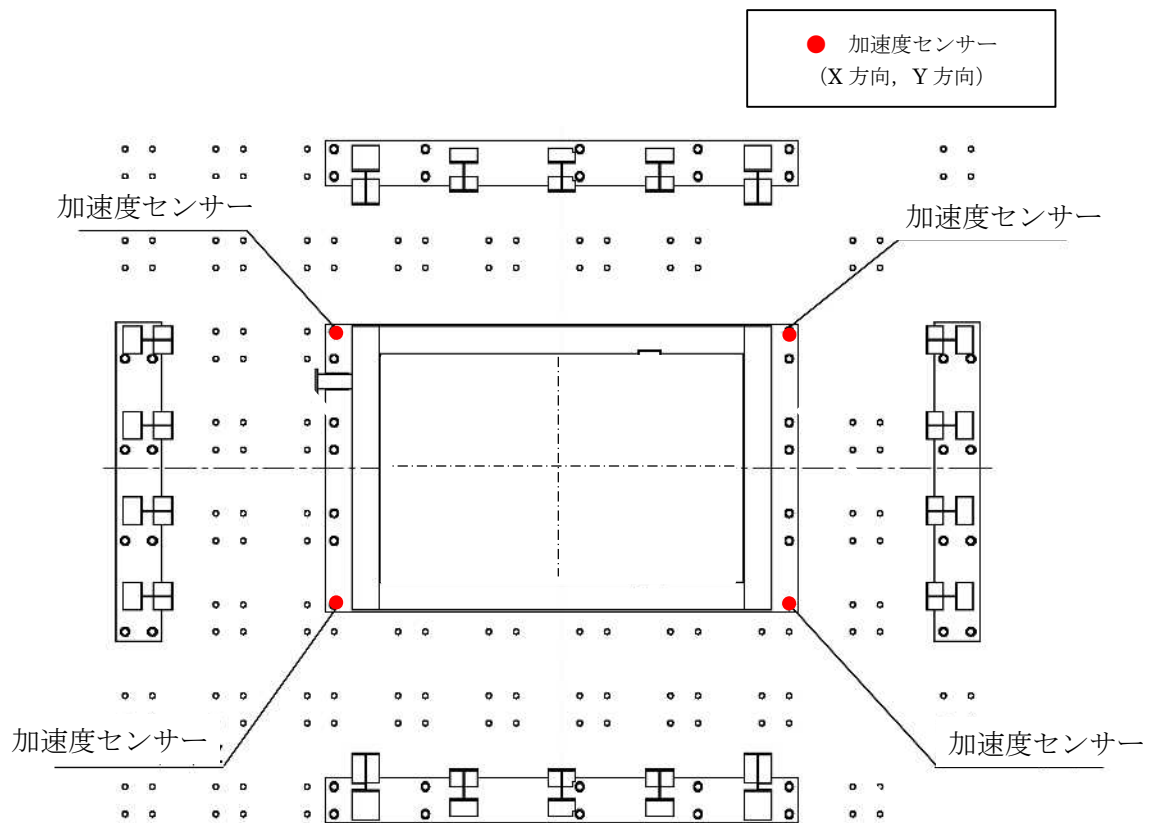
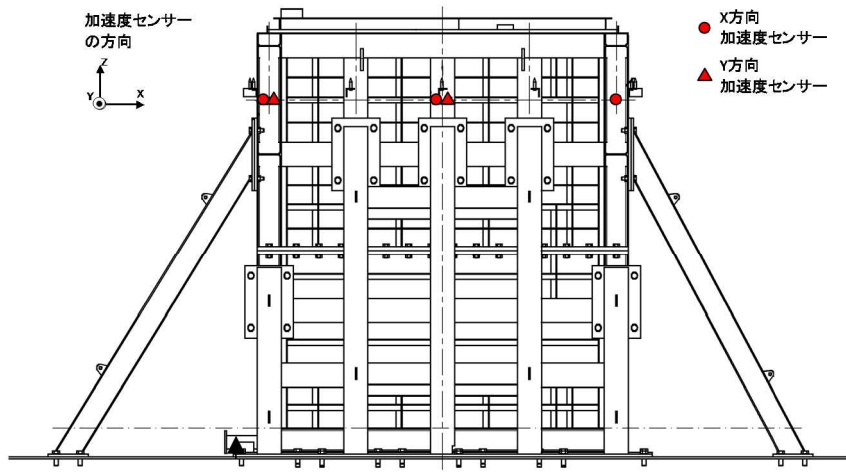
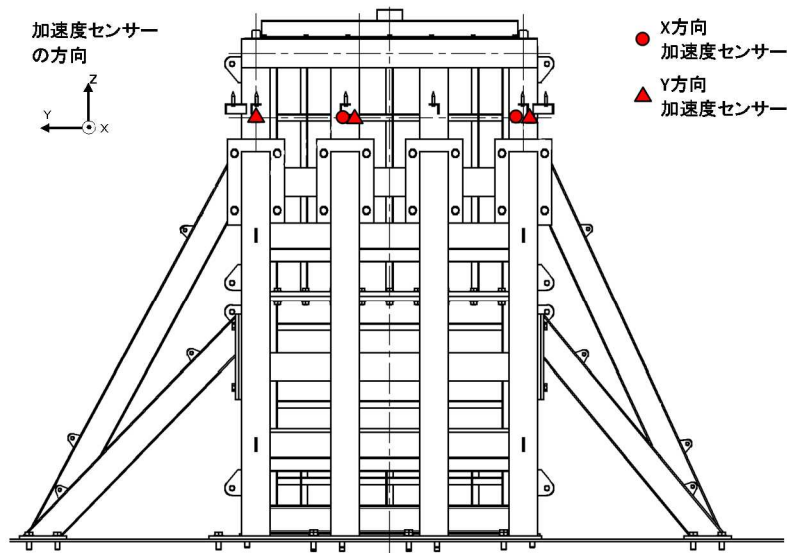


図 17 振動台上の加速度の計測位置



(a) 水槽長辺方向



(b) 水槽短辺方向

図 18 水槽の加速度計測位置

4.3 試験結果

正弦波掃引試験結果から算出した減衰定数と、正弦半波加振試験の自由減衰波形から得られた減衰定数について、横軸を燃料ラック頂部の応答加速度で整理した結果を図 19 および表 8、表 9 に示す。

供試体ラック頂部の応答加速度と減衰の関係は、各試験ケース最小のものでも 6~11% であり、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。

正弦半波加振試験での短辺方向の結果において、応答加速度のばらつきが大きくなっている。これは、試験方法および加振方向の相違による影響が考えられる。

試験方法に関して、正弦波掃引試験は一定振動数・一定振幅で継続加振をおこなうため、供試体ラック頂部の応答が安定しばらつきが小さく、正弦半波加振試験は入力レベルが大きい正弦半波にて加振するため、最大加速度の領域では燃料のガタつきによる高次モード成分が減衰しきらずに応答加速度に影響しばらつきが大きくなっていると考えられる (図 20)。また、加振方向に関して、短辺方向の応答加速度は、供試体ラックの幾何形状および応答レベルの違いにより、長辺方向の応答加速度と比較し、振動台制御の不安定性による振動台の加振軸以外の振動成分の影響を受けやすいため応答加速度に比べばらつきが大きくなっている (図 21)。

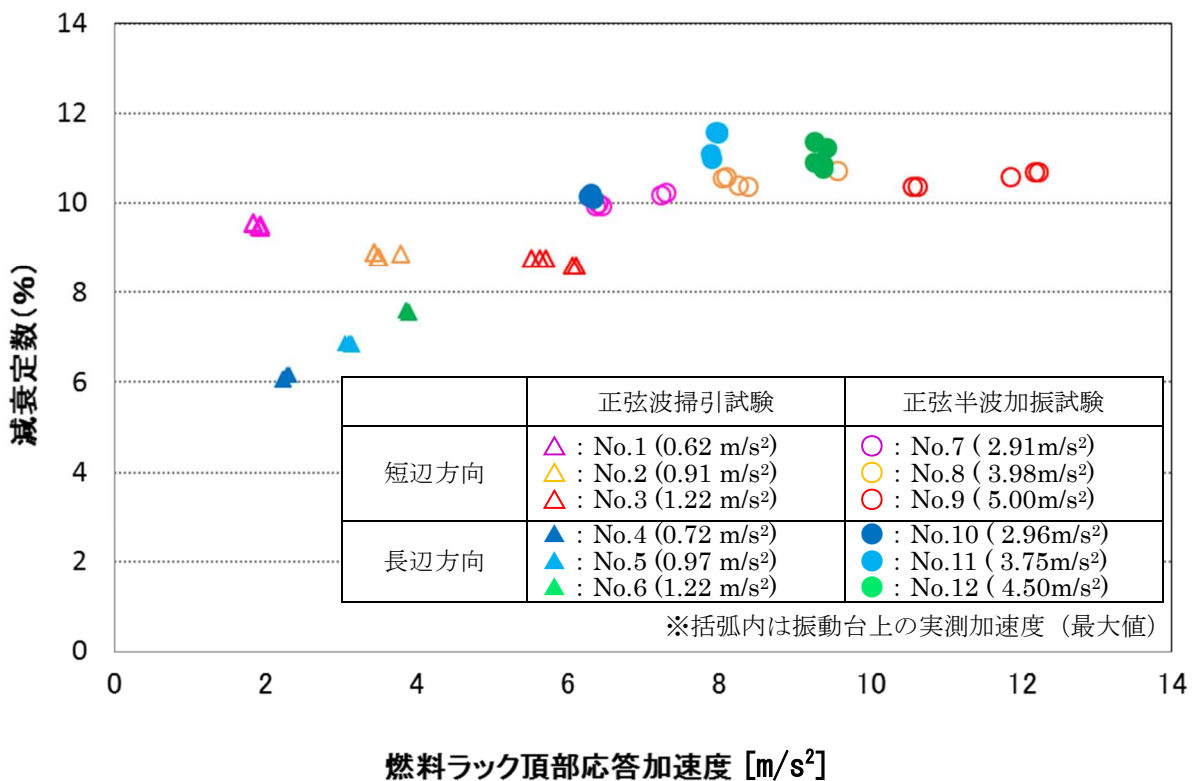


図 19 燃料ラック頂部最大応答加速度と減衰定数の関係

表 8 加振試験結果データ一覧 (1 / 2)

No.	試験方法	加振方向	入力加速度 ^{※1} (m/s ²)	計測位置 ^{※2}	頂部加速度 (m/s ²)	減衰定数 (%)
1	正弦波掃引試験	短辺	0.62	a	1.9	9.5
				b	1.8	9.5
				c	1.9	9.5
				d	1.9	9.5
				e	1.8	9.6
2	正弦波掃引試験	短辺	0.91	a	3.5	8.8
				b	3.4	8.9
				c	3.5	8.8
				d	3.8	8.9
				e	3.4	8.9
3	正弦波掃引試験	短辺	1.22	a	6.1	8.6
				b	5.7	8.8
				c	6.1	8.6
				d	5.5	8.8
				e	5.6	8.8
4	正弦波掃引試験	長辺	0.72	a'	2.3	6.2
				b'	2.3	6.2
				c'	2.2	6.1
				d'	2.2	6.1
				e'	2.2	6.1
5	正弦波掃引試験	長辺	0.97	a'	3.1	6.9
				b'	3.1	6.9
				c'	3.1	6.9
				d'	3.1	6.9
				e'	3.2	6.9
6	正弦波掃引試験	長辺	1.22	a'	3.9	7.6
				b'	3.9	7.6
				c'	3.9	7.6
				d'	3.9	7.6
				e'	3.9	7.6

※1 振動台上の実測加速度 (最大値)

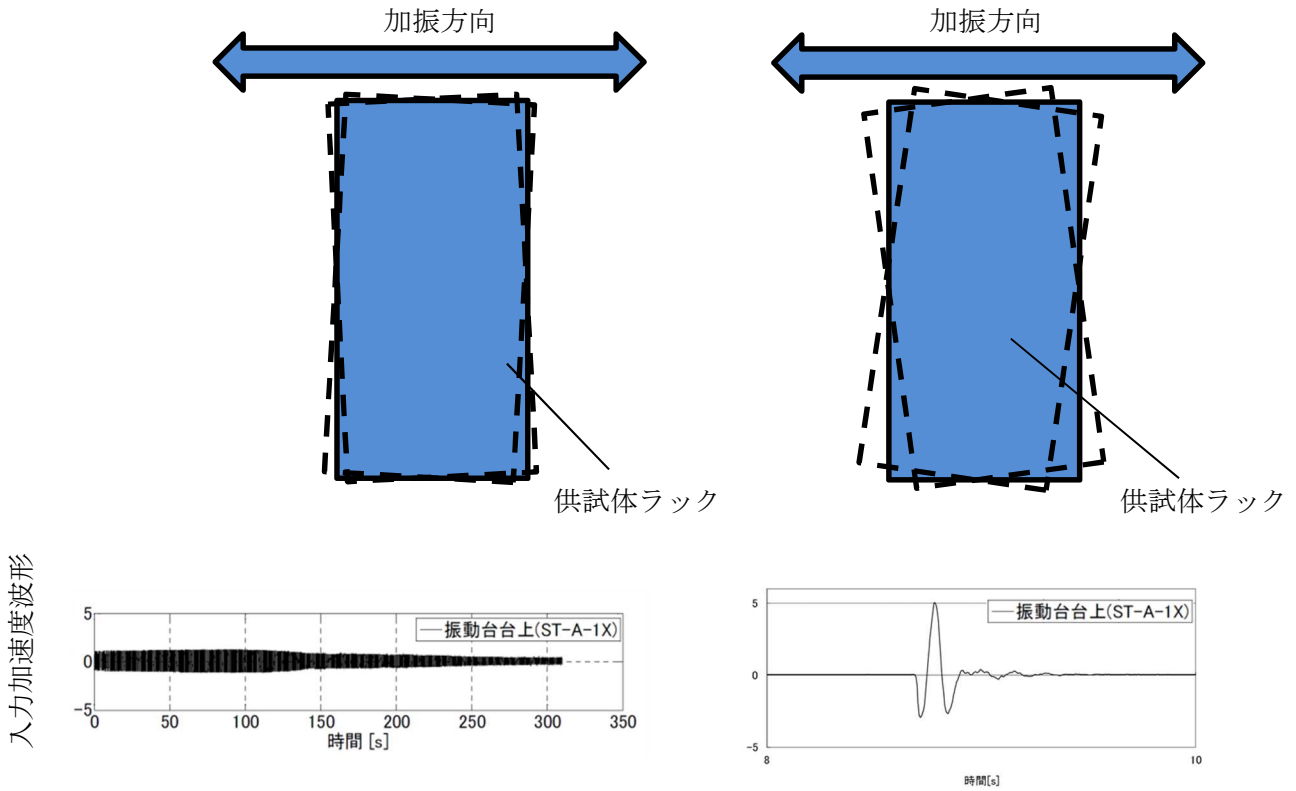
※2 計測位置は図 16 参照

表 9 加振試験結果データ一覧 (2 / 2)

No.	試験方法	加振方向	入力加速度 ^{※1} (m/s ²)	計測位置 ^{※2}	頂部加速度 (m/s ²)	減衰定数 (%)
7	正弦半波加振試験	短辺	2.91	a	7.3	10.2
				b	6.4	9.9
				c	7.2	10.2
				d	6.4	10.0
				e	6.4	10.0
8	正弦半波加振試験	短辺	3.98	a	8.4	10.4
				b	8.1	10.6
				c	8.3	10.4
				d	9.6	10.7
				e	8.1	10.6
9	正弦半波加振試験	短辺	5.00	a	12.2	10.7
				b	10.6	10.4
				c	12.2	10.7
				d	11.9	10.6
				e	10.6	10.4
10	正弦半波加振試験	長辺	2.96	a'	6.3	10.2
				b'	6.3	10.1
				c'	6.3	10.2
				d'	6.3	10.2
				e'	6.3	10.2
11	正弦半波加振試験	長辺	3.75	a'	7.9	11.1
				b'	7.9	11.0
				c'	8.0	11.6
				d'	7.9	11.6
				e'	8.0	11.6
12	正弦半波加振試験	長辺	4.50	a'	9.3	10.9
				b'	9.3	11.4
				c'	9.4	10.9
				d'	9.4	10.8
				e'	9.4	11.3

※1 振動台上の実測加速度 (最大値)

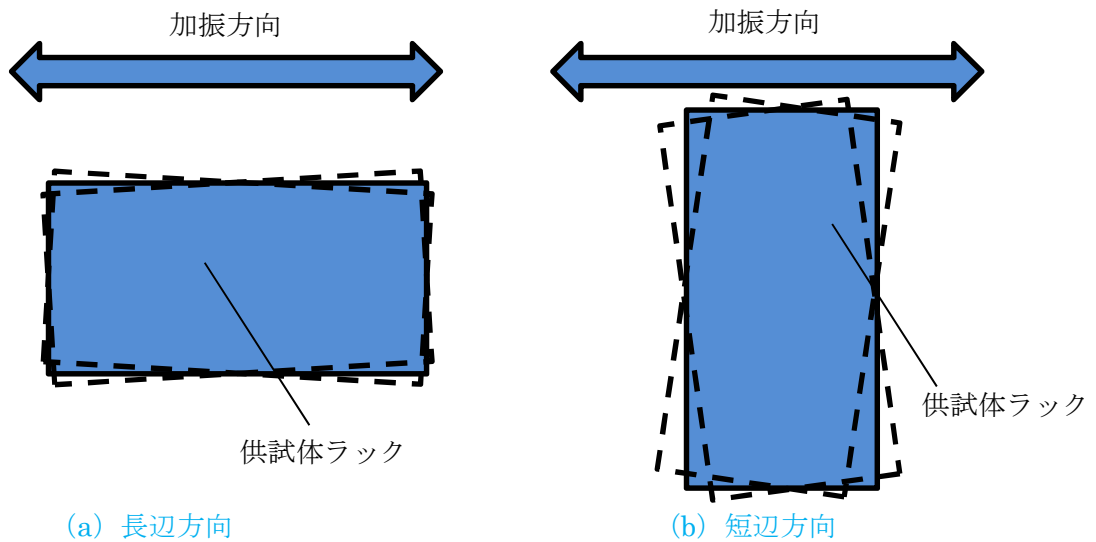
※2 計測位置は図 16 参照



(a) 正弦波掃引試験

(b) 正弦半波加振試験

図 20 試験方法の違いによるばらつき (概念図)



(a) 長辺方向

(b) 短辺方向

図 21 加振方向の違いによる最大加速度のばらつき (概念図)

4.4 実物大試験における試験条件の妥当性

実物大供試体の加振試験は、実機ラックの減衰傾向を把握することを目的とした試験であり、4.2 で述べたように、供試体ラックの主要諸元および試験水槽の大きさは実機および実機環境と同等、また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。試験水槽の水深は実機とは異なるが、燃料ラックの振動特性に与える影響が小さいことを確認している（別紙-3）。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ようにしている（別紙-2）。

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の大きさによっては、使用済燃料プールでのスロッシングが励起され、スロッシングにより減衰定数が大きくなるため、スロッシングの影響を考慮していない本試験は安全側の試験条件である（別紙-8）。

実機ラックおよび供試体ラックはいずれも基礎ボルトにて燃料プールまたは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わり減衰定数への影響があると考えられるが、実機ラック設置時に基礎ボルトについて規定トルク値による締付確認を実施しているほか、新潟県中越沖地震後の点検でも基礎ボルトに緩みが無いこと、また、実機ラックは建屋内の使用済燃料貯蔵プール内にあり、環境が一定に管理されている静的機器であることから、トルク低下により減衰定数へ影響を与える可能性は低いと考えられる。

なお、基礎ボルトに緩みが生じた場合、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ことから、基礎ボルトに緩みが無い状態で行っ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。

以上より、本試験で得られた減衰定数を実機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

「図 19 燃料ラック頂部最大応答加速度と減衰定数の関係」に、実機ラックの基準地震動 S_s 、弾性設計用地震動 S_d に対する応答加速度を追加したもの示す（図 22）。基準地震動 S_s に対する実機ラックの応答加速度レベルにおける減衰定数は、全て 10%以上であった。弾性設計用地震動 S_d に対する減衰定数は、概ね 8~10%であった。なお、一部ラックの基準地震動 S_s に対する応答加速度が供試体の最大応答加速度を上回っているが、加速度が大きい領域ではほぼ一定の減衰定数となっているため、これらのラックにおける減衰定数は 10%程度と考えられる。

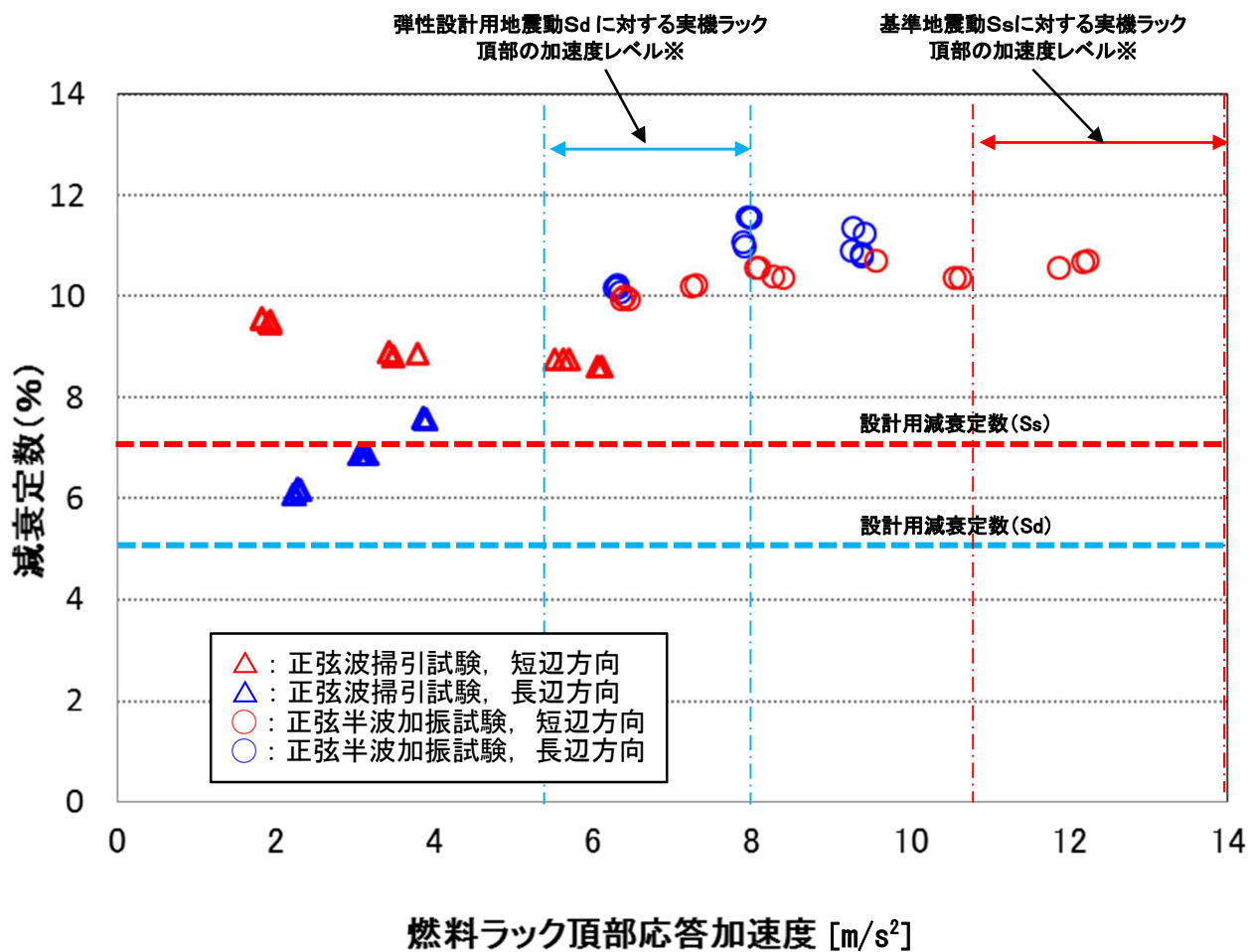
また、燃料ラック頂部応答加速度をそれぞれの固有周期を用い近似的に変位に換算し、減衰定数との関係を検討した（図 23）。弾性設計用地震動 S_d に対する実機ラックの応答は角管ラックの長辺の応答変位が僅かに実験値を下回っているが、試験体の応答範囲とほぼ同等であり、試験で得られた減衰定数を適用しても問題ないと考えられる。応答変位が 1mm 付近までは減衰が増加し、以降は概ね一定となる傾向を示している。これは、変位が大きくなるとラックセル内部でチャンネルファスナがラックセルと衝突し、減衰効果が飽和するためと考えられ、短辺・長辺ともに同様の傾向を示すと考えられる。

なお、本試験では以上の通り試験により得られた減衰定数を応答加速度及び変位により整理しており、同一の応答加速度レベルに対して、短辺方向の変位が長辺方向の変位に比較し、大きくなっている。これは、応答加速度が同一の場合、長辺は固有振動数が高く剛性も大きいいため応答変位が小さくなり、短辺方向の場合固有振動数が低く剛性も小さいため応答変位が大きくなったためである。試験結果からは実機ラックの固有振動数領域では、固有振動数と減衰定数に明確な相関が確認できなかったため（別紙-9）、応答加速度および固有振動数を用いて算出した応答変位に対する減衰定数の関係を整理した。これにより実機ラックの応答との対応が評価できることから、設計用減衰定数の設定方法として妥当であると考ええる。

5.2 設計用減衰定数の設定

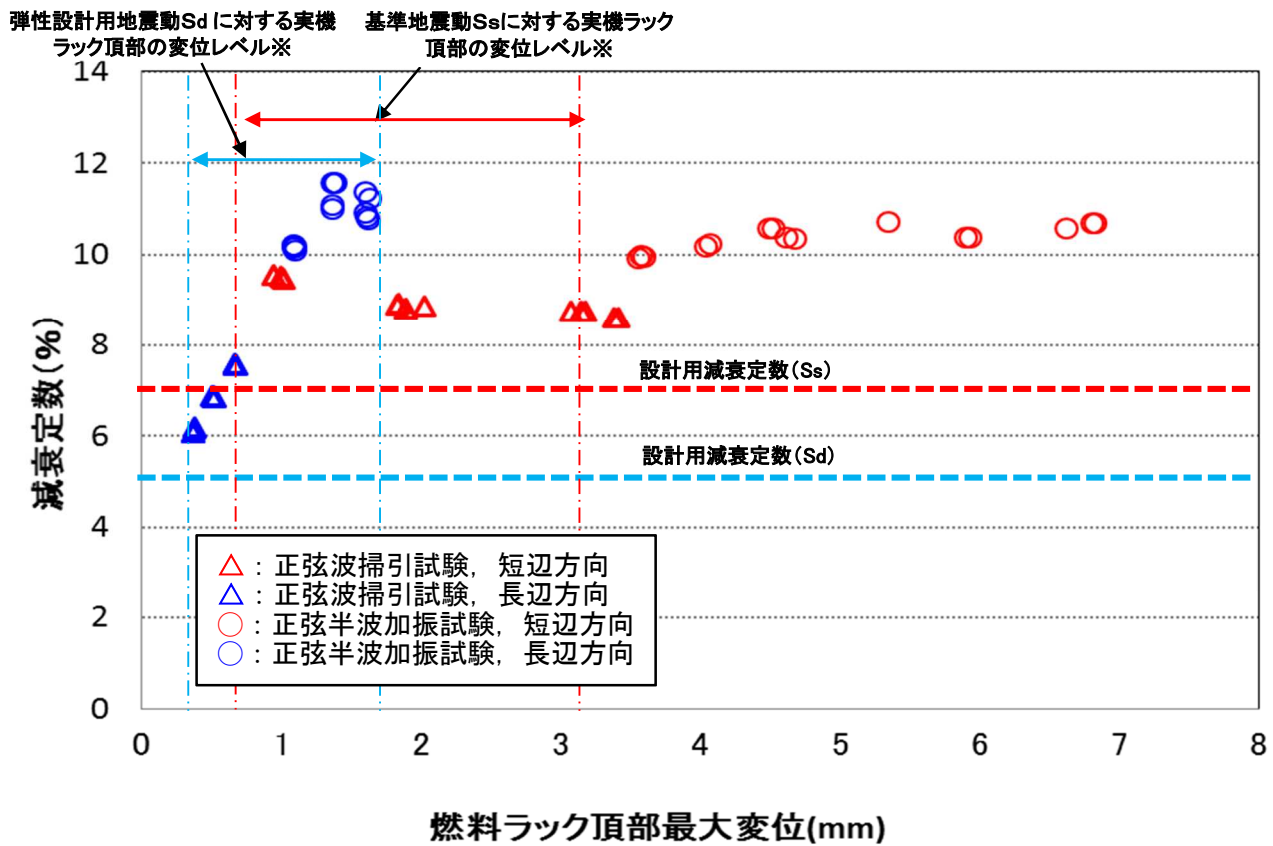
5.1 より、実機ラックの減衰定数は、燃料ラックの型式および貯蔵体数によらず、基準地震動 S_s では 7.0%以上、弾性設計用地震動 S_d では 5.0%以上であることを確認した。ただし、耐震設計に適用する設計用減衰定数の設定は、試験結果のばらつき、耐震設計の簡便さと余裕を考慮して、燃料ラックの型式および貯蔵体数によらず、基準地震動 S_s では 7.0%、弾性設計用地震動 S_d では 5.0%を設定する。

なお、3種類ある燃料ラック中、格子ラックおよび市松ラックと構造がやや異なる角管ラックについては、既往の試験結果を確認し、減衰定数がほぼ同様であることを確認した（参考-1）。



※床応答スペクトルと実機ラックの固有周期（長辺/短辺）から求めた値の最小値～最大値を
 実機応答レベルとして記載した（詳細は表 10 および表 11 参照）。

図 22 実機ラック頂部の最大加速度と減衰定数の関係



※床応答スペクトルと実機ラックの固有周期（長辺/短辺）から求めた値の最小値～最大値を実機応答レベルとして記載した（詳細は表 10 および表 11 参照）。

図 23 実機ラック頂部の最大変位と減衰定数の関係

表 10 実機ラックの固有周期と加速度・変位の関係（実機・短辺）

評価用 地震動	ラック型式	ラック種類	①固有周期 (s)	②震度 (-)	③応答加速度 (m/s ²)	④変位 (mm)
基準地震 動 Ss-1~8 減衰 7.0%	格子型	120 体		1.43	14.0 ^{*1}	3.1 ^{*1}
		187 体		1.23	12.1	2.0
		210 体		1.17	11.5	1.2
	角管市松型	77 体タイプ I		1.26	12.4	2.1
		77 体タイプ II		1.27	12.5	2.2
		100 体		1.14	11.2	1.1
		110 体タイプ I		1.14	11.2	1.1
		110 体タイプ II		1.14	11.2	1.1
		121 体		1.14	11.2	0.9
	角管並列型	176 体		1.35	13.2	2.7
187 体			1.41	13.8	3.0	
弾性設計 用 地震動 Sd-1~8 減衰 5.0%	格子型	120 体		0.82	8.0 ^{*2}	1.8 ^{*2}
		187 体		0.65	6.4	1.1
		210 体		0.61	6.0	0.6
	角管市松型	77 体タイプ I		0.64	6.3	1.1
		77 体タイプ II		0.64	6.3	1.1
		100 体		0.58	5.7	0.6
		110 体タイプ I		0.58	5.7	0.6
		110 体タイプ II		0.57	5.6	0.5
		121 体		0.56	5.5	0.5
	角管並列型	176 体		0.74	7.3	1.5
187 体			0.81	7.9	1.7	

③=②×g (m/s²) (重力加速度)

④={③/(2πf)²}×1000

f=1/①

※1 Ss に対する加速度または変位の最大値

※2 Sd に対する加速度または変位の最大値

表 11 実機ラックの固有周期と加速度・変位の関係（実機・長辺）

評価用 地震動	ラック型式	ラック種類	①固有周期 (s)	②震度 (-)	③応答加速度 (m/s ²)	④変位 (mm)
基準地震 動 Ss-1~8 減衰 7.0%	格子型	120 体		1.12	11.0 ^{※2}	0.7 ^{※2}
		187 体		1.12	11.0 ^{※2}	0.7 ^{※2}
		210 体		1.12	11.0 ^{※2}	0.9
	角管市松型	77 体タイプ I ^{※1}	—	—	—	—
		77 体タイプ II ^{※1}	—	—	—	—
		100 体		1.14	11.2	0.9
		110 体タイプ I		1.14	11.2	0.9
		110 体タイプ II		1.14	11.2	0.8
		121 体		1.14	11.2	0.9
	角管並列型	176 体		1.23	12.1	1.8
187 体			1.23	12.1	1.8	
弾性設計 用 地震動 Sd-1~8 減衰 5.0%	格子型	120 体		0.54	5.3 ^{※3}	0.3 ^{※3}
		187 体		0.54	5.3 ^{※3}	0.3 ^{※3}
		210 体		0.55	5.4	0.4
	角管市松型	77 体タイプ I ^{※1}	—	—	—	—
		77 体タイプ II ^{※1}	—	—	—	—
		100 体		0.56	5.5	0.5
		110 体タイプ I		0.56	5.5	0.4
		110 体タイプ II		0.56	5.5	0.4
		121 体		0.56	5.5	0.5
	角管並列型	176 体		0.65	6.4	1.0
187 体			0.65	6.4	1.0	

③=②×g (m/s²) (重力加速度)

④={③/(2πf)²}×1000

f=1/①

※1 剛構造のため減衰の設定不要

※2 Ss に対する加速度または変位の最小値

※3 Sd に対する加速度または変位の最小値

6. 結論

今回の工認で柏崎刈羽 6 号炉の格子ラックおよび角管ラックならびに柏崎刈羽 7 号炉の市松ラックに採用予定の水平方向の設計用減衰定数（基準地震動 S_s : 7.0%, 弾性設計用地震動 S_d : 5.0%）は、実機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行われた加振試験で得られた結果に対して余裕を考慮した上で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] 大型耐震実験施設(LARGE-SCALE EARTHQUAKE SIMULATOR)パンフレット, 独立行政法人 防災科学技術研究所
- [2] 浪田他, 「水中振動試験による BWR 使用済燃料貯蔵ラックの減衰定数」, 日本機械学会 [No.10-8] Dynamics and Design Conference 2010 論文集 No.417
- [3] 東京電力株式会社 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調査結果について (最終報告) 平成 25 年 7 月

別紙－１ プール水およ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えて水中での加振試験を行った。また、プール水の減衰定数への影響を確認するため、市松ラック単体（燃料集合体 0%）で気中と水中それぞれで、加振試験を行った。

試験条件を表－別紙 1－1 に示す。

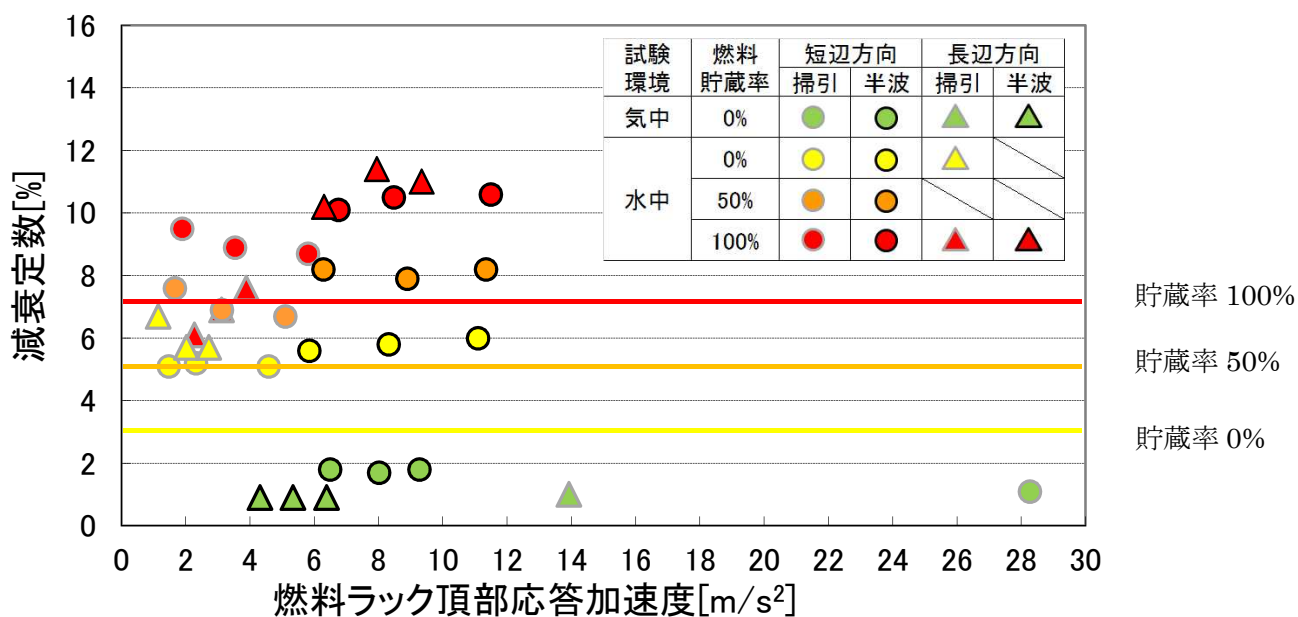
表－別紙 1－1 水および燃料集合体数の影響評価に用いた試験条件

試験方法	方向	入力加速度* (m/s ²)	気中/水中	燃料貯蔵率 (%)	備考
正弦波掃引試験	短辺	0.71	気中	0	減衰定数をハーフパワー法により算出 (別紙－5)
		0.61, 0.61, 0.62	水中	0, 50, 100	
		0.89, 0.89, 0.91	水中	0, 50, 100	
		1.19, 1.22, 1.22	水中	0, 50, 100	
	長辺	0.36	気中	0	
		0.45, 0.72	水中	0, 100	
		0.73, 0.97	水中	0, 100	
		0.98, 1.22	水中	0, 100	
半波加振試験	短辺	3.38,4.25,5.22	気中	0%	減衰定数を自由振動波形より算出 (別紙－6)
		3.13,4.06,5.10	水中	0%	
		3.05,3.74,4.91	水中	50%	
		2.91,3.98,5.00	水中	100%	
	長辺	3.09,3.85,4.67	気中	0%	
		2.96,3.75,4.50	水中	100%	

*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、貯蔵される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－別紙 1－1)。これは、燃料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散逸が大きくなることで、減衰が大きくなったと考えられる。

また、燃料貯蔵率 0%における気中およ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ることがわかる。



図－別紙 1－1 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および発生応力の関係

燃料ラックの減衰定数は、模擬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および発生応力について確認した。

許容応力に対する発生応力が最も大きい 77 体ラックを対象に、燃料ラックへの発生応力を貯蔵率と減衰をパラメータにし、解析にて求めた値を表－別紙 1－2 に示す。

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、100%設置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 100%設置を仮定して評価すれば良いと考えられる。

表－別紙 1－2 燃料貯蔵率と発生応力の関係^{※1}

貯蔵率(%)	減衰定数(%) ^{※2}	総重量(ton)	発生応力(MPa)	許容応力(MPa)
0	3	13.9	48	153
50	5	24.3	87	153
100	7	34.3	122	153

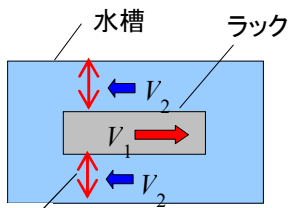
※1：基礎ボルトの応力

※2：試験結果より仮定

別紙－２ 試験水槽の形状決定方法

燃料ラックの減衰効果には、燃料ラックが流体中を振動することによる流体減衰の効果の影響が考えられ、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、より大きな流体減衰効果が生じる。そのため、試験水槽の大きさは、流体減衰の効果が影響しないような隙間として設定した。

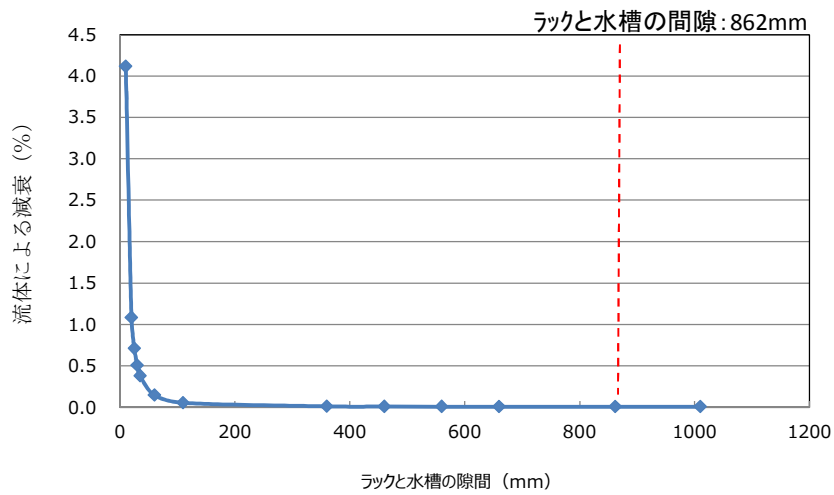
図－別紙２－１に水槽とラックの隙間を変化させた場合の、ラックが流体から受ける減衰比を示す。今回の実物大試験供試体における水槽と試験ラックの隙間における流体の減衰効果は、試験で得られた供試体ラックの減衰に影響を与えるものではないことを確認した。



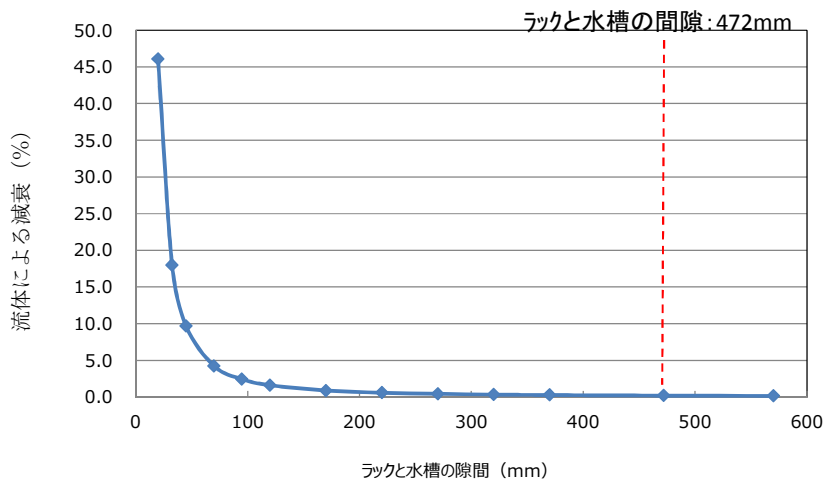
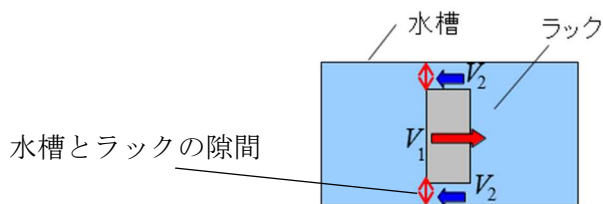
V_1 : 振動中のラック自身の速度

V_2 : 水槽とラック間隙間の流速

水槽とラックの隙間



(a) 長辺方向



(b) 短辺方向

図一別紙2-1 水槽とラック間隙間が与える流体減衰

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は速度の二乗に比例し、次のように表される。

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

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、

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

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

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。

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

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、

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

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

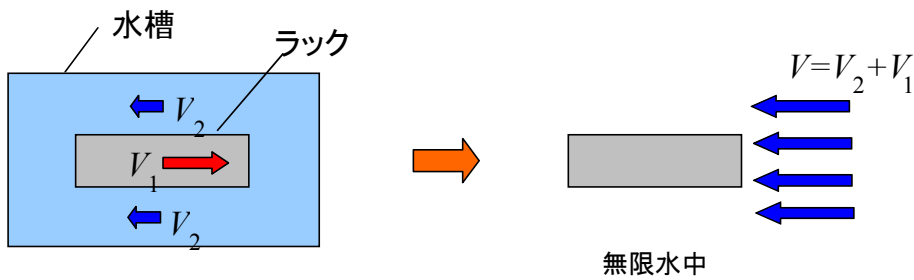
以上の計算式から、水槽内で振動するラックの流体減衰と等価な減衰は以下となり、燃料ラックの減衰に対し、ラックと水槽の隙間による流体減衰の影響は十分に小さい。

市松ラックの等価減衰比

長辺方向の加振 : $\zeta_{eq} = 0.005\%$

短辺方向の加振 : $\zeta_{eq} = 0.203\%$

ここで、流体による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 (図一別紙 2-2)。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。



一様流中に置かれた角柱で近似

図一別紙 2-2 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

別紙－3 試験における水深の影響について

実機ラックは水深 11.5m のところに設置されているが，試験では試験設備の関係から試験水槽の水深は 4.8m とした。試験水槽の水深 4.8m の試験で，実機ラックの振動特性に影響を与えないか検討するため，解析モデルを作成し NASTRAN の MFLUID 機能^{※1}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

市松ラックの水中の振動特性に与える水深の影響を評価した。なお，試験における地震動入力はスロッシングの影響を回避するような波を使用しており，本解析においてもスロッシング効果は考慮していない。

市松ラックの代表寸法は，幅 1584mm，奥行き 804mm，高さ 4493mm である。NASTRAN の MFLUID 機能を用いて試験水槽の水深 4.8m 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。ラック外側の水平方向は無限水中とした。

(2) 検討結果

(a) 固有振動数

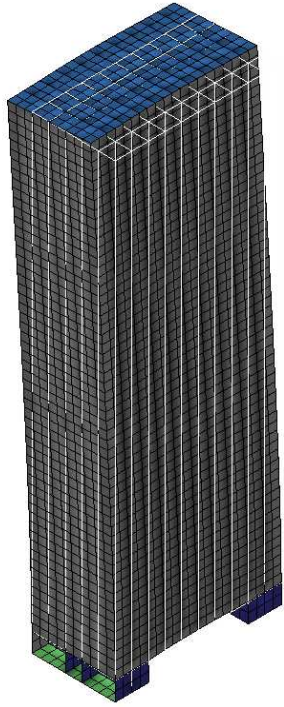
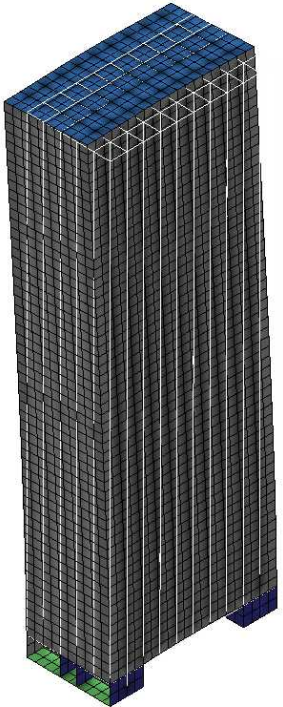
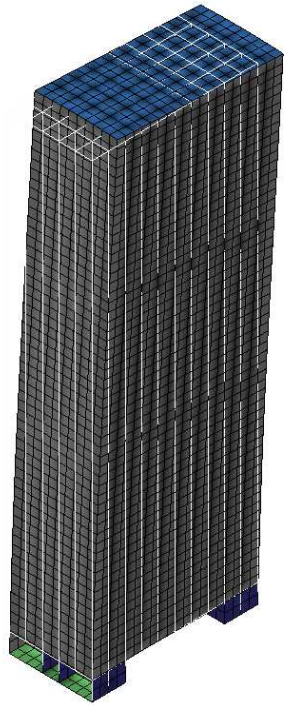
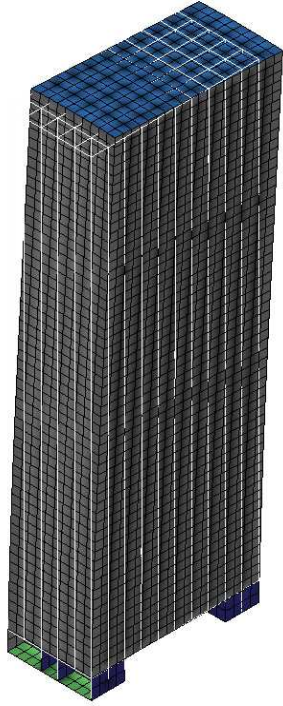
水深 4.8m の場合と水深 11.5m の場合の固有振動数および固有振動モードを図一別紙 3－1 に示す。

試験水槽の水深 4.8m の場合と実機水深 11.5m の場合の固有振動数の差異は小さいことがわかった。

表一別紙 3－1 固有振動数の比較

次数	水深4.8m		水深11.5m	
	固有振動数 [Hz]	振動モード	固有振動数 [Hz]	振動モード
1	10.25	Y方向変形	10.20	Y方向変形
2	22.43	X方向変形	22.40	X方向変形

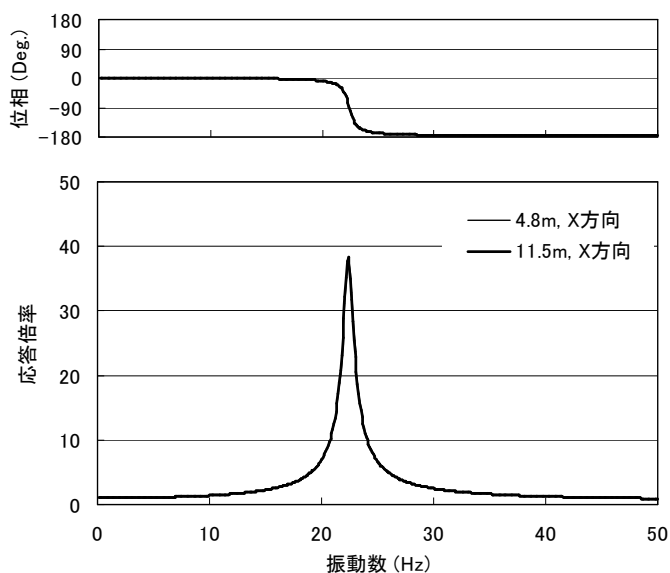
※1 解析モデル上考慮している流体の付加質量を計算する機能

	試験：水深 4.8m	実機：水深 11.5m
1次 モード	 <p>10.25Hz</p>	 <p>10.20Hz</p>
2次 モード	 <p>22.43Hz</p>	 <p>22.40Hz</p>

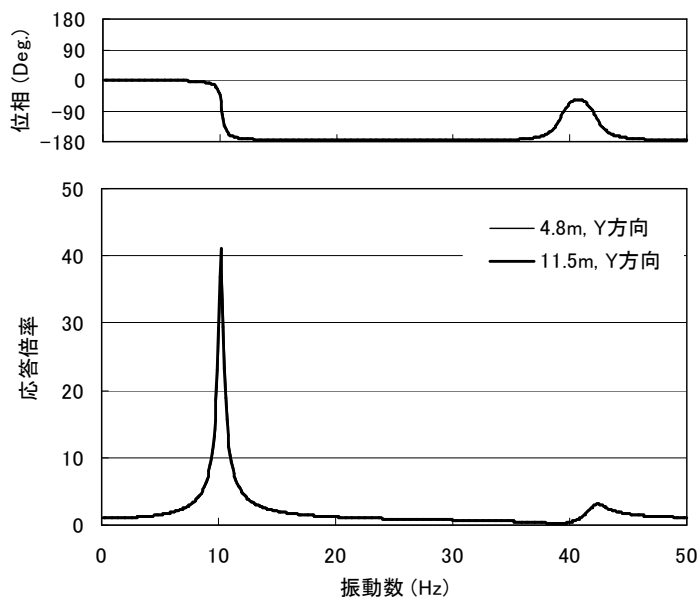
図－別紙 3－1 水深 4.8m と 11.5m のラック振動モード

(b) 周波数応答

固有振動数の違いは小さいことがわかったが、応答特性の違いも小さいことを確認するために、上記の解析モデルを用いて周波数応答計算を行った。図一別紙3-2にX方向加振時の周波数応答、Y方向加振時の周波数応答を示す。水深が4.8mの場合と11.5mの場合で違いはほとんどないことがわかる。なお、減衰定数は2%と仮定した。



(1) X方向加振時



(2) Y方向加振時

図一別紙3-2 周波数応答解析結果

(3) 検討結果のまとめ

実機ラックは水深 11.5m のところに設置されているが、試験では試験設備の関係から試験水槽の水深は 4.8m とした。試験水槽の水深 4.8m の試験で、実機ラックの振動特性に影響を与えないか検討するため、解析モデルを作成し NASTRAN の MFLUID 機能を用いて水深が異なる場合の振動特性を検討した。その結果、水深 4.8m および水深 11.5m の条件において、水位は付加質量に対して影響を与えないため、固有振動数および周波数応答に差異がなく、水深 4.8m 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、水位をラック高さ以下に変化させることでラックに掛か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検討結果を以下に示す。

(4) 水深の影響によるラックの固有値解析

本検討では水深 11.5m と水深 4.8m の固有値解析結果に対して、水位高さ 4.473m (ラック高さ) と 2m (ラック高さ以下の水位) の 2 ケースの固有値解析を追加実施した。本解析では、付加質量を考慮した計算を実施している。

表一別紙 3-2 に市松ラックの短辺方向および長辺方向について、水深と固有振動数の関係を示す。表より、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 4.473m の固有振動数はほぼ変化しないが、ラック高さ以下の水深 2m の固有振動数では変化率が大きいことがわかる。ラック高さ以下のケースとして実施した水深 2m の固有値解析ではラック高さの半分程度が水中にないため、ラックに対して付加質量を受けない部分があり、固有振動数が高くなったといえる。すなわち、本解析結果においてラック高さ以上の水位ではラックに与える付加質量は変わらず、試験計画の水深 4.8m で実機プラントでの水深 11.5m の振動特性を模擬できているといえる。

表一別紙 3-2 水深と固有振動数

No.	水深[m]	固有振動数[Hz]		備考
		短辺方向	長辺方向	
1	11.5	10.20	22.40	
2	4.8	10.25	22.43	
3	4.473	10.31	22.46	ラック高さ
4	2	12.10	23.86	ラック高さ以下の水位

別紙－4 試験方法および減衰定数の算出方法

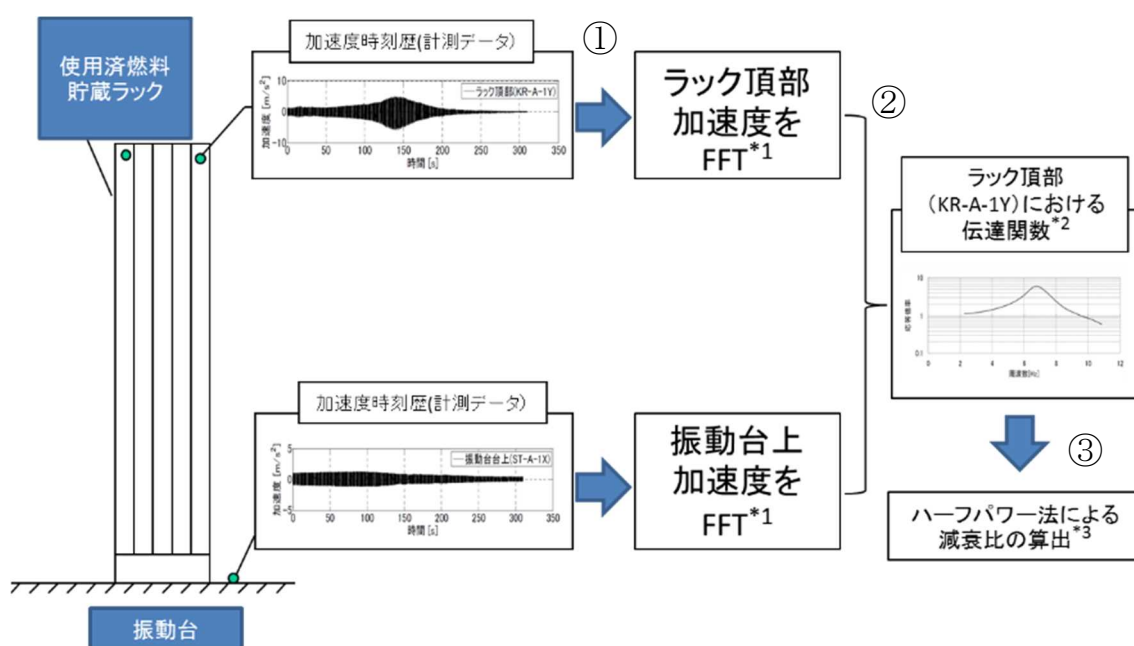
本試験では、正弦波掃引試験と正弦半波加振試験の2種類の加振をおこない、正弦波掃引試験では振動台上加速度と供試体頂部加速度から伝達関数を求め、ハーフパワー法を用い減衰定数を算定し、正弦半波加振試験は自由減衰波形の振幅より減衰定数を算定した。いずれの方法も、一般的で実績のある方法である。

加振試験をおこなうに当たり、ランダム波により供試体ラックの固有振動数を探索した。次に、正弦波掃引加振試験にて、探索したラックの一次固有振動数を中心に $\pm 5\text{Hz}$ 程度の帯域を持った正弦波による加振をおこない、固有振動数を確認するとともに、入力レベルを段階的に増加させた正弦波掃引試験により、応答の傾向および減衰定数を確認した。さらに、高いレベルの減衰傾向を取得するため、正弦波掃引試験で得られた固有振動数を目標に正弦半波加振をおこない、応答の傾向および減衰定数を確認した。以下にそのデータ処理方法を示す。

a. 正弦波掃引試験

正弦波掃引試験にて、ハーフパワー法を適用し減衰定数を算定するまでのデータ処理の流れは以下の通り。

- ① 正弦波掃引試験において取得したラック頂部の加速度時刻歴データおよび振動台上加速度時刻歴データの振動数解析を行う。
- ② 振動台上加速度の振動数解析データとラック頂部の振動数解析結果から、伝達関数を計算する。
- ③ ラック頂部の加速度計測点それぞれに対応する伝達関数に対しハーフパワー法を適用し減衰定数を算定する（詳細は別紙ー5参照）。



*1:高速フーリエ変換処理にて、振動数に対する加速度最大値を算出する（FFT：Fast Fourier Transform, 高速フーリエ変換）。

*2:伝達関数：ラック頂部加速度 FFT 結果／振動台上加速度 FFT とした結果をプロットしたもの。

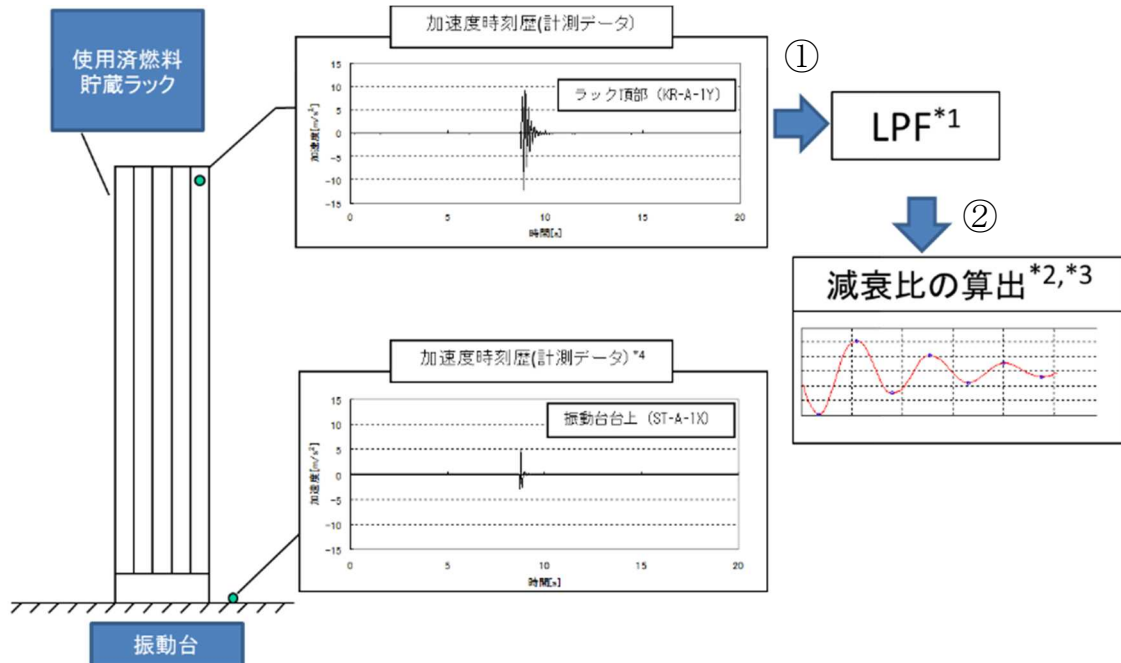
*3:ラック頂部の加速度計測点 4 点 (KR-A-1Y~4Y)について KR-A-1Y と同様の処理を実施

図ー別紙 4ー1 正弦波掃引試験データの処理の例（短辺方向，目標入力加速度 1.00m/s²）

b. 正弦半波加振試験

正弦半波加振試験にて、自由減衰波形から減衰定数を算定するまでのデータ処理の流れは以下の通り。

- ① 正弦半波加振試験にて取得したラック頂部の加速度時刻歴データを，試験体の一次モードで評価するため，ローパスフィルタ（LPF）により高周波成分を除去する。
- ② フィルタ処理後の加速度波形に対し，振動台加振時間帯を除く加速度のピーク値より減衰比を求める（詳細は別紙－6 および別紙－7 参照）。



*1:ローパスフィルタにて最低次数のモードだけの応答で評価するため，高周波成分を除去する（LPT : Low-pass Filter : ローパスフィルタ）。

*2:振動台加振時間帯を除く加速度波形のピーク値より減衰比を算定する。

*3:ラック頂部の加速度計測点4点（KR-A-1Y~4Y）についてKR-A-1Yと同様の処理を実施する。

*4:振動台上加速度が小さいことを確認する。

図－別紙4－2 正弦半波加振試験データ処理の例（短辺方向，振動台上加速度 5.00m/s²）

別紙-5 ハーフパワー法について

加振力 $F e^{i\omega t}$ を受ける 1 自由度系の振動方程式は式(1)で表される。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F e^{i\omega t} \quad (1)$$

上式の解を $x = A e^{i\omega t}$ として、式(1)に代入すると、

$$A = \frac{F}{-m\omega^2 + ic\omega + k} = \frac{F}{k \left\{ \left(1 - \frac{m}{k} \omega^2 \right) + i \frac{c}{k} \omega \right\}}$$

ここで、固有円振動数 $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$ 、減衰定数 $\zeta = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2\sqrt{mk}} = \frac{c\omega_0}{2k}$ とおくと

$$A = \frac{F}{k \left[\left\{ 1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \right\} + i 2\zeta \frac{\omega}{\omega_0} \right]}$$

よって、

$$x = \frac{1}{k \left[\left\{ 1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \right\} + i 2\zeta \frac{\omega}{\omega_0} \right]} F e^{i\omega t}$$

となる。

よって、加振力 $F e^{i\omega t}$ に対する変位の振動伝達特性の振幅は式(2)で与えられる。

$$A = \frac{1}{k} \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_0} \right)^2}} \quad (2)$$

いま $\zeta \leq 1$ とすると式(2)の振幅曲線はピーク値付近で $\omega = \omega_p$ に対しほぼ対称である。

そこで ω_p より少し低い ω_L 点の振幅を A_L とする。

$$\Delta\omega/2 = \omega_p - \omega_L = \omega_0 - \omega_L \quad (\omega_p \approx \omega_0) \text{ より}$$

$$A_L = \frac{1}{k} \frac{1}{\sqrt{\left(1 - (\omega_0 - \Delta\omega/2)^2 / \omega_0^2\right)^2 + 4\zeta^2 (\omega_0 - \Delta\omega/2)^2 / \omega_0^2}}$$

$$\approx \frac{1}{k} \frac{1}{\sqrt{(\Delta\omega / \omega_0)^2 + 4\zeta^2}}$$

一方,

$$A_{\max} = \frac{1}{2k\zeta\sqrt{1-\zeta^2}} \approx \frac{1}{2\zeta k}$$

となる。 A_{\max} と A_L の比 R は

$$R = \frac{A_{\max}}{A_L} = \frac{\sqrt{(\Delta\omega / \omega_0)^2 + 4\zeta^2}}{2\zeta}$$

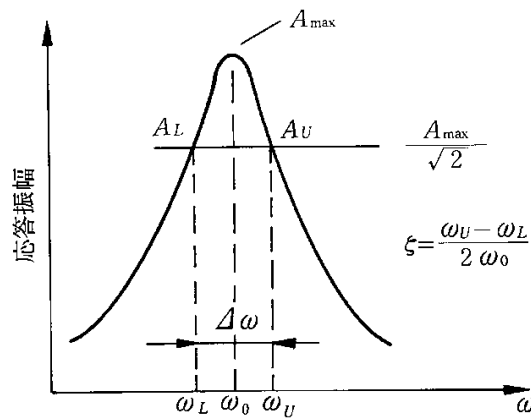
となり, 整理すると

$$\zeta = \frac{1}{2} \frac{\Delta\omega / \omega_0}{\sqrt{R^2 - 1}}$$

となる。 $R = \sqrt{2}$ とすると以下のように簡単になる。

$$\zeta = \frac{1}{2} \frac{\Delta\omega}{\omega_0} = \frac{1}{2} \frac{\omega_U - \omega_L}{\omega_0} = \frac{f_U - f_L}{2f_0}$$

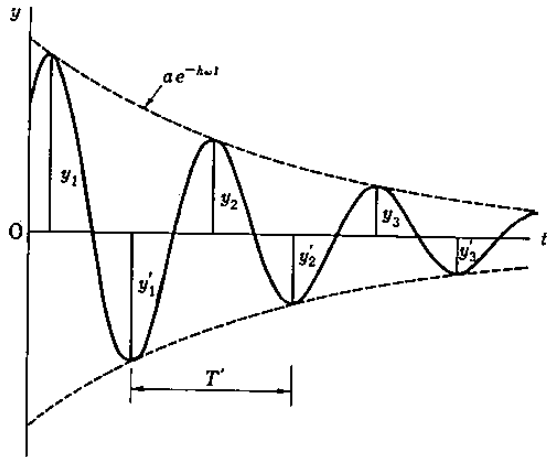
よって, 周波数応答の $A_{\max} / \sqrt{2}$ を示す周波数 f_U と f_L および固有振動数 f_0 を計測すれば減衰定数 ζ を求めることができる。この減衰定数測定方法をハーフパワー法という(図一別紙5-1)。



図一別紙5-1 ハーフパワー法

別紙－6 自由振動波形からの減衰定数の算出方法

自由減衰振動波形は、指数関数的に減衰することから、隣り合う振幅の比の対数をとると常に一定の値となり、この隣り合う振幅の比の自然対数から対象とする構造の減衰定数を求めることができる（図－別紙6－1）。



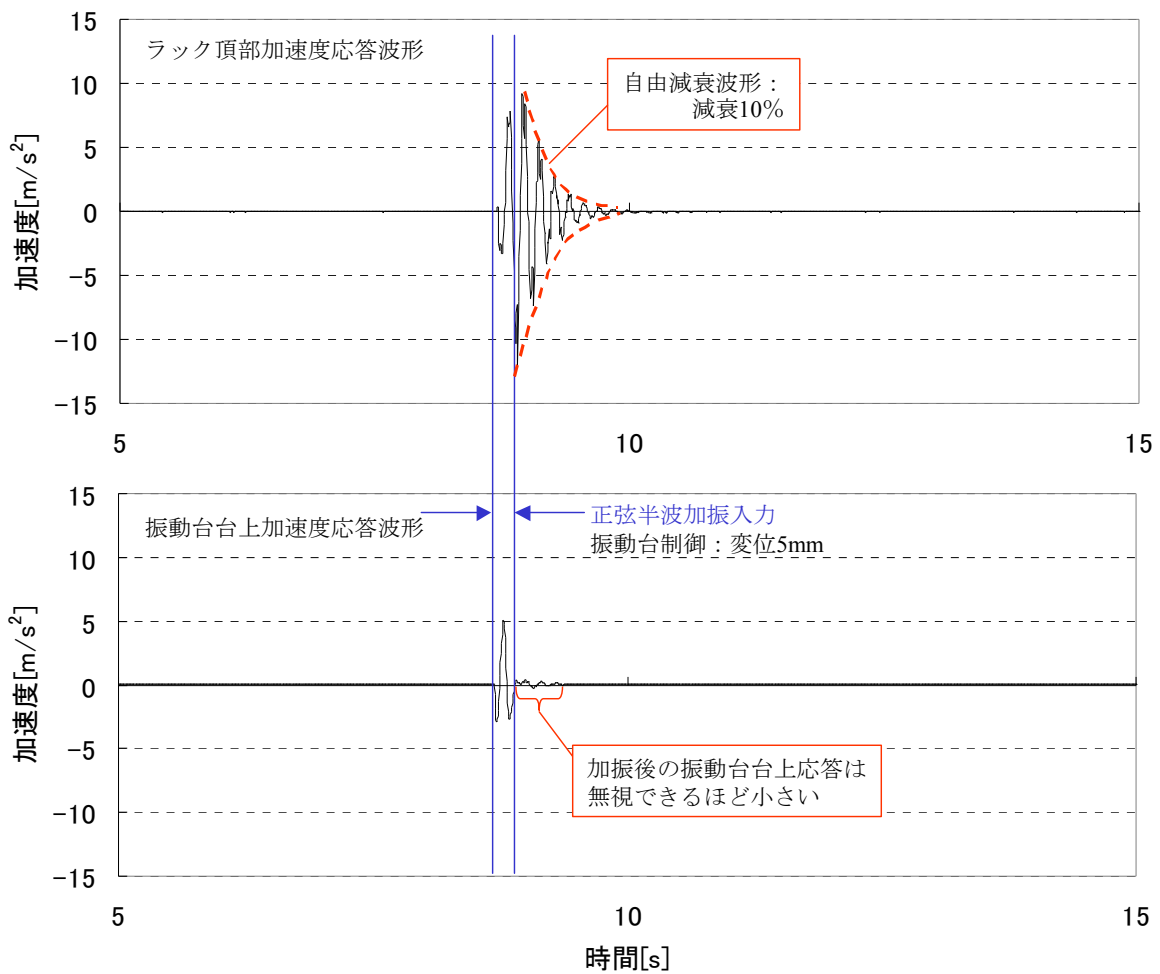
$$\text{(振幅比)} d = \frac{y_1}{y_2} = \frac{y_2}{y_3} = \dots$$

$$h = \left(\frac{\ln d}{2\pi} \right) / \sqrt{1 + \left(\frac{\ln d}{2\pi} \right)^2}$$

図－別紙6－1 減衰定数の算出方法(自由振動波形からの減衰定数の算定方法)

別紙－7 正弦半波加振試験における振動台の影響について

正弦半波加振におけるラック頂部および振動台上の加速度時刻歴波形を図－別紙7－1に示す。振動台上加速度応答波形において、正弦半波加振入力後の台上応答加速度は、ラック頂部加速度に比べて無視できるほど小さいことがわかる。なお、振動台上応答加速度がほぼゼロとなる時点からラック頂部応答加速度の自由減衰波形として減衰定数を求めている。



図－別紙7－1 燃料ラックの自由振動波形と減衰定数
(正弦半波加振試験，短辺方向，振動台上加速度 5.00m/s²)

別紙－8 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振動数範囲で加振試験を行なっている。試験水槽のスロッシングの固有周期は入力振動数範囲に対し十分大きい試験条件にて試験を行なっているため、本試験ではスロッシングが励起されない（表－別紙8－1）。一方、実機では、地震動の長周期成分の大きさによっては燃料プールのスロッシングが励起される可能性が考えられるため、その影響を検討する。

実機燃料プールのスロッシングの固有周期は、実機ラックの固有周期に対し十分に大きい（表－別紙－8－2）。地震によって実機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、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出来ると考える。

表－別紙8－1 試験および実機の固有周期

	試験	
	試験水槽のスロッシング	入力加速度の周期
市松ラック	1.8～2.3 秒	振動台振動 0.050～0.500 秒

表－別紙8－2 試験および実機の固有周期

	実機	
	実機燃料プールのスロッシング	実機ラック
格子ラック	4.3～4.9 秒	0.065～0.093 秒
市松ラック		0.057～0.082 秒
角管ラック		0.077～0.092 秒

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

別紙－9 固有振動数と減衰定数の関係について

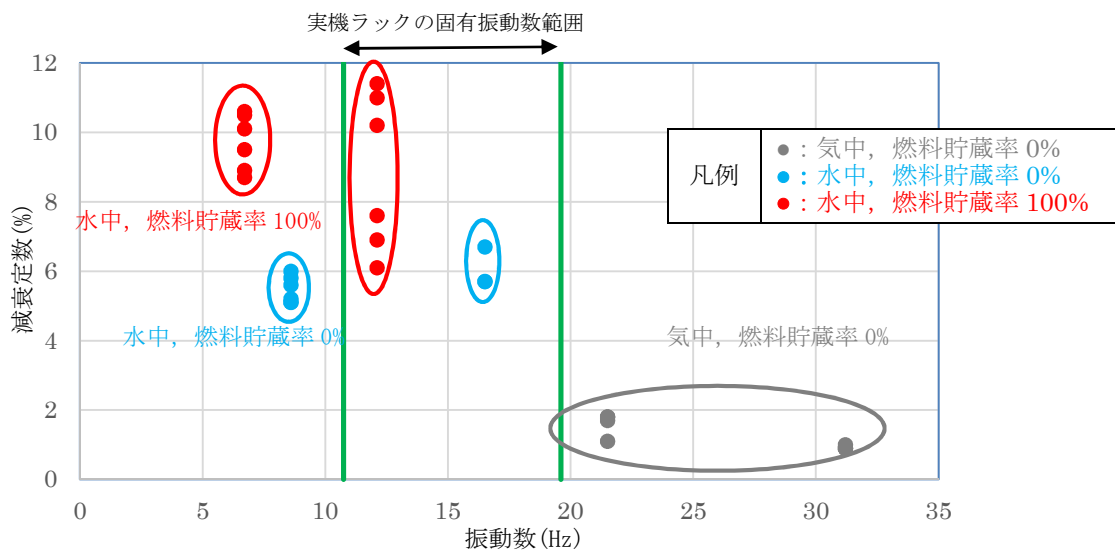
本試験に用いた供試体ラックと実機ラックは、表－別紙9－1に示す通り、固有振動数が異なることから、実機ラックへの適用性を確認するために固有振動数と減衰定数の関係について検討する。

表－別紙9－1 水中・燃料貯蔵率 100%における燃料ラックの固有振動数について

ラック型式	貯蔵体数 (列数)	固有振動数 (Hz)	
		短辺	長辺
供試体ラック	50 体 (5×10 列)		
角管市松型	100 体 (10×10 列)		
角管市松型	110 体タイプ I (10×11 列)		
角管市松型	110 体タイプ II (10×11 列)		
角管市松型	121 体 (11×11 列)		
角管市松型	77 体タイプ I (7×11 列)		
角管市松型	77 体タイプ II (7×11 列)		
格子型	120 体 (10×12 列)		
格子型	187 体 (11×17 列)		
格子型	210 体 (10×21 列)		
角管並列型	176 体 (11×16 列)		
角管並列型	187 体 (11×17 列)		

※：剛構造のため

本試験より得られた減衰定数について横軸を固有振動数として整理した結果、同一の固有振動数に対しても減衰定数がばらついており、固有振動数との明確な相関が見えづらい（図－別紙9－1）ことから、燃料ラックの減衰効果を細分化し、既往の知見および試験結果を用いて減衰定数との関係を検討する。



図－別紙9－1 固有振動数と減衰定数の関係

1. 燃料ラックの減衰効果

燃料ラックは、水中に設置された溶接構造物であり、燃料集合体を貯蔵していることから、減衰として以下に示す効果によるものがあると考えられる。

a. 構造減衰

燃料ラックが曲げモーメントおよびせん断力を受けて変形することによる減衰。

b. 燃料ラックが水中に設置されていることによる減衰

水中で燃料ラックが振動する際の水の抵抗による減衰。

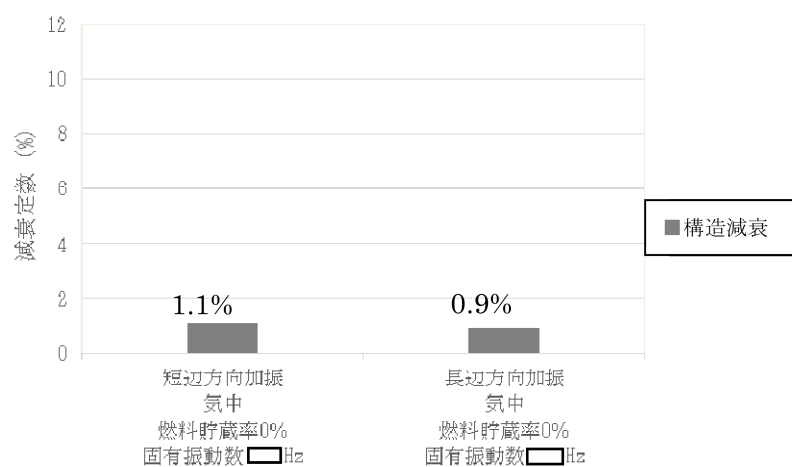
c. 燃料集合体を貯蔵していることによる効果

燃料ラックに貯蔵された燃料集合体のガタつきにより、振動エネルギーを吸収することによる減衰。

2. 各減衰効果の振動数依存性について

a. 構造減衰の振動数依存性について

気中・燃料貯蔵率 0%の試験結果より、構造減衰は約 1%であった（図－別紙 9－2）。



図－別紙 9－2 構造減衰（試験結果）

構造減衰の主要因は材料減衰、即ち材料の分子間の摩擦による減衰と考えられる。簡単のため、燃料ラックの振動モデルを図－別紙 9－3 に示すような 1 自由度系のモデルと考え、構造減衰を検討する。

構造減衰による減衰定数 ζ_s は系全体の運動エネルギー E と摩擦による消散エネルギー ΔE との比に比例するので、 ζ_s は以下の式で表される。

$$\zeta_s \propto \frac{\Delta E}{E}$$

ここで、 K を剛性、 x を変位、 μ を摩擦係数、 N を抗力、 μN を摩擦力とするとひずみエネルギー E は

$$E = \frac{1}{2} Kx^2$$

と表される。

一方、摩擦減衰による消散エネルギー ΔE は図一別紙 9-4 の荷重 - 変位特性の囲む面積で表され、

$$\Delta E = 4\mu Nx$$

となる。

抗力 N が系の剛性 K に比例すると考えて $N \propto Kx$ とすると

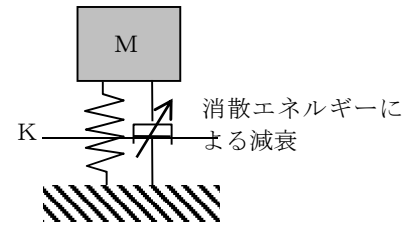
$$\Delta E = 4\mu Kx^2$$

となるため、

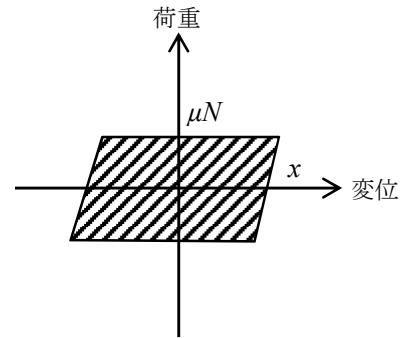
$$\begin{aligned} \frac{\Delta E}{E} &\propto \frac{4\mu Kx^2}{\frac{1}{2} Kx^2} \\ &= 8\mu \end{aligned}$$

となり、構造減衰による減衰定数は 8μ に比例し、固有振動数には依存しない。

以上より、構造減衰は固有振動数によらず一定の値となると考えられる。これは JEAG4601 に溶接構造物の減衰定数が 1.0% と規定されていることおよび試験結果（気中・燃料貯蔵率 0% の短辺方向加振結果および長辺方向加振結果）と矛盾しないことから、構造減衰として 1.0% を想定することは妥当であると考えられる。



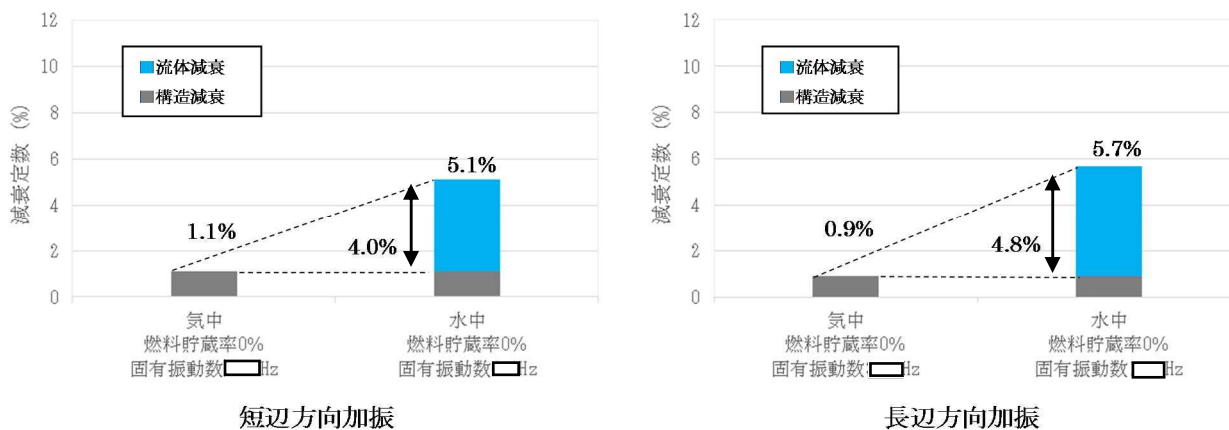
図一別紙 9-3 ラック振動モデル



図一別紙 9-4 荷重-変位特性

b. 燃料ラックが水中に設置されていることによる減衰の振動数依存性について

気中・燃料貯蔵率 0%の試験結果および水中・燃料貯蔵率 0%の試験結果より、水の抵抗による減衰定数は短辺方向加振で 4.0%、長辺方向加振で 4.8%であった（図－別紙 9－5）。



図－別紙 9－5 燃料ラックが水中に設置されていることによる減衰（試験結果）

また、水中・燃料貯蔵率 0%の試験において、以下の結果が得られた。

- ① 供試体ラック短辺方向加振結果と長辺方向加振結果の減衰定数の差は 0.6%
（表－別紙 9－2 の (a)）
- ② 供試体ラック短辺方向と長辺方向加振結果の固有振動数の差は約 8Hz
（表－別紙 9－2 の (b)）
- ③ 供試体ラックの最大固有振動数と実機ラックの最大固有振動数の差は約 3Hz
（表－別紙 9－2 の (c)）

ここで、②よりも③の方が小さいため、「供試体ラックの最大固有振動数」と「実機ラックの最大固有振動数」での減衰定数の差は、①よりも小さいと考えられることから、燃料ラックが水中に設置されていることによる減衰に対して固有振動数の差による大きな影響は無いと考える。

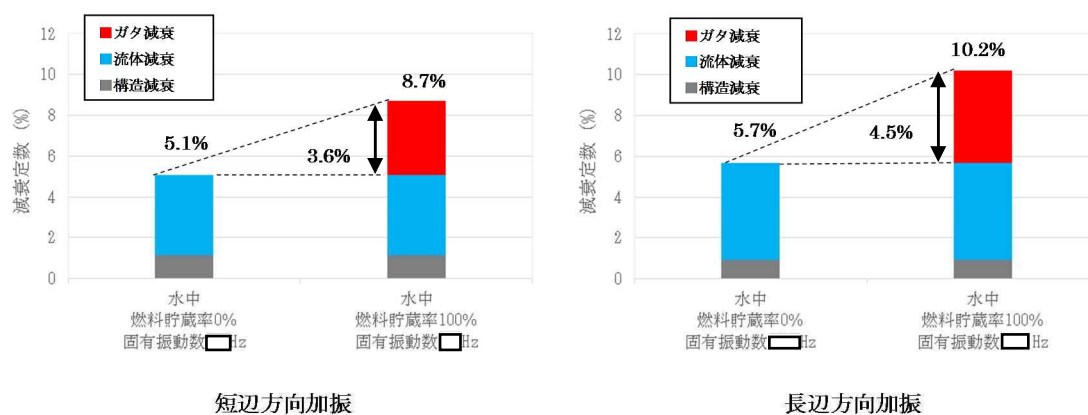
表－別紙 9－2 各条件での固有振動数と減衰定数

	供試体ラック 水中・燃料貯蔵率 0% 短辺方向加振	実機ラック 水中・燃料貯蔵率 100% 最小固有振動数	供試体ラック 水中・燃料貯蔵率 0% 長辺方向加振	実機ラック 水中・燃料貯蔵率 100% 最大固有振動数
固有振動数 (Hz)	□	□	□	□
減衰定数 (%)	5.1	— (b)	5.7	—

(a)

c. 燃料集合体を貯蔵していることによる減衰の振動数依存性について

水中・燃料貯蔵率 0%の試験結果および水中・燃料集合体貯蔵率 100%の試験結果より、燃料集合体を貯蔵していることによる減衰定数は、短辺方向加振で 3.6%、長辺方向加振で 4.5%であった（図－別紙 9－6）。



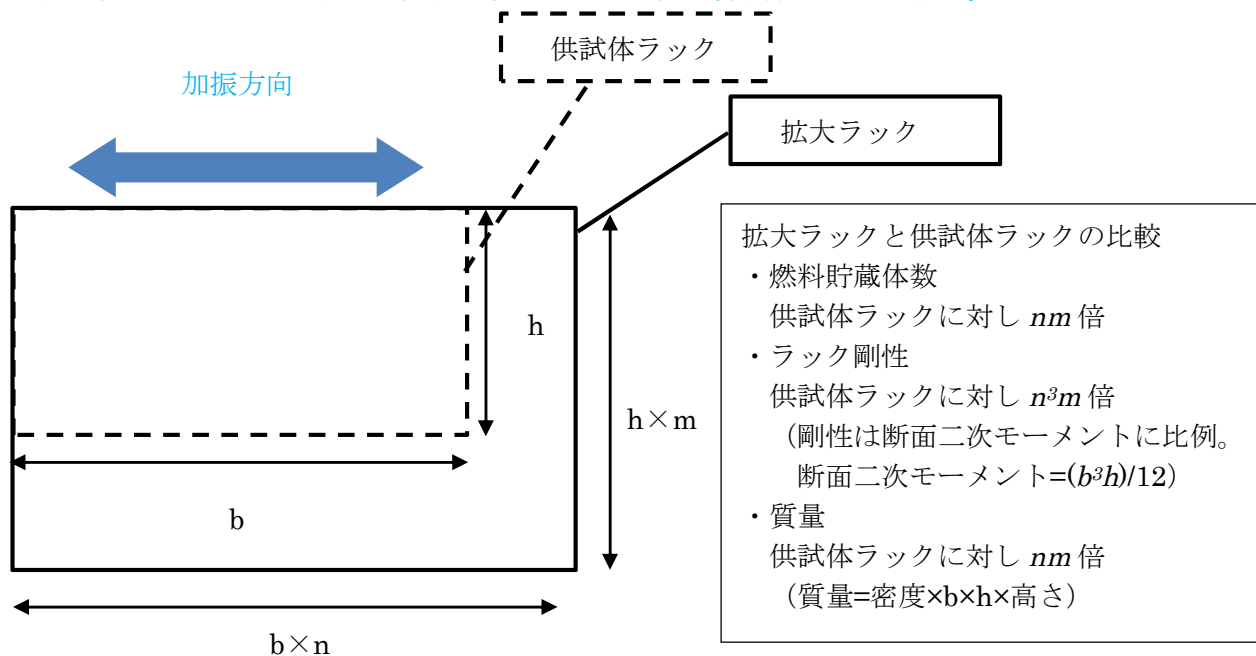
図－別紙 9－6 燃料集合体を貯蔵していることによる減衰（試験結果）

燃料集合体のガタつきによる減衰定数 ζ_f は、燃料集合体のガタつきによる消散エネルギー ΔE と燃料ラックのひずみエネルギーの比 E に比例すると考えられるため、 ζ_f は以下の式で表される。

$$\zeta_f \propto \frac{\Delta E}{E} = \frac{\Delta E}{\frac{1}{2} K x^2}$$

K : 燃料ラックの剛性
 x : 燃料ラックの変位振幅

ここで、供試体ラックを加振方向へ n 倍、加振と直交方向へ m 倍拡大した燃料ラック（以下、「拡大ラック」という）を想定する（図－別紙9－7）。なお、以降の検討では燃料ラック断面を長方形とみなして剛性（断面二次モーメント）を算出することとする。



図－別紙9－7 供試体ラックと拡大ラック（概念図）

拡大ラックの固有振動数 f' は、供試体ラックの剛性を K 、質量を M 、拡大ラックの剛性を K' 、質量を M' とすると、 K' は断面二次モーメントに比例し、 M' はラック面積に比例することから、

$$f' = \sqrt{\frac{K'}{M'}} = \sqrt{\frac{n^3 \times m \times K}{n \times m \times M}} = nf$$

となる。

また、燃料集合体の速度を v 、応答変位を x 、固有振動数を f とすれば、

$$v = 2\pi f x$$

であるため、拡大ラックの速度を v' とすれば、

$$v' = 2\pi x' f' = 2\pi x' n f$$

となる。

ここで、拡大ラックを供試体ラックと同じ応答変位で加振する場合を想定すると、 $x' = x$ であるため、

$$v' = 2\pi x' f' = 2\pi x n f = n v$$

となる。

燃料集合体のガタつきによる消散エネルギー ΔE は、燃料集合体がラックセルに衝突する際の運動エネルギーに比例すると仮定すると、拡大ラックの燃料集合体貯蔵体数が供試体ラックに対し nm 倍、燃料集合体1本当たりの運動エネルギーが速度の2乗に比例するため n^2 倍となることから、拡大ラックにおける燃料集合体のガタつきによる消散エネルギー $\Delta E'$ は、

$$\Delta E' = (nm) \times n^2 \Delta E = n^3 m \Delta E$$

となる。

また、ひずみエネルギー E は剛性に比例して大きくなることから、拡大ラックのひずみエネルギー E' は

$$E' = n^3 m E$$

となる。

以上より、拡大ラックの減衰定数 ζ_f' は

$$\zeta_f' \propto \frac{\Delta E'}{E'} = \frac{n^3 m \Delta E}{n^3 m E} = \frac{\Delta E}{E} = \zeta_f$$

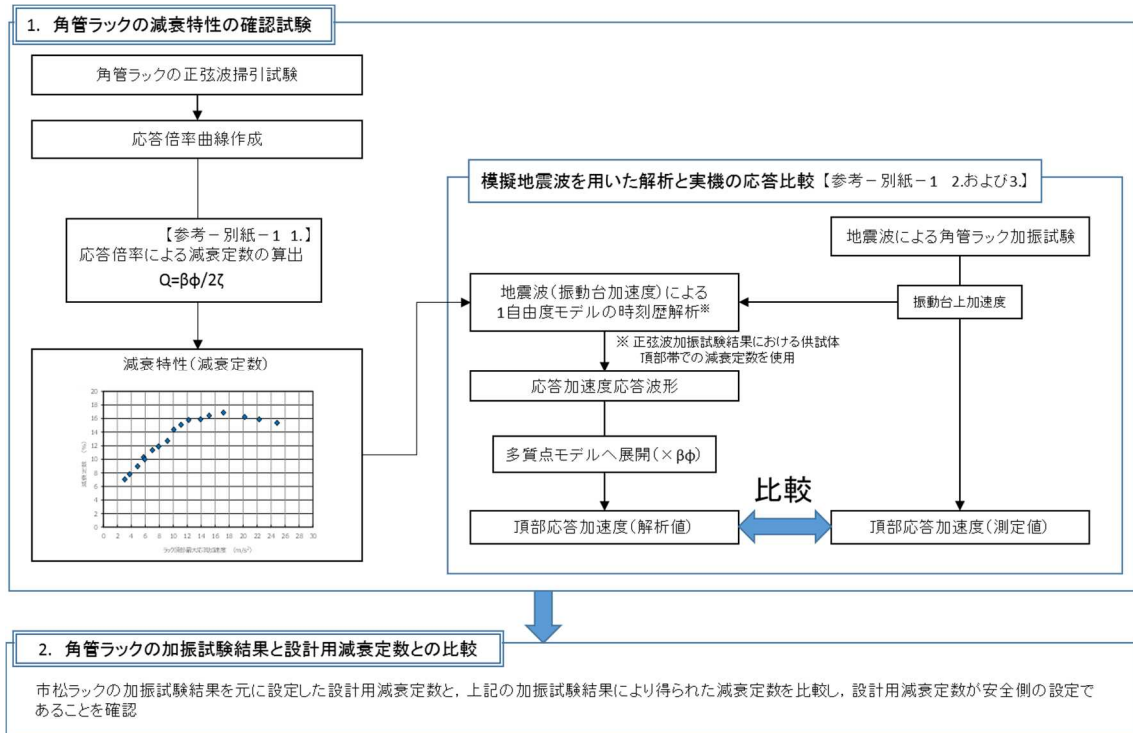
となるため、燃料ラックの固有振動数が変化した場合（加振方向へ n 倍、加振と直交方向へ m 倍した場合）においても燃料集合体を貯蔵していることによる減衰は一定の値となる。

3. 固有振動数と減衰定数の関係について

燃料ラックの減衰定数について、構造減衰、燃料ラックが水中に設置されていることによる減衰、燃料集合体を貯蔵していることによる減衰の3つの要因に分類し、固有振動数との関係を既往の知見および試験結果を用いて検討した。その結果、柏崎刈羽6号および7号炉の実機ラックの固有振動数領域においては明確な固有振動数依存性は確認できず、供試体ラックと実機ラックの減衰定数は同程度であると考えられる。

参考-1 既往の燃料貯蔵ラックの振動試験について

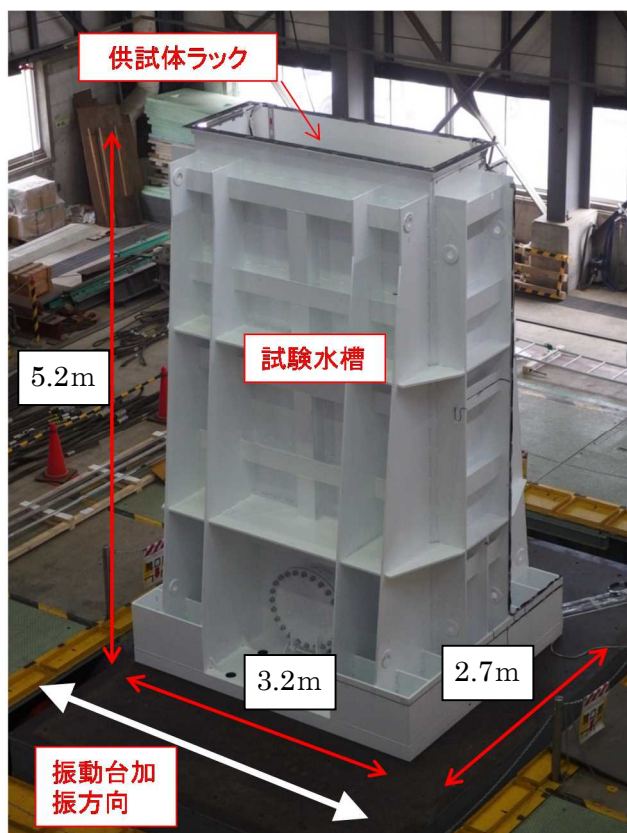
角管ラックに対して行われた既往の振動試験結果を元に減衰定数を確認した結果、今回設定した設計用減衰定数が安全側の設定となっていることを確認した。確認および検討の流れは以下の通り。



1. 角管ラックの減衰特性の確認試験

1. 1 実物大試験供試体の概要

燃料プール内の環境（水中）および使用状態（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、模擬燃料集合体を設置した供試体ラックの水槽内での加振試験を実施している（図－参考－1）。試験は、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、長辺方向に加振している（図－参考－2）。供試体ラックは、燃料プール床と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ている。

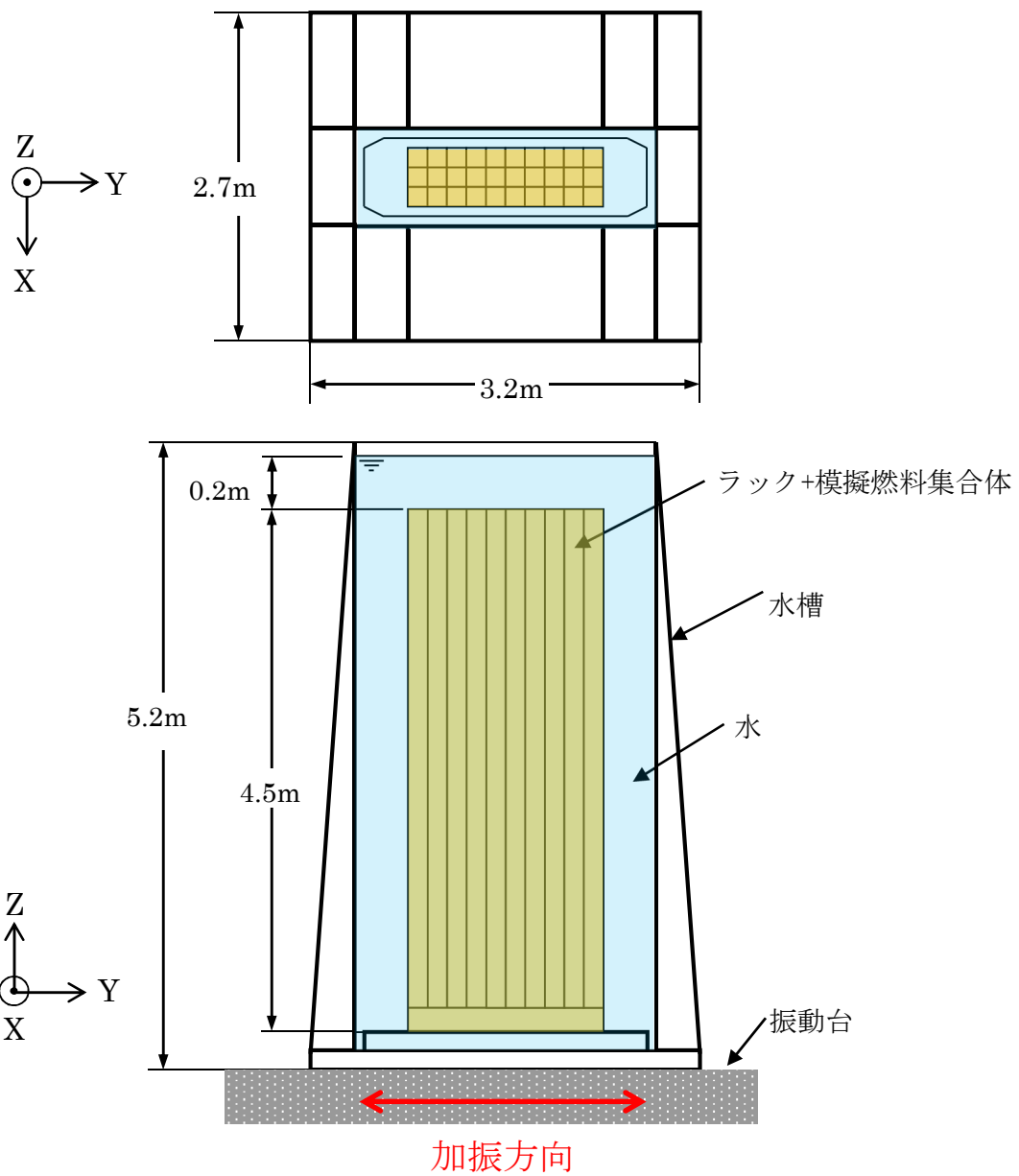


(1) 試験状況^[1]



(2) 供試体の水槽内設置状況

図－参考－1 加振試験の実施状況

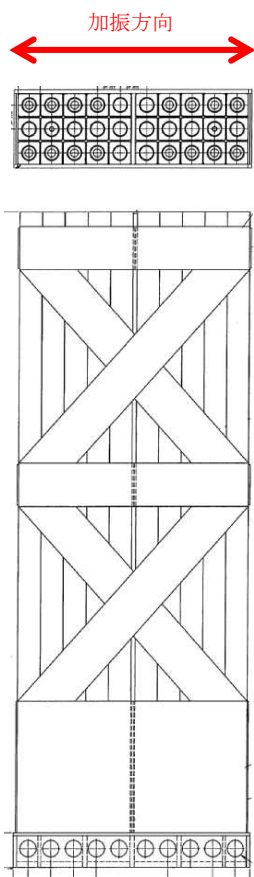


図一参考-2 実物大試験供試体概要

1. 2 燃料ラックの水中加振試験装置および試験手法について

(1) 供試体ラック

供試体ラックの貯蔵体数は、30体[10列×3列]に設定している（図－参考－3）。



図－参考－3 供試体ラック構造（30体[10列×3列]）

(2) 模擬燃料集合体

供試体ラックに設置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 種類を用いている。実燃料模擬体は、チャンネルボックス等は実機と同等であり、燃料ペレットの代わりに鉛で質量を一致させたものである。形状模擬体は、実燃料模擬体の質量およびチャンネルボックス外形を模擬したものである（表－参考－1 および図－参考－4，5）。いずれの模擬燃料集合体も実機燃料集合体と形状、質量および振動特性が同様になるように作成されている。

表－参考－1 実燃料集合体と模擬燃料集合仕様の比較

	模擬燃料集合体		実燃料集合体
	実燃料模擬体	形状模擬体	9×9 燃料 ^{*2}
長さ	4470mm	4470mm	4468mm
断面寸法 ^{*1}	□137.54mm	□137.54mm	□139.14mm
質量	約 300kg	約 300kg	約 300kg
材質	SUS および Zr 材	SUS および Zr 材	SUS および Zr 材

*1 チャンネルボックス外形寸法

*2 実機に貯蔵されている燃料集合体のうち、最も重量が大きいもの

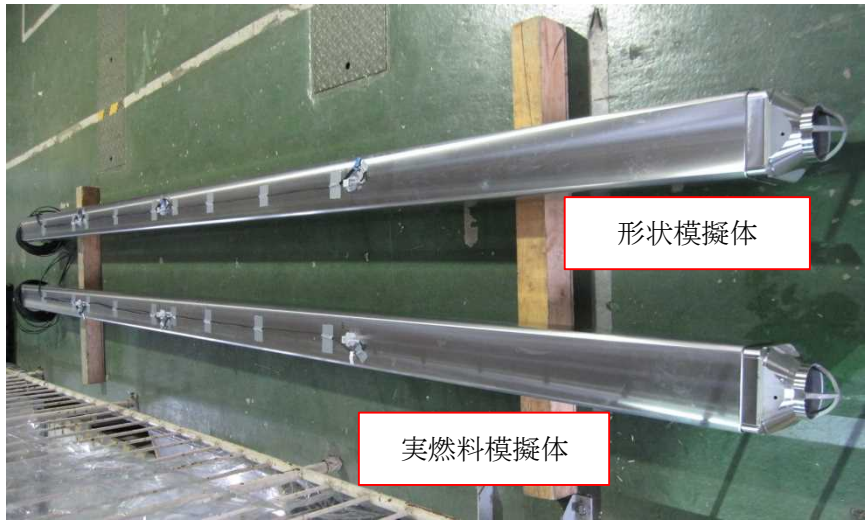
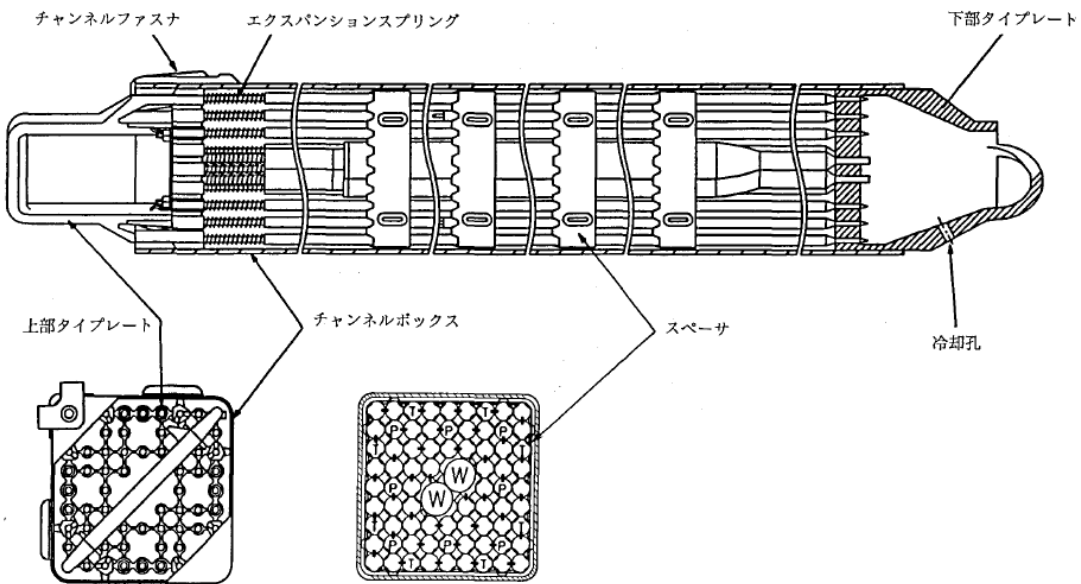


図 - 参考 - 4 模擬燃料集合体の外観



(a) 実燃料模擬体



(b) 形状模擬体

図 - 参考 - 5 模擬燃料集合体

(3) 模擬燃料集合体の配置方法

試験では図-参考-6 に示すとおり実燃料模擬体と形状模擬体を貯蔵して試験を行なっている。実燃料模擬体と形状模擬体は質量、外形がほぼ同様のため、配置による減衰への影響は小さいと考えられる。また、燃料集合体の貯蔵体数は、最も条件が厳しくなる 100%貯蔵条件にて加振試験を行っている。

なお、模擬燃料集合体は、供試体ラック底部の支持板に開けられた孔に設置されている。この孔の形状と燃料集合体の接触部は実機と同様に設定したため、実機と供試体で減衰に違いはないと考えられる（図-参考-7）。

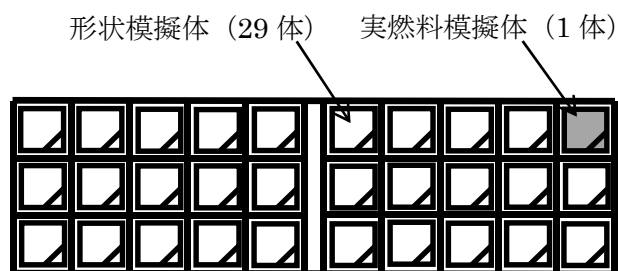


図-参考-6 模擬燃料集合体の配置

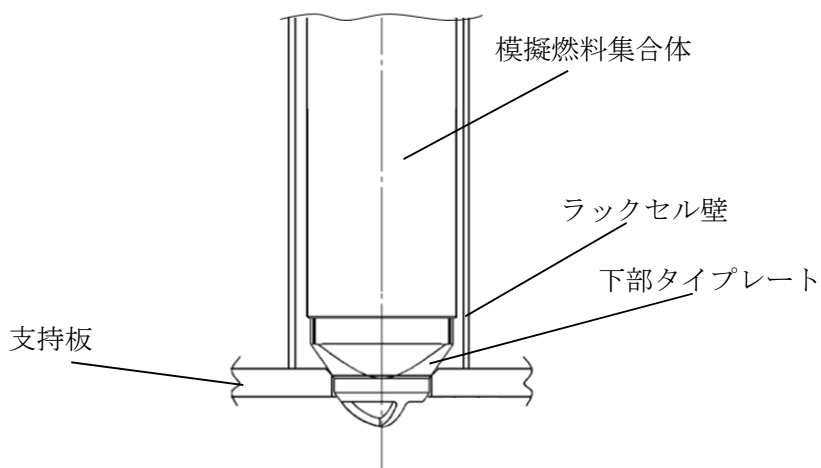


図-参考-7 模擬燃料集合体の設置状況

(4) 試験水槽

試験水槽は剛構造とし、燃料プール内に設置されている状態を模擬するため、大きさは、燃料ラックの流体減衰の効果に影響がないように設定した。

(5) 実機と供試体の主要諸元比較

供試体ラックおよび試験水槽等の供試体（以下「供試体等」という。）の主要諸元を表一参考-2に示す。

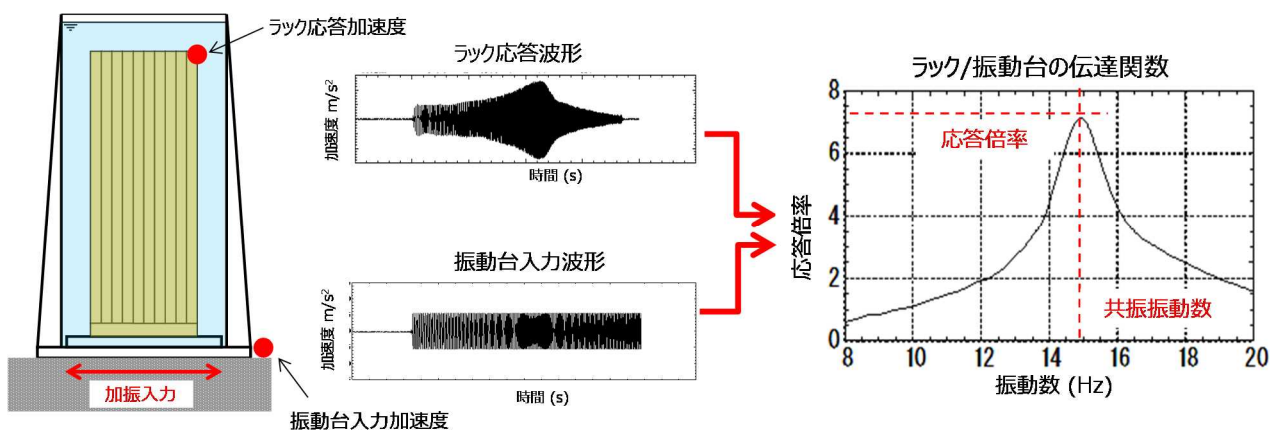
表一参考-2 供試体等の主要諸元

	項目	供試体等
燃料ラック	ラックセルの型式	角管並列型
	燃料ラックの支持形式	ボルトによる床固定式
		自立型
	貯蔵体数	30体 (10×3)
	ラックセル頂部と燃料集合体の最小隙間	
	燃料ラックから壁までの距離	約 150~430mm
	ラックセル高さ	
	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	SUS304
燃料集合体	燃料タイプ	模擬燃料集合体
	質量	約 300kg
	外形寸法	約 147.4mm
	チャンネルボックス材質	ジルカロイ-4
	チャンネルボックス厚さ	
試験水槽	水深	約 5m

(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、加振試験を実施している。振動台からの加振入力には、加速度振幅一定で振動数を時間比例で変化、振幅を上昇させてゆく正弦波を入力し、振動台加速度と供試体ラック頂部の応答加速度との伝達関数から、共振振動数や応答倍率等の振動特性を分析評価している（図－参考－8）。

なお、供試体の長辺は、実機の短辺および長辺よりも減衰が小さくなるよう設定していることから、試験では長辺方向のみ加振している。



図－参考－8 加振試験方法概要

加振試験条件は供試体ラックの応答加速度に対する減衰特性の変化を確認するため、振動台からの入力加振加速度をパラメータとしている（表－参考－3）。

表－参考－3 加振試験条件

ラック種類	試験方法	振動数範囲 (Hz)	入力加速度* (m/s ²)	入力加速度ケース数
角管ラック	正弦波掃引試験	8～20	0.42～7.09	17

※振動台上の実測加速度（最大値）

(7) 加速度の計測方法

加速度を計測し供試体ラックの伝達関数を求めるため、供試体ラック頂部と振動台上に加速度計を設置している。また、供試体ラックの全体の振動特性を計測するために、供試体ラックの高さ方向の異なる各位置に加速度計を設置している（図－参考－9）。

また、燃料ラックの頂部、中間部および基部のひずみにより、燃料ラックが弾性範囲内で加振されていることを確認している。

なお、試験水槽が剛構造として挙動し、供試体ラックへ影響を与えないことを確認するため、水槽周囲に加速度計を設置している（図－参考－10）。

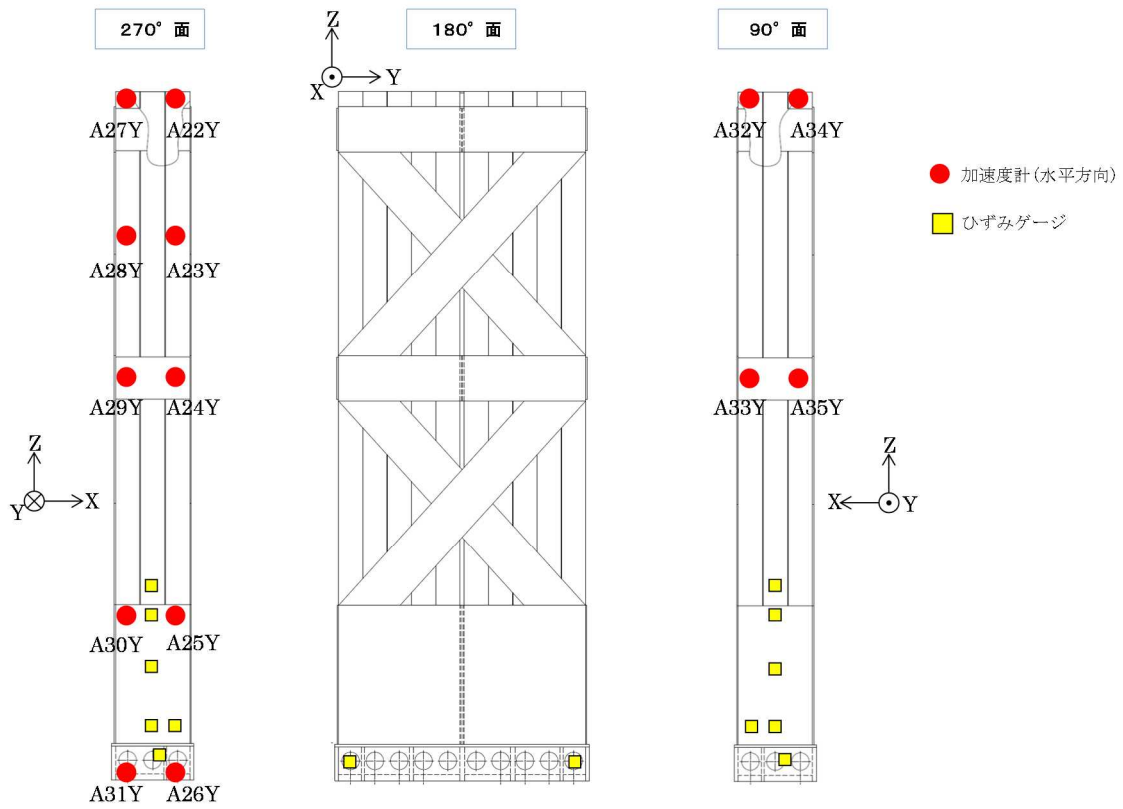


図-参考-9 供試体ラックの加速度計測位置

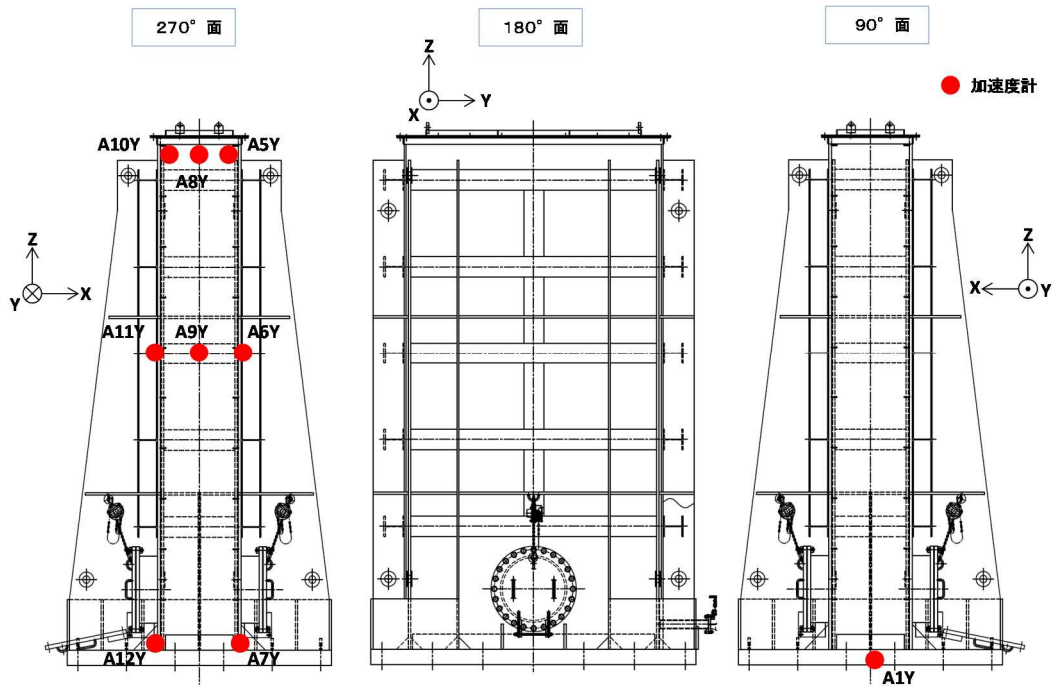


図-参考-10 水槽の加速度計測位置

1. 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の正弦波掃引試験における供試体ラック頂部の加速度（計測点：A22Y(*1)）と振動台上面の加速度（計測点：A1Y）の伝達関数に基づき、供試体ラックの共振振動数における応答倍率から、減衰定数を評価している。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、同様に供試体ラックの多質点系の理論式に展開し、以下の式より減衰比を求めている（参考－別紙－1）。

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

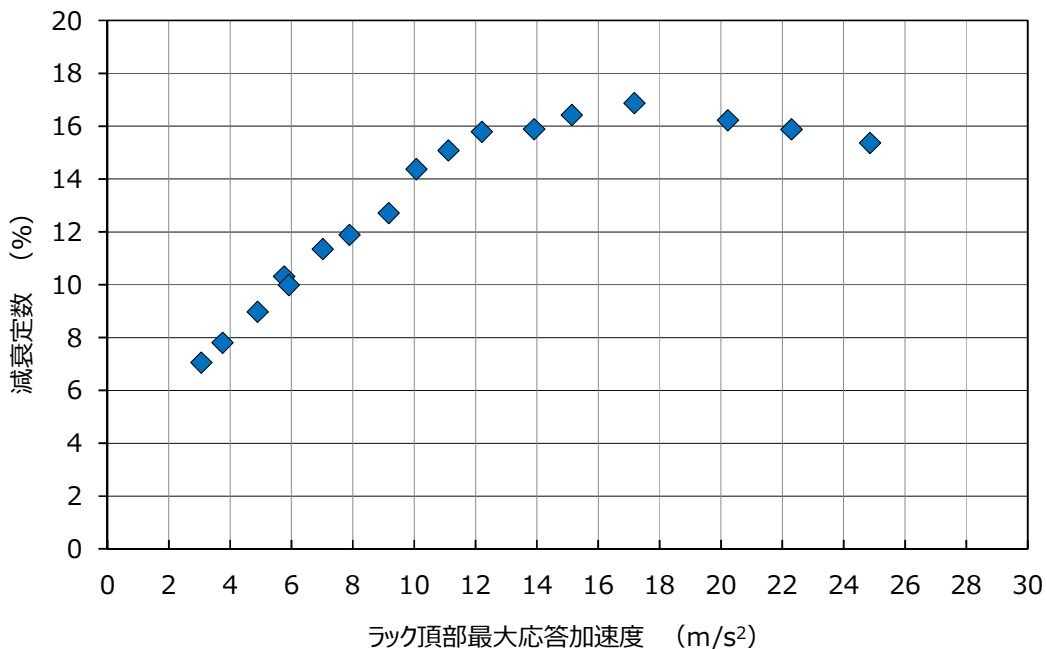
〔 β ：刺激係数， ϕ ：固有モードベクトル， μ ：応答倍率〕

*1 ラック頂部に設置した4点の加速度計（A22Y，A27Y，A32Y，A34Y）で有意な差異が無いことを確認した上で、A22Yで計測した1点の加速度を使用している。

(2) 減衰特性結果

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で整理した結果を図－参考－11に示す。なお、横軸のラック頂部最大応答加速度については応答倍率を用いて減衰を求めるため振動台とラック頂部の相対加速度を表している。

供試体ラック頂部の応答加速度と減衰の関係は、供試体ラック頂部の応答加速度の増加に伴い減衰定数が直線的に増加し、減衰定数は最大で約17%となっており、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。



図－参考－11 ラック頂部最大応答加速度と減衰定数の関係

2. 角管ラックの加振試験結果と設計用減衰定数との比較

2. 1 供試体ラックと柏崎刈羽 6 号炉角管ラックとの諸元比較

既往の角管ラックの加振試験に用いた供試体は、柏崎刈羽 6 号炉の角管ラックとほぼ同等である（表-参考-4）。

また、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の大きさによっては、使用済燃料プールでのスロッシングが励起される場合があるが、燃料プールの固有周期は実機ラックの固有周期に対して十分に大きいことから、スロッシングにより燃料ラックの減衰定数は大きくなると考えられる。

以上より、既往の角管ラックに対する加振試験結果は、柏崎刈羽 6 号炉の角管ラックの設計用減衰定数を確認する上で妥当であると考えられる。

表一参考ー４ 角管ラックと供試体等の主要諸元比較

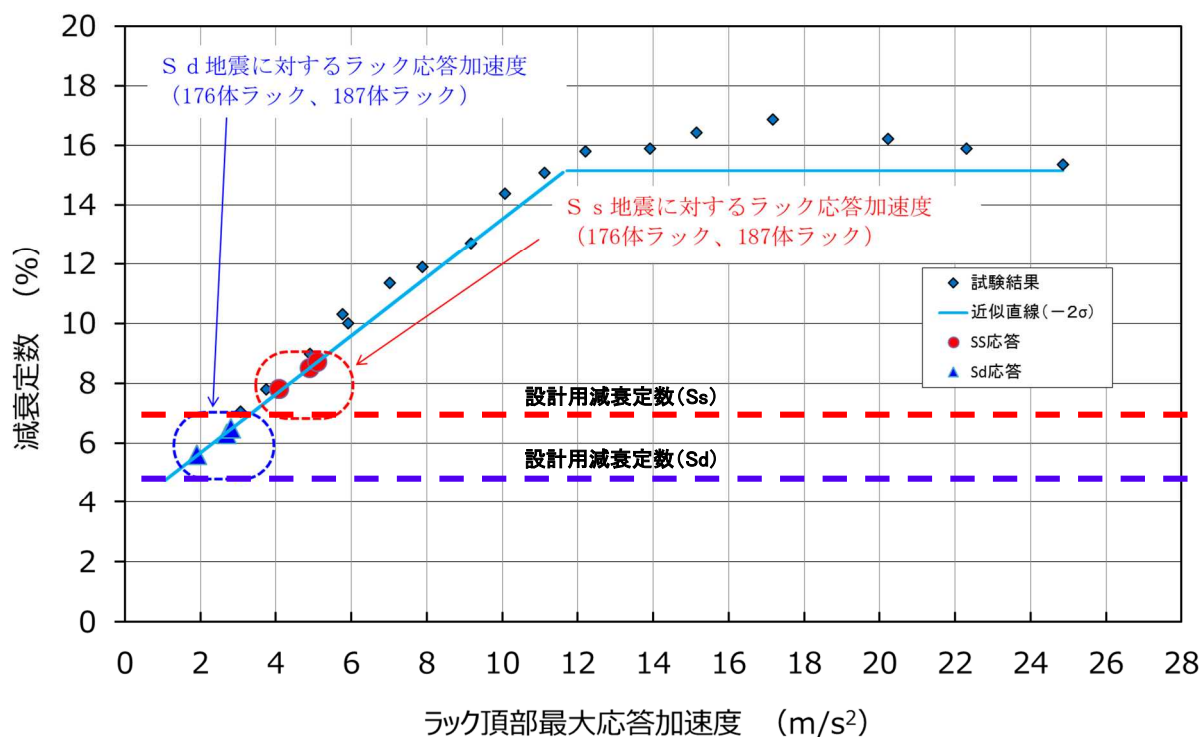
項目		実機	供試体等	実機への適用性
燃料ラック	ラックセルの型式	角管並列型	同左	実機と同一。
	燃料ラックの支持形式	ボルトによる床固定式	同左	実機と同一。
		自立型	同左	実機と同一。
	貯蔵体数	176体 (11×16) 187体 (11×17)	30体 (10×3)	供試体は流体および燃料集合体による減衰効果が実機よりも小さいと考えられるラックを選定しており、本試験結果に基づく減衰定数は、実機の全ての燃料ラックに適用可能と考えられる。
	ラックセル頂部と燃料集合体の最小隙間			ラックセル頂部と燃料集合体の隙間は実機とほぼ同等であることから、その影響は小さいと考えられる。
	燃料ラックから壁までの距離	約 200～950mm	約 150～430mm	流体による減衰効果が最も小さくなるよう設定した。
	ラックセル高さ			実機と同一。
	ラックセルのピッチ			実機と同一。
	ラックセルの厚さ			実機と同一。
ラックセルの材質	B-SUS	SUS304	材料特性はほぼ同等であり、材料自体の内部減衰も小さいと考えられるため、ラック全体の減衰効果へ与える影響は小さいと考えられる。	
燃料集合体	燃料タイプ	9×9燃料 (ステップⅢ燃料)	模擬燃料集合体	工認では、燃料プール供用化条件を考慮し、評価結果の厳しくなるもっとも質量が大きい燃料条件にて評価している。
	質量	約 300kg	同左	実機と同一。
	外形寸法	148.8mm	147.4mm	実機とほぼ同一。
	チャンネルボックス材質	ジルカロイ-4	同左	実機と同一。
	チャンネルボックス厚さ			実機と同一。
燃料プール	水深	約 12m	約 5m	高さ（水深）は実機と異なるが、燃料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。

2. 2 今回設定した設計用減衰定数と既往の角管ラックに対する加振試験結果との比較

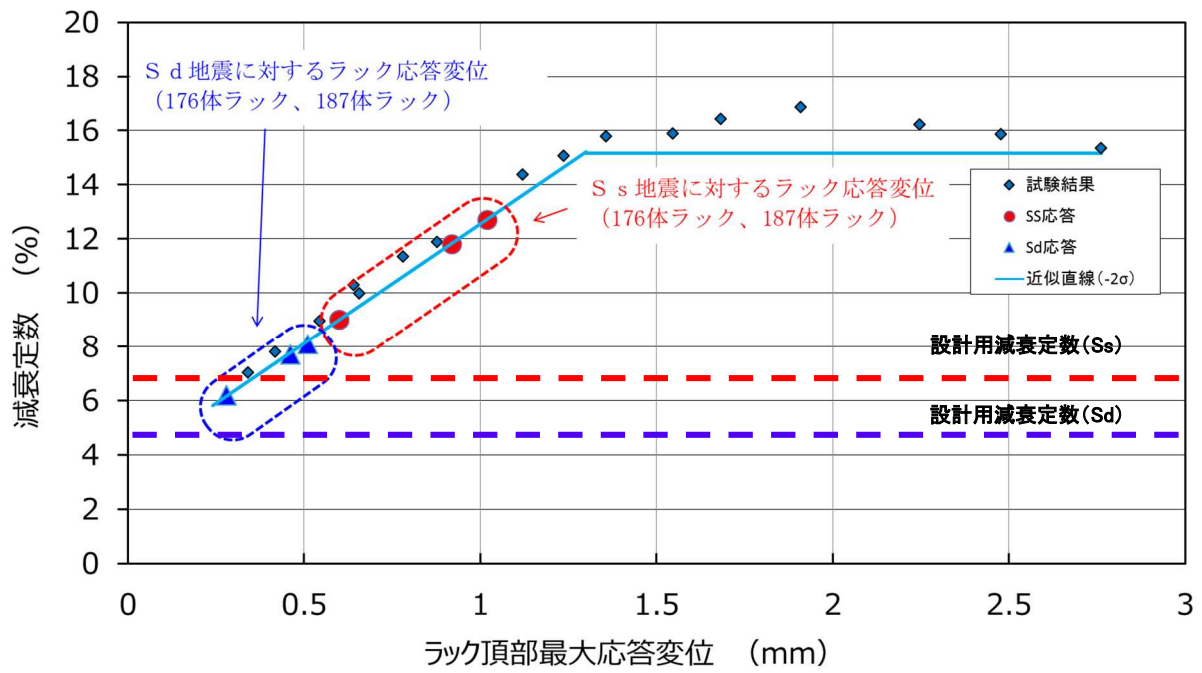
既往の角管ラックに対する加振試験結果における、柏崎刈羽 6 号炉の応答加速度レベルでの減衰定数を確認したところ、基準地震動 S_s では 7.0%以上、弾性設計用地震動 S_d では 5.0%以上であることを確認した（図－参考－1 2）。

また、長辺方向のみを加振した角管ラックの減衰定数は、ある応答変位レベルを超えると一定となっており、短辺方向と長辺方向を加振した市松ラックの試験結果と同様であることを確認した（図－参考－1 3）。

以上より、設計用減衰定数として基準地震動 S_s では 7.0%、弾性設計用地震動 S_d では 5.0%と設定することは妥当であると考える。



図－参考－1 2 柏崎刈羽 6 号炉の燃料ラックで想定される減衰定数



図ー参考ー13 柏崎刈羽6号炉の燃料ラックで想定される減衰定数

[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

1. 応答倍率による減衰比の算出方法^[1]

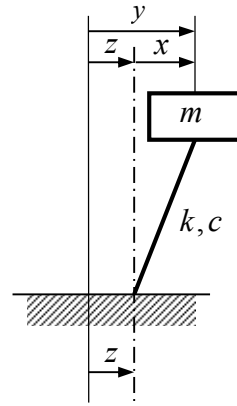
1. 1 地動に対する 1 自由度系の運動方程式と加速度共振曲線

1 自由度系に地動変位が入力されるとき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。

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

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 : 減衰係数
- k : ばね定数



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

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

調和入力（正弦入力）として、

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

とすれば、 x も調和振動（正弦振動，単振動）となり、

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

とすると、式(2)は、

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

したがって、応答加速度の周波数応答関数は、

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

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 地動に対する多自由度系の運動方程式と加速度共振曲線

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。

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

ここで,

$[M]$: 質量マトリックス

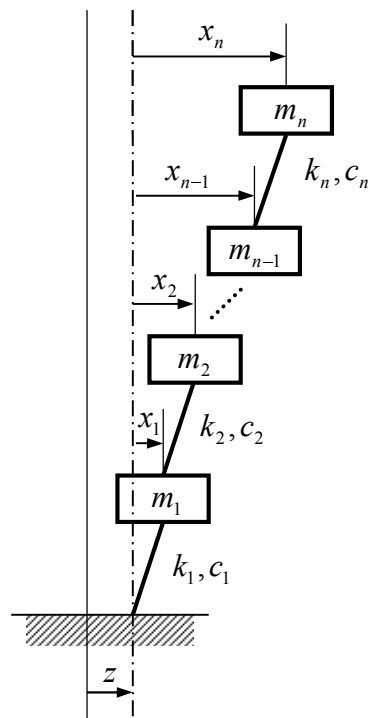
$[C]$: 減衰マトリックス

$[K]$: 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。

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

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)

(9)を(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。

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

(10)を整理すると,

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

ここで,

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

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

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

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

とおき, (11)式を変形すると,

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

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

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

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

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

1自由度系の運動方程式(2)と比較すると, (13)式は1自由度系の右边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。

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

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。

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

なお、水中構造物については、質量マトリクス $[M]$ 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 $\beta_s \phi_{i_s}$ 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 (図一参考一

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

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

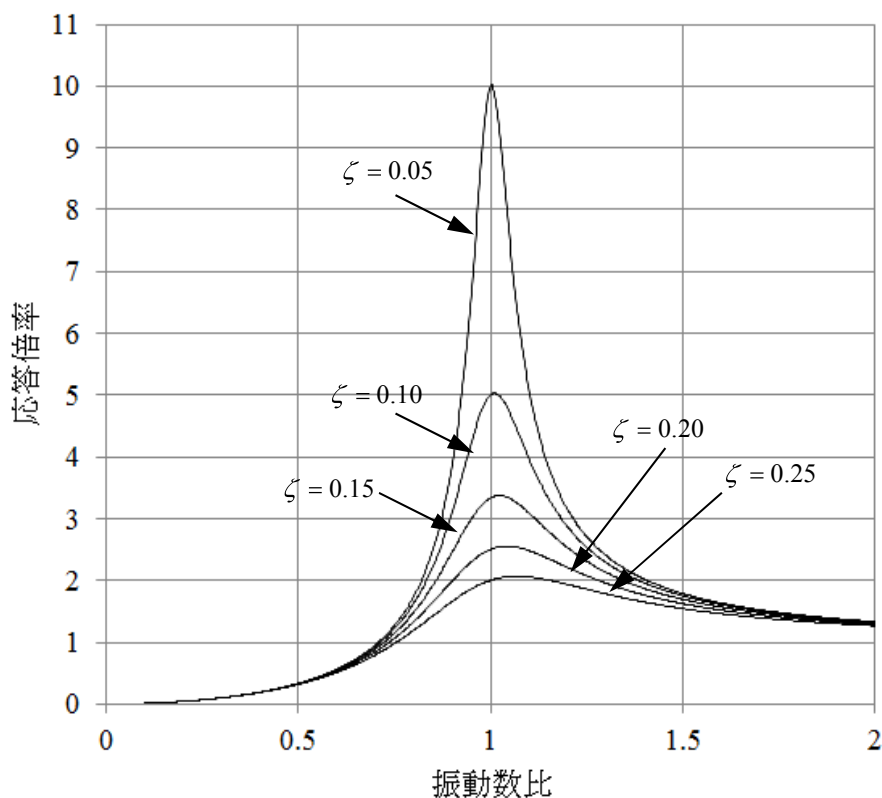
一方、多自由度系の場合、応答倍率の最大値は、(15)式より、

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

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 ζ_s を算出できる。

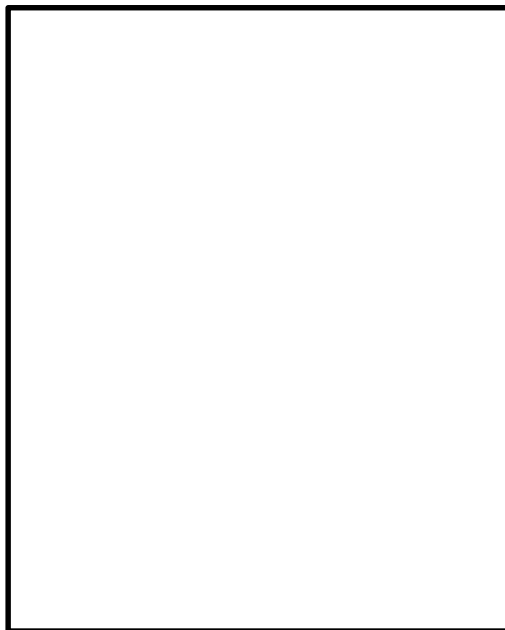


図一参考一別紙 1-1 加速度の伝達関数

ここで、固有モードベクトル ϕ_{i_s} と刺激係数 β_s は図－参考－別紙 1－2 に示す供試体ラックと水槽の 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、実機の燃料ラックの耐震計算モデルと同様、はり要素およ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) としている。水槽は、各部の構造、形状および寸法に基づき、水槽底板、外面枠板、補強リブ等をはり要素およびシェル要素でモデル化している。この水槽と供試体ラックを組み合わせ連成モデルにより、水槽内の水の影響を MSC/NASTRAN を用いた固有値解析で固有モードベクトル ϕ_{i_s} と刺激係数 β_s を算出している。



図－参考－別紙 1－2 角管ラックの解析モデルの例 (試験水槽と供試体ラックの連成モデル)

2. 試験結果で得られた減衰定数の妥当性確認

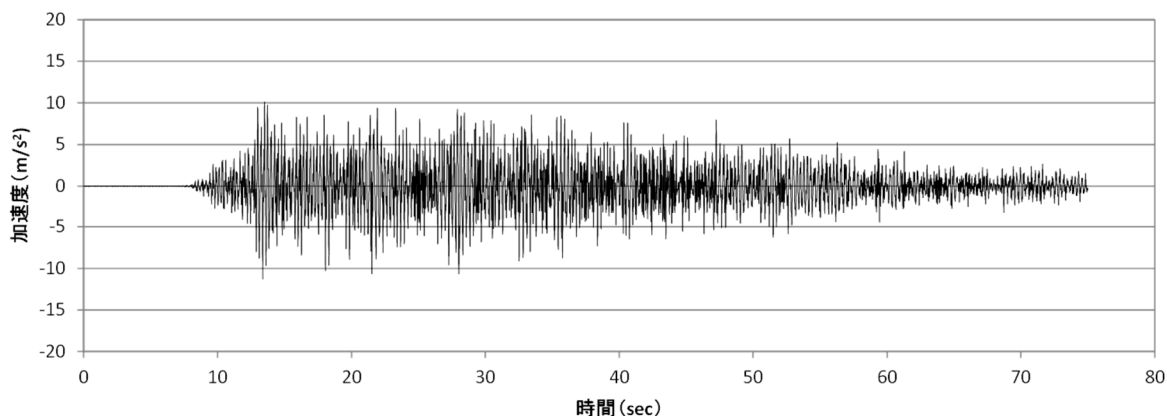
加振試験および減衰評価方法の妥当性確認として、新たに地震波による加振試験を行い、解析モデルによるシミュレーション結果と比較した。

2. 1 加振試験

角管ラックの減衰特性の確認試験と同じ供試体ラックを用い、全てのセルに模擬燃料集合体を貯蔵した状態で地震波加振を行い、供試体ラックの応答加速度を計測した。加速度計測点は減衰特性の確認試験と同様である。地震波加振試験の入力波には、実機の基準地震動 S_s の時刻歴波形を用いて、入力倍率を変化させた6ケースを実施した（図－参考－別紙1－3）。

解析ケース

	入力加速度の最大値
ケース 1	2.7 m/s ²
ケース 2	4.2 m/s ²
ケース 3	5.9 m/s ²
ケース 4	7.6 m/s ²
ケース 5	9.4 m/s ²
ケース 6	11.3 m/s ²



図－参考－別紙1－3 入力地震波の時刻歴波形（ケース6の例）

2. 2 シミュレーション解析

シミュレーション解析では、減衰特性の確認試験で取得した角管ラックの共振振動数から設定した1自由度振動系モデルの解析で求めた応答加速度に刺激関数 $\beta_s \phi_{is}$ を乗じて供試体ラック頂部の応答加速度を算出した。シミュレーション解析には、減衰定数取得試験にて取得した減衰定数を用いた。

(1) 解析方法

(13) 式を (18) 式を用いて置きかえると(19)式となる。

$$q_s(t) = \beta_s q_{s0}(t) \quad (18)$$

$$\ddot{q}_{s0}(t) + 2\zeta_s \omega_s \dot{q}_{s0}(t) + \omega_s^2 q_{s0}(t) = -\ddot{z}(t) \quad (19)$$

このとき、 s 次モードの質点 i における地動に対する応答は (20) 式のように表される。

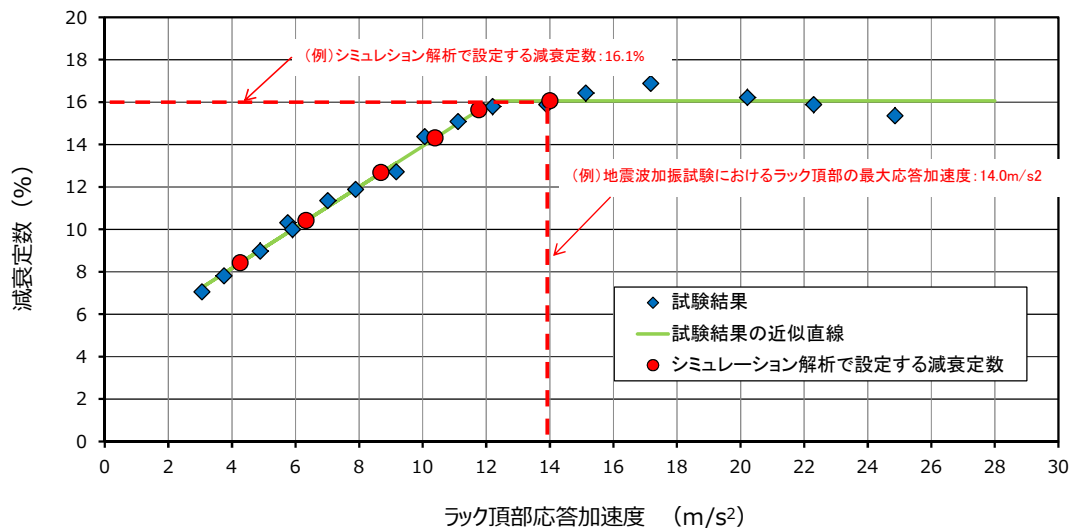
$$x_i(t) = q_s(t) \phi_{is} = \beta_s \phi_{is} q_{s0}(t) \quad (20)$$

(2) 刺激関数の設定

角管ラックの解析モデル (図一参考一別紙1-2) の固有値解析にて、供試体ラックの1次固有振動モードにおける刺激係数 β_s と、供試体ラック頂部の加速度計測点に相当する位置の固有ベクトル ϕ_{is} を算出した。

(3) 減衰定数の設定

シミュレーション解析に適用する減衰定数は、地震波加振入力に加振試験で計測したラック頂部の最大応答加速度と、正弦波掃引試験で得られた減衰定数とラック頂部最大応答加速度の関係減衰特性線図（図一参考一別紙1-4）に基づき設定した。



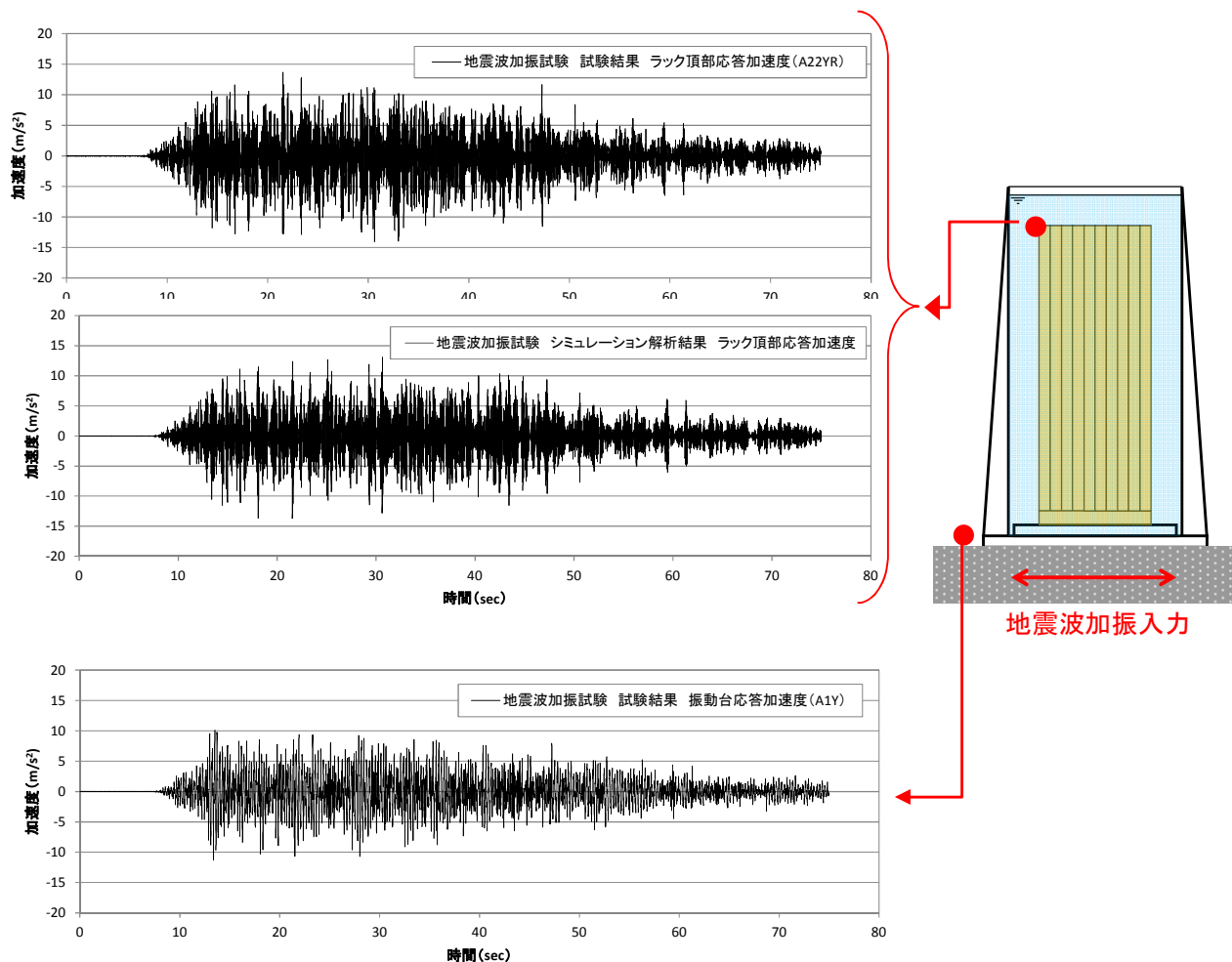
図一参考一別紙1-4 解析に適用したラック頂部最大応答加速度と減衰定数

2. 3 試験結果とシミュレーション解析結果との比較

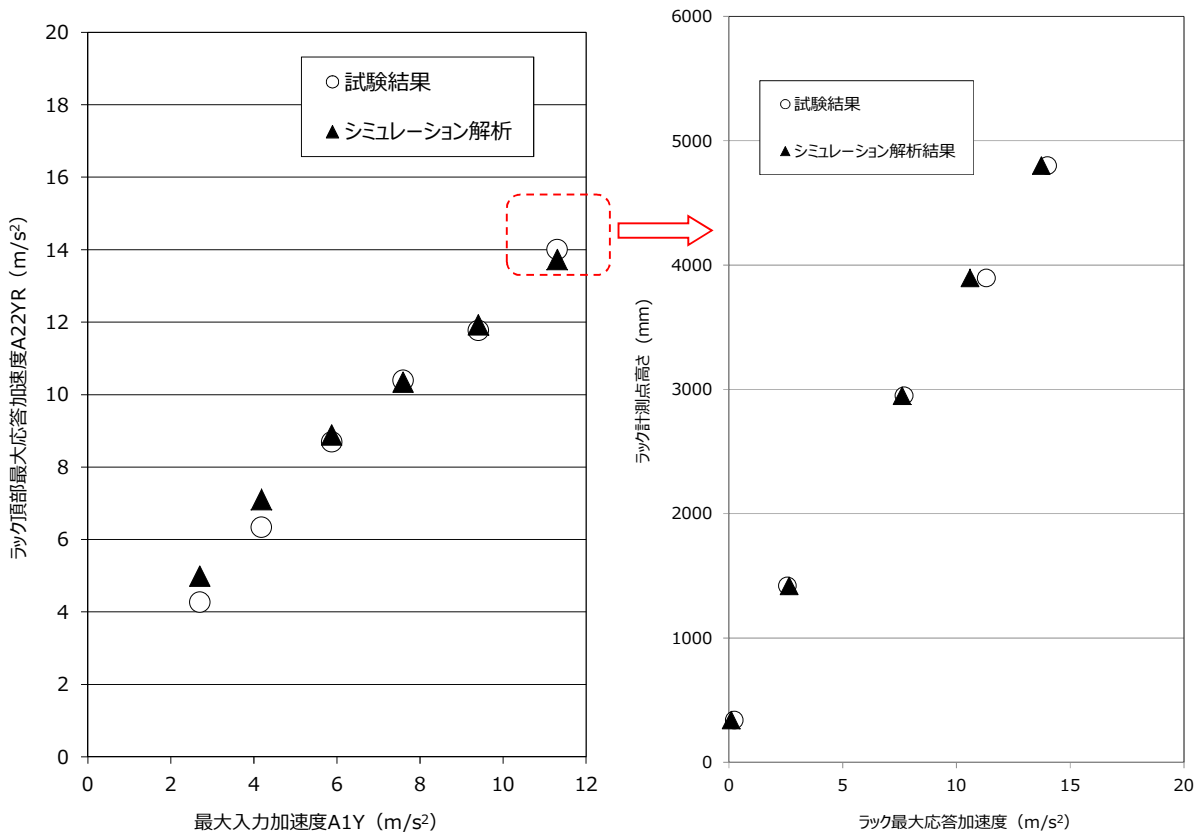
試験結果とシミュレーション解析結果の比較を図一参考一別紙1-5および図一参考一別紙1-6に示す。

基準地震動Ssの時刻歴波形の入力倍率を変化させた6ケースにおけるラック頂部最大応答加速度は、いずれも試験とシミュレーション解析の結果がよく一致している(図一参考一別紙1-6(a))。また、最大入力加速度が 11.3m/s^2 の入力ケースの、ラック頂部の最大加速度発生時刻におけるラックの各高さ位置の応答加速度についても、試験とシミュレーション解析の結果がほぼ一致している(図一参考一別紙1-6(b))。

以上より本試験に用いた刺激関数は妥当であると考えられる。



図一参考一別紙1-5 試験と解析の時刻歴波形(最大入力 11.3m/s^2 の例)



(a) 最大入力加速度とラック頂部最大加速度

(b) ラック頂部最大応答における高さ方向分布図 (最大入力 11.3m/s²)

図一参考一別紙1-6 地震波加振入力に対する試験結果とシミュレーション解析の比較

3. 応答倍率から算出した減衰定数の実機ラック耐震評価への適用性

減衰定数は線形な振動系の共振状態における応答加速度の大きさを定める係数であることから、加振試験においても、燃料ラックの共振状態における最大応答の大きさ（最大応答倍率＝質点の加速度/入力加速度）から、理論式を用いて減衰定数を算出した。

また、燃料ラックの耐震評価に適用している応答解析手法は、線形な3次元解析モデルによるスペクトルモーダル法であり、燃料ラックの共振時における最大応答加速度から、ラック各部材に作用する荷重を算出し、応力を算出するものである。

したがって、本手法は、供試体ラックの共振時の最大応答加速度を適切に再現できると考えられる。また、前述の通り、シミュレーション解析と試験結果が良く一致していることから減衰を評価する手法として妥当であると考えられる。

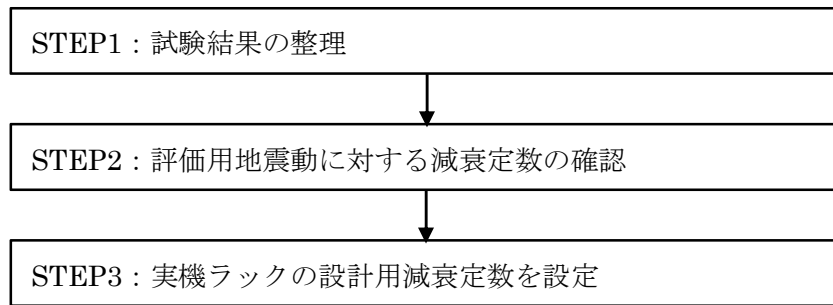
参考文献[1]：柴田明徳著、「最新耐震構造解析 第3版」森北出版株式会社

参考—別紙—2 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

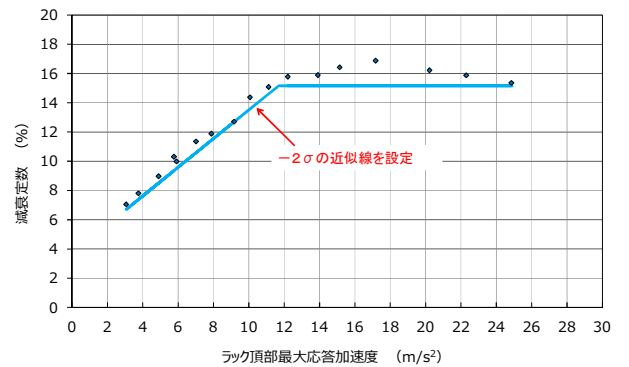
本試験の結果から、燃料ラックの減衰定数は、外部からの加振力による燃料ラック頂部の応答加速度が大きくなると減衰定数が増加し、その後ほぼ一定となる減衰特性を確認したため、以下の手順により基準地震動 S_s および弾性設計用地震動 S_d (以下「評価用地震動」という) に対する設計用減衰定数を確認する。

なお、本検討においては STEP2 にて設定した減衰定数と、設計用減衰定数の比較をおこなった。



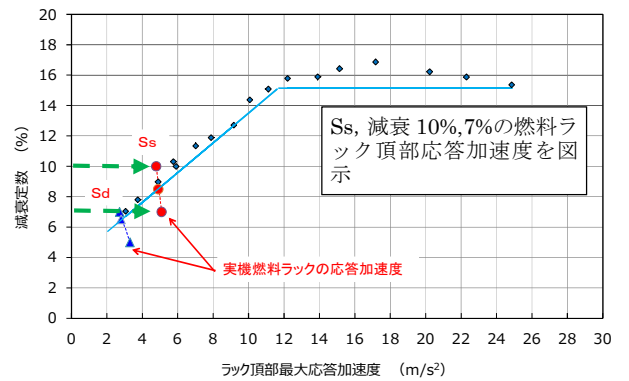
STEP1：試験結果の整理

本試験で得られた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実機ラックの最大応答加速度を、床応答スペクトルと実機ラックの固有周期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実機ラックの減衰定数である。



STEP3 : 実機ラックの設計用減衰定数を設定

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。

