

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-19-0600-14_改1

補足-600-14 動的機能維持評価に係る補足説明資料

東北電力株式会社

工事計画添付書類に係る補足説明資料

添付書類の記載内容を補足するための資料を以下に示す。

工認添付書類	補足説明資料
<p>VI-2-5-3-1-2 管の耐震性についての計算書（主蒸気系） 他</p> <p>VI-2-5-5-1-1 高圧炉心スプレイ系ポンプの耐震性についての計算書</p> <p>VI-2-5-5-2-1 低圧炉心スプレイ系ポンプの耐震性についての計算書</p> <p>VI-2-5-7-1-3 原子炉補機冷却海水ポンプの耐震性についての計算書</p> <p>VI-2-5-7-2-3 高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプの耐震性についての計算書</p> <p>VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入系ポンプの耐震性についての計算書</p> <p>VI-2-9-4-4-2-2 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワの耐震性についての計算書</p> <p>VI-2-9-4-4-1-3 非常用ガス処理系排風機の耐震性についての計算書</p> <p>VI-2-10-1-2-1-1 非常用ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書</p> <p>VI-2-10-1-2-1-4 非常用ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプの耐震性についての計算書</p> <p>VI-2-10-1-2-2-1 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書</p> <p>VI-2-10-1-2-2-4 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプの耐震性についての計算書</p>	<p>補足-600-14-1 動的機能維持の詳細評価について（新たな検討又は詳細検討が必要な設備の機能維持評価について）</p>
<p>VI-2 耐震性に関する説明書</p>	<p>補足-600-14-2 弁の応答加速度の算出について</p>

(次頁へ続く)

(前頁からの続き)

工認添付書類	補足説明資料
VI-2-5-3-1-2 管の耐震性についての計算書 (主蒸気系) VI-2-5-3-2-1 管の耐震性についての計算書 (復水給水系) VI-2-5-4-1-4 管の耐震性についての計算書 (残留熱除去系) VI-2-5-5-1-3 管の耐震性についての計算書 (高圧炉心スプレイ系) VI-2-5-5-2-3 管の耐震性についての計算書 (低圧炉心スプレイ系) VI-2-5-6-1-3 管の耐震性についての計算書 (原子炉隔離時冷却系) VI-2-5-8-1-1 管の耐震性についての計算書 (原子炉冷却材浄化系) VI-2-9-4-4-1-2 管の耐震性についての計算書 (非常用ガス処理系) VI-2-9-4-4-2-1 管の耐震性についての計算書 (可燃性ガス濃度制御系) VI-2-9-4-5-1-1 管の耐震性についての計算書 (原子炉格納容器調気系)	補足-600-14-3 動的機能維持評価対象弁の選定

補足-600-14-1 動的機能維持の詳細評価について
(新たな検討又は詳細検討が必要な設備の
機能維持評価について)

目 次

1. はじめに	1
2. 動的機能維持評価において個別検討が必要な設備の検討方針	2
3. 「詳細検討」, 「新たな検討」又は加振試験が必要な設備の抽出	2
3.1 検討対象設備の整理	2
3.2 「詳細検討」, 「新たな検討」又は加振試験が必要な設備の抽出	2
3.3 抽出結果	5
4. 「詳細検討」又は「新たな検討」が必要な設備の検討内容詳細	12

別紙1 「新たな検討」が必要な設備の評価

別紙2 「詳細検討」が必要な設備の評価

別紙3 先行審査プラントとの申請設備の動的機能維持詳細評価方法比較表

1. はじめに

本資料では、実用発電用原子炉及びその附属施設の技術基準に関する規則の解釈等における動的機能保持に関する評価に係る一部改正（以下「技術基準規則解釈等の改正」という。）を踏まえて、動的機能維持についての検討方針、新たな検討又は詳細検討が必要な設備の抽出及び検討結果を示す。

実用発電用原子炉及びその附属施設の技術基準に関する規則の解釈（P18）

第5条（地震による損傷の防止）

3 動的機器に対する「施設の機能を維持していること」とは、基準地震動による応答に対して、当該機器に要求される機能を保持することをいう。具体的には、当該機器の構造、動作原理等を考慮した評価を行うこと、既往研究で機能維持の確認がなされた機能確認済加速度等を超えていないことを確認することをいう。

耐震設計に係る工認審査ガイド（P28, 29）

4.6.2 動的機能

【審査における確認事項】

Sクラスの施設を構成する主要設備又は補助設備に属する機器のうち、地震時又は地震後に機能保持が要求される動的機器については、基準地震動 S_s を用いた地震応答解析結果の応答値が動的機能保持に関する評価基準値を超えていないことを確認する。

【確認内容】

動的機能については以下を確認する。

- (1) 水平方向の動的機能保持に関する評価については、規制基準の要求事項に留意して、機器の地震応答解析結果の応答値が JEAG4601 の規定を参考に設定された機能確認済加速度、構造強度等の評価基準値を超えていないこと。（中略）また、適用条件、適用範囲に留意して、既往の研究等において試験等により妥当性が確認されている設定等を用いること。
- (2) 鉛直方向の動的機能保持に関する評価については、規制基準の要求事項に留意して、機器の地震応答解析結果の応答値が水平方向の動的機能保持に関する評価に係る JEAG4601 の規定を参考に設定された機能確認済加速度、構造強度等の評価基準値を超えていないこと。（中略）また、適用条件、適用範囲に留意して、既往の研究等において試験等により妥当性が確認されている設定等を用いること。
- (3) 上記(1)及び(2)の評価に当たっては、当該機器が JEAG4601 に規定されている機種、形式、適用範囲等と大きく異なる場合又は機器の地震応答解析結果の応答値が JEAG4601 の規定を参考にして設定された機能確認済加速度を超える場合（評価方法が JEAG4601 に規定されている場合を除く。）については、既往の研究等を参考に異常要因分析を実施し、当該分析に基づき抽出した評価項目毎に評価を行い、評価基準値を超えていないこと。

また、当該分析結果に基づき抽出した評価部位について、構造強度評価等の解析のみにより行うことが困難な場合には、当該評価部位の地震応答解析結果の応答値が、加振試験（既往の研究等において実施されたものを含む。）により動的機能保持を確認した加速度を超えないこと。

2. 動的機能維持評価において個別検討が必要な設備の検討方針

動的機能維持評価は、原子力発電所耐震設計技術指針 J E A G 4 6 0 1 -1991（以下「J E A G 4 6 0 1」という。）に従い実施するものとするが、J E A G 4 6 0 1 で定める機能確認済加速度（J E A G 4 6 0 1 に定められた既往研究で機能維持の確認がなされた入力又は応答レベル）と機能維持評価用加速度との比較による評価法には、適用できる機種、型式及び適用範囲（流量，出力）が定められている。

J E A G 4 6 0 1 に基づく機能確認済加速度と機能維持評価用加速度との比較による評価方法が適用できない設備については、以下に示すいずれかの個別検討を実施して動的機能維持評価を行う。本資料では以下の評価方法の詳細も含めて、女川原子力発電所 2 号機における動的機能維持評価方法をまとめるものである。

- ①「詳細検討」（基本評価項目の評価）
- ②「新たな検討」（地震時異常要因分析の実施，基本評価項目の抽出及び評価）
- ③加振試験

ここで、基本評価項目とは、地震時に発生する可能性のある異常現象を抽出し、その要因分析を行い、機能維持の評価項目として選定したものである。基本評価項目のうち、既往研究等により十分な耐震性が確認されている項目については評価を省略し、代表評価項目のみを評価することで動的機能維持を確認する。

3. 「詳細検討」，「新たな検討」又は加振試験が必要な設備の抽出

3.1 検討対象設備の整理

耐震 S クラス並びに常設耐震重要重大事故防止設備，常設重大事故緩和設備，常設重大事故防止設備（設計基準拡張）（当該設備が属する耐震重要度分類が S クラスのもの）及び常設重大事故緩和設備（設計基準拡張）より，動的機器を整理し，動的機能が必要な設備を検討対象設備とする。

3.2 「詳細検討」，「新たな検討」又は加振試験が必要な設備の抽出

図 1 に設備の抽出及び検討のフローを示す。

3.1 項に示す検討対象設備について，J E A G 4 6 0 1 の機種，型式及び適用範囲に該当する設備かを確認し，該当する設備については，機能維持評価用加速度が J E A G 4 6 0 1 及び既往の研究等*¹により妥当性が確認されている機能確認済

加速度（ A_T ）以内であることの確認を行う。この評価方法で動的機能の健全性が確認できない設備については、検討フローに従い以下 3 種類の評価方法のいずれかによって評価を実施する。

①「詳細検討」（基本評価項目の評価）

J E A G 4 6 0 1 の適用範囲内の機器において、機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超過する場合、J E A G 4 6 0 1 に記載されている基本評価項目（地震時の異常要因分析を踏まえ、設備に要求される機能を保持するために健全性の確認が必要な項目）及び原子力発電耐震設計特別調査委員会*2（以下「耐特委」という。）で検討された内容を踏まえた項目の評価を行い動的機能の健全性を確認する。

②「新たな検討」（地震時異常要因分析の実施、基本評価項目の抽出及び評価）

J E A G 4 6 0 1 の適用範囲外の機器において、解析による構造健全性の確認を実施する場合、既往の研究等を参考に地震時異常要因分析を実施し、当該分析に基づき抽出した評価項目の評価を行い動的機能の健全性を確認する。

③加振試験

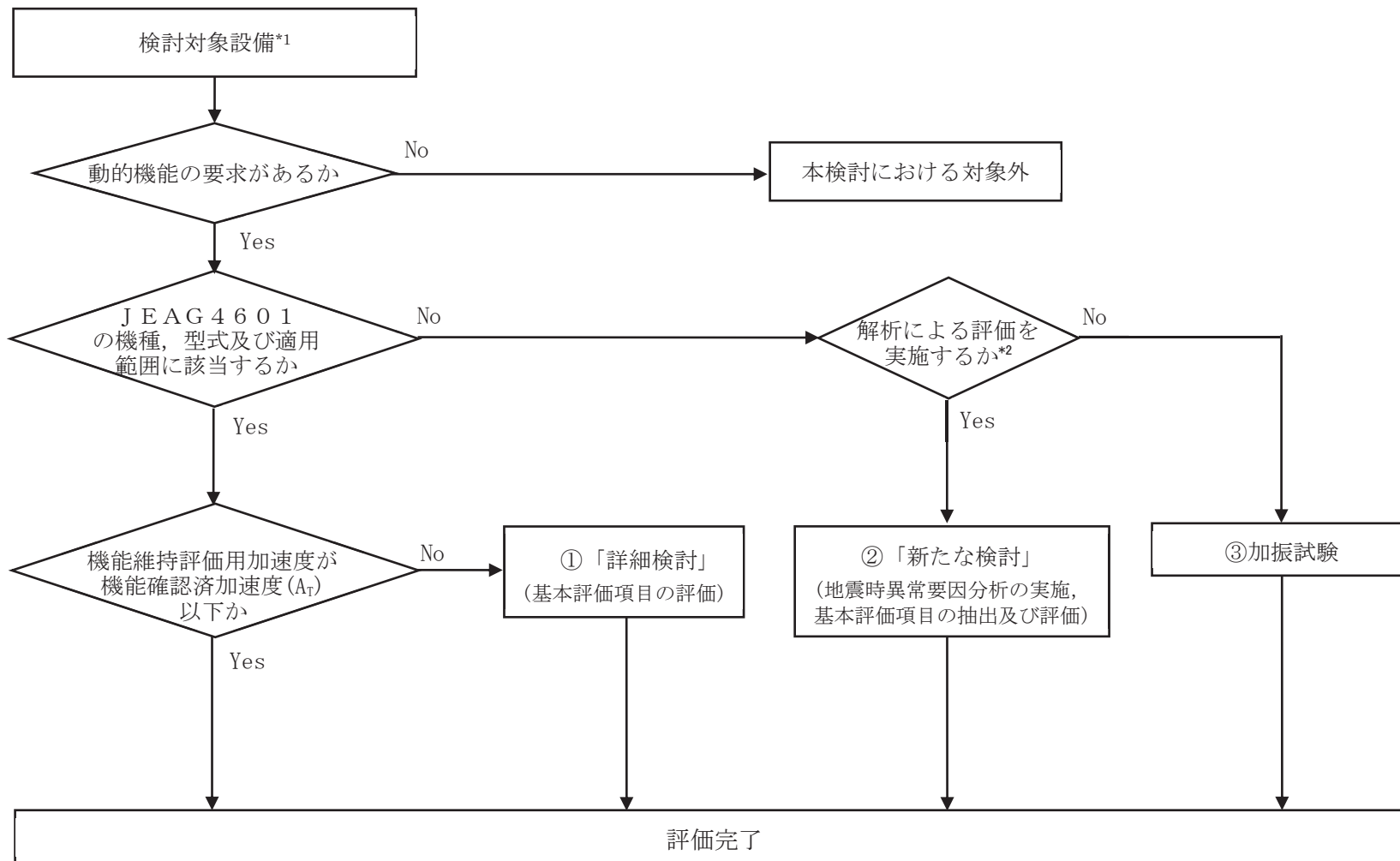
J E A G 4 6 0 1 の適用範囲外の機器において、解析による構造健全性の確認を実施しない場合、加振試験を実施し動的機能の健全性を確認する。

なお、弁については J E A G 4 6 0 1 にて機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超えた場合の詳細検討の具体的手順が定められており、基本評価項目の評価を行う①「詳細検討」とは異なるものの、設備の抽出作業は①「詳細検討」に含めて整理を行う。

上記を整理するために検討対象設備について、J E A G 4 6 0 1 に該当する機種名等を別表 1 に整理した。

注記*1：電力共通研究「鉛直地震動を受ける設備の耐震評価手法に関する研究（平成 10 年度～平成 13 年度）」

*2：耐特委報告書「動的機器の地震時機能維持評価に関する調査報告書（昭和 62 年 2 月）」



注記*1：耐震Sクラス並びに常設耐震重要重大事故防止設備，常設重大事故緩和設備，常設重大事故防止設備（設計基準拡張）（当該設備が属する耐震重要度分類がSクラスのもの）及び常設重大事故緩和設備（設計基準拡張）のうち動的機能が必要な設備

*2：構造強度評価等の解析実施が困難な場合はNo

図1 動的機能維持評価の検討フロー

3.3 抽出結果

別表 1 をもとに、図 1 にて①「詳細検討」、②「新たな検討」及び③加振試験を実施する設備を抽出した結果を表 1 に示す。

①「詳細検討」(基本評価項目の評価)

機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超え、「詳細検討」が必要となる設備として、以下の設備が該当する。これらの設備は、J E A G 4 6 0 1 に定められた機種、型式及び適用範囲であることを確認していることから、「詳細検討」(基本評価項目の評価)を実施する。

[立形ポンプ]

- ・原子炉補機冷却海水ポンプ
- ・高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプ

[横形ポンプ]

- ・燃料プール冷却浄化系ポンプ

[電動機]

- ・高圧炉心スプレイ系ポンプ用電動機
- ・低圧炉心スプレイ系ポンプ用電動機
- ・原子炉補機冷却海水ポンプ用電動機
- ・高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプ用電動機
- ・燃料プール冷却浄化系ポンプ用電動機
- ・ほう酸水注入系ポンプ用電動機
- ・非常用ガス処理系排風機用電動機
- ・可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ用電動機

[ファン]

- ・非常用ガス処理系排風機
- ・可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ

[非常用ディーゼル発電設備]

- ・非常用ディーゼル機関及び発電機
- ・高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関及び発電機

[往復動式ポンプ]

- ・ほう酸水注入系ポンプ

[特殊弁]

- ・主蒸気隔離弁
- ・主蒸気逃がし安全弁

[一般弁]

- ・弁 (グローブ弁, ゲート弁, 逆止弁)

②「新たな検討」（地震時異常要因分析の実施，基本評価項目の抽出及び評価）

「新たな検討」が必要な設備としては，以下の設備が該当し，全て横形スクリー式ポンプ（以下「スクリー式ポンプ」という。）である。

- ・非常用ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプ
- ・高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプ
- ・ガスタービン発電設備 燃料移送ポンプ

スクリー式ポンプは，遠心式横形ポンプやギヤ式ポンプと類似であることから，原子力発電耐震設計特別調査委員会（以下「耐特委」という。）での地震時機能維持評価についての検討*¹や電力共通研究*²（以下「電共研」という。）での検討結果を参考とする。また，同電共研においてスクリー式ポンプの地震時異常要因分析及び評価項目の抽出を行っており，それらの検討を用いることが可能である。

そのため，スクリー式ポンプは，「新たな検討」として，上記検討を参考に地震時異常要因分析，基本評価項目の抽出及び評価を実施する。

注記*1：耐特委報告書「動的機器の地震時機能維持評価に関する調査報告書（昭和62年2月）」

*2：電力共通研究「動的機器の地震時機能維持の耐震余裕に関する研究（平成25年3月）」

③加振試験

加振試験を実施する設備として以下の設備を抽出した。

- ・高圧代替注水系タービンポンプ

ポンプ型式はタービン駆動の横形多段遠心式だが，ポンプとタービンが一体となった構造であり（図2参照），J E A G 4 6 0 1に記載の横形ポンプの構造例とは大きく構造が異なる。また，J E A G 4 6 0 1に構造例が示されている補助給水ポンプ用タービンはポンプとタービンが一体となった構造であるものの，補助給水ポンプ用タービンとも構造の相違点が多数ある。以上より，本設備はJ E A G 4 6 0 1の適用範囲外と判断し加振試験を実施。詳細は下記資料参照。

補足-600-22 高圧代替注水系タービンポンプの耐震性についての計算書に関する補足説明資料

- ・ガスタービン発電設備 機関・発電機

車両型設備であり（図3参照），解析による評価が困難なことから加振試験を

実施。詳細は下記資料参照。

補足-600-21 ガスタービン発電設備の耐震性についての計算書に関する
補足説明資料

表1 「新たな検討」又は「詳細検討」が必要な設備の抽出結果 (1/3)

機種名	設備名称	J E A G 4 6 0 1 の機種, 型式, 適用範囲に該当する か ○:該当 ×:否(「新たな検討」又は加 振試験による確認が必 要)	機能確認済加速度 (A _T) 以下か ○:Yes ×:No(「詳細検 討」が必要) —:対象外
立形ポンプ	残留熱除去系ポンプ	○	○
	高圧炉心スプレー系ポンプ	○	○
	低圧炉心スプレー系ポンプ	○	○
	原子炉補機冷却海水ポンプ	○	× (別紙2参照)
	高圧炉心スプレー補機冷却海水ポンプ	○	× (別紙2参照)
横形ポンプ	高圧代替注水系タービンポンプ	× (加振試験による確認)	—
	原子炉隔離時冷却系ポンプ	○	○
	原子炉補機冷却水ポンプ	○	○
	高圧炉心スプレー補機冷却水ポンプ	○	○
	復水移送ポンプ	○	○
	代替循環冷却ポンプ	○	○
	燃料プール冷却浄化系ポンプ	○	× (別紙2参照)
	直流駆動低圧注水ポンプ	○	○
	非常用ディーゼル発電設備 燃料移送 ポンプ	× (別紙1参照)	—
	高圧炉心スプレー系ディーゼル発電設 備 燃料移送ポンプ	× (別紙1参照)	—
ガスタービン発電設備 燃料移送ポン プ	× (別紙1参照)	—	
ポンプ駆動 用タービン	原子炉隔離時冷却系ポンプ駆動用ター ビン	○	○
電動機	残留熱除去系ポンプ用電動機	○	○
	高圧炉心スプレー系ポンプ用電動機	○	× (別紙2参照)
	低圧炉心スプレー系ポンプ用電動機	○	× (別紙2参照)
	原子炉補機冷却海水ポンプ用電動機	○	× (別紙2参照)
	高圧炉心スプレー補機冷却海水ポンプ 用電動機	○	× (別紙2参照)
	原子炉補機冷却水ポンプ用電動機	○	○
	高圧炉心スプレー補機冷却水ポンプ用 電動機	○	○

表1 「新たな検討」又は「詳細検討」が必要な設備の抽出結果(2/3)

機種名	設備名称	J E A G 4 6 0 1 の機種、 型式、適用範囲に該当する か ○:該当 ×:否(「新たな検討」又は加 振試験による確認が必 要)	機能確認済加速度 (Ar) 以下か ○:Yes ×:No(「詳細検 討」が必要) -:対象外
電動機	復水移送ポンプ用電動機	○	○
	代替循環冷却ポンプ用電動機	○	○
	燃料プール冷却浄化系ポンプ用電動機	○	× (別紙2参照)
	ほう酸水注入系ポンプ用電動機	○	× (別紙2参照)
	中央制御室送風機用電動機	○	○
	中央制御室排風機用電動機	○	○
	中央制御室再循環送風機用電動機	○	○
	非常用ガス処理系排風機用電動機	○	× (別紙2参照)
	可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロ ワ用電動機	○	× (別紙2参照)
	緊急時対策所非常用送風機用電動機	○	○
	ガスタービン発電設備 燃料移送ポン プ用電動機	○	○
	非常用ディーゼル発電設備 燃料移送 ポンプ用電動機	○	○
	高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設 備 燃料移送ポンプ用電動機	○	○
ファン	中央制御室送風機	○	○
	中央制御室排風機	○	○
	中央制御室再循環送風機	○	○
	非常用ガス処理系排風機	○	× (別紙2参照)
	可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロ ワ	○	× (別紙2参照)
	緊急時対策所非常用送風機	○	○
非常用 ディーゼル 発電設備	非常用ディーゼル機関	○	× (別紙2参照)
	非常用ディーゼル発電機	○	× (別紙2参照)
	高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関	○	× (別紙2参照)
	高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機	○	× (別紙2参照)
往復動式 ポンプ	ほう酸水注入系ポンプ	○	× (別紙2参照)

表1 「新たな検討」又は「詳細検討」が必要な設備の抽出結果 (3/3)

機種名	設備名称	J E A G 4 6 0 1 の機種、 型式、適用範囲に該当する か ○:該当 ×:否(「新たな検討」又は加 振試験による確認が必要)	機能確認済加速度 (A _T) 以下か ○:Yes ×:No(「詳細検 討」が必要) —:対象外
制御棒	制御棒挿入性	○	○*1
特殊弁	主蒸気隔離弁	○	×*2 (別紙2参照)
	主蒸気逃がし安全弁	○	× (別紙2参照)
	制御棒駆動系スクラム弁	○	○
一般弁	弁(グローブ弁, ゲート弁, 逆止弁)	○	×*2 (別紙2参照)
ガスタービン 発電設備	ガスタービン発電設備 機関・発電機	× (加振試験による確認)	—

注記 *1: 地震応答解析結果から求めた燃料集合体相対変位が、新たな加振試験により確認された制御棒挿入機能に支障を与えない変位以下となることを確認(詳細については、補足-600-16参照)。

*2: 機能維持評価用加速度が J E A G 4 6 0 1 及び既往の研究等により妥当性が確認されている機能確認済加速度 (A_T) を超過する一部の弁について「詳細検討」を実施する。

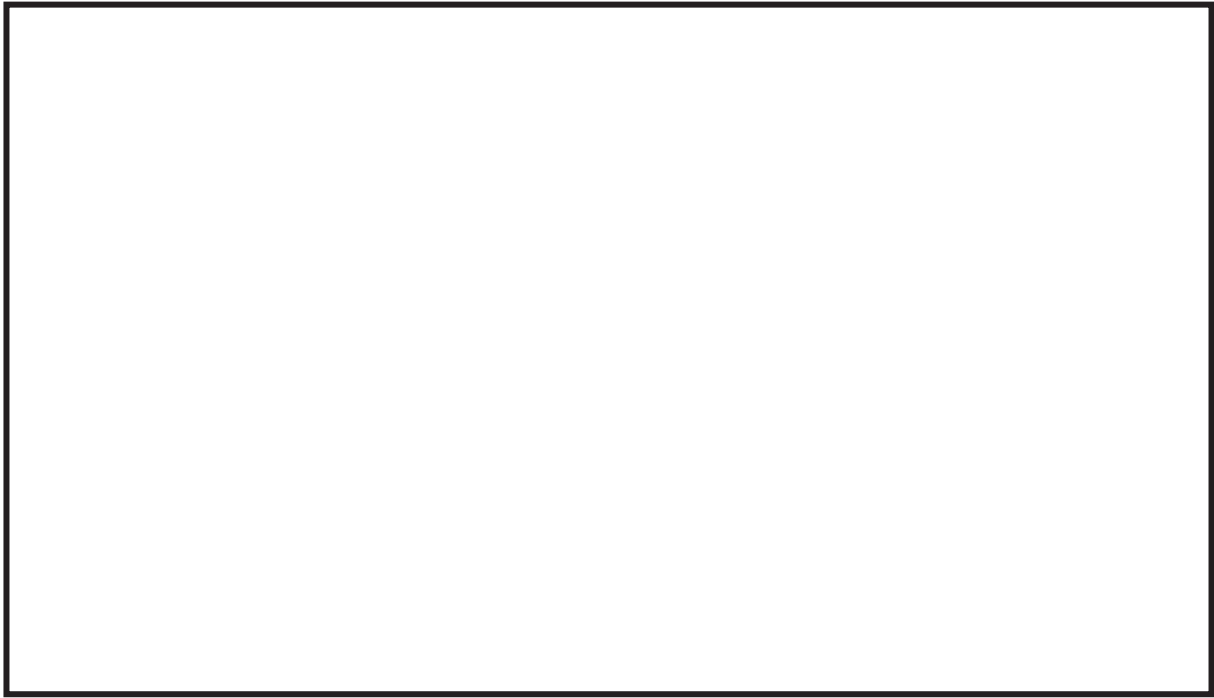


図 2 高圧代替注水系タービンポンプ構造図

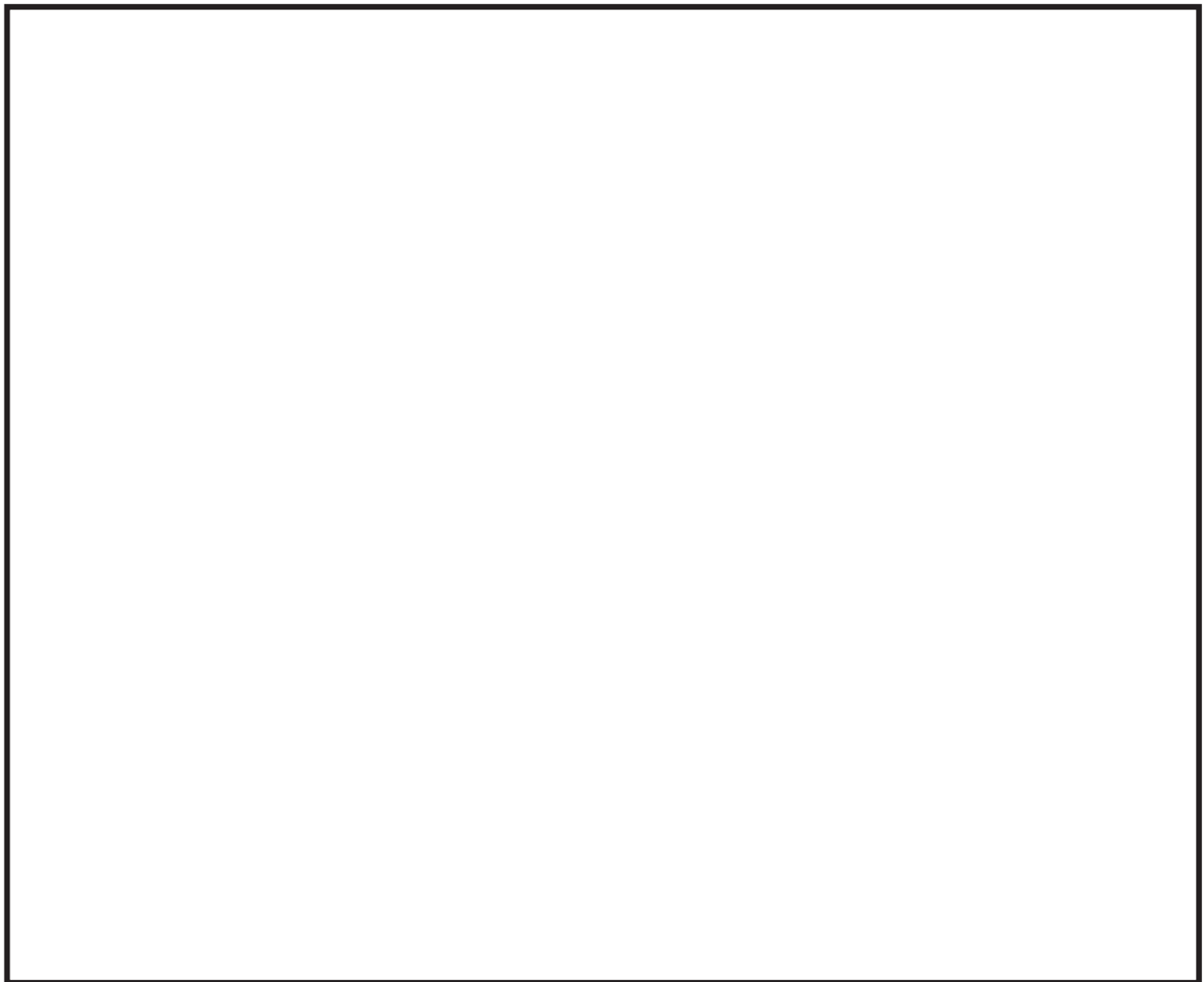


図 3 ガスタービン発電設備構造図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

4. 「詳細検討」又は「新たな検討」が必要な設備の検討内容詳細

J E A G 4 6 0 1 に定められた機能確認済加速度との比較による評価方法が適用できる機種範囲から外れ新たに評価項目の検討が必要として3項で抽出した設備の検討内容詳細については別紙1に示す。また、「詳細検討」が必要として3項で抽出した設備の検討内容詳細については別紙2に示す。

別表 1 検討対象設備における動的機能維持評価の整理結果 (1/6)

施設区分/設備名称	動的機能維持要求の有無	動的機能維持の確認方法	J E A G 4 6 0 1 機種/型式			機能確認済加速度 (A _T) 確認 (×9.8m/s ²)			機能維持評価用加速度がA _T 以下か ○: A _T 以下 ×: A _T 超過 -: 対象外	備考	
			機種	型式	容量 ()内は当該設備の 容量	方向	機能維持評価用 加速度*1	機能確認済加速度 (A _T)			
核燃料物質の取扱施設及び貯蔵施設											
使用済燃料貯蔵槽冷却浄化設備											
燃料プール冷却浄化系											
燃料プール冷却浄化系ポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	横形ポンプ	単段遠心式	~2400m ³ /h (160m ³ /h)	水平	1.65	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	×	機能維持評価用加速度がA _T 超過のため、「詳細検討」を実施する。	
						鉛直	1.15	1.0			
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (75kW)	水平	1.65	4.7	×		機能維持評価用加速度がA _T 超過のため、「詳細検討」を実施する。
						鉛直	1.15	1.0			
原子炉冷却系統施設											
原子炉冷却材再循環設備											
原子炉再循環系											
原子炉再循環ポンプ	無	-	-	-	-	-	-	-	-	動的機能維持の要求はないが、地震により軸固着を生じないことを確認する。	
残留熱除去設備											
残留熱除去系											
残留熱除去系ポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	立形ポンプ	ビットバレル形	~1800m ³ /h (1160m ³ /h)	水平	0.82	10.0	○		
						鉛直	0.57	1.0			
			電動機	立形ころがり軸受	~1300kW (540kW)	水平	0.82	2.5	○		
						鉛直	0.57	1.0			
非常用炉心冷却設備その他原子炉注水設備											
高圧炉心スプレイ系											
高圧炉心スプレイ系ポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	立形ポンプ	ビットバレル形	~1800m ³ /h (1074m ³ /h)	水平	0.82	10.0	○		
						鉛直	0.57	1.0			
			電動機	立形すべり軸受	~2700kW (1900kW)	水平	4.7	2.5	×		機能維持評価用加速度がA _T 超過のため、「詳細検討」を実施する。
						鉛直	0.57	1.0			
低圧炉心スプレイ系											
低圧炉心スプレイ系ポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	立形ポンプ	ビットバレル形	~1800m ³ /h (1074m ³ /h)	水平	0.82	10.0	○		
						鉛直	0.57	1.0			
			電動機	立形ころがり軸受	~1300kW (1000kW)	水平	4.2	2.5	×		機能維持評価用加速度がA _T 超過のため、「詳細検討」を実施する。
						鉛直	0.57	1.0			
高圧代替注水系											
高圧代替注水系タービンポンプ	有	加振試験による 確認	-	-	-	水平	1.13		-	J E A G 4 6 0 1 の適用範囲外の構造であるため、今回工認の評価のために新たに加振試験を実施した。	
						鉛直	0.75				

別表 1 検討対象設備における動的機能維持評価の整理結果 (2/6)

施設区分/設備名称	動的機能維持要求の有無	動的機能維持の確認方法	JEAG4601 機種/型式			機能確認済加速度 (A _T) 確認 (×9.8m/s ²)			機能維持評価用加速度がA _T 以下か ○: A _T 以下 ×: A _T 超過 -: 対象外	備考
			機種	型式	容量 ()内は当該設備の容量	方向	機能維持評価用 加速度*1	機能確認済加速度 (A _T)		
低圧代替注水系										
直流駆動低圧注水ポンプ	有	JEAG4601 による確認	横形ポンプ	単段遠心式	～2400m ³ /h (82m ³ /h)	水平	0.84	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	○	
						鉛直	0.58	1.0		
			電動機	横形ころがり軸受	～950kW (37kW)	水平	0.84	4.7	○	
						鉛直	0.58	1.0		
原子炉冷却材補給設備										
原子炉隔離時冷却系										
原子炉隔離時冷却系ポンプ	有	JEAG4601 による確認	横形ポンプ	多段遠心式	～700m ³ /h (96.5m ³ /h)	水平	0.87	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	○	
						鉛直	0.6	1.0		
			ポンプ駆動用タービン	RCICポンプ用	プラント出力等による構造、寸法の違いはほとんどない。	水平	0.86	2.4	○	
						鉛直	0.59	1.0		
補給水系										
復水移送ポンプ	有	JEAG4601 による確認	横形ポンプ	単段遠心式	～2400m ³ /h (100m ³ /h)	水平	1.11	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	○	
						鉛直	0.73	1.0		
			電動機	横形ころがり軸受	～950kW (45kW)	水平	1.11	4.7	○	
						鉛直	0.73	1.0		
原子炉補機冷却設備										
原子炉補機冷却水系及び原子炉補機冷却海水系										
原子炉補機冷却水ポンプ	有	JEAG4601 による確認	横形ポンプ	単段遠心式	～2400m ³ /h (1400m ³ /h)	水平	0.82	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	○	
						鉛直	0.57	1.0		
			電動機	横形ころがり軸受	～950kW (235kW)	水平	0.82	4.7	○	
						鉛直	0.57	1.0		
原子炉補機冷却海水ポンプ	有	JEAG4601 による確認	立形ポンプ	立形斜流式	～7600m ³ /h (1900m ³ /h)	水平	11.93	10.0	×	機能維持評価用加速度がA _T 超過のため、「詳細検討」を実施する。
						鉛直	1.61	1.0		
			電動機	立形ころがり軸受	～1300kW (420kW)	水平	17.35	2.5	×	
						鉛直	1.61	1.0		

別表 1 検討対象設備における動的機能維持評価の整理結果 (3/6)

施設区分/設備名称	動的機能維持要求の有無	動的機能維持の確認方法	JEAG4601 機種/型式			機能確認済加速度 (A _T) 確認 (×9.8m/s ²)			機能維持評価用加速度がA _T 以下か ○: A _T 以下 ×: A _T 超過 -: 対象外	備考
			機種	型式	容量 ()内は当該設備の 容量	方向	機能維持評価用 加速度*1	機能確認済加速度 (A _T)		
高圧炉心スプレー補機冷却水系及び高圧炉心スプレー補機冷却海水系										
高圧炉心スプレー補機冷却水ポンプ	有	JEAG4601 による確認	横形ポンプ	単段遠心式	～2400m ³ /h (240m ³ /h)	水平	0.82	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	○	
						鉛直	0.57	1.0		
			電動機	横形ころがり軸受	～950kW (40kW)	水平	0.82	4.7	○	
						鉛直	0.57	1.0		
高圧炉心スプレー補機冷却海水ポンプ	有	JEAG4601 による確認	立形ポンプ	立形斜流式	～7600m ³ /h (250m ³ /h)	水平	3.37	10.0	×	機能維持評価用加速度がA _T 超過のため、「詳細検討」を実施する。
						鉛直	1.61	1.0		
			電動機	立形ころがり軸受	～1300kW (60kW)	水平	1.53	2.5	×	
						鉛直	1.61	1.0		
計測制御系統施設										
制御材										
制御棒	有	地震応答解析結果の相対変位量と制御棒の挿入性試験結果の比較による確認								
ほう酸水注入設備										
ほう酸水注入系										
ほう酸水注入系ポンプ	有	JEAG4601 による確認	往復動式ポンプ	横形3連往復動式	流量、吐出圧力等ほぼ同一 (9.78m ³ /h)	水平	1.77	1.6	×	機能維持評価用加速度がA _T 超過のため、「詳細検討」を実施する。
						鉛直	1.30	1.0		
			電動機	横形ころがり軸受	～950kW (37kW)	水平	1.77	4.7	×	
						鉛直	1.30	1.0		
放射線管理施設										
換気設備										
中央制御室換気空調系										
中央制御室送風機	有	JEAG4601 による確認	ファン	遠心直結型ファン	～2900m ³ /min (1333m ³ /min)	水平	1.13	2.3	○	
						鉛直	0.66	1.0		
			電動機	横形ころがり軸受	～950kW (110kW)	水平	1.13	4.7	○	
						鉛直	0.66	1.0		
中央制御室再循環送風機	有	JEAG4601 による確認	ファン	遠心直結型ファン	～2900m ³ /min (133m ³ /min)	水平	1.13	2.3	○	
						鉛直	0.66	1.0		
			電動機	横形ころがり軸受	～950kW (15kW)	水平	1.13	4.7	○	
						鉛直	0.66	1.0		
中央制御室排風機	有	JEAG4601 による確認	ファン	遠心直動型ファン	～2500m ³ /min (83m ³ /min)	水平	1.13	2.6	○	
						鉛直	0.66	1.0		
			電動機	横形ころがり軸受	～950kW (3.7kW)	水平	1.13	4.7	○	
						鉛直	0.66	1.0		

別表 1 検討対象設備における動的機能維持評価の整理結果 (4/6)

施設区分/設備名称	動的機能維持要求の有無	動的機能維持の確認方法	JEAG4601 機種/型式			機能確認加速度 (A _T) 確認 (×9.8m/s ²)			機能維持評価用加速度がA _T 以下か ○: A _T 以下 ×: A _T 超過 -: 対象外	備考
			機種	型式	容量 ()内は当該設備の 容量	方向	機能維持評価用 加速度*1	機能確認加速度 (A _T)		
緊急時対策所換気空調系										
緊急時対策所非常用送風機	有	JEAG4601 による確認	ファン	遠心直動型ファン	~2500m ³ /min (16.7m ³ /min)	水平	1.4	2.6	○	
						鉛直	0.93	1.0		
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (3.7kW)	水平	1.40	4.7	○	
						鉛直	0.93	1.0		
原子炉格納施設										
圧力低減設備その他の安全設備										
原子炉格納容器安全設備										
代替循環冷却系										
代替循環冷却ポンプ	有	JEAG4601 による確認	横形ポンプ	単段遠心式	~2400m ³ /h (150m ³ /h)	水平	0.82	3.2(軸直角方向) 1.4(軸方向)	○	
						鉛直	0.57	1.0		
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (90kW)	水平	0.82	4.7	○	
						鉛直	0.57	1.0		
放射性物質濃度制御設備及び可燃性ガス濃度制御設備並びに格納容器再循環設備										
非常用ガス処理系										
非常用ガス処理系排風機	有	JEAG4601 による確認	ファン	遠心直結型ファン	~2900m ³ /min (41.7m ³ /min)	水平	1.81	2.3	×	機能維持評価用加速度がA _T 超過のため、「詳細検討」を実施する。
						鉛直	1.32	1.0		
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (22kW)	水平	1.81	4.7	×	
						鉛直	1.32	1.0		
可燃性ガス濃度制御系										
可燃性ガス濃度制御系再結合装置 ブロワ	有	JEAG4601 による確認	ファン	遠心直動型ファン	~2500m ³ /min (4.3m ³ /min)	水平	1.77	2.6	×	機能維持評価用加速度がA _T 超過のため、「詳細検討」を実施する。
						鉛直	1.30	1.0		
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (11kW)	水平	1.77	4.7	×	
						鉛直	1.30	1.0		

別表 1 検討対象設備における動的機能維持評価の整理結果 (5/6)

施設区分/設備名称	動的機能維持要求の有無	動的機能維持の確認方法	J E A G 4 6 0 1 機種/型式			機能確認済加速度 (A _T) 確認 (×9.8m/s ²)			機能維持評価用加速度がA _T 以下か ○: A _T 以下 ×: A _T 超過 -: 対象外	備考
			機種	型式	容量 ()内は当該設備の 容量	方向	機能維持評価用 加速度*1	機能確認済加速度 (A _T)		
その他発電用原子炉の附属施設										
非常用電源設備										
非常用発電装置										
非常用ディーゼル発電設備										
非常用ディーゼル機関	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	非常用ディー ゼル機関 (中速形)	機関本体	~15500kW (6100kW)	水平	1.67	1.1	×	機能維持評価用加速度がA _T 超過のため、「詳細検討」を実施する。
						鉛直	1.17	1.0		
				ガバナ	UG形	水平	1.67	1.8		
						鉛直	1.17	1.0		
非常用ディーゼル発電機	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	電動機	横形すべり軸受	~1400kW (-)	水平	1.67	2.6	×	機能維持評価用加速度がA _T 超過のため、「詳細検討」を実施する。
						鉛直	1.17	1.0		
非常用ディーゼル発電設備 燃料 移送ポンプ	有	「新たな検討」に よる確認	横形ポンプ	スクリー式	(4m ³ /h)	水平	1.12	-	-	設備の型式がJ E A G 4 6 0 1の適用外であるため、「新たな検討」を実施する。
						鉛直	0.77	-		
		J E A G 4 6 0 1 による確認	電動機	横形ころがり軸受	~950kW (2.2kW)	水平	1.12	4.7	○	
						鉛直	0.77	1.0		
高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備										
高圧炉心スプレイ系ディーゼル機 関	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	非常用ディー ゼル機関 (高速形)	機関本体	~15500kW (3000kW)	水平	1.67	1.1	×	機能維持評価用加速度がA _T 超過のため、「詳細検討」を実施する。
						鉛直	1.17	1.0		
				ガバナ	UG形	水平	1.67	1.8		
						鉛直	1.17	1.0		
高圧炉心スプレイ系ディーゼル発 電機	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	電動機	横形すべり軸受	~1400kW (-)	水平	1.67	2.6	×	機能維持評価用加速度がA _T 超過のため、「詳細検討」を実施する。
						鉛直	1.18	1.0		
高圧炉心スプレイ系ディーゼル発 電設備 燃料移送ポンプ	有	「新たな検討」に よる確認	横形ポンプ	スクリー式	(4m ³ /h)	水平	1.12	-	-	設備の型式がJ E A G 4 6 0 1の適用外であるため、「新たな検討」を実施する。
						鉛直	0.77	-		
		J E A G 4 6 0 1 による確認	電動機	横形ころがり軸受	~950kW (2.2kW)	水平	1.12	4.7	○	
						鉛直	0.77	1.0		
ガスタービン発電機設備										
ガスタービン発電設備 機関・発 電機	有	加振試験による 確認	-	-	-	水平	1.19	1.88	-	車両設備であり解析による評価が困難なことから今回工認の評価のために新たに加振試験を実施した。
						鉛直	0.65	1.14		
ガスタービン発電設備 燃料移送 ポンプ	有	「新たな検討」に よる確認	横形ポンプ	スクリー式	(3m ³ /h)	水平	1.27	-	-	設備の型式がJ E A G 4 6 0 1の適用外であるため、「新たな検討」を実施する。
						鉛直	0.80	-		
		J E A G 4 6 0 1 による確認	電動機	横形ころがり軸受	~950kW (1.5kW)	水平	1.27	4.7	○	
						鉛直	0.80	1.0		

別表 1 検討対象設備における動的機能維持評価の整理結果 (6/6)

施設区分/設備名称	動的機能維持要求の有無	動的機能維持の確認方法	JEAG4601 機種/型式			機能確認加速度 (A _T) 確認 ($\times 9.8m/s^2$)			機能維持評価用加速度がA _T 以下か ○: A _T 以下 ×: A _T 超過 -: 対象外	備考
			機種	型式	容量 ()内は当該設備の 容量	方向	機能維持評価用 加速度*1	機能確認加速度 (A _T)		
弁										
特殊弁										
主蒸気隔離弁*2	有	JEAG4601 による確認	弁	主蒸気隔離弁	~850A	水平	13.86	10.0	×	機能維持評価用加速度がA _T を超過する弁について「詳細検討」を実施する。(A _T 以下の弁については、詳細評価不要とする。)
						鉛直	5.65	6.2		
主蒸気逃がし安全弁*2	有	JEAG4601 による確認	弁	主蒸気逃がし 安全弁	~200A	水平	14.30	9.6	×	対象弁全てにおいて機能維持評価用加速度がA _T を超過するため「詳細検討」を実施する。
						鉛直	5.26	6.1		
制御棒駆動系スクラム弁*2	有	JEAG4601 による確認	弁	CRDスクラム弁	~50A	水平	1.68	6.0	○	
						鉛直	1.17	6.0		
一般弁										
グローブ弁*2	有	JEAG4601 による確認	弁	グローブ弁	~500A	水平	10.68	6.0	×	機能維持評価用加速度がA _T を超過する弁について「詳細検討」を実施する。(A _T 以下の弁については、詳細評価不要とする。)
						鉛直	2.40	6.0		
ゲート弁*2	有	JEAG4601 による確認	弁	ゲート弁	~650A	水平	7.45	6.0	×	機能維持評価用加速度がA _T を超過する弁について「詳細検討」を実施する。(A _T 以下の弁については、詳細評価不要とする。)
						鉛直	3.38	6.0		
バタフライ弁*2	有	JEAG4601 による確認	弁	バタフライ弁	~1800A	水平	5.85	6.0	○	
						鉛直	2.10	6.0		
逆止弁*2	有	JEAG4601 による確認	弁	逆止弁	~850A	水平	10.80	6.0	×	機能維持評価用加速度がA _T を超過する弁について「詳細検討」を実施する。(A _T 以下の弁については、詳細評価不要とする。)
						鉛直	4.17	6.0		

注記*1: 機能維持評価用加速度は各設備の耐震性についての計算書より引用している。

*2: 同型式の弁のうち、水平方向の機能維持評価用加速度が最大となった弁の評価結果を記載している。

「新たな検討」が必要な設備の評価

目 次

1. はじめに	別紙 1-1
2. 評価項目の抽出方針	別紙 1-1
3. 動的機能維持評価の評価項目の抽出	別紙 1-6
3.1 スクリュー式ポンプの地震時異常要因分析による基本評価項目の抽出	別紙 1-8
3.2 耐特委で検討された遠心式ポンプの地震時異常要因分析による基本評価項目 .	別紙 1-11
3.3 電共研で検討されたギヤ式ポンプの地震時異常要因分析による基本評価項目 .	別紙 1-13
3.4 スクリュー式ポンプの基本評価項目の検討	別紙 1-15
4. まとめ	別紙 1-19

別紙 1-1 逃がし弁を動的機能維持評価対象外とする考え方について

1. はじめに

非常用ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ、高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ及びガスタービン発電設備燃料移送ポンプ（以下、3設備をまとめて「燃料移送ポンプ」という。）の動的機能維持評価については、J E A G 4 6 0 1に定められた機能確認済加速度との比較による評価方法が適用できる機種範囲から外れることから、新たに評価項目の検討が必要となる。本資料では、燃料移送ポンプの動的機能維持の評価内容詳細を示す。

2. 評価項目の抽出方針

燃料移送ポンプはスクリー式ポンプであり、J E A G 4 6 0 1に定められた適用範囲から外れ機能確認済加速度との比較による評価方法が適用できないことから、「新たな検討」（新たに評価項目の検討）が必要となる設備である。

J E A G 4 6 0 1に定められた機能確認済加速度との比較による評価方法が適用できる機種範囲から外れた設備における動的機能維持の検討方針は、技術基準規則解釈等の改正を踏まえて、公知化された検討として原子力発電耐震設計特別調査委員会（以下「耐特委」という。）での地震時機能維持評価についての検討^{*1}により取り纏められた類似機器における検討及び電力共通研究^{*2}（以下「電共研」という。）にて取り纏められた類似機器の検討をもとに実施する。

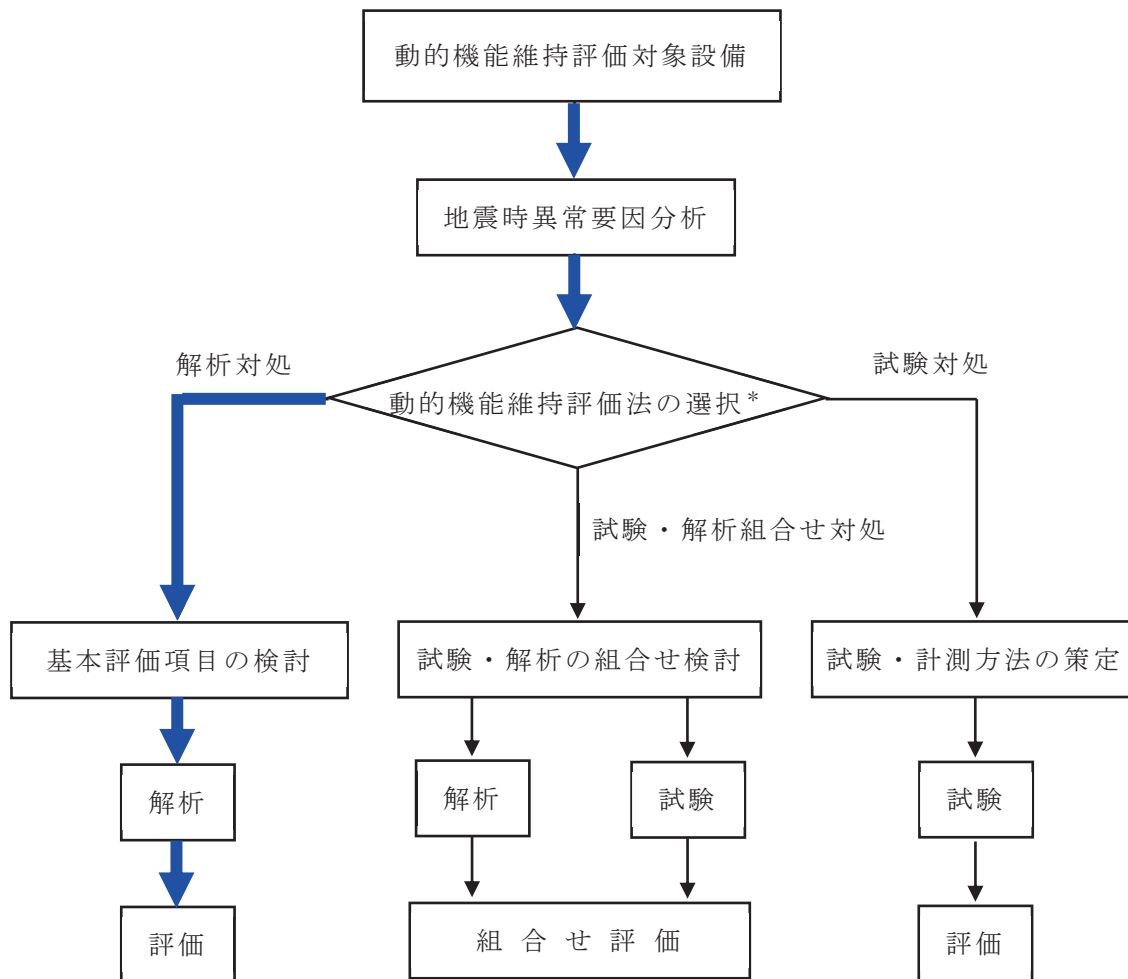
具体的には、耐特委では動的機能の評価においては、対象機種ごとに現実的な地震応答レベルでの異常のみならず、破壊に至るような過剰な状態を念頭に地震時に考え得る異常状態を抽出し、その分析により動的機能上の評価点を検討し、動的機能維持を評価する際に確認すべき事項として、評価項目を選定している。また、電共研の検討では、耐特委及び原子力発電技術機構（以下「NUPEC」という。）での検討を踏まえて、動的機能維持の評価項目を選定している。

今回 J E A G 4 6 0 1 に定められた適用機種範囲から外れた設備については、基本的な構造が類似している機種／型式に対する耐特委及び電共研での検討を参考に、型式による構造の違いを踏まえた上で地震時異常要因分析を実施し、基本評価項目を選定し動的機能維持評価を実施する。動的機能維持評価のフローを別紙 1-1 図に示す。

なお、J E A G 4 6 0 1 においても、機能維持評価の基本方針として、地震時の異常要因分析を考慮し、動的機能の維持に必要な評価のポイントを明確にすることとなっている。

注記*1: 耐特委報告書「動的機器の地震時機能維持評価に関する調査報告書（昭和62年2月）」

*2: 電力共通研究「動的機器の地震時機能維持の耐震余裕に関する研究（平成25年3月）」



注記* : 対象物の複雑さ等で選択

— 本評価でのフロー

別紙 1-1 図 動的機能維持評価のフロー

地震時異常要因分析を検討するに当たり、別紙 1-1 表に「新たな検討」が必要な設備及び参考とする機種／型式を示すとともに、別紙 1-2 図に今回工認において、「新たな検討」が必要な設備として抽出されたスクリー式ポンプを、別紙 1-3 図に参考とする耐特委で検討された遠心式ポンプ及び電共研で検討されたギヤ式ポンプの構造概要図を示す。また、主要仕様を別紙 1-2 表に示す。

スクリー式ポンプは、容積式の横形ポンプであり、一定容積の液をスクリーにて押し出す構造のポンプである。参考とするギヤ式ポンプは、スクリー式ポンプと同様の容積式であり、ギヤで一定容積を押し出す構造である。

一方、遠心式ポンプはインペラの高速回転により液を吸込み・吐出するポンプであり、スクリー式と内部流体の吐出構造が異なるが、ケーシング内にて軸系が回転し内部流体を吐出する機構を有している。

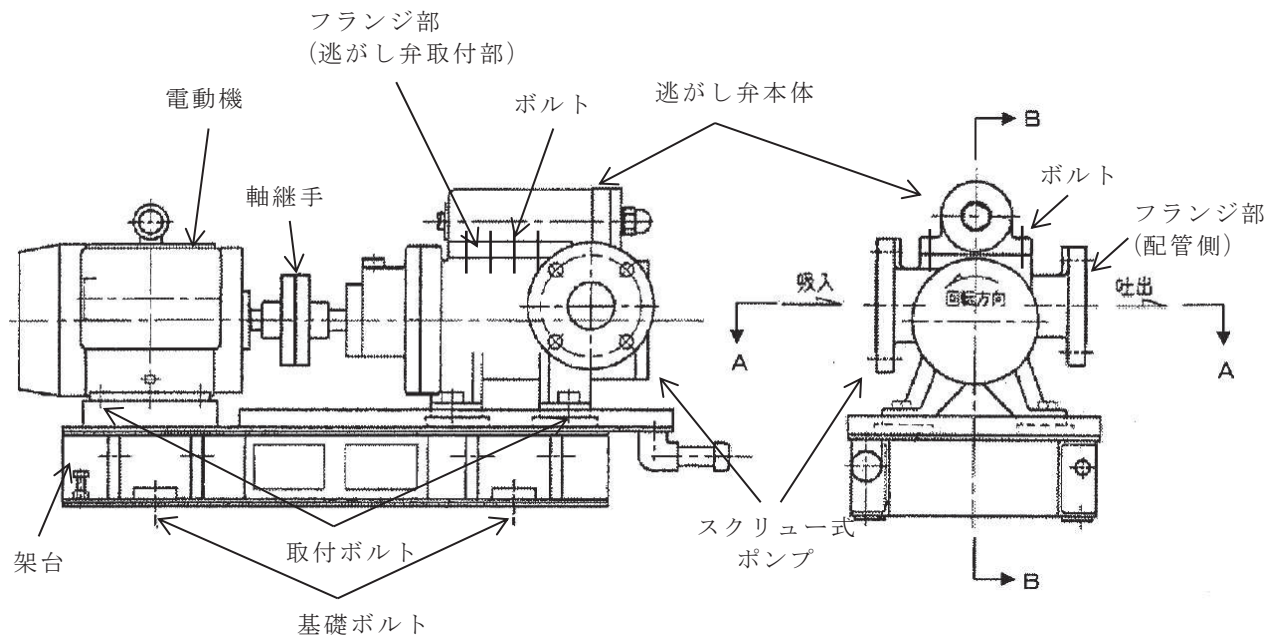
また、スクリー式ポンプの固定方法については、基礎ボルトで固定した共通の架台の上に、駆動機器である横形ころがり軸受の電動機とスクリー式ポンプが取付ボルトにより設置され、地震荷重は主ねじ（主軸）、軸受（電動機側、負荷側）を通してケーシングに伝達される。参考とするギヤ式及び遠心式ポンプについても、基礎ボルトで固定した共通の架台の上に取付ボルトで設置し主軸及び軸受を介して荷重伝達する構造であることから、ポンプの基本構造は同じと言える。さらに、電動機からの動力は軸継手を介してポンプ側に伝達する方式であることから、作動原理についても同じと言える。

そのため、スクリー式ポンプについては、遠心式ポンプ及びギヤ式ポンプを参考として、地震時異常要因分析を実施する。

なお、燃料移送ポンプは新規制基準により新たに動的機能要求が必要となり、評価する設備となる。

別紙 1-1 表 「新たな検討」が必要な設備において参考とする機種／型式

「新たな検討」が必要な設備		参考とする 機種／型式
設備名	機種／型式	
<ul style="list-style-type: none"> ・ 非常用ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプ ・ 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプ ・ ガスタービン発電設備 燃料移送ポンプ 	横形ポンプ／ スクリー式	横形ポンプ／ 単段遠心式
		横形ポンプ／ ギヤ式

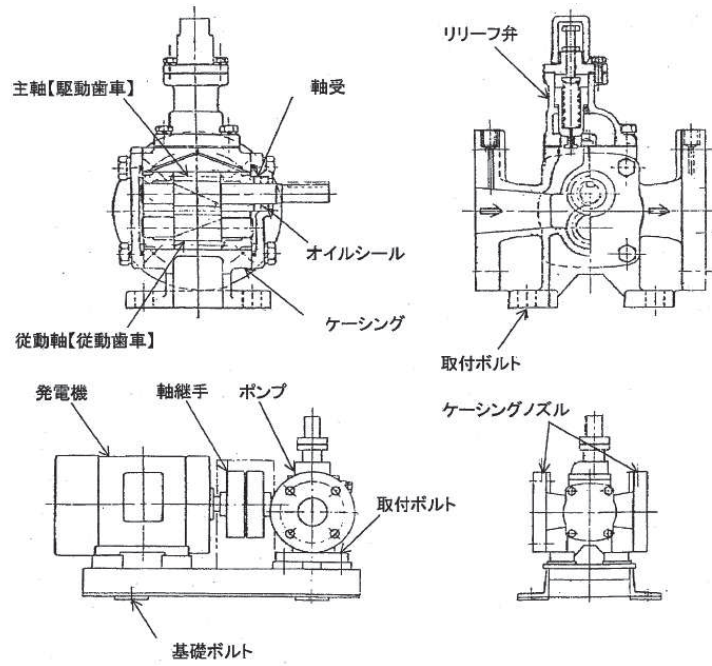


■ : 接液部

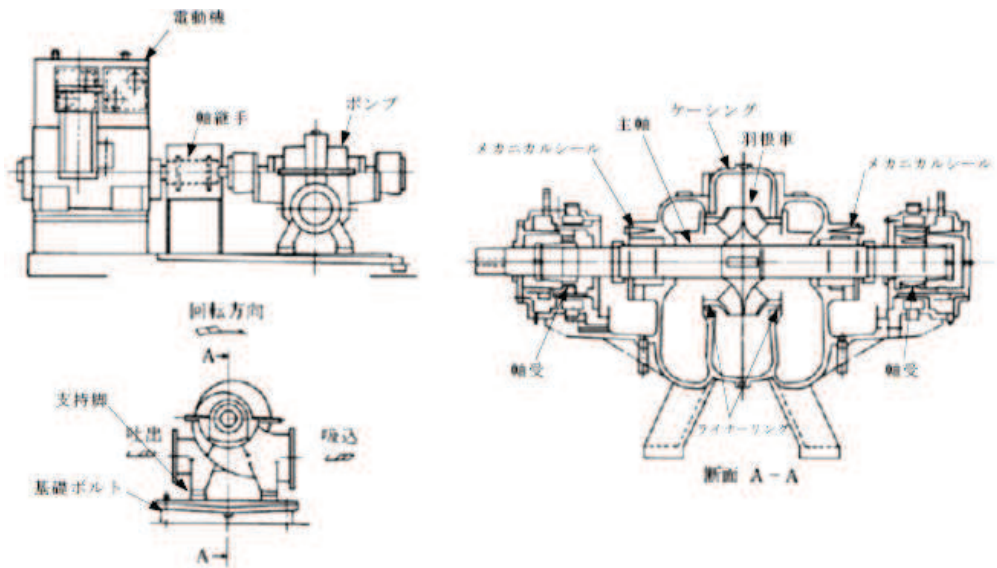
注記：スリーブ内に納められた主ねじ（主軸）と従ねじはかみ合って回転しており、ねじの1リードごとに作られる密閉される空間に入った流体は、ねじ面に沿って吐出側へ移動する。

別紙 1-2 図 燃料移送ポンプ構造概要図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



(a) ギヤ式ポンプ



(b) 遠心式ポンプ

別紙 1-3 図 ギヤ式ポンプ及び遠心式ポンプの構造概要図

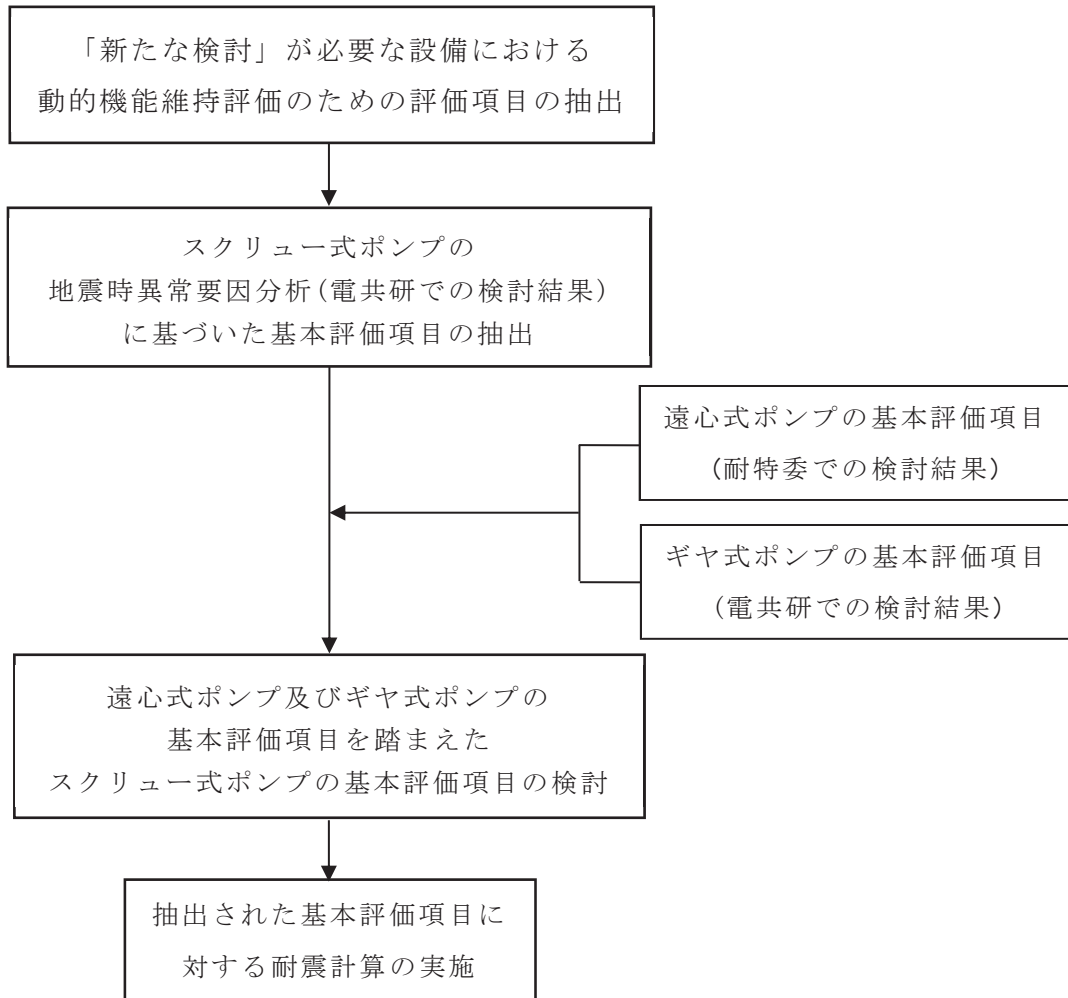
別紙 1-2 表 スクリュー式ポンプの主要仕様

		非常用ディーゼル 発電設備 燃料移送ポンプ	高圧炉心スプレイ系 ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプ	ガスタービン 発電設備 燃料移送ポンプ
容量	m ³ /h/個	4.0	4.0	3.0
吐出圧力	MPa	0.49	0.49	0.5
揚程	m	60	60	61
最高使用 圧力	MPa	0.98	0.98	0.95
最高使用 温度	℃	66	66	50
原動機 出力	kW/個	2.2	2.2	1.5

3. 動的機能維持評価の評価項目の抽出

「新たな検討」が必要な設備であるスクリュー式ポンプの動的機能維持評価の評価項目については、電共研で検討されたスクリュー式ポンプに対する地震時異常要因分析を踏まえて基本評価項目を検討する。また、当該検討においては、基本的な構造及びその動作原理が類似である横形ポンプの地震時異常要因分析を参考にするため、耐特委で検討された遠心式ポンプ及び電共研で検討されたギヤ式ポンプに対する地震時異常要因分析による評価項目も踏まえて検討を行う。

スクリュー式ポンプにおける動的機能維持評価のための基本評価項目の抽出フローを別紙 1-4 図に示す。

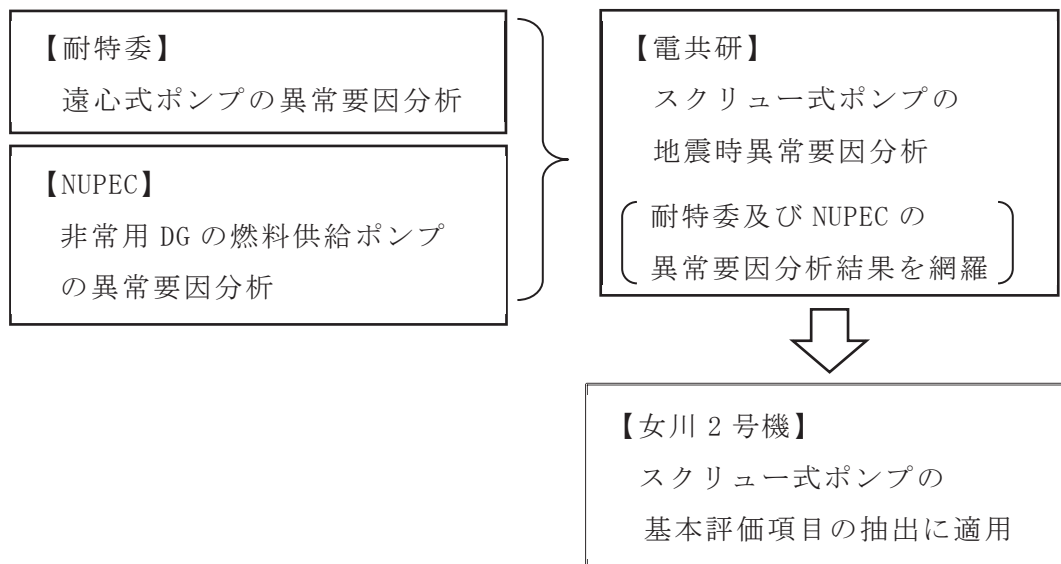


別紙 1-4 図 動的機能維持評価のための基本評価項目の抽出フロー

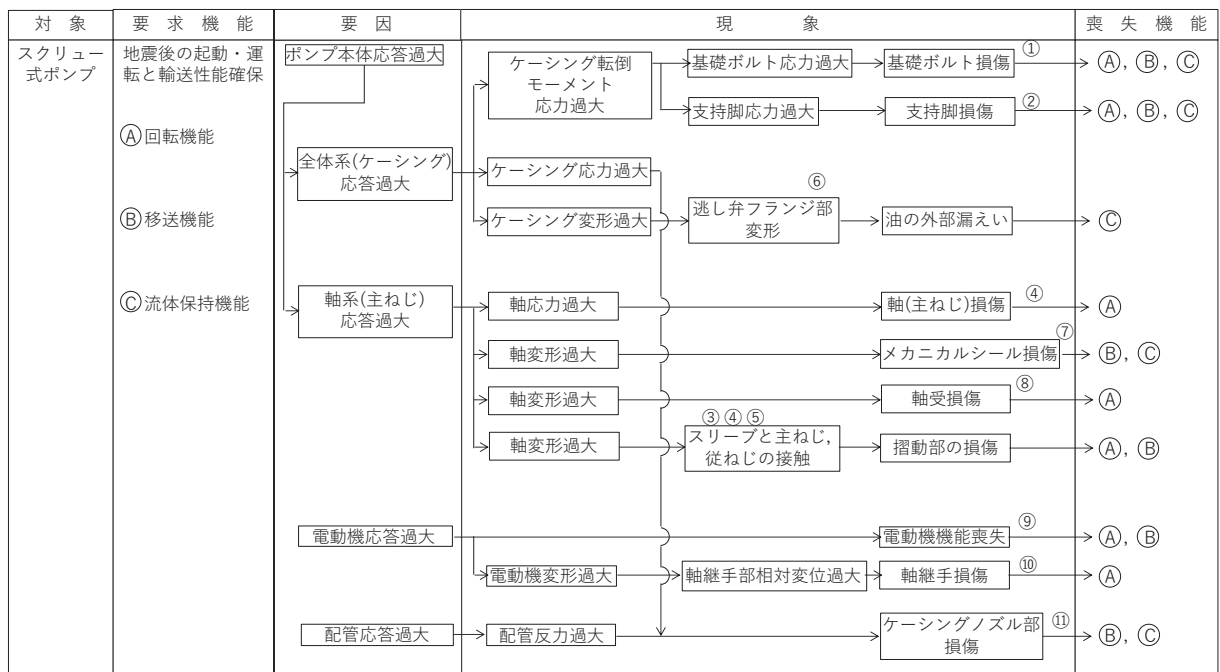
3.1 スクリュー式ポンプの地震時異常要因分析による基本評価項目の抽出

スクリュー式ポンプの地震時異常要因分析図及び基本評価項目は、電共研での検討内容を用いる。電共研では別紙 1-5 図に示すとおり、耐特委における遠心式ポンプ及び NUPEC における非常用 DG の燃料供給ポンプに対する異常要因分析結果（非常用ディーゼル発電機システム耐震実証試験（1992 年 3 月））を網羅するように、スクリュー式ポンプに対する地震時異常要因分析を行い、基本評価項目を抽出している。

電共研で検討されたスクリュー式ポンプの地震時異常要因分析図を別紙 1-6 図に示す。同様に、電共研で抽出されたスクリュー式ポンプの基本評価項目及び各基本評価項目について動作機能の喪失に至る異常要因を検討した結果を別紙 1-3 表に示す。



別紙 1-5 図 地震時異常要因分析の適用（スクリュー式ポンプ）



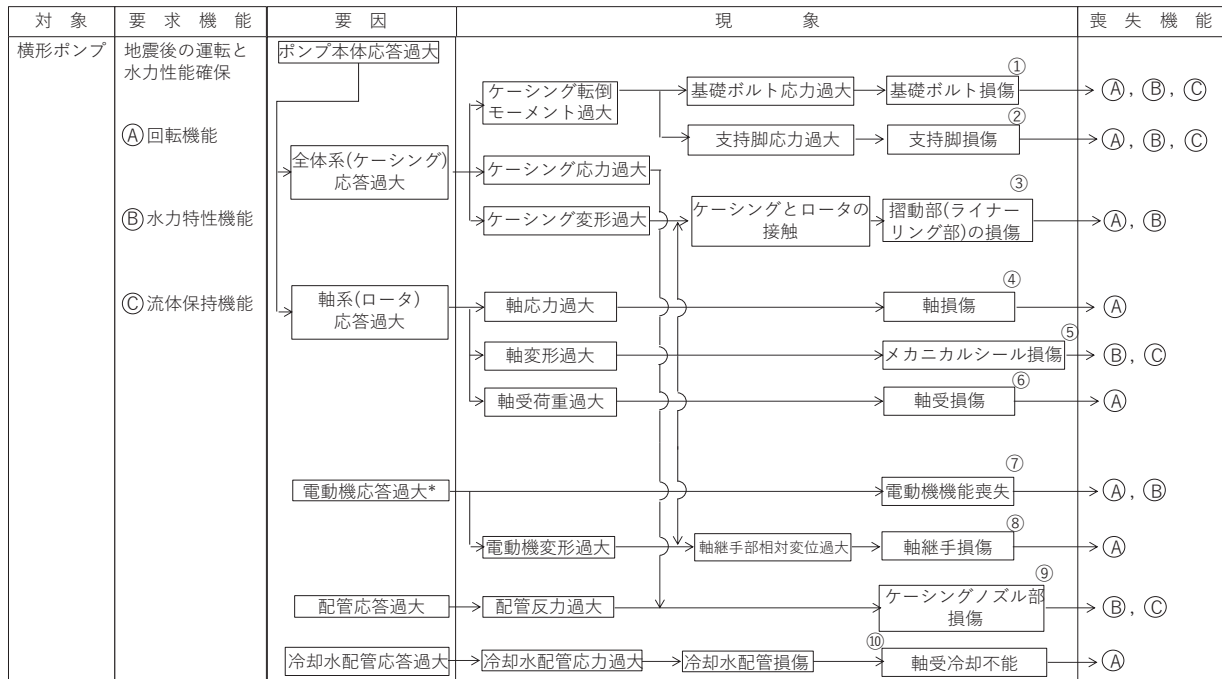
別紙 1-6 図 スクリュー式ポンプの地震時異常要因分析図

別紙 1-3 表 スクリュー式ポンプの地震時異常要因分析図から抽出した基本評価項目

No	基本評価項目	異常要因の検討結果
①	基礎ボルト (取付ボルト含む)	ポンプ全体系の応答が過大となることで、転倒モーメントにより基礎ボルト(取付ボルトを含む)の応力が過大となり損傷に至り、全体系が転倒することで機能喪失する。
②	支持脚	ポンプ全体系の応答が過大となることで、転倒モーメントにより支持脚の応力が過大となり損傷に至り、全体系が転倒することで機能喪失する。
③ ④ ⑤	摺動部 (③スリーブ, ④主ねじ, ⑤従ねじのクリアランス)	ポンプ全体系の応答が過大となることで、軸変形が過大となることによりスリーブと主ねじ又は従ねじが接触し、摺動部が損傷に至り回転機能及び移送機能が喪失する。
④	軸系	軸応力が過大となり軸が損傷することにより、回転機能及び移送機能が喪失する。
⑥	逃がし弁フランジ部 (漏えい防止)	ケーシングの応答が過大となり逃がし弁フランジ部が変形し、油の外部漏えいに至る。—
⑦	メカニカルシール	軸系ねじの応答過大により軸変形に至り、メカニカルシールが損傷することにより、移送機能及び流体保持機能が喪失する。
⑧	軸受	軸変形が過大となり軸受が損傷することで、回転機能及び移送機能が喪失する。
⑨	電動機	電動機の応答が過大になり電動機の機能が喪失することで、回転機能及び移送機能が喪失する。
⑩	軸継手	電動機の変形過大により軸受部の相対変位が過大となり、軸継手が損傷することで回転機能が喪失する。
⑪	ケーシングノズル	接続配管の応答が過大となり、ケーシングノズルが損傷することで移送機能及び流体保持機能が喪失する。

3.2 耐特委で検討された遠心式ポンプの地震時異常要因分析による基本評価項目

「新たな検討」が必要な設備として抽出されたスクリー式ポンプの基本評価項目の検討において、公知化された検討として、参考とする耐特委での遠心式ポンプの地震時異常要因分析図を別紙 1-7 図に、地震時異常要因分析図から抽出される遠心式ポンプの基本評価項目を別紙 1-4 表に示す。



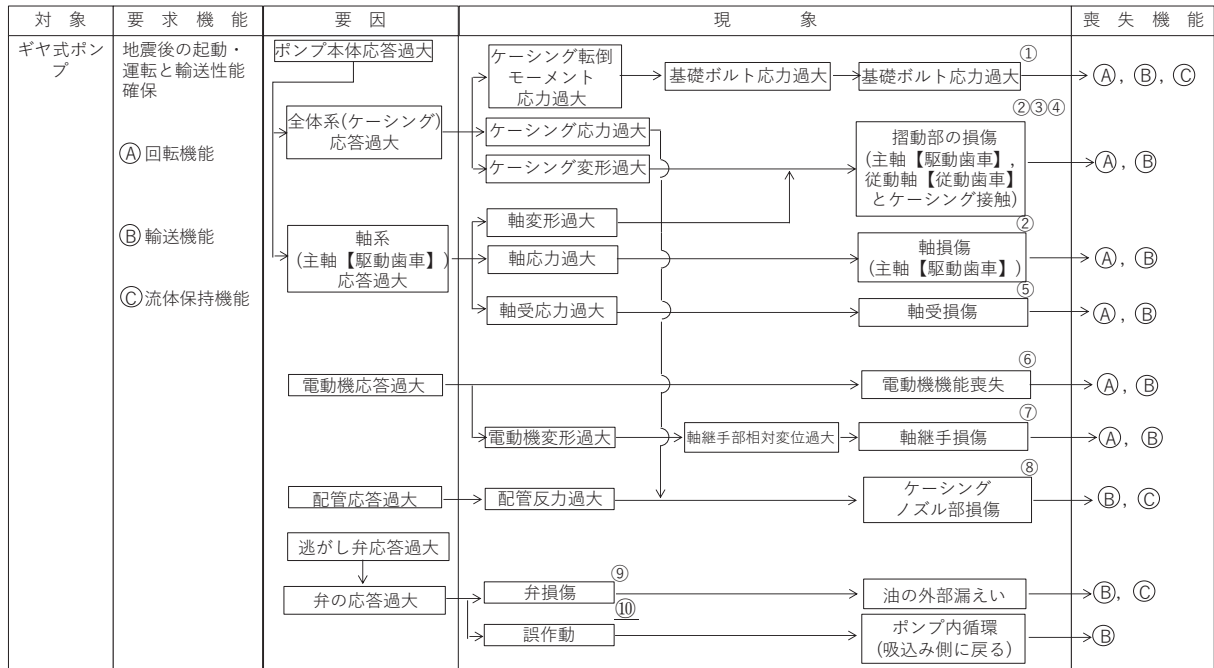
別紙 1-7 図 遠心式ポンプの地震時異常要因分析図

別紙 1-4 表 遠心式ポンプの地震時異常要因分析図から抽出された基本評価項目

No	基本評価項目	異常要因の検討結果
①	基礎ボルト (取付ボルト含む)	ポンプ全体系の応答が過大となることで、転倒モーメントにより基礎ボルト（取付ボルト含む）の応力が過大となり損傷に至り、全体系が転倒することにより機能喪失する。また、ポンプ全体系の応答が過大となることで、支持脚の応力が過大となり損傷に至り、ポンプが転倒することにより機能喪失する。
②	支持脚	
③	摺動部 (インペラとライナーリングのクリアランス)	軸変形が過大となり、インペラがライナーリングと接触することで損傷に至り、回転機能及び移送機能が喪失する。
④	軸	軸応力が過大となり、軸が損傷することにより回転機能及び移送機能が喪失する。
⑤	メカニカルシール	軸変形が過大となり、メカニカルシールが損傷することにより流体保持機能が喪失する。
⑥	軸受	軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することで回転機能及び移送機能が喪失する。
⑦	電動機	電動機の応答が過大になり電動機の機能が喪失することで、回転機能及び移送機能が喪失する。
⑧	軸継手	被駆動器軸と電動機軸の相対変位が過大となり、軸継手が損傷することで回転機能及び移送機能が喪失する。
⑨	ケーシングノズル	接続配管の応答が過大となり、ケーシングノズルが損傷することで移送機能及び流体保持機能が喪失する。
⑩	軸冷却水配管	冷却水配管の応答が過大となり、損傷することで軸冷却不能に至り、回転機能が喪失する。

3.3 電共研で検討されたギヤ式ポンプの地震時異常要因分析による基本評価項目

「新たな検討」が必要な設備として抽出されたスクリー式ポンプの基本評価項目の検討において、公知化された検討として、参考とする電共研でのギヤ式ポンプの地震時異常要因分析図を別紙 1-8 図に、地震時異常要因分析図から抽出されるギヤ式ポンプの基本評価項目を別紙 1-5 表に示す。



(電共研の検討結果に下線部を一部加筆)

別紙 1-8 図 ギヤ式ポンプの地震時異常要因分析図

別紙 1-5 表 ギヤ式ポンプ地震時異常要因分析図から抽出された基本評価項目

No	基本評価項目	異常要因の検討結果
①	基礎ボルト (取付ボルト含む)	ポンプ全体系の応答が過大となることで、転倒モーメントにより基礎ボルト(取付ボルトを含む)の応力が過大となり損傷に至り、全体系が転倒することにより機能喪失する。
② ③ ④	摺動部 (②主軸又は③従動軸と ④ケーシングのクリアランス)	ポンプ全体系の応答が過大となることで、主軸(主動歯車)及び従動軸(従動歯車)の応答が過大となり軸部の変形により、ギヤがケーシングと接触することで損傷に至り、回転機能及び移送機能が喪失する。
②	軸系	軸応力が過大となり、軸が損傷することにより回転機能及び移送機能が喪失する。
⑤	軸受	軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することで回転機能及び移送機能が喪失する。
⑥	電動機	電動機の応答が過大になり電動機の機能が喪失することで、回転機能及び移送機能が喪失する。
⑦	軸継手	被駆動機軸と電動機軸の相対変位が過大となり、軸継手が損傷することで回転機能及び移送機能が喪失する。
⑧	ケーシングノズル	接続配管の応答が過大となり、ケーシングノズルが損傷することで移送機能及び流体保持機能が喪失する。
⑨	逃がし弁フランジ部 (漏えい防止)	弁の応答が過大となり、弁が損傷することで外部漏えいが発生し、移送機能及び流体保持機能が喪失する。
⑩	逃がし弁本体 (移送機能)	弁の応答が過大となり、弁が誤作動することでポンプ内循環が発生し、移送機能が喪失する。(電共研では、地震慣性力による弁への影響は軽微であり、誤作動は殆ど起こらないとして、検討対象外としている。)

3.4 スクリュー式ポンプの基本評価項目の検討

(1) 既往知見で検討された遠心式ポンプ，ギヤ式ポンプ及びスクリュー式ポンプの基本評価項目の整理

スクリュー式ポンプの要因分析結果について，参考とする遠心式ポンプ及びギヤ式ポンプの要因分析結果と同様に整理した結果，スクリュー式ポンプの基本評価項目は別紙 1-6 表に示すとおり一部構造の差異による違いはあるものの，参考とする遠心式ポンプ及びギヤ式ポンプとほぼ同様となった。

別紙 1-6 表 スクリュー式ポンプにおける基本評価項目の整理結果

○：既往知見における評価項目，－：対象外

No	基本評価項目	検討対象 (参照知見)		参考とする機種 (参照知見)		備考
		スクリュー式 ポンプ (電共研)	ギヤ式 ポンプ (電共研)	遠心式 ポンプ (耐特委)		
I	基礎ボルト (取付ボルト含む)	○	○	○		
II	支持脚	○		○		ギヤ式ポンプには 構造上，存在しない
III	摺動部	○	○	○		
IV	軸系	○	○	○		
V	逃がし弁フランジ部 (漏えい防止)	○	○			遠心式ポンプには 構造上，存在しない
VI	逃がし弁本体 (移送機能)	－	－*			遠心式ポンプには 構造上，存在しない
VII	メカニカルシール	○		○		ギヤ式ポンプは ブッシングを使用
VIII	軸受	○	○	○		
IX	電動機	○	○	○		
X	軸継手	○	○	○		
XI	ケーシングノズル	○	○	○		
XII	冷却水配管			○		試験体が大型ポンプ のため設置

注記*：電共研では地震時異常要因分析で抽出したものの，地震慣性力による弁への影響は軽微であり，誤作動は殆ど起こらないとして検討対象外としている。

(2) 女川原子力発電所第2号機のスクリー式ポンプにおける動的機能維持評価の基本評価項目の検討

女川原子力発電所第2号機のスクリー式ポンプにおける動的機能維持評価の基本評価項目の選定に当たっては、別紙1-6表のとおり、既往知見により抽出されたスクリー式ポンプの基本評価項目に、参考とする遠心式ポンプ及びギヤ式ポンプの基本評価項目を踏まえた全12項目について検討を行う。

No. I：基礎ボルト（取付ボルトを含む）

スクリー式ポンプは参考とする遠心式ポンプ及びギヤ式ポンプと同様に、基礎ボルトで固定された架台の上に、駆動機器及び被駆動機器が取付ボルトで設置されており、地震時に有意な荷重がかかる構造となっていることから、基礎ボルトを動的機能維持評価の基本評価項目として選定する。

No. II：支持脚

支持脚については、スクリー式ポンプと遠心式ポンプとで構造に大きな違いはなく、高い剛性を有するためにケーシング定着部に荷重がかかる構造となっている。

そのため、取付ボルト及び基礎ボルトが評価上厳しい部位となることから、取付ボルト及び基礎ボルトを支持脚の評価として代替する。

No. III：摺動部

摺動部の損傷の観点から、遠心式ポンプの検討において、ケーシングがローターと接触して損傷するライナーリング部（摺動部）の評価を行うのと同様に、スクリー式ポンプにおいても摺動部の検討を行い、動的機能維持評価の基本評価項目として以下のとおり選定する。

スクリー式ポンプの摺動部であるスクリー部は構造が非常に剛であり、地震応答増幅が小さく、動的機能評価上重要な部分の地震荷重は通常運転荷重に比べて十分小さいと考えられる。また、スリーブ部については、剛性の高いケーシング部に設置されており、有意な変形が生じることはない。

スクリー部を構成する主ねじ又は従ねじについては、損傷によってスリーブと接触することで、回転機能及び移送機能が喪失に至ることが考えられるため、摺動部を動的機能維持評価の基本評価項目として選定する。

No. IV：軸系

スクリー式ポンプは主ねじ及び従ねじを有する構造であり、遠心式ポンプは一軸構造、ギヤ式ポンプは主軸及び従動軸からなる二軸構造となっている。各ポ

ンプによって軸構造は異なるが、軸系の損傷によってポンプとしての機能を喪失することは同様である。

そのため、軸損傷が発生しないことを確認するために、軸系を動的機能維持評価の基本評価項目として選定する。

No. V, VI : 逃がし弁フランジ部 (漏えい防止), 逃がし弁本体 (移送機能)

逃がし弁フランジ部は取付ボルトによりポンプと結合されており、剛構造であることから地震時においてもフランジ部に変形は生じないため漏洩は生じない。また、逃がし弁本体については過度な地震慣性力によって弁が開くような誤作動及び弁が開かない誤動作が起こった場合でも、地震慣性力は交番荷重であるため、ばね力によってすぐに元の閉状態に戻ることから移送機能に影響を与えない。

以上の考え方から、この2項目については動的機能維持評価において評価対象外とする。なお、評価対象外とする考え方の詳細は別紙 1-1 に示す。

No. VII : メカニカルシール

ポンプにおいてメカニカルシールの役割は流体の保持であり、その役割はスクリー式ポンプも遠心式ポンプも同じである。当該メカニカルシールが損傷することにより、ポンプの流体保持機能喪失につながるため、動的機能維持の評価項目として選定する。

No. VIII : 軸受

ポンプにおける軸受の役割は回転機能の保持であり、その役割はスクリー式ポンプも参考とする遠心式及びギヤ式ポンプも同じである。軸受が損傷すると、ポンプの機能喪失につながることから、軸受は動的機能維持評価の基本評価項目として選定する。また、評価においては発生する荷重として、スラスト方向及びラジアル方向の荷重を考慮して評価を行う。

No. IX : 電動機

スクリー式ポンプの電動機は、横向きに設置されるころがり軸受を使用する電動機であり、その構造は耐特委 (J E A G 4 6 0 1) で検討されている横型ころがり軸受電動機の適用範囲内である。

そのため、電動機を動的機能維持評価の基本評価項目として選定し、機能確認済加速度との比較により評価を行う。

No. X : 軸継手

スクリー式ポンプは遠心式及びギヤ式ポンプと同様に、軸受でスラスト荷重

を受け持つこと及びフレキシブルカップリングを採用しており、軸継手にはスラスト荷重による有意な応力が発生しない構造となっている。

よって、軸継手は動的機能維持評価の対象外とする。

No. XI：ケーシングノズル

スクリー式ポンプのケーシングノズル部は、遠心式及びギヤ式ポンプと同様に、ポンプケーシングと配管の接続部であるが、ノズル出入口配管のサポートについて適切に配管設計することで、ノズル部に過大な配管荷重が伝わらないようにすることが可能である。

よって、ケーシングノズルは動的機能維持評価の対象外とする。

No. XII：軸冷却水配管

耐特委で検討された遠心式ポンプは大型のポンプであり、軸受としてすべり軸受を採用していることから、軸受の冷却が必要となる。このため、地震により軸冷却水配管の損傷に至ればポンプの機能維持に影響を及ぼすため、基本評価項目としている。

一方、スクリー式ポンプの軸受は内部流体で冷却が可能であるため、軸冷却水配管は有していないことから、軸冷却水配管は動的機能維持評価の対象外とする。

4. まとめ

女川原子力発電所第2号機における規格適用外の動的機能維持が必要な設備のうち、「新たな検討」が必要な設備であるスクリー式ポンプについて、基本的な構造が類似している耐特委での遠心式ポンプ及び電共研でのギヤ式ポンプにおける検討結果を参考に、型式による構造の違いを踏まえた上で地震時異常要因分析を行い、動的機能維持を確認するための基本評価項目の抽出を行った。

その結果、スクリー式ポンプの基本評価項目は、参考とした遠心式ポンプ及びギヤ式ポンプとの構造の違いにより一部の評価項目は異なるが、ほぼ同様となった。また、参考とするポンプとの構造及び評価項目の差異を踏まえ、基本評価項目について、女川原子力発電所第2号機のスクリー式ポンプにおける動的機能維持評価の基本評価項目について検討した結果、評価項目が異なる部位に対する評価方法は同様であり、既往の評価手法を踏まえた詳細評価が可能であると考えられる。

以上の検討結果から、女川原子力発電所第2号機のスクリー式ポンプにおける動的機能維持評価の基本評価項目については、別紙1-7表のとおり整理し、抽出された基本評価項目に対して、耐震計算を実施する。また、抽出された基本評価項目における許容値の設定を別紙1-8表に、具体的な評価結果について別紙1-9, 10, 11表に示す。

なお、燃料移送ポンプの評価の詳細は、個別の耐震計算書「VI-2-10-1-2-1-4 非常用ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」、「VI-2-10-1-2-2-4 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」及び「VI-2-10-1-2-3-2 ガスタービン発電設備 燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」にて示す。

別紙 1-7 表 女川原子力発電所第 2 号機のスクリー式ポンプにおける
動的機能維持評価の基本評価項目の検討結果

○：評価対象，－：対象外

No	既往知見における 基本評価項目	スクリー式ポンプ における動的機能維持 評価の基本評価項目	主な理由
I	基礎ボルト (取付ボルト含む)	○	損傷によりポンプ機能喪失
II	支持脚	－	基礎ボルトにて代替評価
III	摺動部	○	損傷によりポンプ機能喪失
IV	軸系	○	損傷によりポンプ機能喪失
V	逃がし弁フランジ部 (漏えい防止)	－	地震により損傷しないため 対象外 (別紙 1-1 参照)
VI	逃がし弁本体 (移送機能)	－	地震により誤動作してもすぐ に復旧可能なため対象外 (別 紙 1-1 参照)
VII	メカニカルシール	○	損傷によりポンプ機能喪失
VIII	軸受	○	損傷によりポンプ機能喪失
IX	電動機	○	損傷によりポンプ機能喪失
X	軸継手	－	地震により損傷しないため 対象外
XI	ケーシングノズル	－	配管設計により対応可能なた め対象外
XII	軸冷却水配管		構造上、存在しないため 評価不要

別紙 1-8 表 許容値の設定

評価項目	許容値の設定
I 基礎ボルト (取付ボルト含む)	支持機能の確保の観点から、回転機能又は機器全体の振動特性に影響を与えるような有意な変形を伴わない（局所的に塑性化しても、全体としては弾性挙動となるような）IV _A Sを許容値とした。
III 摺動部	主ねじとスリーブの接触による回転機能、移送機能が阻害されるという観点から、主ねじとスリーブの隙間を許容値とした。
IV 軸系	回転機能の確保の観点から、軸（主ねじ）の変形を弾性範囲内に留めるようIII _A Sを許容値とした。
VII メカニカルシール	液体保持機能の確保の観点から、シール回転環の変位可能寸法を許容値とした。
VIII 軸受	回転機能の確保の観点から、メーカーが推奨する許容面圧を許容値とした。
IX 原動機	回転機能、移送機能の確保の観点から、J E A G 4 6 0 1に記載の電動機（横形ころがり軸受）の機能確認済加速度である水平 4.7 [G]，鉛直 1.0 [G] を許容値とした。

別紙 1-9 表 非常用ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ評価結果 (1/3)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値	許容値	評価
I-1 基礎ボルト	応力	引張 (MPa)	$\sigma_{b1} = \frac{F_{b1}}{A_{b1}}$ F _{b1} : 基礎ボルトに作用する引張力 (1本 当たり) [N] A _{b1} : 基礎ボルトの断面積 [mm ²]			○
		せん断 (MPa)	$\tau_{b1} = \frac{Q_{b1}}{n_1 \cdot A_{b1}}$ Q _{b1} : 基礎ボルトに作用するせん断力 [N] n ₁ : 基礎ボルトの本数 [-] A _{b1} : 基礎ボルトの断面積 [mm ²]			○
I-2 ポンプ 取付ボルト	応力	引張 (MPa)	$\sigma_{b2} = \frac{F_{b2}}{A_{b2}}$ F _{b2} : 基礎ボルトに作用する引張力 (1本 当たり) [N] A _{b2} : 基礎ボルトの断面積 [mm ²]			○
		せん断 (MPa)	$\tau_{b2} = \frac{Q_{b2}}{n_2 \cdot A_{b2}}$ Q _{b2} : 基礎ボルトに作用するせん断力 [N] n ₂ : 基礎ボルトの本数 [-] A _{b2} : 基礎ボルトの断面積 [mm ²]			○
I-3 原動機 取付ボルト	応力	引張 (MPa)	$\sigma_{b3} = \frac{F_{b3}}{A_{b3}}$ F _{b3} : 基礎ボルトに作用する引張力 (1本 当たり) [N] A _{b3} : 基礎ボルトの断面積 [mm ²]			○
		せん断 (MPa)	$\tau_{b3} = \frac{Q_{b3}}{n_3 \cdot A_{b3}}$ Q _{b3} : 基礎ボルトに作用するせん断力 [N] n ₃ : 基礎ボルトの本数 [-] A _{b3} : 基礎ボルトの断面積 [mm ²]			○

注：I-1～3は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用するため基準地震動 S_s により定まる設計用最大応答加速度 (1.2ZPA) [水平：1.34 (×9.8m/s²), 鉛直 0.92 (×9.8m/s²)] で評価。III～IXは、動的機能維持評価のみの対象であることから基準地震動 S_s により定まる設計用最大応答加速度 (1.0ZPA) [水平：1.12 (×9.8m/s²), 鉛直 0.77 (×9.8m/s²)] で評価。設計用最大応答加速度は「VI-2-1-7 設計用応答曲線の作成方針」に基づき定めたもの。

注記*1：軸受が受ける荷重のうちラジアル荷重は原動機側及び負荷側の各軸質量，スラスト荷重は軸系総質量を用いて算出。

*2：ポンプの回転により作用するトルクと地震により発生するモーメントを組み合わせた，相当ねじりモーメントによる最大せん断応力として評価。

*3：算出式・発生値・許容値については，添付書類「VI-2-10-1-2-1-4 非常用ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 1-9 表 非常用ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ評価結果 (2/3)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	許容値*3	評価
Ⅲ 主ねじ	変位	— (mm)	$\delta_1 = \frac{5 \cdot w \cdot \ell_1^4}{384 \cdot E \cdot I_1} - \frac{(M_A + M_B) \cdot \ell_1^2}{16 \cdot E \cdot I_1}$ w : 地震力を考慮した軸等分布荷重 [N] ℓ ₁ : 支点間距離 [mm] E : 縦弾性係数 [MPa] I ₁ : 軸最小径での断面二次モーメント [mm ⁴] M _A : 支点 A の曲げモーメント [N・mm] M _B : 支点 B の曲げモーメント [N・mm]			○
Ⅳ 軸系	応力	せん断 (MPa) *2	$\tau_{max} = \left(\frac{16}{\pi \cdot d^3} \right) \cdot \sqrt{M^2 + T^2}$ d : 曲げモーメントが最大となる箇所の軸径 [mm] M : 最大曲げモーメント (M _A , M _B の大なる方) [N・mm] T : 軸に作用するねじりモーメント [N・mm]			○
Ⅶ メカニカルシール	変位	— (mm)	$\delta_2 = \frac{W_1 \cdot \ell_2^3}{6 \cdot E \cdot I_2} \cdot \left[\frac{x^3}{\ell_2^3} - \frac{3 \cdot (\ell_1 + \ell_2)}{\ell_2^2} \cdot x + \frac{3 \cdot \ell_1}{\ell_2} + 2 \right]$ W ₁ : 地震力を考慮した軸端部荷重 [N] ℓ ₁ : 支点間距離 [mm] ℓ ₂ : 軸端から支点 A までの距離 (= a) [mm] E : 縦弾性係数 [MPa] I ₂ : シール面軸径での断面二次モーメント [mm ⁴] x : 軸端からメカニカルシールシール面までの距離 [mm]			○

注：Ⅰ-1～3 は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用するため基準地震動 S_s により定まる設計用最大応答加速度 (1.2ZPA) [水平：1.34 (×9.8m/s²), 鉛直 0.92 (×9.8m/s²)] で評価。Ⅲ～Ⅸは、動的機能維持評価のみの対象であることから基準地震動 S_s により定まる設計用最大応答加速度 (1.0ZPA) [水平：1.12 (×9.8m/s²), 鉛直 0.77 (×9.8m/s²)] で評価。設計用最大応答加速度は「Ⅵ-2-1-7 設計用応答曲線の作成方針」に基づき定めたもの。

注記*1：軸受が受ける荷重のうちラジアル荷重は原動機側及び負荷側の各軸質量，スラスト荷重は軸系総質量を用いて算出。

*2：ポンプの回転により作用するトルクと地震により発生するモーメントを組み合わせた，相当ねじりモーメントによる最大せん断応力として評価。

*3：算出式・発生値・許容値については，添付書類「Ⅵ-2-10-1-2-1-4 非常用ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 1-9 表 非常用ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ評価結果 (3/3)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	許容値*3	評価	
VIII 軸受*1	面圧	⑦-1 ラジアル (原動機側) (MPa)	$P_{R1} = \frac{W_{R1}}{A_{R1}}$ W _{R1} : 軸受 A にかかる地震時のラジアル荷重 [N] A _{R1} : ラジアル荷重を受ける軸受 A の投影面積 [mm ²]			○	
		⑦-1 ラジアル (負荷側) (MPa)	$P_{R2} = \frac{W_{R2}}{A_{R2}}$ W _{R2} : 軸受 B にかかる地震時のラジアル荷重 [N] A _{R2} : ラジアル荷重を受ける軸受 B の投影面積 [mm ²]				○
		⑦-2 スラスト (MPa)	$P_S = \frac{W_S}{A_S}$ W _S : 軸受にかかる地震時のスラスト荷重 [N] A _S : スラスト荷重を受ける軸受の投影面積 [mm ²]				
IX 原動機	加速度	水平 (×9.8m/s ²)	—	1.12	4.7	○	
		鉛直 (×9.8m/s ²)	—	0.77	1.0	○	

注：I-1～3 は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用するため基準地震動 S_s により定まる設計用最大応答加速度 (1.2ZPA) [水平：1.34 (×9.8m/s²), 鉛直 0.92 (×9.8m/s²)] で評価。III～IX は、動的機能維持評価のみの対象であることから基準地震動 S_s により定まる設計用最大応答加速度 (1.0ZPA) [水平：1.12 (×9.8m/s²), 鉛直 0.77 (×9.8m/s²)] で評価。設計用最大応答加速度は「VI-2-1-7 設計用応答曲線の作成方針」に基づき定めたもの。

注記*1：軸受が受ける荷重のうちラジアル荷重は原動機側及び負荷側の各軸質量，スラスト荷重は軸系総質量を用いて算出。

*2：ポンプの回転により作用するトルクと地震により発生するモーメントを組み合わせた，相当ねじりモーメントによる最大せん断応力として評価。

*3：算出式・発生値・許容値については，添付書類「VI-2-10-1-2-1-4 非常用ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 1-10 表 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ評価結果 (1/3)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	許容値*3	評価								
I-1 基礎ボルト	応力	引張 (MPa)	$\sigma_{b1} = \frac{F_{b1}}{A_{b1}}$ F _{b1} : 基礎ボルトに作用する引張力 (1本 当たり) [N] A _{b1} : 基礎ボルトの断面積 [mm ²]	○	○	○								
		せん断 (MPa)	$\tau_{b1} = \frac{Q_{b1}}{n_1 \cdot A_{b1}}$ Q _{b1} : 基礎ボルトに作用するせん断力 [N] n ₁ : 基礎ボルトの本数 [-] A _{b1} : 基礎ボルトの断面積 [mm ²]				○							
I-2 ポンプ 取付ボルト	応力	引張 (MPa)	$\sigma_{b2} = \frac{F_{b2}}{A_{b2}}$ F _{b2} : 基礎ボルトに作用する引張力 (1本 当たり) [N] A _{b2} : 基礎ボルトの断面積 [mm ²]					○	○	○				
		せん断 (MPa)	$\tau_{b2} = \frac{Q_{b2}}{n_2 \cdot A_{b2}}$ Q _{b2} : 基礎ボルトに作用するせん断力 [N] n ₂ : 基礎ボルトの本数 [-] A _{b2} : 基礎ボルトの断面積 [mm ²]								○			
I-3 原動機 取付ボルト	応力	引張 (MPa)	$\sigma_{b3} = \frac{F_{b3}}{A_{b3}}$ F _{b3} : 基礎ボルトに作用する引張力 (1本 当たり) [N] A _{b3} : 基礎ボルトの断面積 [mm ²]									○	○	○
		せん断 (MPa)	$\tau_{b3} = \frac{Q_{b3}}{n_3 \cdot A_{b3}}$ Q _{b3} : 基礎ボルトに作用するせん断力 [N] n ₃ : 基礎ボルトの本数 [-] A _{b3} : 基礎ボルトの断面積 [mm ²]											

注：I-1～3は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用するため基準地震動S_sにより定まる設計用最大応答加速度 (1.2ZPA) [水平：1.34 (×9.8m/s²), 鉛直 0.92 (×9.8m/s²)] で評価。III～IXは、動的機能維持評価のみの対象であることから基準地震動S_sにより定まる設計用最大応答加速度 (1.0ZPA) [水平：1.12 (×9.8m/s²), 鉛直 0.77 (×9.8m/s²)] で評価。設計用最大応答加速度は「VI-2-1-7 設計用応答曲線の作成方針」に基づき定めたもの。

注記*1：軸受が受ける荷重のうちラジアル荷重は原動機側及び負荷側の各軸質量，スラスト荷重は軸系総質量を用いて算出。

*2：ポンプの回転により作用するトルクと地震により発生するモーメントを組み合わせた，相対ねじりモーメントによる最大せん断応力として評価。

*3：算出式・発生値・許容値については，添付書類「VI-2-10-1-2-2-4 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 1-10 表 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ評価結果 (2/3)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	許容値*3	評価
Ⅲ 主ねじ	変位	— (mm)	$\delta_1 = \frac{5 \cdot w \cdot \ell_1^4}{384 \cdot E \cdot I_1} - \frac{(M_A + M_B) \cdot \ell_1^2}{16 \cdot E \cdot I_1}$ w : 地震力を考慮した軸等分布荷重 [N] ℓ ₁ : 支点間距離 [mm] E : 縦弾性係数 [MPa] I ₁ : 軸最小径での断面二次モーメント [mm ⁴] M _A : 支点 A の曲げモーメント [N・mm] M _B : 支点 B の曲げモーメント [N・mm]			○
Ⅳ 軸系	応力	せん断 (MPa) *2	$\tau_{max} = \left(\frac{16}{\pi \cdot d^3} \right) \cdot \sqrt{M^2 + T^2}$ d : 曲げモーメントが最大となる箇所の軸径 [mm] M : 最大曲げモーメント (M _A , M _B の大なる方) [N・mm] T : 軸に作用するねじりモーメント [N・mm]			○
Ⅶ メカニカルシール	変位	— (mm)	$\delta_2 = \frac{W_1 \cdot \ell_2^3}{6 \cdot E \cdot I_2} \cdot \left[\frac{x^3}{\ell_2^3} - \frac{3 \cdot (\ell_1 + \ell_2)}{\ell_2^2} \cdot x + \frac{3 \cdot \ell_1}{\ell_2} + 2 \right]$ W ₁ : 地震力を考慮した軸端部荷重 [N] ℓ ₁ : 支点間距離 [mm] ℓ ₂ : 軸端から支点 A までの距離 (= a) [mm] E : 縦弾性係数 [MPa] I ₂ : シール面軸径での断面二次モーメント [mm ⁴] x : 軸端からメカニカルシールシール面までの距離 [mm]			○

注：Ⅰ-1～3 は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用するため基準地震動 S_s により定まる設計用最大応答加速度 (1.2ZPA) [水平：1.34 (×9.8m/s²), 鉛直 0.92 (×9.8m/s²)] で評価。Ⅲ～Ⅸは、動的機能維持評価のみの対象であることから基準地震動 S_s により定まる設計用最大応答加速度 (1.0ZPA) [水平：1.12 (×9.8m/s²), 鉛直 0.77 (×9.8m/s²)] で評価。設計用最大応答加速度は「Ⅵ-2-1-7 設計用応答曲線の作成方針」に基づき定めたもの。

注記*1：軸受が受ける荷重のうちラジアル荷重は原動機側及び負荷側の各軸質量、スラスト荷重は軸系総質量を用いて算出。

*2：ポンプの回転により作用するトルクと地震により発生するモーメントを組み合わせ、相当ねじりモーメントによる最大せん断応力として評価。

*3：算出式・発生値・許容値については、添付書類「Ⅵ-2-10-1-2-2-4 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 1-10 表 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ評価結果 (3/3)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	許容値*3	評価
VIII 軸受*1	面圧	⑦-1 ラジアル (原動機側) (MPa)	$P_{R1} = \frac{W_{R1}}{A_{R1}}$ W_{R1} : 軸受 A にかかる地震時のラジアル荷重 [N] A_{R1} : ラジアル荷重を受ける軸受 A の投影面積 [mm ²]	1.12	4.7	○
		⑦-1 ラジアル (負荷側) (MPa)	$P_{R2} = \frac{W_{R2}}{A_{R2}}$ W_{R2} : 軸受 B にかかる地震時のラジアル荷重 [N] A_{R2} : ラジアル荷重を受ける軸受 B の投影面積 [mm ²]			○
VIII 軸受*1	面圧	⑦-2 スラスト (MPa)	$P_S = \frac{W_S}{A_S}$ W_S : 軸受にかかる地震時のスラスト荷重 [N] A_S : スラスト荷重を受ける軸受の投影面積 [mm ²]			
IX 原動機	加速度	水平 (×9.8m/s ²)	—	1.12	4.7	○
		鉛直 (×9.8m/s ²)	—	0.77	1.0	○

注：I-1～3 は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用するため基準地震動 S_s により定まる設計用最大応答加速度 (1.2ZPA) [水平：1.34 (×9.8m/s²), 鉛直 0.92 (×9.8m/s²)] で評価。III～IX は、動的機能維持評価のみの対象であることから基準地震動 S_s により定まる設計用最大応答加速度 (1.0ZPA) [水平：1.12 (×9.8m/s²), 鉛直 0.77 (×9.8m/s²)] で評価。設計用最大応答加速度は「VI-2-1-7 設計用応答曲線の作成方針」に基づき定めたもの。

注記*1：軸受が受ける荷重のうちラジアル荷重は原動機側及び負荷側の各軸質量，スラスト荷重は軸系総質量を用いて算出。

*2：ポンプの回転により作用するトルクと地震により発生するモーメントを組み合わせた，相対ねじりモーメントによる最大せん断応力として評価。

*3：算出式・発生値・許容値については，添付書類「VI-2-10-1-2-2-4 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 1-11 表 ガスタービン発電設備燃料移送ポンプ評価結果 (1/3)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	許容値*3	評価
I-1 基礎ボルト	応力	引張 (MPa)	$\sigma_{b1} = \frac{F_{b1}}{A_{b1}}$ F _{b1} : 基礎ボルトに作用する引張力 (1本 当たり) [N] A _{b1} : 基礎ボルトの断面積 [mm ²]			○
		せん断 (MPa)	$\tau_{b1} = \frac{Q_{b1}}{n_1 \cdot A_{b1}}$ Q _{b1} : 基礎ボルトに作用するせん断力 [N] n ₁ : 基礎ボルトの本数 [-] A _{b1} : 基礎ボルトの断面積 [mm ²]			○
I-2 ポンプ 取付ボルト	応力	引張 (MPa)	$\sigma_{b2} = \frac{F_{b2}}{A_{b2}}$ F _{b2} : 基礎ボルトに作用する引張力 (1本 当たり) [N] A _{b2} : 基礎ボルトの断面積 [mm ²]			○
		せん断 (MPa)	$\tau_{b2} = \frac{Q_{b2}}{n_2 \cdot A_{b2}}$ Q _{b2} : 基礎ボルトに作用するせん断力 [N] n ₂ : 基礎ボルトの本数 [-] A _{b2} : 基礎ボルトの断面積 [mm ²]			○
I-3 原動機 取付ボルト	応力	引張 (MPa)	$\sigma_{b3} = \frac{F_{b3}}{A_{b3}}$ F _{b3} : 基礎ボルトに作用する引張力 (1本 当たり) [N] A _{b3} : 基礎ボルトの断面積 [mm ²]			○
		せん断 (MPa)	$\tau_{b3} = \frac{Q_{b3}}{n_3 \cdot A_{b3}}$ Q _{b3} : 基礎ボルトに作用するせん断力 [N] n ₃ : 基礎ボルトの本数 [-] A _{b3} : 基礎ボルトの断面積 [mm ²]			○

注：I-1～3は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用するため基準地震動S_sにより定まる設計用最大応答加速度 (1.2ZPA) [水平：1.52 (×9.8m/s²), 鉛直 0.97 (×9.8m/s²)] で評価。III～IXは、動的機能維持評価のみの対象であることから基準地震動S_sにより定まる設計用最大応答加速度 (1.0ZPA) [水平：1.27 (×9.8m/s²), 鉛直 0.80 (×9.8m/s²)] で評価。設計用最大応答加速度は「VI-2-1-7 設計用応答曲線の作成方針」に基づき定めたもの。

注記*1：軸受が受ける荷重のうちラジアル荷重は原動機側及び負荷側の各軸質量，スラスト荷重は軸系総質量を用いて算出。

*2：ポンプの回転により作用するトルクと地震により発生するモーメントを組み合わせた，相対ねじりモーメントによる最大せん断応力として評価。

*3：算出式・発生値・許容値については，添付書類「VI-2-10-1-2-3-2 ガスタービン発電設備燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 1-11 表 ガスタービン発電設備燃料移送ポンプ評価結果 (2/3)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	許容値*3	評価
Ⅲ 主ねじ	変位	— (mm)	$\delta_1 = \frac{5 \cdot w \cdot \ell_1^4}{384 \cdot E \cdot I_1} - \frac{(M_A + M_B) \cdot \ell_1^2}{16 \cdot E \cdot I_1}$ w : 地震力を考慮した軸等分布荷重 [N] ℓ ₁ : 支点間距離 [mm] E : 縦弾性係数 [MPa] I ₁ : 軸最小径での断面二次モーメント [mm ⁴] M _A : 支点Aの曲げモーメント [N・mm] M _B : 支点Bの曲げモーメント [N・mm]			○
Ⅳ 軸系	応力	せん断 (MPa) *2	$\tau_{max} = \left(\frac{16}{\pi \cdot d^3} \right) \cdot \sqrt{M^2 + T^2}$ d : 曲げモーメントが最大となる箇所の軸径 [mm] M : 最大曲げモーメント (M _A , M _B の大きな方) [N・mm] T : 軸に作用するねじりモーメント [N・mm]			○
Ⅶ メカニカルシール	変位	— (mm)	$\delta_2 = \frac{W_1 \cdot \ell_2^3}{6 \cdot E \cdot I_2} \cdot \left[\frac{x^3}{\ell_2^3} - \frac{3 \cdot (\ell_1 + \ell_2)}{\ell_2^2} \cdot x + \frac{3 \cdot \ell_1}{\ell_2} + 2 \right]$ W ₁ : 地震力を考慮した軸端部荷重 [N] ℓ ₁ : 支点間距離 [mm] ℓ ₂ : 軸端から支点Aまでの距離 (= a) [mm] E : 縦弾性係数 [MPa] I ₂ : シール面軸径での断面二次モーメント [mm ⁴] x : 軸端からメカニカルシールシール面までの距離 [mm]			○

注：Ⅰ-1～3は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用するため基準地震動 S_s により定まる設計用最大応答加速度 (1.2ZPA) [水平：1.52 (×9.8m/s²), 鉛直 0.97 (×9.8m/s²)] で評価。Ⅲ～Ⅸは、動的機能維持評価のみの対象であることから基準地震動 S_s により定まる設計用最大応答加速度 (1.0ZPA) [水平：1.27 (×9.8m/s²), 鉛直 0.80 (×9.8m/s²)] で評価。設計用最大応答加速度は「Ⅵ-2-1-7 設計用応答曲線の作成方針」に基づき定めたもの。

注記*1：軸受が受ける荷重のうちラジアル荷重は原動機側及び負荷側の各軸質量、スラスト荷重は軸系総質量を用いて算出。

*2：ポンプの回転により作用するトルクと地震により発生するモーメントを組み合わせ、相当ねじりモーメントによる最大せん断応力として評価。

*3：算出式・発生値・許容値については、添付書類「Ⅵ-2-10-1-2-3-2 ガスタービン発電設備燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 1-11 表 ガスタービン発電設備燃料移送ポンプ評価結果 (3/3)

評価部位	項目	応力分類	算出式*3	発生値*3	許容値*3	評価	
VIII 軸受*1	面圧	⑦-1 ラジアル (原動機側) (MPa)	$P_{R1} = \frac{W_{R1}}{A_{R1}}$ W_{R1} : 軸受 A にかかる地震時のラジアル荷重 [N] A_{R1} : ラジアル荷重を受ける軸受 A の投影面積 [mm ²]			○	
		⑦-1 ラジアル (負荷側) (MPa)	$P_{R2} = \frac{W_{R2}}{A_{R2}}$ W_{R2} : 軸受 B にかかる地震時のラジアル荷重 [N] A_{R2} : ラジアル荷重を受ける軸受 B の投影面積 [mm ²]				○
		⑦-2 スラスト (MPa)	$P_S = \frac{W_S}{A_S}$ W_S : 軸受にかかる地震時のスラスト荷重 [N] A_S : スラスト荷重を受ける軸受の投影面積 [mm ²]				○
IX 原動機	加速度	水平 (×9.8m/s ²)	—	1.27	4.7	○	
		鉛直 (×9.8m/s ²)	—	0.80	1.0	○	

注：I-1～3 は、構造強度評価の対象部位でもあることから、構造強度評価結果を動的機能維持の評価にも適用するため基準地震動 S_s により定まる設計用最大応答加速度 (1.2ZPA) [水平：1.52 (×9.8m/s²), 鉛直 0.97 (×9.8m/s²)] で評価。III～IX は、動的機能維持評価のみの対象であることから基準地震動 S_s により定まる設計用最大応答加速度 (1.0ZPA) [水平：1.27 (×9.8m/s²), 鉛直 0.80 (×9.8m/s²)] で評価。設計用最大応答加速度は「VI-2-1-7 設計用応答曲線の作成方針」に基づき定めたもの。

注記*1：軸受が受ける荷重のうちラジアル荷重は原動機側及び負荷側の各軸質量，スラスト荷重は軸系総質量を用いて算出。

*2：ポンプの回転により作用するトルクと地震により発生するモーメントを組み合わせた，相対ねじりモーメントによる最大せん断応力として評価。

*3：算出式・発生値・許容値については，添付書類「VI-2-10-1-2-3-2 ガスタービン発電設備燃料移送ポンプの耐震性についての計算書」に記載。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

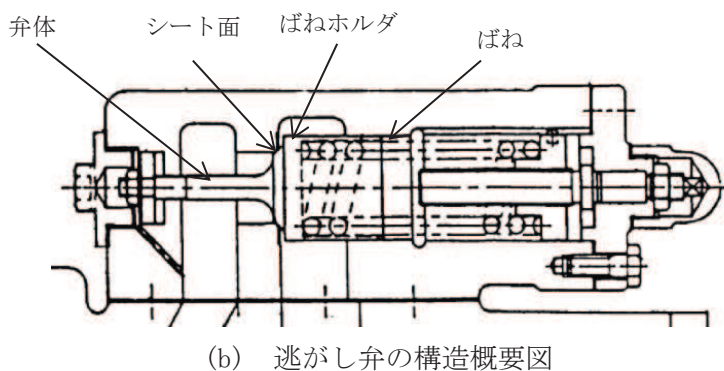
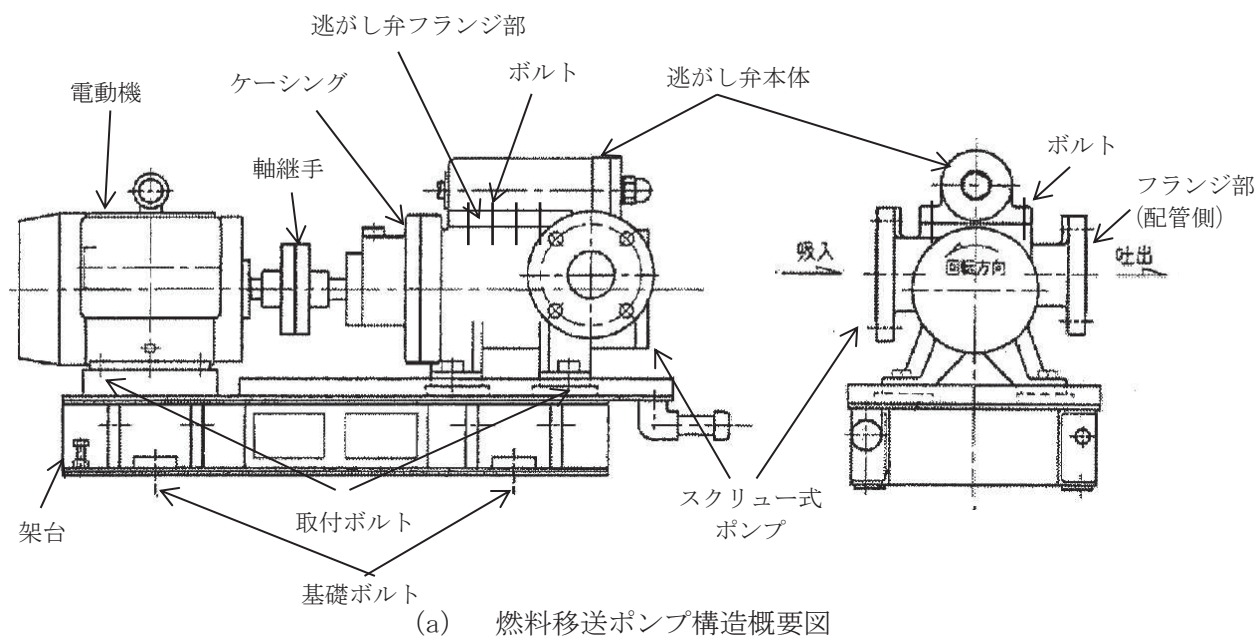
逃がし弁を動的機能維持評価対象外とする考え方について

1. 概要

非常用ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ、高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ及びガスタービン発電設備燃料移送ポンプの逃がし弁については、動的機能維持評価を不要としている。以下に、逃がし弁が評価不要な理由を示す。

2. 逃がし弁の構造

燃料移送ポンプおよび逃がし弁の構造概要を別紙 1-1-1 図に示す。逃がし弁は、ポンプの吐出側が閉鎖された場合に、ポンプ圧力によるポンプの破損、電動機の過負荷を防ぐために設けられ、燃料移送ポンプ本体上部に横向きで取付けられている。逃がし弁は、シート面に弁をばねで押付けており、ポンプの吐出圧力が逃がし弁のばね荷重を上回った際に開き、吐出圧力が一定以上上昇しない構造となっている。



別紙 1-1-1 図 燃料移送ポンプ及び逃がし弁の構造概要図

3. 動的機能維持評価項目

逃がし弁における動的機能維持評価項目は、地震時異常要因分析図から逃がし弁フランジ部の変形による油の外部漏えいが挙げられる。また、その他に地震慣性力により逃がし弁の誤作動が考えられるが、誤作動により弁が開いても油が漏れないこと、一時的に油が吐出側から吸込側へ流れるがポンプ内での循環であるためポンプの損傷はないこと、地震慣性力が無くなると弁が復旧し、通常運転状態へ戻ることから誤作動における動的機能維持の評価は不要と考える。加えて、吐出圧力が上昇した場合に地震慣性力により一時的に弁が開かない誤作動が考えられるが、地震慣性力が無くなると弁が正常に作動し吐出圧力は通常運転状態に戻ること、地震慣性力は交番荷重であるため吐出圧力は上昇と下降を繰返し、ポンプの損傷につながる吐出圧力まで上昇することはないと考えられることから、誤作動に対し個別の評価は不要である。ただし、念のため地震慣性力による誤作動が起こり得るのか確認する。

上記から逃がし弁の動的機能維持評価項目として対応となる以下の項目について、評価対象外とする考え方を4項及び5項にて確認する。

- ・逃がし弁フランジ部の変形による油の外部漏えいについて
- ・逃がし弁の地震慣性力による誤作動について

4. 逃がし弁フランジ部の変形による油の外部漏えいについて

逃がし弁は、剛構造であるポンプのケーシングに一体となるようフランジで取り付けられているため燃料移送ポンプと同様に剛構造となり、フランジ部の変形は生じないことから逃がし弁フランジ部の変形による油の外部漏えいは発生しないと考えられる。

5. 逃がし弁の地震慣性力による誤作動について

弁の動的機能維持の評価においては、機能維持評価用加速度と機能確認済加速度との比較を行うが、J E A G 4 6 0 1に記載されている逃がし安全弁の構造例は縦向きに取付けられており、評価に使用する機能確認済加速度を、スクリー式ポンプのように横向きに取り付けられている逃がし弁には、そのまま適用することはできないと考える。

そのため、逃がし弁においては水平方向の地震慣性力により作用する力と逃がし弁のばね力との比較により構造強度に問題が無いこと及び誤作動の有無を確認する。また、逃がし弁は燃料移送ポンプと同様に剛構造と考えられることから燃料移送ポンプの機能維持評価用加速度を使用する。

5.1 逃がし弁の動的機能維持について（誤作動により弁が開かないことの確認）

逃がし弁が開くのに必要な力が、地震により逃がし弁に作用する水平方向の地震慣性力より大きいことを次式で確認する。式中の記号は別紙 1-1-1 表に示す。

$$K \delta_0 - P A > m g C_H$$

評価は、非常用ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ、高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ及びびガスタービン発電設備燃料移送ポンプのうち、水平方向地震力が大きいガスタービン発電設備燃料移送ポンプについて確認する。逃がし弁の構造図を別紙 1-1-2 図に示す。

5.2 逃がし弁の動的機能維持について（誤作動により弁が閉塞しないことの確認）

吐出圧力が最高使用圧力まで上昇した時に作用する逃がし弁を開く力が、地震により逃がし弁に作用する水平方向の地震慣性力より大きいことを次式で確認する。式中の記号は別紙 1-1-1 表に示す。

$$P_{max} A - K \delta_0 > m g C_H$$

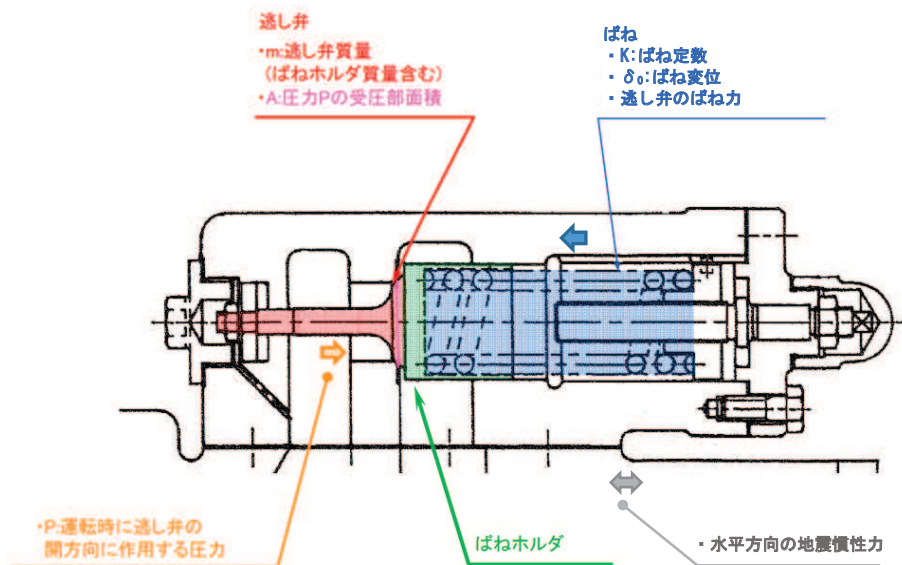
評価は、非常用ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ、高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ及びびガスタービン発電設備燃料移送ポンプのうち、水平方向地震力が大きいガスタービン発電設備燃料移送ポンプについて確認する。逃がし弁の構造図を別紙 1-1-2 図に示す。

別紙 1-1-1 表 記号の説明

記号	記号の説明	値	単位
K	ばね定数		
δ_0	ばね変位（逃がし弁が開くために必要な変位量）		
P	運転時に逃がし弁の開方向に作用する圧力		
P_{max}	最高使用圧力（逃がし弁の開方向に作用）		
A	圧力 P の受圧部面積		
m	逃がし弁質量		
g	重力加速度	9.80665	m/s ²
C_H	水平方向震度*	1.27	—

注記* : 女川原子力発電所第 2 号機補正工認対応（工認設計用）基準地震動 S_s（7 波）により定まる燃料移送ポンプの動的機能維持評価用震度（1.0ZPA）
 [水平：1.27（×9.8m/s²），鉛直 0.80（×9.8m/s²）] のうち水平方向震度で評価

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



別紙 1-1-2 図 逃がし弁の構造図

5.2 評価結果

5.1 項の評価結果を以下に示す。

$$K \delta_0 - P A = \text{[redacted]}$$

$$m g C_H = \text{[redacted]} \times 9.80665 \times 1.27 = \text{[redacted]}$$

よって、 $K \delta_0 - P A > m g C_H$ であることから、逃がし弁が開くのに必要な力は、逃がし弁に作用する地震慣性力より大きいため、逃がし弁の構造強度に問題ないこと及び誤作動は起こらないと言える。

5.2 項の評価結果を以下に示す。

$$P_{\max} A - K \delta_0 = \text{[redacted]}$$

$$m g C_H = \text{[redacted]} \times 9.80665 \times 1.27 = \text{[redacted]}$$

よって、 $P_{\max} A - K \delta_0 > m g C_H$ であることから、逃がし弁が開くのに必要な力は、逃がし弁に作用する地震慣性力より大きいため、逃がし弁の構造強度に問題ないこと及び誤作動は起こらないと言える。

6. 結論

4 項及び 5 項の結果から、逃がし弁は動的機能維持評価の対象外とすることは問題ない。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

「詳細検討」が必要な設備の評価

目 次

1. はじめに 別紙 2-1
2. 動的機能維持評価の「詳細検討」が必要な設備 別紙 2-1
3. 動的機能維持評価の「詳細検討」に係る対応方針 別紙 2-4
4. 動的機能維持評価に係る機種ごとの「詳細検討」 別紙 2-5

別紙 2-1 立形ポンプの「詳細検討」

別紙 2-2 横形ポンプの「詳細検討」

別紙 2-3 電動機の「詳細検討」

別紙 2-4 ファンの「詳細検討」

別紙 2-5 非常用ディーゼル発電設備（機関）の「詳細検討」

別添-2-5-1 非常用ディーゼル発電設備（機関）の基本評価項目のうち既往知見より
評価対象外としている設備の確認結果

別添-2-5-2 動的機能維持の基本評価項目としない評価項目の耐震性について

別添-2-5-3 潤滑油サンプタンク及び潤滑油オイルパンのスロッシング評価について

別紙 2-6 非常用ディーゼル発電設備（発電機）の「詳細検討」

別紙 2-7 往復動式ポンプの「詳細検討」

別紙 2-8 特殊弁及び一般弁の「詳細検討」

別添-2-8-1 弁の動的機能維持評価の「詳細検討」に適用する試験結果

1. はじめに

本資料は、地震時又は地震後に動的機能が要求される機器の動的機能維持評価において、機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超えた設備に対する「詳細検討」についてまとめたものである。

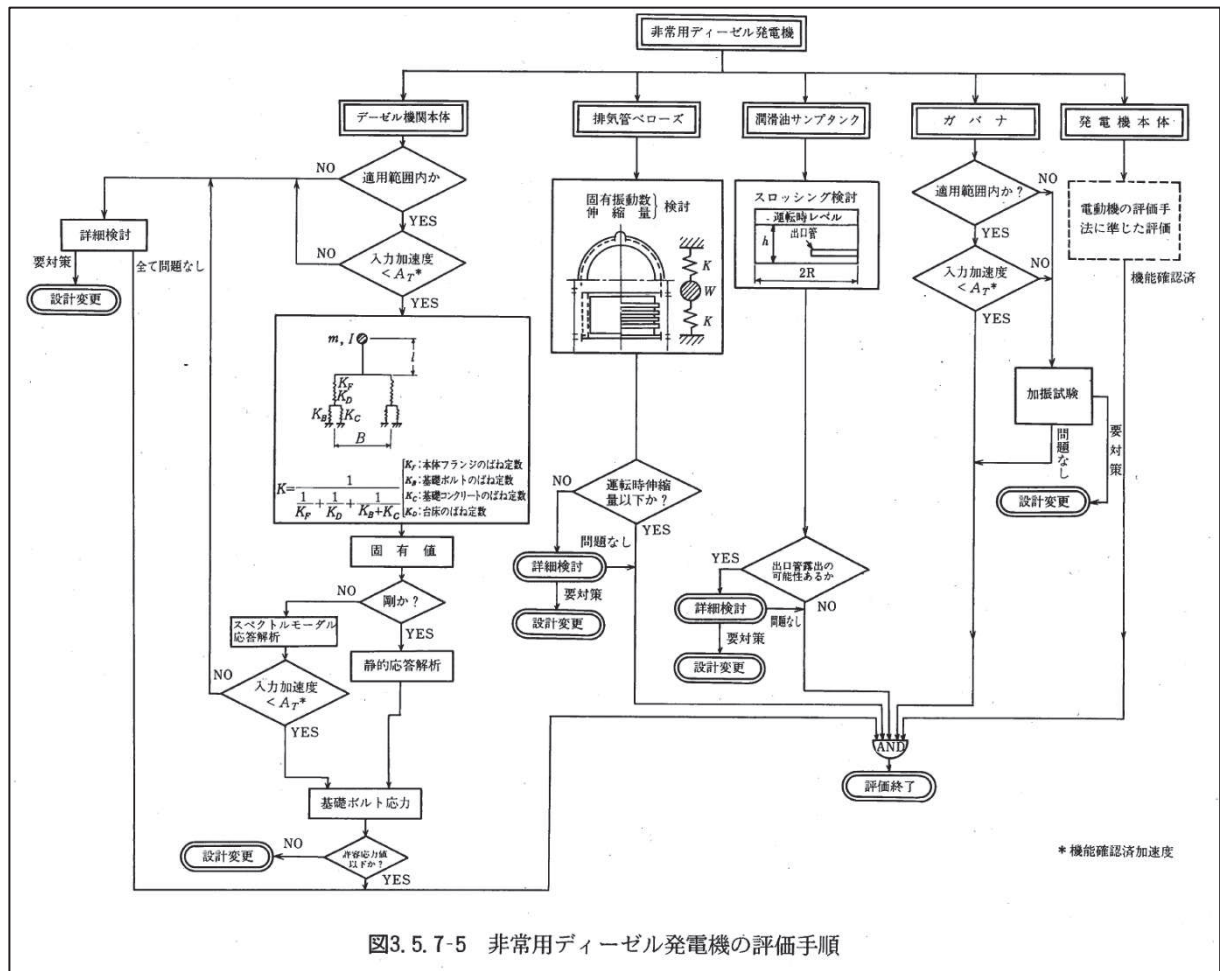
2. 動的機能維持評価の「詳細検討」が必要な設備

女川原子力発電所第2号機における動的機能維持評価として、「詳細検討」を実施する設備を別紙2-1表に示す。

別紙 2-1 表 動的機能維持評価における「詳細検討」対象設備

機種名	設備名称	型式	仕様 (流量, 出力等)	J E A G 適用範囲
立形ポンプ	原子炉補機冷却海水ポンプ	立形斜流式	1900m ³ /h	～7600m ³ /h
	高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプ	立形斜流式	250m ³ /h	～7600m ³ /h
横形ポンプ	燃料プール冷却浄化系ポンプ	単段遠心式	160m ³ /h	～2400m ³ /h
電動機	高圧炉心スプレイ系ポンプ用電動機	立形すべり軸受	1900kW	～2700kW
	低圧炉心スプレイ系ポンプ用原動機	立形ころがり軸受	1000kW	～1300kW
	原子炉補機冷却海水ポンプ用電動機	立形ころがり軸受	420kW	～1300kW
	高圧炉心スプレイ補機冷却海水系ポンプ用電動機	立形ころがり軸受	60kW	～1300kW
	燃料プール冷却浄化系ポンプ用電動機	横形ころがり軸受	75kW	～950kW
	ほう酸水注入系ポンプ用電動機	横形ころがり軸受	37kW	～950kW
	非常用ガス処理系排風機用電動機	横形ころがり軸受	22kW	～950kW
	可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ用電動機	横形ころがり軸受	11kW	～950kW
ファン	非常用ガス処理系排風機	遠心直結型ファン	41.7m ³ /h	～2900m ³ /h
	可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ	遠心直動型ファン	4.3m ³ /h	～2500m ³ /h
非常用 ディーゼル 発電設備	非常用ディーゼル機関	機関本体	6100kW	～15500kW
	非常用ディーゼル発電機	(電動機の評価手法に準じる) *		
	高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関	機関本体	3000kW	～15500kW
	高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機	(電動機の評価手法に準じる) *		
往復動式 ポンプ	ほう酸水注入系ポンプ	横形3連往復動式	9.78m ³ /h	流量, 吐出圧力 等ほぼ同一
特殊弁	主蒸気隔離弁	主蒸気隔離弁	600A	～850A
	主蒸気逃がし安全弁	安全弁	150A	～200A
一般弁	グローブ弁	グローブ弁	～350A	～500A
	ゲート弁	ゲート弁	～400A	～650A
	バタフライ弁	バタフライ弁	～600A	～1800A
	逆止弁	逆止弁	～450A	～850A

注記* : 発電機の評価方法については以下に示す J E A G 4 6 0 1 の記載に従い電動機に準じて評価を実施する。なお, 電動機の機能確認済加速度 (A_T) を適用するものではないので J E A G 4 6 0 1 に記載の仕様範囲に依らず, 評価の考え方を準用するものである。



(※ J E A G 4 6 0 1 - 1991 追補版より抜粋)

3. 動的機能維持評価の「詳細検討」に係る対応方針

別紙 2-1 表に示した動的機能維持評価の「詳細検討」対象設備は、いずれも J E A G 4 6 0 1 記載の適用機種範囲に該当する設備であり、機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超えたことから、J E A G 4 6 0 1 に基づいて「詳細検討」を実施する。

「詳細検討」における基本評価項目は、J E A G 4 6 0 1 に記載の項目に加えて、原子力発電耐震設計特別調査委員会*（以下「耐特委」という。）で検討された内容も踏まえて選定する。耐特委での検討では、対象機種ごとに、現実的地震応答レベルでの異常のみならず、破壊に至るような過剰な状態を念頭に地震時に考え得る異常要因を抽出し、その分析により動的機能上の評価点を検討し、機能維持を評価する際に確認すべき事項として、基本評価項目が選定されている。

なお、「詳細検討」を実施するに当たっては、J E A G 4 6 0 1 及び耐特委報告書以降における知見も確認した上で必要に応じて検討内容へ反映する。

注記*：耐特委報告書「動的機器の地震時機能維持評価に関する調査報告書（昭和 62 年 2 月）」

4. 動的機能維持評価に係る機種ごとの「詳細検討」

機種ごとの「詳細検討」の内容については以下の別紙にそれぞれ示す。

- ・別紙 2-1 立形ポンプの「詳細検討」
- ・別紙 2-2 横形ポンプの「詳細検討」
- ・別紙 2-3 電動機の「詳細検討」
- ・別紙 2-4 ファンの「詳細検討」
- ・別紙 2-5 非常用ディーゼル発電設備（機関）の「詳細検討」
- ・別紙 2-6 非常用ディーゼル発電設備（発電機）の「詳細検討」
- ・別紙 2-7 往復動式ポンプの「詳細検討」
- ・別紙 2-8 特殊弁及び一般弁の「詳細検討」

立形ポンプの「詳細検討」

1. 「詳細検討」対象設備

機能確認済加速度との比較による動的機能維持評価の結果、立形ポンプの機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超える設備は、別紙 2-1-1 表のとおり。

別紙 2-1-1 表 機能確認済加速度との比較による評価結果

設備名称	形式	方向	機能維持評価用 加速度*1	機能確認済 加速度*1	超過の 有無*2
原子炉補機冷却海水 ポンプ	立形斜流式*3	水平方向	11.93	10.0	×
		鉛直方向	1.61	1.0	×
高圧炉心スプレイ補機 冷却海水ポンプ		水平方向	3.37	10.0	○
		鉛直方向	1.61	1.0	×

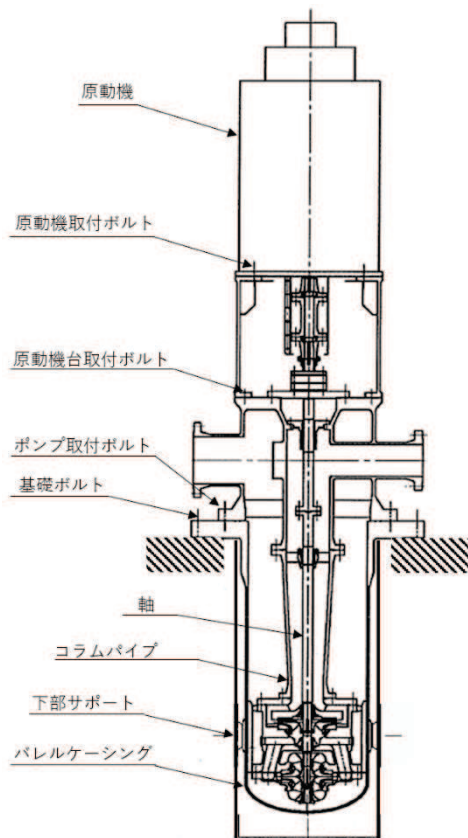
注記*1：加速度の単位：×9.8m/s²

*2：機能維持評価用加速度が機能維持確認済加速度を超過しない場合を「○」、超過した場合は「×」で示す。

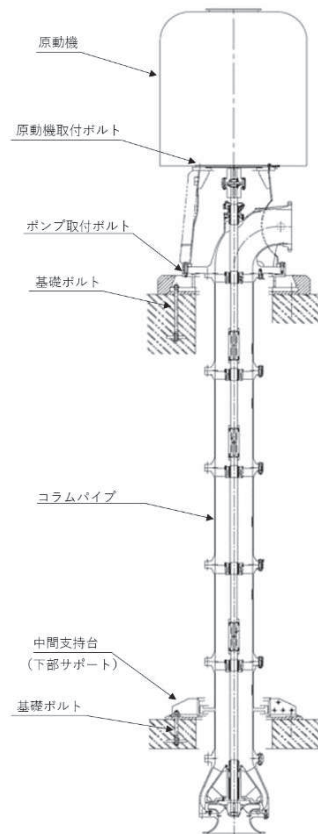
*3：立形斜流式ポンプは、ポンプスラストを電動機軸受にて支持する構造であり、原子炉補機冷却海水ポンプ、高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプの電動機はころがり軸受を使用している。スラスト荷重は回転子を通じて電動機に伝わり、ガイドカラー、軸受カラーを介して軸受まで伝達される。ころがり軸受は電動機のフレームに拘束されており、また、主軸の回転方向以外を拘束しているため、主軸に加わる鉛直上向きの地震力が増大しても、モータ主軸に浮上りが生じることはなく、衝突荷重も生じない。立形ポンプの地震時浮上りの影響は、「補足-600-2 耐震評価対象の網羅性、既工認との手法の相違点の整理について」の「添付 2-2 機器・配管系設備における鉛直方向動的地震力の導入による影響検討について」にも同様に記載している。

2. 立形ポンプの構造概要

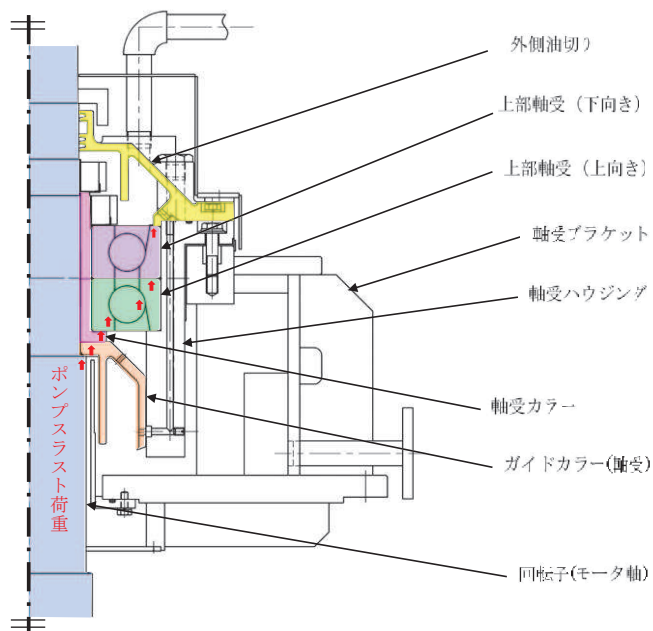
詳細評価が必要となった立形ポンプ及び電動機軸受の構造概要を別紙 2-1-1 図に示す。立形ポンプは、ポンプ軸が縦に配置される構造をしている。ピットバレル形ポンプは据付基礎上部にディスチャージケーシングと電動機、据付基礎下部はバレルケーシング、コラムパイプ及び軸から構成されている。軸は数か所の水中軸受けにより支持されている。ターボ形（立形斜流式）はバレルケーシングがないが、いずれも振動性状的、動的機能の評価の面からは類似のものであり、基本的な評価の考え方は全機種に共通なものとなる。



【ピットバレル形たて軸ポンプ】
【ピットバレル形】



【ターボ形たて軸ポンプ (海水ポンプ)】
【ターボ形 (立形斜流式)】



【ポンプ原動機 (電動機)】

別紙 2-1-1 図 立形ポンプの構造概要図

3. 立形ポンプの基本評価項目

3.1 J E A G 4 6 0 1に基づく代表評価項目

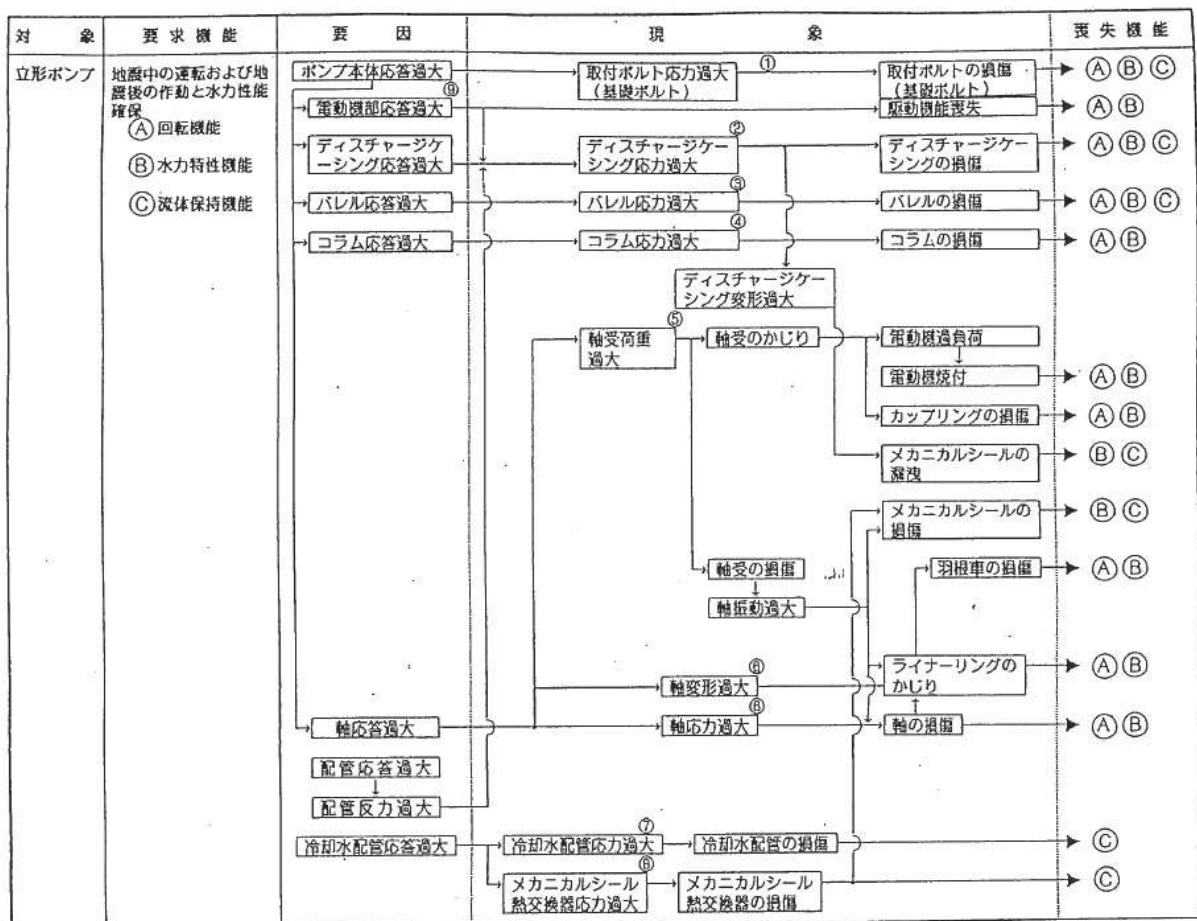
J E A G 4 6 0 1において代表評価項目として定義されている評価部位は以下のとおりである。

- ・基礎ボルト，取付ボルト
- ・バレルケーシング
- ・コラムパイプ
- ・ストップパ
- ・軸受
- ・電動機

3.2 耐特委で検討された基本評価項目

(1) 地震時異常要因分析

耐特委報告書における立形ポンプの地震時異常要因分析結果を別紙 2-1-2 図に示す。



別紙 2-1-2 図 立形ポンプの地震時異常要因分析図 (耐特委報告書)

(2) 基本評価項目の検討

耐特委報告書においては、地震時異常要因分析図に基づき、①～⑨の基本評価項目が抽出されており、これらの基本評価項目について評価することで、回転機能、水力特性機能及び流体保持機能が確認できるとされており、機能確認済加速度を超える地震加速度レベルにおいても、これら①～⑨の基本評価項目について、全て許容値以下に収まっていれば、動的機能は維持できると考えられる。

本項では、上記考え方に基づき、各基本評価項目における機能喪失に至る現象について記述する。

なお、全ての基本評価項目の中で、一つでも許容値を超えれば、当該機器は機能維持評価用加速度における動的機能が維持できないものとするが、各評価結果が概ね弾性域内に留まっていれば、各異常要因が複合し、新たな損傷モードが発生することはないと考えられる。

①基礎ボルト，取付ボルトの健全性

ポンプの応答が過大となって発生する転倒モーメントやせん断力により，ポンプを基礎に固定しているボルトや構造物を接合している取付ボルトに発生する応力が過大となり損傷に至り，全体系が転倒することにより回転機能，水力特性機能及び流体保持機能が喪失する。

②ディスチャージケーシングの健全性

全体系（ディスチャージケーシング）の応答が過大となることにより，揚水部構造部材であり軸及び軸受の支持構造物でもあるディスチャージケーシングの応力が過大となり損傷に至ることにより回転機能，水力特性機能及び流体保持機能が喪失する。

③バレルケーシングの健全性

全体系（バレルケーシング）の応答が過大となることにより，揚水部構造部材であるバレルケーシングの応力が過大となり損傷に至ることにより回転機能，水力特性機能及び流体保持機能が喪失する。

④コラムパイプの健全性

全体系（コラムパイプ）の応答が過大となることにより，揚水部構造部材であり軸及び軸受の支持構造物でもあるコラムパイプの応力が過大となり損傷に至ることにより回転機能及び水力特性機能が喪失する。

⑤軸受の健全性

軸系（回転子）の応答が過大となることで軸受荷重が過大となり，軸受が損傷することで軸の回転が阻害され，回転機能及び水力特性機能が喪失する。

⑥軸の健全性

軸系の応答が過大となることで軸応力が過大となり，軸が損傷することにより軸の回転が阻害され，回転機能及び水力特性機能が喪失する。

⑦冷却水配管の健全性

冷却水配管の応答が過大となり，損傷することにより流体保持機能が喪失する。

⑧メカニカルシール熱交換器の健全性

メカニカルシール熱交換器のの応答が過大となり損傷することで流体保持機能が喪失する。

⑨電動機の健全性

全体系（電動機）の応答が過大となることで，電動機の構成要素が損傷することにより駆動機能を喪失し，回転機能及び水力特性機能が喪失する。

4. 立形ポンプの「詳細検討」内容

J E A G 4 6 0 1 及び耐特委の内容を踏まえた、女川原子力発電所第 2 号機の立形ポンプの動的機能維持評価に係る「詳細検討」方針について別紙 2-1-2 表に示す。別紙 2-1-2 表に示すとおり、基本評価項目 No. 1～9 に対して耐震評価を実施し動的機能の健全性確認を実施する。

別紙 2-1-2 表 立形ポンプの動的機能維持評価に係る「詳細検討」方針

No.	基本評価項目	J E A G 4 6 0 1 の 代表評価項目	耐特委の 基本評価 項目	検討方針	本資料 に記載 *1
1	基礎ボルト 取付ボルト	○	○	本評価項目は、構造強度評価に従い設計用地震力に対して十分な構造強度を有していることを確認している為評価を省略する。*2	②
2	ディスチャージ ケーシング	—	○	設計用地震力に対して十分な構造強度を有していることを確認する。	①
3	バレルケーシング	○	○	本評価項目は、設備が対象となる立形斜流式には存在しないことから評価を省略する。	—
4	コラムパイプ	○	○	本評価項目は、構造強度評価に従い設計用地震力に対して十分な構造強度を有していることを確認している為評価を省略する。*2	②
5	ストッパ	○	—	本評価項目は、構造強度評価に従い設計用地震力に対して十分な構造強度を有していることを確認している為評価を省略する。*2	②
6	軸受	○	○	回転機能保持の観点から、軸受の発生荷重を評価する。軸受については、多質点はりモデルによる応答解析結果を用い、得られた軸受の発生荷重に係数 4.3 を乗じ評価する。*2	②
7	軸	—	○	回転機能保持の観点から、ポンプ軸の発生応力を評価する。	①
8	冷却水配管	—	○	本評価項目は、設備が対象となる立形斜流式には存在しないことから評価を省略する。	—
9	メカニカルシー ル熱交換器	○	○	本評価項目は、設備が対象となる立形斜流式には存在しないことから評価を省略する。	—
10	電動機	○	○	本評価項目の評価は、別項目で行うため省略する。	②

注記*1：本資料で詳述の場合「①」、添付書類に記載の場合「②」、省略の場合を「—」で示す。

*2：添付書類「VI-2-5-7-1-3 原子炉補機冷却海水ポンプの耐震性についての計算書」、
「VI-2-5-7-2-3 高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプの耐震性についての計算書」に記載。

5. 立形ポンプの許容値の設定

立形ポンプの動的機能維持評価の「詳細検討」内容に対する許容値を別紙 2-1-3 表に示す。

立形ポンプの「詳細検討」対象設備に対する基本評価項目が許容値以下となることを確認することで、「詳細検討」対象設備の動的機能維持が確保されると判断する。

別紙 2-1-3 表 立形ポンプの許容値

No.	基本評価項目	許容値の設定
①	ディスチャージケーシング	ポンプ本体の機能維持の観点から、ディスチャージケーシングの発生応力を弾性範囲内に留めるようⅢ _A Sを許容値とした。
②	軸	回転機能の確保の観点から、軸の発生応力を弾性範囲内に留めるようⅢ _A Sを許容値とした。
③	軸受	軸受の機能維持の観点から、メーカー規定の許容値もしくは、「平成 16 年度原子力発電施設耐震信頼性実証に関する報告書 機器耐力その 3 (大型立形ポンプ)」（(独)原子力安全基盤機構）のゴム軸受面圧 7.69MPa 及び樹脂軸受面圧 6.91MPa を許容値として設定した。

6. 立形ポンプの「詳細検討」結果

立形ポンプの動的機能維持評価の「詳細検討」対象設備に対する「詳細検討」結果を別紙2-1-4表、別紙2-1-5表に示す。

「詳細検討」対象設備である各立形ポンプに対する「詳細検討」結果は、いずれも、全ての評価部位の発生値が許容値を満足しており、「詳細検討」対象設備である各立形ポンプの動的機能維持が確保されることを確認した。

なお、各立形ポンプの動的機能維持評価の詳細については、個別の耐震計算書「VI-2-5-7-1-3 原子炉補機冷却海水ポンプの耐震性についての計算書」、「VI-2-5-7-2-3 高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプの耐震性についての計算書」に示す。

別紙2-1-4表 原子炉補機冷却海水ポンプ 「詳細検討」結果

評価部位	項目	応力分類	算出式	発生値	許容値	評価
①ディスチャージケーシング	応力	一次一般膜応力	$\sigma_d = \text{Max}(\sigma_{dCH} + \sigma_{dCV} + \sigma_{dZP}, \sigma_{d\theta P})^{*1}$ $\sigma_{dCH}: \text{水平方向地震によりディスチャージケーシングに生じる応力}$ $\sigma_{dCV}: \text{自重及び鉛直方向地震によりディスチャージケーシングに生じる応力}$ $\sigma_{dZP}: \text{ディスチャージケーシングの内圧による軸方向応力}$ $\sigma_{d\theta P}: \text{ディスチャージケーシングの内圧による周方向応力}$	92MPa	153MPa	○
②軸	応力	組合せ	$\sigma_{ps} = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_{psb} + \sigma_{psz})$ $+ \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_{psb} + \sigma_{psz})^2 + 4(\tau_{pss} + \tau_{pst})^2}^{*1}$ $\sigma_{psb}: \text{軸に生じる曲げ応力}$ $\sigma_{psz}: \text{自重及び鉛直方向地震力により軸に生じる応力}$ $\tau_{pss}: \text{軸に生じるせん断力}$ $\tau_{pst}: \text{軸回転により作用するせん断応力}$	60MPa	169MPa	○
③軸受	荷重	(1 段目)	多質点はりモデルによる原子炉補機冷却海水ポンプの応答解析結果を用い、得られた軸受の発生荷重に係数4.3を乗じ評価*2	1.843 × 10 ⁵	5.536 × 10 ⁵ N	○
	荷重	(2 段目)		5.780 × 10 ⁴	2.031 × 10 ⁵ N	○
	荷重	(3 段目)		4.316 × 10 ⁴	2.031 × 10 ⁵ N	○
	荷重	(4 段目)		7.421 × 10 ⁴	2.031 × 10 ⁵ N	○
	荷重	(5 段目)		4.401 × 10 ⁴	2.031 × 10 ⁵ N	○
	荷重	(6 段目)		3.581 × 10 ⁴	2.031 × 10 ⁵ N	○

注記*1: 算出過程については、「参考資料2-1-1 原子炉補機冷却海水ポンプの動的機能維持評価方法」に示す。

*2: 添付書類「VI-2-5-7-1-3 原子炉補機冷却海水ポンプの耐震性についての計算書」に記載。

別紙 2-1-5 表 高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプ 「詳細検討」結果

評価部位	項目	応力分類	算出式	発生値	許容値	評価
① ディスチャージケーシング	応力	一次一般膜応力	$\sigma_d = \text{Max}(\sigma_{dCH} + \sigma_{dCV} + \sigma_{dZP}, \sigma_{d\theta P})^{*1}$ $\sigma_{dCH}: \text{水平方向地震によりディスチャージケーシングに生じる応力}$ $\sigma_{dCV}: \text{自重及び鉛直方向地震によりディスチャージケーシングに生じる応力}$ $\sigma_{dZP}: \text{ディスチャージケーシングの内圧による軸方向応力}$ $\sigma_{d\theta P}: \text{ディスチャージケーシングの内圧による周方向応力}$	67MPa	144MPa	○
②軸	応力	組合せ	$\sigma_{ps} = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_{psb} + \sigma_{psz})$ $+ \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_{psb} + \sigma_{psz})^2 + 4(\tau_{pss} + \tau_{pst})^2}^{*1}$ $\sigma_{psb}: \text{軸に生じる曲げ応力}$ $\sigma_{psz}: \text{自重及び鉛直方向地震力により軸に生じる応力}$ $\tau_{pss}: \text{軸に生じるせん断力}$ $\tau_{pst}: \text{軸回転により作用するせん断応力}$	36MPa	169MPa	○
③軸受	荷重	(1 段目)	多質点はりモデルによる高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプの応答解析結果を用い、得られた軸受の発生荷重に係数 4.3 を乗じ評価 ^{*2}	4.894×10^3	$7.060 \times 10^3 \text{ N}$	○
	荷重	(2 段目)		4.684×10^3	$2.118 \times 10^4 \text{ N}$	○
	荷重	(3 段目)		4.607×10^3	$2.118 \times 10^4 \text{ N}$	○
	荷重	(4 段目)		4.580×10^3	$2.118 \times 10^4 \text{ N}$	○
	荷重	(5 段目)		4.539×10^3	$2.118 \times 10^4 \text{ N}$	○
	荷重	(6 段目)		5.678×10^3	$2.118 \times 10^4 \text{ N}$	○
	荷重	(7 段目)		4.760×10^3	$2.118 \times 10^4 \text{ N}$	○
	荷重	(8 段目)		4.594×10^3	$2.118 \times 10^4 \text{ N}$	○
	荷重	(9 段目)		3.926×10^3	$2.118 \times 10^4 \text{ N}$	○

注記*1: 算出過程については、「参考資料 2-1-2 高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプの動的機能維持評価方法」に示す。

*2: 添付書類「VI-2-5-7-2-3 高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプの耐震性についての計算書」に記載。

立形ポンプ 詳細評価結果の算出過程

参考資料 2-1-1 原子炉補機冷却海水ポンプの動的機能維持評価方法

1. 原子炉補機冷却海水ポンプの動的機能維持評価

1.1 記号の説明

原子炉補機冷却海水ポンプの動的機能維持評価に使用する記号を参考 2-1-1 表に、機器要目を参考 2-1-2 表に示す。

参考2-1-1表 記号の説明

記号	記号の説明	単位
A_{ps}	軸の断面積	mm^2
A_{ds}	ディスチャージケーシングの断面積	mm^2
C_P	ポンプ振動による震度	—
C_V	鉛直方向設計震度	—
D_d	ディスチャージケーシングの内径	mm
g	重力加速度 (=9.80665)	m/s^2
M_d	ディスチャージケーシングに作用する曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
M_p	ポンプ回転により作用するモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
M_{ps}	軸に作用する曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
P_d	ディスチャージケーシングの内圧	MPa
Q_{ps}	軸に対するせん断力	N
t_d	ディスチャージケーシングの厚さ	mm
W_d	ディスチャージケーシングの質量	kg
W_{ps}	軸の評価部位にかかる質量	kg
Z_d	ディスチャージケーシングの断面係数	mm^3
Z_{ps}	軸の断面係数	mm^3
σ_d	ディスチャージケーシングに生じる一次一般膜応力の最大値	MPa
σ_{dCH}	水平方向地震によりディスチャージケーシングに生じる応力	MPa
σ_{dCV}	自重及び鉛直方向地震によりディスチャージケーシングに生じる応力	MPa
σ_{dZP}	ディスチャージケーシングの内圧による軸方向応力	MPa
$\sigma_{d\theta P}$	ディスチャージケーシングの内圧による周方向応力	MPa
σ_{ps}	軸に生じる組合せ応力の最大値	MPa
σ_{psb}	軸に生じる曲げ応力	MPa
σ_{psz}	自重及び鉛直方向地震力により軸に生じる応力	MPa
τ_{ps}	軸に生じるせん断力	MPa
τ_{pst}	軸回転により作用するせん断応力	MPa

参考2-1-2表 機器要目

(1) ディスチャージケーシング

部材	M_d (N・mm)	Z_d (mm ³)	W_d (Kg)	$A_{d s}$ (mm ²)	P_d (Mpa)
ディスチャージケーシング	5.672×10^8	6.677×10^6	2964	4.368×10^4	0.78

部材	D_d (mm)	t_d (mm)
ディスチャージケーシング	610	22

(2) 軸

部材	$M_{p s}$ (N・mm)	$Z_{p s}$ (mm ³)	$W_{p s}$ (Kg)	$A_{p s}$ (mm ²)	$Q_{p s}$ (N)
軸	8.182×10^6	1.613×10^5	818	1.094×10^4	6.321×10^3

部材	M_P (N・mm)
軸	5.348×10^6

1.2 評価方法

1.2.1 ディスチャージケーシングの計算方法

ディスチャージケーシングの応力は次式により求める。

(1) 水平方向地震力による応力

多質点モデルを用いて応答計算を行い，得られた各部に働くモーメントにより，曲げ応力は以下のようなになる。

$$\sigma_{dCH} = \frac{M_d}{Z_d} \dots \dots \dots (\text{参考 2-1-1-1})$$

(2) 鉛直方向地震による応力

$$\sigma_{dCV} = \frac{(C_v + C_p - 1) \cdot W_d \cdot g}{A_{ds}} \dots \dots \dots (\text{参考 2-1-1-2})$$

(3) 内圧による周方向応力

$$\sigma_{d\theta P} = \frac{P_d \cdot D_d}{2 \cdot t_d} \dots \dots \dots (\text{参考 2-1-1-3})$$

(4) 内圧による軸方向応力

$$\sigma_{dZP} = \frac{P_d \cdot D_d}{4 \cdot t_d} \dots \dots \dots (\text{参考 2-1-1-4})$$

以上の(1)～(4)の各応力から，一次一般膜応力は以下の通り。

$$\sigma_d = \text{Max}(\sigma_{dCH} + \sigma_{dCV} + \sigma_{dZP}, \sigma_{d\theta P}) \dots \dots \dots (\text{参考 2-1-1-5})$$

一次応力は一次一般膜応力と同様のため省略する。

1.2.2 軸の計算方法

軸の応力は次式により求める。

a. 曲げ応力

多質点はりモデルを用いて応答計算を行い，得られたモーメントにより，曲げ応力は以下ようになる。

$$\sigma_{psb} = \frac{M_{ps}}{Z_{ps}} \dots \dots \dots (\text{参考 2-1-1-6})$$

b. 自重及び鉛直方向地震力による応力

$$\sigma_{psz} = \frac{(1 + C_v) \cdot W_{ps} \cdot g}{A_{ps}} \dots \dots \dots (\text{参考 2-1-1-7})$$

c. せん断応力

$$\tau_{pss} = \frac{4 \cdot Q_{ps}}{3 \cdot A_{ps}} \dots \dots \dots (\text{参考 2-1-1-8})$$

d. 軸回転により作用するせん断応力

$$\tau_{pst} = \frac{M_p}{2 \cdot Z_{ps}} \dots \dots \dots (\text{参考 2-1-1-9})$$

e. 組合せ応力

$$\sigma_{ps} = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_{psb} + \sigma_{psz}) + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_{psb} + \sigma_{psz})^2 + 4 \cdot (\tau_{pss} + \tau_{pst})^2} \dots \dots (\text{参考 2-1-1-10})$$

参考資料 2-1-2 高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプの動的機能維持評価方法

1. 高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプの動的機能維持評価

1.1 記号の説明

高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプの動的機能維持評価に使用する記号を参考 2-1-3 表に、機器要目を参考 2-1-4 表に示す。

参考2-1-3表 記号の説明

記号	記号の説明	単位
A_{ps}	軸の断面積	mm^2
A_{ds}	ディスチャージケーシングの断面積	mm^2
C_P	ポンプ振動による震度	—
C_V	鉛直方向設計震度	—
D_d	ディスチャージケーシングの内径	mm
g	重力加速度 (=9.80665)	m/s^2
M_d	ディスチャージケーシングに作用する曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
M_p	ポンプ回転により作用するモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
M_{ps}	軸に作用する曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
P_d	ディスチャージケーシングの内圧	MPa
Q_{ps}	軸に対するせん断力	N
t_d	ディスチャージケーシングの厚さ	mm
W_d	ディスチャージケーシングの質量	kg
W_{ps}	軸の評価部位にかかる質量	kg
Z_d	ディスチャージケーシングの断面係数	mm^3
Z_{ps}	軸の断面係数	mm^3
σ_d	ディスチャージケーシングに生じる一次一般膜応力の最大値	MPa
σ_{dCH}	水平方向地震によりディスチャージケーシングに生じる応力	MPa
σ_{dCV}	自重及び鉛直方向地震によりディスチャージケーシングに生じる応力	MPa
σ_{dZP}	ディスチャージケーシングの内圧による軸方向応力	MPa
$\sigma_{d\theta P}$	ディスチャージケーシングの内圧による周方向応力	MPa
σ_{ps}	軸に生じる組合せ応力の最大値	MPa
σ_{psb}	軸に生じる曲げ応力	MPa
σ_{psz}	自重及び鉛直方向地震力により軸に生じる応力	MPa
τ_{ps}	軸に生じるせん断力	MPa
τ_{pst}	軸回転により作用するせん断応力	MPa

参考2-1-4表 機器要目

(1) ディスチャージケーシング

部材	M_d (N・mm)	Z_d (mm ³)	W_d (Kg)	$A_{d s}$ (mm ²)	P_d (Mpa)
ディスチャージケーシング	2.699×10^7	5.095×10^5	2765	8.972×10^3	0.78

部材	D_d (mm)	t_d (mm)
ディスチャージケーシング	226	12

(2) 軸

部材	$M_{p s}$ (N・mm)	$Z_{p s}$ (mm ³)	$W_{p s}$ (Kg)	$A_{p s}$ (mm ²)	$Q_{p s}$ (N)
軸	1.228×10^5	9.556×10^3	387	1.662×10^3	435.8

部材	M_P (N・mm)
軸	3.82×10^5

1.2 評価方法

1.2.1 ディスチャージケーシングの計算方法

ディスチャージケーシングの応力は次式により求める。

(1) 水平方向地震力による応力

多質点モデルを用いて応答計算を行い，得られた各部に働くモーメントにより，曲げ応力は以下のようになる。

$$\sigma_{dCH} = \frac{M_d}{Z_d} \dots\dots\dots (参考 2-1-2-1)$$

(2) 鉛直方向地震による応力

$$\sigma_{dCV} = \frac{(C_v + C_p - 1) \cdot W_d \cdot g}{A_{ds}} \dots\dots\dots (参考 2-1-2-2)$$

(3) 内圧による周方向応力

$$\sigma_{d\theta P} = \frac{P_d \cdot D_d}{2 \cdot t_d} \dots\dots\dots (参考 2-1-2-3)$$

(4) 内圧による軸方向応力

$$\sigma_{dZP} = \frac{P_d \cdot D_d}{4 \cdot t_d} \dots\dots\dots (参考 2-1-2-4)$$

以上の(1)～(4)の各応力から，一次一般膜応力は以下の通り。

$$\sigma_d = \text{Max}(\sigma_{dCH} + \sigma_{dCV} + \sigma_{dZP}, \sigma_{d\theta P}) \dots\dots\dots (参考 2-1-2-5)$$

一次応力は一次一般膜応力と同様のため省略する。

1.2.2 軸の計算方法

軸の応力は次式により求める。

a. 曲げ応力

多質点はりモデルを用いて応答計算を行い，得られたモーメントにより，曲げ応力は以下ようになる。

$$\sigma_{psb} = \frac{M_{ps}}{Z_{ps}} \dots \dots \dots (\text{参考 2-1-2-6})$$

b. 自重及び鉛直方向地震力による応力

$$\sigma_{psz} = \frac{(1 + C_v) \cdot W_{ps} \cdot g}{A_{ps}} \dots \dots \dots (\text{参考 2-1-2-7})$$

c. せん断応力

$$\tau_{pss} = \frac{4 \cdot Q_{ps}}{3 \cdot A_{ps}} \dots \dots \dots (\text{参考 2-1-2-8})$$

d. 軸回転により作用するせん断応力

$$\tau_{pst} = \frac{M_p}{2 \cdot Z_{ps}} \dots \dots \dots (\text{参考 2-1-2-9})$$

e. 組合せ応力

$$\sigma_{ps} = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_{psb} + \sigma_{psz}) + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_{psb} + \sigma_{psz})^2 + 4(\tau_{pss} + \tau_{pst})^2} \dots \dots \dots (\text{参考 2-1-2-10})$$

横形ポンプの「詳細検討」

1. 詳細検討対象設備

機能確認済加速度との比較による動的機能維持評価の結果、横形ポンプの機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超える設備は、別紙 2-2-1 表のとおり。

別紙 2-2-1 表 機能確認済加速度との比較による評価結果

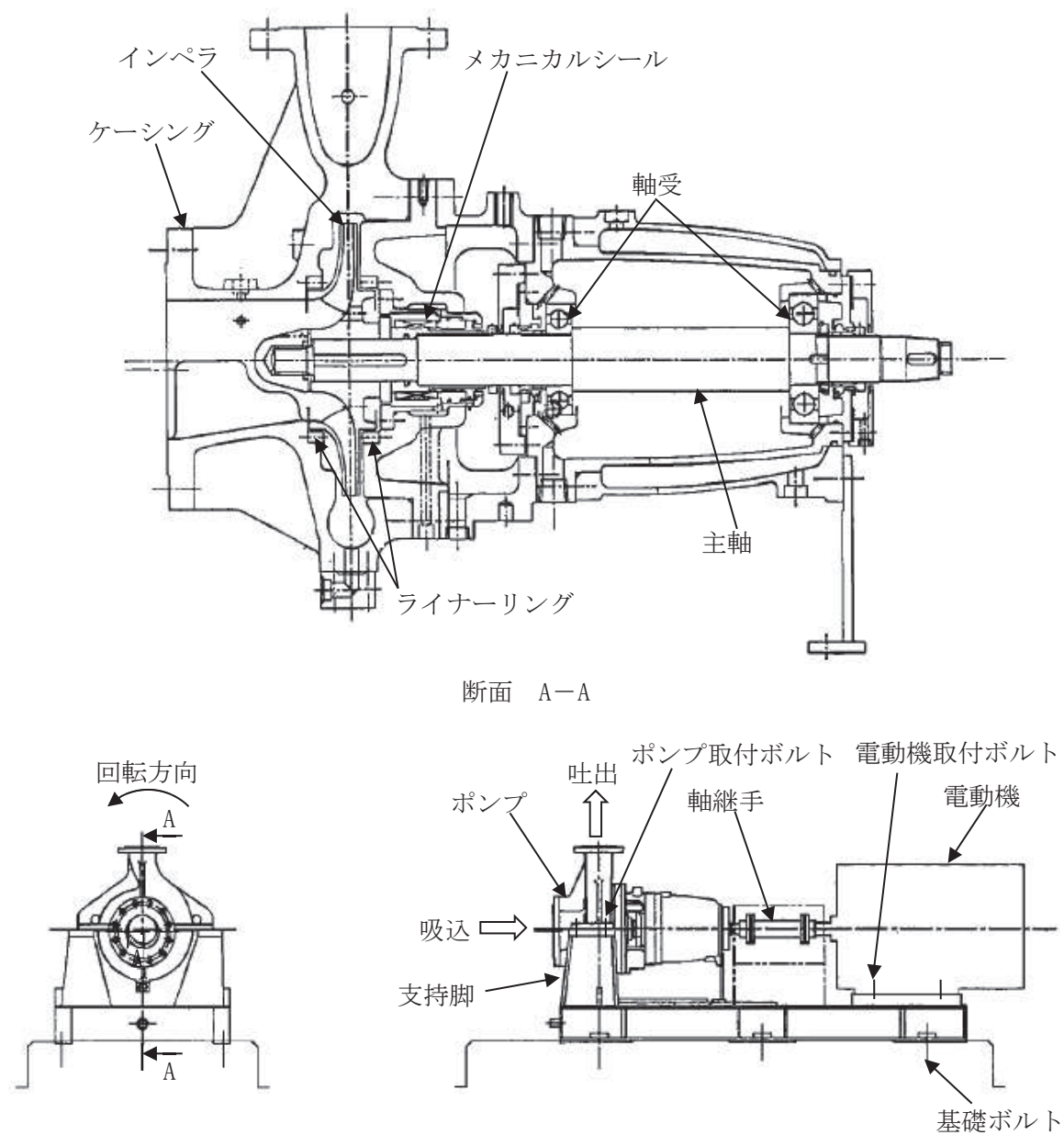
設備名称	形式	方向	機能維持 評価用加速度*1	機能確認済 加速度*1	超過の 有無*2
燃料プール 冷却浄化系 ポンプ	単段遠心式	水平方向	1.65	軸直角方向 3.2 軸方向 1.4	×
		鉛直方向	1.15	1.0	×

注記*1：加速度の単位： $\times 9.8\text{m/s}^2$

*2：機能維持評価用加速度が機能維持確認済加速度を超過しない場合を「○」、超過した場合は「×」で示す。

2. 横形ポンプの構造概要

詳細評価が必要となった横形ポンプの構造概要を別紙 2-2-1 図に示す。横形ポンプは、既往研究により、軸系及び構造系ともに剛な構造であることが確認されている。



別紙 2-2-1 図 横形ポンプの構造概要図

3. 横形ポンプの基本評価項目

3.1 J E A G 4 6 0 1に基づく基本評価項目

J E A G 4 6 0 1において基本評価項目として定義されている評価部位は以下のとおりである。

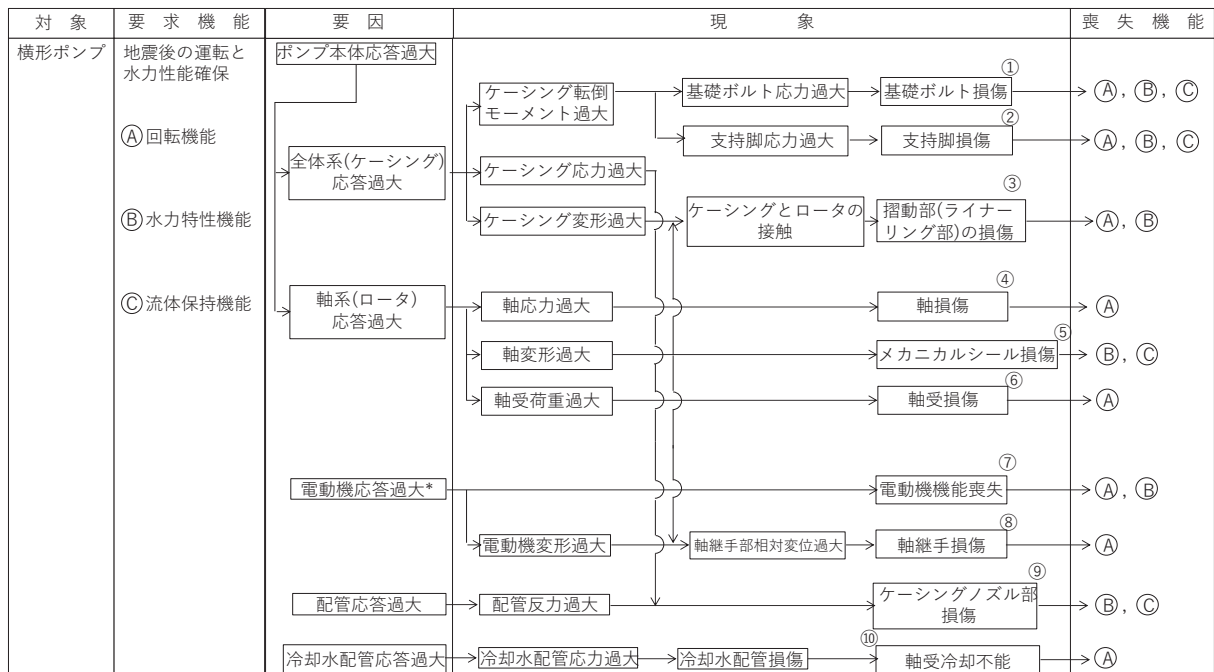
- ・軸の健全性
- ・軸受の健全性
- ・ロータとケーシングのクリアランスの確保
- ・ケーシングの健全性
- ・取付ボルトの健全性
- ・基礎ボルトの健全性
- ・メカニカルシールの健全性
- ・軸継手の健全性
- ・駆動用電動機の健全性

なお、上記の部位のうち、「軸受、ケーシング、メカニカルシールの健全性」については、「既往研究成果として十分な耐震性が確認されており、以下に述べる標準的な評価手順では評価項目から省略することができる。」とされている。

3.2 耐特委で検討された基本評価項目

(1) 地震時異常要因分析

耐特委報告書における横形ポンプの地震時異常要因分析結果を別紙 2-2-2 図に示す。



別紙 2-2-2 図 横形ポンプの地震時異常要因分析図 (耐特委)

(2) 基本評価項目の検討

耐特委報告書においては、地震時異常要因分析図に基づき、①～⑩の基本評価項目が抽出されており、これらの基本評価項目について評価することで、回転機能及び水力特性機能、流体保持機能が確認できるとされており、機能確認済加速度を超える地震加速度レベルにおいても、これら①～⑩の基本評価項目について、全て許容値以下に収まっていれば、動的機能は維持できると考えられる。

本項では、上記考え方に基づき、各基本評価項目における機能喪失に至る現象について記述する。

なお、全ての基本評価項目の中で、一つでも許容値を超えれば、当該機器は機能維持評価用加速度における動的機能が維持できないものとするが、各評価結果が概ね弾性域内に留まっていれば、各異常要因が複合し、新たな損傷モードが発生することはないと考えられる。

①基礎ボルト（取付ボルトを含む）の健全性

ポンプ全体系の応答が過大となることで、転倒モーメントにより基礎ボルト（取付ボルト含む）の応力が過大となり損傷に至り、全体系が転倒することにより機能喪失する。

②支持脚の健全性

ポンプ全体系の応答が過大となることで、支持脚の応力が過大となり損傷に至り、ポンプが転倒することにより機能喪失する。

③摺動部（インペラとライナーリングのクリアランス）の健全性

軸変形が過大となり、インペラがライナーリングと接触することで損傷に至り、回転機能及び移送機能が喪失する。

④主軸の健全性

軸応力が過大となり、軸が損傷することにより回転機能及び移送機能が喪失する。

⑤メカニカルシールの健全性

軸変形が過大となり、メカニカルシールが損傷することにより移送機能及び流体保持機能が喪失する。

⑥軸受の健全性

軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することで回転機能及び移送機能が喪失する。

⑦電動機の健全性

電動機の応答が過大になり電動機の機能が喪失することで、回転機能及び移送機能が喪失する。

⑧軸継手の健全性

被駆動器軸と電動機軸の相対変位が過大となり、軸継手が損傷することで回転機能及び移送機能が喪失する。

⑨ケーシングの健全性

接続配管の応答が過大となり、ケーシングノズルが損傷することで移送機能及び流体保持機能が喪失する。

⑩冷却水配管の健全性

冷却水配管の応答が過大となり、損傷することで冷却不能に至り、回転機能が喪失する。

4. 横形ポンプの詳細検討方針

J E A G 4 6 0 1 及び耐特委の内容を踏まえた、女川原子力発電所第 2 号機の横形ポンプの動的機能維持評価に係る詳細検討方針について別紙 2-2-2 表に示す。別紙 2-2-2 表に示すとおり、基本評価項目 No. 1～10 に対して耐震評価を実施し動的機能の健全性確認を実施する。

別紙 2-2-2 表 横形ポンプの動的機能維持評価に係る詳細検討方針

No	基本評価項目	J E A G 4 6 0 1 の基本評価項目	耐特委の基本評価項目	検討方針	記載箇所*1
1	摺動部（インペラとライナーリングのクリアランス）	○	○	主軸たわみ量の増大により、インペラとライナーリングの接触が発生し、回転機能及び移送機能喪失に関わるため、主軸のたわみを評価する。*2	②
2	主軸	○	○	回転機能及び移送機能保持の観点から、主軸の発生応力を評価する。*2	②
3	冷却水配管	—	○	冷却水配管の応答が過大となり、損傷することで冷却不能に至り、回転機能喪失に関わるため、冷却水配管の発生応力を評価する。	①
4	電動機	○	○	本評価項目の評価は、別項目で行うため省略する。	①
5	支持脚	—	○	支持脚については、高い剛性を有するためにケーシング定着部に荷重がかかる構造となっている。そのため、取付ボルト及び基礎ボルトが評価上厳しい部位となることから、取付ボルト及び基礎ボルトを支持脚の評価として代替する。	—
6	メカニカルシール	○	○	既往研究において、耐震性が十分確認されたため、評価は省略できる。	—
7	軸受	○	○	既往研究において、耐震性が十分確認されたため、評価は省略できる。	—
8	軸継手	○	○	地震荷重については軸受で負担するため軸継手には有意な応力が発生しないことから、軸継手の評価を省略する。	—
9	ケーシング	○	○	既往研究において、耐震性が十分確認されたため、評価は省略できる。	—
10	取付ボルト、基礎ボルト	○	○	取付ボルト及び基礎ボルトは構造強度評価対象として耐震計算書で健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する。*2	—（構造強度評価対象）

注記*1：本資料で詳述の場合「①」、添付書類に記載の場合「②」、省略の場合を「—」で示す。

*2：添付書類「VI-2-4-3-1-2 燃料プール冷却浄化系ポンプの耐震性についての計算書」に記載。

5. 横形ポンプの許容値の設定

横形ポンプの動的機能維持評価の詳細検討内容に対する許容値を別紙 2-2-3 表に示す。

横形ポンプの詳細検討対象設備に対する基本評価項目が許容値以下となることを確認することで、詳細検討対象設備の動的機能維持が確保されると判断する。

別紙 2-2-3 表 横形ポンプの許容値

No	基本評価項目	許容値の設定
1	摺動部（インペラとライナーリングのクリアランス）	インペラとライナーリングの接触により回転機能が阻害されるという観点から、これらのクリアランスを許容値とした。
2	主軸	回転機能の確保の観点から、運転状態Ⅲを基本として、軸の発生応力を弾性範囲内に留めるようⅢ _A Sを許容値とした。
3	冷却水配管	配管損傷の観点から、運転状態Ⅳを基本として、通常材料の実降伏が設計値に対し余裕があることを考慮し、概ね降伏点以下と同等とした値として許容応力状態Ⅳ _A Sを許容値とした。

6. 横形ポンプの詳細検討結果

横形ポンプの動的機能維持評価の詳細検討対象設備に対する詳細検討結果を別紙 2-2-4 表に示す。

詳細検討結果は、全ての評価部位の発生値が許容値を満足しており、動的機能維持が確保されることを確認した。

なお、動的機能維持評価の詳細については、耐震計算書「VI-2-4-3-1-2 燃料プール冷却浄化系ポンプの耐震性についての計算書」にて示す。

別紙 2-2-4 表 燃料プール冷却浄化系ポンプ 詳細検討結果

評価部位	項目	応力分類	算出式	発生値	許容値	評価
摺動部 (インペラとライナーリングのクリアランス)	変位	—	$\delta = \delta_s + \delta_c^{*1}$ $\delta_s: \text{軸自重に地震力を考慮した等分布荷重により羽車側軸端部による軸のたわみ量 [mm]}$ $\delta_c: \text{地震時に羽車側軸端部にかかる荷重による軸のたわみ量 [mm]}$	0.42mm		○
主軸	応力	せん断	$\tau_{\max} = \frac{1}{2 \cdot Z} \cdot \sqrt{M^2 + T^2}^{*1}$ $Z: \text{軸の断面係数 [mm}^3\text{]}$ $M: \text{軸に作用する最大曲げモーメント [N} \cdot \text{mm]}$ $T: \text{軸に作用するねじりモーメント [N} \cdot \text{mm]}$	28MPa	429MPa	○
冷却水配管	応力	一次応力	解析による*2	98MPa	324MPa	○

注記*1：算出過程については、添付書類「VI-2-4-3-1-2 燃料プール冷却浄化系ポンプの耐震性についての計算書」に記載。

*2：算出過程については、「参考資料 2-2-1 燃料プール冷却浄化系ポンプの動的機能維持評価方法」に示す。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

横形ポンプ 詳細評価結果の算出過程

参考資料 2-2-1 燃料プール冷却浄化系ポンプの動的機能維持評価方法

1. 冷却水配管

1.1 冷却水配管の応力評価方法

冷却水配管は、応力解析を行い、発生応力を評価する。解析モデル（3次元はりモデル）を参考 2-2-1 図に示す。

配管、弁及び支持構造物については、添付書類「VI-2-1-13 機器・配管系の耐震計算書作成の方法」により、配管、弁、及び支持構造物を評価部位とする。評価結果は、算出応力と許容応力を踏まえ、評価上厳しい箇所の結果について記載する。

解析コードは、「SOLVER」を使用し、解析コードの検証及び妥当性確認等の概要については、添付書類「VI-5 計算機プログラム（解析コード）の概要」に示す。



参考 2-2-1 図 冷却水配管解析モデル

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

電動機の「詳細検討」

1. 「詳細検討」対象設備

機能確認済加速度との比較による動的機能維持評価の結果、電動機の機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超える設備は、別紙 2-3-1 表のとおり。

別紙 2-3-1 表 機能確認済加速度との比較による評価結果

設備名称	形式	方向	機能維持 評価用加速度*1	機能確認済 加速度*1	超過の 有無*2
高圧炉心スプレイ系 ポンプ用電動機	立形すべり 軸受	水平方向	4.7	2.5	×
		鉛直方向	0.57	1.0	○
低圧炉心スプレイ系 ポンプ用電動機	立形ころがり 軸受	水平方向	4.2	2.5	×
		鉛直方向	0.57	1.0	○
原子炉補機冷却海水 ポンプ用電動機	立形ころがり 軸受	水平方向	17.35	2.5	×
		鉛直方向	1.61	1.0	×
高圧炉心スプレイ 補機冷却海水 ポンプ用電動機	立形ころがり 軸受	水平方向	1.53	2.5	○
		鉛直方向	1.61	1.0	×
燃料プール冷却浄化系 ポンプ用電動機	横形ころがり 軸受	水平方向	1.65	4.7	○
		鉛直方向	1.15	1.0	×
ほう酸水注入系 ポンプ用電動機	横形ころがり 軸受	水平方向	1.77	4.7	○
		鉛直方向	1.30	1.0	×
非常用ガス処理系 排風機用電動機	横形ころがり 軸受	水平方向	1.81	4.7	○
		鉛直方向	1.32	1.0	×
可燃性ガス濃度制御系 再結合装置ブロウ用 電動機	横形ころがり 軸受	水平方向	1.77	4.7	○
		鉛直方向	1.30	1.0	×

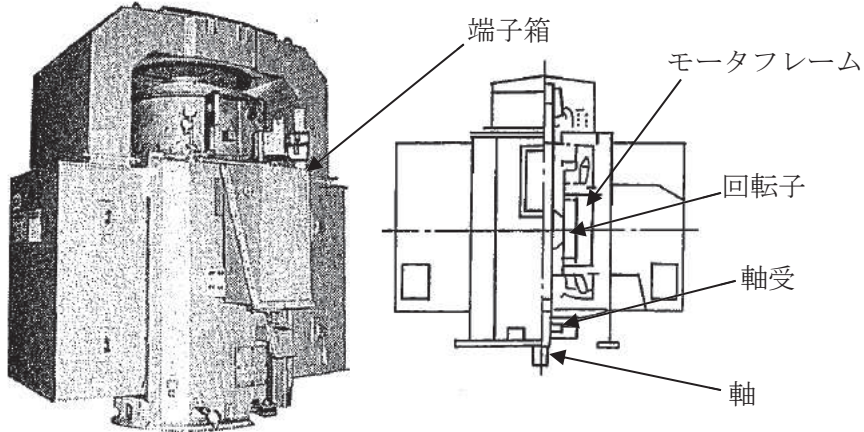
注記*1：加速度の単位：×9.8m/s²

*2：機能維持評価用加速度が機能維持確認済加速度を超過しない場合を「○」、超過した場合は「×」で示す。

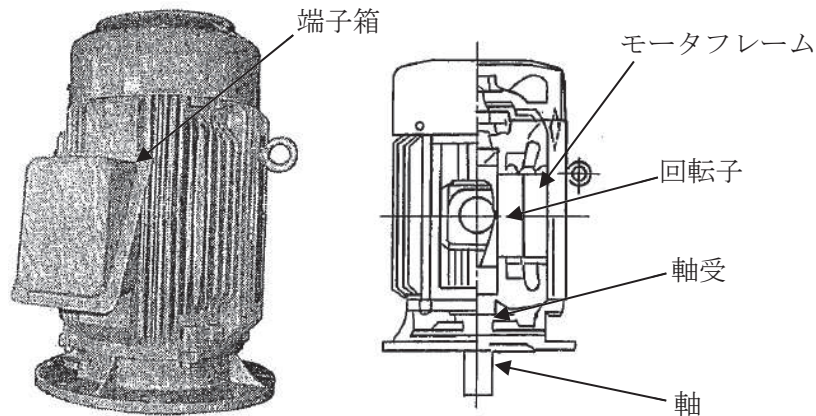
2. 電動機の構造概要

詳細評価が必要となった電動機の構造概要を別紙2-3-1図～別紙2-3-3図に示す。電動機は、機構的に単純であり、いずれも堅牢なモータフレームと回転子とから構成される。

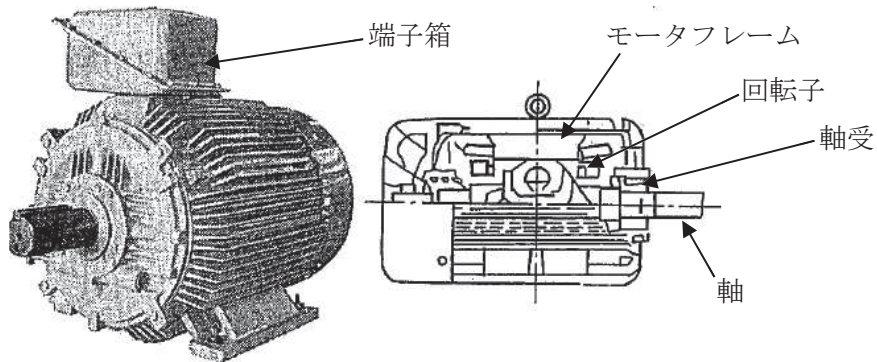
その型式は大別して軸受種類によってすべり軸受ところがり軸受とに分けられ、さらに設置方向により各々立形と横形に分類されるが、いずれも振動系としては類似のものであり、基本的な評価の考え方は全機種に共通なものとなる。



別紙 2-3-1 図 電動機（立形すべり軸受）の構造概要図



別紙 2-3-2 図 電動機（立形ころがり軸受）の構造概要図



別紙 2-3-3 図 電動機（横形ころがり軸受）の構造概要図

3. 電動機の基本評価項目

3.1 J E A G 4 6 0 1 に基づく基本評価項目

J E A G 4 6 0 1 において基本評価項目として定義されている評価部位は以下のとおりである。

○部品の健全性

- ・ 固定子
- ・ 回転子
- ・ 端子箱

○回転機能の健全性

- ・ 軸
- ・ 軸受
- ・ 固定子と回転子間のクリアランス

○各要素及び全体支持機能の健全性

- ・ モータフレーム
- ・ 台板への取付ボルト
- ・ 基礎ボルト

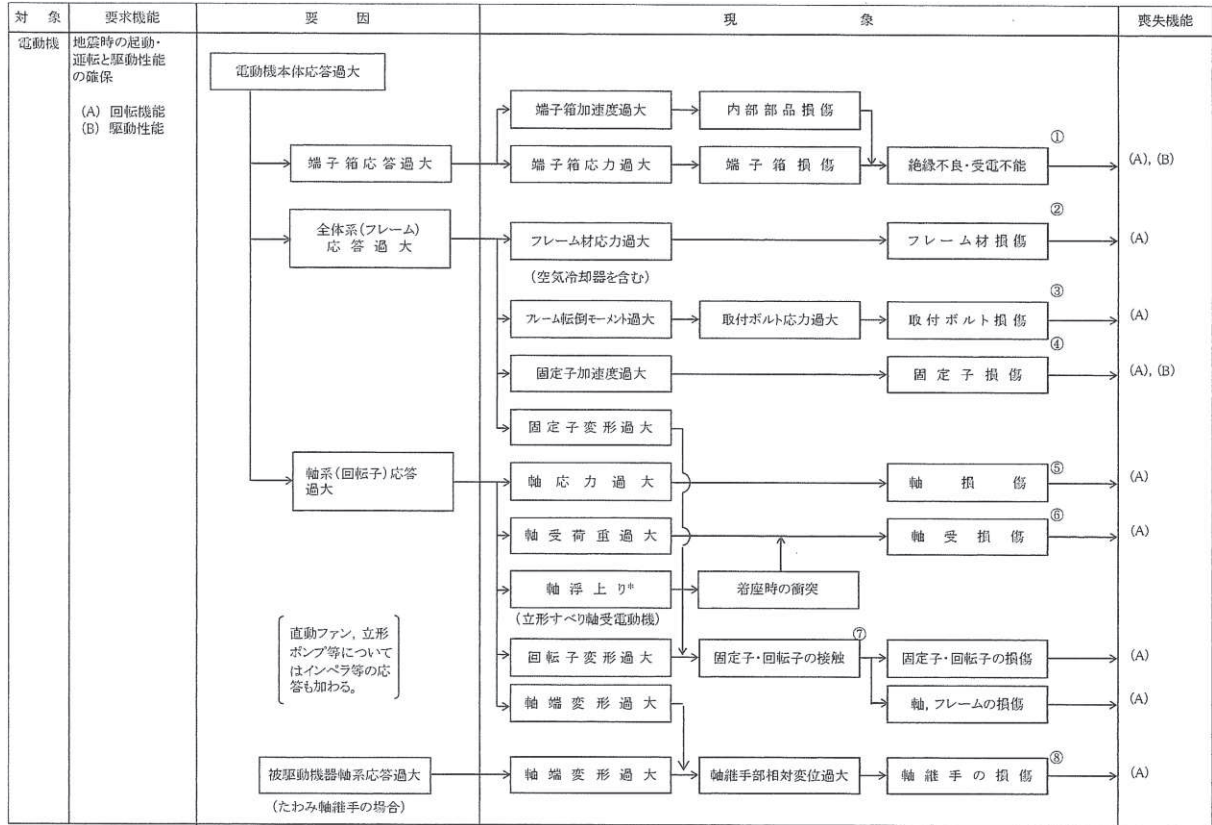
○冷却ファン，クーラユニットの健全性

なお，上記の部位のうち，「固定子，回転子，端子箱，固定子と回転子間のクリアランス，モータフレーム，冷却ファン，クーラユニットの健全性」については，「既往研究成果として十分な耐震性が確認されており，以下に述べる標準的な評価手順では評価項目から省略することができる。」とされている。

3.2 耐特委で検討された基本評価項目

(1) 地震時異常要因分析

耐特委報告書における電動機の地震時異常要因分析結果を別紙 2-3-4 図に示す。



別紙 2-3-4 図 電動機の地震時異常要因分析図 (耐特委報告書)

(2) 基本評価項目の検討

耐特委報告書においては、地震時異常要因分析図に基づき、①～⑧の基本評価項目が抽出されており、これらの基本評価項目について評価することで、回転機能及び駆動特性機能が確認できるとされており、機能確認済加速度を超える地震加速度レベルにおいても、これら①～⑧の基本評価項目について、全て許容値以下に収まっていれば、動的機能は維持できると考えられる。

本項では、上記考え方に基づき、各基本評価項目における機能喪失に至る現象について記述する。

なお、全ての基本評価項目の中で、一つでも許容値を超えれば、当該機器は機能維持評価用加速度における動的機能が維持できないものとするが、各評価結果が概ね弾性域内に留まっていれば、各異常要因が複合し、新たな損傷モードが発生することはないと考えられる。

① 端子箱の健全性

端子箱の応答が過大となることにより、端子箱もしくは内部部品^(注)が損傷し、絶縁不良や受電不能になることにより回転機能及び駆動特性機能が喪失する。

(注) 対象設備の端子箱は締結されたケーブルを囲う箱であり、内部部品はない。

② フレームの健全性

全体系（モータフレーム）の応答が過大となることにより、電動機構成部品の支持構造部材であるモータフレーム材の応力が過大となりモータフレームが損傷に至ることにより回転機能が喪失する。

③ 取付ボルトの健全性

電動機の応答が過大となって発生する転倒モーメントにより電動機を電動機支え台に固定している取付ボルトに発生する応力が過大となり損傷に至り、全体系が転倒することにより回転機能が喪失する。

④ 固定子の健全性

全体系の応答が過大となることにより、固定子自身に作用する加速度が過大となり固定子の損傷に至ることにより回転機能及び駆動特性機能が喪失する。

⑤ 軸の健全性

軸系（回転子）の応答が過大となることで軸応力が過大となり、軸が損傷することにより回転機能が喪失する。

⑥ 軸受の健全性

軸系（回転子）の応答が過大となることで軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することで軸の回転が阻害され、回転機能が喪失する。

⑦ 固定子・回転子の健全性

全体系（モータフレーム）の応答が過大となることによる固定子変形量の増大に加え、軸系（回転子）の応答が過大となることによる回転子変形量の増大により、固定子・回転子の接触が発生し、固定子・回転子が損傷することで回転機能が喪失する。

⑧ 軸継手の健全性

被駆動機（ポンプ等）軸と電動機軸の相対変位が過大となり、軸継手が損傷することで被駆動器への回転運動の伝達機能が喪失する。

4. 電動機の「詳細検討」方針

J E A G 4 6 0 1 及び耐特委の内容を踏まえた、女川原子力発電所第 2 号機の電動機の動的機能維持評価に係る「詳細検討」方針について別紙 2-3-2 表に示す。別紙 2-3-2 表に示すとおり、基本評価項目 No. 1~6 に対して耐震評価を実施し動的機能の健全性確認を実施する。

別紙 2-3-2 表 電動機の動的機能維持評価に係る「詳細検討」方針

No	基本評価項目	J E A G 4 6 0 1 の 基本評価項目	耐特委の 基本評価 項目	検討方針	記載 箇所*1
1	端子箱（取付ボルト）	○	○	電動機の端子箱本体は、箱状の構造物で十分な剛性が確認されていることから、地震加速度の大きさに関わらず取付ボルトに最も荷重が作用する。また、端子箱は締結されたケーブルを囲う箱であり、内部部品はないことから、端子箱取付ボルトの発生応力を評価する。*2	②
2	モータフレーム	○	○	モータフレームは固定子、軸受を支持する構造物であり、地震時にはこれら構成部材に作用する地震荷重によりモータフレームに有意な荷重が作用することから、モータフレームの発生応力を評価する。*2	②
3	固定子	○	○	全体系の応答が過大となることにより、固定子自身に作用する加速度が過大となり固定子の損傷に至ることにより回転機能及び駆動特性機能喪失に関わるため、固定子の発生応力を評価する。*2	②
4	軸（回転子）	○	○	回転機能保持の観点から、軸（回転子）の発生応力を評価する。*2	②
5	軸受	○	○	回転機能保持の観点から、軸受の発生荷重を評価する。*2	②
6	固定子と回転子のクリアランス	○	○	全体系（モータフレーム）の応答が過大となることによる固定子変形量の増大に加え、軸系（回転子）の応答が過大となることによる回転子変形量の増大により、固定子・回転子の接触が発生し、回転機能喪失に関わるため、固定子のたわみを評価する。*2	②
7	軸継手	—	○	軸継手はポンプ軸とモータ軸をリジットに接続するタイプであり、相対変位が発生しないこと、及び地震荷重については軸受で負担するため軸継手部には有意な応力が発生しないことから、軸継手の評価を省略する。	—
8	取付ボルト、基礎ボルト	○	○	取付ボルト及び基礎ボルトは構造強度評価対象として耐震計算書で健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する。*2	—（構造強度評価対象）
9	冷却ファン、クーラユニットの健全性	○	—	高圧炉心スプレイ系ポンプ用電動機、低圧炉心スプレイ系ポンプ用電動機、原子炉補機冷却水系等から冷却水が供給される。原子炉補機冷却水系配管等は別途耐震計算書で健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する。	—（別設備の構造強度評価対象）

注記*1：本資料で詳述の場合「①」、添付書類に記載の場合「②」、省略の場合「—」で示す。

*2：添付書類「VI-2-5-5-1-1 高圧炉心スプレイ系ポンプの耐震性についての計算書」、「VI-2-5-5-2-1 低圧炉心スプレイ系ポンプの耐震性についての計算書」、「VI-2-5-7-1-3 原子炉補機冷却海水ポンプの耐震性についての計算書」、「VI-2-5-7-2-3 高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプの耐震性についての計算書」、「VI-2-4-3-1-2 燃料プール冷却浄化系ポンプの耐震性についての計算書」、「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入系ポンプの耐震性についての計算書」、「VI-2-9-4-4-1-3 非常用ガス処理系排風機の耐震性についての計算書」、「VI-2-9-4-4-2-2 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワの耐震性についての計算書」にそれぞれ記載。

5. 電動機の許容値の設定

電動機の動的機能維持評価の「詳細検討」内容に対する許容値を別紙 2-3-3 表、別紙 2-3-4 表に示す。

電動機の「詳細検討」対象設備に対する基本評価項目が許容値以下となることを確認することで、「詳細検討」対象設備の動的機能維持が確保されると判断する。

別紙 2-3-3 表 電動機（立形ころがり軸受，立形すべり軸受）の許容値

No	基本評価項目	許容値の設定
1	端子箱（取付ボルト）	絶縁，受電機能の確保の観点から，通常材料の実降伏点が設計値に対し余裕があることを考慮し，概ね降伏点以下と同等とした値として許容応力状態Ⅳ _A S を許容値とした。
2	モータフレーム	電動機本体の機能維持の観点から，フレームの発生応力を弾性範囲内に留めるようⅢ _A S を許容値とした。
3	固定子	固定子の機能維持の観点から，固定子の発生応力を弾性範囲内に留めるようⅢ _A S を許容値とした。
4	軸（回転子）	回転機能の確保の観点から，軸（回転子）の発生応力を弾性範囲内に留めるようⅢ _A S を許容値とした。
5	軸受	軸受の機能維持の観点から，メーカー規定の軸受許容荷重を許容値とした。
6	固定子と回転子のクリアランス	軸（回転子）と固定子の接触により回転機能が阻害されるという観点から，これらのクリアランスを許容値とした。

別紙 2-3-4 表 電動機（横形ころがり軸受）の許容値

No	基本評価項目	許容値の設定
1	端子箱（取付ボルト）	絶縁，受電機能の確保の観点から，通常材料の実降伏点が設計値に対し余裕があることを考慮し，概ね降伏点以下と同等とした値として許容応力状態Ⅳ _A S を許容値とした。
2	モータフレーム	支持機能の確保の観点から，通常材料の実降伏点が設計値に対し余裕があることを考慮し，概ね降伏点以下と同等とした値として許容応力状態Ⅳ _A S を許容値とした。
3	固定子	固定子の機能維持の観点から，固定子の発生応力を弾性範囲内に留めるようⅢ _A S を許容値とした。
4	軸（回転子）	回転機能の確保の観点から，軸（回転子）の発生応力を弾性範囲内に留めるようⅢ _A S を許容値とした。
5	軸受	軸受の機能維持の観点から，メーカー規定の軸受許容荷重を許容値とした。
6	固定子と回転子のクリアランス	軸（回転子）と固定子の接触により回転機能が阻害されるという観点から，これらのクリアランスを許容値とした。

6. 電動機の「詳細検討」結果

電動機の動的機能維持評価の「詳細検討」対象設備に対する「詳細検討」結果を別紙 2-3-5 表～別紙 2-3-12 表に示す。

「詳細検討」対象設備である各電動機に対する「詳細検討」結果は、いずれも、全ての評価部位の発生値が許容値を満足しており、「詳細検討」対象設備である各電動機の動的機能維持が確保されることを確認した。

なお、各電動機の動的機能維持評価の詳細については、耐震計算書「VI-2-5-5-1-1 高圧炉心スプレイ系ポンプの耐震性についての計算書」、
「VI-2-5-5-2-1 低圧炉心スプレイ系ポンプの耐震性についての計算書」、
「VI-2-5-7-1-3 原子炉補機冷却海水ポンプの耐震性についての計算書」、
「VI-2-5-7-2-3 高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプの耐震性についての計算書」、
「VI-2-4-3-1-2 燃料プール冷却浄化系ポンプの耐震性についての計算書」、
「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入系ポンプの耐震性についての計算書」、
「VI-2-9-4-4-1-3 非常用ガス処理系排風機の耐震性についての計算書」、
「VI-2-9-4-4-2-2 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワの耐震性についての計算書」に示す。

別紙 2-3-5 表 高圧炉心スプレイ系ポンプ用電動機 「詳細検討」 結果

評価部位	項目	応力分類	算出式*1	発生値	許容値	評価
端子箱（取付ボルト）	応力	引張り	$\sigma_{bt} = \frac{F_{bt}}{A_{bt}}$ F _{bt} : 端子箱取付ボルトに作用する最大荷重[N] A _{bt} : 端子箱取付ボルトの断面積[mm ²]	11MPa	185MPa	○
	応力	せん断	$\tau_{bt} = \frac{Q_{bt}}{n_t \cdot A_{bt}}$ Q _{bt} : 端子箱取付ボルトに作用するせん断力[N] n _t : 端子箱取付ボルトの本数[-] A _{bt} : 端子箱取付ボルトの断面積[mm ²]	3MPa	142MPa	○
モータフレーム	応力	組合せ	$\sigma_m = \sigma_{fm} + \sigma_{fw}$ σ _{fm} : モータフレームに生じる曲げ応力[MPa] σ _{fw} : 自重及び鉛直方向地震力によりモータフレームに生じる応力[MPa]	25MPa	309MPa	○
固定子	応力	せん断	$\tau_k = \frac{F_k}{(p+s) \cdot L \cdot n_p}$ F _k : 固定子に生じる組合せ荷重[N] p : 固定子の溶接部の開先寸法[mm] s : 固定子のすみ肉脚長[mm] L : 固定子の溶接長さ[mm] n _p : 固定子の溶接数[-]	5MPa	53MPa	○
軸（回転子）	応力	組合せ	$\sigma_s = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_{sm} + \sigma_{sw})$ $+ \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_{sm} + \sigma_{sw})^2 + 4\tau_s^2}$ σ _{sm} : 軸に生じる曲げ応力[MPa] σ _{sw} : 自重及び鉛直方向地震力により軸に生じる応力[MPa] τ _s : ポンプ運転によるねじり応力[MPa]	151MPa	354MPa	○
軸受	荷重	（上部軸受）	解析による	5.715 ×10 ⁴ N		○
	荷重	（下部軸受）	解析による	5.360 ×10 ⁴ N		○
固定子と回転子のクリアランス	変位	—	解析による	0.83mm	3mm	○

注記*1：算出過程については、添付書類「VI-2-5-5-1-1 高圧炉心スプレイ系ポンプの耐震性についての計算書」に記載。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 2-3-6 表 低圧炉心スプレイ系ポンプ用電動機 「詳細検討」 結果

評価部位	項目	応力分類	算出式*1	発生値	許容値	評価
端子箱（取付ボルト）	応力	引張り	$\sigma_{bt} = \frac{F_{bt}}{A_{bt}}$ F _{bt} :端子箱取付ボルトに作用する最大荷重 [N] A _{bt} :端子箱取付ボルトの断面積[mm ²]	10MPa	185MPa	○
	応力	せん断	$\tau_{bt} = \frac{Q_{bt}}{n_t \cdot A_{bt}}$ Q _{bt} :端子箱取付ボルトに作用するせん断力 [N] n _t :端子箱取付ボルトの本数[-] A _{bt} :端子箱取付ボルトの断面積[mm ²]	2MPa	142MPa	○
モータフレーム	応力	組合せ	$\sigma_m = \sigma_{fm} + \sigma_{fw}$ σ _{fm} :モータフレームに生じる曲げ応力 [MPa] σ _{fw} :自重及び鉛直方向地震力によりモータフレームに生じる応力[MPa]	24MPa	309MPa	○
固定子	応力	せん断	$\tau_k = \frac{F_k}{(p+s) \cdot L \cdot n_p}$ F _k :固定子に生じる組合せ荷重[N] p:固定子の溶接部の開先寸法[mm] s:固定子のすみ肉脚長[mm] L:固定子の溶接長さ[mm] n _p :固定子の溶接数[-]	4MPa	53MPa	○
軸（回転子）	応力	組合せ	$\sigma_s = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_{sm} + \sigma_{sw})$ $+ \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_{sm} + \sigma_{sw})^2 + 4\tau_s^2}$ σ _{sm} :軸に生じる曲げ応力[MPa] σ _{sw} :自重及び鉛直方向地震力により軸に生じる応力[MPa] τ _s :ポンプ運転によるねじり応力[MPa]	75MPa	430MPa	○
軸受	荷重	(上部軸受)	解析による	2.449 × 10 ⁴ N		○
	荷重	(下部軸受)	解析による	2.983 × 10 ⁴ N		○
固定子と回転子のクリアランス	変位	—	解析による	0.99mm	2.4mm	○

注記*1:算出過程については、添付書類「VI-2-5-5-2-1 低圧炉心スプレイ系ポンプの耐震性についての計算書」に記載。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 2-3-7 表 原子炉補機冷却海水ポンプ用電動機 「詳細検討」 結果

評価部位	項目	応力分類	算出式*1	発生値	許容値	評価
端子箱 (取付ボルト)	応力	引張り	$\sigma_{bt} = \frac{F_{bt}}{A_{bt}}$ F _{bt} : 端子箱取付ボルトに作用する最大荷重 [N] A _{bt} : 端子箱取付ボルトの断面積 [mm ²]	47MPa	189MPa	○
	応力	せん断	$\tau_{bt} = \frac{Q_{bt}}{n_t \cdot A_{bt}}$ Q _{bt} : 端子箱取付ボルトに作用するせん断力 [N] n _t : 端子箱取付ボルトの本数 [-] A _{bt} : 端子箱取付ボルトの断面積 [mm ²]	12MPa	146MPa	○
モータフレーム	応力	組合せ	$\sigma_m = \sigma_{fm} + \sigma_{fw}$ σ _{fm} : モータフレームに生じる曲げ応力 [MPa] σ _{fw} : 自重及び鉛直方向地震力によりモータフレームに生じる応力 [MPa]	150MPa	316MPa	○
固定子	応力	せん断	$\tau_k = \frac{F_k}{(p+s) \cdot L \cdot n_p}$ F _k : 固定子に生じる組合せ荷重 [N] p: 固定子の溶接部の開先寸法 [mm] s: 固定子のすみ肉脚長 [mm] L: 固定子の溶接長さ [mm] n _p : 固定子の溶接数 [-]	3MPa	54MPa	○
軸 (回転子)	応力	組合せ	$\sigma_s = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_{sm} + \sigma_{sw}) + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_{sm} + \sigma_{sw})^2 + 4\tau_s^2}$ σ _{sm} : 軸に生じる曲げ応力 [MPa] σ _{sw} : 自重及び鉛直方向地震力により軸に生じる応力 [MPa] τ _s : ポンプ運転によるねじり応力 [MPa]	177MPa	447MPa	○
軸受	荷重	(上部軸受)	解析による	1.023 × 10 ⁵ N		○
	荷重	(下部軸受)	解析による	8.278 × 10 ⁴ N		○
固定子と回転子のクリアランス	変位	—	解析による	1.31mm	1.6mm	○

注記*1: 算出過程については、添付書類「VI-2-5-7-1-3 原子炉補機冷却海水ポンプの耐震性についての計算書」に記載。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 2-3-8 表 高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプ用電動機 「詳細検討」 結果

評価部位	項目	応力分類	算出式*1	発生値	許容値	評価
端子箱 (取付ボルト)	応力	引張り	$\sigma_{bt} = \frac{F_{bt}}{A_{bt}}$ F _{bt} : 端子箱取付ボルトに作用する最大荷重 [N] A _{bt} : 端子箱取付ボルトの断面積 [mm ²]	11MPa	184MPa	○
	応力	せん断	$\tau_{bt} = \frac{Q_{bt}}{n_t \cdot A_{bt}}$ Q _{bt} : 端子箱取付ボルトに作用するせん断力 [N] n _t : 端子箱取付ボルトの本数 [-] A _{bt} : 端子箱取付ボルトの断面積 [mm ²]	2MPa	142MPa	○
モータフレーム	応力	組合せ	$\sigma_m = \sigma_{fm} + \sigma_{fw}$ σ _{fm} : モータフレームに生じる曲げ応力 [MPa] σ _{fw} : 自重及び鉛直方向地震力によりモータフレームに生じる応力 [MPa]	3MPa	45MPa	○
固定子	応力	せん断	$\tau_k = \frac{F_k}{n_p \cdot A_p}$ F _k : 固定子に生じる組合せ荷重 [N] n _p : 固定子取付ピンの本数 [-] A _p : ピンの断面積 [mm ²]	5MPa	121MPa	○
軸 (回転子)	応力	組合せ	$\sigma_s = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_{sm} + \sigma_{sw})$ $+ \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_{sm} + \sigma_{sw})^2 + 4\tau_s^2}$ σ _{sm} : 軸に生じる曲げ応力 [MPa] σ _{sw} : 自重及び鉛直方向地震力により軸に生じる応力 [MPa] τ _s : ポンプ運転によるねじり応力 [MPa]	16MPa	474MPa	○
軸受	荷重	(上部軸受)	解析による	2.183 × 10 ² N		○
	荷重	(下部軸受)	解析による	3.242 × 10 ³ N		○
固定子と回転子のクリアランス	変位	—	解析による	0mm	0.8mm	○

注記*1: 算出過程については、添付書類「VI-2-5-7-2-3 高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプの耐震性についての計算書」に記載。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 2-3-9 表 燃料プール冷却浄化系ポンプ用電動機 「詳細検討」結果

評価部位	項目	応力分類	算出式*1	発生値	許容値	評価
端子箱 (取付ボルト)	応力	引張り	$\sigma_{tb} = \text{Max}[\sigma_{tb,x}, \sigma_{tb,y}]$ $\sigma_{tb,x} : \text{水平方向地震力が } x \text{ 方向 (横方向) により}$ $\text{ボルト 1 本あたりにはたらく引張力 [N]}$ $\sigma_{tb,y} : \text{水平方向地震力が } y \text{ 方向 (長手方向) により}$ $\text{ボルト 1 本あたりにはたらく引張力 [N]}$	5MPa	210MPa	○
	応力	せん断	$\tau_{tb} = \frac{Q_{tb}}{n_t \cdot A_{tb}}$ $Q_{tb} : \text{ボルトに作用するせん断力 [N]}$ $n_t : \text{端子箱取付ボルトの本数 [-]}$ $A_{tb} : \text{端子箱取付ボルトの断面積 [mm}^2\text{]}$	2MPa	161MPa	○
モータフレーム	応力	組合せ	$\sigma_s = \sqrt{(\sigma_{s1} + \sigma_{s2} + \sigma_{s4})^2 + 3 \cdot \tau_{s2}^2}$ $\sigma_{s1} : \text{電動機重量による応力 [MPa]}$ $\sigma_{s2} : \text{水平方向地震力 (横方向) による曲げ応力及び}$ 圧縮応力 [MPa] $\sigma_{s4} : \text{鉛直方向地震力による応力 [MPa]}$ $\tau_{s2} : \text{水平方向地震力 (横方向) によるせん断応力 [MPa]}$	33MPa	35MPa	○
固定子	応力	せん断	$\tau_p = \frac{F}{n_p \cdot A_p}$ $F : \text{ピンにはたらく合成荷重 [N]}$ $n_p : \text{ピンの本数 [-]}$ $A_p : \text{ピンの断面積 [mm}^2\text{]}$	15MPa	129MPa	○
軸 (回転子)	応力	組合せ	$\sigma_s = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$ $\sigma_b : \text{軸にはたらく最大曲げ応力 [MPa]}$ $\tau_t : \text{軸に生じるねじり応力 [MPa]}$	127MPa	373MPa	○
軸受	荷重	(軸継手側)	$P_{o,r,2} = \text{Max}[P_1, P_2]$ $P_1 : \text{静等価ラジアル荷重 [N]}$ $P_2 : \text{静等価ラジアル荷重 [N]}$	3.919 × 10 ³ N		○
	荷重	(反軸継手側)	$P_{o,r,1} = \text{Max}[P_1, P_2]$ $P_1 : \text{静等価ラジアル荷重 [N]}$ $P_2 : \text{静等価ラジアル荷重 [N]}$	4.126 × 10 ³ N		○
固定子と回転子のクリアランス	変位	—	$y_{max} = \frac{F_{R1} \cdot \ell_{r,c} \cdot (\ell_{b,L}^2 - \ell_{r,c}^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3 \cdot E \cdot I} \cdot \ell_{b,L}}$ $F_{R1} : \text{地震力により軸に作用する荷重 [N]}$ $\ell_{r,c} : \text{軸 (回転子) の重心位置 [mm]}$ $\ell_{b,L} : \text{反軸継手側・軸継手側 (反負荷側・負荷側) 軸受間距離 [mm]}$ $E : \text{軸の縦弾性係数 [MPa]}$ $I : \text{軸の断面二次モーメント [mm}^4\text{]}$	1.44mm	2.00mm	○

注記*1：算出過程については、添付書類「VI-2-4-3-1-2 燃料プール冷却浄化系ポンプの耐震性についての計算書」に記載。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 2-3-10 表 ほう酸水注入系ポンプ用電動機 「詳細検討」 結果

評価部位	項目	応力分類	算出式*1	発生値	許容値	評価
端子箱 (取付ボルト)	応力	引張り	$\sigma_{tb} = \frac{F_{tb}}{A_{tb}}$ F _{tb} : ボルトに作用する引張力[N] A _{tb} : 端子箱取付ボルトの断面積[mm ²]	4MPa	201MPa	○
	応力	せん断	$\tau_{tb} = \frac{Q_{tb}}{n_t \cdot A_{tb}}$ Q _{tb} : ボルトに作用するせん断力[N] n _t : 端子箱取付ボルトの本数[-] A _{tb} : 端子箱取付ボルトの断面積[mm ²]	1MPa	155MPa	○
モータフレーム	応力	組合せ	$\sigma_s = \sqrt{(\sigma_{s1} + \sigma_{s2} + \sigma_{s4})^2 + 3 \cdot \tau_{s2}^2}$ σ _{s1} : 電動機重量による応力[MPa] σ _{s2} : 水平方向地震力(横方向)による曲げ応力及び圧縮応力[MPa] σ _{s4} : 鉛直方向地震力による応力[MPa] τ _{s2} : 水平方向地震力(横方向)によるせん断応力[MPa]	21MPa	40MPa	○
固定子	応力	せん断	$\tau_p = \frac{F}{n_p \cdot A_p}$ F: ピンにはたらく合成荷重[N] n _p : ピンの本数[-] A _p : ピンの断面積[mm ²]	14MPa	129MPa	○
軸(回転子)	応力	組合せ	$\sigma_s = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$ σ _b : 軸にはたらく最大曲げ応力[MPa] τ _t : 軸に生じるねじり応力[MPa]	23MPa	456MPa	○
軸受	荷重	(軸継手側)	$P_{or,2} = \text{Max}[P_1, P_2]$ P ₁ : 静等価ラジアル荷重[N] P ₂ : 静等価ラジアル荷重[N]	1.231 × 10 ³ N		○
	荷重	(反軸継手側)	$P_{or,1} = \text{Max}[P_1, P_2]$ P ₁ : 静等価ラジアル荷重[N] P ₂ : 静等価ラジアル荷重[N]	1.223 × 10 ³ N		○
固定子と回転子のクリアランス	変位	—	$y_{max} = \frac{F_{R1} \cdot \ell_{r,c} \cdot (\ell_{b,L}^2 - \ell_{r,c}^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3 \cdot E \cdot I} \cdot \ell_{b,L}}$ F _{R1} : 地震力により軸に作用する荷重[N] ℓ _{r,c} : 軸(回転子)の重心位置[mm] ℓ _{b,L} : 反軸継手側・軸継手側(反負荷側・負荷側)軸受間距離[mm] E: 軸の縦弾性係数[MPa] I: 軸の断面二次モーメント[mm ⁴]	0.06mm	0.65mm	○

注記*1: 算出過程については、添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入系ポンプの耐震性についての計算書」に記載。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 2-3-11 表 非常用ガス処理系排風機用電動機 「詳細検討」 結果

評価部位	項目	応力分類	算出式*1	発生値	許容値	評価
端子箱 (取付ボルト)	応力	引張り	$\sigma_{tb} = \frac{F_{tb}}{A_{tb}}$ F _{tb} : ボルトに作用する引張力[N] A _{tb} : 端子箱取付ボルトの断面積[mm ²]	4MPa	201MPa	○
	応力	せん断	$\tau_{tb} = \frac{Q_{tb}}{n_t \cdot A_{tb}}$ Q _{tb} : ボルトに作用するせん断力[N] n _t : 端子箱取付ボルトの本数[-] A _{tb} : 端子箱取付ボルトの断面積[mm ²]	2MPa	155MPa	○
モータフレーム	応力	組合せ	$\sigma_s = \sqrt{(\sigma_{s1} + \sigma_{s2} + \sigma_{s4})^2 + 3 \cdot \tau_{s2}^2}$ σ _{s1} : 電動機重量による応力[MPa] σ _{s2} : 水平方向地震力(横方向)による曲げ応力及び圧縮応力[MPa] σ _{s4} : 鉛直方向地震力による応力[MPa] τ _{s2} : 水平方向地震力(横方向)によるせん断応力[MPa]	25MPa	40MPa	○
固定子	応力	せん断	$\tau_p = \frac{F}{n_p \cdot A_p}$ F: ピンにはたらく合成荷重[N] n _p : ピンの本数[-] A _p : ピンの断面積[mm ²]	11MPa	129MPa	○
軸(回転子)	応力	組合せ	$\sigma_s = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$ σ _b : 軸にはたらく最大曲げ応力[MPa] τ _t : 軸に生じるねじり応力[MPa]	16MPa	456MPa	○
軸受	荷重	(軸継手側)	$P_{or,2} = \text{Max}[P_1, P_2]$ P ₁ : 静等価ラジアル荷重[N] P ₂ : 静等価ラジアル荷重[N]	1.033 × 10 ³ N		○
	荷重	(反軸継手側)	$P_{or,1} = \text{Max}[P_1, P_2]$ P ₁ : 静等価ラジアル荷重[N] P ₂ : 静等価ラジアル荷重[N]	1.031 × 10 ³ N		○
固定子と回転子のクリアランス	変位	—	$y_{max} = \frac{F_{R1} \cdot (\ell_{b,L} - \ell_{r,c}) \cdot \{ \ell_{b,L}^2 - (\ell_{b,L} - \ell_{r,c})^2 \}^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3 \cdot E \cdot I \cdot \ell_{b,L}}}$ F _{R1} : 地震力により軸に作用する荷重[N] ℓ _{r,c} : 軸(回転子)の重心位置[mm] ℓ _{b,L} : 反軸継手側・軸継手側(反負荷側・負荷側)軸受間距離[mm] E: 軸の縦弾性係数[MPa] I: 軸の断面二次モーメント[mm ⁴]	0.05mm	1.00mm	○

注記*1: 算出過程については、添付書類「VI-2-9-4-4-1-3 非常用ガス処理系排風機の耐震計算書」に記載。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 2-3-12 表 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ用電動機 「詳細検討」 結果

評価部位	項目	応力分類	算出式*1	発生値	許容値	評価
モータフレーム	応力	組合せ	$\sigma_s = \sqrt{(\sigma_{s1} + \sigma_{s2} + \sigma_{s4})^2 + 3 \cdot \tau_{s2}^2}$ <p> σ_{s1} : 電動機重量による応力 [MPa] σ_{s2} : 水平方向地震力 (横方向) による曲げ応力及び圧縮応力 [MPa] σ_{s4} : 鉛直方向地震力による応力 [MPa] τ_{s2} : 水平方向地震力 (横方向) によるせん断応力 [MPa] </p>	36MPa	40MPa	○
固定子	応力	せん断	$\tau_p = \frac{F}{n_p \cdot A_p}$ <p> F : ピンにはたらく合成荷重 [N] n_p : ピンの本数 [-] A_p : ピンの断面積 [mm²] </p>	10MPa	110MPa	○
軸 (回転子)	応力	組合せ	$\sigma_s = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$ <p> σ_b : 軸にはたらく最大曲げ応力 [MPa] τ_t : 軸に生じるねじり応力 [MPa] </p>	100MPa	412MPa	○
軸受	荷重	(軸継手側)	$P_{or, 2} = \text{Max} [P_1, P_2]$ <p> P_1 : 静等価ラジアル荷重 [N] P_2 : 静等価ラジアル荷重 [N] </p>	1.302 × 10 ³ N		○
	荷重	(反軸継手側)	$P_{or, 1} = \text{Max} [P_1, P_2]$ <p> P_1 : 静等価ラジアル荷重 [N] P_2 : 静等価ラジアル荷重 [N] </p>	1.120 × 10 ³ N		○
固定子と回転子のクリアランス	変位	—	$y_{max} = \frac{F_{R1} \cdot \ell_{r,c} \cdot (\ell_{b,L}^2 - \ell_{r,c}^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3 \cdot E \cdot I} \cdot \ell_{b,L}}$ <p> F_{R1} : 地震力により軸に作用する荷重 [N] $\ell_{r,c}$: 軸 (回転子) の重心位置 [mm] $\ell_{b,L}$: 反軸継手側・軸継手側 (反負荷側・負荷側) 軸受間距離 [mm] E : 軸の縦弾性係数 [MPa] I : 軸の断面二次モーメント [mm⁴] </p>	0.57mm	1.00mm	○

注記*1 : 算出過程については、添付書類「VI-2-9-4-4-2-2 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワの耐震性についての計算書」に記載。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

ファンの「詳細検討」

1. 「詳細検討」対象設備

機能確認済加速度との比較による動的機能維持評価の結果、ファンの機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超える設備は、別紙 2-4-1 表のとおり。

別紙 2-4-1 表 機能確認済加速度との比較による評価結果

設備名称	形式	方向	機能維持 評価用加速度*1	機能確認済 加速度*1	超過の 有無*2
非常用ガス処理系 排風機	遠心直結 型	水平方向	1.81	2.3	○
		鉛直方向	1.32	1.0	×
可燃性ガス濃度制御系 再結合装置ブロワ	遠心直動 型	水平方向	1.77	2.6	○
		鉛直方向	1.30	1.0	×

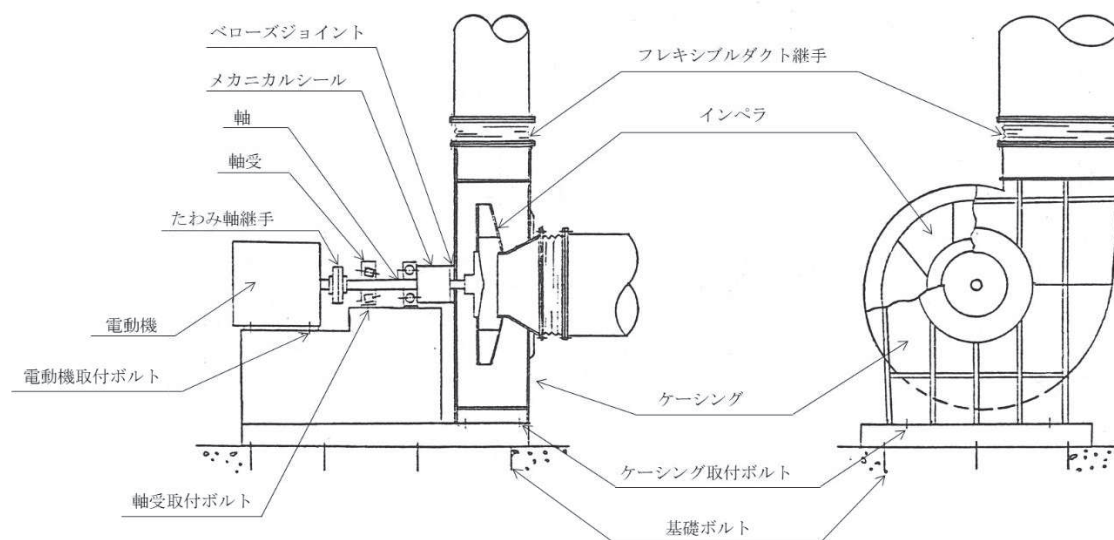
注記*1：加速度の単位：×9.8m/s²

*2：機能維持評価用加速度が機能維持確認済加速度を超過しない場合を「○」、超過した場合を「×」で示す。

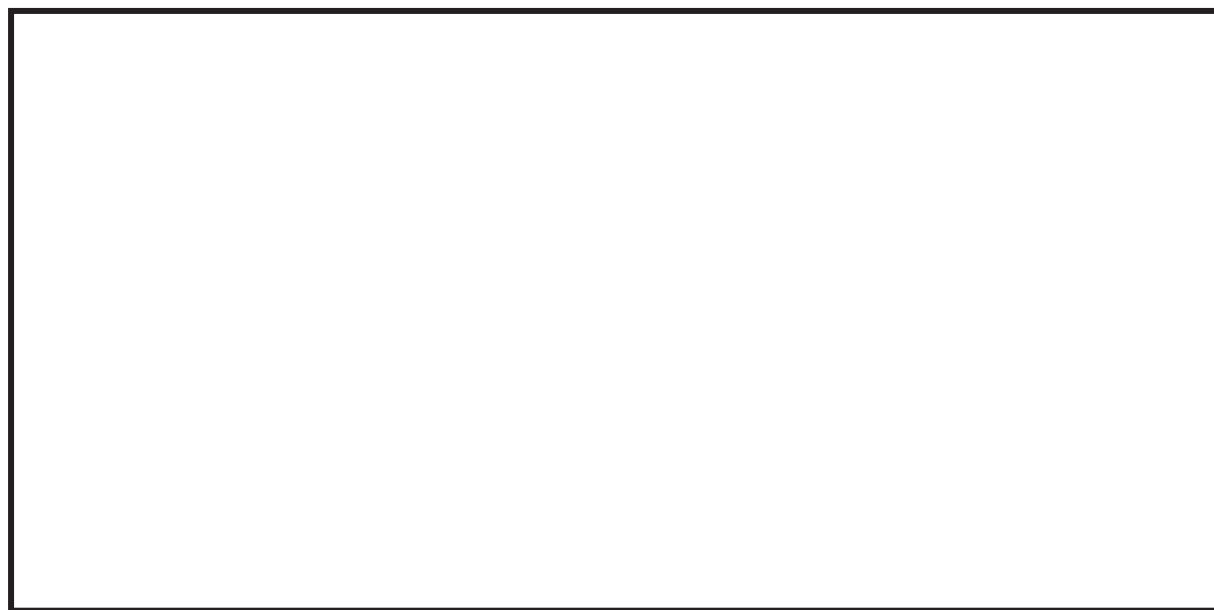
2. ファンの構造概要

原子力発電所で用いられているファンには、遠心式ファン及び軸流式ファンがあり、遠心式ファンは軸振動系の違いから直結型及び直動型に分類される。詳細評価が必要となった遠心式ファンの構造概要を別紙 2-4-1 図、別紙 2-4-2 図に示す。遠心直結型ファンは、電動機とインペラ（羽根車）が水平に伸びた軸により連結され、中間を 2 つの軸受で支持する構造となっている。遠心直動型ファンは、インペラが電動機回転軸端に直接取付けられており、電動機の軸受で荷重及びモーメントを支持する構造となっている。

以上のようにファンは分類されるが、いずれも振動性上大きく逸脱するものではないため、基本的な評価の考え方は共通なものとなる。



別紙 2-4-1 図 ファン（遠心直結型）の構造概要図



別紙 2-4-2 図 ファン（遠心直動型）の構造概要図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

3. ファンの基本評価項目

3.1 J E A G 4 6 0 1 に基づく基本評価項目

J E A G 4 6 0 1 において基本評価項目として定義されている評価部位は以下のとおりである。

○回転機能の健全性

- ・ 軸
- ・ 軸受
- ・ インペラとファンケーシング間のクリアランス

○静圧の確保及び密閉機能の健全性

- ・ ファンケーシング
- ・ 軸シール

○各要素及び全体支持機能の健全性

- ・ 軸系架台
- ・ ファンケーシング固定ボルト
- ・ 電動機固定ボルト
- ・ 基礎ボルト

○駆動用電動機の健全性

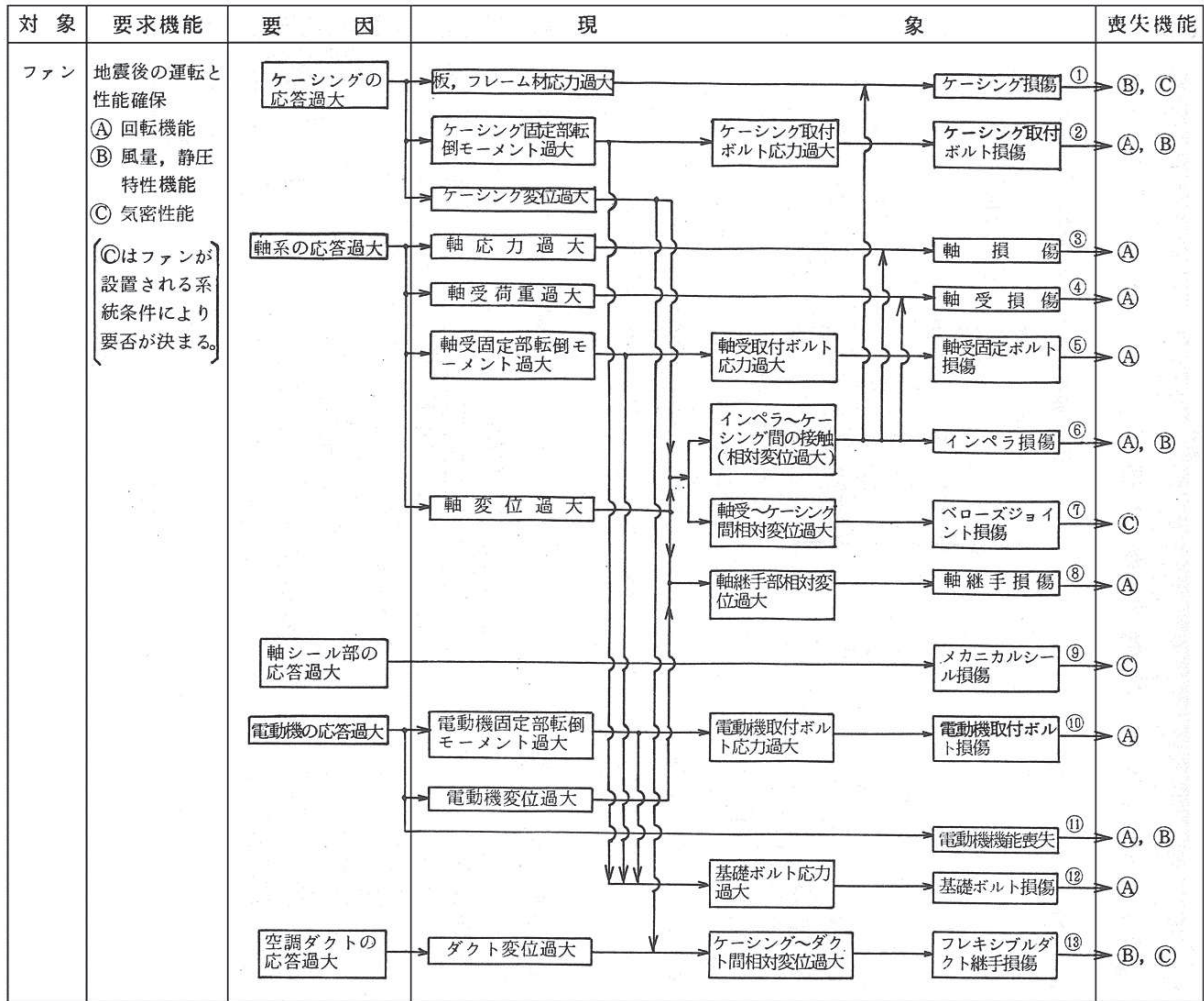
なお、上記の部位のうち、「解析等で剛であることが確認されたものや、軸流ファンのように型式的に剛であることが明白であるものについては適宜評価項目を省略することができる。」とされている。

3.2 耐特委で検討された基本評価項目

(1) 地震時異常要因分析

耐特委報告書におけるファンの地震時異常要因分析結果を別紙 2-4-3 図に示す。

なお、耐特委報告書では、ファンを構造面から遠心直結型、遠心直動型、及び軸流式の 3 タイプに分類した上で、各タイプの構成要素を全て含んだメカニカルシール付遠心直結型ファンを代表として分析し、基本評価項目を抽出している。



別紙 2-4-3 図 ファンの地震時異常要因分析図 (耐特委報告書)

(2) 基本評価項目の検討

耐特委報告書においては、地震時異常要因分析図に基づき、①~⑬の基本評価項目が抽出されており、これらの基本評価項目について評価することで、回転機能及び風量、静圧特性機能、気密性能が確認できるとされており、機能確認済加速度を超える地震加速度レベルにおいても、これら①~⑬の基本評価項目について、全て許容値以下に収まっていれば、動的機能は維持できると考えられる。

本項では、上記考え方に基づき、各基本評価項目における機能喪失に至る現象について(a)に遠心直結型ファンを、(b)に遠心直動型ファンを個別に記述する。

なお、全ての基本評価項目の中で、一つでも許容値を超えれば、当該機器は機能維持評価用加速度における動的機能が維持できないものとするが、各評価結果が概ね弾性域内に留まっていれば、各異常要因が複合し、新たな損傷モードが発生することはないと考えられる。

(a) 遠心直結型ファンの基本評価項目の検討

①ケーシングの健全性

ケーシングの応答が過大となることにより、ケーシング材の応力が過大となり損傷に至ることで、風量、静圧特性機能及び気密性能が喪失する。

②ケーシング取付ボルトの健全性

ケーシングの応答が過大となることにより、転倒モーメントにより取付ボルトの応力が過大となり損傷に至ることで、回転機能、風量及び静圧特性機能が喪失する。

③軸の健全性

軸系の応答が過大となることで軸応力が過大となり、軸が損傷することで回転機能が喪失する。

④軸受の健全性

軸系の応答が過大となることで軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することで軸の回転が阻害され、回転機能が喪失する。

⑤軸受固定ボルトの健全性

軸系の応答が過大となることで軸受固定ボルトの応力が過大となり損傷に至ることで、回転機能が喪失する。

⑥インペラとケーシングとのクリアランスの健全性

ケーシングの応答が過大となることによりケーシング変位及び軸変位が過大になることによりインペラ・ケーシング間の接触が発生しインペラが損傷に至ることにより回転機能及び風量機能及び静圧特性機能、気密機能が喪失する。

⑦ベローズジョイントの健全性

ケーシング及び軸系の応答が過大となることにより、軸受－ケーシング間に過大な相対変位が生じることでベローズジョイントが損傷に至り、気密性能が喪失する。

⑧軸継手の健全性

被軸系と電動機の応答が過大となることにより、軸継手部に過大な相対変位が生じることで軸継手が損傷に至り、回転機能が喪失する。

⑨メカニカルシールの健全性

軸シール部の応答が過大となることにより、メカニカルシールが損傷に至ることで、気密性能が喪失する。

⑩電動機取付ボルトの健全性

電動機の応答が過大となって発生する転倒モーメントにより電動機を電動機固定部に接続する電動機取付ボルトに発生する応力が過大となり損傷に至り、電動機が転倒することにより回転機能が喪失する

⑪電動機の健全性

電動機の応答が過大となり電動機の機能が喪失し回転機能及び風量、静圧特性機能が喪失する。

⑫基礎ボルトの健全性

ケーシング、軸系及び電動機の応答が過大となることにより、ファンをベースに固定する基礎ボルトが損傷することにより回転機能が喪失する。

⑬フレキシブルダクト継手の健全性

ケーシング及び空調ダクトの応答が過大となることにより、ケーシングーダクト間に過大な相対変位が生じることでフレキシブルダクト継手が損傷に至り、風量、静圧特性機能及び気密性能が喪失する。

(b) 遠心直動型ファンの基本評価項目の検討

別紙 2-4-3 図の各基本評価項目における可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワが機能喪失に至る現象について以下に示す。

①ケーシングの健全性

ケーシングの応答が過大となることによるフレーム材の応力の増大、及びケーシング変位が過大となることにより、インペラ・ケーシング間の接触が発生することでケーシングが損傷に至ることにより風量機能及び静圧特性機能、気密機能が喪失する。

②ケーシング取付ボルトの健全性

ケーシングの応答が過大となることによりケーシング固定部のモーメントが過大となり、ケーシングと電動機を接続するケーシング取付ボルトが損傷にすることにより回転機能及び風量機能、静圧特性機能が喪失する。

③軸の健全性

軸系の応答が過大となることで軸応力が過大となり、軸が損傷することにより回転機能が喪失する。

④軸受の健全性

軸系の応答が過大となることで軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することで軸の回転が阻害され、回転機能が喪失する。

⑤軸受固定ボルトの健全性

軸受固定ボルトは遠心直動型ファンの構成部材にはない為、評価対象外とする。

⑥インペラとケーシングとのクリアランスの健全性

ケーシングの応答が過大となることによりケーシング変位及び軸変位が過大になることによりインペラ・ケーシング間の接触が発生しインペラが損傷に至ることにより回転機能及び風量機能、静圧特性機能が喪失する。

⑦ベローズジョイントの健全性

ベローズジョイントは遠心直動型ファンの構成部材にはない為、評価対象外とする。

⑧軸継手の健全性

軸継手は遠心直動型ファンの構成部材にはない為、評価対象外とする。

⑨メカニカルシールの健全性

メカニカルシールは遠心直動型ファンの構成部材にはない為、評価対象外とする。

⑩電動機取付ボルトの健全性

電動機の応答が過大となって発生する転倒モーメントにより電動機を電動機固定部に接続する電動機取付ボルトに発生する応力が過大となり損傷に至り、電動機が転倒することにより回転機能が喪失する。

⑪電動機本体の健全性

電動機の応答が過大となり電動機の機能が喪失し回転機能及び風量、静圧特性機能が喪失する。

⑫基礎ボルトの健全性

ケーシング、軸系及び電動機の応答が過大となることにより、ファンをベースに固定する基礎ボルト^(注)が損傷にすることにより回転機能が喪失する。

(注)：可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワは、ブレース及びベース取付溶接部で固定されており、基礎ボルトはない。

⑬フレキシブルダクト継手の健全性

フレキシブルダクト継手は遠心直動型ファンの構成部材にはない為、評価対象外とする。

4. ファンの「詳細検討」方針

J E A G 4 6 0 1 及び耐特委の内容を踏まえた、女川原子力発電所第 2 号機の電動機の動的機能維持評価に係る「詳細検討」方針について別紙 2-4-2-1 表、別紙 2-4-2-2 表に示す。別紙 2-4-2-1 表、別紙 2-4-2-2 表に示す基本評価項目に対して耐震評価を実施し動的機能の健全性確認を実施する。

別紙 2-4-2-1 表 ファン（遠心直結型）の動的機能維持評価に係る「詳細検討」内容

No	基本評価項目	J E A G 4 6 0 1 の 基本評価項目	耐特委の 基本評価 項目	検討方針	記載箇所 *1
1	ケーシング	○	○	共通架台上にケーシング取付ボルトを用いて固定されており、地震時にファンケーシングの荷重はケーシング取付ボルトで受け持つことから、クリティカル部位である当該ボルトを代表とし、ファンケーシングの評価は対象外とする。	—
2	ケーシング取付ボルト	○	○	構造強度評価対象として耐震計算書で健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する。*2	—（構造強度評価対象）
3	軸	○	○	材料力学等の公式により、主軸の発生応力（曲げ）の評価を実施。*2	②
4	軸受	○	○	材料力学等の公式により、軸受の発生荷重の評価を実施。*2	②
5	軸受固定ボルト	○	○	軸受固定ボルトは軸受の耐力を超える様に設計されており、軸受を代表として評価（計算書省略）。	—
6	インペラとケーシングとのクリアランス	○	○	軸変位量の増大によりインペラ・ケーシング間で接触が発生し、回転機能の喪失に関わるため、インペラとケーシングとのクリアランスを評価する。*2	②
7	ベローズ	—	○	ベローズは遠心直結型ファンに構造上存在しない為、評価対象外とする。	—
8	軸継手	○	○	軸継手は高い剛性を有しており、軸継手部では有意な変位は生じない設計としていることから評価対象外とする。	—
9	メカニカルシール	○	○	メカニカルシールは遠心直結型ファンに構造上存在しない為、評価対象外とする。	—
10	原動機取付ボルト	○	○	構造強度評価対象として耐震計算書で健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する。*2	—（構造強度評価対象）
11	原動機	—	○	本評価項目の評価は、別項目で行うため省略する。	①
12	基礎ボルト	○	○	構造強度評価対象として耐震計算書で健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する。*2	—（構造強度評価対象）
13	フレキシブルダクト継手	—	○	フレキシブルダクト継手は機器とダクトの接続部にあるが、フレキシブルダクト継手近傍のダクトにサポートを設置し、優位な変位が生じない設計であることを確認している（計算書省略）。	—

注記*1：本資料で詳述の場合「①」、添付書類に記載の場合「②」、省略の場合を「—」で示す。

*2：添付書類「VI-2-9-4-4-1-3 非常用ガス処理系排風機の耐震性についての計算書」に記載。

別紙 2-4-2-2 表 ファン（遠心直動型）の動的機能維持評価に係る「詳細検討」内容
（可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ）

No	基本評価項目	J E A G 4 6 0 1 の 基本評価項目	耐特委の 基本評価 項目	検討方針	記 載 箇 所*1
1	ケーシング	○	○	耐特委でケーシングに要求される機能維持の観点から、風量機能、静圧特性機能維持に関わる部品としてブロワケーシング、及び気密機能維に関わる部品としてキャンが該当する。上記部品は十分な剛性を有しており、地震時にはケーシング取付ボルトに最も荷重が作用することから、当該ボルトの発生応力を評価する。	—
2	ケーシング取付ボルト	○	○	上記の方針に従い、ケーシング取付ボルトに相当する部品としてキャン取付ボルト及びブロワケーシング取付ボルトの発生応力を評価する。*2	②
3	軸	○	○	別紙 2-3「電動機の「詳細検討」」で評価することから、軸の評価を省略する。	①
4	軸受	○	○	別紙 2-3「電動機の「詳細検討」」で評価することから、軸受の評価を省略する。	①
5	軸受固定ボルト	—	○	軸受固定ボルトは遠心直動型ファンの構成部材にはない為、評価対象外とする。	—
6	インペラとケーシングとのクリアランス	○	○	軸変位量の増大によりインペラ・ケーシング間で接触が発生し、回転機能の喪失に関わるため、インペラとケーシングとのクリアランス（隙間）を評価する。*2	②
7	ベローズ	—	○	ベローズは遠心直動型ファンの構成部材にはない為、評価対象外とする。	—
8	軸継手	○	○	軸継手は遠心直動型ファンの構成部材にはない為、評価対象外とする。	—
9	メカニカルシール	○	○	メカニカルシールは遠心直動型ファンの構成部材にはない為、評価対象外とする。	—
10	電動機取付ボルト	○	○	耐特委では電動機固定部のボルトが損傷することにより回転機能が喪失するとしており、電動機固定部として、ブラケットとの接続部であるブロワ電動機取付ボルト及びブラケット取付けボルトを評価対象部位とする。電動機のフレームは十分な剛性を有しており、地震時には当該ボルトに最も荷重が作用することから、当該ボルトに発生応力を評価する。*2	②
11	電動機本体	—	○	別紙 2-3「電動機の「詳細検討」」で評価することから、電動機本体の評価の記載を省略する。	①
12	基礎ボルト	○	○	耐特委における基礎ボルトに相当するブレース及びベース取付溶接部は構造強度評価対象として耐震計算書で健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する。*2	—（構造強度評価対象）
13	フレキシブルダクト継手	—	○	フレキシブルダクト継手は遠心直動型ファンの構成部材にはない為、評価対象外とする。	—

注記*1：本資料で詳述の場合「①」、添付書類に記載の場合「②」、省略の場合を「—」で示す。

*2：添付書類「VI-2-9-4-4-2-2 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワの耐震性についての計算書」に記載。

5. ファンの許容値の設定

ファンの動的機能維持評価の「詳細検討」内容に対する許容値を別紙 2-4-3-1 表，別紙 2-4-3-2 表に示す。

ファンの「詳細検討」対象設備に対する基本評価項目が許容値以下となることを確認することで、「詳細検討」対象設備の動的機能維持が確保されると判断する。

別紙 2-4-3-1 表 ファン（遠心直結型）の許容値
（非常用ガス処理系排風機）

No.	基本評価項目	許容値の設定
1	軸	回転機能の確保の観点から，軸の発生応力を弾性範囲内に留めるよう許容応力状態Ⅲ _A S を許容値とした。
2	軸受	軸受の機能維持の観点から，メーカ規定の軸受基本静定格荷重を許容値とした。
3	インペラとケーシングとのクリアランス	インペラとケーシングの接触により回転機能が阻害されるという観点から，これらの設計許容隙間を許容値とした。

別紙 2-4-3-2 表 ファン（遠心直動型）の許容値
（可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ）

No.	基本評価項目	許容値の設定
1	ケーシング取付ボルト	ブロワケーシング取付ボルト J E A G 4 6 0 1・補-1984 のその他の支持構造物の評価応力状態Ⅳ _A S を準用し設定した。
		キャン取付ボルト J E A G 4 6 0 1・補-1984 のその他の支持構造物の評価応力状態Ⅳ _A S を準用し設定した。
2	インペラとケーシングとのクリアランス	インペラとケーシングの接触により回転機能が阻害されるという観点から，これらの設計許容隙間を許容値とした。
3	電動機取付ボルト	ブロワ電動機取付ボルト J E A G 4 6 0 1・補-1984 のその他の支持構造物の評価応力状態Ⅳ _A S を準用し設定した。
		ブラケット取付ボルト J E A G 4 6 0 1・補-1984 のその他の支持構造物の評価応力状態Ⅳ _A S を準用し設定した。

6. ファンの「詳細検討」結果

ファンの動的機能維持評価の「詳細検討」対象設備に対する「詳細検討」結果を別紙 2-4-4 表、別紙 2-4-5 表に示す。

「詳細検討」対象設備であるファンに対する「詳細検討」結果は、いずれも、全ての評価部位の発生値が許容値を満足しており、「詳細検討」対象設備であるブロワの動的機能維持が確保されることを確認した。

なお、各ファンの動的機能維持評価の詳細については、個別の耐震計算書「VI-2-9-4-4-1-3 非常用ガス処理系排風機の耐震性についての計算書」、
「VI-2-9-4-4-2-2 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワの耐震性についての計算書」に示す。

別紙 2-4-4 表 非常用ガス処理系排風機 「詳細検討」結果

評価部位	項目	応力分類	算出式*1	発生値	許容値	評価
軸	応力	曲げ	$\sigma_1 = M_{\max} / Z_2$ $\sigma_1 : \text{発生応力 [MPa]}$ $M_{\max} : \text{最大曲げモーメント [N} \cdot \text{mm]}$ $Z_2 : \text{軸断面係数 [mm}^3\text{]}$	76MPa	483MPa	○
軸受	荷重	—	$R = \frac{\ell_4 + L}{L} \cdot P$ $R = \frac{\ell_4}{L} \cdot P$ $R : \text{軸受荷重 [N]}$ $\ell_4 : \text{荷重位置 [mm]}$ $L : \text{軸受スパン長さ [mm]}$ $P : \text{合成荷重 [N]}$	15760N	60000N	○
インペラとケーシングとのクリアランス	変位	—	解析による			○

注記*1：算出過程については、添付書類「VI-2-9-4-4-1-3 非常用ガス処理系排風機の耐震性についての計算書」に記載。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 2-4-5 表 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロウ 「詳細検討」結果 (1/2)

評価部位	項目	応力分類	算出式*1	発生値	許容値	評価	
ケーシング 取付ボルト	ブロウケーシ ング取付ボル ト	応力	引張り	$\sigma_{b4} = \frac{F_{b4}}{n_{f14} \cdot A_{b4}}$ F _{b4} :ブロウケーシング取付ボルトに作用する引張力[N] n _{f14} :引張力を受けるとして期待するブロウケーシング取付ボルトの本数[-] A _{b4} :ブロウケーシング取付ボルトの軸断面積[mm ²]	11MPa	152MPa	○
		応力	せん断	$\tau_{b4} = \frac{Q_{b4}}{n_4 \cdot A_{b4}}$ Q _{b4} :ブロウケーシング取付ボルトに作用するせん断力[N] n ₄ :ブロウケーシング取付ボルトの本数[-] A _{b4} :ブロウケーシング取付ボルトの軸断面積[mm ²]	5MPa	117MPa	○
	キャン取付ボ ルト	応力	引張り	$\sigma_{b3} = \frac{F_{b3}}{n_{f13} \cdot A_{b3}}$ F _{b3} :キャン取付ボルトに作用する引張力[N] n _{f13} :引張力を受けるとして期待するキャン取付ボルトの本数[-] A _{b3} :キャン取付ボルトの軸断面積[mm ²]	18MPa	275MPa	○
		応力	せん断	$\tau_{b3} = \frac{Q_{b3}}{n_3 \cdot A_{b3}}$ Q _{b3} :キャン取付ボルトに作用するせん断力[N] n ₃ :キャン取付ボルトの本数[-] A _{b3} :キャン取付ボルトの軸断面積[mm ²]	1MPa	211MPa	○
インペラとケーシングとのクリアランス	変位	—	解析による			○	

注記*1:算出過程については、添付書類「VI-2-9-4-4-2-2 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロウの耐震性についての計算書」に記載。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 2-4-5 表 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ 「詳細検討」結果 (2/2)

評価部位	項目	応力分類	算出式*1	発生値	許容値	評価
電動機 取付ボルト	ブロワ電動機 取付ボルト	応力	引張り $\sigma_{b1} = \frac{F_{b1}}{A_{b1}}$ F _{b1} :ブロワ電動機取付ボルトに作用する引張力[N] A _{b1} :ブロワ電動機取付ボルトの軸断面積 [mm ²]	20MPa	158MPa	○
		応力	せん断 $\tau_{b1} = \frac{Q_{b1}}{n_1 \cdot A_{b1}}$ Q _{b1} :ブロワ電動機取付ボルトに作用するせん断力[N] n ₁ :ブロワ電動機取付ボルトの本数[-] A _{b1} :ブロワ電動機取付ボルトの軸断面積 [mm ²]	14MPa	122MPa	○
	ブラケット 取付ボルト	応力	引張り $\sigma_{b2} = \frac{F_{b2}}{A_{b2}}$ F _{b2} :ブラケット取付ボルトに作用する引張力[N] A _{b2} :ブラケット取付ボルトの軸断面積 [mm ²]	45MPa	158MPa	○
		応力	せん断 $\tau_{b2} = \frac{Q_{b2}}{n_2 \cdot A_{b2}}$ Q _{b2} :ブラケット取付ボルトに作用するせん断力[N] n ₂ :ブラケット取付ボルトの本数[-] A _{b2} :ブラケット取付ボルトの軸断面積 [mm ²]	7MPa	122MPa	○

注記*1: 算出過程については、添付書類「VI-2-9-4-4-2-2 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワの耐震性についての計算書」に記載。

非常用ディーゼル発電設備（機関）の「詳細検討」

1. 「詳細検討」対象設備

機能確認済加速度との比較による動的機能維持評価の結果、非常用ディーゼル発電設備（機関）の機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超える設備は、別紙 2-5-1 表のとおり。

別紙 2-5-1 表 機能確認済加速度との比較による評価結果

設備名称		形式	方向		機能維持 評価用 加速度*1	機能 確認済 加速度*1	超過の 有無*2
非常用ディーゼル発電設備（機関）	非常用ディーゼル機関	機関本体	機関	水平方向	1.67	1.1	×
				鉛直方向	1.17	1.0	×
			ガバナ	水平方向	1.67	1.8	○
				鉛直方向	1.17	1.0	×
	高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関	機関本体	機関	水平方向	1.67	1.1	×
				鉛直方向	1.17	1.0	×
			ガバナ	水平方向	1.67	1.8	○
				鉛直方向	1.17	1.0	×

注記*1：加速度の単位： $\times 9.8\text{m/s}^2$

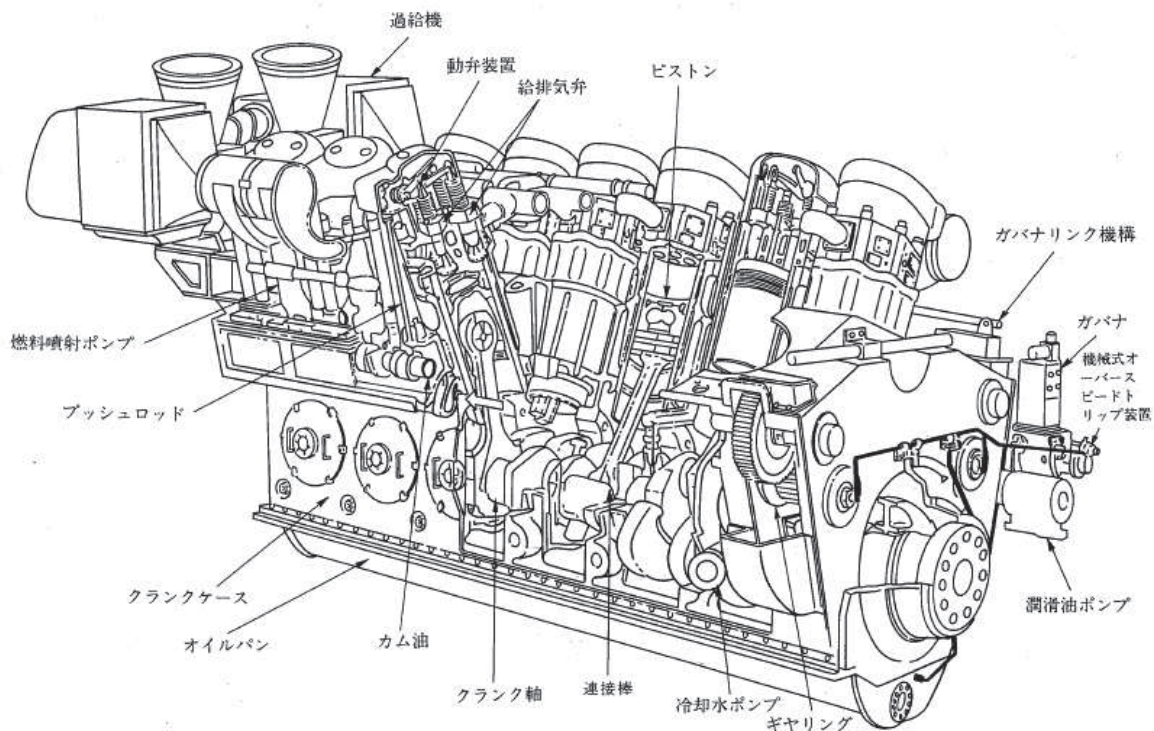
*2：機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超過しない場合を「○」、超過した場合を「×」で示す。

2. 非常用ディーゼル機関及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関の構造概要

詳細評価が必要となった非常用ディーゼル機関及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関の構造概要を別紙 2-5-1 図及び別紙 2-5-2 図に示す。

非常用ディーゼル機関及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関は、ピストンの往復運動をクランク軸の回転運動に変え、発電機に回転力を与える機構である。そのクランクケースにはシリンダ、ピストン、接続棒、クランク軸シリンダ内への燃焼空気吸入用とシリンダ外への燃焼ガス排気用の吸排気弁、及びそれらの動弁機構、各機構へ回転を連結するギヤリング、燃焼用空気を圧縮する過給機等を付属又は内蔵している。また、出力制御のために、ガバナ、ガバナに接続するガバナリンク、燃料加減軸からなる機構及びオーバースピードトリップ装置が備えられている。

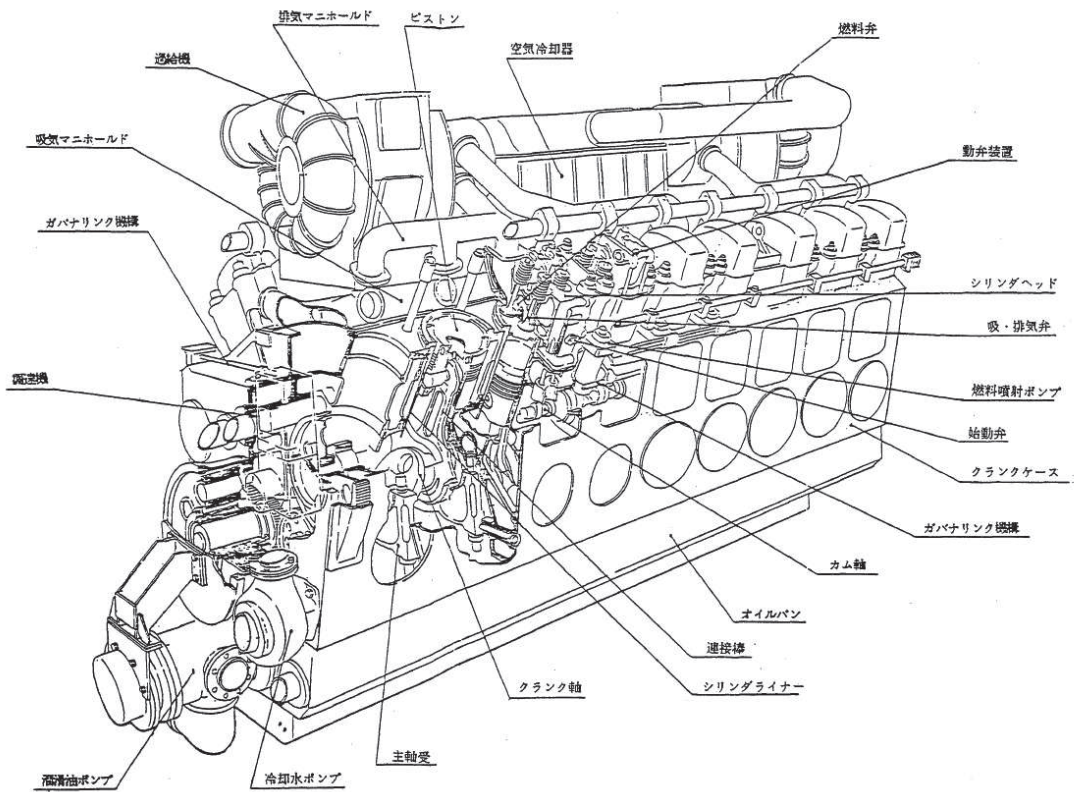
非常用ディーゼル機関及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関は J E A G 4 6 0 1 や耐特委で検討されている非常用ディーゼル発電機と同様の機構、構造であり特有の形状や構成部品の違いはない。



出典： J E A G 4 6 0 1

(女川 2 号非常用ディーゼル機関は 18 気筒であるが、基本構造は同じ)

別紙 2-5-1 図 非常用ディーゼル機関の構造図



出典：(財) 原子力工学試験センター原子力発電施設耐震信頼性実証試験に関する調査報告書
その6 非常用ディーゼル発電機システム耐震実証試験

別紙 2-5-2 図 高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関の構造図

3. 非常用ディーゼル発電設備（機関）の基本評価項目

3.1 J E A G 4 6 0 1に基づく基本評価項目

J E A G 4 6 0 1において基本評価項目として定義されている評価部位は以下のとおりである。

- ガバナリンクの健全性
- 機械式オーバースピードトリップ装置の健全性
- 始動弁，主始動弁の健全性
- 燃料噴射ポンプの健全性
- 冷却水ポンプの健全性
- 潤滑油ポンプの健全性
- 過給機の健全性
- 排気管ベローズの健全性
- ピストン，クランク軸，連結棒の健全性
- 基準軸受の健全性
- カム軸の健全性
- ギヤリングの健全性
- 動弁装置の健全性
- ディーゼル機関本体の健全性
- 潤滑油サンプタンクの波高
- ガバナの健全性

なお、上記の部位のうち、「ガバナリンク，機械式オーバースピードトリップ装置，始動弁・主始動弁，燃料噴射ポンプ，ピストン，クランク軸，連結棒，基準軸受，カム軸，ギヤリング，動弁装置」については、「高圧の爆発圧力による力，回転慣性及び熱的荷重に十分耐えられる材料，構造，強度を有しており，地震加速度による影響は非常に小さいこと（中略），評価を省略することができる。」とされている。また，「冷却水ポンプ，潤滑油ポンプ，過給機」については，「地震時においても取付ボルトの強度，回転部のクリアランスに十分な余裕があることが確認されており，評価を省略することができる。」とされている。

3.2 耐特委で検討された基本評価項目

耐特委においては，以下の6項目に分類し検討を実施している。

- a. ディーゼル機関本体
- b. 出力制御系
- c. 始動空気系
- d. 燃料油系
- e. 冷却水系
- f. 潤滑油系

a. ディーゼル機関本体

(a) 地震時異常要因分析

耐特委における非常用ディーゼル発電機の地震時異常要因分析結果（ディーゼル機関本体）を別紙 2-5-3 図に示す。

対象	要求機能	要因	現象	喪失機能
①ディーゼル機関 本体	(往復動の継続)	ピストン応答過大	ピストンピンメタル面圧増大 → ピストンピンメタル損傷 ①	機関運転不能
		(回転の継続)	クランク軸応答過大	軸受荷重過大 → 軸受の損傷 ②
	カム軸応答過大	軸受荷重過大 → 軸受の損傷 ③	機関運転不能	
	ギヤリングの応答過大	軸受荷重過大	アイドルギヤ軸受の損傷 ④	機関運転不能
			軸の曲げ荷重過大 → 軸の曲がり ④	
			歯車の曲げ応力過大 → 歯の折損 ④	
	(往復動と回転の連続)	連接棒応答過大	軸受荷重過大 → 軸受の損傷 ⑤	機関運転不能
	(開閉動作の継続)	動弁装置応答過大 (アッシュロッドおよび吸排気弁含む)	地震慣性力による弁の誤開閉 ⑥	機関運転不能
			軸受荷重過大 → 軸受の損傷 ⑥	
			バルブレバーの破損 ⑥	
			アッシュロッドの曲り ⑥	
	(本体の固定)	クランクケース・シリン ドライナー応答過大	クランク軸の軸方向移動 → 基準軸受損傷 ⑦	機関運転不能
			転倒モーメント過大 → 基礎ボルト折損 ⑧	

別紙 2-5-3 図 非常用ディーゼル発電機（ディーゼル機関本体）の地震時異常要因分析図
(耐特委報告書)

(b) 基本評価項目の検討

耐特委報告書においては、地震時異常要因分析図に基づき、以下の①～⑧の評価項目が抽出され、これらの項目について評価することで、往復動の継続、回転の継続、往復動と回転動の連続、開閉動作の継続及び本体の固定を確認できるとされている。これは、機能確認済加速度を超える地震加速度レベルにおいても、これらの①～⑧について全て許容値以下に収まっていれば、動的機能が維持できると考えられる。本項では、上記考えに基づき、各基本評価項目における機能喪失に至る現象について記述する。

なお、全評価項目の中で、一つでも許容値を超えれば、当該機器は機能維持評価用加速度における動的機能が維持できないものとするが、各評価結果が概ね弾性域内に留まっており、各異常要因が複合し、新たな損傷モードが発生することはないと考えている。

① ピストンの健全性

ピストンの応答が過大となることにより、ピストンピンメタル面圧が増大し損傷に至り機関運転不能となる。

② クランク軸の健全性

クランク軸の応答が過大となることにより、軸受荷重が過大となり損傷に至り機関運転不能となる。

③ カム軸の健全性

カム軸の応答が過大となることにより、軸受荷重が過大となり損傷に至り機関運転不能となる。

④ ギヤリングの健全性

ギヤリングの応答が過大となることにより、以下の要因により機関運転不能となる。

- ・アイドルギヤ軸受荷重が過大となり軸受損傷。
- ・軸の曲げ荷重が過大となり軸の曲がり発生。
- ・歯車の曲げ応力が過大となり歯の折損。

⑤ 連接棒の健全性

連接棒の応答が過大となることにより、軸受荷重が過大となり損傷に至り機関運転不能となる。

⑥ 動弁装置の健全性

動弁装置の応答が過大となることにより、以下の要因により機関運転不能となる。

- ・地震慣性力による弁の誤開閉。
- ・バルブレバー軸受の荷重が過大となり軸受損傷。
- ・バルブレバー軸受の損傷に伴うバルブレバー損傷。
- ・プッシュロッドの曲がり発生。

⑦ 基準軸受の健全性

クランクケース及びシリンダーライナーの応答が過大となることにより、クランク軸の軸方向移動により基準軸受の損傷に至り機関運転不能となる。

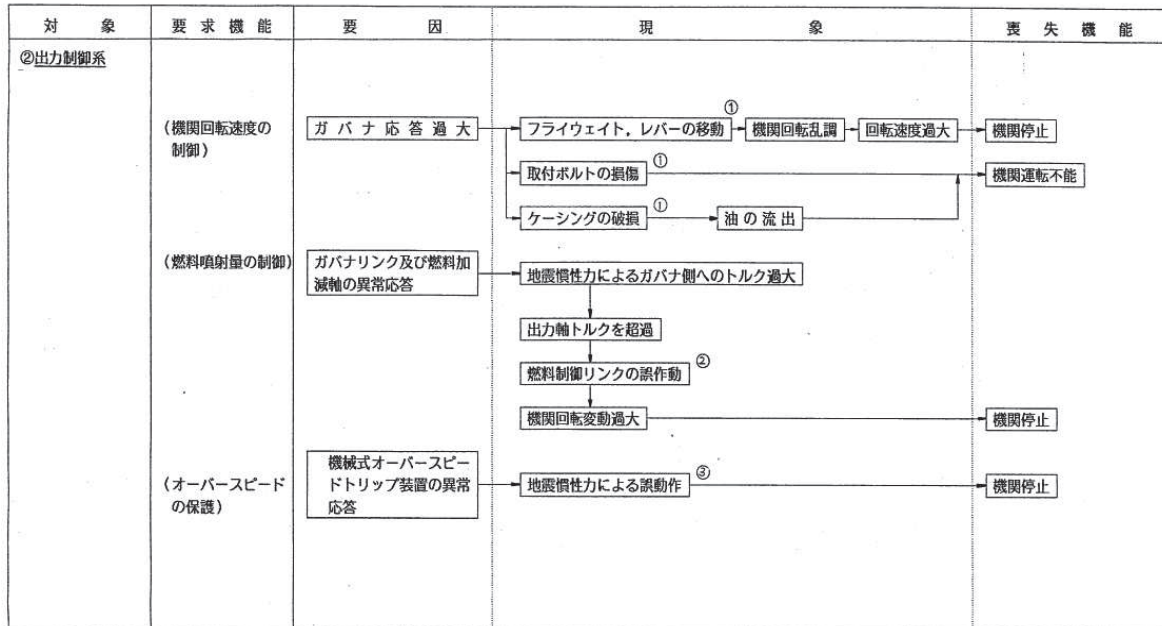
⑧ 機関本体の健全性

機関本体（クランクケース・シリンダライナー含む）の応答が過大となることにより、機関の転倒モーメントが過大となり基礎ボルト及び機関取付ボルトの折損に至り機関運転不能となる。

b. 出力制御系

(a) 地震時異常要因分析

耐特委における非常用ディーゼル発電機の地震時異常要因分析結果（出力制御系）を別紙2-5-4図に示す。



別紙 2-5-4 図 非常用ディーゼル発電機（出力制御系）の地震時異常要因分析図
 (耐特委報告書)

(b) 基本評価項目の検討

耐特委報告書においては、地震時異常要因分析図に基づき、①～③の評価項目が抽出され、これらの項目について評価することで、機関回転速度の制御、燃料噴射量の制御及びオーバースピードの保護を確認できるとされている。これは、機能確認済加速度を超える地震加速度レベルにおいても、これらの①～③について全て許容値以下に収まっていれば、動的機能が維持できると考えられる。本項では、上記考えに基づき、各基本評価項目における機能喪失に至る現象について記述する。

なお、全評価項目の中で、一つでも許容値を超えれば、当該機器は機能維持評価用加速度における動的機能が維持できないものとするが、各評価結果が概ね弾性域内に留まっており、各異常要因が複合し、新たな損傷モードが発生することはないと考えている。

① ガバナの健全性

ガバナの応答が過大となることにより、以下の要因により機関運転不能となる。

- ・フライウエイト、レバーが移動し、機関回転乱調による回転速度過大。
- ・取付ボルトの損傷。
- ・ケーシングの破損による油の流出。

② ガバナリンク及び燃料加減軸の健全性

ガバナリンク及び燃料加減軸の異常応答により，地震慣性力によるガバナ側へのトルクが過大となり出力軸トルクを超過するため，燃料制御リンクが誤作動し機関回転変動過大となり機関停止する。

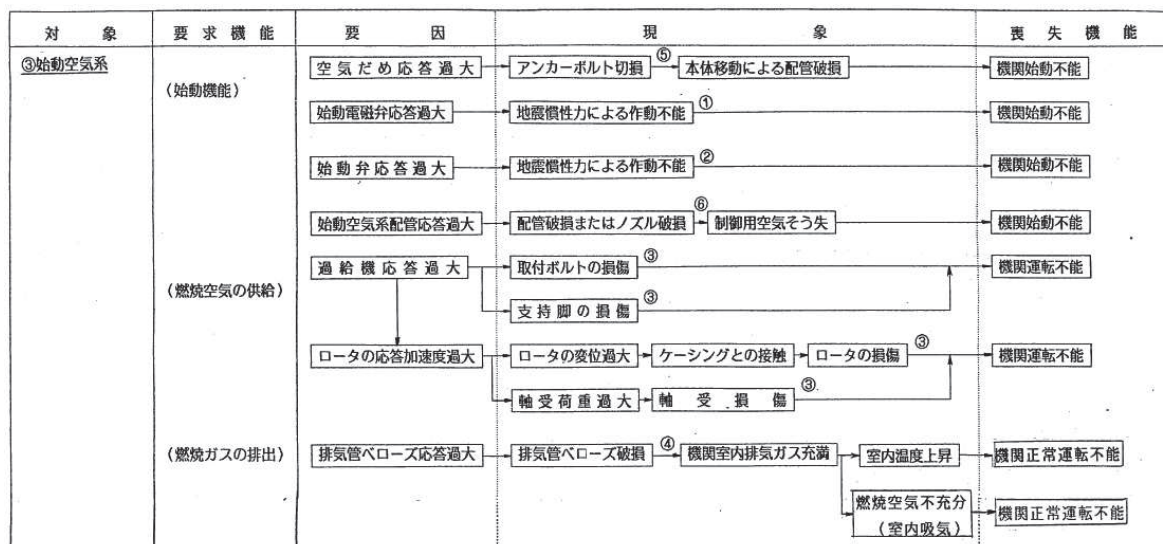
③ オーバースピードトリップ装置の健全性

機械式オーバースピードトリップ装置の異常応答により，地震慣性力による誤動作が発生し機関停止する。

c. 始動空気系

(a) 地震時異常要因分析

耐特委における非常用ディーゼル発電設備の地震時異常要因分析結果（始動空気系）を別紙 2-5-5 図に示す。



別紙 2-5-5 図 非常用ディーゼル発電機（始動空気系）の地震時異常要因分析図
(耐特委報告書)

(b) 基本評価項目の検討

耐特委報告書においては、地震時異常要因分析図に基づき、①～⑥の評価項目が抽出され、これらの項目について評価することで、始動機能、燃焼空気の供給及び燃焼ガスの排出を確認できるとされている。これは、機能確認済加速度を超える地震加速度レベルにおいても、これらの①～⑥について全て許容値以下に収まっていれば、動的機能が維持できると考えられる。本項では、上記考えに基づき、各基本評価項目における機能喪失に至る現象について記述する。

なお、全評価項目の中で、一つでも許容値を超えれば、当該機器は機能維持評価用加速度における動的機能が維持できないものとするが、各評価結果が概ね弾性域内に留まっており、各異常要因が複合し、新たな損傷モードが発生することはないと考えている。

① 始動電磁弁の健全性

始動電磁弁の応答が過大となることにより、地震慣性力による作動不能に至り機関始動不能となる。

② 始動弁の健全性

始動弁の応答が過大となることにより、地震慣性力による作動不能に至り機関始動不能となる。

③ 過給機の健全性

過給機（ロータ含む）の応答が過大となることにより、以下の要因により燃焼空気の供給機能の喪失に至り機関運転不能となる。

- ・ 取付ボルトの損傷。
- ・ 支持脚の損傷。
- ・ ロータ変位が過大となりケーシングと接触することによるロータ損傷。
- ・ 軸受荷重が過大となり軸受損傷。

④ 排気管ベローズの健全性

排気管ベローズの応答が過大となることにより、排気管ベローズが破損に至り機関室内に排気ガスが充満することで、室内温度上昇又は燃焼空気不十分（室内吸気の場合）となり機関の正常運転が不能となる。

⑤ 空気だめの健全性

空気だめの応答が過大となることにより、アンカーボルトが折損し本体が移動することで配管が破損に至り機関始動不能となる。

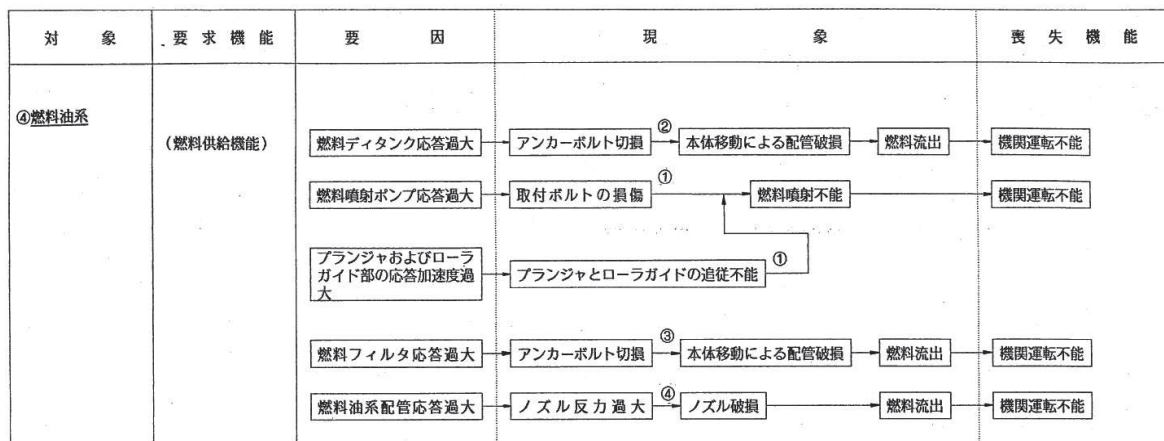
⑥ 始動空気系配管の健全性

始動空気系配管の応答が過大となることにより、配管又はノズルが破損し制御用空気を喪失することで機関始動不能となる。

d. 燃料油系

(a) 地震時異常要因分析

耐特委における非常用ディーゼル発電設備の地震時異常要因分析結果（燃料油系）を別紙2-5-6図に示す。



別紙 2-5-6 図 非常用ディーゼル発電機（燃料油系）の地震時異常要因分析図（耐特委報告書）

(b) 基本評価項目の検討

耐特委報告書においては、地震時異常要因分析図に基づき、①～④の評価項目が抽出され、これらの項目について評価することで、燃料供給機能の維持が確認できるとされている。これは、機能確認済加速度を超える地震加速度レベルにおいても、これらの①～④について全て許容値以下に収まっていれば、動的機能が維持できると考えられる。本項では、上記考えに基づき、各基本評価項目における機能喪失に至る現象について記述する。

なお、全評価項目の中で、一つでも許容値を超えれば、当該機器は機能維持評価用加速度における動的機能が維持できないものとするが、各評価結果が概ね弾性域内に留まっており、各異常要因が複合し、新たな損傷モードが発生することはないと考えている。

① 燃料噴射ポンプの健全性

燃料噴射ポンプの応答が過大となることにより、取付ボルトが損傷し燃料噴射不能となり機関運転不能となる。また、プランジャ及びローラガイド部の応答が過大となることにより、プランジャ及びローラガイドが追従不能となり燃料噴射不能となり機関運転不能となる。

② 燃料デイトンクの健全性

燃料デイトンクの応答が過大となることにより、アンカーボルトが折損し本体が移動することで配管が破損し燃料流出が発生し機関運転不能となる。

③ 燃料フィルタの健全性

燃料フィルタの応答が過大となることにより、アンカーボルトが折損し本体が移動す

ることで配管が破損し燃料流出が発生し機関運転不能となる。

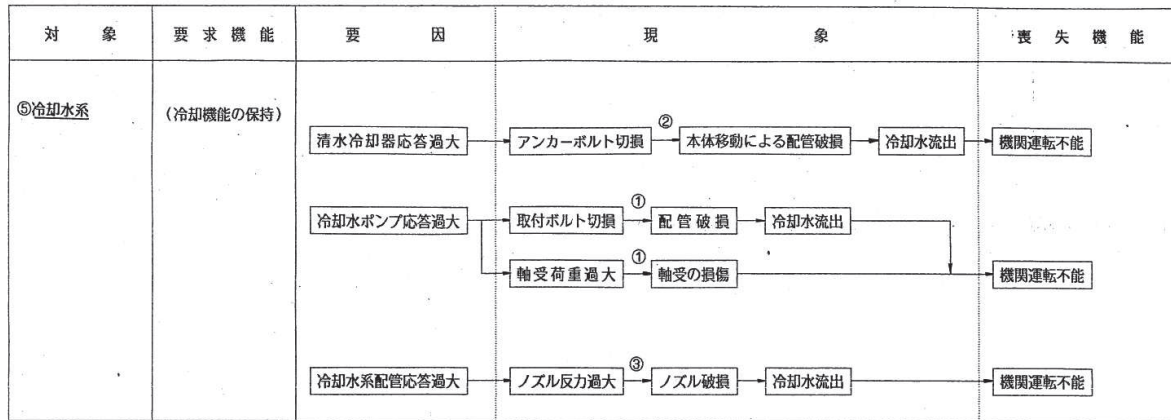
④ 燃料油系配管の健全性

燃料油系配管の応答が過大となることにより、ノズル反力が過大となりノズルが破損することで燃料流出が発生し機関運転不能となる。

e. 冷却水系

(a) 地震時異常要因分析

耐特委における非常用ディーゼル発電設備の地震時異常要因分析結果（冷却水系）を別紙2-5-7図に示す。



別紙 2-5-7 図 非常用ディーゼル発電機（冷却水系）の地震時異常要因分析図（耐特委報告書）

(b) 基本評価項目の検討

耐特委報告書においては、地震時異常要因分析図に基づき、①～③の評価項目が抽出され、これらの項目について評価することで、冷却機能の保持が確認できるとされている。これは、機能確認済加速度を超える地震加速度レベルにおいても、これらの①～③について全て許容値以下に収まっていれば、動的機能が維持できると考えられる。本項では、上記考えに基づき、各基本評価項目における機能喪失に至る現象について記述する。

なお、全評価項目の中で、一つでも許容値を超えれば、当該機器は機能維持評価用加速度における動的機能が維持できないものとするが、各評価結果が概ね弾性域内に留まっており、各異常要因が複合し、新たな損傷モードが発生することはないと考えている。

① 冷却水ポンプの健全性

冷却水ポンプの応答が過大となることにより、取付ボルトが折損し冷却水配管が破損することで冷却水流出が発生し機関運転不能となる。また、軸受荷重が過大になり軸受損傷に至り機関運転不能となる。

② 清水冷却器の健全性

清水冷却器の応答が過大となることにより、アンカーボルトが折損し本体が移動することで配管が破損し冷却水流出が発生し機関運転不能となる。

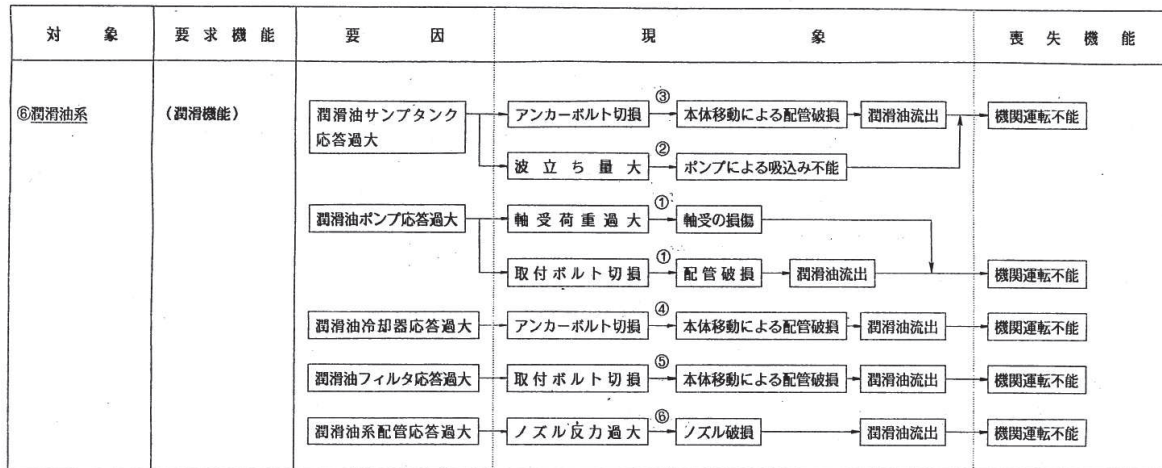
③ 冷却水系配管の健全性

冷却水系配管の応答が過大となることにより、ノズル反力が過大となりノズルが破損することで冷却水流出が発生し機関運転不能となる。

f. 潤滑油系

(a) 地震時異常要因分析

耐特委における非常用ディーゼル発電設備の地震時異常要因分析結果（潤滑油系）を別紙2-5-8図に示す。



別紙 2-5-8 図 非常用ディーゼル発電機（潤滑油系）の地震時異常要因分析図（耐特委報告書）

(b) 基本評価項目の検討

耐特委報告書においては、地震時異常要因分析図に基づき、①～⑥の評価項目が抽出され、これらの項目について評価することで、潤滑機能の維持が確認できるとされている。これは、機能確認済加速度を超える地震加速度レベルにおいても、これらの①～⑥について全て許容値以下に収まっていれば、動的機能が維持できると考えられる。本項では、上記考えに基づき、各基本評価項目における機能喪失に至る現象について記述する。

なお、全評価項目の中で、一つでも許容値を超えれば、当該機器は機能維持評価用加速度における動的機能が維持できないものとするが、各評価結果が概ね弾性域内に留まっており、各異常要因が複合し、新たな損傷モードが発生することはないと考えている。

① 潤滑油ポンプの健全性

潤滑油ポンプの応答が過大となることにより、軸受荷重が過大となり軸受損傷に至り機関運転不能となる。また、取付ボルトが切損し本体が移動することで配管が破損し潤滑油流出が発生し機関運転不要となる。

② 潤滑油サンプタンク（スロッシング）の健全性

潤滑油サンプタンクの応答が過大となることにより、内包する潤滑油の波立ちが過大となりポンプ吸込み不能に至り機関運転不能となる。

③ 潤滑油サンプタンクの健全性

潤滑油サンプタンクの応答が過大となることにより、アンカーボルトが折損し本体が

移動することで配管が破損し潤滑油流出が発生し機関運転不能となる。

④ 潤滑油冷却器の健全性

潤滑油冷却器の応答が過大となることにより、アンカーボルトが折損し本体が移動することで配管が破損し潤滑油流出が発生し機関運転不能となる。

⑤ 潤滑油フィルタの健全性

潤滑油フィルタの応答が過大となることにより、取付ボルトが折損し本体が移動することで配管が破損し潤滑油流出が発生し機関運転不能となる。

⑥ 潤滑油系配管の健全性

潤滑油配管の応答が過大となることにより、ノズル反力が過大となりノズルが破損することで潤滑油流出が発生し機関運転不能となる。

4. 非常用ディーゼル発電設備（機関）の「詳細検討」方針

J E A G 4 6 0 1 及び耐特委の内容を踏まえた、女川原子力発電所第 2 号機のディーゼル発電設備（機関）の動的機能維持評価に係る「詳細検討」方針について、3 項で検討した 6 つの分類ごとに整理した結果を以下に示す。

なお、(財) 原子力工学試験センターで実施された耐震信頼性実証試験*（以下「耐震信頼性実証試験」という。）の結果を踏まえて評価対象外としている基本評価項目を別添-2-5-1 に、ディーゼル発電設備（機関）とは別設備として評価を実施している設備を別添-2-5-2 に、潤滑油のスロッシング評価に関連する内容を別添-2-5-3 にそれぞれ詳細を示す。

注記*：「原子力発電施設耐震信頼性実証試験（平成 4 年 3 月）」（(財) 原子力工学試験センター）

4.1 ディーゼル機関本体

ディーゼル機関本体の「詳細検討」方針を別紙 2-5-2 表に示す。

別紙 2-5-2 表 ディーゼル機関本体の「詳細検討」方針

No	基本評価項目	J E A G 4 6 0 1 の 基本評価項目	耐特委の 基本評価 項目	検討方針	記載箇所*1
1	ピストン	○	○	ピストンピンメタルは、高圧の爆発力による力、回転慣性及び熱的荷重に十分耐えられる材料、構造、強度を有しており、地震加速度による影響は非常に小さいことが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な裕度があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-2-5-1)。	① (別添-2-5-1)
2	クランク軸	○	○	主軸受は、高圧の爆発力による力、回転慣性及び熱的荷重に十分耐えられる材料、構造、強度を有しており、地震加速度による影響は非常に小さいことが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な裕度があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-2-5-1)。	① (別添-2-5-1)
3	カム軸	○	○	主軸受は、高圧の爆発力による力、回転慣性及び熱的荷重に十分耐えられる材料、構造、強度を有しており、地震加速度による影響は非常に小さいことが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な裕度があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-2-5-1)。	① (別添-2-5-1)
4	ギャリリング	○	○	アイドルギヤ軸受、軸及び歯車は、高圧の爆発力による力、回転慣性及び熱的荷重に十分耐えられる材料、構造、強度を有しており、地震加速度による影響は非常に小さいことが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な裕度があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-2-5-1)。	① (別添-2-5-1)
5	連接棒	○	○	クランクピンメタルは、高圧の爆発力による力、回転慣性及び熱的荷重に十分耐えられる材料、構造、強度を有しており、地震加速度による影響は非常に小さいことが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な裕度があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-2-5-1)。	① (別添-2-5-1)
6	動弁装置	○	○	バルブレバー軸受、プッシュロッド、バルブレバー及びプッシュロッドの追従性は、高圧の爆発力による力、回転慣性及び熱的荷重に十分耐えられる材料、構造、強度を有しており、地震加速度による影響は非常に小さいことが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な裕度があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-2-5-1)。	① (別添-2-5-1)
7	基準軸受	○	○	基準軸受は、往復動の継続、回転の継続、往復動と回転道の連続、開閉動作の継続の観点から、隔壁が回転体のスラスト方向荷重を支持可能であること及びスラスト軸受機能が確保されることを確認するため、動的機能維持の評価項目として選定する。*2	②
8	機関本体	○	○	機関本体の健全性は固定部の取付ボルト及び基礎ボルトの構造強度を確認する。ボルト類については、ディーゼル発電設備の構造強度評価の評価対象として耐震計算書で健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する。*2	— (構造強度評価対象)

注記*1：本資料で詳述の場合「①」、添付書類に記載の場合「②」、省略の場合「—」で示す。

*2：添付書類「VI-2-10-1-2-1-1 非常用ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書」及び「VI-2-10-1-2-2-1 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書」に記載。

4.2 出力制御系

出力制御系の「詳細検討」方針を別紙 2-5-3 表に示す。

別紙 2-5-3 表 出力制御系の「詳細検討」方針

No	基本評価項目	J E A G 4 6 0 1 の 基本評価項目	耐特委の 基本評価 項目	検討方針	記載箇所*1
1	ガバナ	○	○	ディーゼル機関の回転速度の制御の観点から動的機能維持の評価項目として選定する。*2	②
2	ガバナリンク及び燃料加減軸	○	○	ガバナリンク及び燃料加減軸は、地震加速度による影響は非常に小さいことが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な余裕があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する（別添-2-5-1）。	① （別添-2-5-1）
3	オーバースピードトリップ装置	○	○	機械式オーバースピードトリップ装置は、地震加速度による影響は非常に小さいことが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な余裕があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する（別添-2-5-1）。	① （別添-2-5-1）

注記*1：本資料で詳述の場合「①」、添付書類に記載の場合「②」、省略の場合を「-」で示す。

*2：添付書類「VI-2-10-1-2-1-1 非常用ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書」及び「VI-2-10-1-2-2-1 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書」に記載。

4.3 始動空気系

始動空気系の「詳細検討」方針を別紙 2-5-4 表に示す。

別紙 2-5-4 表 始動空気系の「詳細検討」方針

No	基本評価項目	J E A G 4 6 0 1 の 基本評価項目	耐特委の 基本評価 項目	検討方針	記載箇所*1
1	始動電磁弁	—	○	始動電磁弁の健全性は非常用ディーゼル発電設備（機関）とは別設備として、始動空気系配管の一部として耐震 S クラスとして評価を実施し構造健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する（別添-2-5-2）。	① (別添-2-5-2)
2	始動弁	○	○	始動弁は、地震加速度による影響は非常に小さいことが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な裕度があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する（別添-2-5-1）。	① (別添-2-5-1)
3	過給機	○	○	地震時においても取付ボルト、支持脚の強度、回転部のクリアランス及び軸受荷重に十分な余裕があることが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な裕度があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する（別添-2-5-1）。	① (別添-2-5-1)
4	排気管ペローズ	○	○	燃焼ガスの排出の観点から動的機能維持の評価項目として選定する。*2	②
5	空気だめ	—	○	空気だめの健全性は非常用ディーゼル発電設備（機関）とは別設備として、構造強度評価対象として耐震計算書で健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する。*3	— (別設備の 構造強度評 価対象)
6	始動空気系配管	—	○	始動空気系配管の健全性は非常用ディーゼル発電設備（機関）とは別設備として、耐震 S クラスとして評価を実施し構造健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する（別添-2-5-2）。	① (別添-2-5-2)

注記*1：本資料で詳述の場合「①」、添付書類に記載の場合「②」、省略の場合「—」で示す。

*2：添付書類「VI-2-10-1-2-1-1 非常用ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書」及び「VI-2-10-1-2-2-1 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書」に記載。

*3：添付書類「VI-2-10-1-2-1-2 非常用ディーゼル発電設備 空気だめの耐震性についての計算書」及び「VI-2-10-1-2-2-2 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 空気だめの耐震性についての計算書」に記載。

4.4 燃料油系

燃料油系の「詳細検討」方針を別紙 2-5-5 表に示す。

別紙 2-5-5 表 燃料油系の「詳細検討」方針

No	基本評価項目	J E A G 4 6 0 1 の 基本評価項目	耐特委の 基本評価 項目	検討方針	記載箇所*1
1	燃料噴射ポンプ	○	○	地震時においても取付ボルトの強度、ブランチャとローラガイドの追従性に十分な余裕があることが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な余裕があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-2-5-1)。	① (別添-2-5-1)
2	燃料デイトank	—	○	燃料デイトankの健全性は非常用ディーゼル発電設備 (機関) とは別設備として、構造強度評価対象として耐震計算書で健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する。*2	— (別設備の 構造強度評 価対象)
3	燃料フィルタ	—	○	燃料フィルタの健全性は非常用ディーゼル発電設備 (機関) とは別設備として、耐震 S クラスとして評価を実施し構造健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-2-5-2)。	① (別添-2-5-2)
4	燃料油系配管	—	○	燃料油系配管の健全性は非常用ディーゼル発電設備 (機関) とは別設備として、耐震 S クラスとして評価を実施し構造健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-2-5-2)。	① (別添-2-5-2)

注記*1 : 本資料で詳述の場合「①」、添付書類に記載の場合「②」、省略の場合「—」で示す。

*2 : 添付書類「VI-2-10-1-2-1-3 非常用ディーゼル発電設備 燃料デイトankの耐震性についての計算書」及び「VI-2-10-1-2-2-3 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 燃料デイトankの耐震性についての計算書」に記載。

4.5 冷却水系

冷却水系の「詳細検討」方針を別紙 2-5-6 表に示す。

別紙 2-5-6 表 冷却水系の「詳細検討」方針

No	基本評価項目	J E A G 4 6 0 1 の 基本評価項目	耐特委の 基本評価 項目	検討方針	記載箇所*
1	冷却水ポンプ	○	○	地震時においても取付ボルト、回転部のクリアランス及び軸受荷重に十分な余裕があることが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な余裕があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する(別添-2-5-1)。	① (別添-2-5-1)
2	清水冷却器	—	○	清水冷却器の健全性は非常用ディーゼル発電設備(機関)とは別設備として、耐震 S クラスとして評価を実施し構造健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する(別添-2-5-2)。	① (別添-2-5-2)
3	冷却水系配管	—	○	冷却水系配管の健全性は非常用ディーゼル発電設備(機関)とは別設備として、耐震 S クラスとして評価を実施し構造健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する(別添-2-5-2)。	① (別添-2-5-2)

注記* : 本資料で詳述の場合「①」、添付書類に記載の場合「②」、省略の場合を「—」で示す。

4.6 潤滑油系

潤滑油系の「詳細検討」方針を別紙 2-5-7 表に示す。

別紙 2-5-7 表 潤滑油系の「詳細検討」方針

No	基本評価項目	J E A G 4 6 0 1 の 基本評価項目	耐特委の 基本評価 項目	検討方針	記載箇所*1
1	潤滑油ポンプ	○	○	地震時においても取付ボルト、支持脚の強度、回転部のクリアランス及び軸受荷重に十分な余裕があることが確認されている。耐震信頼性実証試験の限界加速度が女川 2 号機の地震加速度に対し、十分な余裕があることを確認し動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-2-5-1)。	① (別添-2-5-1)
2	潤滑用サンプタンク (スロッシング)	○	○	潤滑機能維持の観点から動的機能維持の評価項目として選定する。*2	②
3	潤滑油サンプタンク	—	○	潤滑油サンプタンクの健全性は非常用ディーゼル発電設備 (機関) とは別設備として、耐震 S クラスとして評価を実施し構造健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-2-5-2)。	① (別添-2-5-2)
4	潤滑油冷却器	—	○	潤滑油冷却器の健全性は非常用ディーゼル発電設備 (機関) とは別設備として、耐震 S クラスとして評価を実施し構造健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-2-5-2)。	① (別添-2-5-2)
5	潤滑油フィルタ	—	○	潤滑油フィルタの健全性は非常用ディーゼル発電設備 (機関) とは別設備として、耐震 S クラスとして評価を実施し構造健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-2-5-2)。	① (別添-2-5-2)
6	潤滑油系配管	—	○	潤滑油系配管の健全性は非常用ディーゼル発電設備 (機関) とは別設備として、耐震 S クラスとして評価を実施し構造健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する (別添-2-5-2)。	① (別添-2-5-2)

注*1: 本資料で詳述の場合「①」、添付書類に記載の場合「②」、省略の場合「—」で示す。

*2: 添付書類「VI-2-10-1-2-1-1 非常用ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書」及び「VI-2-10-1-2-2-1 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書」に記載。

5. 非常用ディーゼル発電設備（機関）の許容値の設定

非常用ディーゼル機関及び高圧炉心スプレイディーゼル機関の動的機能維持評価の「詳細検討」内容に対する許容値を別紙 2-5-8 表に示す。

非常用ディーゼル機関及び高圧炉心スプレイディーゼル機関の基本評価項目が許容値以下となることを確認することで、動的機能維持が確保されると判断する。

別紙 2-5-8 表 非常用ディーゼル発電設備（機関）の許容値

No	基本評価項目	許容値の設定	
1	(ディーゼル機関本体) 非常用ディーゼル機関 基準軸受*1	隔壁強度	クランク軸の回転機能及び支持機能が阻害されるという観点から、隔壁の変形を弾性範囲内に留めるようⅢ _A S を準用し許容値としている。クランク軸及び発電機ロータによる発生応力を弾性範囲内に留めることで、地震時のスラスト方向荷重による隔壁損傷はなく、機関の回転機能は確保される。
		軸受面圧	クランク軸の回転機能及び支持機能が阻害されるという観点から、機能維持の観点で既往の研究で機能維持が確認されている軸受面圧*3を許容値とした。
	(ディーゼル機関本体) 高圧炉心スプレイディーゼル機関 基準軸受*1	スラスト方向加速度	高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機の据付位置における地震加速度が、当該ディーゼル機関の同一型式の機能確認済加速度以下であることを確認するため、耐震信頼性実証試験で得られている機能確認済加速度を許容値とした。
2	(出力制御系) ガバナ*2	ガバナ加速度	据付位置における地震加速度が、当該ガバナの機能確認済加速度以下であることを確認するため、既往の研究*4での機能確認済加速度を許容値とした。
3	(始動空気系) 排気管ベローズ*2	地震による伸び	J E A G 4 6 0 1 に従い、排気管ベローズの地震による伸びが運転状態の最大伸び量以下であればベローズの健全性が確保されとの観点から、運転時の排気管ベローズの最大伸び量を許容値とした。
4	(潤滑油系) 潤滑油サンプタンク*2	スロッシング	地震時にディーゼル機関に潤滑油が供給可能であることを確認するため、運転時潤滑油液面レベルから潤滑油吸入口上端レベルまでの高さを許容値とした。

注記*1：非常用ディーゼル機関の基準軸受は既往知見による加振試験データが無いいため構造強度評価を実施。高圧炉心スプレイディーゼル機関の基準軸受は既往知見による加振試験データがあることから試験結果との比較により評価を実施。

*2：ガバナ、排気管ベローズ及び潤滑油サンプタンクについて、許容値の設定の考え方は非常用ディーゼル機関及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関に共通。

*3：耐震信頼性実証試験から得られた限界面圧。

*4：(独) 原子力安全基盤機構 耐震安全部「平成 22 年度耐震機能限界試験（非常用ディーゼル発電機）ガバナ振動台加振試験」（JNES-SS レポート）に記載の機能確認済加速度

6. 非常用ディーゼル発電設備（機関）の評価検討結果

非常用ディーゼル発電設備（機関）の「詳細検討」結果を別紙 2-5-9 表及び別紙 2-5-10 表に示す。

各機関に対する「詳細検討」結果は、いずれも全ての評価部位の発生値が許容値を満足しており、動的機能維持が確保されることを確認した。

なお、非常用ディーゼル機関の動的機能維持評価の詳細については、耐震計算書「VI-2-10-1-2-1-1 非常用ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震計算書」, 「VI-2-10-1-2-2-1 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震計算書」に示す。

別紙 2-5-9 表 非常用ディーゼル機関 詳細評価結果

評価部位		項目	応力分類	発生値	許容値	評価
基準軸受	隔壁強度	応力	曲げ応力			○
	軸受面圧	荷重	荷重			○
ガバナ	加速度		水平方向			○
			鉛直方向			○
排気管ベローズ	変位	—	○			
潤滑油サンプタンク	変位	—	○			

別紙 2-5-10 表 高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関 詳細評価結果

評価部位		項目	応力分類	発生値	許容値	評価
基準軸受		加速度	水平方向 (スラスト方向)			○
ガバナ	加速度		水平方向			○
			鉛直方向			○
排気管ベローズ	変位	—	○			
潤滑油サンプタンク (潤滑油オイルパン)	変位	—	○			

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

非常用ディーゼル発電設備（機関）の基本評価項目のうち既往知見より
評価対象外としている設備の確認結果

1. はじめに

女川原子力発電所第2号機の非常用ディーゼル発電設備（機関）の動的機能維持評価については、J E A G 4 6 0 1及び耐特委で検討された基本評価項目について検討する。この基本評価項目のうち、女川原子力発電所第2号機の非常用ディーゼル発電設備（機関）と同型式の試験体を用いた加振試験を実施している耐震信頼性実証試験*で裕度が十分と判断される部位については評価対象外とし耐震計算書の記載対象外としている。

耐震信頼性実証試験では、BWRプラントのディーゼル発電機システム（ディーゼル機関（BWR高速型）、発電機、出力制御系、始動用空気・給排気系、燃料油系（燃料タンク除く）、冷却水系、潤滑油系、制御盤）を代表機種として、大型加振台上で1/1スケールの加振試験（実証試験・限界試験）を実施している。他機種については、BWR高速型との差異を、BWR中速型は解析的に実証し、PWR中速型は部分試験及び解析的に実証することにより、限界荷重及び動的機能維持加速度レベルを確認している。

本資料では女川原子力発電所第2号機の非常用ディーゼル発電設備（機関）の基本評価項目のうち、耐震信頼性実証試験での知見を用いて評価対象外としている評価項目についてその確認内容をまとめるものである。

注記*：「平成3年度 原子力発電施設耐震信頼性実証試験に関する調査報告書 その1 非常用ディーゼル発電機システム耐震実証試験（平成4年3月）」（(財)原子力工学試験センター）

2. 基本評価項目のうち評価対象とする基本評価項目の選定方法

女川原子力発電所第2号機の非常用ディーゼル発電設備（機関）の基本評価項目のうち、耐震信頼性実証試験の知見を適用して評価対象とする評価部位の選定フローについて別添2-5-1-1図に示す。ここで、J E A G 4 6 0 1及び耐特委の検討を踏まえて抽出した基本評価項目のうち、工認対象設備として耐震Sクラス評価を実施している、もしくは、工認対象外設備として耐震Sクラス評価を実施（またはS s機能維持を確認）している基本項目は、評価部位の選定対象からあらかじめ除外する。抽出した基本評価項目及び耐震信頼性実証試験の適用性を確認する基本評価項目を別添2-5-1-1表に示す。選定フローの各項目についての考え方は以下のとおりである。

①耐震信頼性実証試験と構造、材料、作動原理が同一で女川2号機への適用性があるか

耐震信頼性実証試験の適用性を確認するため、構造、材料、作動原理の観点で耐震信頼性実証試験と女川2号機の評価部位について比較を行い、同一であるか確認する。

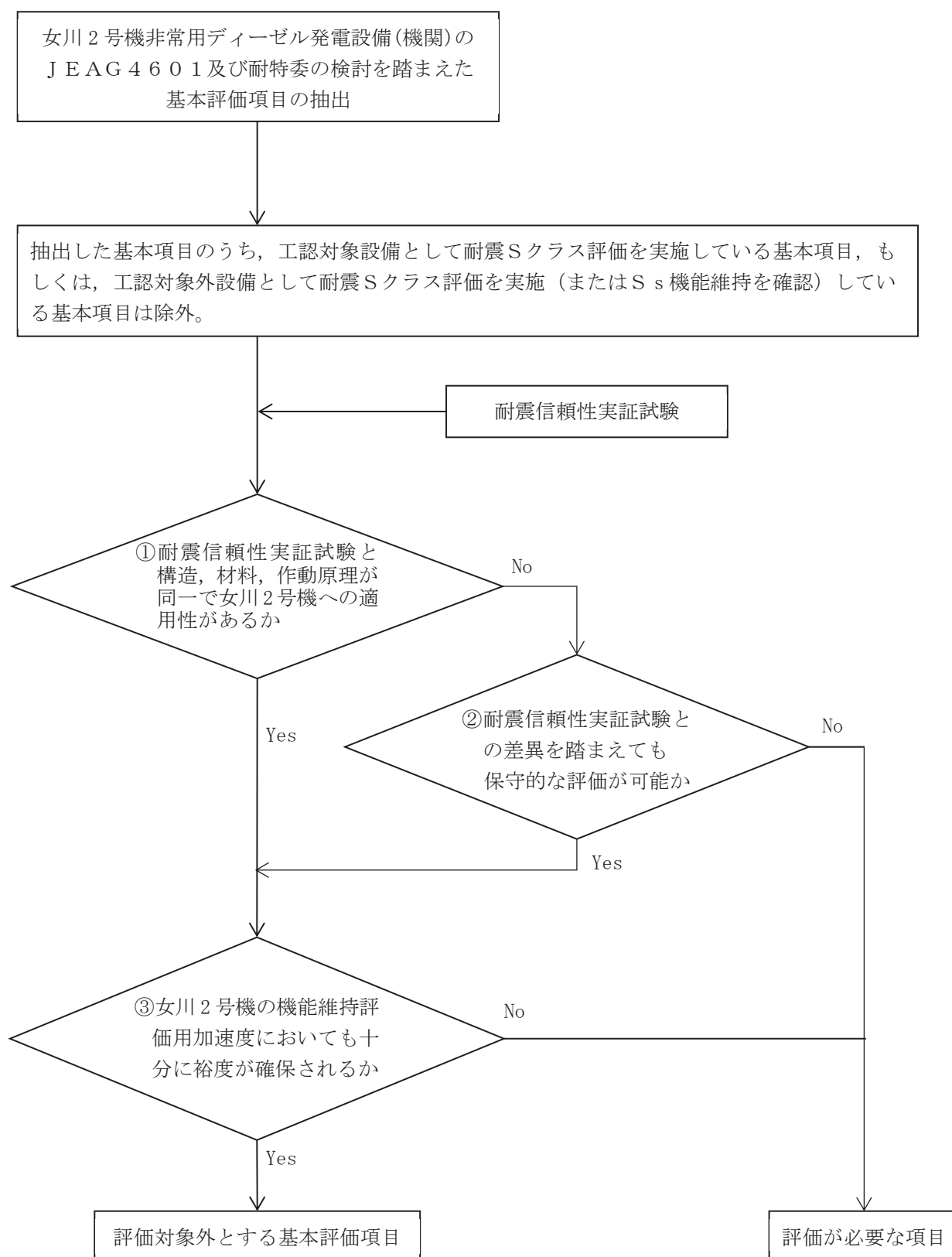
②耐震信頼性実証試験との差異を踏まえても保守的な評価が可能か

耐震信頼性実証試験と差異がある場合でも、その差異は評価上非保守的な作用を及ぼす

ものではなく、保守的な評価が可能となるか確認する。

③女川2号機での機能維持評価用加速度においても十分に裕度が確保されるか

女川原子力発電所第2号機で設計に適用する機能維持評価用加速度と耐震信頼性実証試験で検証されている限界加速度を比較して十分な裕度が確保されるか確認する。



別添 2-5-1-1 図 基本評価項目のうち評価対象とする基本評価項目の選定フロー

3. 基本評価項目のうち評価対象とする基本評価項目の選定結果

基本評価項目のうち耐震信頼性実証試験の知見を用いて評価対象とする基本評価項目の選定結果について、非常用ディーゼル機関及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関の結果を別添2-5-1-2表に示す。また、本表で示している各項目の結果の詳細は4項に示す。

別添2-5-1-1表 耐震信頼性実証試験の適用性を確認する基本評価項目

分類	基本評価項目	耐震Sクラス評価実施 またはSs機能維持を確認	耐震信頼性実証試験の適用性 を確認する基本評価項目 ○：確認対象，－：除外
ディーゼル機関本体	ピストン	×	○
	クランク軸	×	○
	カム軸	×	○
	ギヤリング	×	○
	連接棒	×	○
	動弁装置	×	○
	基準軸受	×	○*2
	機関本体	○*1	－
出力制御系	ガバナ	×	－*2
	ガバナリンク及び燃料加減軸	×	○
	オーバースピードトリップ装置	×	○
始動空気系	始動電磁弁	○（工認対象外）*1	－
	始動弁	×	○
	過給機	×	○
	排気管ベローズ	×	－*2
	空気だめ	○*1	－
	始動空気系配管	○（工認対象外）*1	－
燃料油系	燃料噴射ポンプ	×	○
	燃料デイトンク	○*1	－
	燃料フィルタ	○（工認対象外）*1	－
	燃料油系配管	○（工認対象外）*1	－
冷却水系	冷却水ポンプ	×	○
	清水冷却器	○（工認対象外）*1	－
	冷却水系配管	○（工認対象外）*1	－
潤滑油	潤滑油ポンプ	×	○
	潤滑油サンプタンク（スロッシング）	×	－*2
	潤滑油サンプタンク	○（工認対象外）*1	－
	潤滑油冷却器	○（工認対象外）*1	－
	潤滑油フィルタ	○（工認対象外）*1	－
	潤滑油系配管	○（工認対象外）*1	－

注記*1：当該設備または別設備の耐震計算書、もしくは、工認対象外設備は別添-2-5-2に記載

*2：「詳細検討」を耐震計算書に記載

別添 2-5-1-2 表 評価対象とする基本評価項目の検討結果（非常用ディーゼル機関）

分類	基本評価項目	①耐震信頼性実証試験と構造、材料、作動原理が同一で女川 2 号機への適用性があるか*1	②耐震信頼性実証試験との差異を踏まえても保守的な評価が可能か*2	③女川 2 号機の機能維持評価用加速度においても十分に裕度が確保されるか*3	評価対象とする基本評価項目 ○：対象外，－：対象
ディーゼル機関本体	ピストン	Yes	－	Yes	○
	クランク軸	Yes	－	Yes	○
	カム軸	Yes	－	Yes	○
	ギヤリング	Yes	－	Yes	○
	連接棒	Yes	－	Yes	○
	動弁装置	Yes	－	Yes	○
	基準軸受	Yes	－	No	－
出力制御系	ガバナリンク及び燃料加減軸	Yes	－	Yes	○
	オーバースピードトリップ装置	No	Yes	Yes	○
始動空気系	始動弁	Yes	－	Yes	○
	過給機	No	Yes	Yes	○
燃料油系	燃料噴射ポンプ	No	Yes	Yes	○
冷却水系	冷却水ポンプ	Yes	－	Yes	○
潤滑油	潤滑油ポンプ	No	Yes	Yes	○

注記*1：当該設備、もしくは、他の設備またはその一部として耐震 S クラスの評価を未実施の場合のみ、検討対象

*2：①が No の場合のみ検討対象（－は検討不要）

*3：①又は②が Yes の場合のみ検討対象（－は検討不要）

別添 2-5-1-2 表 評価対象とする基本評価項目の検討結果（高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関）

分類	基本評価項目	①耐震信頼性実証試験と構造，材料，作動原理が同一で女川 2 号機への適用性があるか*1	②耐震信頼性実証試験との差異を踏まえても保守的な評価が可能か*2	③女川 2 号機の機能維持評価用加速度においても十分に裕度が確保されるか*3	評価対象とする基本評価項目 ○：対象外，－：対象
ディーゼル機関本体	ピストン	Yes	－	Yes	○
	クランク軸	Yes	－	Yes	○
	カム軸	Yes	－	Yes	○
	ギヤリング	Yes	－	Yes	○
	連接棒	Yes	－	Yes	○
	動弁装置	Yes	－	Yes	○
	基準軸受	Yes	－	No	－
出力制御系	ガバナリンク及び燃料加減軸	Yes	－	Yes	○
	オーバースピードトリップ装置	Yes	－	Yes	○
始動空気系	始動弁	Yes	－	Yes	○
	過給機	Yes	－	Yes	○
燃料油系	燃料噴射ポンプ	Yes	－	Yes	○
冷却水系	冷却水ポンプ	Yes	－	Yes	○
潤滑油	潤滑油ポンプ	Yes	－	Yes	○

注記*1：当該設備，もしくは，他の設備またはその一部として耐震 S クラスの評価を未実施の場合のみ，検討対象

*2：①が No の場合のみ検討対象（－は検討不要）

*3：①又は②が Yes の場合のみ検討対象（－は検討不要）

4. 評価対象外選定方法の詳細について

(1) 工認耐震計算書の評価対象部位又は別設備として耐震Sクラスの評価実施の有無

別紙 2-5 本文「4. 非常用ディーゼル発電設備（機関）の「詳細検討」方針」で整理結果をまとめているが、工認耐震計算書で構造強度を実施している部位（例：機関本体（基礎ボルト、取付ボルト））や個別に耐震Sクラスとして耐震評価を実施している設備（例：燃料フィルタ）については、それぞれの評価結果で耐震健全性を示すことから、耐震信頼性実証試験結果を参考とした本検討の対象とはならない。

(2) 耐震信頼性実証試験の女川原子力発電所第2号機への適用性（別添 2-5-1-1 表，別添 2-5-1-2 表の①）

耐震信頼性実証試験の知見について、女川原子力発電所第2号機への適用性を確認するため、構造、材料、作動原理の観点で比較、検証する。非常用ディーゼル機関の結果を別添 2-5-1-3 表に、高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関の結果を別添 2-5-1-4 表に示す。また、耐震信頼性実証試験報告書より、検討した部位の構造や検討結果について、中速形の内容を別添 2-5-1-2 図，高速形の内容を別添 2-5-1-3 図に抜粋する。

なお、女川原子力発電所2号機の設備のうち、非常用ディーゼル機関は J E A G 4 6 0 1 で定義されている中速形に該当し、高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関は高速形に該当することから、耐震信頼性実証試験においてもそれぞれに該当する形式を参照している。

別添 2-5-1-3 表，別添 2-5-1-4 表より、評価項目のほとんどで構造・材料・作動原理が同一であることが確認できたことから、耐震信頼性実証試験の知見について女川原子力発電所第2号機への適用性に問題がないと判断した。

ただし、非常用ディーゼル機関における評価部位の仕様については、相違及び同等と分類される評価部位があることから、(3)項において各部位評価に係る適用性の有無を確認する。

【非常用ディーゼル機関】

「相違」：オーバースピードトリップ装置

「同等」：燃料噴射ポンプ，潤滑油ポンプ，過給機

【高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関】

相違箇所なし。

別添 2-5-1-3 表 耐震信頼性実証試験（中速形）と女川原子力発電所第 2 号機
非常用ディーゼル機関の評価部位の仕様比較（1/2）

基本評価 項目	評価部位	評価項目	比較結果*		
			構造	材料	作動原理
基準軸受	クランク軸	軸受隔壁強度	同一	同一	同一
	基準軸受	軸受面圧	同一	同一	同一
カム軸	カム軸軸受	軸受面圧	同一	同一	同一
		スラスト軸受荷重	同一	同一	同一
クランク軸	主軸受	軸受面圧	同一	同一	同一
連接棒	クランクピン軸受	軸受面圧	同一	同一	同一
ピストン	ピストンピン軸受	軸受面圧	同一	同一	同一
ギヤリング	ギヤリング	軸受面圧	同一	同一	同一
		軸の強度	同一	同一	同一
		歯車の強度	同一	同一	同一
		アイドルギヤスラスト強度	同一	同一	同一
動弁装置	動弁装置揺腕	バルブレバー軸受	同一	同一	同一
		プッシュロッド強度	同一	同一	同一
		バルブレバー強度	同一	同一	同一
		揺腕スラスト方向強度	同一	同一	同一
		動弁装置の追従性	同一	同一	同一
始動弁	始動弁	弁棒の曲げ	同一	同一	同一
		弁の誤開閉	同一	同一	同一
ガバナリンク装置 及び燃料加減軸	ガバナリンク装置	地震時の抵抗	同一	同一	同一
		燃料加減軸とコントロールラックの動き	同一	同一	同一
オーバースピード トリップ装置	オーバースピード トリップ装置	プランジャの誤動作	相違	相違	相違
燃料噴射ポンプ	燃料噴射ポンプ	取付ボルト強度	同一	同一	同一
		プランジャとローラガイドの追従性	同等	同一	同一
冷却水ポンプ	冷却水ポンプ	取付ボルト強度	同一	同一	同一
		軸受荷重	同一	同一	同一
		ケーシングとインペラの干渉	同一	同一	同一

注記*：各項目の比較結果は以下の 3 つに分類。

「同一」女川 2 号機の評価部位と相違がない項目

「同等」女川 2 号機の評価部位において一部相違があるものの、耐震信頼性実証試験よりも裕度が大きくなる項目

「相違」女川 2 号機の評価部位と明確な相違がある項目

別添 2-5-1-3 表 耐震信頼性実証試験（中速形）と女川原子力発電所第 2 号機
非常用ディーゼル機関の評価部位の仕様比較（2/2）

基本評価 項目	評価部位	評価項目	比較結果*		
			構造	材料	作動原理
潤滑油ポンプ	潤滑油ポンプ	取付ボルト強度	同一	同等	同一
		軸受荷重	同一	同一	同一
		ケーシングとの干渉	同一	同一	同一
過給機	過給機	取付ボルト強度	同一	同等	同一
		支持脚の強度	同一	同一	同一
		軸受荷重	同一	同一	同一
		ケーシングとの干渉	同一	同一	同一

注記*：各項目の比較結果は以下の 3 つに分類。

「同一」女川 2 号機の評価部位と相違がない項目

「同等」女川 2 号機の評価部位において一部相違があるものの、耐震信頼性実証試験よりも裕度が大きくなる項目

「相違」女川 2 号機の評価部位と明確な相違がある項目

別添 2-5-1-4 表 耐震信頼性実証試験（高速形）と女川原子力発電所第 2 号機
 高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関の評価部位の仕様比較（1/2）

基本評価 項目	評価部位	評価項目	比較結果*		
			構造	材料	作動原理
基準軸受	クランク軸	軸受隔壁強度	同一	同一	同一
	基準軸受	軸受面圧	同一	同一	同一
カム軸	カム軸軸受	軸受面圧	同一	同一	同一
		スラスト軸受荷重	同一	同一	同一
クランク軸	主軸受	軸受面圧	同一	同一	同一
連接棒	クランクピン軸受	軸受面圧	同一	同一	同一
ピストン	ピストンピン軸受	軸受面圧	同一	同一	同一
ギヤリング	ギヤリング	軸受面圧	同一	同一	同一
		軸の強度	同一	同一	同一
		歯車の強度	同一	同一	同一
		アイドルギヤスラスト強度	同一	同一	同一
動弁装置	動弁装置揺腕	バルブレバー軸受	同一	同一	同一
		プッシュロッド強度	同一	同一	同一
		バルブレバー強度	同一	同一	同一
		揺腕スラスト方向強度	同一	同一	同一
		動弁装置の追従性	同一	同一	同一
始動弁	始動弁	弁棒の曲げ	同一	同一	同一
		弁の誤開閉	同一	同一	同一
ガバナリンク装置 及び燃料加減軸	ガバナリンク装置	地震時の抵抗	同一	同一	同一
		燃料加減軸とコントロールラックの動き	同一	同一	同一
オーバースピード トリップ装置	オーバースピード トリップ装置	プランジャの誤動作	同一	同一	同一
燃料噴射ポンプ	燃料噴射ポンプ	取付ボルト強度	同一	同一	同一
		プランジャとローラガイドの追従性	同一	同一	同一
冷却水ポンプ	冷却水ポンプ	取付ボルト強度	同一	同一	同一
		軸受荷重	同一	同一	同一
		ケーシングとインペラの干渉	同一	同一	同一

注記*：各項目の比較結果は以下の 3 つに分類。

「同一」女川 2 号機の評価部位と相違がない項目

「同等」女川 2 号機の評価部位において一部相違があるものの、耐震信頼性実証試験よりも裕度が大きくなる項目

「相違」女川 2 号機の評価部位と明確な相違がある項目

別添 2-5-1-4 表 耐震信頼性実証試験（高速形）と女川原子力発電所第 2 号機
 高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関の評価部位の仕様比較（2/2）

基本評価 項目	評価部位	評価項目	比較結果*		
			構造	材料	作動原理
潤滑油ポンプ	潤滑油ポンプ	取付ボルト強度	同一	同一	同一
		軸受荷重	同一	同一	同一
		ケーシングとの干渉	同一	同一	同一
過給機	過給機	取付ボルト強度	同一	同一	同一
		支持脚の強度	同一	同一	同一
		軸受荷重	同一	同一	同一
		ケーシングとの干渉	同一	同一	同一

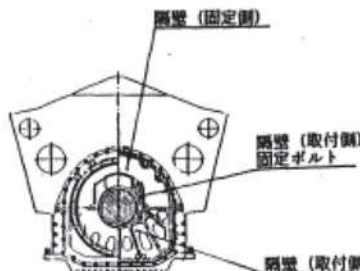
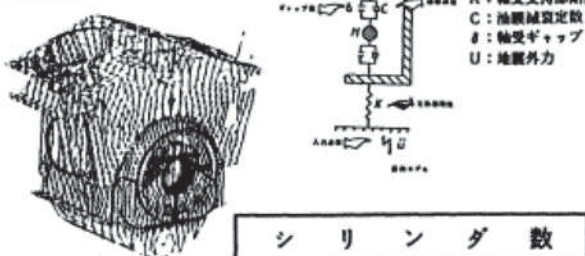
注記*：各項目の比較結果は以下の 3 つに分類。

「同一」女川 2 号機の評価部位と相違がない項目

「同等」女川 2 号機の評価部位において一部相違があるものの、耐震信頼性実証試験よりも裕度が大きくなる項目

「相違」女川 2 号機の評価部位と明確な相違がある項目

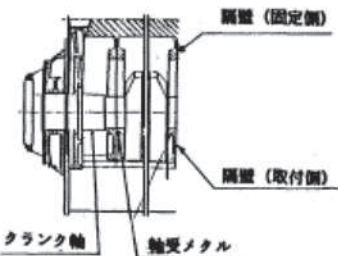
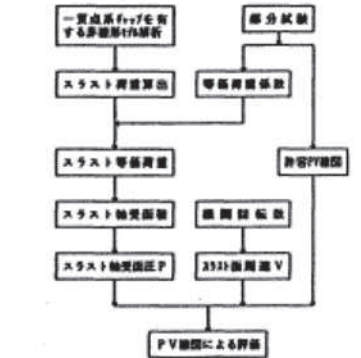
付表6.1-2-1 BWR中速形の評価部位別評価結果(1/2)

評価部位	クランク軸基準軸受	評価項目	(1) 軸受隔壁強度		実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界応力}}{\text{解析応力}}$					
解析評価内容					シリンダ数			12	16	18		
					軸受反力			ton	47.61	50.51	61.25	
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p>外観形状</p>  </div> <div style="width: 45%;"> <p>解析式</p> <pre> graph TD A[一点系1,2,7を有する非線形FEM解析] --> B[スラスト荷重算出] B --> C[基準軸受隔壁FEM解析] C --> D[隔壁応力算出] E[固定側荷重分組10とする] --> B </pre> </div> </div>					解析応力			kg/mm ²	9.31	9.87	11.97	
					<p>解析モデル</p>  <p>M: ロータ系質量 K: 軸受支持部剛性 C: 油膜減衰定数 delta: 軸受ギャップ U: 地震外力</p>					評価		
結果			○	○						○		
<p>備考</p>					シリンダ数			12	16	18		
					許容値			降伏応力	kg/mm ²	21	21	21
					限界値			応力	kg/mm ²	21	21	21

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部位別の評価結果(1/35)

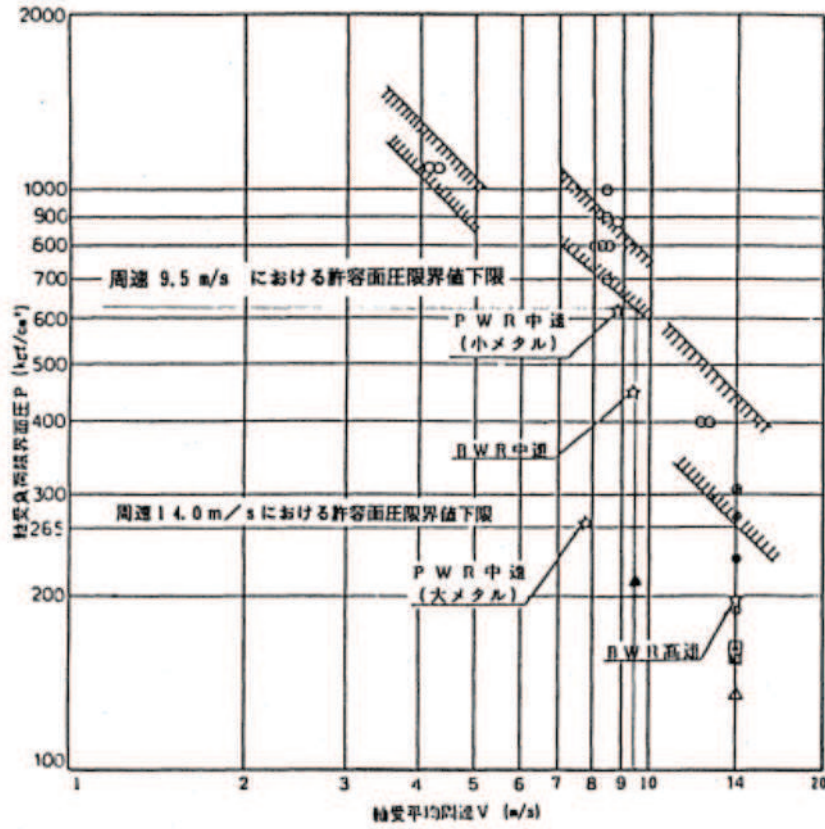
付表6.1-2-1 BWR中速形の評価部位別評価結果(2/2)

評価部位	クランク軸基準軸受	評価項目	(2) 軸受面圧	実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界面圧}}{\text{解析面圧}}$			
解析評価内容 <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> 外観形状  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> 解析式  </div> </div>						シリンダ数	12	16	18
						軸受反力	ton	47.61	50.51
解析面圧	kg/cm ²	191.6	203.4	246.6					
評価	裕度※	3.2	3.0	2.5					
	結果	○	○	○					
備考						詳細については次頁参照 なお、限界値は許容PV線図における下限とした。			
						シリンダ数	12	16	18
						限界値	部分試験による許容値PV線図上で評価。周速は定格回転時(9.5 m/s) 620 kg/cm ²		

別添2-5-1-13

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添2-5-1-2 図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部位別の評価結果(2/35)

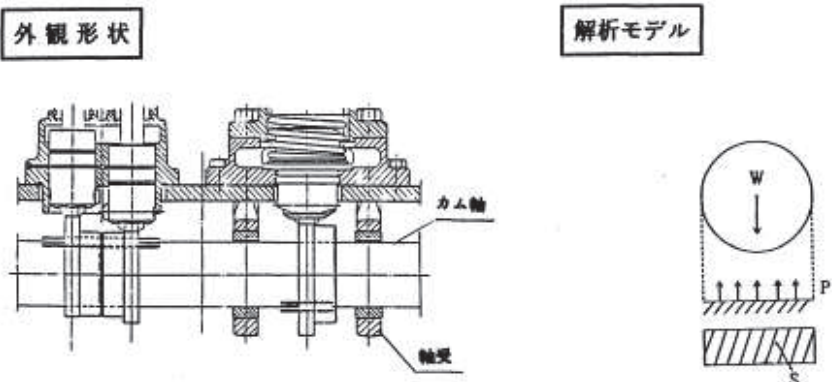


耐震信頼性実証試験
非常用ディーゼル発電機システム
平成 2 年報告書より抜粋

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (3/35)

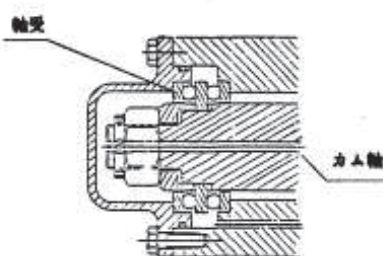
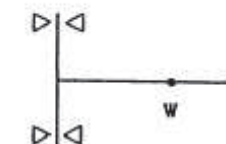
付表6.1-2-2 BWR中速形の評価部位別評価結果(1/2)

評価部位	カム軸軸受	評価項目 (1) 軸受面圧	実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																														
解析評価内容																																			
<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div> 																																			
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析式</div> $\alpha_{\text{水平}} = (P_a - P) \cdot S / (W / f)$ <p>但し*</p> <table style="margin-left: 20px;"> <tr> <td>P_a : 許容面圧</td> <td>120</td> <td>kg/cm²</td> </tr> <tr> <td>P : 通常運転時軸受面圧</td> <td>48.5</td> <td>kg/cm²</td> </tr> <tr> <td>S : 軸受投影面積</td> <td>62.5</td> <td>cm²</td> </tr> <tr> <td>W : カム軸 1cyl 当り質量</td> <td>94.7</td> <td>kg</td> </tr> </table>		P_a : 許容面圧	120	kg/cm ²	P : 通常運転時軸受面圧	48.5	kg/cm ²	S : 軸受投影面積	62.5	cm ²	W : カム軸 1cyl 当り質量	94.7	kg																						
P_a : 許容面圧	120	kg/cm ²																																	
P : 通常運転時軸受面圧	48.5	kg/cm ²																																	
S : 軸受投影面積	62.5	cm ²																																	
W : カム軸 1cyl 当り質量	94.7	kg																																	
		<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th>シリンダ数</th> <th>12</th> <th>16</th> <th>18</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>許容値 面圧 kg/cm²</td> <td>120</td> <td>120</td> <td>120</td> </tr> <tr> <td>限界値 加速度 g</td> <td>47.1</td> <td>47.1</td> <td>47.1</td> </tr> </tbody> </table>				シリンダ数	12	16	18	許容値 面圧 kg/cm ²	120	120	120	限界値 加速度 g	47.1	47.1	47.1																		
シリンダ数	12	16	18																																
許容値 面圧 kg/cm ²	120	120	120																																
限界値 加速度 g	47.1	47.1	47.1																																
備考																																			
評価加速度 (α) の算出式																																			
$\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$																																			
* 面圧は1シリンダ当たりの軸受面圧を求めて評価																																			
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>シリンダ数</th> <th>12</th> <th>16</th> <th>18</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>固有振動数 (カム軸) Hz</td> <td>624</td> <td>624</td> <td>624</td> </tr> <tr> <td rowspan="3">評価条件</td> <td>水平加速度 α_H g</td> <td>0.84</td> <td>0.84</td> <td>0.84</td> </tr> <tr> <td>鉛直加速度 α_V g</td> <td>0.38</td> <td>0.38</td> <td>0.38</td> </tr> <tr> <td>評価加速度 α g</td> <td>0.92</td> <td>0.92</td> <td>0.92</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">評価</td> <td>裕度※</td> <td>51.1</td> <td>51.1</td> <td>51.1</td> </tr> <tr> <td>結果</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> </tr> </tbody> </table>						シリンダ数	12	16	18	固有振動数 (カム軸) Hz	624	624	624	評価条件	水平加速度 α_H g	0.84	0.84	0.84	鉛直加速度 α_V g	0.38	0.38	0.38	評価加速度 α g	0.92	0.92	0.92	評価	裕度※	51.1	51.1	51.1	結果	○	○	○
シリンダ数	12	16	18																																
固有振動数 (カム軸) Hz	624	624	624																																
評価条件	水平加速度 α_H g	0.84	0.84	0.84																															
	鉛直加速度 α_V g	0.38	0.38	0.38																															
	評価加速度 α g	0.92	0.92	0.92																															
評価	裕度※	51.1	51.1	51.1																															
	結果	○	○	○																															

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (4/35)

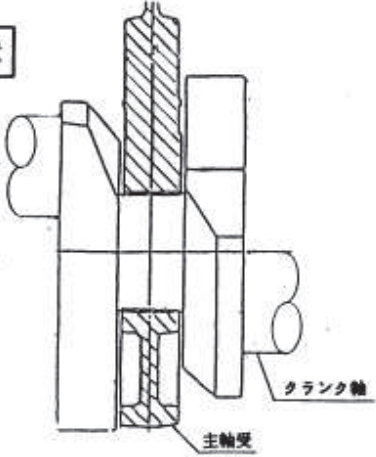
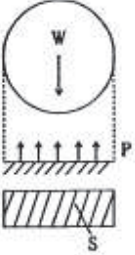
付表6.1-2-2 BWR中速形の評価部位別評価結果(2/2)

評価部位	カム軸軸受	評価項目	(2) スラスト軸受	実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																		
解析評価内容 <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> 外観形状  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> 解析モデル  </div> </div> <div style="margin-top: 20px;"> 解析式 $\alpha_{(H)} = C_0 / (W / g)$ <p>但し* C₀: 基本静定格荷重 22000 kg W: カム軸系全体重量 1012.4 kg</p> </div> <table border="1" style="width: 100%; margin-top: 10px;"> <thead> <tr> <th colspan="2">シリンダ数</th> <th>12</th> <th>16</th> <th>18</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>許容値</td> <td>荷重</td> <td>kg</td> <td>22000</td> <td>22000</td> <td>22000</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>g</td> <td>28.2</td> <td>23.3</td> <td>21.7</td> </tr> </tbody> </table>				シリンダ数		12	16	18	許容値	荷重	kg	22000	22000	22000	限界値	加速度	g	28.2	23.3	21.7	シリンダ数	12	16	18
				シリンダ数		12	16	18																
許容値	荷重	kg	22000	22000	22000																			
限界値	加速度	g	28.2	23.3	21.7																			
評価条件	水平加速度 α_H	g	0.84	0.84	0.84																			
	鉛直加速度 α_V	g	0.38	0.38	0.38																			
	評価加速度 α	g	0.84	0.84	0.84																			
評価	裕度※	33.5	27.7	25.8																				
	結果	○	○	○																				
備考 評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \alpha_H$ <p>* 数値は18シリンダの例である。</p> <p>シリンダ数が減少することによりカム軸全体重量が減少するため限界値が増加する。</p>																								

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部位別の評価結果(5/35)

付表6.1-2-3 BWR中速形の評価部位別評価結果

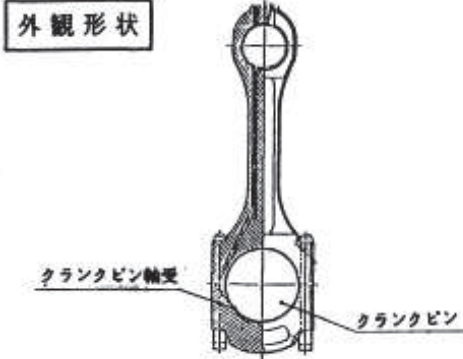
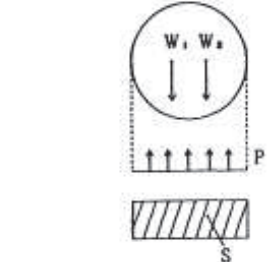
評価部位	主 軸 受	評価項目	(1) 軸 受 面 圧		実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$
解析評価内容							
外観形状		解析モデル					
							
解析式		備 考					
$\alpha_{H+V} = (P_a - P) \cdot S / (W/g)$		評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$					
但し* Pa : 許容面圧 450 kg/cm ² P : 通常運転時軸受面圧 194 kg/cm ² S : 軸受投影面積 444.6 cm ² W : 軸受1個当たりの軸系重量 1785kg		* 数値はシリンダ数に関係なく同一仕様である。					
シ リ ン ダ 数		1 2	1 6	1 8			
許 容 値	面 圧	kg/cm ²	450	450	450		
限 界 値	加 速 度	g	63.7	63.7	63.7		
評 価		裕度※	69.2	69.2	69.2		
評 価		結 果	○	○	○		

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (6/35)

別添 2-5-1-17

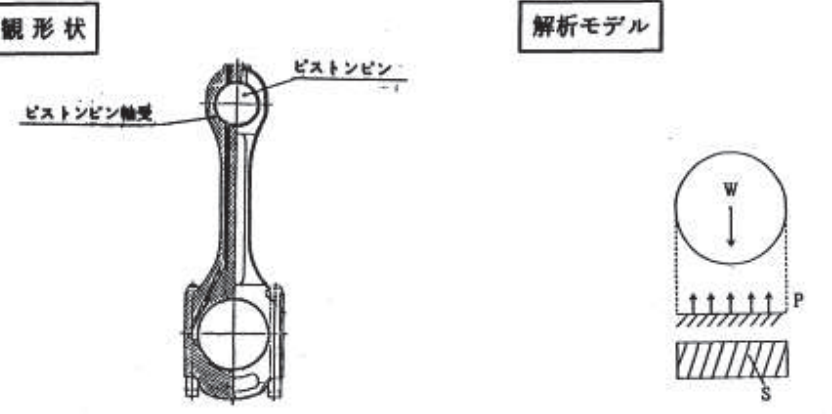
付表6.1-2-4 BWR中速形の評価部位別評価結果

評価部位	クランクピン軸受	評価項目	(1) 軸受面圧	実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$					
解析評価内容						シリンダ数	12	16	18		
外観形状		解析モデル				評価条件	水平加速度 α_H	♯	0.84	0.84	0.84
							鉛直加速度 α_V	♯	0.38	0.38	0.38
							評価加速度 α	♯	0.92	0.92	0.92
						評価	裕度※		191	191	191
							結果		○	○	○
解析式						備考					
$\alpha_{\alpha \cdot v} = (P_s - P) \cdot S / \{ (W_1 + W_2) / g \}$						評価加速度 (α) の算出式					
但し* P _s : 許容面圧 450 kg/cm ² P : 通常運転時軸受面圧 287.3 kg/cm ² S : 軸受投影面積 342 cm ² W ₁ : ピストン重量 187.2 kg W ₂ : 連結棒重量 128.5 kg						$\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$					
						* 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。					
						シリンダ数	12	16	18		
						許容値 面圧	kg/cm ²	450	450	450	
						限界値 加速度	♯	176.2	176.2	176.2	

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (7/35)

付表6.1-2-5 BWR中速形の評価部位別評価結果

評価部位	ピストンピン軸受	評価項目	(1) 軸受面圧	実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$															
<p>解析評価内容</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>  <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;">解析式</div> $\alpha_{H+V} = (P_s - P) \cdot S / (W/g)$ <p>但し*</p> <table style="font-size: small;"> <tr><td>P_s :</td><td>許容面圧</td><td>450</td><td>kg/cm²</td></tr> <tr><td>P :</td><td>通常運転時軸受面圧</td><td>371</td><td>kg/cm²</td></tr> <tr><td>S :</td><td>軸受接触面積</td><td>283.9</td><td>cm²</td></tr> <tr><td>W :</td><td>ピストン質量</td><td>187.2</td><td>kg</td></tr> </table>						P _s :	許容面圧	450	kg/cm ²	P :	通常運転時軸受面圧	371	kg/cm ²	S :	軸受接触面積	283.9	cm ²	W :	ピストン質量	187.2	kg
						P _s :	許容面圧	450	kg/cm ²												
P :	通常運転時軸受面圧	371	kg/cm ²																		
S :	軸受接触面積	283.9	cm ²																		
W :	ピストン質量	187.2	kg																		

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (8/35)

付表6.1-2-6 BWR中速形の評価部位別評価結果(1/4)

評価部位	ギアリング	評価項目	(1) 軸受面圧	実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																																											
解析評価内容																																																	
外観形状			解析モデル																																														
解析式	$\alpha_{H, V} = (P_s - P) \cdot S / (W/g)$ <p>但し*</p> <table border="1"> <tr> <td>P_s : 許容面圧</td> <td>120</td> <td>kg/cm²</td> </tr> <tr> <td>P : 通常運転時軸受面圧</td> <td>7.7</td> <td>kg/cm²</td> </tr> <tr> <td>S : 軸受接触面積</td> <td>329.7</td> <td>cm²</td> </tr> <tr> <td>W : アイドルギヤ重量</td> <td>110</td> <td>kg</td> </tr> </table>		P _s : 許容面圧	120	kg/cm ²	P : 通常運転時軸受面圧	7.7	kg/cm ²	S : 軸受接触面積	329.7	cm ²	W : アイドルギヤ重量	110	kg	<table border="1"> <tr> <td>シリンダ数</td> <td>12</td> <td>16</td> <td>18</td> </tr> <tr> <td>評価条件</td> <td>水平加速度 α_H</td> <td>♀</td> <td>0.84</td> <td>0.84</td> <td>0.84</td> </tr> <tr> <td></td> <td>鉛直加速度 α_V</td> <td>♀</td> <td>0.38</td> <td>0.38</td> <td>0.38</td> </tr> <tr> <td></td> <td>評価加速度 α</td> <td>♀</td> <td>0.92</td> <td>0.92</td> <td>0.92</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">評価</td> <td>裕度※</td> <td>375</td> <td>370</td> <td>365</td> </tr> <tr> <td>結果</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> </tr> </table>				シリンダ数	12	16	18	評価条件	水平加速度 α _H	♀	0.84	0.84	0.84		鉛直加速度 α _V	♀	0.38	0.38	0.38		評価加速度 α	♀	0.92	0.92	0.92	評価	裕度※	375	370	365	結果	○	○	○
P _s : 許容面圧	120	kg/cm ²																																															
P : 通常運転時軸受面圧	7.7	kg/cm ²																																															
S : 軸受接触面積	329.7	cm ²																																															
W : アイドルギヤ重量	110	kg																																															
シリンダ数	12	16	18																																														
評価条件	水平加速度 α _H	♀	0.84	0.84	0.84																																												
	鉛直加速度 α _V	♀	0.38	0.38	0.38																																												
	評価加速度 α	♀	0.92	0.92	0.92																																												
評価	裕度※	375	370	365																																													
	結果	○	○	○																																													
備考																																																	
<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ <p>* 数値は18シリンダの例である。</p> <p>シリンダ数が減少することにより通常運転時軸受面圧は減少するため、限界値は増加する。</p>																																																	
<table border="1"> <tr> <td>シリンダ数</td> <td>12</td> <td>16</td> <td>18</td> </tr> <tr> <td>許容値 面圧</td> <td>kg/cm²</td> <td>120</td> <td>120</td> <td>120</td> </tr> <tr> <td>限界値 加速度</td> <td>♀</td> <td>345.0</td> <td>340.5</td> <td>336.5</td> </tr> </table>							シリンダ数	12	16	18	許容値 面圧	kg/cm ²	120	120	120	限界値 加速度	♀	345.0	340.5	336.5																													
シリンダ数	12	16	18																																														
許容値 面圧	kg/cm ²	120	120	120																																													
限界値 加速度	♀	345.0	340.5	336.5																																													

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添2-5-1-2 図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部位別の評価結果(9/35)

付表6.1-2-6 BWR中速形の評価部位別評価結果(2/4)

評価部位	ギアリング	評価項目 (2) 軸の強度	実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$
解析評価内容					
外観形状		解析モデル			
解析式					
$\alpha_{\alpha + v} = (\sigma_v \cdot Z - M) / (l_1 \cdot l_2 / l) / (W / g)$					
但し* σ_v : 降伏応力 35 kg/mm ² Z : カム軸断面係数 98174 mm ³ M : 通常運転時曲げモーメント 2.911×10^4 kg·mm W : アイドルギヤ重量 110 kg l : 軸受間距離 562 mm l_1 : 荷重点までの距離 293.5 mm l_2 : 荷重点までの距離 268.5 mm					
		シリンダ数	12	16	18
		許容値 降伏応力	kg/mm ²	35	35
		限界値 加速度	g	210.6	207.0
		シリンダ数	12	16	18
評価条件	水平加速度 α_H	g	0.84	0.84	0.84
	鉛直加速度 α_V	g	0.38	0.38	0.38
	評価加速度 α	g	0.92	0.92	0.92
評価		裕度※	229	225	221
結果		○	○	○	
備考					
評価加速度 (α) の算出式					
$\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$					
* 数値は18シリンダの例である。					
シリンダ数が減少することにより通常運転時軸受面圧は減少するため、限界値は増加する。					

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (10/35)

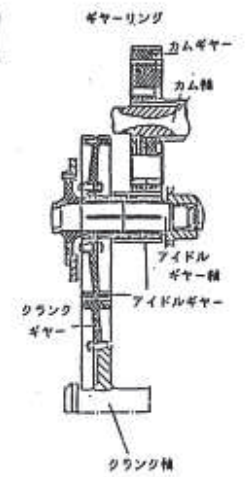
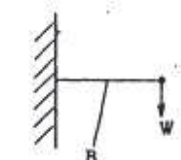
付表6.1-2-6 BWR中速形の評価部位別評価結果(3/4)

評価部位	ギアリング	評価項目	(3) 歯車の強度	実証方法	C	※裕度 =	$\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$
解析評価内容							
外観形状	解析モデル						
				シリンダ数	12	16	18
評価条件	水平加速度 α_H	g	0.84	0.84	0.84		
	鉛直加速度 α_V	g	0.38	0.38	0.38		
	評価加速度 α	g	0.92	0.92	0.92		
評価		裕度※	281	278	274		
		結果	○	○	○		
<p>備考</p> <p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ <p>* 数値は18シリンダの例である。</p> <p>シリンダ数が減少することにより通常運転時軸受面圧は減少するため、限界値は増加する。</p>							
解析式							
$\alpha_H \cdot \alpha_V = (\sigma_s - \sigma) / (B \cdot W / J)$ <p>但し* σ_s : 降伏応力 75 kg/mm² σ : 運転時応力 5.22 kg/mm² B : 係数 2.51×10^{-3} W : アイドルギヤ重量 110 kg</p>							
			シリンダ数	12	16	18	
許容値	降伏応力	kg/mm ²	75	75	75		
限界値	加速度	g	259.4	255.8	252.7		

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (11/35)

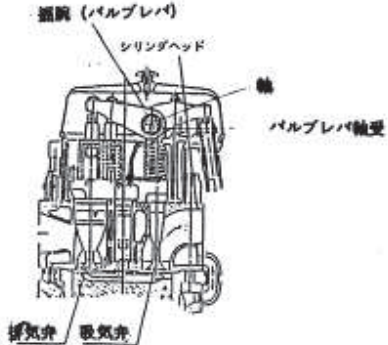
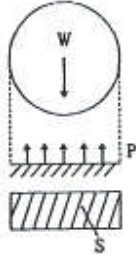
付表6.1-2-6 BWR中速形の評価部位別評価結果(4/4)

評価部位	ギアリング	評価項目	(4) アイドルギアスラスト強度		実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$															
解析評価内容																						
外観形状			解析モデル																			
解析式	$\alpha(\%) = (\sigma_v - \sigma) / (B \cdot W / s)$ <p>但し*</p> <table style="font-size: small;"> <tr> <td>σ_v</td> <td>: 降伏応力</td> <td>85</td> <td>kg/mm²</td> </tr> <tr> <td>σ</td> <td>: 運転時応力</td> <td>0.7</td> <td>kg/mm²</td> </tr> <tr> <td>B</td> <td>: 係数</td> <td>2.51×10^{-3}</td> <td></td> </tr> <tr> <td>W</td> <td>: アイドルギヤ重量</td> <td>110</td> <td>kg</td> </tr> </table>		σ_v	: 降伏応力	85	kg/mm ²	σ	: 運転時応力	0.7	kg/mm ²	B	: 係数	2.51×10^{-3}		W	: アイドルギヤ重量	110	kg	ヘリカルギアでスラストを受けるため歯車の強度で評価する。			
σ_v	: 降伏応力	85	kg/mm ²																			
σ	: 運転時応力	0.7	kg/mm ²																			
B	: 係数	2.51×10^{-3}																				
W	: アイドルギヤ重量	110	kg																			
		シリンダ数	12	16	18																	
評価条件	水平加速度 α_H	g	0.84	0.84	0.84																	
	鉛直加速度 α_V	g	0.38	0.38	0.38																	
	評価加速度 α	g	0.84	0.84	0.84																	
評価		裕度※	363	363	363																	
		結果	○	○	○																	
備考																						
評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \alpha_H$ * ギアリング・アイドルギアスラストはシリンダ数に拘わらず同一型式を使用																						
		シリンダ数	12	16	18																	
許容値	降伏応力	kg/mm ²	85	85	85																	
限界値	加速度	g	305	305	305																	

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (12/35)

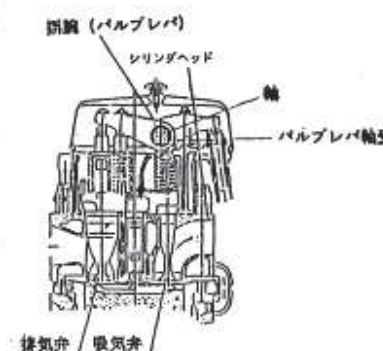
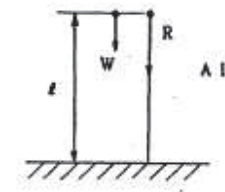
付表6.1-2-8 BWR中速形の評価部位別評価結果(1/5)

評価部位	動弁装置 揺腕	評価項目	(1) バルブレバ軸受			実証方法	C	※裕度 =	$\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																					
解析評価内容						シリンダ数																								
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p style="text-align: center;">外観形状</p>  </div> <div style="width: 45%;"> <p style="text-align: center;">解析モデル</p>  </div> </div>						12	16	18																						
<p style="text-align: center;">解析式</p> $\alpha_{\alpha \cdot v} = (P_s - P) \cdot S / (W/g)$ <p>値し*</p> <table style="font-size: small;"> <tr><td>P_s :</td><td>許容面圧</td><td>600</td><td>kg/cm²</td></tr> <tr><td>P :</td><td>通常運転時軸受面圧</td><td>68.4</td><td>kg/cm²</td></tr> <tr><td>S :</td><td>軸受投影面積</td><td>46.9</td><td>cm²</td></tr> <tr><td>W :</td><td>バルブレバ質量</td><td>19.1</td><td>kg</td></tr> </table>						P _s :	許容面圧	600	kg/cm ²	P :	通常運転時軸受面圧	68.4	kg/cm ²	S :	軸受投影面積	46.9	cm ²	W :	バルブレバ質量	19.1	kg	評価条件		水平加速度 α_H	鉛直加速度 α_V	評価加速度 α	?	0.84	0.84	0.84
P _s :	許容面圧	600	kg/cm ²																											
P :	通常運転時軸受面圧	68.4	kg/cm ²																											
S :	軸受投影面積	46.9	cm ²																											
W :	バルブレバ質量	19.1	kg																											
<p style="text-align: center;">備考</p> <p style="text-align: center;">評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ <p style="text-align: center;">* 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。</p>						評価		裕度※	結果	1418	1418	1418																		
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; font-size: small;"> <tr> <td colspan="3" style="text-align: center;">シリンダ数</td> <td style="text-align: center;">12</td> <td style="text-align: center;">16</td> <td style="text-align: center;">18</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">許容値</td> <td style="text-align: center;">面圧</td> <td style="text-align: center;">kg/cm²</td> <td style="text-align: center;">600</td> <td style="text-align: center;">600</td> <td style="text-align: center;">600</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">限界値</td> <td style="text-align: center;">加速度</td> <td style="text-align: center;">g</td> <td style="text-align: center;">1305</td> <td style="text-align: center;">1305</td> <td style="text-align: center;">1305</td> </tr> </table>						シリンダ数			12	16	18	許容値	面圧	kg/cm ²	600	600	600	限界値	加速度	g	1305	1305	1305	結果		○	○	○		
シリンダ数			12	16	18																									
許容値	面圧	kg/cm ²	600	600	600																									
限界値	加速度	g	1305	1305	1305																									

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (13/35)

付表6.1-2-8 BWR中速形の評価部位別評価結果(2/5)

評価部位	動弁装置揺腕	評価項目	(2)プッシュロッド強度	実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$					
解析評価内容						シリンダ数	12	16	18		
<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p style="text-align:center;">外観形状</p>  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p style="text-align:center;">解析モデル</p>  </div> </div>						評価条件	水平加速度 α_H	g	0.84	0.84	0.84
						鉛直加速度 α_V	g	0.38	0.38	0.38	
						評価加速度 α	g	0.92	0.92	0.92	
						裕度※	1591	1591	1591		
						結果	○	○	○		
<p style="text-align:center;">解析式</p> $\alpha_{H, V} = \left[\frac{\sigma_s \cdot A}{1 + a \cdot (l/k)^2} - R \right] \frac{1}{W/g}$ <p>但し* σ_s : 許容応力 3400 kg/cm² A : プッシュロッド断面積 5.82 cm² a : 材質により決まる定数 1/7500 l : プッシュロッド長さ 95.5 cm</p> <p>k : $\sqrt{I/A}$ 1.35 cm R : 通常運転時荷重 1610 kg W : プッシュロッド重量 7 kg I : 断面二次モーメント 10.6 cm⁴</p>						備考					
						評価加速度(α)の算出式					
						$\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$					
						* 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。					
						シリンダ数	12	16	18		
						許容値 荷重	kg	11868	11868	11868	
						限界値 加速度	g	1464	1464	1464	

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部位別の評価結果(14/35)

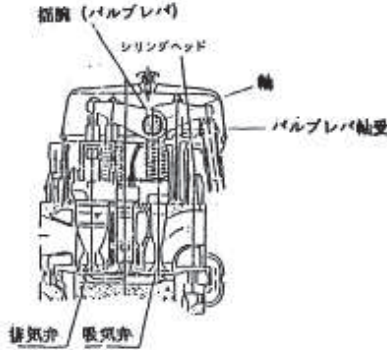

付表6.1-2-8 BWR中速形の評価部位別評価結果(3/5)

評価部位	動弁装置揺腕	評価項目	(3) バルブレバ強度	実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$					
解析評価内容						シリンダ数	12	16	18		
<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>						評価条件	水平加速度 α_H	g	0.84	0.84	0.84
						鉛直加速度 α_V	g	0.38	0.38	0.38	
						評価加速度 α	g	0.92	0.92	0.92	
評価						裕度※	254	254	254		
						結果	○	○	○		
備考						評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ * 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。					
解析式						$\alpha_{H+V} = (\sigma_v \cdot Z - M) / l / (W/g)$ 但し* σ_v : 降伏応力 55 kg/mm ² Z : 断面係数 1.76×10^4 mm ³ M : 通常運転時曲げモーメント 3.65×10^6 kg・mm l : バルブレバ長さ 238 mm W : バルブレバ質量 11.3 kg					
						シリンダ数	12	16	18		
						許容値 降伏応力 kg/mm ²	55	55	55		
						限界値 加速度 g	234	234	234		

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (15/35)

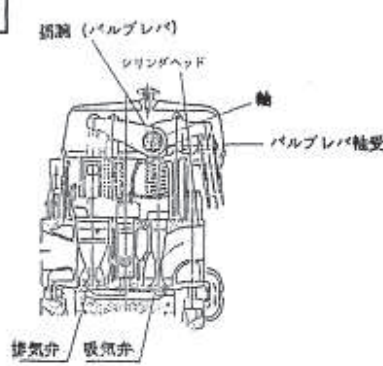
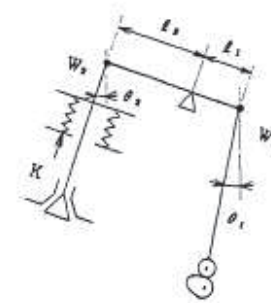
付表6.1-2-8 BWR中速形の評価部位別評価結果(4/5)

評価部位	動弁装置 揺腕	評価項目	(4)揺腕スラスト方向強度	実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$		
解析評価内容 <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> 外観形状  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> 解析モデル  </div> </div> <div style="margin-top: 20px;"> 解析式 $\alpha_w = F_s / (W/g)$ 但し* F_s: トメワ許容スラスト荷重 5468 kg W: バルブレバ質量 3.6 kg </div>				シリンダ数	12	16	18	
				評価条件	水平加速度 α_H	g	0.84	0.84
	鉛直加速度 α_V	g	0.38	0.38	0.38			
	評価加速度 α	g	0.84	0.84	0.84			
評価	裕度※		1807	1807	1807			
	結果		○	○	○			
備考 評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \alpha_H$ * 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。								
			シリンダ数	12	16	18		
許容値	荷重	kg	5468	5468	5468			
限界値	加速度	g	1518	1518	1518			

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (16/35)

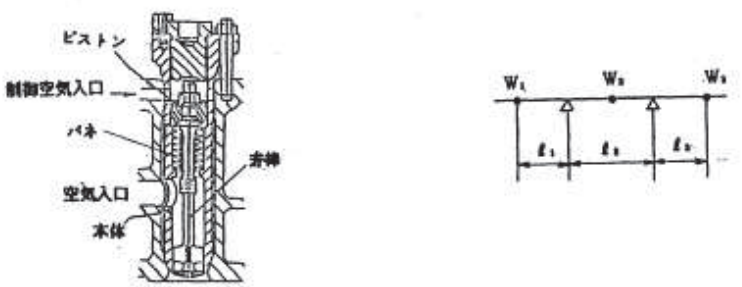
付表6.1-2-8 BWR中速形の評価部位別評価結果(5/5)

評価部位	動弁装置 揺腕	評価項目	(5) 動弁装置の追従性		実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$
解析評価内容							
外観形状		解析モデル					
							
解析式		$\alpha_H = \frac{K - \alpha_{max} \cdot \frac{l_2}{l_1} \left(W_2/\rho + W_1/\rho \left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2 \right) - b_2 \cdot W_2/\rho - b_1 \cdot W_1/\rho \cdot \frac{l_1}{l_2}}{a_2 W_2/\rho + a_1 W_1/\rho + \frac{l_1}{l_2}}$					
但し* K : バネ力 412.8 kg α _{max} : カム運転加速度最大値 164.6 m/s ² l ₁ : フォロワーとバルブ軸受間距離 147 mm l ₂ : 弁棒とバルブ軸受間距離 147 mm W ₁ : 弁棒重量 7.742 kg W ₂ : フォロワー質量 12.348 kg		a ₁ = ±sin φ ₁ a ₂ = ±sin φ ₂ b ₁ = -(±α ₁) cos φ ₁ b ₂ = -(±α ₂) cos φ ₂ α ₁ : 推進方向加速度3.4 mとした φ ₁ : フォロワーの傾き 13 度 φ ₂ : 弁棒の傾き 22.5 度					
		シリンダ数	12	16	18		
許容値	荷重	kg	412.8	412.8	412.8		
限界値	加速度	g	37.2	37.2	37.2		
		シリンダ数	18	16	12		
評価条件	水平加速度 α _H	g	0.84	0.84	0.84		
	鉛直加速度 α _V	g	0.38	0.38	0.38		
	評価加速度 α	g	0.84	0.84	0.84		
評価		裕度※	44.2	44.2	44.2		
		結果	○	○	○		
備考							
評価加速度 (α) の算出式							
α = α _H							
* 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。							
評価する地震加速度方向に対して、動弁装置のカム側・弁側の相反する動作方向性を考慮したモデルで評価した。							

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (17/35)

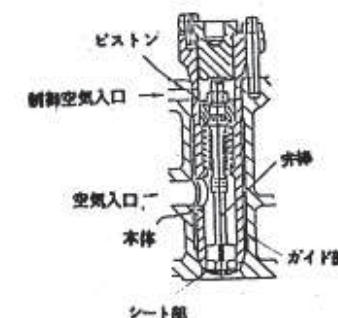
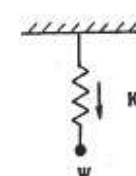
付表6.1-2-9 BWR中速形の評価部位別評価結果(1/2)

評価部位	始動弁	評価項目	(1) 弁棒の曲げ		実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																																											
解析評価内容																																																		
<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div> 				シリンダ数				12	16	18																																								
評価条件	水平加速度 α_H		?	0.84	0.84	0.84																																												
	鉛直加速度 α_V		?	0.38	0.38	0.38																																												
	評価加速度 α		?	0.92	0.92	0.92																																												
評価		裕度※		21.7	21.7	21.7																																												
		結果		○	○	○																																												
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析式</div> $\alpha_{H \cdot V} = \frac{\delta}{l_2} \left\{ \frac{W_2 / \delta \cdot l_2}{16 \cdot E \cdot I} - \frac{l_2}{6 E I} (2 \cdot W_1 / \delta \cdot l_1 + W_3 / \delta \cdot l_3) \right\}^{-1}$ <p>値し*</p> <table style="width:100%; border:none;"> <tr> <td style="width:30%;">W₁, l₁ : シート部からガイド部間距離及び長さ</td> <td style="width:30%;">δ : 最小スキマ</td> <td style="width:40%;">0.025 mm</td> </tr> <tr> <td>W₂, l₂ : ガイド部からピストン部間距離及び長さ</td> <td>E : ヤング係数</td> <td>2.1×10⁴ kg/mm²</td> </tr> <tr> <td>W₃, l₃ : ピストン部からバネ部間距離及び長さ</td> <td>I : 断面二次モーメント</td> <td>2485 mm⁴</td> </tr> </table> <table style="width:100%; border:none;"> <tr> <td>W₁ = 0.121 kg</td> <td>シリンダ数</td> <td>12</td> <td>16</td> <td>18</td> </tr> <tr> <td>W₂ = 0.299 kg</td> <td>許容値</td> <td>変位</td> <td>mm</td> <td>0.025</td> </tr> <tr> <td>W₃ = 0.106 kg</td> <td>変位</td> <td>mm</td> <td>0.025</td> <td>0.025</td> </tr> <tr> <td>l₁ = 29 mm</td> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>?</td> <td>20.0</td> </tr> <tr> <td>l₂ = 190.4 mm</td> <td>加速度</td> <td>?</td> <td>20.0</td> <td>20.0</td> </tr> <tr> <td>l₃ = 36.4 mm</td> <td>加速度</td> <td>?</td> <td>20.0</td> <td>20.0</td> </tr> </table>								W ₁ , l ₁ : シート部からガイド部間距離及び長さ	δ : 最小スキマ	0.025 mm	W ₂ , l ₂ : ガイド部からピストン部間距離及び長さ	E : ヤング係数	2.1×10 ⁴ kg/mm ²	W ₃ , l ₃ : ピストン部からバネ部間距離及び長さ	I : 断面二次モーメント	2485 mm ⁴	W ₁ = 0.121 kg	シリンダ数	12	16	18	W ₂ = 0.299 kg	許容値	変位	mm	0.025	W ₃ = 0.106 kg	変位	mm	0.025	0.025	l ₁ = 29 mm	限界値	加速度	?	20.0	l ₂ = 190.4 mm	加速度	?	20.0	20.0	l ₃ = 36.4 mm	加速度	?	20.0	20.0	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">備考</div> <p>評価部位は傾いて取付けられているので評価加速度は作用方向に合成したものである。</p> <p>評価加速度(α)の算出式</p> $\alpha = \alpha_H \cos 22.5^\circ + \alpha_V \sin 22.5^\circ$ <p>* 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。</p>			
W ₁ , l ₁ : シート部からガイド部間距離及び長さ	δ : 最小スキマ	0.025 mm																																																
W ₂ , l ₂ : ガイド部からピストン部間距離及び長さ	E : ヤング係数	2.1×10 ⁴ kg/mm ²																																																
W ₃ , l ₃ : ピストン部からバネ部間距離及び長さ	I : 断面二次モーメント	2485 mm ⁴																																																
W ₁ = 0.121 kg	シリンダ数	12	16	18																																														
W ₂ = 0.299 kg	許容値	変位	mm	0.025																																														
W ₃ = 0.106 kg	変位	mm	0.025	0.025																																														
l ₁ = 29 mm	限界値	加速度	?	20.0																																														
l ₂ = 190.4 mm	加速度	?	20.0	20.0																																														
l ₃ = 36.4 mm	加速度	?	20.0	20.0																																														

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部位別の評価結果(18/35)

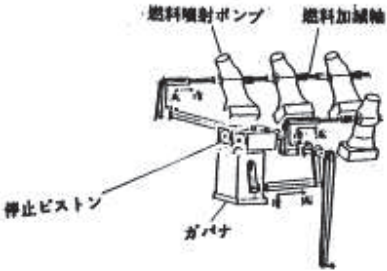
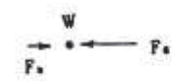
付表6.1-2-9 BWR中速形の評価部位別評価結果(2/2)

評価部位	始動弁	評価項目	(2)弁の誤開閉	実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$			
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p>解析評価内容</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="width: 45%;"> <p style="text-align: center;">外観形状</p>  </div> <div style="width: 45%;"> <p style="text-align: center;">解析モデル</p>  </div> </div> <div style="width: 45%; margin-top: 20px;"> <p style="text-align: center;">解析式</p> $\alpha_{H+V} = K / (W/g)$ <p>但し * K : バネ力 35 kg W : 弁質量 0.526 kg</p> </div> </div> </div>						シリンダ数	12	16	18
						評価条件	水平加速度 α_H	g	0.84
	鉛直加速度 α_V	g	0.38	0.38	0.38				
	評価加速度 α	g	0.67	0.67	0.67				
評価		裕度※	99.2	99.2	99.2				
		結果	○	○	○				
<p>備考</p> <p>評価部位は傾いて取付けられているので評価加速度は作用方向に合成したものである。</p> <p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \alpha_H \sin 22.5^\circ + \alpha_V \cos 22.5^\circ$ <p>* 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。</p>									
		シリンダ数	12	16	18				
許容値	荷重	kg	35	35	35				
限界値	加速度	g	66.5	66.5	66.5				

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (19/35)

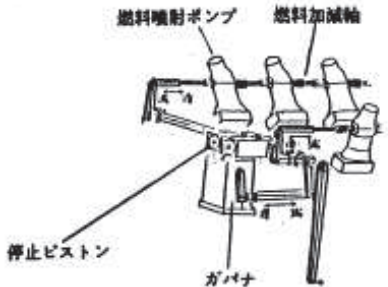
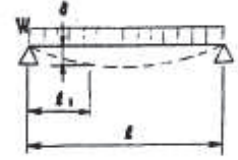
付表6.1-2-12 BWR中速形の評価部位別評価結果(1/2)

評価部位	ガバナリンク装置	評価項目	(1)地震時の抵抗	実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																	
解析評価内容 <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> 外観形状  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> 解析モデル  </div> </div> <div style="margin-top: 20px;"> 解析式 $\alpha_{\alpha \cdot v} = (F_a - F_b) / (W/g)$ <p>但し * F_a : ガバナ駆動力 152.3 kg F_b : リンクを地方向に引っ張った時の突測抵抗力 30 kg W : リンク重量 10 kg</p> </div>						シリンダ数	12	16	18														
						固有振動数(加減軸)	Hz	27.7	27.7	27.7													
評価条件	水平加速度 α_H	g	0.84	0.84	0.84																		
	鉛直加速度 α_V	g	0.38	0.38	0.38																		
	評価加速度 α	g	0.92	0.92	0.92																		
評価	裕度※		14.1	13.6	13.2																		
	結果		○	○	○																		
備考																							
評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ <p>* 数値は18シリンダの例である。</p> <p>シリンダ数が減少することによりリンクの抵抗力が減少するため、限界値は増加する。</p>																							
<table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td colspan="3">シリンダ数</td> <td>12</td> <td>16</td> <td>18</td> </tr> <tr> <td>許容値</td> <td>荷重</td> <td>kg</td> <td>152.3</td> <td>152.3</td> <td>152.3</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>g</td> <td>13.0</td> <td>12.6</td> <td>12.2</td> </tr> </table>						シリンダ数			12	16	18	許容値	荷重	kg	152.3	152.3	152.3	限界値	加速度	g	13.0	12.6	12.2
シリンダ数			12	16	18																		
許容値	荷重	kg	152.3	152.3	152.3																		
限界値	加速度	g	13.0	12.6	12.2																		

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部位別の評価結果(20/35)

付表6.1-2-12 BWR中速形の評価部位別評価結果(2/2)

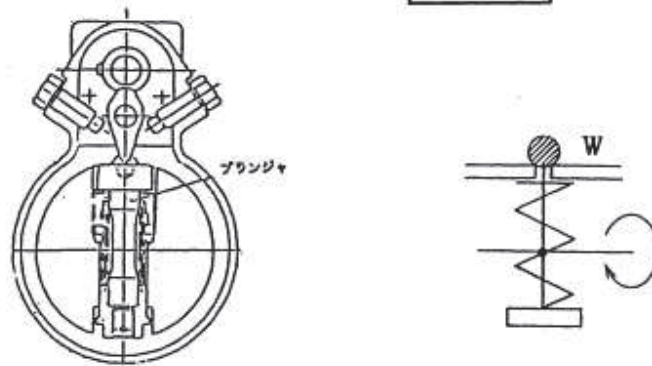
評価部位	ガバナリンク装置	評価項目	(2)燃料加減軸とコントロールラックの動き		実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																															
解析評価内容																																						
<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 45%;"> <p style="text-align:center;">外観形状</p>  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 45%;"> <p style="text-align:center;">解析モデル</p>  </div> </div>				<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align:center;">シリンダ数</td> <td style="width:10%; text-align:center;">12</td> <td style="width:10%; text-align:center;">16</td> <td style="width:10%; text-align:center;">18</td> </tr> <tr> <td rowspan="3" style="writing-mode: vertical-rl; text-orientation: upright;">評価条件</td> <td style="text-align:center;">水平加速度 α_H</td> <td style="text-align:center;">?</td> <td style="text-align:center;">0.84</td> <td style="text-align:center;">0.84</td> <td style="text-align:center;">0.84</td> </tr> <tr> <td style="text-align:center;">鉛直加速度 α_V</td> <td style="text-align:center;">?</td> <td style="text-align:center;">0.38</td> <td style="text-align:center;">0.38</td> <td style="text-align:center;">0.38</td> </tr> <tr> <td style="text-align:center;">評価加速度 α</td> <td style="text-align:center;">?</td> <td style="text-align:center;">0.92</td> <td style="text-align:center;">0.92</td> <td style="text-align:center;">0.92</td> </tr> <tr> <td rowspan="2" style="text-align:center;">評価</td> <td style="text-align:center;">裕度※</td> <td style="text-align:center;">13.6</td> <td style="text-align:center;">13.6</td> <td style="text-align:center;">13.6</td> <td></td> </tr> <tr> <td style="text-align:center;">結果</td> <td style="text-align:center;">○</td> <td style="text-align:center;">○</td> <td style="text-align:center;">○</td> <td></td> </tr> </table>				シリンダ数	12	16	18	評価条件	水平加速度 α_H	?	0.84	0.84	0.84	鉛直加速度 α_V	?	0.38	0.38	0.38	評価加速度 α	?	0.92	0.92	0.92	評価	裕度※	13.6	13.6	13.6		結果	○	○	○	
シリンダ数	12	16	18																																			
評価条件	水平加速度 α_H	?	0.84	0.84	0.84																																	
	鉛直加速度 α_V	?	0.38	0.38	0.38																																	
	評価加速度 α	?	0.92	0.92	0.92																																	
評価	裕度※	13.6	13.6	13.6																																		
	結果	○	○	○																																		
<p>解析式</p> $\alpha_{(H+V)} = \frac{24 \cdot E \cdot I \cdot \delta}{W \cdot d^3 \cdot d_1}$ <table style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width:10%;">値し*</td> <td style="width:10%;">E</td> <td style="width:10%;">ヤング係数</td> <td style="width:10%; text-align:right;">2.1×10^4</td> <td style="width:10%;">kg/mm²</td> </tr> <tr> <td></td> <td>I</td> <td>断面二次モーメント</td> <td style="text-align:right;">7850</td> <td>mm⁴</td> </tr> <tr> <td></td> <td>δ</td> <td>最小スリマ</td> <td style="text-align:right;">1.0</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td></td> <td>W</td> <td>単位長さ当り重量</td> <td style="text-align:right;">2.737×10^{-3}</td> <td>kg/mm</td> </tr> <tr> <td></td> <td>d</td> <td>コントロールラック間距離</td> <td style="text-align:right;">740</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td></td> <td>d₁</td> <td>コントロールラック長さ</td> <td style="text-align:right;">285</td> <td>mm</td> </tr> </table>								値し*	E	ヤング係数	2.1×10^4	kg/mm ²		I	断面二次モーメント	7850	mm ⁴		δ	最小スリマ	1.0	mm		W	単位長さ当り重量	2.737×10^{-3}	kg/mm		d	コントロールラック間距離	740	mm		d ₁	コントロールラック長さ	285	mm	
値し*	E	ヤング係数	2.1×10^4	kg/mm ²																																		
	I	断面二次モーメント	7850	mm ⁴																																		
	δ	最小スリマ	1.0	mm																																		
	W	単位長さ当り重量	2.737×10^{-3}	kg/mm																																		
	d	コントロールラック間距離	740	mm																																		
	d ₁	コントロールラック長さ	285	mm																																		
<p>備考</p> <p>評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ なお、変位は1シリンダでの撓み量を求めて評価</p> <p>* 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。</p>																																						
<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td colspan="3" style="text-align:center;">シリンダ数</td> <td style="width:10%; text-align:center;">12</td> <td style="width:10%; text-align:center;">16</td> <td style="width:10%; text-align:center;">18</td> </tr> <tr> <td style="text-align:center;">許容値</td> <td style="text-align:center;">変位</td> <td style="text-align:center;">mm</td> <td style="text-align:center;">1.0</td> <td style="text-align:center;">1.0</td> <td style="text-align:center;">1.0</td> </tr> <tr> <td style="text-align:center;">限界値</td> <td style="text-align:center;">加速度</td> <td style="text-align:center;">g</td> <td style="text-align:center;">12.52</td> <td style="text-align:center;">12.52</td> <td style="text-align:center;">12.52</td> </tr> </table>								シリンダ数			12	16	18	許容値	変位	mm	1.0	1.0	1.0	限界値	加速度	g	12.52	12.52	12.52													
シリンダ数			12	16	18																																	
許容値	変位	mm	1.0	1.0	1.0																																	
限界値	加速度	g	12.52	12.52	12.52																																	

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (21/35)

別添 2-5-1-32

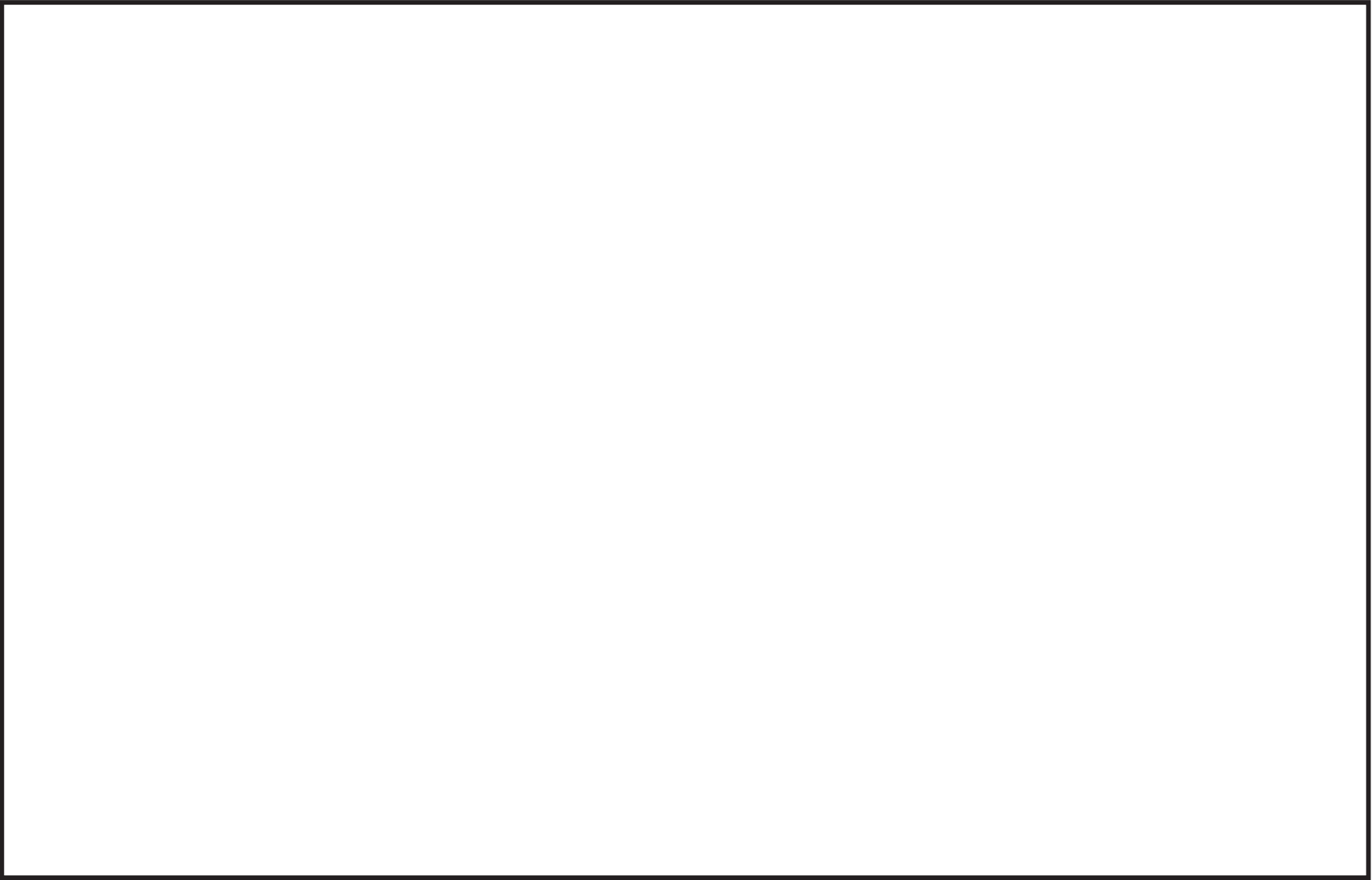
付表 6.1-2-20 BWR中速形の評価部位別評価結果

評価部位	オーバースピードトリップ装置	評価項目	(1)ブランジャの振動			実証方法	C			※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 II}}{\text{評価加速度}}$																																						
解析評価内容						<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td colspan="2">シリンダ数</td> <td>12</td> <td>16</td> <td>18</td> </tr> <tr> <td colspan="2">固有振動数 (ブランジャ)</td> <td>Hz</td> <td>21.7</td> <td>21.7</td> <td>21.7</td> </tr> <tr> <td rowspan="3">評価条件</td> <td>水平加速度 α_H</td> <td>g</td> <td>0.84</td> <td>0.84</td> <td>0.84</td> </tr> <tr> <td>鉛直加速度 α_V</td> <td>g</td> <td>0.38</td> <td>0.38</td> <td>0.38</td> </tr> <tr> <td>評価加速度 α</td> <td>g</td> <td>0.92</td> <td>0.92</td> <td>0.92</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">評価</td> <td>裕度※</td> <td></td> <td>2.1</td> <td>2.1</td> <td>2.1</td> </tr> <tr> <td>結果</td> <td></td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> </tr> </table>					シリンダ数		12	16	18	固有振動数 (ブランジャ)		Hz	21.7	21.7	21.7	評価条件	水平加速度 α_H	g	0.84	0.84	0.84	鉛直加速度 α_V	g	0.38	0.38	0.38	評価加速度 α	g	0.92	0.92	0.92	評価	裕度※		2.1	2.1	2.1	結果		○	○	○
シリンダ数		12	16	18																																												
固有振動数 (ブランジャ)		Hz	21.7	21.7	21.7																																											
評価条件	水平加速度 α_H	g	0.84	0.84	0.84																																											
	鉛直加速度 α_V	g	0.38	0.38	0.38																																											
	評価加速度 α	g	0.92	0.92	0.92																																											
評価	裕度※		2.1	2.1	2.1																																											
	結果		○	○	○																																											
<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div> 						備考 評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ * オーバースピードトリップ装置はシリンダ数に拘らず同一型式。 また、機関定格回転時における裕度は8となったため、限界加速度IIレベル(始動時の最高回転数)で再評価した。																																										
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析式</div> $\alpha_{(\alpha \cdot v)} = \frac{K \cdot X_0 - W / g \cdot r \cdot \omega^2}{W / g}$ <p>但し*</p> <table style="width:100%;"> <tr> <td>K</td><td>: バネ定数</td><td>0.85</td><td>kg/mm</td> </tr> <tr> <td>X₀</td><td>: バネの初期圧縮量</td><td>17.5</td><td>mm</td> </tr> <tr> <td>r</td><td>: 回転中心から重心までの距離</td><td>4.25</td><td>mm</td> </tr> <tr> <td>ω</td><td>: 角速度</td><td>267.57</td><td>rad/sec</td> </tr> <tr> <td>W</td><td>: ブランジャ重量</td><td>0.45</td><td>kg</td> </tr> </table>											K	: バネ定数	0.85	kg/mm	X ₀	: バネの初期圧縮量	17.5	mm	r	: 回転中心から重心までの距離	4.25	mm	ω	: 角速度	267.57	rad/sec	W	: ブランジャ重量	0.45	kg																		
K	: バネ定数	0.85	kg/mm																																													
X ₀	: バネの初期圧縮量	17.5	mm																																													
r	: 回転中心から重心までの距離	4.25	mm																																													
ω	: 角速度	267.57	rad/sec																																													
W	: ブランジャ重量	0.45	kg																																													
<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td colspan="2">シリンダ数</td> <td>12</td> <td>16</td> <td>18</td> </tr> <tr> <td>許容値</td> <td>荷重</td> <td>kg</td> <td>17.4</td> <td>17.4</td> <td>17.4</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>g</td> <td>2.0</td> <td>2.0</td> <td>2.0</td> </tr> </table>						シリンダ数		12	16	18	許容値	荷重	kg	17.4	17.4	17.4	限界値	加速度	g	2.0	2.0	2.0																										
シリンダ数		12	16	18																																												
許容値	荷重	kg	17.4	17.4	17.4																																											
限界値	加速度	g	2.0	2.0	2.0																																											

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (22/35)

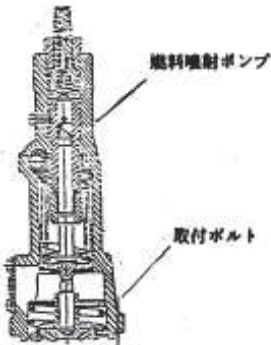
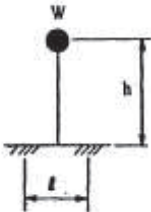
別添 2-5-1-33



別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機（中速形）の評価部位別の評価結果（23/35）

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

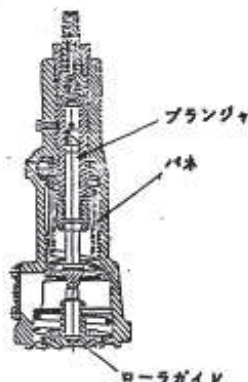
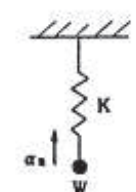
付表6.1-2-21 BWR中速形の評価部位別評価結果(1/2)

評価部位	燃料噴射ポンプ	評価項目	(1) 取付ボルト強度	実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																				
解析評価内容						シリンダ数	12	16	18																	
外観形状		解析モデル				評価条件	水平加速度 α_H	♀	0.84	0.84	0.84															
							鉛直加速度 α_V	♀	0.38	0.38	0.38															
							評価加速度 α	♀	0.84	0.84	0.84															
解析式						評価	裕度※		129	129	129															
							結果		○	○	○															
備考						評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \alpha_H$ * 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。																				
$\alpha(\alpha) = \frac{(\alpha_v - \sigma) A \cdot N \cdot l - (1 + \alpha_v) W / \rho \sin 13.5^\circ \cdot h + (1 + \alpha_v) W / \rho \cos 13.5^\circ \cdot l / 2}{W / \rho \cdot (\cos 13.5^\circ \cdot h + \sin 13.5^\circ \cdot l / 2)}$						<table border="1"> <tr> <td>シリンダ数</td> <td>数</td> <td>12</td> <td>16</td> <td>18</td> </tr> <tr> <td>許容値</td> <td>降伏応力</td> <td>kg/mm²</td> <td>50</td> <td>50</td> <td>50</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>限界加速度</td> <td>♀</td> <td>108.4</td> <td>108.4</td> <td>108.4</td> </tr> </table>				シリンダ数	数	12	16	18	許容値	降伏応力	kg/mm ²	50	50	50	限界値	限界加速度	♀	108.4	108.4	108.4
シリンダ数	数	12	16	18																						
許容値	降伏応力	kg/mm ²	50	50	50																					
限界値	限界加速度	♀	108.4	108.4	108.4																					
値し* α_v : 降伏応力 50 kg/mm ² σ : (締付応力) + (運転時応力) 33.3 kg/mm ² A : ボルト断面積 346 mm ² l : ボルトピッチ 140 mm h : 重心高さ 290 mm W : 燃料噴射ポンプ質量 50 kg N : 引張りを受けるボルトの本数 2 α_v : 鉛直方向加速度は 0.4 ♀																										

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (24/35)

付表6.1-2-21 BWR中速形の評価部位別評価結果(2/2)

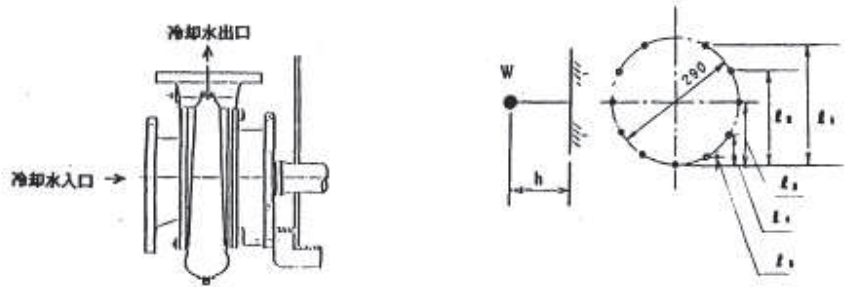
評価部位	燃料噴射ポンプ	評価項目	(2)プランジャとローガイドの追従性	実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$
解析評価内容						
外観形状		解析モデル				
						
解析式						
$a_{pl} + v = \frac{K}{W/g} - a_a$						
但し* K : パネ力 236.6 kg W : ローガイド部重量 11.39 kg a_a : ローガイド部定常加速度 157980 mm/sec ²						
		シリンダ数	12	16	18	
評価条件	水平加速度 α_H	g	0.84	0.84	0.84	
	鉛直加速度 α_V	g	0.38	0.38	0.38	
	評価加速度 α	g	0.40	0.40	0.40	
評価		裕度*	11.6	11.6	11.6	
結果		○	○	○		
備考						
評価部位は横いて取付けられているので評価加速度は作用方向に合成したものである。						
評価加速度 (α) の算出式						
$\alpha = \alpha_H \sin 13.5^\circ + (\alpha_V - 1) \cos 13.5^\circ$						
* 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。						
		シリンダ数	12	16	18	
許容値	荷重	kg	236.6	236.6	236.6	
限界値	加速度	g	4.65	4.65	4.65	

別添 2-5-1-36

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (25/35)

付表6.1-2-22 BWR中速形の評価部位別評価結果(1/3)

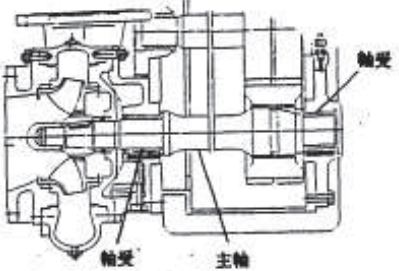
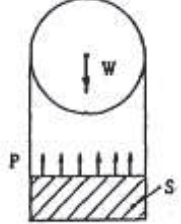
評価部位	冷却水ポンプ	評価項目	(1) 取付ボルト強度	実証方法	C		※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$												
解析評価内容						シリンダ数	12	16	18										
外観形状		解析モデル				固有振動数 (ポンプ軸)	Hz	218	211	205									
		評価条件	水平加速度 α_H	g	0.84	0.84	0.84												
		鉛直加速度 α_V	g	0.38	0.38	0.38													
		評価加速度 α	g	0.92	0.92	0.92													
解析式		$\alpha_{(H+V)} = \frac{(\sigma_v - \sigma) \cdot A}{(W/S) \cdot h \cdot d_1 / 2 (d_1^2 + d_2^2 + d_3^2 + d_4^2 + d_5^2)^{-1}}$				裕度※	55.8	55.8	55.8										
但し* σ_v : 降伏応力 24 kg/mm ² σ : 降伏応力+運転時応力 14.4 kg/mm ² A : ボルト断面積 149.6 mm ² W : 冷却水ポンプ重量 225 kg h : 取付面から重心までの距離 135 mm d_1 : 一番下のボルトから一番上のボルトまでの距離 270.6 mm d_2 : 一番下のボルトから上から2番目のボルトまでの距離 217.5 mm d_3 : 一番下のボルトから上から3番目のボルトまでの距離 145 mm d_4 : 一番下のボルトから上から4番目のボルトまでの距離 72.5 mm d_5 : 一番下のボルトから上から5番目のボルトまでの距離 19.4 mm		備考		評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ なお、冷却水ポンプはシリンダ数によって吐出容量は異なるが、これはインペラの径を変更(重量が異なる)しているもので他の結元は同一 据付側も機器と同一の鋼製の場合、転倒に対する中立軸の位置は、JEAG4601の手法で解析する場合とほぼ同等であり、従って限界加速度もJEAG4601の手法で解析する場合と同等である。 * 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。															
<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align:center;">シリンダ数</td> <td style="text-align:center;">12</td> <td style="text-align:center;">16</td> <td style="text-align:center;">18</td> </tr> <tr> <td style="text-align:center;">許容値 降伏応力 kg/mm²</td> <td style="text-align:center;">24</td> <td style="text-align:center;">24</td> <td style="text-align:center;">24</td> </tr> <tr> <td style="text-align:center;">限界値 加速度 g</td> <td style="text-align:center;">51.4</td> <td style="text-align:center;">51.4</td> <td style="text-align:center;">51.4</td> </tr> </table>		シリンダ数	12	16	18	許容値 降伏応力 kg/mm ²	24	24	24	限界値 加速度 g	51.4	51.4	51.4	評価		結果	○	○	○
シリンダ数	12	16	18																
許容値 降伏応力 kg/mm ²	24	24	24																
限界値 加速度 g	51.4	51.4	51.4																

別添 2-5-1-37

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部位別の評価結果(26/35)

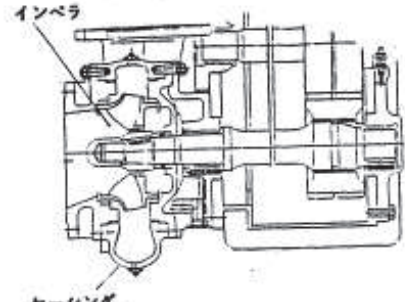
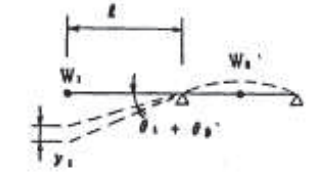
付表6.1-2-22 BWR中速形の評価部位別評価結果(2/3)

評価部位	冷却水ポンプ	評価項目	(2) 軸受荷重	実証方法	C		※裕度 =	$\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																	
解析評価内容 <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 30%;"> 外観形状  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 30%;"> 解析モデル  </div> </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;"> 解析式 $\alpha_{(H+V)} = (P_s - P) \cdot S / (W/g)$ <p>但し*</p> <table style="margin-left: 20px;"> <tr><td>P_s</td><td>: 許容面圧</td><td>120</td><td>kg/cm²</td></tr> <tr><td>P</td><td>: 通常運転時軸受面圧</td><td>4.7</td><td>kg/cm²</td></tr> <tr><td>S</td><td>: 軸受投影面積</td><td>36.3</td><td>cm²</td></tr> <tr><td>W</td><td>: 軸重量</td><td>146.55</td><td>kg</td></tr> </table> </div>						P_s	: 許容面圧	120	kg/cm ²	P	: 通常運転時軸受面圧	4.7	kg/cm ²	S	: 軸受投影面積	36.3	cm ²	W	: 軸重量	146.55	kg	シリンダ数	12	16	18
						P_s	: 許容面圧	120	kg/cm ²																
P	: 通常運転時軸受面圧	4.7	kg/cm ²																						
S	: 軸受投影面積	36.3	cm ²																						
W	: 軸重量	146.55	kg																						
評価条件	水平加速度 α_H	g	0.84	0.84	0.84																				
	鉛直加速度 α_V	g	0.38	0.38	0.38																				
	評価加速度 α	g	0.92	0.92	0.92																				
評価		裕度※	30.8	30.8	30.8																				
		結果	○	○	○																				
備考 評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ <p>なお、冷却水ポンプはシリンダ数によって吐出容量は異なるが、これはインペラの径を変更(重量が異なる)しているもので他の精元は同一</p> <p>* 数値は18シリンダの例である。</p>																									
		シリンダ数	12	16	18																				
許容値	面圧	kg/cm ²	120	120	120																				
限界値	加速度	g	28.4	28.5	28.5																				

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部位別の評価結果(27/35)

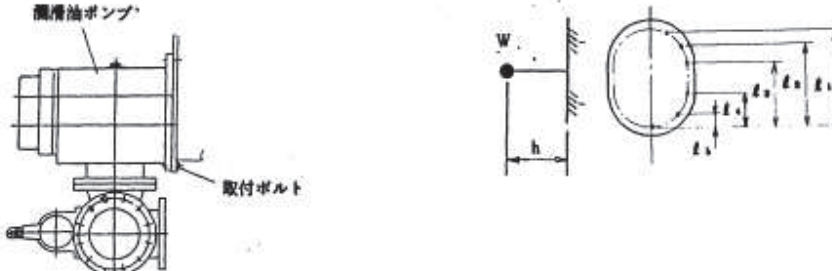
付表6.1-2-22 BWR中速形の評価部位別評価結果 (3/3)

評価部位	冷却水ポンプ	評価項目	(3)ケーシングとインペラの干渉	実証方法	C	※裕度=	$\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$
解析評価内容							
外観形状		解析モデル					
							
解析式							
$\alpha_{(H+V)} = \Delta l / (y_1 + l(\theta_1 + \theta_2))$							
但し* Δl : インペラとケーシングのクリアランス 0.28 mm W_1 : (羽根車+軸) 重量 13 kg W_2 : (軸+歯車) 重量 24.5 kg l : インペラから軸受までの距離 166 mm y_1 : W_1 によるたわみ量 2.101×10^{-3} mm θ_1 : W_1 による①部のたわみ角 1.342×10^{-4} rad θ_2 : W_2 による②部のたわみ角 -3.643×10^{-4} rad							
		シリンダ数	12	16	18		
評価条件	水平加速度 α_H	g	0.84	0.84	0.84		
	鉛直加速度 α_V	g	0.38	0.38	0.38		
	評価加速度 α	g	0.92	0.92	0.92		
評価		裕度※	95.1	86.9	82.1		
		結果	○	○	○		
備考							
評価加速度 (α) の算出式							
$\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$							
*、冷却水ポンプはシリンダ数によって吐出容量は異なるが、これはインペラの径を変更（重量が異なる）しているもので他の楕元は同一。数値は18シリンダの例である。							
		シリンダ数	12	16	18		
許容値	変位	mm	0.28	0.28	0.28		
限界値	加速度	g	87.5	80.0	75.6		

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (28/35)

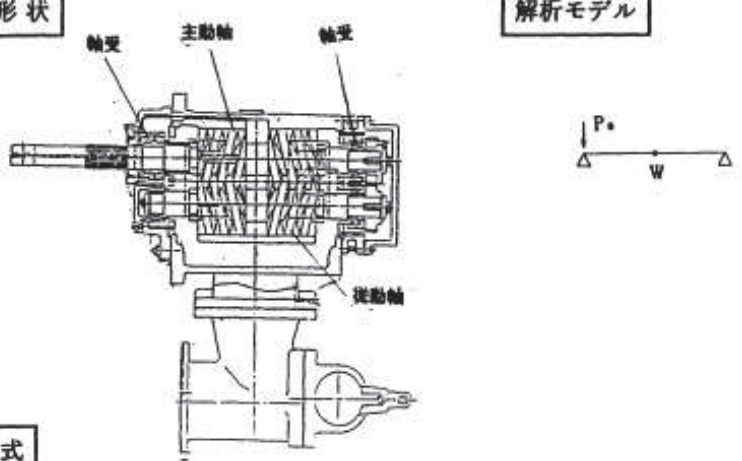
付表6.1-2-23 BWR中速形の評価部位別評価結果(1/3)

評価部位	潤滑油ポンプ	評価項目	(1) 取付ボルト強度	実証方法	C		※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$	
解析評価内容						シリンダ数	1 2 1 6 1 8	
外観形状		解析モデル				固有振動数 (ポンプ軸)	Hz	283 283 283
		評価条件		水平加速度 α_H	g	0.84	0.84	0.84
		鉛直加速度 α_V		g	0.38	0.38	0.38	
		評価加速度 α		g	0.92	0.92	0.92	
評価		裕度※		19.9	19.9	19.9	19.9	
結果		○	○	○	○	○	○	
解析式						備考		
$\alpha_{(H+V)} = \frac{(\sigma_y - \sigma) \cdot A}{(W/S) \cdot h \cdot d_1 / 2 (d_1^2 + d_2^2 + d_3^2 + d_4^2 + d_5^2)^{-1}}$						評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$		
但し* σ_y : 降伏応力 24 kg/mm ² σ : 締付応力+運転時応力 14.4 kg/mm ² A : ボルト断面積 176.6 mm ² W : 潤滑油ポンプ重量 600 kg h : 取付面から重心までの距離 300 mm d_1 : 一番下のボルトから一番上のボルトまでの距離 417.2 mm d_2 : 一番下のボルトから上から2番目のボルトまでの距離 357.8 mm d_3 : 一番下のボルトから上から3番目のボルトまでの距離 276.5 mm d_4 : 一番下のボルトから上から4番目のボルトまでの距離 162.5 mm d_5 : 一番下のボルトから上から5番目のボルトまでの距離 47.6 mm						* 潤滑油ポンプはシリンダ数によって吐出容量は異なるが、これはギヤポンプのリード角を変更しているもので他の緒元は同一 据付側も機器と同一の鋼製の場合、転倒に対する中立軸の位置は、JEAG4601の手法で解析する場合とほぼ同等であり、従って限界加速度もJEAG4601の手法で解析する場合と同等である。		
シリンダ数		1 2	1 6	1 8				
許容値	降伏応力	kg/mm ²	24	24	24			
限界値	加速度	g	18.38	18.38	18.38			

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (29/35)

付表6.1-2-23 BWR中速形の評価部位別評価結果(2/3)

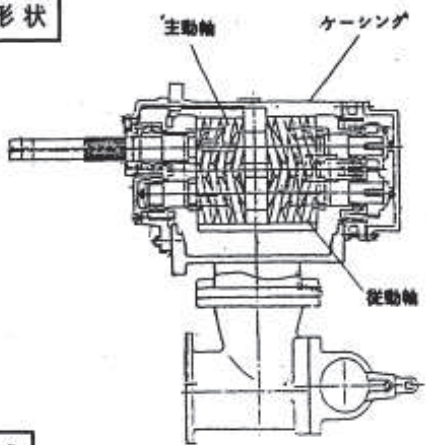
評価部位	潤滑油ポンプ	評価項目	(2) 軸受荷重	実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$				
解析評価内容				シリンダ数		12	16	18		
<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>  <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;">解析式</div> $\alpha(n) = \frac{C_0 - P_0}{X_0 \cdot (W/g)}$				評価条件		水平加速度 α_H	g	0.84	0.84	0.84
						鉛直加速度 α_V	g	0.38	0.38	0.38
						評価加速度 α	g	0.84	0.84	0.84
				評価		裕度※	263	263	263	
						結果	○	○	○	
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">備考</div> <p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \alpha_H$ <p>* 潤滑油ポンプはシリンダ数によって吐出容量は異なるが、これはギアポンプのリード角を変更しているもので他の緒元は同一</p>				許容値 荷重		kg	11400	11400	11400	
				限界値 加速度		g	221	221	221	

但し* C_0 : 軸受基本静定格荷重 11400 kg
 P_0 : 運転時軸受静等価荷重 (垂直加速度0.4 gを含む) 666.12 kg
 X_0 : 係数 0.78
 W : 主動軸重量 62 kg

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (30/35)

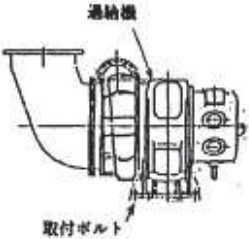
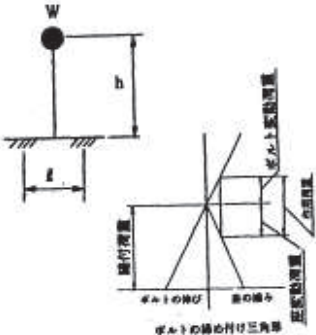
付表6.1-2-23 BWR中速形の評価部位別評価結果 (3/3)

評価部位	潤滑油ポンプ	評価項目	(3)ケーシングとの干涉	実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																			
解析評価内容 <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div>  <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div> <div style="margin-top: 10px;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析式</div> <p>線形モデルFEM解析</p> <p>但し* W_1 : 駆動歯車重量 31.96 kg W_2 : スクリュー重量 13.90 kg W_3 : スクリュー重量 13.90 kg W_4 : 歯車重量 3.0 kg</p> </div>						シリンダ数	12	16	18																
						評価条件	水平加速度 α_H	g	0.84	0.84	0.84														
	鉛直加速度 α_V	g	0.38	0.38	0.38																				
	評価加速度 α	g	0.92	0.92	0.92																				
評価	裕度※		191	191	191																				
	結果		○	○	○																				
備考						評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ * 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。																			
						<table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td colspan="2">シリンダ数</td> <td>12</td> <td>16</td> <td>18</td> </tr> <tr> <td>許容値</td> <td>変位</td> <td>mm</td> <td>0.22</td> <td>0.22</td> <td>0.22</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>g</td> <td>176</td> <td>176</td> <td>176</td> </tr> </table>			シリンダ数		12	16	18	許容値	変位	mm	0.22	0.22	0.22	限界値	加速度	g	176	176	176
シリンダ数		12	16	18																					
許容値	変位	mm	0.22	0.22	0.22																				
限界値	加速度	g	176	176	176																				

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (31/35)

付表 6.1-2-24 BWR 中速形の評価部位別評価結果 (1/4)

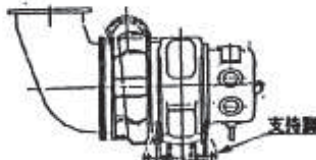
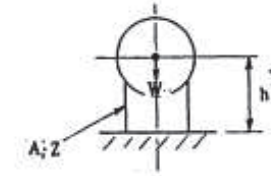
評価部位	通給機	評価項目	(1) 取付ボルト強度		実証方法	C	※裕度 =	$\frac{\text{限界加速度 II}}{\text{評価加速度}}$											
解析評価内容																			
外觀形状		解析モデル																	
																			
解析式		<p>備考</p> <p>評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \alpha_H$</p> <p>なお、本評価部位は BWR 高速形実証試験入力波の応答曲線の 20~30 Hz 間のピークに回答したため、応答大となったが、評価用入力波の応答曲線は 20 Hz 以上で ZPA と一致。</p> <p>* 数値は 18 シリンダの例である。 通給機形式が異なるため限界値は異なる。</p>																	
<p>* $\alpha_H = \frac{1}{4.610} (\sigma_y + 0.500)$</p> <p>$\sigma_y$: 降伏応力</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; margin-top: 10px;"> <tr> <td colspan="3" style="text-align: center;">シリンダ数</td> <td style="text-align: center;">12</td> <td style="text-align: center;">16</td> <td style="text-align: center;">18</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">許容値</td> <td style="text-align: center;">降伏応力</td> <td style="text-align: center;">kg/mm²</td> <td style="text-align: center;">50</td> <td style="text-align: center;">50</td> <td style="text-align: center;">50</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">限界値</td> <td style="text-align: center;">加速度</td> <td style="text-align: center;">g</td> <td style="text-align: center;">16.1</td> <td style="text-align: center;">10.9</td> <td style="text-align: center;">10.9</td> </tr> </table>								シリンダ数			12	16	18	許容値	降伏応力	kg/mm ²	50	50	50
シリンダ数			12	16	18														
許容値	降伏応力	kg/mm ²	50	50	50														
限界値	加速度	g	16.1	10.9	10.9														
		シリンダ数	12	16	18														
		固有振動数 (ロータ軸)	Hz	67	125	125													
評価条件	水平加速度 α_H	g	0.84	0.84	0.84														
	鉛直加速度 α_V	g	0.38	0.38	0.38														
	評価加速度 α	g	0.84	0.84	0.84														
評価		裕度※	19.1	12.9	12.9														
		結果	○	○	○														

別添 2-5-1-43

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (32/35)

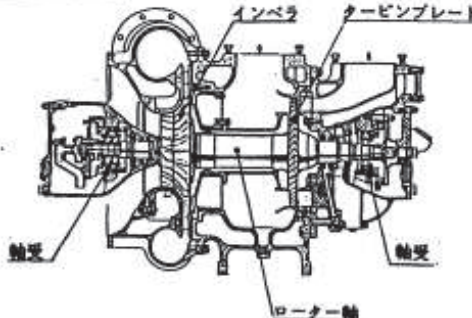

付表6.1-2-24 BWR中速形の評価部位別評価結果(2/4)

評価部位	過給機	評価項目	(2) 支持脚の強度		実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																															
解析評価内容																																						
外観形状		解析モデル																																				
																																						
解析式																																						
$\alpha_{\alpha} = \frac{\sigma_y - \sigma}{\frac{1}{2} \left\{ \frac{(W/Z) \cdot h}{2 \cdot Z} + W/Z \sqrt{(h/2Z)^2 + 4(1/2/A)^2} \right\}}$																																						
但し* σ_y : 降伏応力 24 kg/mm ² h : 重心高さ 535 mm σ : 運転時応力 0 kg/mm ² Z : 支持脚断面積係数 255658 mm ² W : 過給機重量 1650 kg A : 支持脚断面積 27456 mm ²																																						
<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td colspan="2" style="text-align:center;">シリンダ数</td> <td style="width:10%;"></td> <td style="width:10%; text-align:center;">12</td> <td style="width:10%; text-align:center;">16</td> <td style="width:10%; text-align:center;">18</td> </tr> <tr> <td style="text-align:center;">許容値</td> <td style="text-align:center;">降伏応力</td> <td style="text-align:center;">kg/mm²</td> <td style="text-align:center;">24</td> <td style="text-align:center;">24</td> <td style="text-align:center;">24</td> </tr> <tr> <td style="text-align:center;">限界値</td> <td style="text-align:center;">加速度</td> <td style="text-align:center;">g</td> <td style="text-align:center;">17.6</td> <td style="text-align:center;">14.1</td> <td style="text-align:center;">13.8</td> </tr> </table>							シリンダ数			12	16	18	許容値	降伏応力	kg/mm ²	24	24	24	限界値	加速度	g	17.6	14.1	13.8														
シリンダ数			12	16	18																																	
許容値	降伏応力	kg/mm ²	24	24	24																																	
限界値	加速度	g	17.6	14.1	13.8																																	
評価条件 <table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width:15%;"></td> <td style="width:15%; text-align:center;">シリンダ数</td> <td style="width:10%;"></td> <td style="width:10%; text-align:center;">12</td> <td style="width:10%; text-align:center;">16</td> <td style="width:10%; text-align:center;">18</td> </tr> <tr> <td rowspan="3" style="text-align:center;">評価条件</td> <td style="text-align:center;">水平加速度 α_H</td> <td style="text-align:center;">g</td> <td style="text-align:center;">0.84</td> <td style="text-align:center;">0.84</td> <td style="text-align:center;">0.84</td> </tr> <tr> <td style="text-align:center;">鉛直加速度 α_V</td> <td style="text-align:center;">g</td> <td style="text-align:center;">0.38</td> <td style="text-align:center;">0.38</td> <td style="text-align:center;">0.38</td> </tr> <tr> <td style="text-align:center;">評価加速度 α</td> <td style="text-align:center;">g</td> <td style="text-align:center;">0.84</td> <td style="text-align:center;">0.84</td> <td style="text-align:center;">0.84</td> </tr> <tr> <td colspan="2" rowspan="2" style="text-align:center;">評価</td> <td style="text-align:center;">裕度※</td> <td style="text-align:center;">20.9</td> <td style="text-align:center;">16.7</td> <td style="text-align:center;">16.4</td> </tr> <tr> <td style="text-align:center;">結果</td> <td style="text-align:center;">○</td> <td style="text-align:center;">○</td> <td style="text-align:center;">○</td> </tr> </table>								シリンダ数		12	16	18	評価条件	水平加速度 α_H	g	0.84	0.84	0.84	鉛直加速度 α_V	g	0.38	0.38	0.38	評価加速度 α	g	0.84	0.84	0.84	評価		裕度※	20.9	16.7	16.4	結果	○	○	○
	シリンダ数		12	16	18																																	
評価条件	水平加速度 α_H	g	0.84	0.84	0.84																																	
	鉛直加速度 α_V	g	0.38	0.38	0.38																																	
	評価加速度 α	g	0.84	0.84	0.84																																	
評価		裕度※	20.9	16.7	16.4																																	
		結果	○	○	○																																	
備考																																						
評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \alpha_H$ 過給機形式が異なるため限界値は異なる。 なお、本評価部位はBWR高速形実証試験 入力波の応答曲線の20~30Hz間のピークに 応答したため、応答大となったが、 評価用入力波の応答曲線は20Hz以上で ZPAと一致。 * 数値は18シリンダの例である。																																						

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (33/35)

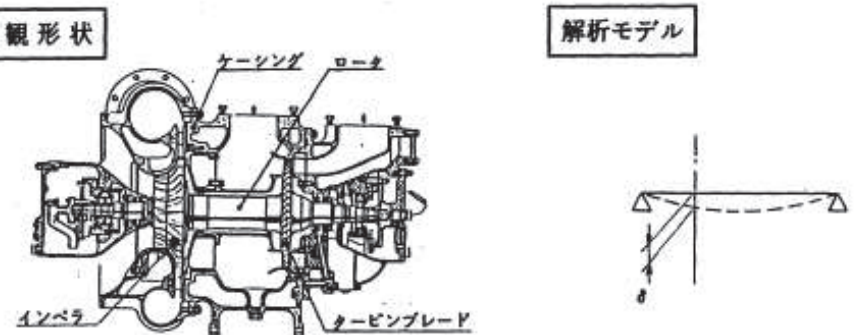
付表6.1-2-24 BWR中速形の評価部位別評価結果(3/4)

評価部位	過給機	評価項目	(3) 軸受荷重	実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																				
解析評価内容																										
外観形状		解析モデル																								
																										
解析式																										
$\alpha(\%) = \frac{C_0 / 5 - P_0}{Y_0 \cdot (W / \#)}$																										
但し*		<table style="width:100%; border: none;"> <tr> <td style="width:10%;">C₀ :</td> <td style="width:40%;">軸受基本静定荷重</td> <td style="width:10%; text-align: right;">4637</td> <td style="width:10%;">kg</td> <td style="width:10%;"></td> </tr> <tr> <td>P₀ :</td> <td>運転時軸受等価荷重 (垂直方向加速度0.4 %を含む)</td> <td style="text-align: right;">471.3</td> <td>kg</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Y₀ :</td> <td>係数</td> <td style="text-align: right;">0.38</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>W :</td> <td>ロータ重量</td> <td style="text-align: right;">112</td> <td>kg</td> <td></td> </tr> </table>					C ₀ :	軸受基本静定荷重	4637	kg		P ₀ :	運転時軸受等価荷重 (垂直方向加速度0.4 %を含む)	471.3	kg		Y ₀ :	係数	0.38			W :	ロータ重量	112	kg	
C ₀ :	軸受基本静定荷重	4637	kg																							
P ₀ :	運転時軸受等価荷重 (垂直方向加速度0.4 %を含む)	471.3	kg																							
Y ₀ :	係数	0.38																								
W :	ロータ重量	112	kg																							
		シリンダ数	12	16	18																					
評価条件	水平加速度 α _H	%	0.84	0.84	0.84																					
	鉛直加速度 α _V	%	0.38	0.38	0.38																					
	評価加速度 α	%	0.84	0.84	0.84																					
評価		裕度※	21.4	14.7	12.7																					
		結果	○	○	○																					
備考																										
<p>評価加速度 (α) の算出式</p> <p style="text-align: right;">α = α_H 過給機形式が異なるため 限界値は異なる。</p> <p>なお、本評価部位はBWR高速形実証試験 入力波の応答曲線の20～30Hz間のピークに 応答したため、応答大となったが、 評価用入力波の応答曲線は20Hz以上で ZPAと一致。</p> <p>* 数値は18シリンダの例である。</p>																										
		シリンダ数	12	16	18																					
許容値	荷重	kg	1860	1860	1860																					
限界値	加速度	%	18.0	12.4	10.7																					

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (34/35)

付表6.1-2-24 BWR中速形の評価部位別評価結果(4/4)

評価部位	過給機	評価項目	(4)ケーシングとの干渉		実証方法	C	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$	
解析評価内容 <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>  <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;">解析式</div> $\alpha_{(H+V)} = \Delta L / (\delta / \rho)$ <p>但し* ΔL : インペラとケーシングのクリアランス 0.56 mm δ : ロータの自重によるたわみ (インペラ部) 0.008 mm</p>					シリンダ数	12	16	18
					評価条件	水平加速度 α_H	?	0.84
	鉛直加速度 α_V	?	0.38	0.38	0.38			
	評価加速度 α	?	0.92	0.92	0.92			
評価		裕度※	86	108	76			
		結果	○	○	○			
備考 評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 過給機形式が異なるため限界値は異なる。 なお、本評価部位はBWR高速形実証試験入力波の応答曲線の20~30Hz間のピークにตอบสนองしたため、応答大となったが、評価用入力波の応答曲線は20Hz以上でZPAと一致。 * 数値は18シリンダの例である。								
			シリンダ数	12	16	18		
許容値	変位	mm	0.56	0.56	0.56			
限界値	加速度	g	80	100	70			

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (35/35)

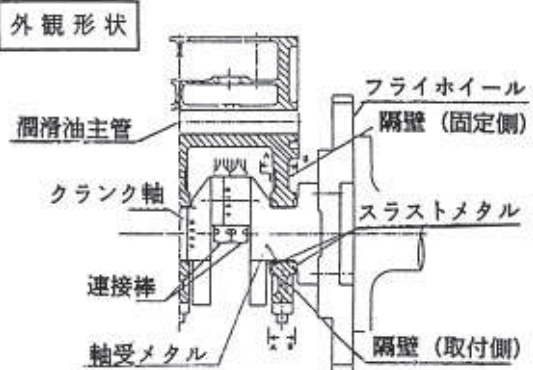

表8.1.3-1 BWR高速形の評価部位別評価結果(1/2)

評価部位	クランク軸基準軸受	評価項目	(1) 軸受隔壁強度	※裕度 = $\frac{\text{限界応力}}{\text{解析応力}}$		
解析評価内容				軸受反力	30.37 ton	
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 30%;"> <p>外観形状</p> </div> <div style="width: 30%;"> <p>解析式</p> <pre> graph TD A[一点系系1,2,3を有する非線形FEM解析] --> B[スラスト荷重算出] B --> C[基準軸受隔壁FEM解析] C --> D[隔壁応力算出] E[固定側荷重分組10とする] --> B </pre> </div> <div style="width: 30%;"> <p>解析モデル</p> <p>M: ロータ系質量 K: 軸受支持剛性 C: 油膜減衰定数 δ: 軸受ギャップ U: 地震外力</p> </div> </div>				解析応力	9.1 kg/mm ²	
				評価結果	裕度 ※	3.8
				結果	○	
備考						
				許容値	降伏応力	35 kg/mm ²
				限界値	限界応力	35 kg/mm ²

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機(高速形)の評価部位別の評価結果(1/35)

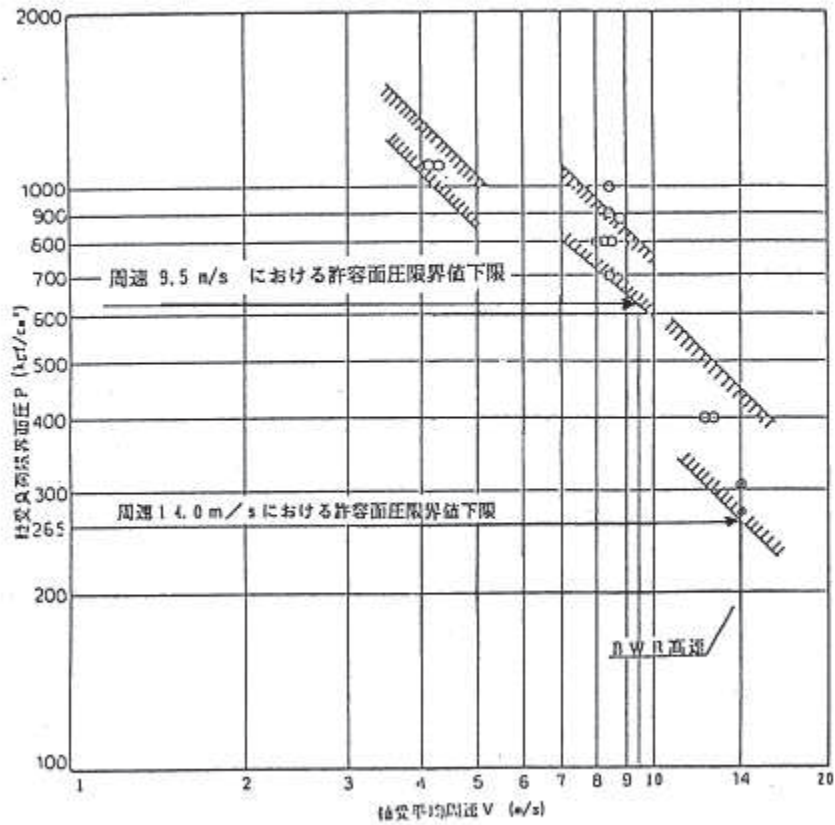
表8.1-3-1 BWR高速形の評価部位別評価結果(2/2)

評価部位	クランク軸基準軸受	評価項目	(2) 軸受面圧	※裕度 = $\frac{\text{限界面圧}}{\text{解析面圧}}$	
解析評価内容 <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p>外観形状</p>  </div> <div style="width: 45%;"> <p>解析式</p>  </div> </div>				軸受反力	30.37 ton
				解析面圧	124.8 kg/cm ²
評価結果				裕度 ※	2.1
				結果	○
備考 詳細については次頁参照 なお、限界値は許容PV線図における下限とした。					
限界値				部分試験による許容PV線図上で評価。周速は定格回転時(14.0m/s) 265kg/cm ²	

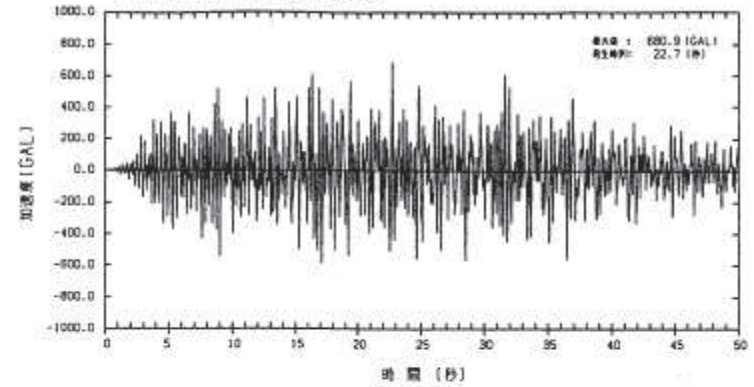
別添2-5-1-48

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

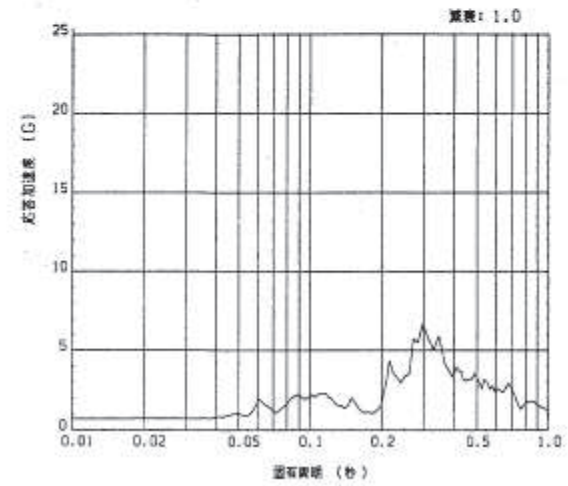
別添2-5-1-3 図 ディーゼル発電機(高速形)の評価部位別の評価結果(2/35)



*解析に使用した加振波形



時刻歴加速度波形

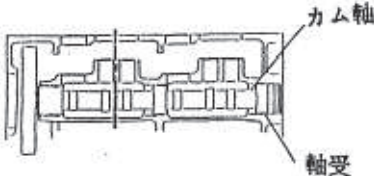
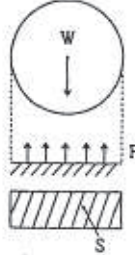


応答スペクトル

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (3/35)

表8.1-3-2 BWR高速形の評価部位別評価結果(1/2)

評価部位	カム軸軸受	評価項目	(1)軸受面圧	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$		
解析評価内容				固有振動数 (カム軸)	548 Hz	
外観形状		解析モデル		評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g
					鉛直加速度 α_V	0.38 g
					評価加速度 α	0.92 g
解析式				評価結果	裕度 ※	1959
$\alpha_{(H+V)} = (Pa - P) \cdot S / (W/g)$ <p>Pa : 許容面圧 450 kg/cm² P : 通常運転時軸受面圧 46.2 kg/cm² S : 軸受投影面積 67.2 cm² W : カム軸 1 cyl 当り重量 15.044kg</p>				結果		○
				備考		評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$
		許容値	面圧	450 kg/cm ²		
		限界値	加速度	1803 g		

別添 2-5-1-50

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (4/35)

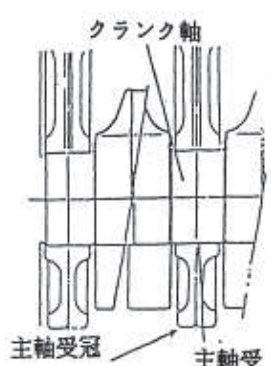
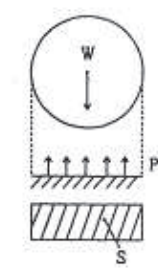
表8.1-3-2 BWR高速形の評価部位別評価結果(2/2)

評価部位	カム軸軸受	評価項目	(2)スラスト軸受	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$		
解析評価内容 <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;"> 解析式 $\alpha_w = S \cdot Pa / (W / g)$ <p> W : カム軸全体重量 391 kg S : 軸受投影面積 52.2 cm² Pa : 許容面圧 460 kg/cm² </p> </div>				評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g
				評価条件	鉛直加速度 α_V	0.38 g
評価条件	評価加速度 α	0.84 g				
評価結果	裕度 ※	73				
評価結果	結果	○				
備考				評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \alpha_H$		
				許容値	面圧 460 kg/cm ²	
				限界値	加速度 61.4 g	

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (5/35)

表 8.1-3-3 BWR 高速形の評価部位別評価結果

評価部位	主軸受	評価項目	(1)軸受面圧	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																					
解析評価内容 <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: flex-start;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 10px;"> 外観形状  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 10px;"> 解析モデル  </div> </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 10px;"> 解析式 $\alpha_{(H+V)} = (P_a - P) \cdot S / (W/g)$ <p> Pa : 許容面圧 450 kg/cm² P : 異常運転時軸受面圧 249 kg/cm² S : 軸受投影面積 207 cm² W : 軸受 1 個当たりの軸系重量 625kg </p> </div> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; margin-top: 10px;"> <tr> <td style="text-align: center;">許容値</td> <td style="text-align: center;">面圧</td> <td style="text-align: center;">450 kg/cm²</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">限界値</td> <td style="text-align: center;">加速度</td> <td style="text-align: center;">66.56 g</td> </tr> </table>				許容値	面圧	450 kg/cm ²	限界値	加速度	66.56 g	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;">評価条件</td> <td style="text-align: center;">水平加速度 α_H</td> <td style="text-align: center;">0.84 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">鉛直加速度 α_V</td> <td style="text-align: center;">0.38 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">評価加速度 α</td> <td style="text-align: center;">0.92 g</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">評価結果</td> <td style="text-align: center;">裕度 ※</td> <td style="text-align: center;">72</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">結果</td> <td style="text-align: center;">○</td> </tr> </table> <p style="margin-top: 10px;">備考</p> <p style="text-align: center;">評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$	評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g		鉛直加速度 α_V	0.38 g		評価加速度 α	0.92 g	評価結果	裕度 ※	72		結果	○
許容値	面圧	450 kg/cm ²																							
限界値	加速度	66.56 g																							
評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g																							
	鉛直加速度 α_V	0.38 g																							
	評価加速度 α	0.92 g																							
評価結果	裕度 ※	72																							
	結果	○																							

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (6/35)

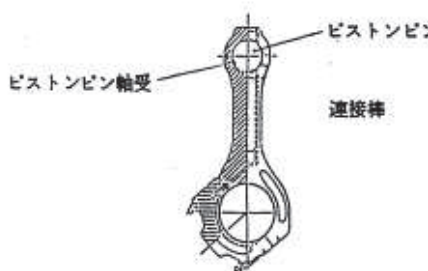
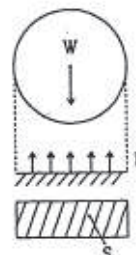
表8.1-3-4 BWR高速形の評価部位別評価結果

評価部位	クランクピン軸受	評価項目	(1)軸受面圧	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																											
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>		<table border="1"> <tr> <td>評価条件</td> <td>水平加速度 α_H</td> <td>0.84 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td>鉛直加速度 α_V</td> <td>0.38 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td>評価加速度 α</td> <td>0.92 g</td> </tr> <tr> <td>評価結果</td> <td>裕度 ※</td> <td>28</td> </tr> <tr> <td></td> <td>結果</td> <td>○</td> </tr> </table>	評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g		鉛直加速度 α_V	0.38 g		評価加速度 α	0.92 g	評価結果	裕度 ※	28		結果	○	<p>備考</p> <p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$												
	評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g																												
		鉛直加速度 α_V	0.38 g																												
		評価加速度 α	0.92 g																												
	評価結果	裕度 ※	28																												
	結果	○																													
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析式</div> $\alpha_{(H+V)} = (P_a - P) \cdot S / \{ (W_1 + W_2) / g \}$ <table border="0"> <tr> <td>P_a :</td> <td>許容面圧</td> <td>450</td> <td>kg/cm²</td> </tr> <tr> <td>P :</td> <td>通常運転時軸受面圧</td> <td>430.7</td> <td>kg/cm²</td> </tr> <tr> <td>S :</td> <td>軸受投影面積</td> <td>157.5</td> <td>cm²</td> </tr> <tr> <td>W_1 :</td> <td>ピストン重量</td> <td>52.4</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>W_2 :</td> <td>連接棒重量</td> <td>62.0</td> <td>kg</td> </tr> </table>		P_a :	許容面圧	450	kg/cm ²	P :	通常運転時軸受面圧	430.7	kg/cm ²	S :	軸受投影面積	157.5	cm ²	W_1 :	ピストン重量	52.4	kg	W_2 :	連接棒重量	62.0	kg	<table border="1"> <tr> <td>許容値</td> <td>面圧</td> <td>450</td> <td>kg/cm²</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>26.57</td> <td>g</td> </tr> </table>		許容値	面圧	450	kg/cm ²	限界値	加速度	26.57	g
P_a :	許容面圧	450	kg/cm ²																												
P :	通常運転時軸受面圧	430.7	kg/cm ²																												
S :	軸受投影面積	157.5	cm ²																												
W_1 :	ピストン重量	52.4	kg																												
W_2 :	連接棒重量	62.0	kg																												
許容値	面圧	450	kg/cm ²																												
限界値	加速度	26.57	g																												

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (7/35)

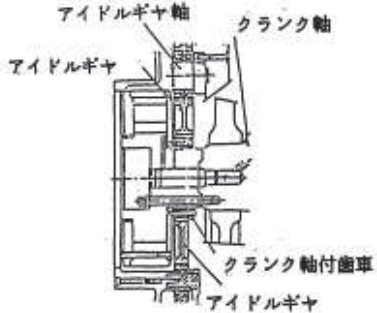
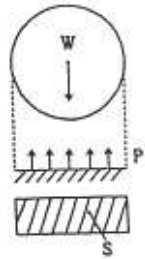
表8.1-3-5 BWR高速形の評価部位別評価結果

評価部位	ピストンピン軸受	評価項目	(1)軸受面圧	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																				
解析評価内容																								
外観形状	解析モデル																							
																								
解析式																								
$\alpha_{(H+V)} = (P_a - P) \cdot S / (W/g)$																								
<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 15%;">P_a :</td> <td style="width: 25%;">許容面圧</td> <td style="width: 15%;">450</td> <td style="width: 10%;">kg/cm²</td> <td style="width: 35%;"></td> </tr> <tr> <td>P :</td> <td>通常運転時軸受面圧</td> <td>431</td> <td>kg/cm²</td> <td></td> </tr> <tr> <td>S :</td> <td>軸受投影面積</td> <td>133</td> <td>cm²</td> <td></td> </tr> <tr> <td>W :</td> <td>ピストン重量</td> <td>52.4</td> <td>kg</td> <td></td> </tr> </table>					P _a :	許容面圧	450	kg/cm ²		P :	通常運転時軸受面圧	431	kg/cm ²		S :	軸受投影面積	133	cm ²		W :	ピストン重量	52.4	kg	
P _a :	許容面圧	450	kg/cm ²																					
P :	通常運転時軸受面圧	431	kg/cm ²																					
S :	軸受投影面積	133	cm ²																					
W :	ピストン重量	52.4	kg																					
備考																								
評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$																								
評価条件	水平加速度 α _H	0.84 g																						
	鉛直加速度 α _V	0.38 g																						
	評価加速度 α	0.92 g																						
評価結果	裕度 ※	52																						
	結果	○																						
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 15%;">許容値</td> <td style="width: 15%;">面圧</td> <td style="width: 15%;">450</td> <td style="width: 15%;">kg/cm²</td> <td style="width: 40%;"></td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>48.22</td> <td>g</td> <td></td> </tr> </table>					許容値	面圧	450	kg/cm ²		限界値	加速度	48.22	g											
許容値	面圧	450	kg/cm ²																					
限界値	加速度	48.22	g																					

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (8/35)

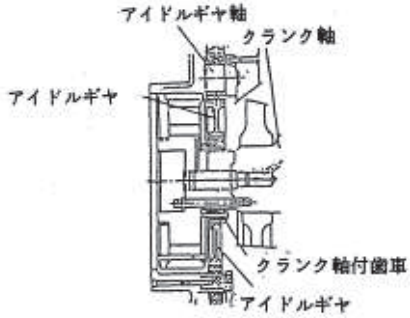
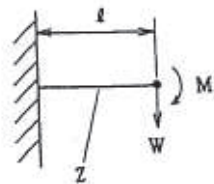
表8.1-3-6 BWR高速形の評価部位別評価結果(1/4)

評価部位	ギアリング	評価項目	(1)軸受面圧	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$							
解析評価内容				評価条件	水平加速度 α_H 0.84 g						
<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> 外観形状  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> 解析モデル  </div> </div>				評価条件	鉛直加速度 α_V 0.38 g						
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> 解析式 $\alpha_{H+V} = (P_a - P) \cdot S / (W/g)$ <p> P_a : 許容面圧 450 kg/cm² P : 通常運転時軸受面圧 9.5 kg/cm² S : 軸受投影面積 100.8 cm² W : アイドルギヤ重量 67.32 kg </p> </div>				評価結果	評価加速度 α 0.92 g						
				評価結果	裕度 ※ 716						
				評価結果	結果 ○						
				備考	評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$						
					<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>許容値</td> <td>面圧</td> <td>450 kg/cm²</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>659.53 g</td> </tr> </table>	許容値	面圧	450 kg/cm ²	限界値	加速度	659.53 g
許容値	面圧	450 kg/cm ²									
限界値	加速度	659.53 g									

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機(高速形)の評価部位別の評価結果(9/35)

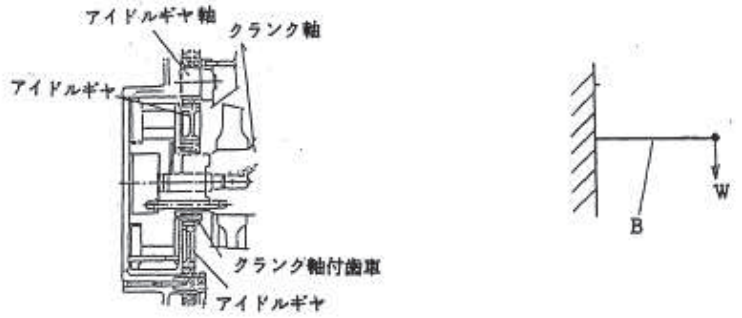
表 8.1-3-6 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (2/4)

評価部位	ギアリング	評価項目	(2)軸の強度	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																						
<p>解析評価内容</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>外観形状</p>  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>解析モデル</p>  </div> </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;"> <p>解析式</p> $\alpha_{(H+V)} = (\sigma_y \cdot Z - M) / l / (W/g)$ <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 15%;">σ_y :</td> <td style="width: 30%;">降伏応力</td> <td style="width: 15%;">80</td> <td style="width: 40%;">kg/mm²</td> </tr> <tr> <td>Z :</td> <td>カム軸断面係数</td> <td>269391.5</td> <td>mm³</td> </tr> <tr> <td>M :</td> <td>通常運転時曲げモーメント</td> <td>53750</td> <td>kg・mm</td> </tr> <tr> <td>l :</td> <td>荷重点までの距離</td> <td>56</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>W :</td> <td>アイドルギヤ重量</td> <td>67.3</td> <td>kg</td> </tr> </table> </div>				σ _y :	降伏応力	80	kg/mm ²	Z :	カム軸断面係数	269391.5	mm ³	M :	通常運転時曲げモーメント	53750	kg・mm	l :	荷重点までの距離	56	mm	W :	アイドルギヤ重量	67.3	kg	評価条件	水平加速度 α _H	0.84 g
				σ _y :	降伏応力	80	kg/mm ²																			
				Z :	カム軸断面係数	269391.5	mm ³																			
				M :	通常運転時曲げモーメント	53750	kg・mm																			
				l :	荷重点までの距離	56	mm																			
W :	アイドルギヤ重量	67.3	kg																							
評価条件	鉛直加速度 α _V	0.38 g																								
評価条件	評価加速度 α	0.92 g																								
評価結果	裕度 ※	6200																								
評価結果	結果	○																								
備考				<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$																						
		許容値	降伏応力	80	kg/mm ²																					
		限界値	加速度	5704.09	g																					

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (10/35)

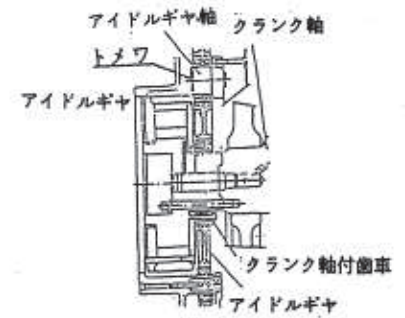

表 8.1-3-6 BWR高速形の評価部位別評価結果 (3/4)

評価部位	ギアリング	評価項目	(3)歯車の強度	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$	
解析評価内容				評価条件	水平加速度 α_H 0.84 g
<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div> 				評価条件	鉛直加速度 α_V 0.38 g
				評価条件	評価加速度 α 0.92 g
				評価結果	裕度 ※ 107
				評価結果	結果 ○
解析式				備考	
$\alpha_{(H+V)} = (\sigma_y - \sigma) / (B \cdot W / g)$ <p> σ_y : 降伏応力 70 kg/mm² σ : 運転時応力 8.31 kg/mm² B : 係数 9.31×10^{-3} W : アイドルギヤ重量 67.3 kg </p>				評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \alpha_H$	
許容値				降伏応力	70 kg/mm ²
限界値				加速度	98.45 g

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (11/35)

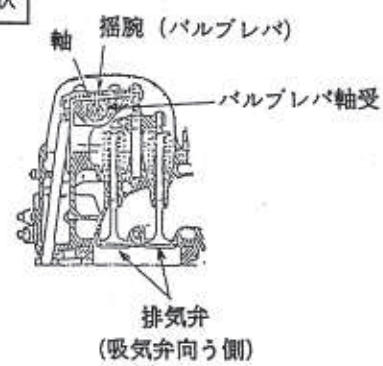
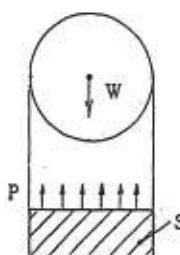
表8.1-3-6 BWR高速形の評価部位別評価結果(4/4)

評価部位	ギアリング	評価項目	(4)アイドルギヤスラスト強度	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$															
解析評価内容				<table border="1"> <tr> <td>評価条件</td> <td>水平加速度 α_H</td> <td>0.84 g</td> </tr> <tr> <td>評価条件</td> <td>鉛直加速度 α_V</td> <td>0.38 g</td> </tr> <tr> <td>評価条件</td> <td>評価加速度 α</td> <td>0.84 g</td> </tr> <tr> <td>評価結果</td> <td>裕度 ※</td> <td>136</td> </tr> <tr> <td>評価結果</td> <td>結果</td> <td>○</td> </tr> </table>	評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g	評価条件	鉛直加速度 α_V	0.38 g	評価条件	評価加速度 α	0.84 g	評価結果	裕度 ※	136	評価結果	結果	○
評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g																	
評価条件	鉛直加速度 α_V	0.38 g																	
評価条件	評価加速度 α	0.84 g																	
評価結果	裕度 ※	136																	
評価結果	結果	○																	
外観形状	解析モデル		備考 評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \alpha_H$																
																			
解析式	$\alpha_{(H)} = F_a / (W/g)$ <p> F_a : トメワ許容スラスト荷重 2231 kg W : アイドルギヤ重量 19.5 kg </p>																		
	許容値	荷重	2231 kg																
	限界値	加速度	114.41 g																

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (12/35)

表 8.1-3-8 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (1/5)

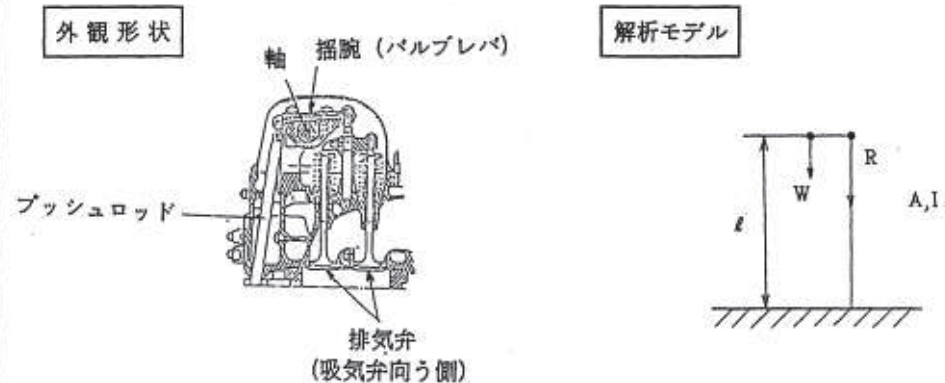
評価部位	動弁装置揺腕	評価項目	(1)バルブレバ軸受	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																															
解析評価内容 <div style="display: flex; justify-content: space-around; margin-top: 10px;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 30%;"> 外観形状  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 30%;"> 解析モデル  </div> </div> <div style="margin-top: 20px;"> 解析式 $\alpha_{(H+V)} = (P_a - P) \cdot S / (W/g)$ <table style="margin-left: 20px; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="padding-right: 10px;">P_a :</td> <td style="padding-right: 10px;">許容面圧</td> <td style="padding-right: 10px;">450</td> <td>kg/cm²</td> </tr> <tr> <td>P :</td> <td>通常運転時軸受面圧</td> <td>233.4</td> <td>kg/cm²</td> </tr> <tr> <td>S :</td> <td>軸受投影面積</td> <td>25.2</td> <td>cm²</td> </tr> <tr> <td>W :</td> <td>バルブレバ重量</td> <td>7.62</td> <td>kg</td> </tr> </table> </div>				P _a :	許容面圧	450	kg/cm ²	P :	通常運転時軸受面圧	233.4	kg/cm ²	S :	軸受投影面積	25.2	cm ²	W :	バルブレバ重量	7.62	kg	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;">評価条件</td> <td style="text-align: center;">水平加速度 α_H</td> <td style="text-align: center;">0.84 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">鉛直加速度 α_V</td> <td style="text-align: center;">0.38 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">評価加速度 α</td> <td style="text-align: center;">0.92 g</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">評価結果</td> <td style="text-align: center;">裕度 ※</td> <td style="text-align: center;">778</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">結果</td> <td style="text-align: center;">○</td> </tr> </table> <div style="margin-top: 10px;"> 備考 評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ </div>	評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g		鉛直加速度 α_V	0.38 g		評価加速度 α	0.92 g	評価結果	裕度 ※	778		結果	○
P _a :	許容面圧	450	kg/cm ²																																
P :	通常運転時軸受面圧	233.4	kg/cm ²																																
S :	軸受投影面積	25.2	cm ²																																
W :	バルブレバ重量	7.62	kg																																
評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g																																	
	鉛直加速度 α_V	0.38 g																																	
	評価加速度 α	0.92 g																																	
評価結果	裕度 ※	778																																	
	結果	○																																	
<table border="1" style="border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="padding: 2px;">許容値</td> <td style="padding: 2px;">面圧</td> <td style="padding: 2px;">450</td> <td style="padding: 2px;">kg/cm²</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">限界値</td> <td style="padding: 2px;">加速度</td> <td style="padding: 2px;">716.27</td> <td style="padding: 2px;">g</td> </tr> </table>				許容値	面圧	450	kg/cm ²	限界値	加速度	716.27	g																								
許容値	面圧	450	kg/cm ²																																
限界値	加速度	716.27	g																																

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (13/35)

別添 2-5-1-59

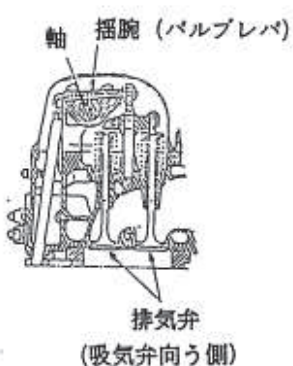
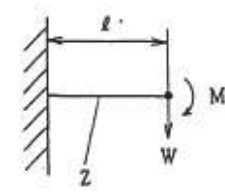
表8.1-3-8 BWR高速形の評価部位別評価結果(2/5)

評価部位	動弁装置揺腕	評価項目	(2)ブッシュロッド強度	※裕度 =	$\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																																						
解析評価内容				評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g																																					
<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div> 					鉛直加速度 α_V	0.38 g																																					
				評価加速度 α	0.92 g																																						
				評価結果	裕度 ※	2198																																					
				評価結果	結果	○																																					
解析式				備考																																							
$\alpha_{(H+V)} = \left\{ \frac{\sigma_c \cdot A}{1 + a \cdot (\ell/k)^2} - R \right\} \frac{1}{W/g} - g$				評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$																																							
<table border="0"> <tr> <td>σ_c :</td> <td>許容座屈応力</td> <td>3400</td> <td>kg/cm²</td> </tr> <tr> <td>A :</td> <td>ブッシュロッド断面積</td> <td>3.21</td> <td>cm²</td> </tr> <tr> <td>a :</td> <td>材質により決まる定数</td> <td>1 / 7500</td> <td></td> </tr> <tr> <td>ℓ :</td> <td>ブッシュロッド長さ</td> <td>60</td> <td>cm</td> </tr> <tr> <td>k :</td> <td>$\sqrt{I_a / A}$</td> <td>0.82</td> <td>cm</td> </tr> <tr> <td>R :</td> <td>通常運転時荷重</td> <td>146.39</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>W :</td> <td>ブッシュロッド重量</td> <td>3.076</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>I_a :</td> <td>断面二次モーメント</td> <td>2.15</td> <td>cm⁴</td> </tr> </table>				σ_c :	許容座屈応力	3400	kg/cm ²	A :	ブッシュロッド断面積	3.21	cm ²	a :	材質により決まる定数	1 / 7500		ℓ :	ブッシュロッド長さ	60	cm	k :	$\sqrt{I_a / A}$	0.82	cm	R :	通常運転時荷重	146.39	kg	W :	ブッシュロッド重量	3.076	kg	I_a :	断面二次モーメント	2.15	cm ⁴	<table border="1"> <tr> <td>許容値</td> <td>荷重</td> <td>6366 kg</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>2022.97 g</td> </tr> </table>		許容値	荷重	6366 kg	限界値	加速度	2022.97 g
σ_c :	許容座屈応力	3400	kg/cm ²																																								
A :	ブッシュロッド断面積	3.21	cm ²																																								
a :	材質により決まる定数	1 / 7500																																									
ℓ :	ブッシュロッド長さ	60	cm																																								
k :	$\sqrt{I_a / A}$	0.82	cm																																								
R :	通常運転時荷重	146.39	kg																																								
W :	ブッシュロッド重量	3.076	kg																																								
I_a :	断面二次モーメント	2.15	cm ⁴																																								
許容値	荷重	6366 kg																																									
限界値	加速度	2022.97 g																																									

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (14/35)

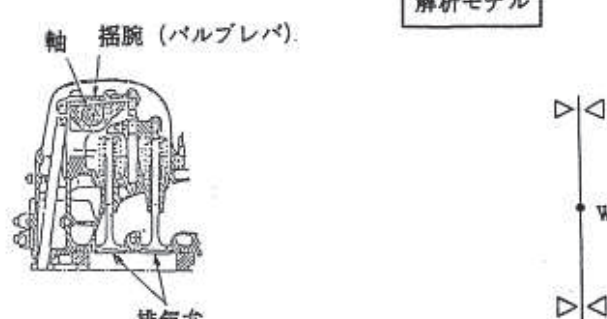
表 8.1-3-8 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (3/5)

評価部位	動弁装置揺腕	評価項目	(3)バルブレバ強度	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																																			
<p>解析評価内容</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 30%;"> <p style="text-align: center;">外観形状</p>  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 30%;"> <p style="text-align: center;">解析モデル</p>  </div> </div> <div style="margin-top: 20px;"> <p style="text-align: center; border: 1px solid black; padding: 2px;">解析式</p> $\alpha_{(H+V)} = (\sigma_y \cdot Z - M) / l / (W/g)$ <table style="width: 100%; margin-top: 10px;"> <tr> <td>σ_y :</td> <td>降伏応力</td> <td style="text-align: right;">80</td> <td style="text-align: right;">kg/mm²</td> </tr> <tr> <td>Z :</td> <td>断面係数</td> <td style="text-align: right;">35366</td> <td style="text-align: right;">mm³</td> </tr> <tr> <td>M :</td> <td>通常運転時曲げモーメント</td> <td style="text-align: right;">145122</td> <td style="text-align: right;">kg・mm</td> </tr> <tr> <td>l :</td> <td>バルブレバ長さ</td> <td style="text-align: right;">144</td> <td style="text-align: right;">mm</td> </tr> <tr> <td>W :</td> <td>バルブレバ重量</td> <td style="text-align: right;">868.75</td> <td style="text-align: right;">kg</td> </tr> </table> </div>				σ_y :	降伏応力	80	kg/mm ²	Z :	断面係数	35366	mm ³	M :	通常運転時曲げモーメント	145122	kg・mm	l :	バルブレバ長さ	144	mm	W :	バルブレバ重量	868.75	kg	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="text-align: center;">評価条件</td> <td style="text-align: center;">水平加速度 α_H</td> <td style="text-align: center;">0.84 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">鉛直加速度 α_V</td> <td style="text-align: center;">0.38 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">評価加速度 α</td> <td style="text-align: center;">0.92 g</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">評価結果</td> <td style="text-align: center;">裕度 ※</td> <td style="text-align: center;">29.4</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">結果</td> <td style="text-align: center;">○</td> </tr> </table> <p style="margin-top: 20px;">備考</p> <p style="text-align: center;">評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$	評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g		鉛直加速度 α_V	0.38 g		評価加速度 α	0.92 g	評価結果	裕度 ※	29.4		結果	○
σ_y :	降伏応力	80	kg/mm ²																																				
Z :	断面係数	35366	mm ³																																				
M :	通常運転時曲げモーメント	145122	kg・mm																																				
l :	バルブレバ長さ	144	mm																																				
W :	バルブレバ重量	868.75	kg																																				
評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g																																					
	鉛直加速度 α_V	0.38 g																																					
	評価加速度 α	0.92 g																																					
評価結果	裕度 ※	29.4																																					
	結果	○																																					
<table border="1" style="border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 15%;">許容値</td> <td style="width: 15%;">降伏応力</td> <td style="width: 15%;">80</td> <td style="width: 15%;">kg/mm²</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>27.1</td> <td>g</td> </tr> </table>				許容値	降伏応力	80	kg/mm ²	限界値	加速度	27.1	g																												
許容値	降伏応力	80	kg/mm ²																																				
限界値	加速度	27.1	g																																				

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (15/35)

表8.1-3-8 BWR高速形の評価部位別評価結果(4/5)

評価部位	動弁装置揺腕	評価項目	(4)揺腕スラスト方向強度	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$							
解析評価内容				評価条件	水平加速度 α_H 0.84 g						
外観形状				評価条件	鉛直加速度 α_V 0.38 g						
解析モデル				評価条件	評価加速度 α 0.84 g						
解析式				評価結果	裕度 ※ 3151						
				評価結果	結果 ○						
備考				評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \alpha_H$							
$\alpha_{(0)} = F_s / (W/g)$ F _s : トメワ許容スラスト荷重 9000 kg W : バルブレバ重量 3.4 kg				<table border="1"> <tr> <td>許容値</td> <td>荷重</td> <td>9000 kg</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>2647.05 g</td> </tr> </table>		許容値	荷重	9000 kg	限界値	加速度	2647.05 g
許容値	荷重	9000 kg									
限界値	加速度	2647.05 g									

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (16/35)

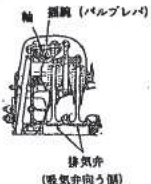
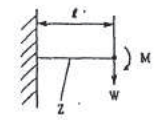

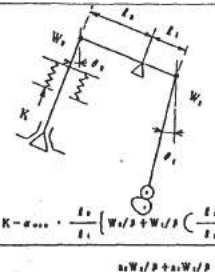
表 8.1-3-8 BWR高速形の評価部位別評価結果 (5/5)

評価部位	動弁装置揺腕	評価項目	(5)動弁装置の追従性	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$	
解析評価内容	外觀形状	解析モデル	水平加速度 α_H	0.84 g	備考 評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \alpha_H$ 評価する地震加速度方向に対して、動弁装置のカム側・弁側の相反する動作方向性を考慮したモデルで評価した。
		$\alpha_{(x)} = \frac{K - \alpha_{max} \cdot \frac{l_2}{l_1} \left(W_2/s + W_1/s \left(\frac{l_1}{l_2} \right)^2 \right) - b_2 \cdot W_2/s - b_1 \cdot W_1/s \cdot \frac{l_1}{l_2}}{a_2 \cdot W_2/s + a_1 \cdot W_1/s} \cdot W_2 \cdot \frac{l_1}{l_2}$	鉛直加速度 α_V	0.38 g	
			評価加速度 α	0.84 g	
	評価結果	裕度 ※	27.3		
	結果	○			
	許容値	荷重	283.3 kg		
限界値	加速度	22.96 g			

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (17/35)

表7.3-9 評価部位別の他機種評価手法のまとめ (5/20)
(全体システム試験/部分試験結果に基づくもの)

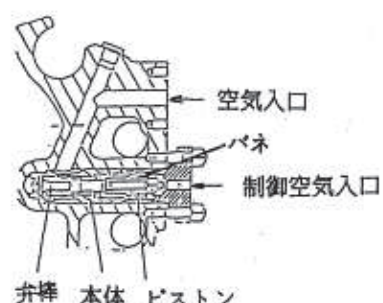
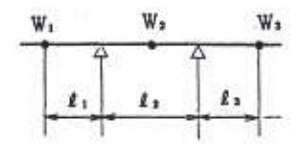
分類	評価部位			評価項目		評価用地震入力の考え方	評価手法	
	部位名称 (設置場所)	構造	要求機能	項目	許容値		解析モデル / 評価式あるいは方法	特別な配慮事項
(1)ディーゼル 機関本体	動弁装置揺動 (機関本体)		同上	バルブレバ 強度	降伏応力	(水平震度) 1.2ZPAに運転振動分を加えた加速度を重力加速度で除した値。 (鉛直震度) 基準地震動の最大加速度振幅の1/2の値を重力加速度で除した値。	 $\sigma_{\max} = \sigma_v + (Z \cdot M) / l \cdot (W/g)$ <p> σ_v : 降伏応力 Z : 断面係数 M : 通常運転時曲げモーメント l : バルブレバ長さ W : バルブレバ重量 </p>	
				バルブレバ スラスト方向 強度	許容スラスト 荷重	同上	 $\sigma_{\max} = F_s / (W/g)$ <p> F_s : トメワ許容スラスト荷重 W : バルブレバ重量 </p>	
				動弁装置の 追従性	許容荷重 (バネ力)	同上	 $K - a_{\max} \cdot \frac{f_0}{f_1} \left[\frac{W_1/g + W_2/g}{f_2} \left(\frac{f_1}{f_2} \right)^2 \right] - b_1 \cdot W_1/g - b_2 \cdot W_2/g \cdot \frac{f_1}{f_2}$ $a_{\max} = \frac{a_1 W_1/g + a_2 W_2/g}{K} \cdot \frac{f_1}{f_2}$ <p> K : バネ力 a_{\max} : 最大追従加速度係数 f_1 : 入力軸の角速度 f_2 : 出力軸の角速度 W_1 : 質量 W_2 : 質量 </p> <p> $a_1 = \pm \sin \theta_1$ $a_2 = \pm \sin \theta_2$ $b_1 = -(l_1 \cdot a_1) \cos \theta_1$ $b_2 = -(l_2 \cdot a_2) \cos \theta_2$ a_1 : 入力軸方向加速度 a_2 : 出力軸方向加速度 θ_1 : アングルの傾き θ_2 : アングルの傾き </p>	許容部位は傾いて取付けられているので評価加速度は作用方向に合成する

別添 2-5-1-64

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (18/35)

表 8.1-3-9 BWR高速形の評価部位別評価結果 (1/2)

評価部位	始動弁	評価項目	(1)弁棒の曲げ	※裕度 =	$\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$
解析評価内容					
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block;">外観形状</div> 		<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block;">解析モデル</div> 			
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block;">解析式</div> $\alpha_{(H+V)} = \frac{\delta}{l_0} \left\{ \frac{W_2 / \rho \cdot l_2^2}{16 \cdot E \cdot I} - \frac{l_2}{6 E I} (2 \cdot W_1 / \rho \cdot l_1 + W_3 / \rho \cdot l_3) \right\}^{-1}$ <p> W_1, l_1 : シート部からガイド部間重量及び長さ $W_1 = 0.065 \text{ kg}$ $l_1 = 52 \text{ mm}$ W_2, l_2 : ガイド部からピストン部間重量及び長さ $W_2 = 0.166 \text{ kg}$ $l_2 = 75 \text{ mm}$ W_3, l_3 : ピストン部からバネ部間重量及び長さ $W_3 = 0.055 \text{ kg}$ $l_3 = 28 \text{ mm}$ δ : 最小スキマ 0.021 mm E : ヤング係数 $2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ I : 断面二次モーメント 201.062 mm^4 l_0 : 最小スキマ部分の撓動部長さ 8 mm </p>					
		許容値	変位	0.021 mm	
		限界値	加速度	244.17 g	
評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g			
	鉛直加速度 α_V	0.38 g			
	評価加速度 α	0.75 g			
評価結果	裕度 ※	325			
	結果	○			
<p>備考</p> <p>評価部位は傾いて取付けられているので評価加速度は作用方向に合成したものである。</p> <p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \alpha_H \sin 30^\circ + \alpha_V \cos 30^\circ$					

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (19/35)

表8.1-3-9 BWR高速形の評価部位別評価結果(2/2)

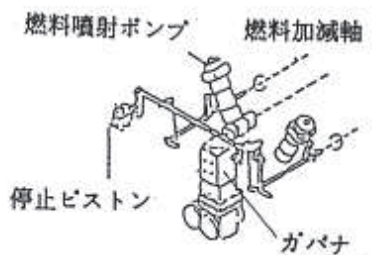
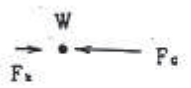
評価部位	始動弁	評価項目	(2)弁の誤開閉	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$															
解析評価内容				<table border="1"> <tr> <td>評価条件</td> <td>水平加速度 α_H</td> <td>0.84 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td>鉛直加速度 α_V</td> <td>0.38 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td>評価加速度 α</td> <td>0.42 g</td> </tr> <tr> <td>評価結果</td> <td>裕度 ※</td> <td>142</td> </tr> <tr> <td></td> <td>結果</td> <td>○</td> </tr> </table>	評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g		鉛直加速度 α_V	0.38 g		評価加速度 α	0.42 g	評価結果	裕度 ※	142		結果	○
評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g																	
	鉛直加速度 α_V	0.38 g																	
	評価加速度 α	0.42 g																	
評価結果	裕度 ※	142																	
	結果	○																	
<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>		<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析式</div> $\alpha_{(H+V)} = K / (W/g)$ <p>K : バネ力 17.15 kg W : 弁重量 0.286 kg</p>																	
<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td>許容値</td> <td>荷重</td> <td>17.15 kg</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>59.96 g</td> </tr> </table>				許容値	荷重	17.15 kg	限界値	加速度	59.96 g	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">備考</div> <p>評価部位は傾いて取付けられているので評価加速度は作用方向に合成したものである。</p> <p>評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \alpha_H \cos 30^\circ - (1 - \alpha_V) \sin 30^\circ$</p>									
許容値	荷重	17.15 kg																	
限界値	加速度	59.96 g																	

別添 2-5-1-66

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (20/35)

表8.1-3-12 BWR高速形の評価部位別評価結果(1/2)

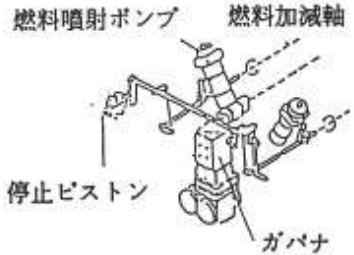
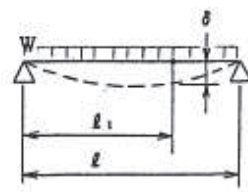
評価部位	ガバナリンク装置	評価項目	(1)地震時の抵抗	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$		
解析評価内容				固有振動数 (加減軸)	43.9 Hz	
外観形状		解析モデル		評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g
					鉛直加速度 α_V	0.38 g
解析式		$\alpha_{(H+V)} = (F_G - F_K) / (W/g)$ <p> F_G : ガバナ駆動力 152.3 kg F_K : リンクを増方向に引っ張った時の実測抵抗力 5.0 kg W : リンク重量 8.1 kg </p>			評価加速度 α	0.92 g
				評価結果	裕度 ※	19.7
				備考	結果	○
				評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$		
		許容値	荷重	152.3 kg		
		限界値	加速度	18.18 g		

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (21/35)

別添 2-5-1-67

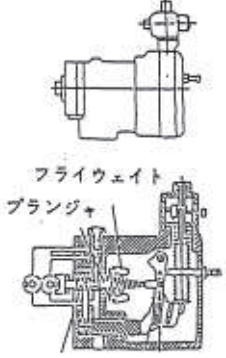
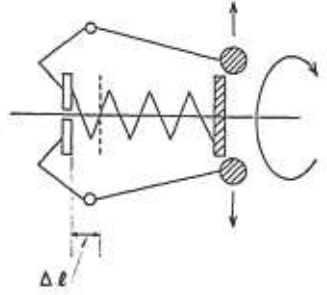
表8.1-3-12 BWR高速形の評価部位別評価結果(2/2)

評価部位	ガバナリンク装置	評価項目	(2)燃料加減軸とコントロールラックの動き	※裕度 =	$\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																						
解析評価内容				<table border="1"> <tr> <td>評価条件</td> <td>水平加速度 α_H</td> <td>0.84 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td>鉛直加速度 α_V</td> <td>0.38 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td>評価加速度 α</td> <td>0.92 g</td> </tr> <tr> <td>評価結果</td> <td>裕度 ※</td> <td>42.5</td> </tr> <tr> <td></td> <td>結果</td> <td>○</td> </tr> </table>	評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g		鉛直加速度 α_V	0.38 g		評価加速度 α	0.92 g	評価結果	裕度 ※	42.5		結果	○								
評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g																									
	鉛直加速度 α_V	0.38 g																									
	評価加速度 α	0.92 g																									
評価結果	裕度 ※	42.5																									
	結果	○																									
外観形状				<p>備考</p> <p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$																							
解析モデル																											
解析式	$\alpha_{(H+V)} = \frac{24 \cdot \delta \cdot E \cdot I}{(1 - 2l_1^2/l^2 + l_1^3/l^3) \cdot (W/g) \cdot l^2 \cdot l_1}$																										
	<table> <tr> <td>δ</td> <td>: ラックみぞクリアランス</td> <td>0.2</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>E</td> <td>: ヤング係数</td> <td>2.1×10^4</td> <td>kg/mm²</td> </tr> <tr> <td>I</td> <td>: 断面二次モーメント</td> <td>19174.76</td> <td>mm⁴</td> </tr> <tr> <td>W</td> <td>: 加減軸単位重量</td> <td>2.05</td> <td>kg/mm</td> </tr> <tr> <td>l_1</td> <td>: 加減軸軸受からコントロール歯距距離</td> <td>132</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>l</td> <td>: 加減軸軸受間距離</td> <td>460</td> <td>mm</td> </tr> </table>				δ	: ラックみぞクリアランス	0.2	mm	E	: ヤング係数	2.1×10^4	kg/mm ²	I	: 断面二次モーメント	19174.76	mm ⁴	W	: 加減軸単位重量	2.05	kg/mm	l_1	: 加減軸軸受からコントロール歯距距離	132	mm	l	: 加減軸軸受間距離	460
δ	: ラックみぞクリアランス	0.2	mm																								
E	: ヤング係数	2.1×10^4	kg/mm ²																								
I	: 断面二次モーメント	19174.76	mm ⁴																								
W	: 加減軸単位重量	2.05	kg/mm																								
l_1	: 加減軸軸受からコントロール歯距距離	132	mm																								
l	: 加減軸軸受間距離	460	mm																								
	許容値	変位	0.2 mm																								
	限界値	加速度	39.18 g																								

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (22/35)

表 8.1-3-20 BWR 高速形の評価部位別評価結果

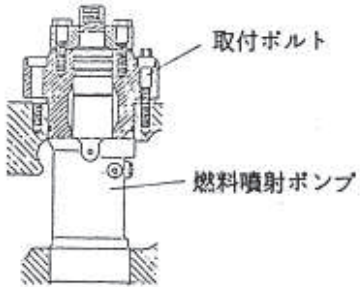
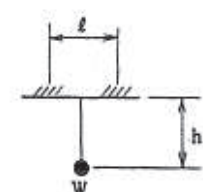
評価部位	オーバースピードトリップ装置	評価項目	(1) プランジヤの誤動作	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$							
解析評価内容				固有振動数 (プランジヤ)	20 Hz 以上						
外観形状		解析モデル		評価条件	<table border="1"> <tr> <td>水平加速度 α_H</td> <td>0.84 g</td> </tr> <tr> <td>鉛直加速度 α_V</td> <td>0.38 g</td> </tr> <tr> <td>評価加速度 α</td> <td>0.84 g</td> </tr> </table>	水平加速度 α_H	0.84 g	鉛直加速度 α_V	0.38 g	評価加速度 α	0.84 g
水平加速度 α_H	0.84 g										
鉛直加速度 α_V	0.38 g										
評価加速度 α	0.84 g										
解析式 $\alpha_H = \Delta l / \delta$ $\Delta l : \text{動作するまでの距離 } 1.04 \text{ mm}$ $\delta : \text{1 \#により移動する距離 } 0.0127 \text{ mm}$				評価結果	<table border="1"> <tr> <td>裕度 ※</td> <td>97.6</td> </tr> <tr> <td>結果</td> <td>○</td> </tr> </table>	裕度 ※	97.6	結果	○		
				裕度 ※	97.6						
結果	○										
備考				評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \alpha_H$							
				許容値	変位 1.04 mm						
				限界値	加速度 82 g						

別添 2-5-1-69

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (23/35)

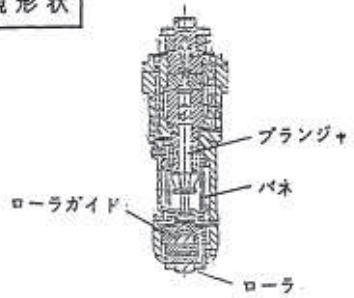
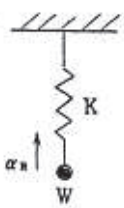
表 8.1-3-21 BWR高速形の評価部位別評価結果 (1/2)

評価部位	燃料噴射ポンプ	評価項目	(1)取付ボルト強度	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																															
解析評価内容				<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 10%; text-align: center;">評価条件</td> <td style="width: 10%; text-align: center;">水平加速度 α_H</td> <td style="width: 80%; text-align: center;">0.84 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">鉛直加速度 α_V</td> <td style="text-align: center;">0.38 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">評価加速度 α</td> <td style="text-align: center;">0.84 g</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">評価結果</td> <td style="text-align: center;">裕度 ※</td> <td style="text-align: center;">51.1</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">結果</td> <td style="text-align: center;">○</td> </tr> </table>	評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g		鉛直加速度 α_V	0.38 g		評価加速度 α	0.84 g	評価結果	裕度 ※	51.1		結果	○																
評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g																																	
	鉛直加速度 α_V	0.38 g																																	
	評価加速度 α	0.84 g																																	
評価結果	裕度 ※	51.1																																	
	結果	○																																	
外観形状		解析モデル																																	
																																			
解析式 $\alpha_{(1)} = \frac{(\sigma_y - \sigma) A \cdot N \cdot \ell - (1 + \alpha_V) W / g \sin 30^\circ \cdot h + (1 + \alpha_V) W / g \cos 30^\circ \cdot \ell / 2}{W / g \cdot (\cos 30^\circ \cdot h + \sin 30^\circ \cdot \ell / 2)}$																																			
<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 15%;">σ_y :</td> <td style="width: 35%;">降伏応力</td> <td style="width: 15%;">50</td> <td style="width: 35%;">kg/mm²</td> </tr> <tr> <td>σ :</td> <td>(締付応力) + (運転時応力)</td> <td>39.5</td> <td>kg/mm²</td> </tr> <tr> <td>A :</td> <td>ボルト断面積</td> <td>110</td> <td>mm²</td> </tr> <tr> <td>ℓ :</td> <td>ボルトピッチ</td> <td>100</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>h :</td> <td>重心高さ</td> <td>197.8</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>W :</td> <td>燃料噴射ポンプ重量</td> <td>27.09</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>N :</td> <td>引張りを受けるボルトの本数</td> <td>2</td> <td></td> </tr> <tr> <td>α_V :</td> <td>垂直方向加速度は 0.4 g</td> <td></td> <td></td> </tr> </table>				σ_y :	降伏応力	50	kg/mm ²	σ :	(締付応力) + (運転時応力)	39.5	kg/mm ²	A :	ボルト断面積	110	mm ²	ℓ :	ボルトピッチ	100	mm	h :	重心高さ	197.8	mm	W :	燃料噴射ポンプ重量	27.09	kg	N :	引張りを受けるボルトの本数	2		α_V :	垂直方向加速度は 0.4 g		
σ_y :	降伏応力	50	kg/mm ²																																
σ :	(締付応力) + (運転時応力)	39.5	kg/mm ²																																
A :	ボルト断面積	110	mm ²																																
ℓ :	ボルトピッチ	100	mm																																
h :	重心高さ	197.8	mm																																
W :	燃料噴射ポンプ重量	27.09	kg																																
N :	引張りを受けるボルトの本数	2																																	
α_V :	垂直方向加速度は 0.4 g																																		
許容値		降伏応力	50 kg/mm ²																																
限界値		加速度	43 g																																
備考																																			
評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \alpha_H$																																			

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (24/35)

表 8.1-3-21 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (2/2)

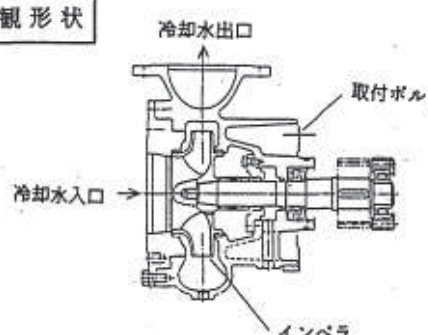
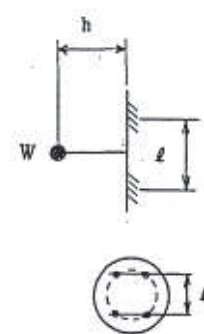
評価部位	燃料噴射ポンプ	評価項目	(2)ブランジャとローガイドの追従性	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$															
解析評価内容				<table border="1"> <tr> <td>評価条件</td> <td>水平加速度 α_H</td> <td>0.84 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td>鉛直加速度 α_V</td> <td>0.38 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td>評価加速度 α</td> <td>0.12 g</td> </tr> <tr> <td>評価結果</td> <td>裕度 ※</td> <td>413</td> </tr> <tr> <td></td> <td>結果</td> <td>○</td> </tr> </table>	評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g		鉛直加速度 α_V	0.38 g		評価加速度 α	0.12 g	評価結果	裕度 ※	413		結果	○
評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g																	
	鉛直加速度 α_V	0.38 g																	
	評価加速度 α	0.12 g																	
評価結果	裕度 ※	413																	
	結果	○																	
外観形状			解析モデル																
解析式	$\alpha_{(H+V)} = \frac{K}{W/g} - \alpha_R$ <p> K : バネ力 92.23 kg W : ローラガイド部重量 0.536 kg α_R : ローラガイド部運転時加速度 520000 mm/sec² </p>																		
	許容値	荷重	92.23 kg																
	限界値	加速度	49.6 g																
備考				<p>評価部位は傾いて取付けられているので評価加速度は作用方向に合成したものである。</p> <p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \alpha_H \sin 30^\circ + (\alpha_V - 1) \cos 30^\circ$															

別添 2-5-1-71

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (25/35)

表8.1-3-22 BWR高速形の評価部位別評価結果 (1/3)

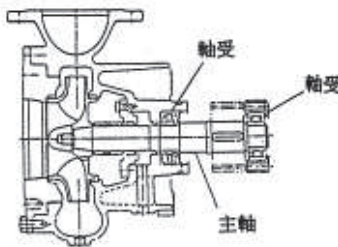
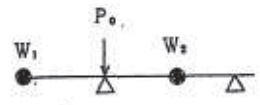
評価部位	冷却水ポンプ	評価項目	(1)取付ボルト強度	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$		
解析評価内容				固有振動数 (ポンプ軸)	197 Hz	
外観形状		解析モデル		評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g
				評価条件	鉛直加速度 α_V	0.38 g
				評価条件	評価加速度 α	0.92 g
評価結果	裕度 ※	53.9	結果	○		
解析式				備考		
$\alpha_{(H+V)} = \frac{(\sigma_y - \sigma) \cdot A}{(W/g) \cdot h / 2l}$				評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$		
σ_y : 降伏応力 24 kg/mm ² σ : 締付応力+運転時応力 14.57 kg/mm ² A : ボルト断面積 144.2 mm ² W : 冷却水ポンプ重量 80 kg h : 取付面から重心までの距離 157.5 mm l : 一番下のボルトから一番上のボルトまでの距離 230 mm				据付側も機器と同一の鋼製の場合、転倒に対する中立軸の位置は、JBAG4601の手法で解析する場合とほぼ同等であり、従って限界加速度もJBAG4601の手法で解析する場合と同等である。		
許容値		降伏応力	24 kg/mm ²			
限界値		加速度	49.6 g			

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (26/35)

別添 2-5-1-72

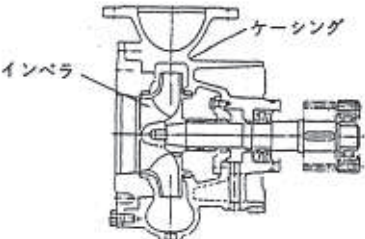
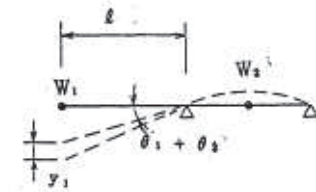
表 8.1-3-22 BWR高速形の評価部位別評価結果 (2/3)

評価部位	冷却水ポンプ	評価項目	(2)軸受荷重	$\text{※裕度} = \frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$															
解析評価内容				<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 10%; text-align: center;">評価条件</td> <td style="width: 60%;">水平加速度 α_H</td> <td style="width: 30%; text-align: center;">0.84 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td>鉛直加速度 α_V</td> <td style="text-align: center;">0.38 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td>評価加速度 α</td> <td style="text-align: center;">0.84 g</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">評価結果</td> <td>裕度 ※</td> <td style="text-align: center;">34.0</td> </tr> <tr> <td></td> <td>結果</td> <td style="text-align: center;">○</td> </tr> </table>	評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g		鉛直加速度 α_V	0.38 g		評価加速度 α	0.84 g	評価結果	裕度 ※	34.0		結果	○
評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g																	
	鉛直加速度 α_V	0.38 g																	
	評価加速度 α	0.84 g																	
評価結果	裕度 ※	34.0																	
	結果	○																	
<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p style="text-align: center;">外観形状</p>  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p style="text-align: center;">解析モデル</p>  </div> </div>																			
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 10px;"> <p style="text-align: center;">解析式</p> $\alpha_H = \frac{C_0 / 5 - P_0}{Y_0 \cdot (W_1 + W_2) / g}$ </div> <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 30%;">C₀ :</td> <td style="width: 30%;">軸受基本静定格荷重</td> <td style="width: 40%; text-align: right;">3200 kg</td> </tr> <tr> <td>P₀ :</td> <td>運転時軸受等価荷重 (垂直加速度0.4 gを含む)</td> <td style="text-align: right;">303.54 kg</td> </tr> <tr> <td>Y₀ :</td> <td>係数</td> <td style="text-align: right;">0.5</td> </tr> <tr> <td>W₁ :</td> <td>(羽根車+軸) 重量</td> <td style="text-align: right;">14.794 kg</td> </tr> <tr> <td>W₂ :</td> <td>(輪+歯車) 重量</td> <td style="text-align: right;">8.698 kg</td> </tr> </table>				C ₀ :	軸受基本静定格荷重	3200 kg	P ₀ :	運転時軸受等価荷重 (垂直加速度0.4 gを含む)	303.54 kg	Y ₀ :	係数	0.5	W ₁ :	(羽根車+軸) 重量	14.794 kg	W ₂ :	(輪+歯車) 重量	8.698 kg	
C ₀ :	軸受基本静定格荷重	3200 kg																	
P ₀ :	運転時軸受等価荷重 (垂直加速度0.4 gを含む)	303.54 kg																	
Y ₀ :	係数	0.5																	
W ₁ :	(羽根車+軸) 重量	14.794 kg																	
W ₂ :	(輪+歯車) 重量	8.698 kg																	
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 20%;">許容値</td> <td style="width: 20%;">荷重</td> <td style="width: 60%; text-align: center;">640 kg</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td style="text-align: center;">28.64 g</td> </tr> </table>				許容値	荷重	640 kg	限界値	加速度	28.64 g										
許容値	荷重	640 kg																	
限界値	加速度	28.64 g																	
備考																			
<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \alpha_H$																			

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (27/35)

表 8.1-3-22 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (3/3)

評価部位	冷却水ポンプ	評価項目	(3)ケーシングとインペラの干渉	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																											
解析評価内容				<table border="1"> <tr> <td>評価条件</td> <td>水平加速度 α_H</td> <td>0.84 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td>鉛直加速度 α_V</td> <td>0.38 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td>評価加速度 α</td> <td>0.92 g</td> </tr> <tr> <td>評価結果</td> <td>裕度 ※</td> <td>94.8</td> </tr> <tr> <td></td> <td>結果</td> <td>○</td> </tr> </table>	評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g		鉛直加速度 α_V	0.38 g		評価加速度 α	0.92 g	評価結果	裕度 ※	94.8		結果	○												
評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g																													
	鉛直加速度 α_V	0.38 g																													
	評価加速度 α	0.92 g																													
評価結果	裕度 ※	94.8																													
	結果	○																													
外観形状		解析モデル																													
																															
<p>解析式</p> $\alpha_{(H+V)} = \Delta l / \{ y_1 + l (\theta_1 + \theta_2) \}$																															
<table> <tr> <td>Δl :</td> <td>インペラとケーシングのクリアランス</td> <td>0.22</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>W_1 :</td> <td>(羽根車+軸) 重量</td> <td>14.794</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>W_2 :</td> <td>(軸+歯車) 重量</td> <td>8.698</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>l :</td> <td>インペラから軸受までの距離</td> <td>126.3</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>y_1 :</td> <td>W_1 によるたわみ量</td> <td>-3.766×10^{-3}</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>θ_1 :</td> <td>W_1 による②部のたわみ角</td> <td>-1.148×10^{-6}</td> <td>rad</td> </tr> <tr> <td>θ_2 :</td> <td>W_2 による②部のたわみ角</td> <td>1.101×10^{-6}</td> <td>rad</td> </tr> </table>				Δl :	インペラとケーシングのクリアランス	0.22	mm	W_1 :	(羽根車+軸) 重量	14.794	kg	W_2 :	(軸+歯車) 重量	8.698	kg	l :	インペラから軸受までの距離	126.3	mm	y_1 :	W_1 によるたわみ量	-3.766×10^{-3}	mm	θ_1 :	W_1 による②部のたわみ角	-1.148×10^{-6}	rad	θ_2 :	W_2 による②部のたわみ角	1.101×10^{-6}	rad
Δl :	インペラとケーシングのクリアランス	0.22	mm																												
W_1 :	(羽根車+軸) 重量	14.794	kg																												
W_2 :	(軸+歯車) 重量	8.698	kg																												
l :	インペラから軸受までの距離	126.3	mm																												
y_1 :	W_1 によるたわみ量	-3.766×10^{-3}	mm																												
θ_1 :	W_1 による②部のたわみ角	-1.148×10^{-6}	rad																												
θ_2 :	W_2 による②部のたわみ角	1.101×10^{-6}	rad																												
許容値		変位	0.22 mm																												
限界値		加速度	87.28 g																												
備考																															
<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$																															

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (28/35)

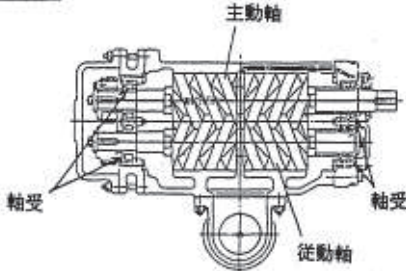
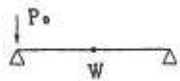
表 8.1-3-23 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (1/3)

評価部位	潤滑油ポンプ	評価項目	(1)取付ボルト強度	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$		
解析評価内容				固有振動数 (ポンプ軸)	526 Hz	
外観形状		解析モデル		評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g
					鉛直加速度 α_V	0.38 g
					評価加速度 α	0.92 g
解析式				評価結果	裕度 ※	108
					結果	○
$\alpha_{\alpha \cdot v} = \frac{(\sigma_v - \sigma) \cdot A}{(W/g) \cdot h \cdot l_1 / 2 (l_1^2 + l_2^2 + l_3^2)^{-1}}$ <p> σ_v : 降伏応力 50 kg/mm² σ : 締付応力+運転時応力 30 kg/mm² A : ボルト断面積 103.8 mm² W : 潤滑油ポンプ重量 118.9 kg h : 取付面から重心までの距離 168 mm l_1 : 一番下のボルトから一番上のボルトまでの距離 305 mm l_2 : 一番下のボルトから上から 2 番目のボルトまでの距離 210 mm l_3 : 一番下のボルトから下から 2 番目のボルトまでの距離 95 mm </p>				備考		
				評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ <p>据付側も機器と同一の鋼製の場合、転倒に対する中立軸の位置は、JEAG4601の手法で解析する場合とほぼ同等であり、従って限界加速度も JEAG4601の手法で解析する場合と同等である。</p>		
		許容値	降伏応力	50	kg/mm ²	
		限界値	加速度	99.6	g	

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (29/35)

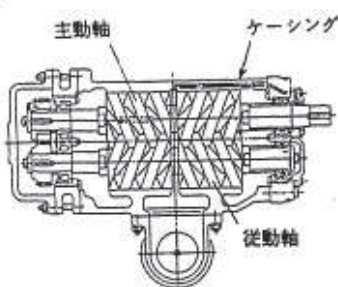
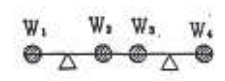
表 8.1-3-23 BWR高速形の評価部位別評価結果 (2/3)

評価部位	潤滑油ポンプ	評価項目	(2)軸受荷重	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$					
解析評価内容				評価条件 水平加速度 α_H 0.84 g 鉛直加速度 α_V 0.38 g 評価加速度 α 0.84 g 評価結果 裕度 ※ 394 結果 ○					
外観形状	解析モデル								
									
解析式	$\alpha_H = \frac{C_0 - P_0}{X_0 \cdot (W/g)}$ <p> C₀ : 軸受基本定格荷重 8650 kg P₀ : 運転時軸受静等価荷重 (垂直加速度0.4 gを含む) 27.566 kg X₀ : 係数 0.66 W : 主動軸重量 39.38 kg </p>								
<table border="1" style="margin: auto;"> <tr> <td style="padding: 2px;">許容値</td> <td style="padding: 2px;">荷重</td> <td style="padding: 2px;">8650 kg</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">限界値</td> <td style="padding: 2px;">加速度</td> <td style="padding: 2px;">331.7 g</td> </tr> </table>		許容値	荷重		8650 kg	限界値	加速度	331.7 g	
許容値	荷重	8650 kg							
限界値	加速度	331.7 g							
備考									
評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \alpha_H$									

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (30/35)

表8.1-3-23 BWR高速形の評価部位別評価結果(3/3)

評価部位	潤滑油ポンプ	評価項目	(3)ケーシングとの干渉	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$															
解析評価内容				<table border="1"> <tr> <td>評価条件</td> <td>水平加速度 α_H</td> <td>0.84 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td>鉛直加速度 α_V</td> <td>0.38 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td>評価加速度 α</td> <td>0.92 g</td> </tr> <tr> <td>評価結果</td> <td>裕度 ※</td> <td>77.3</td> </tr> <tr> <td></td> <td>結果</td> <td>○</td> </tr> </table>	評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g		鉛直加速度 α_V	0.38 g		評価加速度 α	0.92 g	評価結果	裕度 ※	77.3		結果	○
評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g																	
	鉛直加速度 α_V	0.38 g																	
	評価加速度 α	0.92 g																	
評価結果	裕度 ※	77.3																	
	結果	○																	
外観形状		解析モデル																	
																			
解析式		備考																	
<p>線形モデルFEM解析</p> <p>但し*</p> <table> <tr> <td>W_1</td> <td>: 歯車重量</td> <td>7</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>W_2</td> <td>: スクリュー重量</td> <td>21</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>W_3</td> <td>: スクリュー重量</td> <td>21</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>W_4</td> <td>: 駆動歯車重量</td> <td>7</td> <td>kg</td> </tr> </table>		W_1	: 歯車重量	7	kg	W_2	: スクリュー重量	21	kg	W_3	: スクリュー重量	21	kg	W_4	: 駆動歯車重量	7	kg	<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$	
W_1	: 歯車重量	7	kg																
W_2	: スクリュー重量	21	kg																
W_3	: スクリュー重量	21	kg																
W_4	: 駆動歯車重量	7	kg																
		許容値	変位	0.25 mm															
		限界値	加速度	71.2 g															

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (31/35)

別添 2-5-1-77

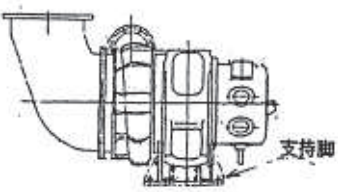
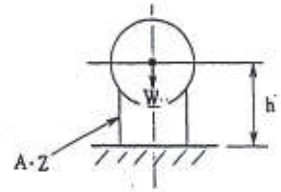
表8.1-3-24 BWR高速形の評価部位別評価結果(1/4)

評価部位	過給機	評価項目	(1)取付ボルト強度	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 II}}{\text{評価加速度}}$														
解析評価内容				固有振動数 (ロータ軸)	125 Hz													
外観形状	解析モデル		<table border="1"> <tr> <td>評価条件</td> <td>水平加速度 α_H</td> <td>0.84 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td>鉛直加速度 α_V</td> <td>0.38 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td>評価加速度 α</td> <td>0.84 g</td> </tr> <tr> <td>評価結果</td> <td>裕度 ※</td> <td>29.7</td> </tr> <tr> <td></td> <td>結果</td> <td>○</td> </tr> </table>	評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g		鉛直加速度 α_V	0.38 g		評価加速度 α	0.84 g	評価結果	裕度 ※	29.7		結果	○
評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g																
	鉛直加速度 α_V	0.38 g																
	評価加速度 α	0.84 g																
評価結果	裕度 ※	29.7																
	結果	○																
解析式	$\alpha_{(H)} = \frac{1}{2.01} (\sigma_y + 0.295)$ <p>σ_y 降伏応力</p>																	
	許容値	降伏応力	50 kg/mm ²															
	限界値	加速度	25.0 g															
備考				<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \alpha_H$ <p>詳細については 表8.1-3-16 (1/1) 補足資料参照</p>														

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (32/35)

表 8.1-3-24 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (2/4)

評価部位	過給機	評価項目	(2)支持脚の強度	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																							
解析評価内容				<table border="1"> <tr> <td>評価条件</td> <td>水平加速度 α_H</td> <td>0.84 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td>鉛直加速度 α_V</td> <td>0.38 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td>評価加速度 α</td> <td>0.84 g</td> </tr> <tr> <td>評価結果</td> <td>裕度 ※</td> <td>550</td> </tr> <tr> <td></td> <td>結果</td> <td>○</td> </tr> </table>	評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g		鉛直加速度 α_V	0.38 g		評価加速度 α	0.84 g	評価結果	裕度 ※	550		結果	○								
評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g																									
	鉛直加速度 α_V	0.38 g																									
	評価加速度 α	0.84 g																									
評価結果	裕度 ※	550																									
	結果	○																									
外観形状		解析モデル																									
																											
<p>解析式</p> $\alpha(\%) = \frac{\sigma_y - \sigma}{2 \left\{ \frac{(W/p) \cdot h}{2 \cdot Z} + W/p \sqrt{(h/2Z)^2 + 4(1/2/A)^2} \right\}}$																											
<table> <tr> <td>σ_y</td> <td>: 降伏応力</td> <td>24</td> <td>kg/mm²</td> </tr> <tr> <td>σ</td> <td>: 運転時応力</td> <td>0</td> <td>kg/mm²</td> </tr> <tr> <td>W</td> <td>: 過給機重量</td> <td>890</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>h</td> <td>: 重心高さ</td> <td>480</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>Z</td> <td>: 支持脚断面係数</td> <td>590000</td> <td>mm³</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>: 支持脚断面積</td> <td>15600</td> <td>mm²</td> </tr> </table>				σ_y	: 降伏応力	24	kg/mm ²	σ	: 運転時応力	0	kg/mm ²	W	: 過給機重量	890	kg	h	: 重心高さ	480	mm	Z	: 支持脚断面係数	590000	mm ³	A	: 支持脚断面積	15600	mm ²
σ_y	: 降伏応力	24	kg/mm ²																								
σ	: 運転時応力	0	kg/mm ²																								
W	: 過給機重量	890	kg																								
h	: 重心高さ	480	mm																								
Z	: 支持脚断面係数	590000	mm ³																								
A	: 支持脚断面積	15600	mm ²																								
<table border="1"> <tr> <td>許容値</td> <td>降伏応力</td> <td>24</td> <td>kg/mm²</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>462.5</td> <td>g</td> </tr> </table>				許容値	降伏応力	24	kg/mm ²	限界値	加速度	462.5	g																
許容値	降伏応力	24	kg/mm ²																								
限界値	加速度	462.5	g																								
備考																											
<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \alpha_H$																											

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (33/35)

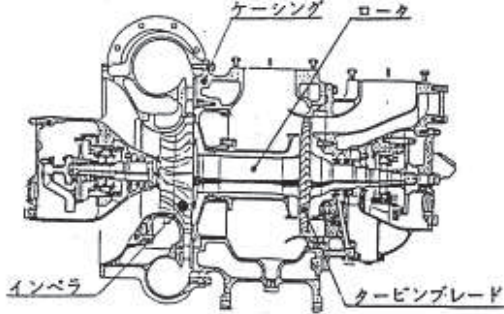
表8.1-3-24 BWR高速形の評価部位別評価結果(3/4)

評価部位	過給機	評価項目	(3)軸受荷重	$\text{※裕度} = \frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$															
解析評価内容				<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 15%;">評価条件</td> <td style="width: 35%;">水平加速度 α_H</td> <td style="width: 50%; text-align: center;">0.84 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td>鉛直加速度 α_V</td> <td style="text-align: center;">0.38 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td>評価加速度 α</td> <td style="text-align: center;">0.84 g</td> </tr> <tr> <td>評価結果</td> <td>裕度 ※</td> <td style="text-align: center;">40.0</td> </tr> <tr> <td></td> <td>結果</td> <td style="text-align: center;">○</td> </tr> </table>	評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g		鉛直加速度 α_V	0.38 g		評価加速度 α	0.84 g	評価結果	裕度 ※	40.0		結果	○
評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g																	
	鉛直加速度 α_V	0.38 g																	
	評価加速度 α	0.84 g																	
評価結果	裕度 ※	40.0																	
	結果	○																	
外観形状	解析モデル																		
解析式	$\alpha_{(H)} = \frac{C_0 / 5 - P_0}{Y_0 \cdot (W/g)}$																		
	<table style="width: 100%; border: none;"> <tr> <td style="width: 30%;">C₀ :</td> <td style="width: 30%;">軸受基本定格荷重</td> <td style="width: 40%; text-align: right;">4848 kg</td> </tr> <tr> <td>P₀ :</td> <td>運転時軸受静等価荷重 (垂直方向加速度0.4 gを含む)</td> <td style="text-align: right;">164.9 kg</td> </tr> <tr> <td>Y₀ :</td> <td>係数</td> <td style="text-align: right;">0.38</td> </tr> <tr> <td>W :</td> <td>ロータ完備重量</td> <td style="text-align: right;">63 kg</td> </tr> </table>			C ₀ :	軸受基本定格荷重	4848 kg	P ₀ :	運転時軸受静等価荷重 (垂直方向加速度0.4 gを含む)	164.9 kg	Y ₀ :	係数	0.38	W :	ロータ完備重量	63 kg				
C ₀ :	軸受基本定格荷重	4848 kg																	
P ₀ :	運転時軸受静等価荷重 (垂直方向加速度0.4 gを含む)	164.9 kg																	
Y ₀ :	係数	0.38																	
W :	ロータ完備重量	63 kg																	
	許容値	荷重	969.6 kg																
	限界値	加速度	33.6 g																
備考				<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \alpha_H$															

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (34/35)

表8.1-3-24 BWR高速形の評価部位別評価結果(4/4)

評価部位	過給機	評価項目	(4)ケーシングとの干渉	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$															
解析評価内容				<table border="1"> <tr> <td>評価条件</td> <td>水平加速度 α_H</td> <td>0.84 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td>鉛直加速度 α_V</td> <td>0.38 g</td> </tr> <tr> <td></td> <td>評価加速度 α</td> <td>0.92 g</td> </tr> <tr> <td>評価結果</td> <td>裕度 ※</td> <td>52.0</td> </tr> <tr> <td></td> <td>結果</td> <td>○</td> </tr> </table>	評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g		鉛直加速度 α_V	0.38 g		評価加速度 α	0.92 g	評価結果	裕度 ※	52.0		結果	○
評価条件	水平加速度 α_H	0.84 g																	
	鉛直加速度 α_V	0.38 g																	
	評価加速度 α	0.92 g																	
評価結果	裕度 ※	52.0																	
	結果	○																	
外観形状			解析モデル	<p>備考</p> <p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$															
解析式	$\alpha_{(H+V)} = \Delta l / (\delta / g)$ <p> Δl : インペラとケーシングのクリアランス 0.3 mm δ : ロータの自重によるたわみ (インペラ部) 0.00626 mm </p>		<table border="1"> <tr> <td>許容値</td> <td>変位</td> <td>0.3 mm</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>47.9 g</td> </tr> </table>		許容値	変位	0.3 mm	限界値	加速度	47.9 g									
許容値	変位	0.3 mm																	
限界値	加速度	47.9 g																	

別添 2-5-1-81

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (35/35)

(3) 耐震信頼性実証試験と女川原子力発電所第2号機の差異を踏まえた適用性の確認

(2)項の検討の結果、女川原子力発電所第2号機の非常用ディーゼル機関において、以下の評価部位に耐震信頼性実証試験の検討内容と相違及び同等と分類される評価部位があるため、それらの分類結果が耐震評価に及ぼす影響を確認した結果を別添2-5-1-5表に示す。

別添2-5-1-5表 耐震信頼性実証試験と女川原子力発電所第2号機非常用ディーゼル機関の相違点と相違点による耐震評価への影響

比較結果の分類*	評価部位/評価項目	分類結果の内容	分類結果が耐震評価に及ぼす影響	評価手法の適用性
相違	オーバースピードトリップ装置/プランジャの誤動作	中速形用オーバースピードトリップ装置ではなく高速形用オーバースピードトリップ装置を採用	裕度が大きくなる	有
同等	燃料噴射ポンプ/プランジャとローラガイドの追従性	ばね定数増によりローラガイド押付け力が [] 増加	裕度が大きくなる	有
	潤滑油ポンプ/取付ボルト強度	取付ボルトに高強度材料採用により降伏応力が [] 増加	裕度が大きくなる	有
	過給機/取付ボルト強度	取付ボルトに高強度材料採用により降伏応力が [] 増加	裕度が大きくなる	有

注記* : 「同等」女川2号機の評価部位において一部相違があるものの、耐震信頼性実証試験よりも裕度が大きくなる項目

「相違」女川2号機の評価部位と明確な相違がある項目

a. オーバースピードトリップ装置/プランジャの誤動作

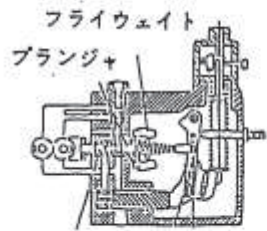
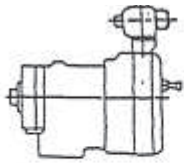
女川原子力発電所第2号機の非常用ディーゼル機関は、中速形であるが、オーバースピードトリップ装置については高速形に使われている装置を採用している。構造の差異について別添2-5-1-4図に示す。オーバースピードトリップ装置に係る耐震評価は、地震慣性力が負荷した際に、慣性力によって誤動作が発生するかを確認している。

耐震信頼性実証試験での中速形と高速形のオーバースピードトリップ装置の検討結果は別添2-5-1-2図(22/35)、別添2-5-1-2図(23/35)と別添2-5-1-3図(23/35)に示すとおりであり、中速形が評価加速度 [] に対して裕度 [] なのに対して高速形は評価加速度 [] に対して裕度が [] となっており、高速形のオーバースピードトリップ装置の方が耐震評価における裕度が大きいことが分かる。

女川原子力発電所第2号機では、裕度がより大きい高速形を採用したものであり、その構造は耐震信頼性実証試験で検証している高速形用のオーバースピードトリップ装置と相違ないことから高速形の知見を適用することが可能である。

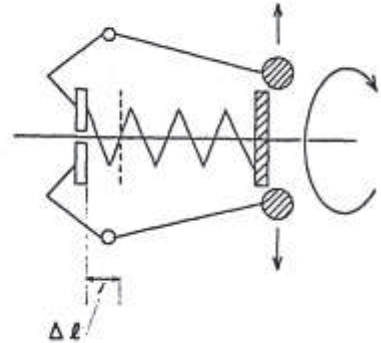
枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

外觀形状



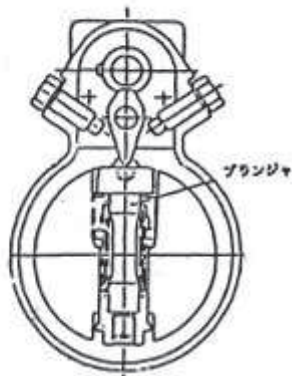
コントロールポート

解析モデル



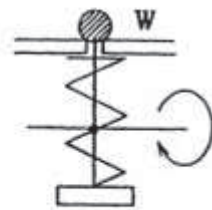
(高速形)

外觀形状



(中速形)

解析モデル



(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-4 図 オーバースピードトリップ装置の概要

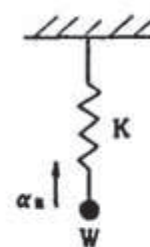
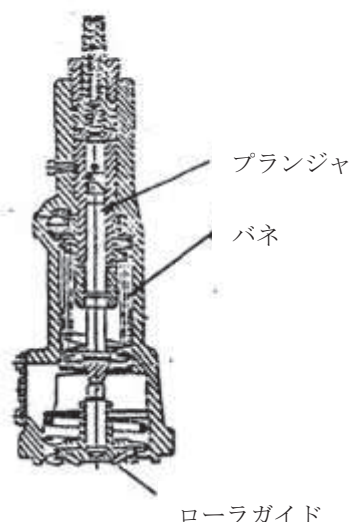
b. 燃料噴射ポンプ／プランジャとローラガイドの追従性

燃料噴射ポンプのプランジャについて別添 2-5-1-5 図に構造概要を示す。プランジャに係る耐震評価は、プランジャに地震慣性力が負荷した場合にばね反力を上回る慣性力が発生しプランジャとローラガイドの追従性が損なわれないか確認する。

女川原子力発電所第 2 号機の非常用ディーゼル機関で採用している燃料噴射ポンププランジャの耐震信頼性実証試験からの変更点は、ばね定数を [] 倍に大きくしているものであり、この変更によって、地震慣性力による誤動作に対する抵抗力が増して裕度が大きくなる変更点となっていることから、本設備に対して耐震信頼性実証試験の知見を適用することが可能である。

外観形状

解析モデル



(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-5 図 燃料噴射ポンププランジャの概要

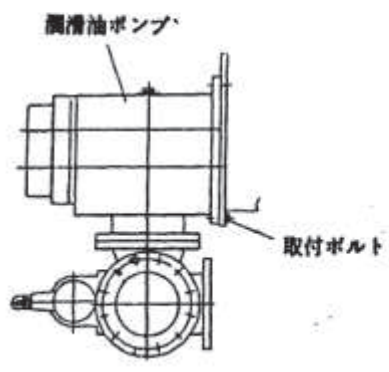
c. 潤滑油ポンプ／取付ボルト強度

潤滑油ポンプの取付ボルトについて別添 2-5-1-6 図に構造概要を示す。潤滑油ポンプ取付ボルトに係る耐震評価は、ボルトの構造強度評価を実施している。

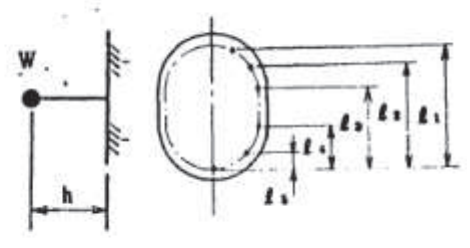
女川原子力発電所第 2 号機の非常用ディーゼル機関で採用している潤滑油ポンプ取付ボルトの耐震信頼性実証試験からの変更点は、[] から [] へ材料を変更したことでボルトの降伏応力を [] 倍に向上させたものであり耐震評価においては裕度が大きくなる変更点となっていることから、本設備に対して耐震信頼性実証試験の知見を適用することが可能である。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

外観形状



解析モデル



(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

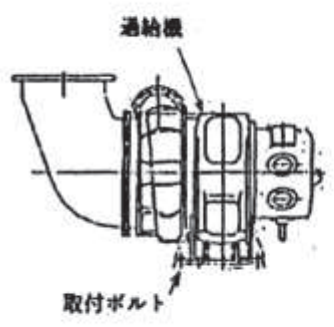
別添 2-5-1-6 図 潤滑油ポンプ取付ボルトの概要

d. 過給機／取付ボルト強度

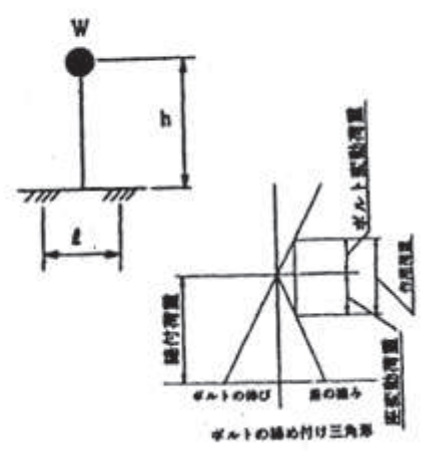
過給機の取付ボルトについて別添 2-5-1-7 図に構造概要を示す。過給機取付ボルトに係る耐震評価は、ボルトの構造強度評価を実施している。

女川原子力発電所第 2 号機の非常用ディーゼル機関で採用している過給機取付ボルトの耐震信頼性実証試験からの変更点は、材料を [] から [] へ変更したことでボルトの降伏応力を [] 倍に向上させたものであり耐震評価においては裕度が大きくなる変更点となっていることから、本設備に対して耐震信頼性実証試験の知見を適用することが可能である。

外観形状



解析モデル



(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 2-5-1-7 図 過給機取付ボルトの概要

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

(4) 女川原子力発電所第2号機における裕度確認

(3)項までの検討で女川原子力発電所第2号機への適用性が確認できた評価部位について、耐震信頼性実証試験での知見を適用して耐震評価における裕度を確認した結果を、非常用ディーゼル機関は別添2-5-1-6表に、高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関は別添2-5-1-7表に示す。

耐震信頼性実証試験では、それぞれの評価部位について限界加速度が算出されていることから、18気筒である女川原子力発電所第2号機の非常用ディーゼル機関及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関それぞれに適用する機能維持評価用加速度（水平方向加速度1.67g、鉛直方向加速度1.17g）*と、この限界加速度を比較することで裕度を算出した。

別添2-5-1-6表及び別添2-5-1-7表に示すとおり、いずれの評価部位も十分大きな裕度を有していることが確認できたことから、動的機能維持評価における基本評価項目の対象外とし耐震計算書の記載対象外とする。

注記*：機能維持評価用加速度は添付書類「VI-2-10-1-2-1-1 非常用ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書」及び「VI-2-10-1-2-2-1 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書」より引用

別添 2-5-1-6 表 非常用ディーゼル機関（中速形）の機能維持評価用加速度と耐震信頼性実証試験で検証した限界加速度（1/7）

(×9.8m/s²)

評価部位	評価項目及び算出式*	機能維持評価用加速度	限界加速度	裕度(－)
カム軸	軸受面圧 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 $(P_a - P) \cdot S / (W/g)$ P _a : 許容面圧 [kgf/cm ²] P: 通常運転時軸受面圧 [kgf/cm ²] S: 軸受投影面積 [cm ²], W: カム軸 1 cyl 当り重量 [kg]	2.04	47.1	23
	スラスト軸受荷重 評価用加速度 α_H 限界加速度 $C_0 / (W/g)$ C ₀ : 基本静定格荷重 [kgf], W: カム軸系全体重量 [kg]	1.67	21.7	12.9
ピストン・クランク・連接棒	ピストンピン軸受 軸受面圧 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 $(P_a - P) \cdot S / (W/g)$ P _a : 許容面圧 [kgf/cm ²] P: 通常運転時軸受面圧 [kgf/cm ²] S: 軸受投影面積 [cm ²], W: ピストン重量 [kg]	2.04	119.8	58.7
	主軸受 軸受面圧 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 $(P_a - P) \cdot S / (W/g)$ P _a : 許容面圧 [kgf/cm ²] P: 通常運転時軸受面圧 [kgf/cm ²] S: 軸受投影面積 [cm ²] W: 軸受 1 個当たりの軸系重量 [kg]	2.04	63.7	31.2
	クランクピン軸受 軸受面圧 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 $(P_a - P) \cdot S / \{(W_1 + W_2) / g\}$ P _a : 許容面圧 [kgf/cm ²] P: 通常運転時軸受面圧 [kgf/cm ²] S: 軸受投影面積 [cm ²] W ₁ : ピストン重量 [kg] W ₂ : 連接棒重量 [kg]	2.04	176.2	86.3
ギヤリング	軸受面圧 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 $(P_a - P) \cdot S / (W/g)$ P _a : 許容面圧 [kgf/cm ²] P: 通常運転時軸受面圧 [kgf/cm ²] S: 軸受投影面積 [cm ²] W: アイドルギヤ重量 [kg]	2.04	336.5	164.9

注記*: α_H は水平方向加速度 1.67g, α_V は鉛直方向加速度 1.17g, gは重力加速度 9.8m/s²を表す。

別添 2-5-1-6 表 非常用ディーゼル機関（中速形）の機能維持評価用加速度と耐震信頼性実証試験で検証した限界加速度（2/7）

(×9.8m/s²)

評価部位	評価項目及び算出式*	機能維持評価用加速度	限界加速度	裕度(－)
ギヤリング	<p>軸の強度</p> <p>評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$</p> <p>限界加速度 $(\sigma_y \cdot Z - M) / (\ell_1 \cdot \ell_2 / \ell) / (W/g)$</p> <p>$\sigma_y$: 降伏応力 [kgf/mm²], Z: カム軸断面係数 [mm³] M: 通常運転時曲げモーメント [kg・mm] W: アイドルギヤ重量 [kg], ℓ: 軸受間距離 [mm] ℓ_1: 荷重点までの距離 [mm], ℓ_2: 荷重点までの距離 [mm]</p>	2.04	203.8	99.9
	<p>歯車の強度</p> <p>評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$</p> <p>限界加速度 $(\sigma_y - \sigma) / (B \cdot W/g)$</p> <p>$\sigma_y$: 降伏応力 [kgf/mm²], σ: 運転時応力 [kgf/mm²] B: 係数, W: アイドルギヤ重量 [kg]</p>	2.04	252.7	123.8
	<p>アイドルギヤスラスト強度</p> <p>評価用加速度 α_H</p> <p>限界加速度 $(\sigma_y - \sigma) / (B \cdot W/g)$</p> <p>$\sigma_y$: 降伏応力 [kgf/mm²], σ: 運転時応力 [kgf/mm²] B: 係数, W: アイドルギヤ重量 [kg]</p>	1.67	305	182.6
動弁装置揺腕	<p>バルブレバー軸受</p> <p>評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$</p> <p>限界加速度 $(P_a - P) \cdot S / (W/g)$</p> <p>$P_a$: 許容面圧 [kgf/cm²] P: 通常運転時軸受面圧 [kgf/cm²] S: 軸受投影面積 [cm²] W: バルブレバー重量 [kg]</p>	2.04	1305	639.7
	<p>プッシュロッド強度</p> <p>評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$</p> <p>限界加速度 $\left\{ \frac{\sigma_c \cdot A}{1 + a \cdot (\ell/k)^2} - R \right\} \frac{1}{W/g} - g$</p> <p>$\sigma_c$: 許容座屈応力 [kgf/cm²], A: プッシュロッド断面積 [cm²] a: 材質により決まる定数, ℓ: プッシュロッド長さ [cm] k: $\sqrt{I/A}$ [cm], R: 通常運転時荷重 [kgf] W: プッシュロッド重量 [kg] I: 断面二次モーメント [cm⁴]</p>	2.04	1464	717.6

注記*: α_H は水平方向加速度 1.67g, α_V は鉛直方向加速度 1.17g, gは重力加速度 9.8m/s²を表す。

別添 2-5-1-6 表 非常用ディーゼル機関（中速形）の機能維持評価用加速度と耐震信頼性実証試験で検証した限界加速度（3/7）

(×9.8m/s²)

評価部位	評価項目及び算出式*1	機能維持評価用加速度	限界加速度	裕度(－)
動弁装置揺腕	バルブレバー強度 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 $(\sigma_y \cdot Z - M) / \ell / (W/g)$ σ_y : 降伏応力 [kgf/mm ²], Z: 断面係数 [mm ³] M: 通常運転時曲げモーメント [kgf・mm] ℓ : バルブレバー長さ [mm], W: バルブレバー重量 [kg]	2.04	234	114.7
	揺腕スラスト方向強度 評価用加速度 α_H 限界加速度 $F_a / (W/g)$ F_a : トメワ許容スラスト荷重 [kgf], W: バルブレバー重量 [kg]	1.67	1518	908.9
	動弁装置の追従性 評価用加速度 α_H 限界加速度 $\frac{K - \alpha_{\max} \cdot \frac{\ell_2}{\ell_1} \left\{ W_2/g + W_1/g \left(\frac{\ell_1}{\ell_2} \right)^2 \right\} - b_2 \cdot W_2/g - b_1 \cdot W_1/g \cdot \frac{\ell_1}{\ell_2}}{a_2 \cdot W_2/g + a_1 \cdot W_1/g \cdot \frac{\ell_1}{\ell_2}}$ K: バネ力 [kgf], α_{\max} : カム運転加速度最大値 [m/s ²] ℓ_1 : プッシュロッドとバルブレバー軸受間距離 [mm] ℓ_2 : 弁棒とバルブレバー軸受間距離 [mm] W_1 : 弁棒重量 [kg], W_2 : プッシュロッドローラ重量 [kg] $a_1 = \pm \sin \theta_1$, $a_2 = \pm \sin \theta_2$, $b_1 = -(1 \pm \alpha_v) \cos \theta_1$ $b_2 = (1 \pm \alpha_v) \cos \theta_2$, α_v : 垂直方向加速度 θ_1 : プッシュロッドの傾き [度], θ_2 : 弁棒の傾き [度]	1.67	36.2*2	21.6
始動弁	弁棒の曲げ 評価用加速度 $\alpha_H \cos 22.5^\circ + \alpha_V \sin 22.5^\circ$ 限界加速度 $\frac{\delta}{\ell_2} \left\{ \frac{W_2/g \cdot \ell_2^2}{16 \cdot E \cdot I} - \frac{\ell_2}{6E I} (2 \cdot W_1/g \cdot \ell_1 + W_2/g \cdot \ell_2) \right\}^{-1}$ W_1, ℓ_1 : シート部からガイド部間重量 [kg] 及び長さ [mm] W_2, ℓ_2 : ガイド部からピストン部間重量 [kg] 及び長さ [mm] W_3, ℓ_3 : ピストン部からバネ部間重量 [kg] 及び長さ [mm] δ : 最小スキマ [mm], E: ヤング係数 [kgf/mm ²] I: 断面二次モーメント [mm ⁴]	1.99	20	10.0
	弁の誤開閉 評価用加速度 $\alpha_H \sin 22.5^\circ + \alpha_V \cos 22.5^\circ$ 限界加速度 $K / (W/g)$ K: バネ力 [kgf], W: 弁重量 [kg]	1.72	66.5	38.6

注記*1: α_H は水平方向加速度 1.67g, α_V は鉛直方向加速度 1.17g, gは重力加速度 9.8m/s²を表す。

注記*2: 鉛直方向の機能維持評価用加速度を 0.4g (NUPEC) から 1.17g (女川 2 号機) へ見直しているため限界加速度が NUPEC と女川 2 号機で相違する。

別添 2-5-1-6 表 非常用ディーゼル機関（中速形）の機能維持評価用加速度と
耐震信頼性実証試験で検証した限界加速度（4/7）

(×9.8m/s²)

評価部位	評価項目及び算出式*1	機能維持評価用加速度	限界加速度	裕度（-）
ガバナリンク装置	地震時の抵抗 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 $(F_a - F_k) / (W/g)$ F _a : ガバナ駆動力 [kgf], F _k : リンクを増方向に引っ張った時の実測抵抗力 [kgf] W: リンク重量 [kg]	2.04	12.2	5.9
	燃料加減軸とコントロールラックの動き 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H + \alpha_V}$ 限界加速度 $\frac{24 \cdot E \cdot I \cdot \delta}{W \cdot \ell^3 \cdot \ell_1}$ E: ヤング係数 [kgf/mm ²] I: 断面二次モーメント [mm ⁴] δ: 最小スキマ [mm], W: 単位長さ当り重量 [kg/mm] ℓ: コントロールラック間距離 [mm] ℓ ₁ : コントロールラック長さ [mm]	2.04	12.52	6.1
オーバースピードトリップ装置	プランジヤの誤動作 評価用加速度 α_H 限界加速度 $\Delta \ell / \delta$ Δℓ: 動作するまでの距離 [mm] δ: 1gにより移動する距離 [mm]	1.67	58*2	34.7
燃料噴射ポンプ	取付ボルト強度 評価用加速度 α_H 限界加速度 $\frac{(\sigma_y - \sigma)A \cdot N \cdot \ell - (1 + \alpha)VW/g \sin 13.5^\circ \cdot h + (1 + \alpha)VW/g \cos 13.5^\circ \cdot \ell/2}{W/g \cdot (\cos 13.5^\circ \cdot h + \sin 13.5^\circ \cdot \ell/2)}$ σ _y : 降伏応力 [kgf/mm ²] σ: (締付応力) + (運転時応力) [kgf/mm ²] A: ボルト断面積 [mm ²], ℓ: ボルトピッチ [mm] h: 重心高さ [mm], W: 燃料噴射ポンプ重量 [kg] N: 引張を受けるボルトの本数, α _v : 垂直方向加速度	1.67	108.4	64.9
	プランジヤとローラガイドの追従性 評価用加速度 $\alpha_H \sin 13.5^\circ + (\alpha_V - 1) \cos 13.5^\circ$ 限界加速度 $\frac{K}{W/g} - \alpha_R$ K: パネカ [kgf], W: ローラガイド部重量 [kg] α _R : ローラガイド部運転時加速度 [mm/sec ²]	0.56	4.65	8.3

注記*1: α_Hは水平方向加速度 1.67g, α_Vは鉛直方向加速度 1.17g, gは重力加速度 9.8m/s²を表す。

*2: 高速形と同一のオーバースピードトリップ装置を採用しているが、回転速度が中速形と高速形で相違するためプランジヤ作動設定に相違があり、限界加速度も中速形と高速形で相違する。(中速形の限界加速度評価結果は別添-2-5-1-35 ページ参照)

別添 2-5-1-6 表 非常用ディーゼル機関（中速形）の機能維持評価用加速度と耐震信頼性実証試験で検証した限界加速度（5/7）

(×9.8m/s²)

評価部位	評価項目及び算出式*	機能維持評価用加速度	限界加速度	裕度(一)
冷却水ポンプ	<p>取付ボルト強度</p> <p>評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$</p> <p>限界加速度</p> $\frac{(\sigma_y - \sigma) \cdot A}{(W/g) \cdot h \cdot \ell_1 / 2 (\ell_1^2 + \ell_2^2 + \ell_3^2 + \ell_4^2 + \ell_5^2)^{-1}}$ <p>σ_y: 降伏応力 [kgf/mm²] σ: 締付応力+運転時応力 [kgf/mm²] A: ボルト断面積 [mm²], W: 冷却水ポンプ重量 [kg] h: 取付面から重心までの距離 [mm] ℓ_1: 一番下のボルトから一番上のボルトまでの距離 [mm] ℓ_2: 一番下のボルトから上から 2 番目のボルトまでの距離 [mm] ℓ_3: 一番下のボルトから上から 3 番目のボルトまでの距離 [mm] ℓ_4: 一番下のボルトから上から 4 番目のボルトまでの距離 [mm] ℓ_5: 一番下のボルトから上から 5 番目のボルトまでの距離 [mm]</p>	2.04	51.4	25.1
	<p>軸受荷重</p> <p>評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$</p> <p>限界加速度 $(P_a - P) \cdot S / (W/g)$</p> <p>$P_a$: 許容面圧 [kgf/cm²] P: 通常運転時軸受面圧 [kgf/cm²] S: 軸受投影面積 [cm²], W: 軸重量 [kg]</p>			
	<p>ケーシングとインペラの干渉</p> <p>評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$</p> <p>限界加速度 $\Delta \ell / \{ y_1 + \ell (\theta_1 + \theta_2) \}$</p> <p>$\Delta \ell$: インペラとケーシングのクリアランス [mm] W_1: (羽根車+軸) 重量 [kg], W_2: (軸+歯車) 重量 [kg] ℓ: インペラから軸受までの距離 [mm] y_1: W_1によるたわみ量 [mm] θ_1: W_1による②部のたわみ角 [rad] θ_2: W_2による②部のたわみ角 [rad]</p>	2.04	75.6	37.0

注記*: α_H は水平方向加速度 1.67g, α_V は鉛直方向加速度 1.17g, gは重力加速度 9.8m/s²を表す。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別添 2-5-1-6 表 非常用ディーゼル機関（中速形）の機能維持評価用加速度と耐震信頼性実証試験で検証した限界加速度（6/7）

(×9.8m/s²)

評価部位	評価項目及び算出式*1	機能維持評価用加速度	限界加速度	裕度(一)
潤滑油ポンプ	取付ボルト強度 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 $\frac{(\sigma_y - \sigma) \cdot A}{(W/g) \cdot h \cdot \ell_1 / 2 (\ell_1^2 + \ell_2^2 + \ell_3^2 + \ell_4^2 + \ell_5^2)^{-1}}$ σ_y : 降伏応力 [kgf/mm ²] σ : 締付応力+運転時応力 [kgf/mm ²] A: ボルト断面積 [mm ²], W: 潤滑油ポンプ重量 [kg] h: 取付面から重心までの距離 [mm] ℓ_1 : 一番下のボルトから一番上のボルトまでの距離 [mm] ℓ_2 : 一番下のボルトから上から 2 番目のボルトまでの距離 [mm] ℓ_3 : 一番下のボルトから上から 3 番目のボルトまでの距離 [mm] ℓ_4 : 一番下のボルトから上から 4 番目のボルトまでの距離 [mm] ℓ_5 : 一番下のボルトから上から 5 番目のボルトまでの距離 [mm]	2.04	18.38	9.0
	軸受荷重 評価用加速度 α_H 限界加速度 $\frac{C_0 - P_0}{X_0 \cdot (W/g)}$ C_0 : 軸受基本静定格荷重 [kgf] P_0 : 運転時軸受静等価荷重 [kgf], X_0 : 係数 W: 主動軸重量 [kg]			
	ケーシングとの干渉 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 — W_1 : 駆動歯車重量 [kg], W_2 : スクリュー重量 [kg] W_3 : スクリュー重量 [kg], W_4 : 歯車重量 [kg]	2.04	176	86.2

注記*1: α_H は水平方向加速度 1.67g, α_V は鉛直方向加速度 1.17g, gは重力加速度 9.8m/s²を表す。

*2: 鉛直方向の機能維持評価用加速度を 0.4g (NUPEC) から 1.17g (女川 2 号機) へ見直しているため限界加速度が NUPEC と女川 2 号機で相違する。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別添 2-5-1-6 表 非常用ディーゼル機関（中速形）の機能維持評価用加速度と耐震信頼性実証試験で検証した限界加速度（7/7）

(×9.8m/s²)

評価部位	評価項目及び算出式*1	機能維持評価用加速度	限界加速度	裕度(－)
過給機	取付ボルト強度 評価用加速度 α_H 限界加速度 $\frac{1}{4.610}(\sigma_y + 0.500)$ σ_y : 降伏応力 [kgf/mm ²]	1.67	10.9	6.5
	支持脚の強度 評価用加速度 α_H 限界加速度 $\frac{\sigma_y - \sigma}{2} \left\{ \frac{(W/g) \cdot h}{2 \cdot Z} + W/g \sqrt{(h/2Z)^2 + 4(1/2/A)^2} \right\}$ σ_y : 降伏応力 [kgf/mm ²], σ : 運転時応力 [kgf/mm ²] W : 過給機重量 [kg], h : 重心高さ [mm] Z : 支持脚断面係数 [mm ³], A : 支持脚断面面積 [mm ²]	1.67	13.8	8.2
	軸受荷重 評価用加速度 α_H 限界加速度 $\frac{C_0/5 - P_0}{Y_0 \cdot (W/g)}$ C_0 : 軸受基本静定格荷重 [kgf] P_0 : 運転時軸受静等価荷重 [kgf], Y_0 : 係数 W : ロータ完備品重量 [kg]			
	ケーシングとの干渉 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 $\Delta l / (\delta / g)$ Δl : インペラとケーシングのクリアランス [mm] δ : ロータの自重によるたわみ (インペラ部) [mm]	2.04	70	34.3

注記*: α_H は水平方向加速度 1.67g, α_V は鉛直方向加速度 1.17g, gは重力加速度 9.8m/s²を表す。

*2: 鉛直方向の機能維持評価用加速度を 0.4g (NUPEC) から 1.17g (女川 2 号機) へ見直しているため限界加速度が NUPEC と女川 2 号機で相違する。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別添 2-5-1-7 表 高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関（高速形）の機能維持評価用加速度と耐震信頼性実証試験で検証した限界加速度（1/6）

($\times 9.8\text{m/s}^2$)

評価部位	評価項目及び算出式*	機能維持評価用加速度	限界加速度	裕度(一)
カム軸軸受	軸受面圧 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 $(P_a - P) \cdot S / (W/g)$ Pa: 許容面圧 [kgf/cm ²] P: 通常運転時軸受面圧 [kgf/cm ²] S: 軸受投影面積 [cm ²], W: カム軸 1cyl 当り重量 [kg]	2.04	1803	883.8
	スラスト軸受荷重 評価用加速度 α_H 限界加速度 $S \cdot P_a / (W/g)$ W: カム軸全体重量 [kg], S: 軸受投影面積 [cm ²] Pa: 許容面圧 [kgf/cm ²]	1.67	61.4	36.7
ピストン・クランク・連結棒	ピストンピン軸受 軸受面圧 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 $(P_a - P) \cdot S / (W/g)$ Pa: 許容面圧 [kgf/cm ²] P: 通常運転時軸受面圧 [kgf/cm ²] S: 軸受投影面積 [cm ²], W: ピストン重量 [kg]	2.04	48.22	23.6
	主軸受 軸受面圧 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 $(P_a - P) \cdot S / (W/g)$ Pa: 許容面圧 [kgf/cm ²] P: 通常運転時軸受面圧 [kgf/cm ²] S: 軸受投影面積 [cm ²] W: 軸受 1 個当たりの軸系重量 [kg]	2.04	66.56	32.6
	クランクピン軸受 軸受面圧 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 $(P_a - P) \cdot S / \{(W_1 + W_2) / g\}$ Pa: 許容面圧 [kgf/cm ²] P: 通常運転時軸受面圧 [kgf/cm ²] S: 軸受投影面積 [cm ²], W ₁ : ピストン重量 [kg] W ₂ : 連結棒重量 [kg]	2.04	26.57	13.0
ギヤリング	軸受面圧 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 $(P_a - P) \cdot S / (W/g)$ Pa: 許容面圧 [kgf/cm ²] P: 通常運転時軸受面圧 [kgf/cm ²] S: 軸受投影面積 [cm ²], W: アイドルギヤ重量 [kg]	2.04	659.53	323.2

注記*: α_H は水平方向加速度 1.67g, α_V は鉛直方向加速度 1.17g, gは重力加速度 9.8m/s²を表す。

別添 2-5-1-7 表 高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関（高速形）の機能維持評価用加速度と耐震信頼性実証試験で検証した限界加速度（2/6）

(×9.8m/s²)

評価部位	評価項目及び算出式*	機能維持評価用加速度	限界加速度	裕度(—)
ギヤリング	<p>軸の強度</p> <p>評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$</p> <p>限界加速度 $(\sigma_y \cdot Z - M) / \ell / (W/g)$</p> <p>$\sigma_y$: 降伏応力 [kgf/mm²], Z: カム軸断面係数 [mm³] M: 通常運転時曲げモーメント [kg・mm] ℓ: 荷重点までの距離 [mm], W: アイドルギヤ重量 [kg]</p>	2.04	5704.09	2796.1
	<p>歯車の強度</p> <p>評価用加速度 α_H</p> <p>限界加速度 $(\sigma_y - \sigma) / (B \cdot W/g)$</p> <p>$\sigma_y$: 降伏応力 [kgf/mm²], σ: 運転時応力 [kgf/mm²] B: 係数, W: アイドルギヤ重量 [kg]</p>	1.67	98.45	58.9
	<p>アイドルギヤスラスト強度</p> <p>評価用加速度 α_H</p> <p>限界加速度 $F_a / (W/g)$</p> <p>F_a: トメワ許容スラスト荷重 [kgf] W: アイドルギヤ重量 [kg]</p>	1.67	114.41	68.5
動弁装置揺腕	<p>バルブレバー軸受</p> <p>評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$</p> <p>限界加速度 $(P_a - P) \cdot S / (W/g)$</p> <p>$P_a$: 許容面圧 [kgf/cm²] P: 通常運転時軸受面圧 [kgf/cm²] S: 軸受投影面積 [cm²], W: バルブレバー重量 [kg]</p>	2.04	716.27	351.1
	<p>プッシュロッド強度</p> <p>評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$</p> <p>限界加速度</p> $\left\{ \frac{\sigma_c \cdot A}{1 + a \cdot (\ell/k)^2} - R \right\} \frac{1}{W/g} - g$ <p>σ_c: 許容座屈応力 [kgf/cm²] A: プッシュロッド断面積 [cm²] a: 材質により決まる定数, ℓ: プッシュロッド長さ [cm] k: $\sqrt{I_x/A}$ [cm], R: 通常運転時荷重 [kgf] W: プッシュロッド重量 [kg], I_x: 断面二次モーメント [cm⁴]</p>	2.04	2022.97	991.6
	<p>バルブレバー強度</p> <p>評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$</p> <p>限界加速度 $(\sigma_y \cdot Z - M) / \ell / (W/g)$</p> <p>$\sigma_y$: 降伏応力 [kgf/mm²], Z: 断面係数 [mm³] M: 通常運転時曲げモーメント [kgf・mm] ℓ: バルブレバー長さ [mm], W: バルブレバー重量 [kg]</p>	2.04	27.1	13.2

注記*: α_H は水平方向加速度 1.67g, α_V は鉛直方向加速度 1.17g, gは重力加速度 9.8m/s²を表す。

別添 2-5-1-7 表 高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関（高速形）の機能維持評価用加速度と耐震信頼性実証試験で検証した限界加速度（3/6）

(×9.8m/s²)

評価部位	評価項目及び算出式*1	機能維持評価用加速度	限界加速度	裕度(一)
動弁装置揺腕	揺腕スラスト方向強度 評価用加速度 α_H 限界加速度 $F_a / (W/g)$ F_a : トメワ許容スラスト荷重 [kgf] W : バルブレバー重量 [kg]	1.67	2647.05	1585.0
	動弁装置の追従性 評価用加速度 α_H 限界加速度 $\frac{K - \alpha_{\max} \cdot \frac{\ell_2}{\ell_1} \left\{ W_2/g + W_1/g \left(\frac{\theta_1}{\theta_2} \right)^2 \right\} - b_2 \cdot W_2/g - b_1 \cdot W_1/g \cdot \frac{\theta_1}{\theta_2}}{a_2 \cdot W_2/g + a_1 \cdot W_1/g \cdot \frac{\theta_1}{\theta_2}}$ K : バネ力 [kgf], α_{\max} : カム運転加速度最大値 [m/s ²] ℓ_1 : プッシュロッドとバルブレバー軸受間距離 [mm] ℓ_2 : 弁棒とバルブレバー軸受間距離 [mm] W_1 : 弁棒重量 [kg], W_2 : プッシュロッドローラ重量 [kg] θ_1 : プッシュロッドの傾き [度], θ_2 : 弁棒の傾き [度] $a_1 = \pm \sin \theta_1$, $a_2 = \pm \sin \theta_2$, $b_1 = - (1 \pm \alpha_v) \cos \theta_1$, $b_2 = (1 \pm \alpha_v) \cos \theta_2$, α_v : 垂直方向加速度	1.67	38.2*2	22.8
始動弁	弁棒の曲げ 評価用加速度 $\alpha_H \sin 30^\circ + \alpha_v \cos 30^\circ$ 限界加速度 $\frac{\delta}{\ell_0} \left\{ \frac{W_2/g \cdot \ell_2^2}{16 \cdot E \cdot I} - \frac{\ell_2}{6E I} (2 \cdot W_1/g \cdot \ell_1 + W_3/g \cdot \ell_3) \right\}^{-1}$ W_b , ℓ_1 : シート部からガイド部間重量 [kg] 及び長さ [mm] W_g , ℓ_2 : ガイド部からピストン部間重量 [kg] 及び長さ [mm] W_p , ℓ_3 : ピストン部からバネ部間重量 [kg] 及び長さ [mm] δ : 最小スキマ [mm], E : ヤング係数 [kgf/mm ²] I : 断面二次モーメント [mm ⁴] ℓ_0 : 最小スキマ部分の摺動部長さ [mm]	1.85	244.17	131.9
	弁の誤開閉 評価用加速度 $\alpha_H \cos 30^\circ - (1 - \alpha_v) \sin 30^\circ$ 限界加速度 $K / (W/g)$ K : バネ力 [kgf], W : 弁重量 [kg]	1.54	59.96	38.9
ガバナリンク装置	地震時の抵抗 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_v^2}$ 限界加速度 $(F_G - F_k) / (W/g)$ F_G : ガバナ駆動力 [kgf], F_k : リンクを増方向に引っ張った時の実測抵抗力 [kgf] W : リンク重量 [kg]	2.04	18.18	8.9

注記*1: α_H は水平方向加速度 1.67g, α_v は鉛直方向加速度 1.17g, gは重力加速度 9.8m/s²を表す。

*2: 鉛直方向の機能維持評価用加速度を 0.4g (NUPEC) から 1.17g (女川 2 号機) へ見直していること, 及び BWR 高速形の評価式に誤記があるため評価部位別の評価式 (別添-2-5-1-65 参照) を使用していることから, 限界加速度が NUPEC と女川 2 号機で相違する。

別添 2-5-1-7 表 高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関（高速形）の機能維持評価用加速度と耐震信頼性実証試験で検証した限界加速度（4/6）

(×9.8m/s²)

評価部位	評価項目及び算出式*1	機能維持評価用加速度	限界加速度	裕度(－)
ガバナリンク装置	燃料加減軸とコントロールラックの動き 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 $\frac{24 \cdot \delta \cdot E \cdot I}{(1 - 2\ell_1^2/\ell^2 + \ell_1^3/\ell^3) \cdot (W/g) \cdot \ell^2 \cdot \ell_1}$ δ：ラックみぞクリアランス [mm] E：ヤング係数 [kgf/mm ²] I：断面二次モーメント [mm ⁴] W：加減軸単位重量 [kg/mm] ℓ ₁ ：加減軸軸受からコントロール間距離 [mm] ℓ：加減軸軸受間距離 [mm]	2.04	39.18	19.2
オーバースピードトリップ装置	プランジヤの誤動作 評価用加速度 α_H 限界加速度 $\Delta\ell/\delta$ Δℓ：動作するまでの距離[mm], δ：1gにより移動する距離[mm]	1.67	82	49.1
燃料噴射ポンプ	取付ボルト強度 評価用加速度 α_H 限界加速度 $\frac{(\sigma_y - \sigma)A \cdot N \cdot \ell - (1 + \alpha)W/g \sin 30^\circ \cdot h + (1 + \alpha)W/g \cos 30^\circ \cdot \ell/2}{W/g \cdot (\cos 30^\circ \cdot h + \sin 30^\circ \cdot \ell/2)}$ σ _y ：降伏応力 [kgf/mm ²] σ：締付応力 + (運転時応力) [kgf/mm ²] A：ボルト断面積 [mm ²], ℓ：ボルトピッチ [mm] h：重心高さ [mm], W：燃料噴射ポンプ重量 [kg] N：引張を受けるボルトの本数, α _v ：垂直方向加速度	1.67	42*2	25.1
	プランジヤとローラガイドの追従性 評価用加速度 $\alpha_H \sin 30^\circ + (\alpha_V - 1) \cos 30^\circ$ 限界加速度 $\frac{K}{W/g} - \alpha_R$ K：バネ力 [kgf], W：ローラガイド部重量 [kg] α _R ：ローラガイド部運転時加速度 [mm/sec ²]	0.99	49.6	50.1
冷却水ポンプ	取付ボルト強度 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 $\frac{(\sigma_y - \sigma) \cdot A}{(W/g) \cdot h/2\ell}$ σ _y ：降伏応力 [kgf/mm ²] σ：締付応力 + 運転時応力 [kgf/mm ²] A：ボルト断面積 [mm ²], W：冷却水ポンプ重量 [kg] h：取付面から重心までの距離 [mm] ℓ：一番下のボルトから一番上のボルトまでの距離 [mm]	2.04	49.6	24.3

注記*1：α_Hは水平方向加速度 1.67g, α_Vは鉛直方向加速度 1.17g, gは重力加速度 9.8m/s²を表す。

*2：鉛直方向の機能維持評価用加速度を 0.4g (NUPEC) から 1.17g (女川2号機) へ見直しているため限界加速度が NUPEC と女川2号機で相違する。

別添 2-5-1-7 表 高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関（高速形）の機能維持評価用加速度と耐震信頼性実証試験で検証した限界加速度（5/6）

(×9.8m/s²)

評価部位	評価項目及び算出式*1	機能維持評価用加速度	限界加速度	裕度（－）
冷却水ポンプ	<p>軸受荷重</p> <p>評価用加速度 α_H</p> <p>限界加速度 $\frac{C_0/5 - P_0}{Y_0 \cdot (W_1 + W_2)/g}$</p> <p>$C_0$: 軸受基本静定格荷重 [kgf] P_0: 運転時軸受静等価荷重 [kgf], Y_0: 係数 W_1: (羽根車+軸) 重量 [kg], W_2: (軸+歯車) 重量 [kg]</p>			
	<p>ケーシングとインペラの干渉</p> <p>評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$</p> <p>限界加速度 $\Delta\ell / \{y_1 + \ell(\theta_1 + \theta_2)\}$</p> <p>$\Delta\ell$: インペラとケーシングのクリアランス [mm] W_1: (羽根車+軸) 重量 [kg], W_2: (軸+歯車) 重量 [kg] ℓ: インペラから軸受までの距離 [mm] y_1: W_1によるたわみ量 [mm] θ_1: W_1による②部のたわみ角 [rad] θ_2: W_2による②部のたわみ角 [rad]</p>	2.04	87.28	42.7
潤滑油ポンプ	<p>取付ボルト強度</p> <p>評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$</p> <p>限界加速度 $\frac{(\sigma_y - \sigma) \cdot A}{(W/g) \cdot h \cdot \ell_1 / 2 (\ell_1^2 + \ell_2^2 + \ell_3^2)^{-1}}$</p> <p>$\sigma_y$: 降伏応力 [kgf/mm²] σ: 締付応力+運転時応力 [kgf/mm²] A: ボルト断面積 [mm²], W: 潤滑油ポンプ重量 [kg] h: 取付面から重心までの距離 [mm] ℓ_1: 一番下のボルトから一番上のボルトまでの距離 [mm] ℓ_2: 一番下のボルトから上から2番目のボルトまでの距離 [mm] ℓ_3: 一番下のボルトから下から2番目のボルトまでの距離 [mm]</p>	2.04	99.6	48.8
	<p>軸受荷重</p> <p>評価用加速度 α_H</p> <p>限界加速度 $\frac{C_0 - P_0}{X_0 \cdot (W/g)}$</p> <p>$C_0$: 軸受基本静定格荷重 [kgf] P_0: 運転時軸受静等価荷重 [kgf] X_0: 係数, W: 主動軸重量 [kg]</p>			
	<p>ケーシングとの干渉</p> <p>評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$</p> <p>限界加速度 —</p> <p>$W_1$: 歯車重量 [kg], W_2: スクリュー重量 [kg] W_3: スクリュー重量 [kg], W_4: 駆動歯車重量 [kg]</p>	2.04	71.2	34.9

注記*1: α_H は水平方向加速度 1.67g, α_V は鉛直方向加速度 1.17g, gは重力加速度 9.8m/s²を表す。

*2: 鉛直方向の機能維持評価用加速度を 0.4g (NUPEC) から 1.17g (女川2号機) へ見直しているため限界加速度が NUPEC と女川2号機で相違する。

別添 2-5-1-7 表 高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関（高速形）の機能維持評価用加速度と耐震信頼性実証試験で検証した限界加速度（6/6）

(×9.8m/s²)

評価部位	評価項目及び算出式*1	機能維持評価用加速度	限界加速度	裕度(ー)
過給機	取付ボルト強度 評価用加速度 α_H 限界加速度 $\frac{1}{2.01}(\sigma_y + 0.295)$ σ_y : 降伏応力 [kgf/mm ²]	1.67	25	14.9
	支持脚の強度 評価用加速度 α_H 限界加速度 $\frac{\sigma_y - \sigma}{\frac{1}{2} \left\{ \frac{(W/g) \cdot h}{2 \cdot Z} + W/g \sqrt{(h/2Z)^2 + 4(1/2/A)^2} \right\}}$ σ_y : 降伏応力 [kgf/mm ²], σ : 運転時応力 [kgf/mm ²] W : 過給機重量 [kg], h : 重心高さ [mm] Z : 支持脚断面係数 [mm ³], A : 支持脚断面面積 [mm ²]	1.67	462.5	276.9
	軸受荷重 評価用加速度 α_H 限界加速度 $\frac{C_0/5 - P_0}{Y_0 \cdot (W/g)}$ C_0 : 軸受基本静定格荷重 [kg] P_0 : 運転時軸受静等価荷重 [kgf] Y_0 : 係数, W : ロータ完備品重量 [kg]			
	ケーシングとの干渉 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 $\Delta \ell / (\delta / g)$ $\Delta \ell$: インペラとケーシングのクリアランス [mm] δ : ロータの自重によるたわみ (インペラ部) [mm]	2.04	47.9	23.4

注記*1: α_H は水平方向加速度 1.67g, α_V は鉛直方向加速度 1.17g, gは重力加速度 9.8m/s²を表す。

*2: 鉛直方向の機能維持評価用加速度を 0.4g (NUPEC) から 1.17g (女川 2 号機) へ見直しているため限界加速度が NUPEC と女川 2 号機で相違する。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

動的機能維持の基本評価項目としない評価項目の耐震性について

1. 概要

本資料は、「補足-600-14-1 動的機能維持の詳細評価について 別紙 2 詳細検討が必要な設備の評価」の中で、ディーゼル発電設備（機関）とは別設備として評価を実施している設備が、基準地震動 S_s に対して、十分な耐震性を有することを説明するものである。

2. 一般事項

2.1 評価方針

ディーゼル発電設備（機関）とは別設備として評価を実施している設備については、添付書類「VI-2-1-13 機器・配管系の計算書作成の方法」にて示している構造と同様であることから、添付書類「VI-2-1-9 機能維持の基本方針」に示している各機器、配管系の許容応力状態 $IV_A S$ の荷重の組合せを踏まえて、添付書類「VI-2-1-13 機器・配管系の計算書作成の方法」等の評価式及び解析方法を用いて評価する。

2.2 適用基準

適用する規格、指針等を以下に示す。

- (1) 原子力発電所耐震設計技術指針（J E A G 4 6 0 1 -1987）
- (2) 原子力発電所耐震設計技術指針重要度分類・許容応力編（J E A G 4 6 0 1 ・補-1984）
- (3) 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）
- (4) J S M E S N C 1 -2005/2007 発電用原子力設備規格 設計・建設規格
- (5) 機械工学便覧（(社)日本機械学会）
- (6) 日本産業規格（J I S）
- (7) (財)原子力工学試験センター原子力発電施設耐震信頼性実証試験

3. 評価対象設備及び評価部位

評価対象設備について別添 2-5-2-1 表に示す。

評価部位は、容器類については、添付書類「VI-2-1-13 機器・配管系の計算書作成の方法」等により、胴板、脚、及びボルト等を評価部位とする。

配管及び支持構造物については、添付書類「VI-2-1-13 機器・配管系の計算書作成の方法」により配管及び支持構造物を評価部位とする。

評価結果は、算出応力と許容応力を踏まえ、評価上厳しい箇所の結果について記載する。

別添 2-5-2-1 表 評価対象設備

系統	対象機器 (基本評価項目)
始動空気系	始動電磁弁 ^{*1,*2}
	始動空気系配管 ^{*1,*2}
燃料油系	燃料フィルタ ^{*1,*2}
	燃料油系配管 ^{*1,*2}
冷却水系	清水冷却器 ^{*1,*2}
	冷却水系配管 ^{*1,*2}
潤滑油系	潤滑油サンプタンク ^{*1}
	潤滑油冷却器 ^{*1,*2}
	潤滑油フィルタ ^{*1}
	潤滑油系配管 ^{*1,*2}

注記*1：非常用ディーゼル発電設備

*2：高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備

4. 地震応答解析及び構造強度評価

4.1 地震応答解析及び構造強度評価方法

容器類に用いる基準地震動 S_s による設計用地震力は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答曲線の作成方針」に基づき設定する。別添 2-5-2-2 表に容器類の設計震度を示す。

配管に用いる基準地震動 S_s による設計用地震力は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答曲線の作成方針」に基づき設定した設計用床応答曲線を用いる。また、減衰定数は添付書類「VI-2-1-6 地震応答解析の基本方針」に記載の減衰定数を用いる。

なお、設計用床応答曲線は配管系の重心レベルの上階又は下階のいずれか大きい方の設計用床応答曲線を適用する。若しくは、配管系が設置されているレベルを包絡する設計用床応答曲線を適用する。

別添 2-5-2-2 表 耐震 S クラス評価に用いる設計震度

系統	対象機器 (基本評価項目)	設置 場所	床面高さ*1,2 O. P. (m)	設計震度*2	
				水平方向	鉛直方向
燃料油系	燃料油フィルタ	原子炉 建屋	15.0 (15.2)	1.97 2.00	1.37 1.41
			15.0 (16.23)		
冷却水系	清水冷却器	原子炉 建屋	6.0 (6.4)	1.57 1.98	1.09 1.39
			15.0 (15.5)		
潤滑油系	潤滑油サンプタンク	原子炉 建屋	15.0 (13.4)	1.97 1.97	1.37 1.37
			15.0 (13.4)		
	潤滑油冷却器	原子炉 建屋	6.0 (6.4) 15.0 (16.03)	1.57 1.99	1.09 1.40
	潤滑油フィルタ	原子炉 建屋	6.0 (6.2) 6.0 (6.2)	1.57 1.57	1.09 1.09

注記*1：評価に用いる設計震度の基準床面レベルを示す（括弧内は機器の設置床面高さ）。

*2：上段は非常用ディーゼル発電設備を示す。

下段は高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備を示す。

4.2 荷重の組合せ及び許容限界

荷重の組合せは、添付書類「VI-2-1-9 機能維持の基本方針」の「3.1 構造強度上の制限」に示す機器・配管系の荷重の組み合わせを踏まえて設定する。

許容限界は、添付書類「VI-2-1-9 機能維持の基本方針」に示している各機器の許容応力状態IV_ASの許容限界を準用する。

各機器の評価部位ごとの荷重の組合せ及び許容限界を別添 2-5-2-3 表、別添 2-5-2-4 表及び別添 2-5-2-5 表に、使用材料及び使用材料の許容応力評価条件を別添 2-5-2-6 表に示す。

別添 2-5-2-3 表 容器類の許容限界

区分	耐震 重要度 分類	荷重の 組合せ	許容 応力 状態	許容限界* ¹			
				一次一般 膜応力	一次膜応力+ 一次曲げ応力	一次+ 二次応力	一次+二次+ ピーク応力
容器 類	S	D + P _D + M _D + S _s	IV _A S	0.6 · S _u	左欄の 1.5 倍 の値	* ² S _s 地震動のみによる疲 勞解析を行い、疲労累積係 数が 1.0 以下であること。 但し、地震動のみによる一 次+二次応力の変動値が 2 · S _y 以下であれば、疲労 解析は不要。	

注記*1：座屈に対する評価が必要な場合には、クラスMC容器の座屈に対する評価式による。

*2：2 · S_yを超える場合は弾塑性解析を行う。この場合、設計・建設規格 PVB-3300（PVB-3313を除く。S_mは2/3 · S_yと読み替える。）の簡易弾塑性解析を用いる。

別添 2-5-2-4 表 配管の許容限界

区分	耐震 重要度 分類	荷重の 組合せ	許容 応力 状態	許容限界*1			
				一次一般 膜応力	一次膜応力+ 一次曲げ応力	一次+ 二次応力	一次+二次+ ピーク応力
配管	S	$D + P_D + M_D + S_s$	IV_{AS}	$0.6 \cdot S_u$	左欄の 1.5 倍 の値	*2 S _s 地震動のみによる疲労解析を行い、疲労累積係数が 1.0 以下であること。但し、地震動のみによる一次+二次応力の変動値が $2 \cdot S_y$ 以下であれば、疲労解析は不要。	

注記*1：軸力による全断面平均応力については許容応力状態Ⅲ_AS の一次一般膜応力の許容値の 0.8 倍の値とする。

*2： $2 \cdot S_y$ を超える場合は弾塑性解析を行う。この場合、設計・建設規格 PPB-3536(1)，(2)，(4)及び(5)（ただし、 S_m は $2/3 \cdot S_y$ と読み替える。）の簡易弾塑性解析を用いる。

別添 2-5-2-5 表 支持構造物の許容限界

耐震 重要度 分類	荷重の 組合せ	許容 応力 状態	許容限界 ^{*1, *2, *3} (ボルト等以外)										許容限界 ^{*2, *4} (ボルト等)		形式試験に よる場合
			一次応力					一次+二次応力					一次応力		許容荷重
			引張	せん断	圧縮	曲げ	支圧	引張 圧縮	せん断	曲げ	支圧	座屈 ^{*5}	引張	せん断	
S	D + P _D + M _D + S _S	IV _{AS}	1.5 · f _t [*]	1.5 · f _s [*]	1.5 · f _c [*]	1.5 · f _b [*]	1.5 · f _p [*]	3 · f _t	^{*6} 3 · f _s	^{*7} 3 · f _b	^{*8} 1.5 · f _p [*]	^{*7, *8} 1.5 · f _b , 1.5 · f _s 又は 1.5 · f _c	1.5 · f _t [*]	1.5 · f _s [*]	T _L · 0.6 · $\frac{S_{y d}}{S_{y t}}$

注記*1：鋼構造設計規準（日本建築学会 2005 改定）等の幅厚比の制限を満足させる。

*2：応力の組合せが考えられる場合には，組合せ応力に対しても評価を行う。

*3：耐圧部に溶接等により直接取り付けられる支持構造物であって耐圧部と一体の応力解析を行うものについては，耐圧部と同じ許容応力とする。

*4：コンクリートに埋め込まれるアンカボルトで地震応力の占める割合が支配的なものであって，トルク管理，材料の照合等を行わないものについては，材料の品質，据付状態等のゆらぎ等を考慮して，III_{AS}の許容応力を一次引張応力に対しては f_t，一次せん断応力に対しては f_sとして，またIV_{AS}→III_{AS}として応力評価を行う。

*5：薄肉円筒形状のもの座屈の評価にあつては，クラスMC容器の座屈に対する評価式による。

*6：すみ肉溶接部にあつては最大応力に対して 1.5 · f_sとする。

*7：設計・建設規格 SSB-3121.1(4)により求めた f_bとする。

*8：自重，熱膨張等により常時作用する荷重に，地震動による荷重を重ね合わせて得られる応力の圧縮最大値について評価する。

別添 2-5-2-6 表 使用材料及び許容応力評価条件

区分	系統	対象機器 (基本評価項目)	評価部位	材料	温度条件 (°C)	S _y (MPa)	S _u (MPa)
容器類	燃料油系	燃料油フィルタ	基礎ボルト*1	SS400	50	231	394
			取付ボルト*2	SNB7	50	715	838
	冷却水系	清水冷却器	胴板*1	SB410	85	205	394
			胴板*2	SB410	95	202	392
			脚*1,2	SB410	50	220	406
			基礎ボルト*1,2	SNB7	50	715	828
	潤滑油系	潤滑油 サンプタンク	胴板*1	SS400	85	227	377
			基礎ボルト*1	SS400	50	231	394
		潤滑油冷却器	胴板*1,2	SB410	85	205	394
			脚*1,2	SB410	50	220	406
			基礎ボルト*1,2	SNB7	50	715	838
		潤滑油フィルタ	取付ボルト*1	SNB7	50	715	838

注記*1：非常用ディーゼル発電設備

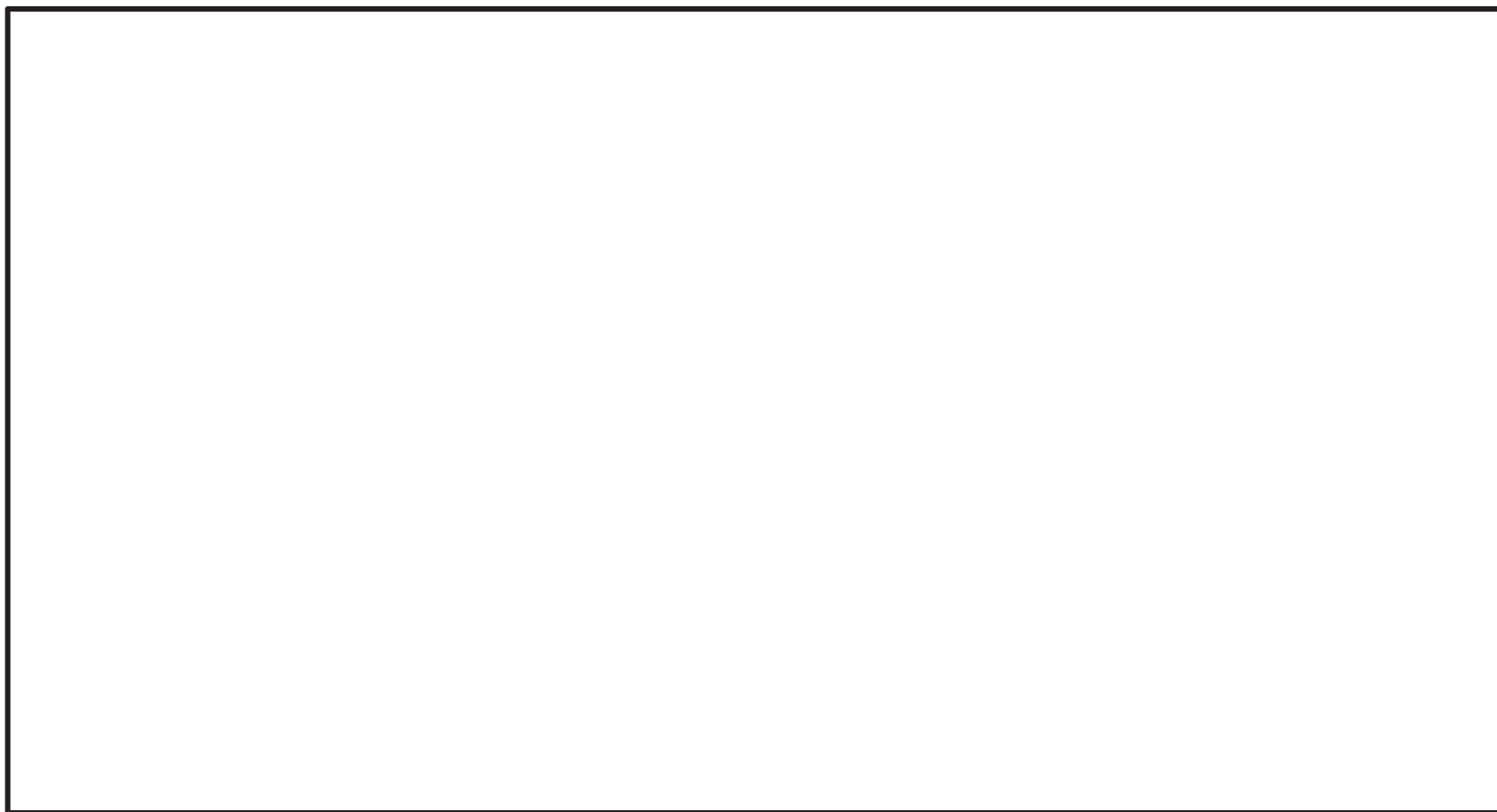
*2：高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備

4.3 計算方法

応力評価は、添付書類「VI-2-1-13 機器・配管等の計算書作成の方法」等の評価方法により評価を行う。

4.4 計算条件

三次元はりモデル解析により応力計算を行った配管について、解析モデル図を別添 2-5-2-1 図及び別添 2-5-2-2 図に示し、配管諸元の一覧表を別添 2-5-2-7 表並びに別添 2-5-2-8 表に示す。なお、別添 2-5-2-1 図及び別添 2-5-2-2 図は、別添 2-5-2-11 表並びに別添 2-5-2-12 表で評価結果を示すもののうち、始動空気系を代表で示す。

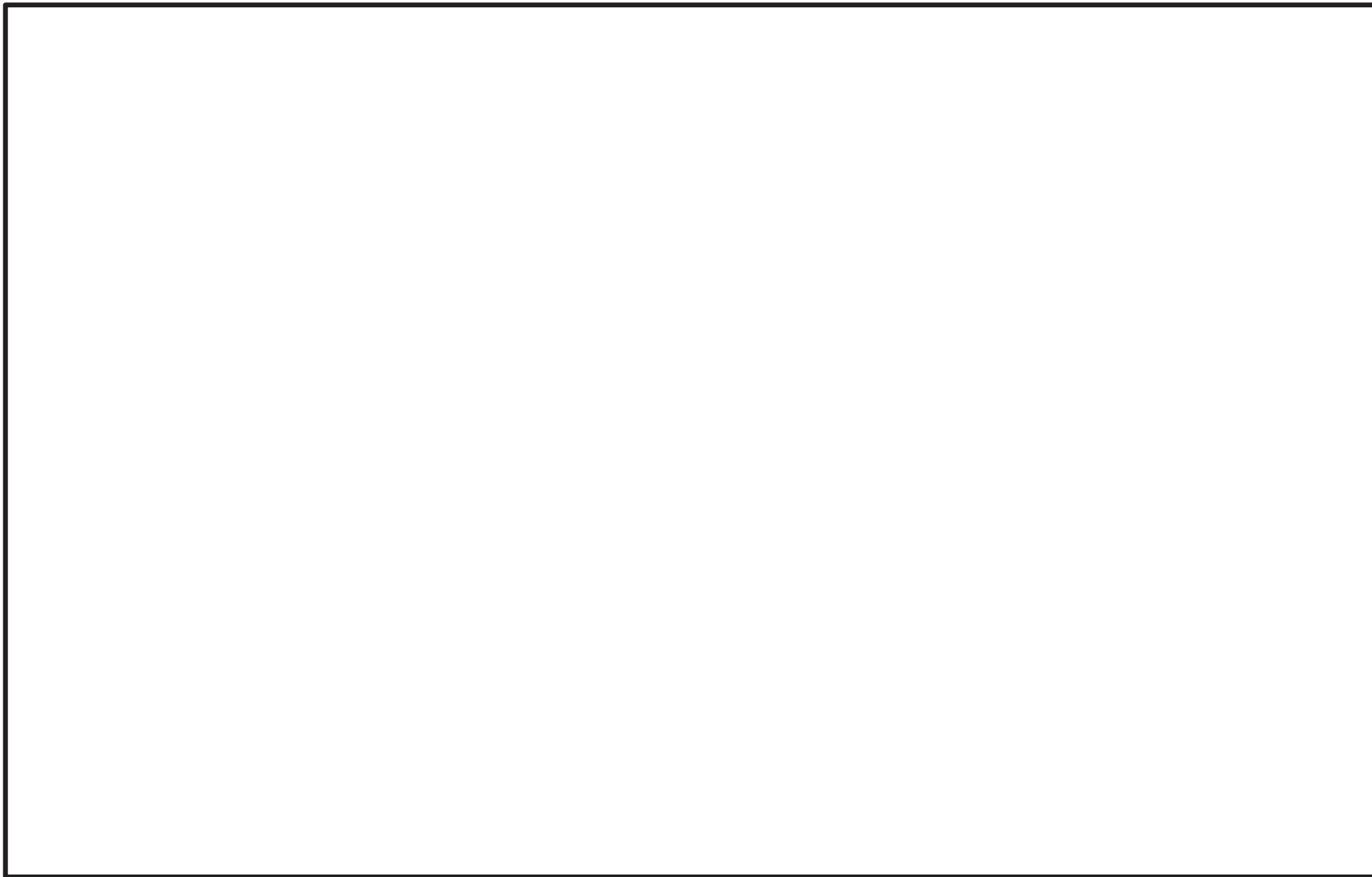


別添-2-5-2-8

別添 2-5-2-1 図 始動空気系 (DGAE-A16) 解析モデル図 (1/5)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

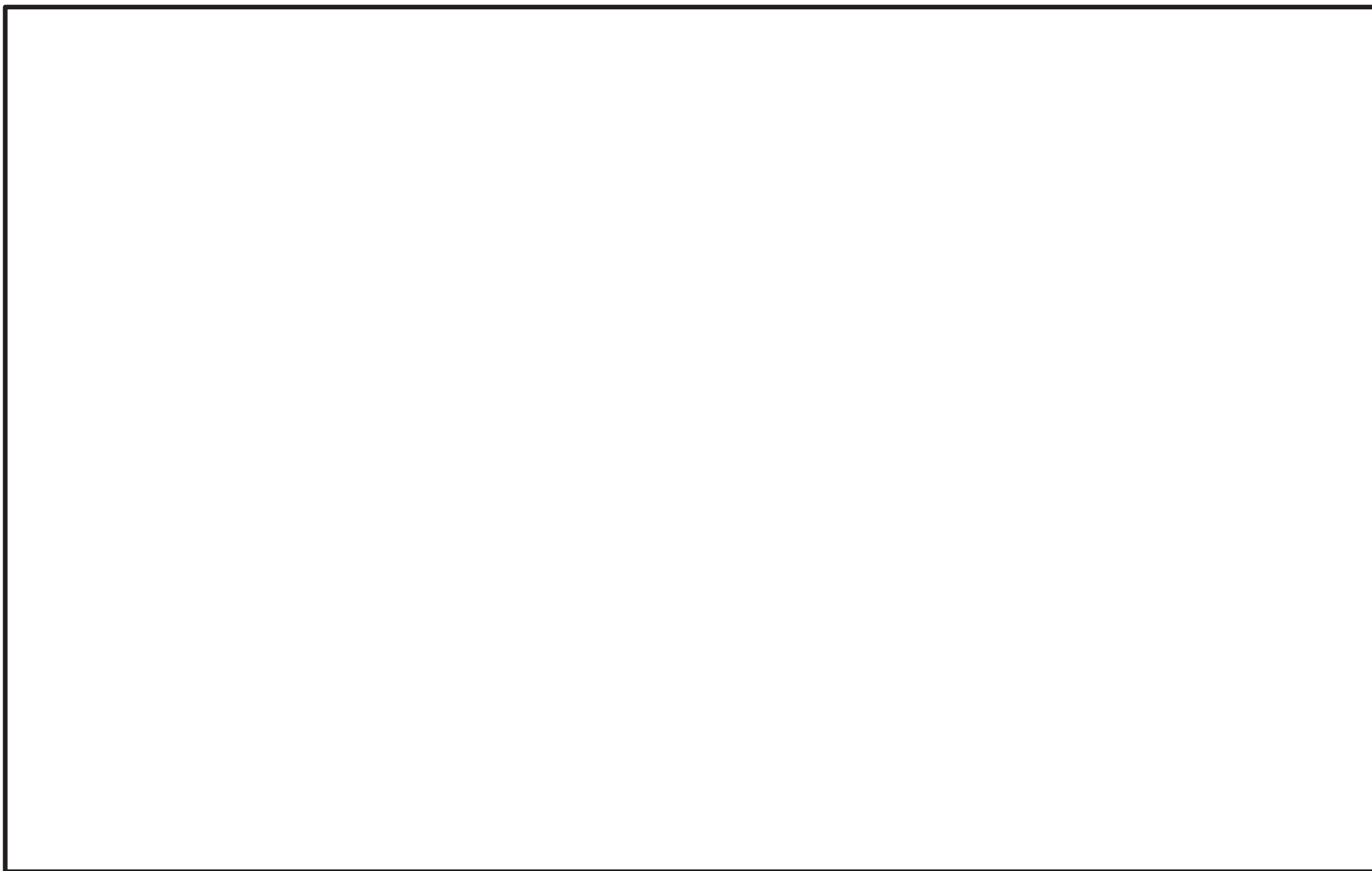
別添-2-5-2-9



別添 2-5-2-1 図 始動空気系 (DGAE-A16) 解析モデル図 (2/5)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

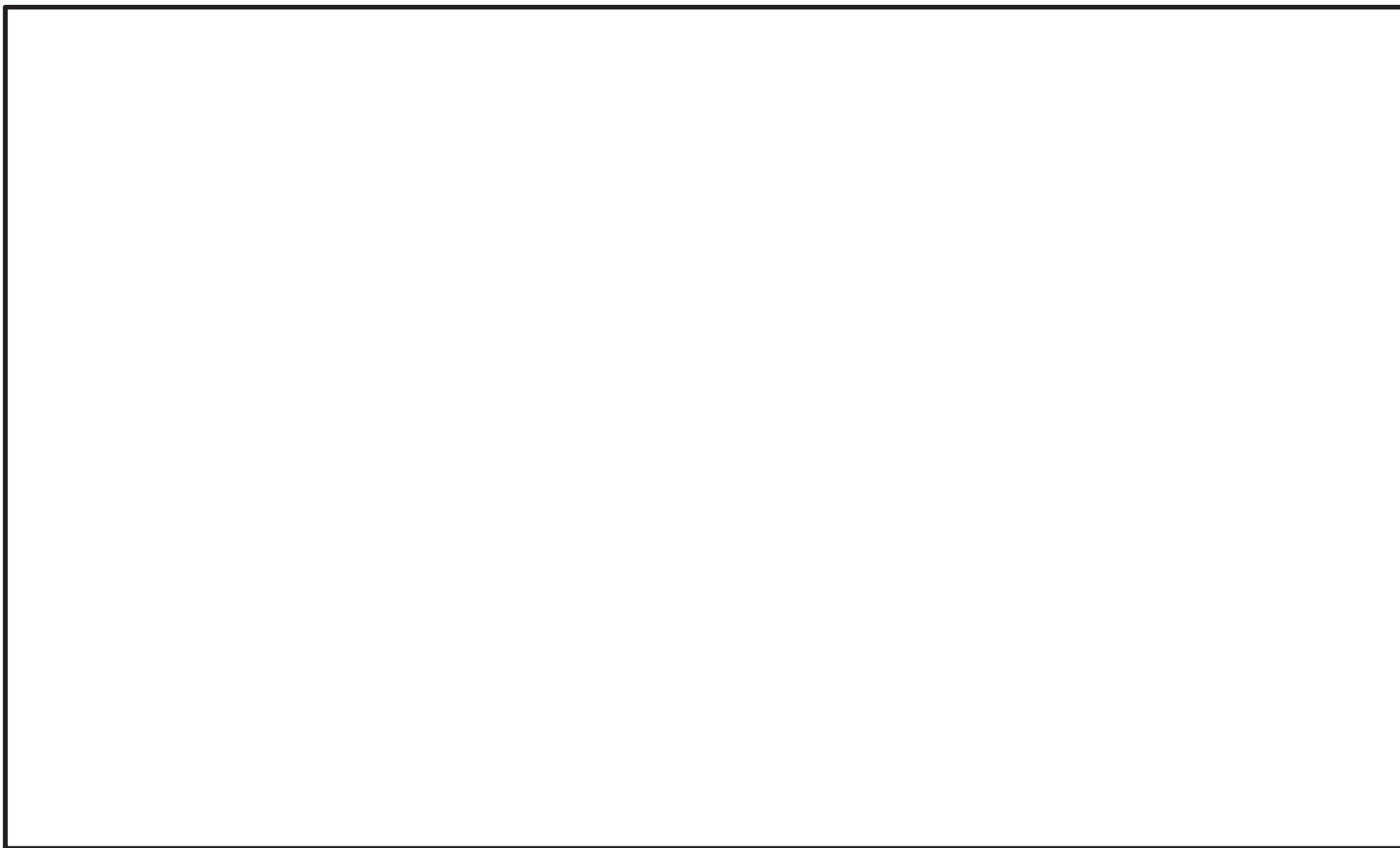
別添-2-5-2-10



別添 2-5-2-1 図 始動空気系 (DGAE-A16) 解析モデル図 (3/5)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

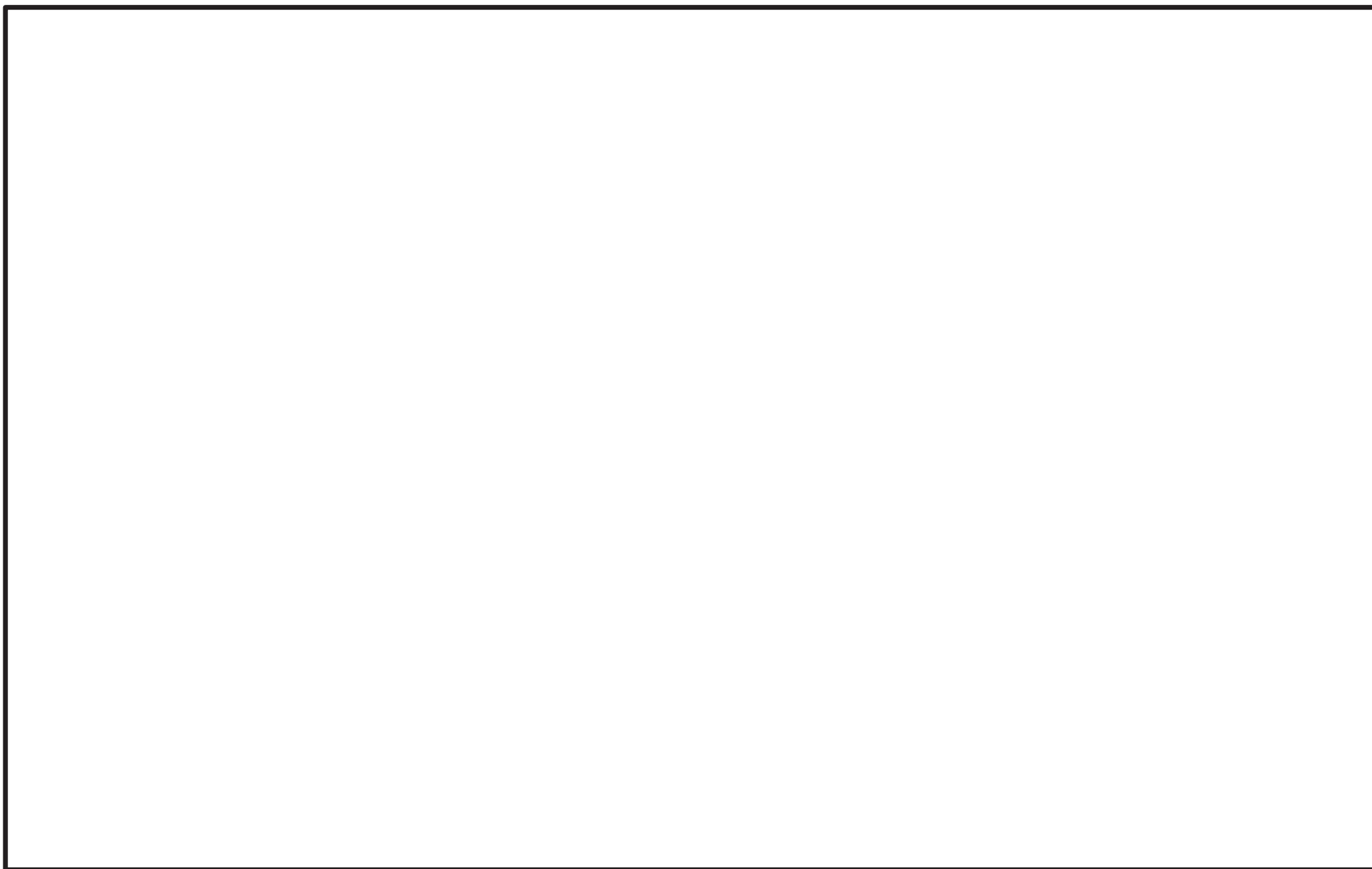
別添-2-5-2-11



別添 2-5-2-1 図 始動空気系 (DGAE-A16) 解析モデル図 (4/5)

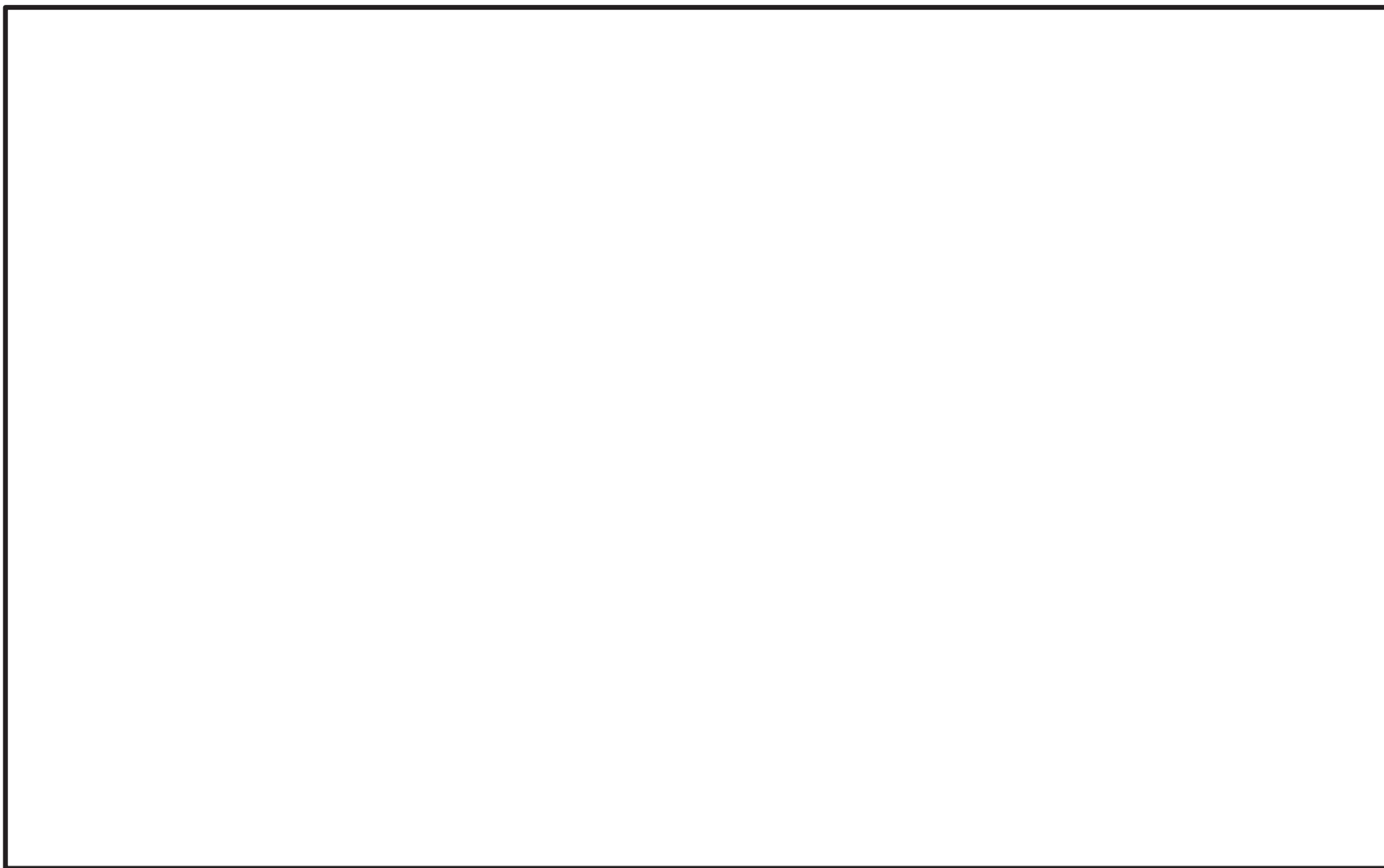
枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別添-2-5-2-12



別添 2-5-2-1 図 始動空気系 (DGAE-A16) 解析モデル図 (5/5)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



別添 2-5-2-2 図 始動空気系 (DGAE-H06) 解析モデル図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別添 2-5-2-7 表 配管諸元

鳥瞰図 DGA E-A 1 6

管名称	対応する評価点	最高使用圧力 (MPa)	最高使用温度 (℃)	外径 (mm)	厚さ (mm)	材料	耐震 重要度分類	縦弾性係数 (MPa)
1	1~4, 47~50	0.10	45	27.2	2.9	SUS304TP	S	193333
2	6~8, 10~13, 38~41 43~45	3.24	90	27.2	2.9	SUS304TP	S	190400
3	13~38, 51~53 55~62, 80~82 84~97, 99~104 106~112, 114~117 119~121	3.24	90	48.6	3.7	SUS304TP	S	190400
4	62~80	3.24	90	48.6	3.7	SUS304TP	S	190400

別添-2-5-2-14

別添 2-5-2-8 表 配管諸元

鳥瞰図 DGA E-H 0 6

管名称	対応する評価点	最高使用圧力 (MPa)	最高使用温度 (℃)	外径 (mm)	厚さ (mm)	材料	耐震 重要度分類	縦弾性係数 (MPa)
1	1~16	0.10	450	711.2	7.9	SM400B	S	162000
2	17~20	0.10	450	609.6	7.9	SM400B	S	162000

5. 評価結果

別添 2-5-2-9 表, 別添 2-5-2-10 表, 別添 2-5-2-11 表及び別添 2-5-2-12 表に示すとおり, 設計用地震力に対し, 耐震性を有することを確認した。なお, 別添 2-5-2-11 表及び別添 2-5-2-12 表においては, 算出応力と許容応力を踏まえ, 評価上厳しい箇所の結果について記載する。

また, 始動電磁弁(動的機能維持評価弁の対象外)については, 別添 2-5-2-13 表に示す通り, 既往の研究((財)原子力工学試験センター原子力発電信頼性実証試験)で評価した限界加速度が機能維持評価用加速度に対して余裕を持つことにより耐震性を有することを確認した。

別添 2-5-2-9 表 非常用ディーゼル発電設備 容器類の応力評価結果

区分	対象機器 (基本評価項目)	据付 場所	床面 高さ (m)	評価部位	応力の 種類	算出応力 (MPa)	許容応力 (MPa)
容器類	燃料油フィルタ	原子炉 建屋	15.2	基礎ボルト	引張り	15	207
	清水冷却器	原子炉 建屋	6.4	胴板	一次 +二次 (疲労)	551 (0.16*)	410 (1.0)
				脚	組合せ	55	264
				基礎ボルト	引張り	173	440
	潤滑油 サンプタンク	原子炉 建屋	13.4	胴板	一次 一般膜	20	226
				基礎ボルト	引張り	75	207
	潤滑油冷却器	原子炉 建屋	6.4	胴板	一次 +二次 (疲労)	541 (0.15*)	410 (1.0)
				脚	組合せ	51	264
				基礎ボルト	引張り	161	440
	潤滑油フィルタ	原子炉 建屋	6.2	取付ボルト	引張り	43	440

注記* : 一律に設定する等価繰返し回数 (340 回) による疲労評価結果が許容値 (0.9) を満足しないため, 個別に設定する等価繰返し回数 (54 回) による疲労評価を実施。

別添 2-5-2-10 表 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 容器類の応力評価結果

区分	対象機器 (基本評価項目)	据付 場所	床面 高さ (m)	評価部位	応力の 種類	算出応力 (MPa)	許容応力 (MPa)
容器類	燃料油フィルタ	原子炉 建屋	16.23	取付ボルト	引張り	16	440
	清水冷却器	原子炉 建屋	15.5	胴板	一次 +二次	321	404
				脚	組合せ	26	264
				基礎ボルト	引張り	84	440
	潤滑油冷却器	原子炉 建屋	16.03	胴板	一次 +二次 (疲労)	504 (0.70*)	410 (1.0)
				脚	組合せ	30	264
				基礎ボルト	引張り	92	440

注記* : 一律に設定する等価繰返し回数 (340 回) による疲労評価を実施。

別添 2-5-2-11 表 非常用ディーゼル発電設備 S s地震動に対する配管及び支持構造物の応力評価結果

区分	評価対象系統	据付場所	床面高さ O. P. (m)	評価部位	応力の 種類	算出 応力 (MPa)	許容 応力 (MPa)
配管及び支持構造物	始動空気系	原子炉建屋	6.00～22.50	配管本体	一次＋二次 (疲労)	515 (0.6797* ¹)	350 (1.0)
				支持構造物	組合せ	28	276
	燃料油系	原子炉建屋	15.00～33.20	配管本体	一次＋二次	335	484
				支持構造物	せん断	66	159
	冷却水系	原子炉建屋	6.00～22.50	配管本体	一次＋二次 (疲労)	450 (0.8615* ²)	448 (1.0)
				支持構造物	組合せ	31	146
	潤滑油系	原子炉建屋	15.00～22.50	配管本体	一次＋二次 (疲労)	470 (0.4993* ³)	448 (1.0)
				支持構造物	組合せ	125	552

注記*1：個別に設定する等価繰返し回数（174回）による疲労評価を実施。

注記*2：個別に設定する等価繰返し回数（230回）による疲労評価を実施。

注記*3：一律に設定する等価繰返し回数（340回）による疲労評価を実施。

別添 2-5-2-12 表 高压炉心スプレィ系ディーゼル発電設備 S s地震動に対する配管及び支持構造物の応力評価結果

区分	評価対象系統	据付場所	床面高さ O. P. (m)	評価部位	応力の 種類	算出 応力 (MPa)	許容 応力 (MPa)
配管及び支持構造物	始動空気系	原子炉建屋	15.00～33.20	配管本体	一次＋二次	271	276
				支持構造物	引張	304	440
	燃料油系	原子炉建屋	15.00～22.50	配管本体	一次＋二次	139	484
				支持構造物	せん断	17	159
	冷却水系	原子炉建屋	15.00～22.50	配管本体	一次＋二次	427	442
				支持構造物	せん断	57	159
	潤滑油系	原子炉建屋	15.00～22.50	配管本体	一次＋二次	221	448
				支持構造物	組合せ	18	276

別添 2-5-2-13 表 設計用地震力に対する始動電磁弁の耐震性評価結果

系統	対象機器 (基本評価項目)	据付 場所	床面 高さ (m)	評価 部位	機能維持 評価用加速度*1 ($\times 9.8\text{m/s}^2$)	限界加速度*2 ($\times 9.8\text{m/s}^2$)
始動 空気系	始動電磁弁	原子炉 建屋	15.81	駆動部	7.0	358.7

注記*1：基準地震動 S_s による応答加速度のうち最も大きいもの。

*2：(財) 原子力工学試験センター原子力発電信頼性実証試験で評価した始動電磁弁の限界加速度。(女川2号機の始動電磁弁の限界加速度は同等以上であることを確認済み)

潤滑油サンプタンク及び潤滑油オイルパンのスロッシング評価について

1. 概要

女川原子力発電所第2号機の非常用ディーゼル発電設備（機関）の動的機能維持の「詳細検討」に係る基本評価項目として、潤滑油サンプタンクのスロッシングを挙げている。

本資料では、非常用ディーゼル機関用の潤滑油サンプタンク及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関用の潤滑油オイルパンについて、基準地震動 S_s に伴い生じる液面変動による動作機能への影響を確認するため、スロッシング解析を実施し、その結果について説明するものである。

2. 潤滑油サンプタンクのスロッシング評価

2.1 潤滑油サンプタンクの概要

潤滑油サンプタンクの構造図を別添 2-5-3-1 図に、油面レベルと吸込配管の位置関係を別添 2-5-3-2 図に示す。潤滑油サンプタンクは、A系、B系に各1基ずつ設置される平底たて置円筒容器であり、内部には潤滑油をディーゼル機関に送り出す吸込配管、ディーゼル機関からの戻り配管及び内部を4つの領域に分割する仕切り板（戻り油に含まれる気泡を除去する目的で設置）が設けられている。また、吸込配管端部には、配管の一部が切り欠かれ、金属のメッシュが設置されている。タンク内に貯蔵される潤滑油は、この切り欠き部から吸い込まれ、潤滑油ポンプにより非常用ディーゼル機関へと供給される。



別添 2-5-3-1 図 非常用ディーゼル機関の潤滑油サンプタンク概要図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

潤滑油の油面レベルについては、通常時（運転時）は O.P. m（タンク底部から mm の位置）にあり、そのレベルを下回らないよう運転される。（別添 3-2 図参照。）

潤滑油の供給に支障をきたす限界液面レベルは、O.P. m（タンク底部より mm（吸込口上端））であり、このレベルを下回ると潤滑油に空気が流入し、潤滑油量が不足し、ディーゼル機関の回転機能に影響を及ぼす要因となる。



別添 3-2 図 液面レベルと吸込配管の位置関係

2.2 潤滑油サンプタンクのスロッシングによる液位変動の評価

スロッシングは、地震動の卓越周期と潤滑油サンプタンク内の潤滑油のスロッシング固有周期が一致することによって、サンプタンク内の潤滑油が共振し、液面が大きく揺動する現象である。

よって、潤滑油サンプタンクのスロッシング解析では、スロッシング固有周期と基準地震動 S_s の床応答スペクトルを比較して、スロッシング固有周期に対する加速度が最大となる地震動をスロッシング解析に適用する地震動として選定する。具体的には以下の手順とする。

- ① 一次モードの固有周期を単純な円筒容器を想定した理論解で求め、その値での加速度応答スペクトルが最も大きい地震動を選定する。（2.2.1～2.2.2 項）
- ② 選定地震動を用いてスロッシング解析を行なう。（2.2.3～2.2.5 項）
同時に、液面変動の高速フーリエ変換によって実際に発生しているスロッシングの固有モード（固有周期）を求める。（2.2.6 項）
- ③ 得られた固有周期を再度加速度応答スペクトルと照合し、選定地震動の応答が卓越していることを確認する。（2.2.7 項）
- ④ この際、他の地震動の応答スペクトルの方が大きい場合には、新たにその地震動を用いたスロッシング解析を行ない最終的な結果とする。（2.2.8～2.2.9 項）

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

2.2.1 潤滑油サンプタンク内のスロッシング固有周期(単純な円筒容器を想定した場合)

潤滑油サンプタンクのスロッシング固有周期は、単純な円筒容器を想定して以下の固有周期の評価式*より算出する。

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{1.841g}{R} \tanh\left(1.841 \frac{h}{R}\right)}$$

ここで、

g : 重力加速度[m/s²]

h : 液深[m]

R : タンク半径[m]

上記式において、液深は通常時の液面レベルとし、潤滑油サンプタンク底面より mm (運転時レベル) とする。潤滑油サンプタンクの半径 (mm) と液深 (mm) から固有周期を算出した結果、潤滑油サンプタンクの固有周期は 秒となる。

また、スロッシングの最大波高 h_{\max} を、卓越する一次のモードで加速度応答スペクトル S_A を用いて表すと下式*で表されるため、最大波高は加速度応答スペクトルに比例する。

$$h_{\max} = \frac{0.837R}{g} \cdot S_A$$

*[出典]機械工学便覧 α. 基礎編 (日本機械学会, 2007)

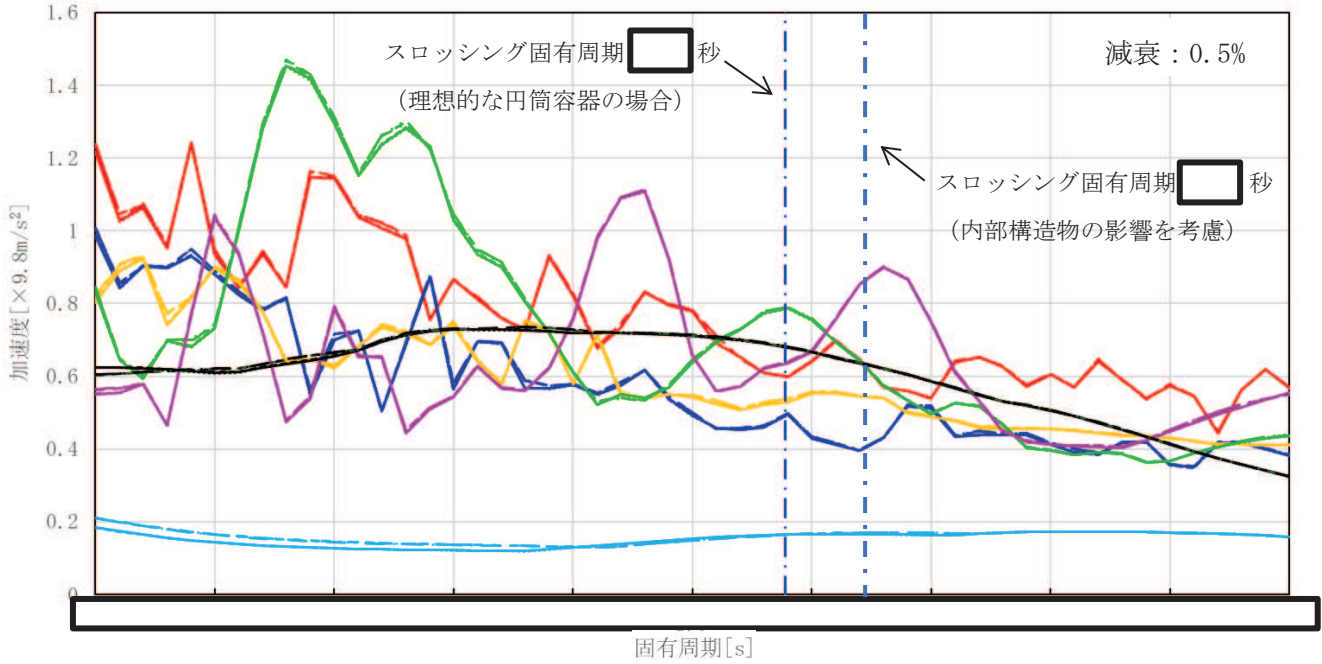
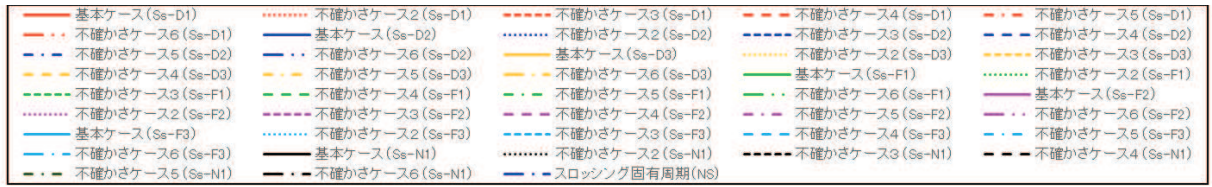
2.2.2 スロッシング解析に適用する地震動の選定(単純な円筒容器を想定した場合)

スロッシング解析に適用する地震動は、最大波高が加速度応答スペクトルに比例するため、基準地震動 S_s 7波のうち潤滑油サンプタンクのスロッシング周期に対する加速度が最大となる基準地震動 S_s を選定する。潤滑油サンプタンクは原子炉建屋 1 階に設置されていることから、原子炉建屋 1 階の地震応答を適用する。また、床応答スペクトルの減衰定数については、液体のスロッシング評価に用いる値として、0.5%を適用する。

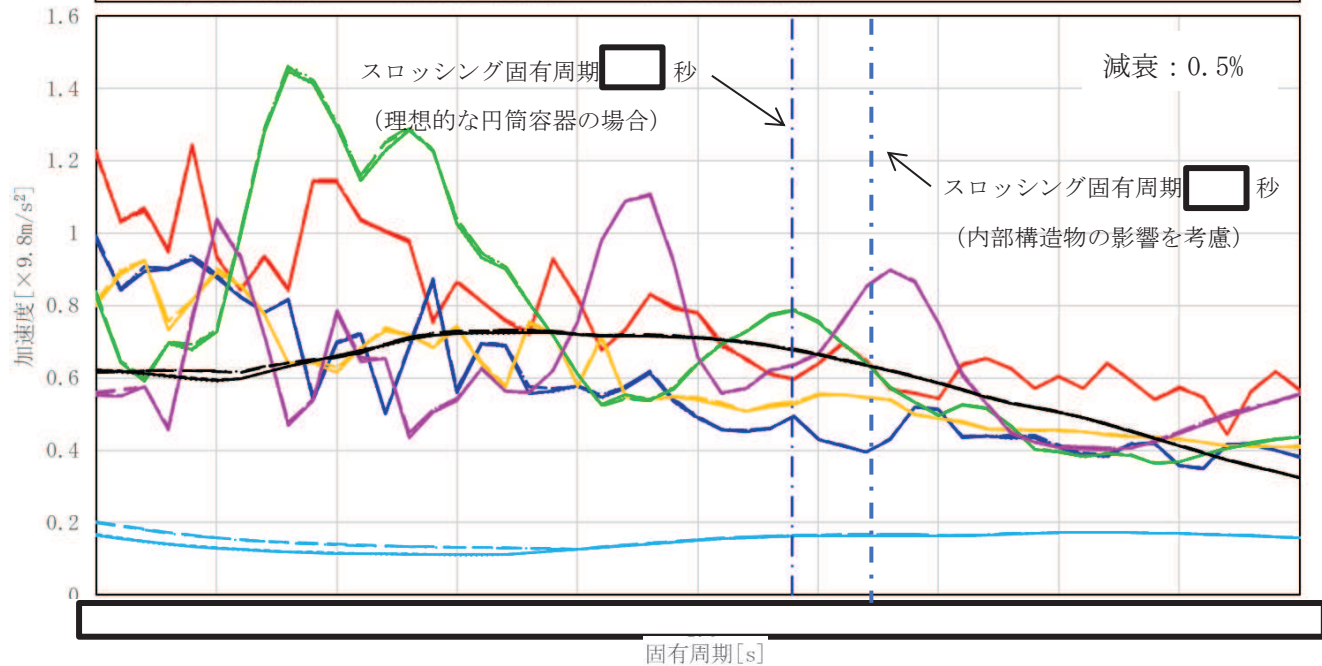
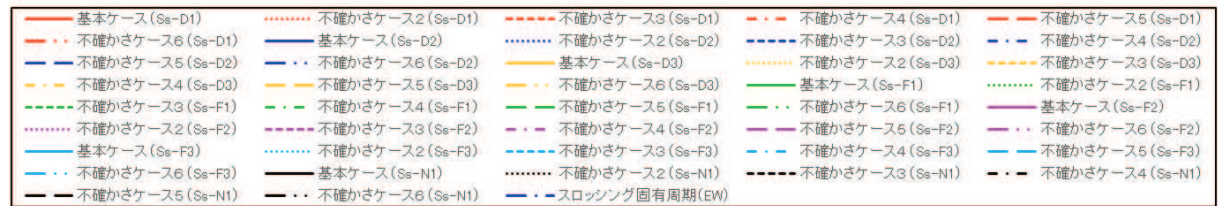
潤滑油サンプタンクのスロッシング固有周期と基準地震動 S_s の床応答スペクトルの比較結果を別添 2-5-3-3 図及び別添 2-5-3-4 図に示す。スロッシング固有周期で最大加速度となる地震動は、NS, EW 方向共に $S_s - F1$ となることを確認した。また、 $S_s - F1$ の地震応答において、スロッシング固有周期では原子炉建屋の地震応答解析における基本ケースと材料物性等の不確かさケースに差は見られないことも確認した。

以上より、潤滑油サンプタンクのスロッシング解析に適用する基準地震動 S_s としては、 $S_s - F1$ の基本ケースを選定し、別添 2-5-3-5 図に示す 3 方向 (NS, EW 及び UD 方向) の時刻歴データを同時入力しスロッシング解析を実施する。位相の組み合わせを確認した結果、同位相とすることで水平 2 方向の加速度成分の合成値が大きくなるため、サンプタンク内の吸込口上方の液面変動が大きくなる。したがって、スロッシング解析の条件としては、同位相で評価することは保守的な設定である。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

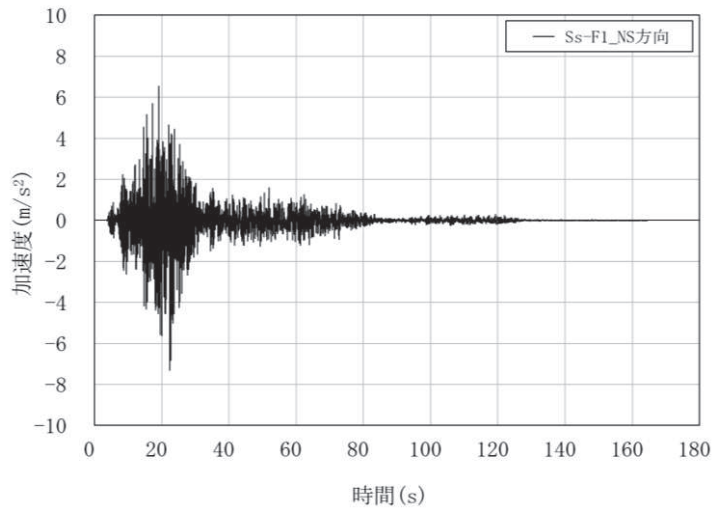


別添 2-5-3-3 図 基準地震動 S s (7 波) と潤滑油サンプタンクのスロッシング固有周期の関係 (NS 方向)

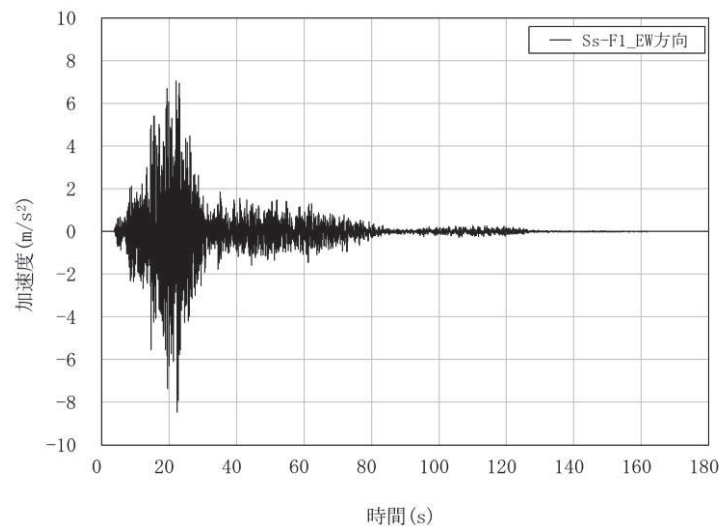


別添 2-5-3-4 図 基準地震動 S s (7 波) と潤滑油サンプタンクのスロッシング固有周期の関係 (EW 方向)

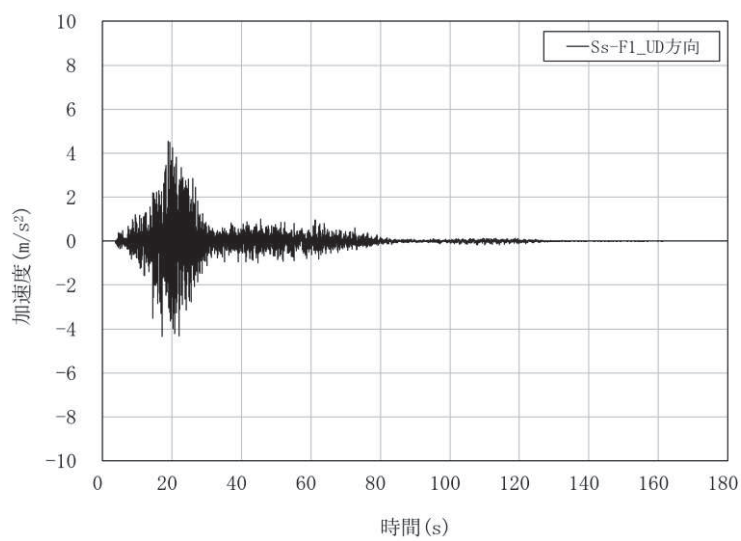
枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



(1) 加速度時刻歴波形 (NS 方向)



(2) 加速度時刻歴波形 (EW 方向)



(3) 加速度時刻歴波形 (UD 方向)

別添 2-5-3-5 図 基準地震動 S s - F 1 (基本ケース) の時刻歴加速度波形

別添 2-5-3-6

2.2.3 解析方法

潤滑油サンプタンクは別添 2-5-3-1 図にて示したように、平底たて置円筒容器であり、内部には潤滑油をディーゼル機関に送り出す吸込配管と、タンク内部を4つの領域に分割する仕切り板が設置されている。

スロッシング解析においては、内部構造の影響を反映するため、吸込配管と仕切り板を境界条件としてモデル化する。初期条件として、タンク内の潤滑油液面は、通常時レベル (0. P. m) 状態で設定し、3次元流動解析により液面の変位を算出する。

2.2.4 解析条件

潤滑油サンプタンクのスロッシング解析条件について、別添 2-5-3-1 表に示す。また、解析モデル図について、別添 2-5-3-6 図示す。液位変動を評価する箇所として、吸込口の4箇所を選定し、モニター位置 (M1~M4) として設定し、液位については、このモニター位置において高さ方向に各メッシュの液体体積を積分した値をメッシュの水平面積で割ることで求める。

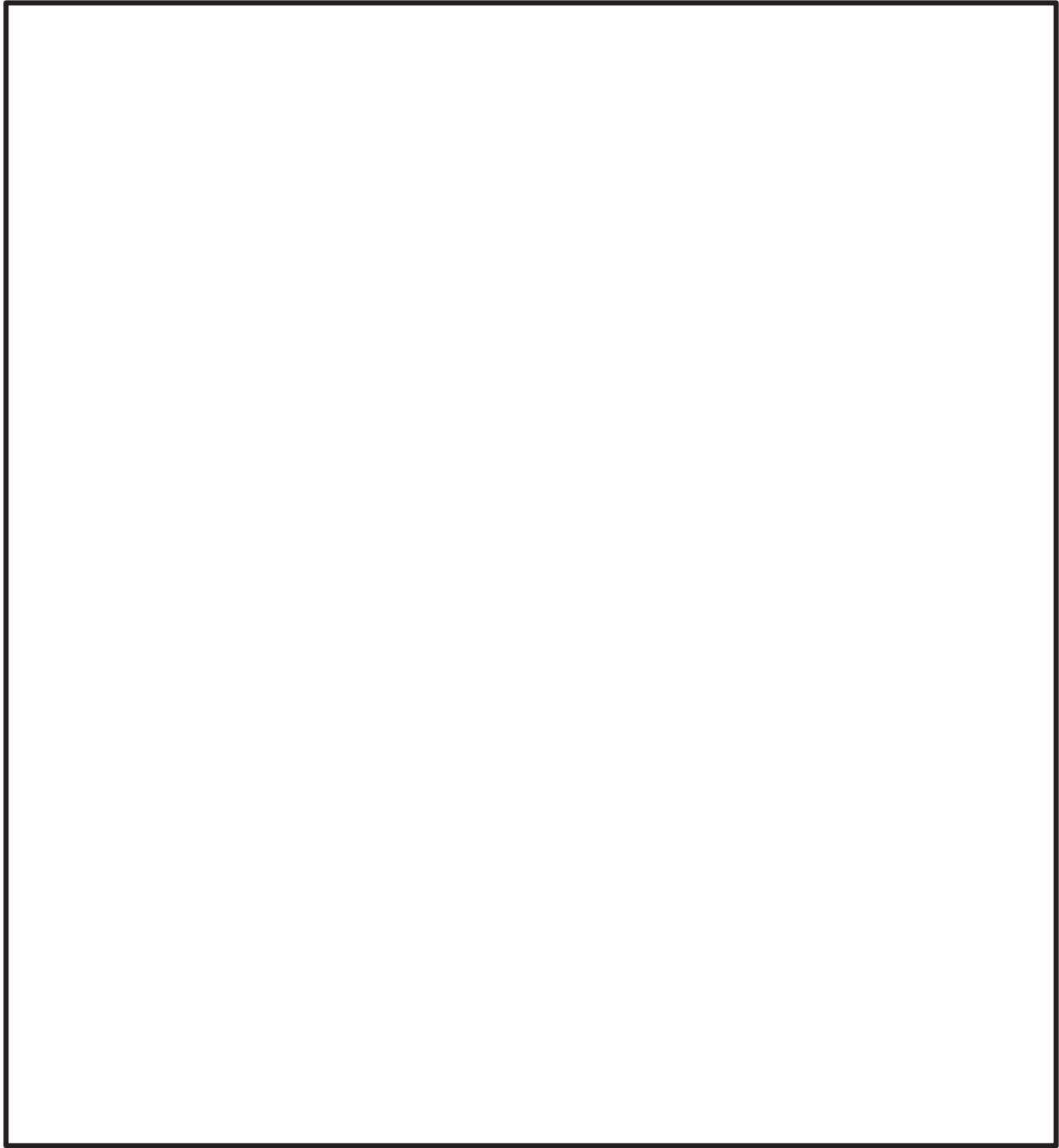
別添 2-5-3-1 表 3次元流動解析に用いた評価条件

油面レベル	
限界油面	
解析コード	
評価用地震波	
解析時間	
内部構造物	
解析条件	
その他	

注記*1：添付書類「VI-5-72 計算機プログラム（解析コード）の概要・Fluent」参照

*2：JIS K 2215 船用内燃機関用潤滑油 3種3号

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



別添 2-5-3-6 図 潤滑油サンプルタンクの解析モデル図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

2.2.5 スロッシング評価結果

基準地震動 S s - F 1 における潤滑油サンプタンクのスロッシング解析結果として、液位変動結果から算出された最大変位量について別添 2-5-3-2 表に、最大変位量を示す時刻のコンター図を別添 2-5-3-8 図に、モニター箇所における運転時レベルからの液位変動結果を別添 2-5-3-9 図に示す。サンプタンクのスロッシング挙動は、サンプタンク内部の仕切り板の高さは通常時油面レベルを超えないこと及びタンク内部は異方性のない円筒形状であることから、スロッシング卓越モードが励起されスロッシング固有周期が支配的な液位変動を起こした結果となっている。

スロッシングによる潤滑油液位の変動は、最大 mm であり、限界である油面レベル O.P. m まで十分な高さが確認されたことから、スロッシングが生じても潤滑油の供給機能に影響がないことを確認した。

別添 2-5-3-2 表 潤滑油サンプタンクのスロッシングによる液面変位

基準地震動	液面変位量*1 [mm]	許容変位量*2 (限界油面までの液深) [mm]	評価結果
S s - F 1			

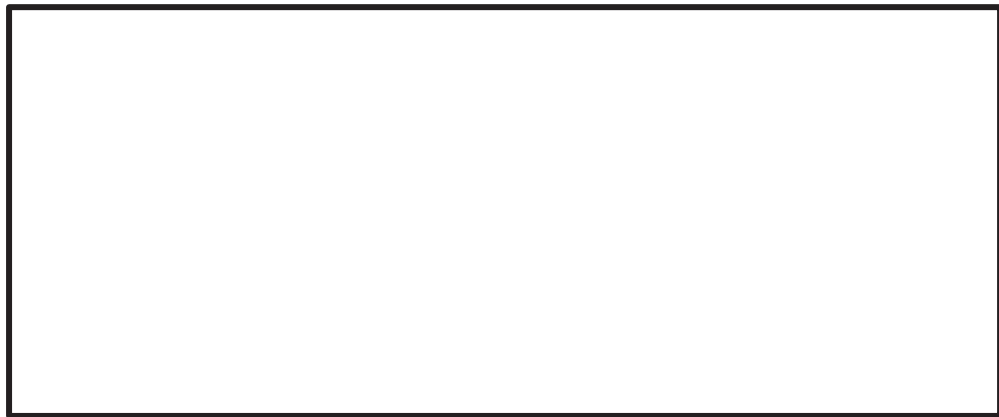
注記*1：潤滑油吸込み口周りの最低液位を示すモニター箇所の液位

*2：許容変位量と通常時油面の関係を別添 2-5-3-9 図に示す

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

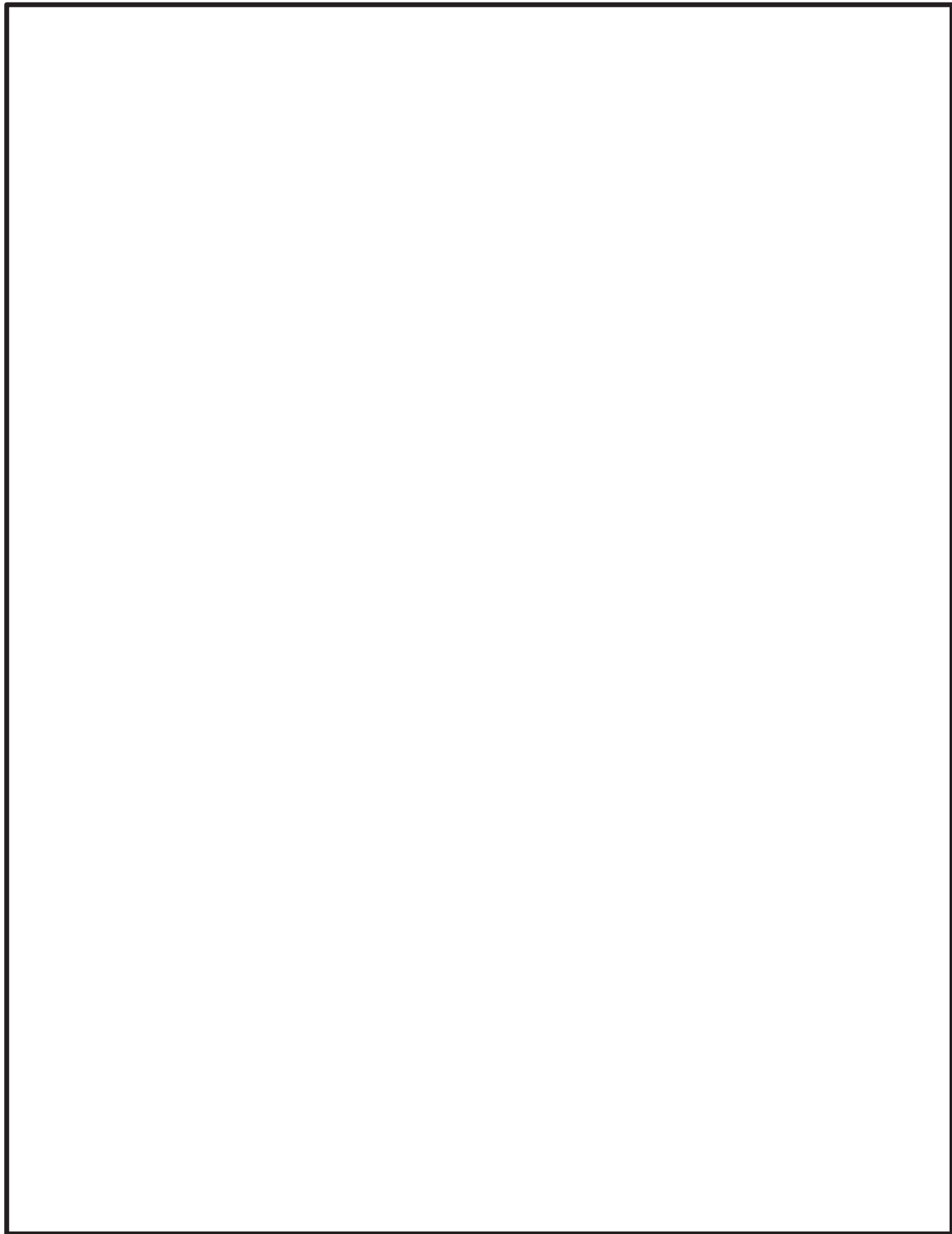


別添 2-5-3-7 図 液面レベルと吸込配管の位置関係 (S s - F 1)



別添 2-5-3-8 図 潤滑油サンプルタンクスロッシング解析結果
(S s - F 1 最低液位発生時点)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



別添 2-5-3-9 図 潤滑油サンプタンクのスロッシングによる液位の時間変化 (S s - F 1)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

2.2.6 内部構造物の影響を考慮したスロッシング固有周期

潤滑油サンプタンクの内部構造物の影響を考慮した場合には、スロッシングの固有周期は2.2.1の単純な円筒タンクとは異なると考えられるため、 $S_s - F1$ による液面変動の高速フーリエ変換を実施し、そのパワーペクトル密度から卓越周期を算出した（別添2-5-3-10図）。

内部構造物の影響を考慮した潤滑油サンプタンクの $S_s - F1$ によるスロッシング固有周期は、秒及び秒となる。



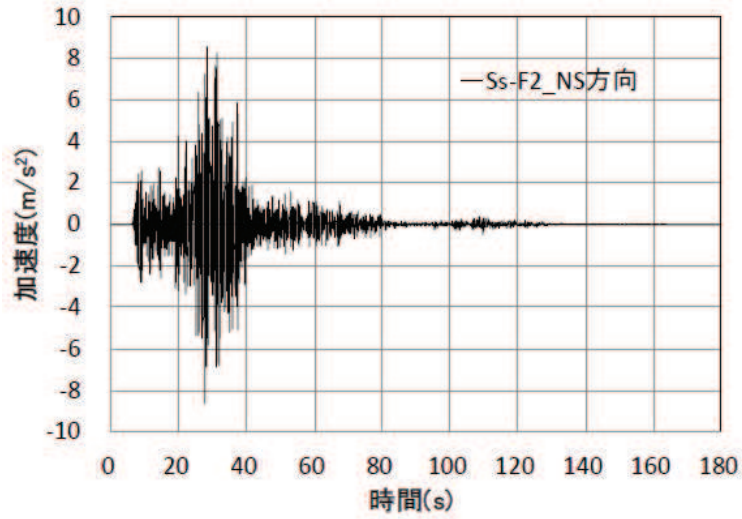
別添2-5-3-10図 $S_s - F1$ による液面変動のパワースペクトル密度

2.2.7 波高変動の卓越固有周期による地震動の選定（内部構造物の影響を考慮した場合）

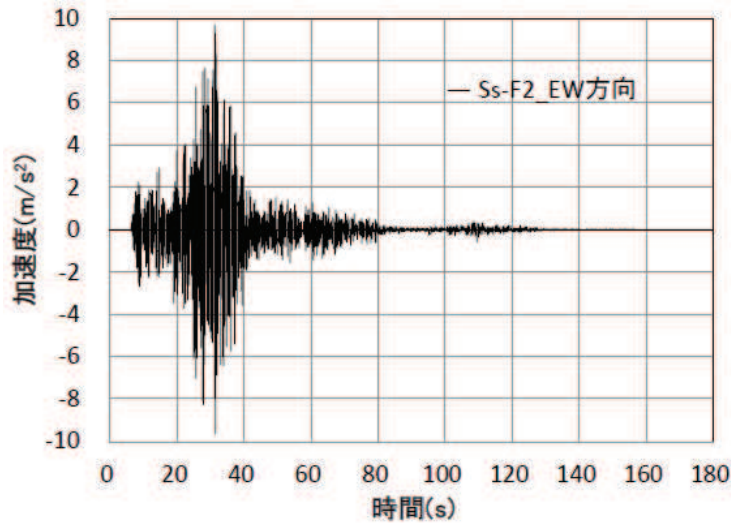
内部構造物の影響を考慮した場合の潤滑油サンプタンクのスロッシング固有周期と基準地震動 S_s の床応答スペクトルの比較結果を別添2-5-3-3図及び別添2-5-3-4図に示す。スロッシング固有周期で最大加速度となる地震動は、周期秒では基準地震動 $S_s - F2$ 、周期秒では基準地震動 $S_s - D1$ となる。ここで、各基準地震動の応答加速度を比較すると、基準地震動 $S_s - F2$ が0.85gに対し、基準地震動 $S_s - D1$ が0.64gである。最大波高は加速度応答スペクトルに比例することから、基準地震動 $S_s - F2$ の基本ケースを選定した。

以上より、内部構造物の影響を考慮した場合の潤滑油サンプタンクのスロッシング解析に適用する基準地震動 S_s としては、 $S_s - F2$ の基本ケースを選定し、別添2-5-3-11図に示す3方向（NS、EW及びUD方向）の時刻歴データを同時入力しスロッシング解析を実施する。

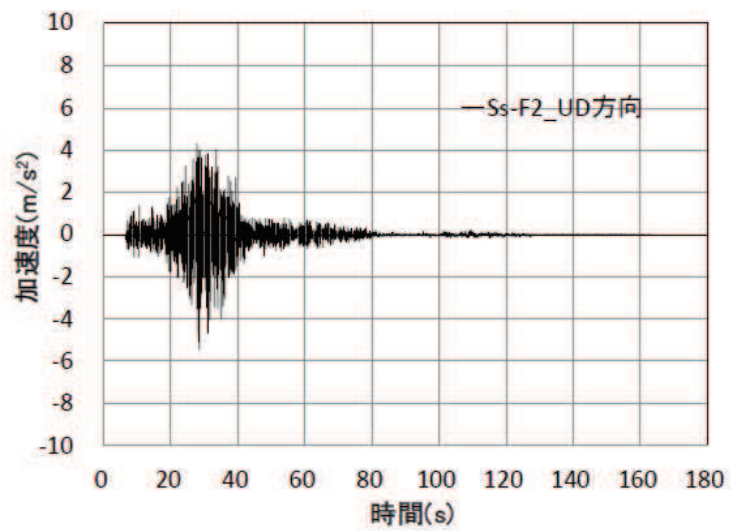
枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



(1) 加速度時刻歴波形 (NS 方向)



(2) 加速度時刻歴波形 (EW 方向)



(3) 加速度時刻歴波形 (UD 方向)

別添 2-5-3-11 図 基準地震動 $S_s - F_2$ (基本ケース) の時刻歴加速度波形

2.2.8 基準地震動 S s - F 2 による解析方法及び解析条件

基準地震動 S s - F 2 によるスロッシングの解析方法及び解析条件, 2.2.3 及び 2.2.4 に示す基準地震動 S s - F 1 の場合と同様である。

2.2.9 基準地震動 S s - F 2 によるスロッシング評価結果

基準地震動 S s - F 2 における潤滑油サンプタンクのスロッシング解析結果として、液位変動結果から算出された最大変位量について別添 2-5-3-3 表に、最大変位量を示す時刻のコンター図を別添 2-5-3-13 図に、モニター箇所における運転時レベルからの液位変動結果を別添 2-5-3-14 図に示す。サンプタンクのスロッシング挙動は、サンプタンク内部の仕切り板の高さは通常時油面レベルを超えないこと及びタンク内部は異方性のない円筒形状であることから、スロッシング卓越モードが励起されスロッシング固有周期が支配的な液位変動を起こした結果となっている。

基準地震動 S s - F 2 によるスロッシングによる潤滑油液位の変動は、最大 mm であり、限界である油面レベル O.P. m まで十分な高さが確認されたことから、スロッシングが生じても潤滑油の供給機能に影響がないことを確認した。

別添 2-5-3-3 表 潤滑油サンプタンクのスロッシングによる液面変位 (S s - F 2)

基準地震動	液面変位量*1 [mm]	許容変位量*2 (限界油面までの液深) [mm]	評価結果
S s - F 2			

注記*1：潤滑油吸込み口周りの最低液位を示すモニター箇所の液位

*2：許容変位量と通常時油面の関係を別添 2-5-3-12 図に示す

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

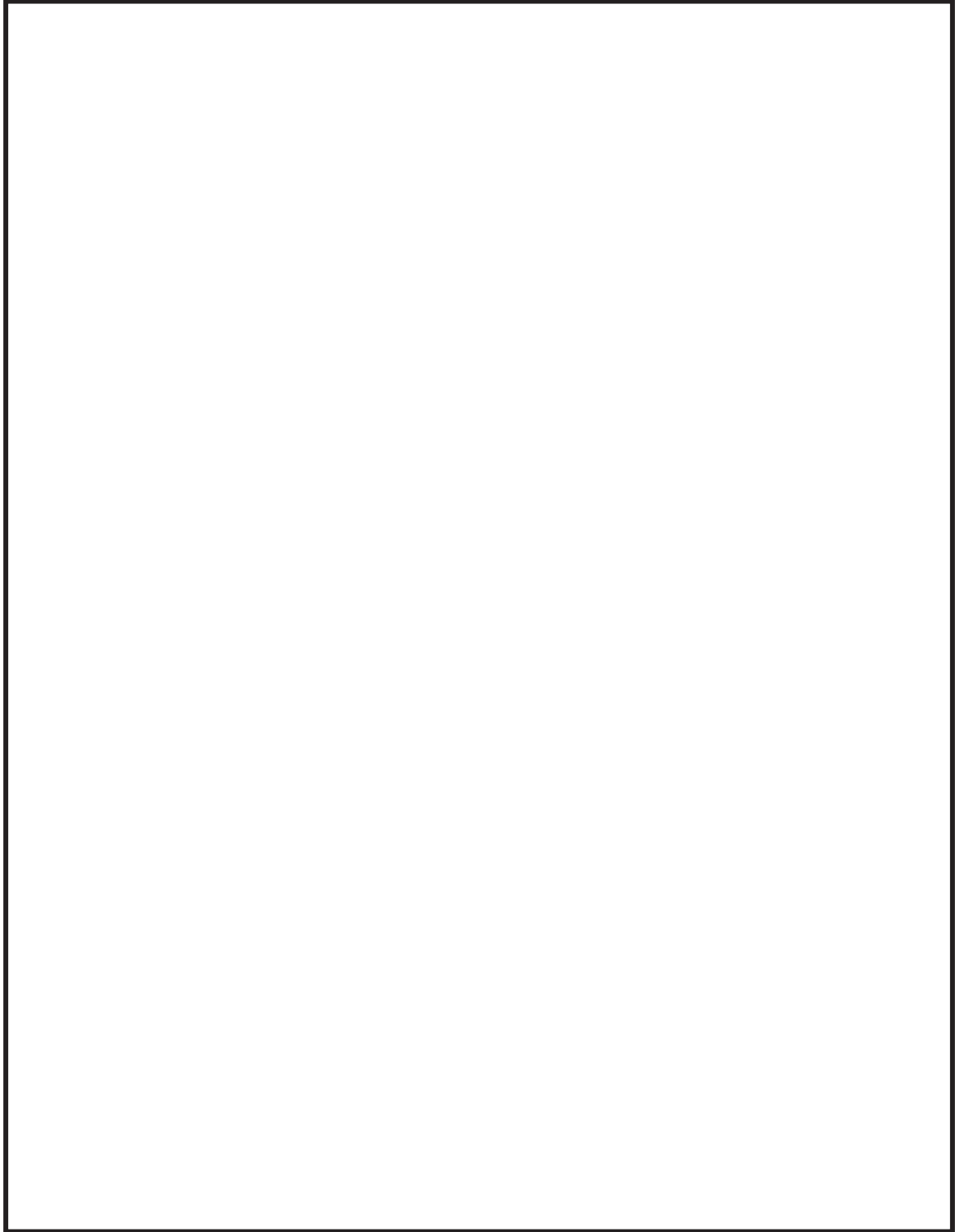


別添 2-5-3-12 図 液面レベルと吸込配管の位置関係 (S s - F 2)



別添 2-5-3-13 図 潤滑油サンプルタンクスロッシング解析結果
(S s - F 2 最低液位発生時点)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



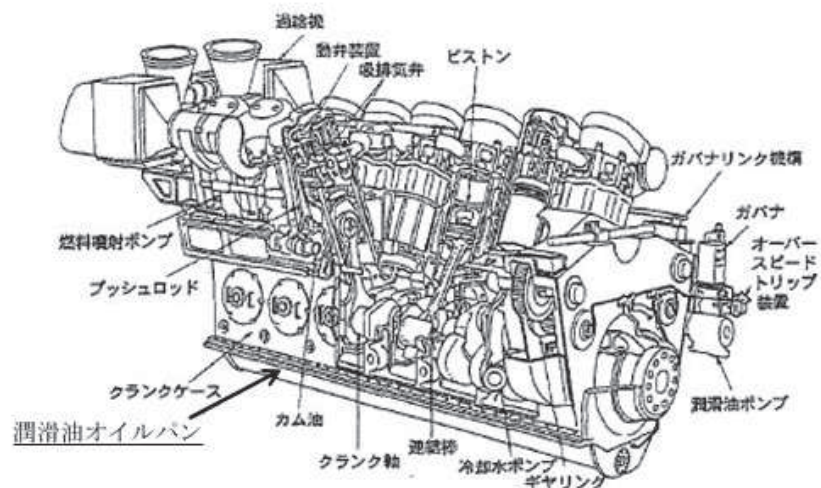
別添 2-5-3-14 図 潤滑油サンプルタンクのスロッシングによる液位の時間変化 (S s - F 2)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

3. 高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関 潤滑油オイルパンのスロッシング評価

3.1 潤滑油オイルパンの概要

高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機設備に設置される潤滑油オイルパンの構造図を別添 2-5-3-15 図に示す。潤滑油オイルパンは、ピストンやクランク軸により構成されるディーゼル機関本体の直下に設置されており、内部には潤滑油サンプタンクと同様に、潤滑油の吸込配管（潤滑油出口配管）が設置された構造となっている。



(a) 高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関の概要図



(b) オイルパン断面図及び吸込口詳細図

別添 2-5-3-15 図 潤滑油オイルパンの概要図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

潤滑油の油面レベルについては、通常時（運転時）は O.P. m（オイルパン底部から mm の位置）にあり、そのレベルを下回らないよう運転される。（別添 3-11 図参照。）

潤滑油の供給に支障をきたすとされる限界液面レベルは、O.P. m（オイルパン底部より mm（出口配管上吸込口上端））であり、このレベルを下回ると潤滑油に空気が流入し、潤滑油量が不足して、ディーゼル機関の回転機能に影響を及ぼす要因となる。

別添 2-5-3-16 図 液面レベルと出口配管の位置関係

3.2 高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関のスロッシングによる液位変動の評価

潤滑油オイルパンのスロッシング解析についても、非常用ディーゼル機関設備の潤滑油サンプタンクと同様に、スロッシング固有周期と基準地震動 S_s の床応答スペクトルを比較して、スロッシング固有周期に対する加速度が最大となる地震動をスロッシング解析の評価対象として選定し、評価する。

3.2.1 潤滑油オイルパン内のスロッシング固有周期

潤滑油オイルパンのスロッシング周期は、単純な矩形を想定して以下の式*から固有周期を求める。

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{1.571g}{\ell} \tanh\left(1.571 \frac{h}{\ell}\right)}$$

ここで、

g : 重力加速度 [m/s²]

h : 液深 [m]

ℓ : 代表長さ（タンク幅の 1/2） [m]

上記式において、液深はオイルパン底面より mm（運転時レベル）とする。タンク幅は、オイルパンの形状を考慮して、長辺方向と短辺方向に分けて算出する。長辺方向については、3つの区画に分割する2枚の敷居板があるが、敷居板には穴が開いていて内部で繋がっているため、オイルパン全体で振動するモードとして長辺方向全体長さは

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

□ mm とする。短辺方向については、タンク幅 □ mm とする。(別添 2-5-3-17 図参照)

上記式において、潤滑油オイルパンの固有周期を算出した結果を別添 2-5-3-4 表に示す。

*[出典] 葉山, 長方形容器におけるスロッシングの非線形応答 (第 1 報, 液面変位の共振応答), 日本機械学会論文集(C 編)49 巻 437 号 (昭 58-1)



別添 2-5-3-17 図 潤滑油オイルパンのスロッシング固有周期の考え方

別添 2-5-3-4 表 潤滑油オイルパンのスロッシング固有周期

	タンク幅[m]	代表長さ l [m]	液深 h [m]	固有周期[s]
長辺方向 (NS 方向)				
短辺方向 (EW 方向)				

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

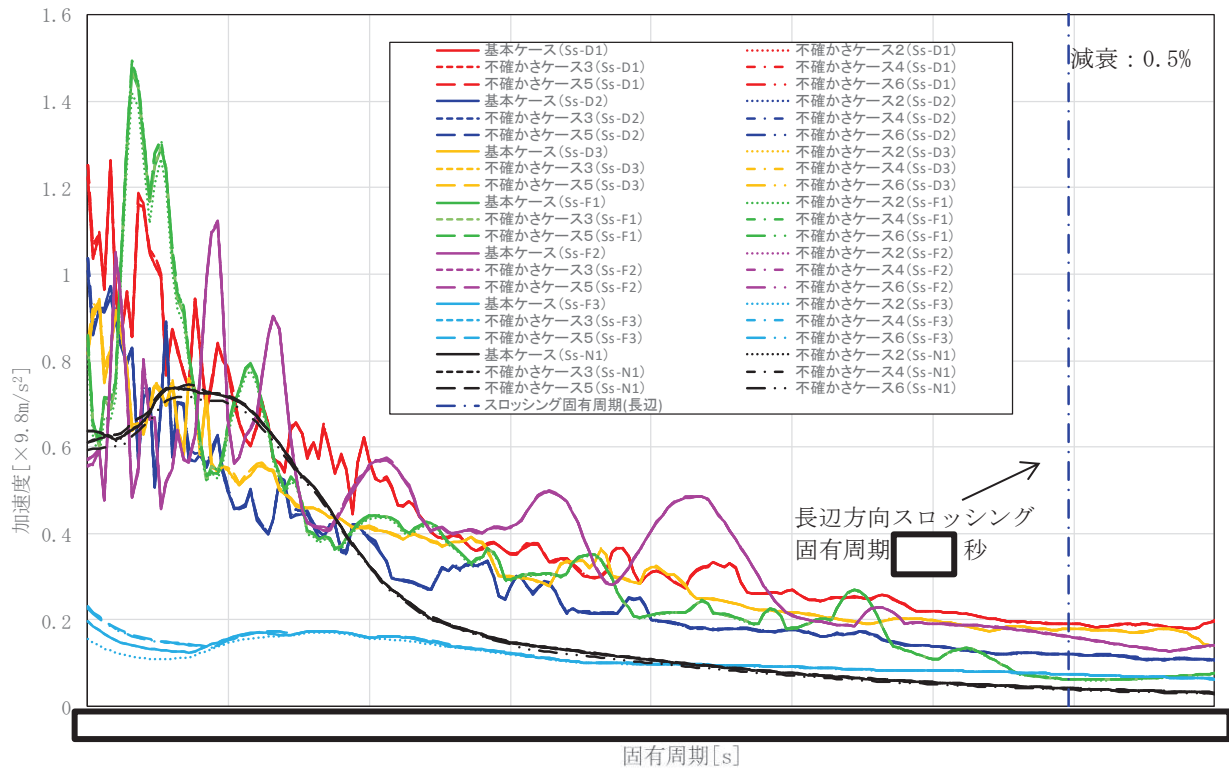
3.2.2 スロッシング解析に適用する地震動の選定

スロッシング解析に適用する地震動は、基準地震動 S_s 7波のうち、潤滑油オイルパンのスロッシング周期に対する加速度が最大となる基準地震動 S_s を選定する。潤滑油オイルパンは原子炉建屋 1 階 (O.P. 15.0m) に設置されているが、基礎高さ等を考慮するとその設置レベルは O.P. 16.03m であることから、設置レベルを考慮し床応答スペクトルの算出点として上階の原子炉建屋 2 階 (O.P. 22.5m) での床応答スペクトルを用いることとした。また、床応答スペクトルの減衰定数については、液体のスロッシング評価に用いる値として、0.5%を適用する。潤滑油オイルパンの長辺方向及び短辺方向のスロッシング固有周期と基準地震動 S_s の比較結果を別添 2-5-3-18 図、別添 2-5-3-19 図に示す。

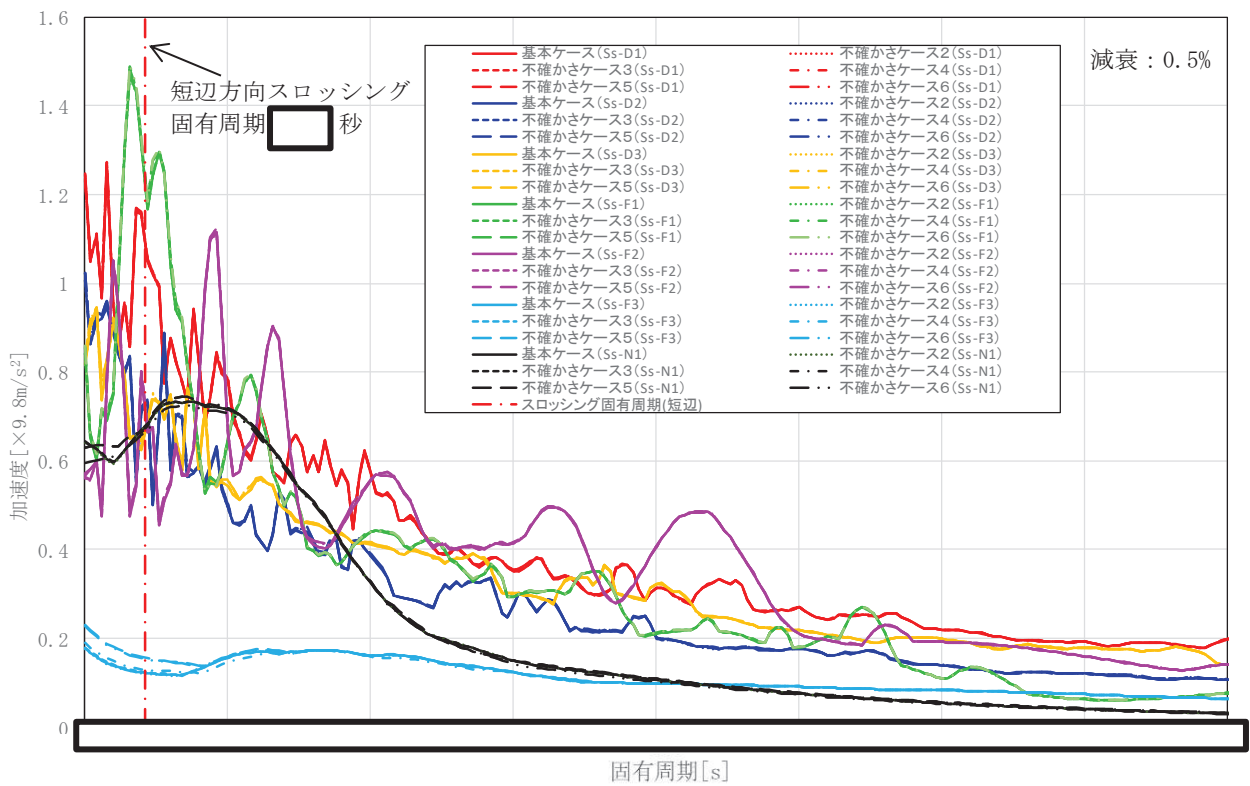
確認の結果、長辺方向 (NS 方向) のスロッシング固有周期 秒に対して最大加速度となる地震動としては $S_s - D 1$ となり、短辺方向 (EW 方向) の固有周期 秒に対して最大加速度なる地震動は $S_s - F 1$ となることを確認した。また、 $S_s - D 1$ 、 $F 1$ それぞれの地震応答において、スロッシング固有周期では基本ケースと不確かさケースに差は見られないことも確認した。

以上より、潤滑油オイルパンのスロッシング解析に適用する基準地震動 S_s としては、長辺方向の観点で $S_s - D 1$ の基本ケースを、短辺方向の観点で $S_s - F 1$ の基本ケースを選定し、別添 2-5-3-20 図、別添 2-5-3-21 図に示す 3 方向 (NS, EW 及び UD 方向) の時刻歴データを同時入力しスロッシング解析を実施する。位相の組み合わせについて、オイルパンの吸込み口は容器の長辺方向及び短辺方向の中心付近にあるため、矩形タンクで考慮すべきスロッシングの 1 次モードとして位相影響がほとんどないことから位相の組み合わせは考慮していない。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

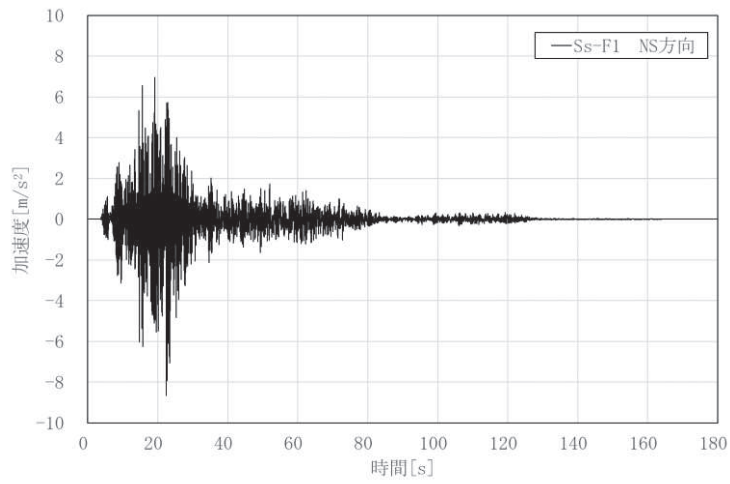


別添 2-5-3-18 図 基準地震動 S s (7 波) と潤滑油オイルパンのスロッシング固有周期の関係 (長辺方向, NS 方向)

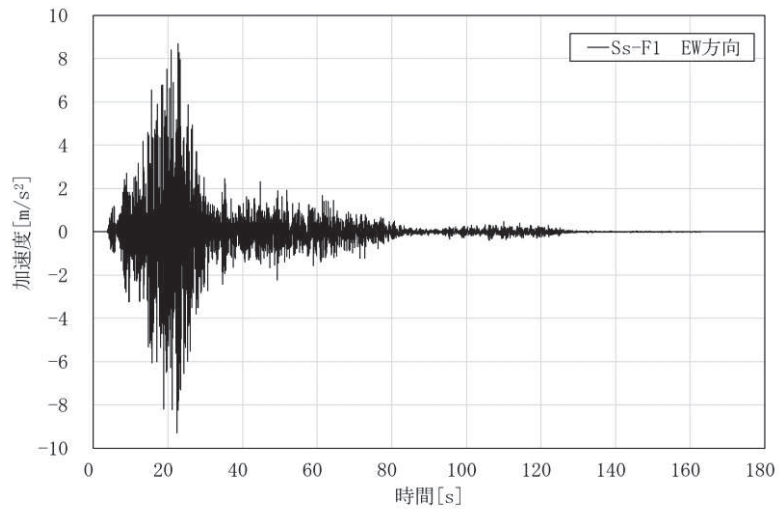


別添 2-5-3-19 図 基準地震動 S s (7 波) と潤滑油オイルパンのスロッシング固有周期の関係 (短辺方向, EW 方向)

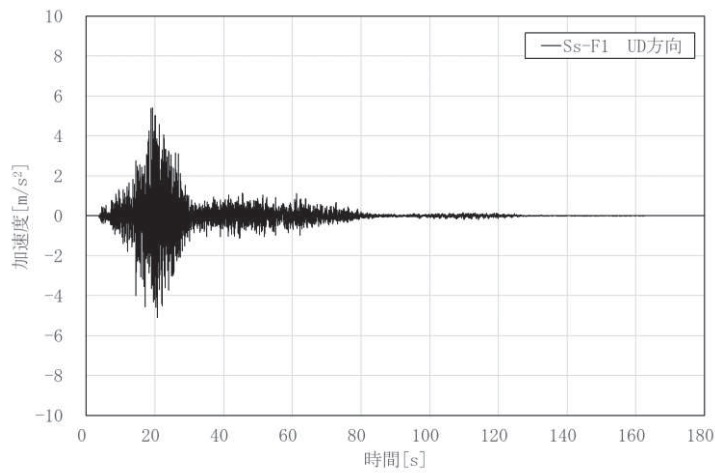
枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



(1) 加速度時刻歴波形 (NS 方向)

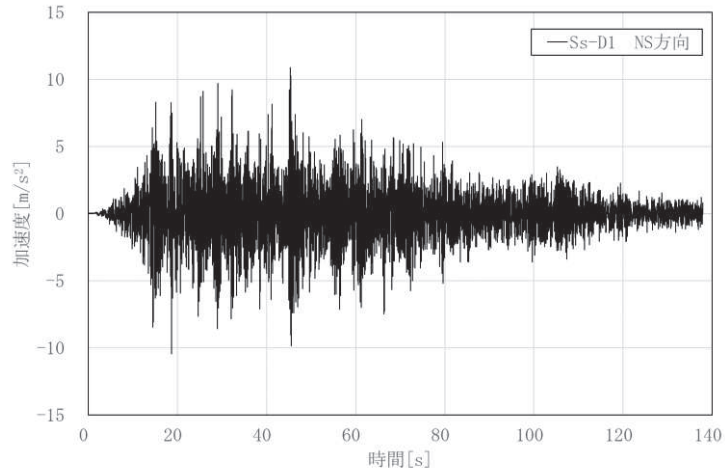


(2) 加速度時刻歴波形 (EW 方向)

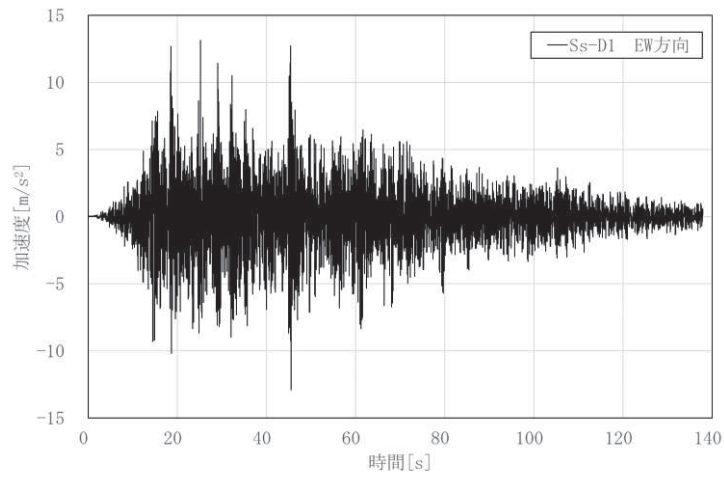


(3) 加速度時刻歴波形 (UD 方向)

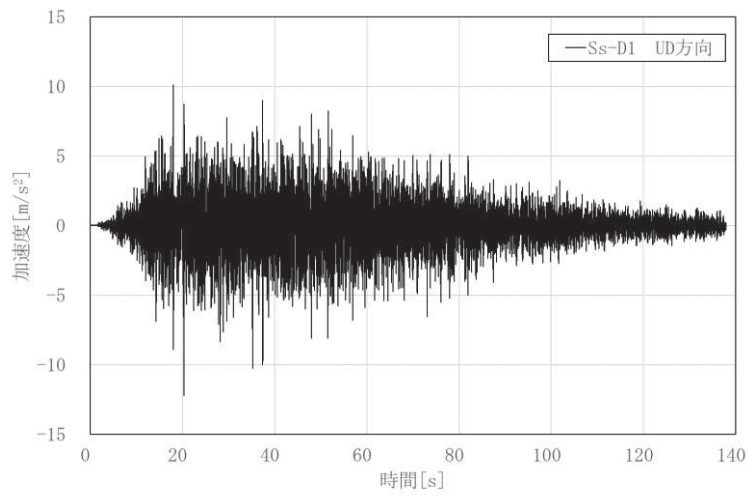
別添 2-5-3-20 図 基準地震動 S s - F 1 の時刻歴加速度波形



(1) 加速度時刻歴波形 (NS 方向)



(2) 加速度時刻歴波形 (EW 方向)



(3) 加速度時刻歴波形 (UD 方向)

別添 2-5-3-21 図 基準地震動 S s - D1 の時刻歴加速度波形

3.2.3 解析方法

潤滑油オイルパンは別添 2-5-3-15 図にて示したように、内部には潤滑油をディーゼル機関に送り出す出口配管と、タンク内部を3つの領域に分割する敷居板が設置されている。スロッシング解析においては、内部構造の影響を反映するため、出口配管と敷居板を境界条件としてモデル化する。初期条件として、タンク内の潤滑油液面は、通常時レベル (O.P. m) 状態で設定し、3次元流動解析により液面の変位を算出する。

3.2.4 解析条件

潤滑油オイルパンのスロッシング解析条件について、別添 2-5-3-5 表に示す。また、解析モデル図について、別添 2-5-3-22 図に示す。また実際に液位変動を評価する箇所として吸込口周辺の10箇所を選定し、モニター位置 (M1~M10) として設定し、液位については、このモニター位置において高さ方向に各メッシュの液体体積を積分した値をメッシュの水平面積で割ることで求める。

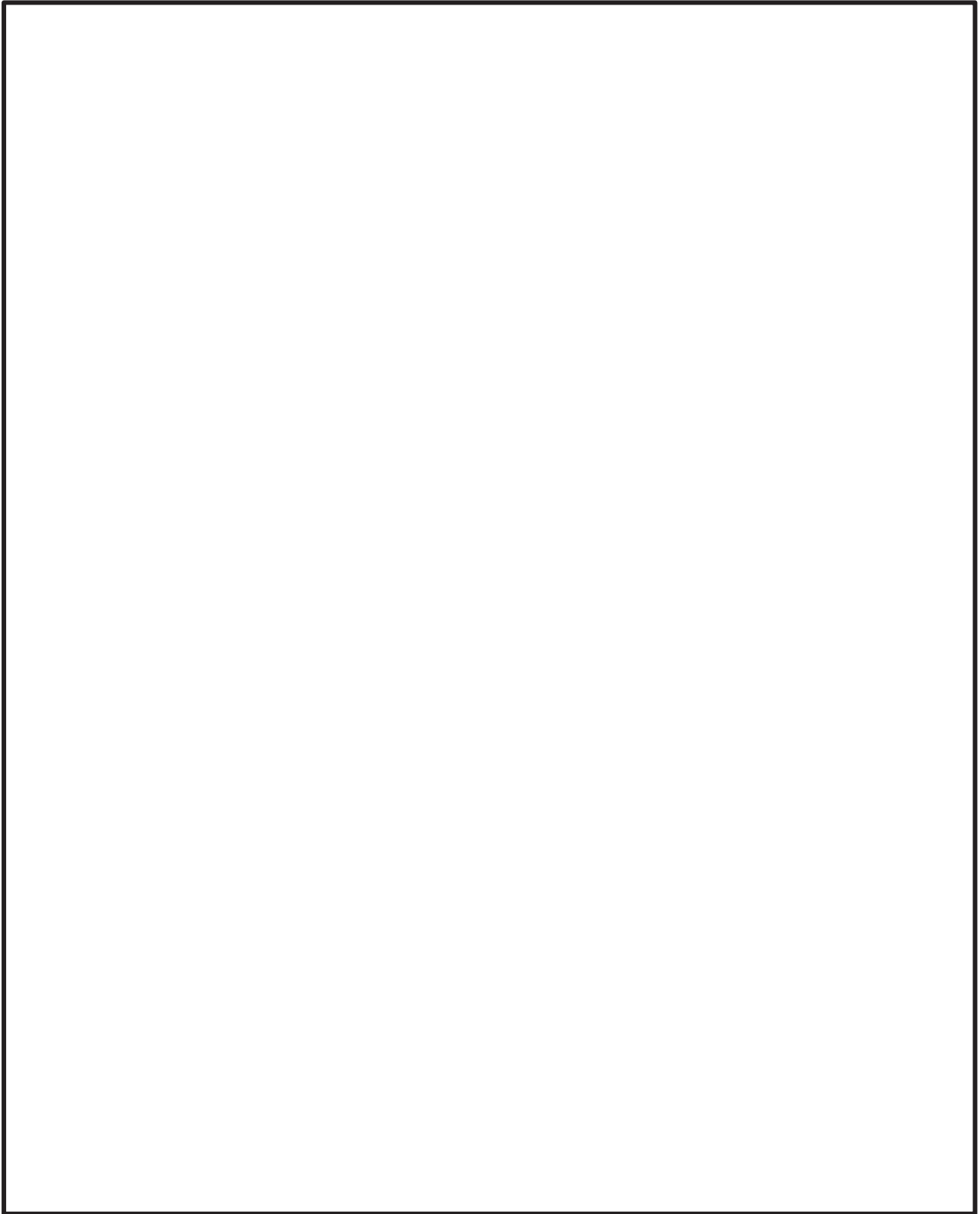
別添 2-5-3-5 表 3次元流動解析に用いた評価条件

オイルパン油面	
オイルパン 吸入口上端	
解析コード	
評価用地震波	
解析時間	
内部構造物	
解析条件	
その他	

注記*1：添付書類「VI-5-72 計算機プログラム（解析コード）の概要・Fluent」参照

*2：JIS K 2215 船用内燃機関用潤滑油 3種4号

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



別添 2-5-3-22 図 潤滑油オイルパンの解析モデル図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

3.2.5 スロッシング評価結果

潤滑油オイルパンのスロッシング解析結果として、モニター箇所における運転時レベルからの液位変動結果を別添 2-5-3-25 図及び別添 2-5-3-26 図に、液位変動結果から算出された最大変位量について別添 2-5-3-6 表に示す。

オイルパンのスロッシングは、オイルパン内部は通常時油面レベルを超える高さを持つ敷居板により分割されていること及び短辺方向の一次モードの固有周期における加速度が長辺方向よりも大きく、短辺方向にもスロッシングが生じていることから、液位変動の周期が短くなりスロッシング卓越振動数のモードが液位変動結果に発現していない。

スロッシングによる潤滑油液位の変動は、S s - D 1 の解析結果より得られた mm が最大値となっており、限界である油面レベル O.P. m まで十分な高さが確認されたことから、スロッシングが生じても潤滑油の供給機能に影響がないことを確認した。

別添 2-5-3-6 表 潤滑油オイルパンのスロッシングによる液面変位

基準地震動	液面変位量*1 [mm]	許容変位量*2 (限界油面までの液深) [mm]	評価結果
S s - D 1			
S s - F 1			

注記*1：潤滑油吸込み口周りの最低液位を示すモニター箇所の液位

*2：許容変位量と通常時油面の関係を別添 2-5-3-23 図に示す

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

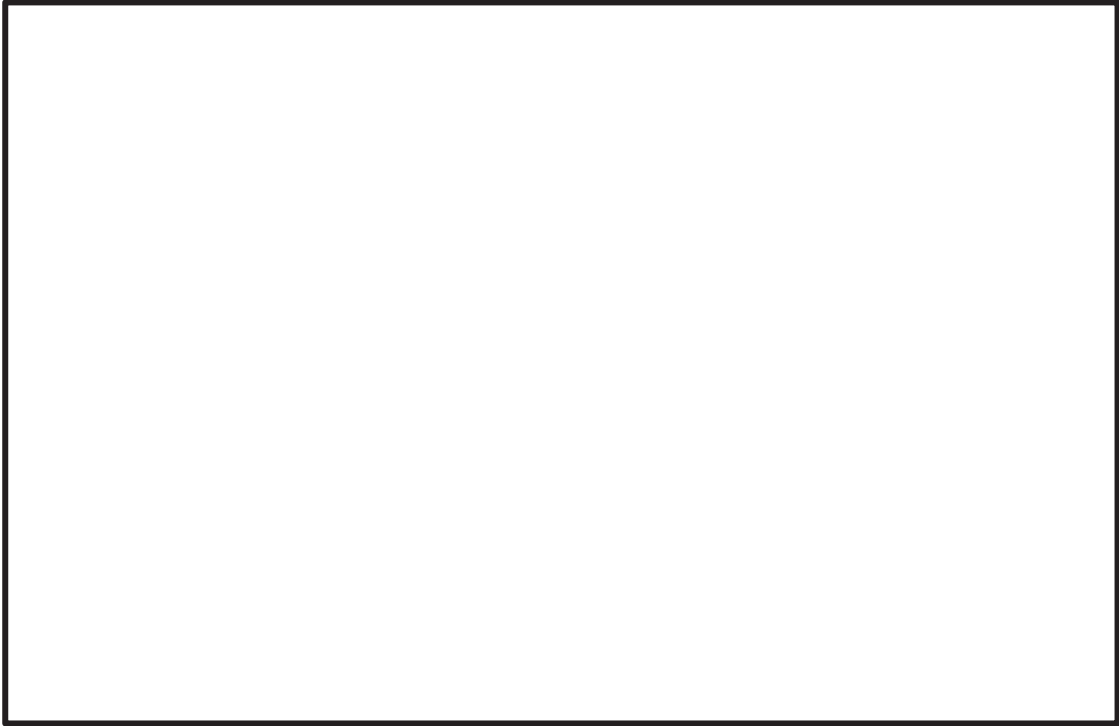


別添 2-5-3-23 図 液面レベルと出口配管の位置関係

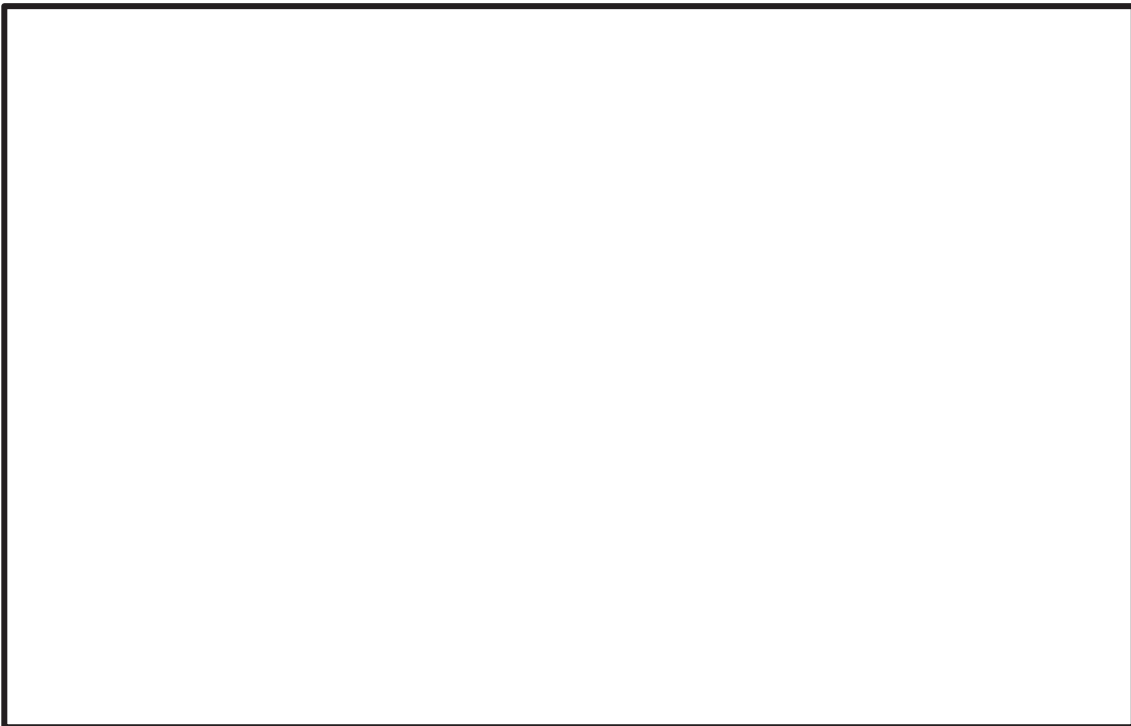


別添 2-5-3-24 図 潤滑油オイルパンスロッシング解析結果
(S s - D 1 最低液位発生時点)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



別添 2-5-3-25 図 潤滑油オイルパンのスロッシングによる液位の時間変化 (S s - D 1)



別添 2-5-3-26 図 潤滑油オイルパンのスロッシングによる液位の時間変化 (S s - F 1)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

非常用ディーゼル発電設備（発電機）の「詳細検討」

1. 「詳細検討」対象設備

機能確認済加速度との比較による動的機能維持評価の結果、発電機の機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超える設備は、別紙 2-6-1 表のとおり。

別紙 2-6-1 表 機能確認済加速度との比較による評価結果

設備名称		形式	方向	機能維持 評価用 加速度*1	機能 確認済 加速度*1	超過の 有無*2
非常用ディー ゼル発電設備 (発電機)	非常用 ディーゼル 発電機	横形すべり 軸受	水平方向	1.67	2.6	○
			鉛直方向	1.17	1.0	×
	高圧炉心 スプレイ系 ディーゼル 発電機		水平方向	1.67	2.6	○
			鉛直方向	1.18	1.0	×

注記*1：加速度の単位： $\times 9.8\text{m/s}^2$

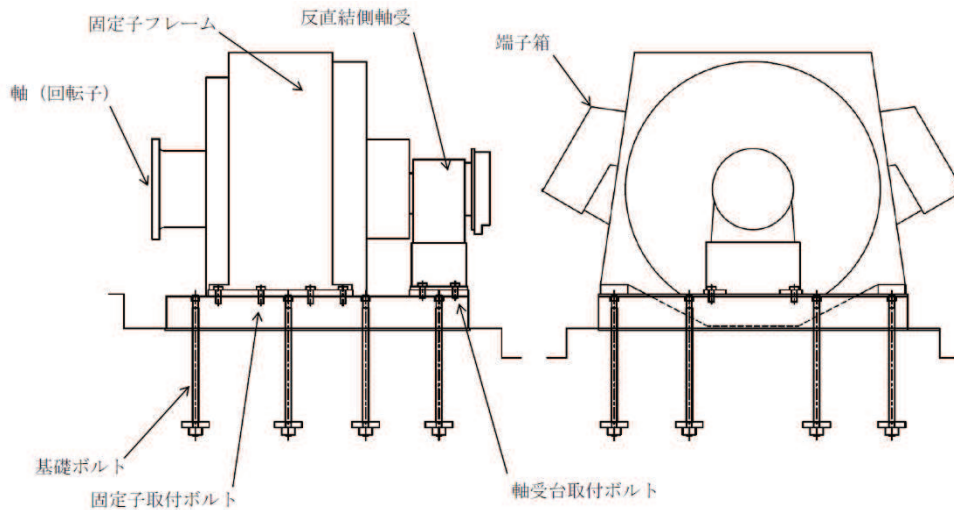
*2：機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超過しない場合を「○」、超過した場合を「×」で示す。

2. 非常用ディーゼル発電機及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機の構造概要

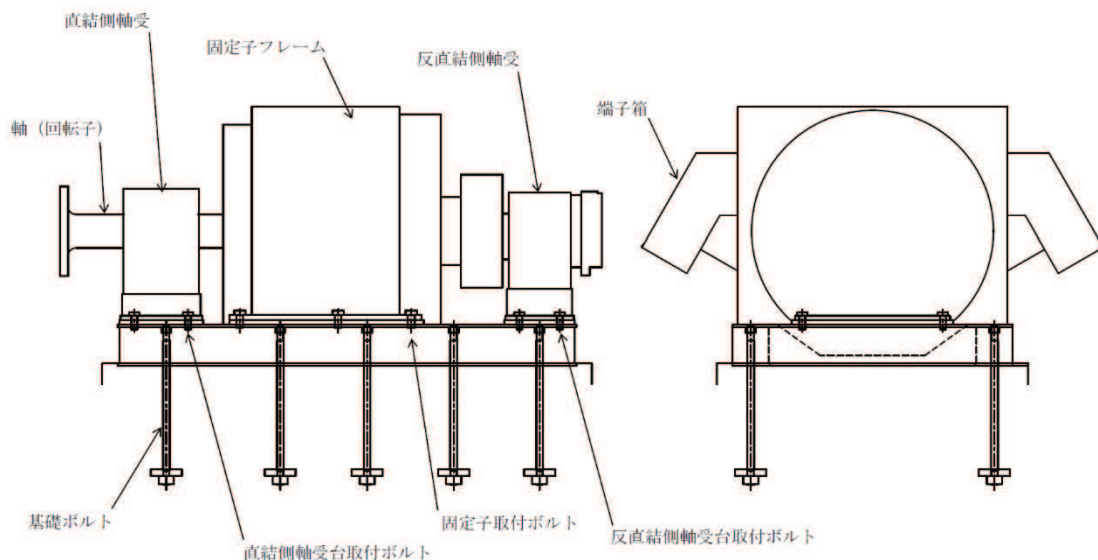
非常用ディーゼル発電機及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機の構造概要を別紙 2-6-1 図及び別紙 2-6-2 図に示す。

非常用ディーゼル発電機及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機は、電動機と同様に固定子フレーム、回転子とから構成される。また、非常用ディーゼル発電機は直結側に軸受を有し、高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機は直結側と反直結側にそれぞれ軸受を有する構造をしている。軸受で回転子を支える構造から型式は横形すべり軸受に分類され、構造の類似性から「詳細検討」の評価項目は電動機に準ずるものとする。

また、非常用ディーゼル発電機の直結側軸受は非常用ディーゼル機関の一部を構成していることから、耐震計算書上の評価結果は添付書類「VI-2-10-1-2-1-1 非常用ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書」のうち、非常用ディーゼル機関側に記載する。



別紙 2-6-1 図 非常用ディーゼル発電機の構造概要図



別紙 2-6-2 図 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機の構造概要図

3. 電動機の基本評価項目

3.1 J E A G 4 6 0 1に基づく基本評価項目

J E A G 4 6 0 1において基本評価項目として定義されている評価部位は以下のとおりである。発電機の基本評価項目も電動機に準ずるものとする。

○部品の健全性

- ・固定子
- ・回転子
- ・端子箱

○回転機能の健全性

- ・軸
- ・軸受
- ・固定子と回転子間のクリアランス

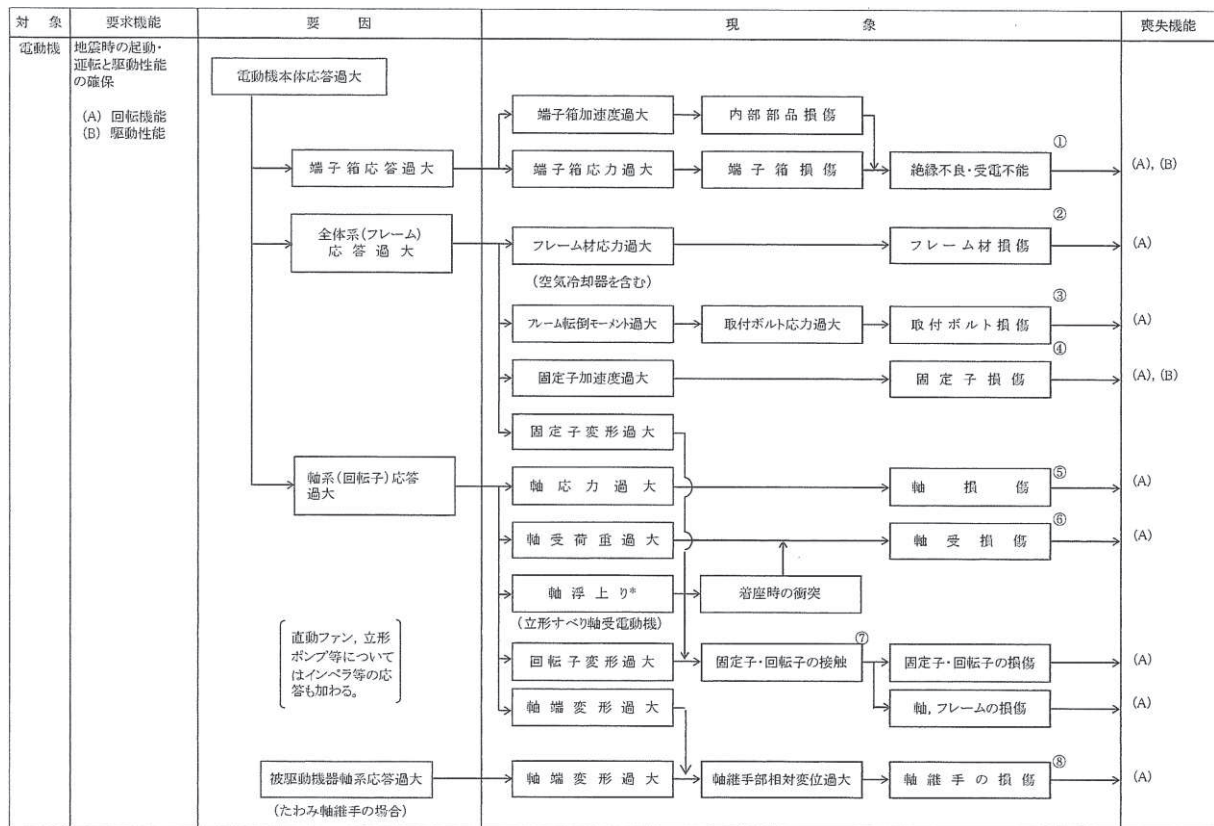
○各要素及び全体支持機能の健全性

- ・固定子フレーム
- ・取付ボルト
- ・基礎ボルト

3.2 耐特委で検討された基本評価項目

(1) 地震時異常要因分析

耐特委報告書における電動機の地震時異常要因分析結果を別紙 2-6-3 図に示す。



別紙 2-6-3 図 電動機の地震時異常要因分析図 (耐特委報告書)

(2) 基本評価項目の検討

耐特委報告書においては、地震時異常要因分析図に基づき、①～⑧の基本評価項目が抽出され、これらの基本評価項目について評価することで、回転機能及び駆動特性機能が確認できるとされており、機能確認済加速度を超える地震加速度レベルにおいても、これらの①～⑧の基本評価項目について、全て許容値以下に収まっていれば、動的機能は維持できると考えられる。

本項では、上記考え方に基づき、各基本評価項目における機能喪失に至る現象について記述する。

なお、全ての基本評価項目の中で、一つでも許容値を超えれば、当該機器は機能維持評価用加速度における動的機能が維持できないものとする。

① 端子箱の健全性

端子箱の応答が過大となることにより、端子箱もしくは内部部品^(注)が損傷し、絶縁不良になることにより送電機能が喪失する。

(注) 対象設備の端子箱は締結されたケーブルを囲う箱であり、内部部品はない。

② フレームの健全性

全体系（フレーム）の応答が過大となることにより、発電機構成部品の支持構造部材であるフレーム材の応力が過大となりフレームが損傷に至ることにより回転機能が喪失する。

③ 基礎ボルト及び取付ボルトの健全性

発電機の応答が過大となって発生する転倒モーメントにより基礎ボルト及び取付ボルトに発生する応力が過大となり損傷に至り、全体系が転倒することにより回転機能が喪失する。

④ 固定子の健全性

全体系の応答が過大となることにより、固定子自身に作用する加速度が過大となり固定子の損傷に至ることにより送電機能が喪失する。

⑤ 軸の健全性

軸系（回転子）の応答が過大となることで軸応力が過大となり、軸が損傷することにより回転機能が喪失する。

⑥ 軸受の健全性

軸系（回転子）の応答が過大となることで軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することで軸の回転が阻害され、回転機能が喪失する。

⑦ 固定子・回転子の健全性

全体系（フレーム）の応答が過大となることによる固定子変形量の増大に加え、軸系（回転子）の応答が過大となることによる回転子変形量の増大により、固定子・回転子の接触が発生し、固定子・回転子が損傷することで回転機能が喪失する。

⑧ 軸継手の健全性

被駆動機（発電機）軸と機関軸の相対変位が過大となり、軸継手が損傷することで被駆動器への回転運動の伝達が喪失する。

4. 電動機の「詳細検討」方針

J E A G 4 6 0 1 及び耐特委の内容を踏まえた、女川原子力発電所第2号機の電動機の動的機能維持評価に係る「詳細検討」方針について別紙2-6-2表に示す。別紙2-6-2表に示すとおり、基本評価項目No.1～6に対して耐震評価を実施し動的機能の健全性確認を実施する。発電機の「詳細検討」方針も電動機に準ずるものとする。

別紙2-6-2表 電動機における動的機能維持評価の基本評価項目の検討結果 (1/2)

No	基本評価項目	J E A G 4 6 0 1の 基本評価項目	耐特委の基 本評価項目	検討方針	記載箇所 ^{*1}
1	端子箱（取付ボルト）	○	○	発電機の端子箱本体は、地震加速度の大きさに関わらず取付ボルトに最も荷重が作用する。また、端子箱は締結されたケーブルを囲う箱であり、内部部品はないことから、端子箱取付ボルトの発生応力を評価する。 ^{*2}	②
2	フレーム	○	○	フレームは固定子を支持する構造物であり、地震時にはこれら構成部材に作用する地震荷重によりフレームに有意な荷重が作用することから、フレームの発生応力を評価する。 ^{*2}	②
3	固定子	○	○	固定子自身に作用する加速度が過大となり固定子の損傷に至ることにより回転機能及び駆動特性機能喪失に関わるため、固定子の発生応力を評価する。 ^{*2}	②
4	軸（回転子）	○	○	回転機能保持の観点から、軸（回転子）の発生応力を評価する。 ^{*2}	②
5	軸受	○	○	回転機能保持の観点から、軸受の発生荷重を評価する。 ^{*2}	②

注記*1：本資料で詳述の場合「①」、添付書類に記載の場合「②」、省略の場合を「-」で示す。

*2：添付書類「VI-2-10-1-2-1-1 非常用ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書」及び「VI-2-10-1-2-2-1 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書」に記載。

別紙 2-6-2 表 電動機における動的機能維持評価の基本評価項目の検討結果 (2/2)

No	基本評価項目	J E A G 4 6 0 1 の 基本評価項目	耐特委の基 本評価項目	検討方針	記載箇所*1
6	固定子と 回転子の クリアラ ンス	○	○	回転子変形量の増大により、固定子・回転子の接触が発生し、回転機能喪失に関わるため、回転子のたわみを評価する。*2	②
7	軸継手	—	○	軸継手は発電機軸と機関軸をリジットに接続するタイプであり、相対変位が発生しないこと、及び地震荷重については軸受で負担するため軸継手部には有意な応力が発生しないことから、軸継手の評価を省略する。	—
8	取付ボルト、基礎ボルト	○	○	取付ボルト及び基礎ボルトは構造強度評価対象として耐震計算書で健全性を確認していることから動的機能維持評価の計算書への記載を省略する。*2	— (構造強度評価対象)

注記*1：本資料で詳述の場合「①」、添付書類に記載の場合「②」、省略の場合を「—」で示す。

*2：添付書類「VI-2-10-1-2-1-1 非常用ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書」及び「VI-2-10-1-2-2-1 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書」に記載。

5. 非常用ディーゼル発電機及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機の許容値の設定
 非常用ディーゼル発電機及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機の「詳細検討」内容に対する許容値を別紙 2-6-3 表に示す。

別紙 2-6-3 表 非常用ディーゼル発電機及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機の許容値

No	基本評価項目	許容値の設定
1	端子箱（取付ボルト）	絶縁, 受電機能の確保の観点から, 通常材料の実降伏点が設計値に対し余裕があることを考慮し, 概ね降伏点以下と同等とした値として許容応力状態Ⅳ _A S を許容値とした。
2	フレーム	発電機本体の機能維持の観点から, フレームの発生応力を弾性範囲内に留めるようⅢ _A S を許容値とした。
3	固定子	固定子の機能維持の観点から, 固定子の発生応力を弾性範囲内に留めるようⅢ _A S を許容値とした。
4	軸（回転子）	回転機能の確保の観点から, 軸（回転子）の発生応力を弾性範囲内に留めるようⅢ _A S を許容値とした。
5	軸受	軸受の機能維持の観点から, 軸受の許容面圧荷重を許容値とした。
6	固定子と回転子のクリアランス	軸（回転子）と固定子の接触により回転機能が阻害されるといふ観点から, これらのクリアランスを許容値とした。

6. 非常用ディーゼル発電機及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機の「詳細検討」結果

発電機の動的機能維持評価の「詳細検討」対象設備に対する「詳細検討」結果を別紙 2-6-4 表、別紙 2-6-5 表に示す。

「詳細検討」対象設備である各発電機に対する「詳細検討」結果は、いずれも、全ての評価部位の発生値が許容値を満足しており、「詳細検討」対象設備である各発電機の動的機能維持が確保されることを確認した。

なお、各発電機の動的機能維持評価の詳細については、耐震計算書「VI-2-10-1-2-1-1 非常用ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書」, 「VI-2-10-1-2-2-1 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書」に示す。

別紙 2-6-4 表 非常用ディーゼル発電機 「詳細検討」結果 (1/2)

評価部位	項目	応力分類	算出式*1	発生値	許容値	評価
界磁用端子箱 (取付ボルト)	応力	引張り	$\sigma_{bti} = \frac{F_{bti}}{A_{bti}}$ F _{bti} :端子箱取付ボルトに作用する引張力 A _{bti} :端子箱取付ボルトの断面積	2MPa	189MPa	○
	応力	せん断	$\tau_{bti} = \frac{Q_{bti}}{n_{bti} \cdot A_{bti}}$ Q _{bti} :端子箱取付ボルトに作用するせん断力 n _{bti} :端子箱取付ボルトの本数	1MPa	146MPa	○
線路用端子箱 (取付ボルト)	応力	引張り	$\sigma_{bti} = \frac{F_{bti}}{A_{bti}}$ F _{bti} :端子箱取付ボルトに作用する引張力 A _{bti} :端子箱取付ボルトの断面積	18MPa	189MPa	○
	応力	せん断	$\tau_{bti} = \frac{Q_{bti}}{n_{bti} \cdot A_{bti}}$ Q _{bti} :端子箱取付ボルトに作用するせん断力 n _{bti} :端子箱取付ボルトの本数	3MPa	146MPa	○
中性点用端子箱 (取付ボルト)	応力	引張り	$\sigma_{bti} = \frac{F_{bti}}{A_{bti}}$ F _{bti} :端子箱取付ボルトに作用する引張力 A _{bti} :端子箱取付ボルトの断面積	18MPa	189MPa	○
	応力	せん断	$\tau_{bti} = \frac{Q_{bti}}{n_{bti} \cdot A_{bti}}$ Q _{bti} :端子箱取付ボルトに作用するせん断力 n _{bti} :端子箱取付ボルトの本数	3MPa	146MPa	○

別紙 2-6-4 表 非常用ディーゼル発電機 「詳細検討」 結果 (2/2)

評価部位	項目	応力分類	算出式*1	発生値	許容値	評価
速度検出器 用端子箱(取 付ボルト)	応力	引張り	$\sigma_{bti} = \frac{F_{bti}}{A_{bti}}$ F _{bti} :端子箱取付ボルトに作用する引張力 A _{bti} :端子箱取付ボルトの断面積	2MPa	189MPa	○
	応力	せん断	$\tau_{bti} = \frac{Q_{bti}}{n_{bti} \cdot A_{bti}}$ Q _{bti} :端子箱取付ボルトに作用するせん断力 n _{bti} :端子箱取付ボルトの本数	1MPa	146MPa	○
フレーム	応力	組合せ	$\sigma_{fm} = \frac{1}{2} \cdot \sigma_f + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\sigma_f^2 + 4 \cdot \tau_f^2}$ σ _f :フレーム取付脚に生じる曲げ応力 τ _f :フレーム取付脚に生じるせん断応力	90MPa	316MPa	○
固定子	応力	せん断	$\tau_k = \frac{F_k}{n_{kp} \cdot A_{kp}}$ F _k :固定子に生じる組合せ荷重 n _{kp} :固定子固定ピンの本数 A _{kp} :固定子固定ピンの断面積	14MPa	172MPa	○
軸(回転子)	応力	組合せ	$\sigma_{sm} = \frac{1}{2} \cdot \sigma_s + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\sigma_s^2 + 4 \cdot \tau_s^2}$ σ _s :軸に生じる曲げ応力 τ _s :発電機の回転によるねじり応力	155MPa	316MPa	○
軸受	荷重	(反直結側)	$\sigma_{bi} = \frac{F_{bi}}{S_{bi}}$ F _{bi} :軸受に生じる荷重 S _{bi} :軸受の投影面積	3MPa	5MPa	○
固定子と回 転子のクリ アランス	変位	—	$t = \frac{F_s \cdot L_2 \cdot \{L^2 - L_2^2\}^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I_s \cdot L}$ F _s :軸の重心位置に生じる荷重 L ₂ :反直結側軸受から軸重心までの距離 L:軸受間の距離 E:軸の縦弾性係数 I _s :軸の断面二次モーメント	5.11mm		○

注記*1: 添付書類「VI-2-10-1-2-1-1 非常用ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震性につ
いての計算書」に記載。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 2-6-5 表 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機 「詳細検討」 結果 (1/2)

評価部位	項目	応力分類	算出式*1	発生値	許容値	評価
界磁用端子箱 (取付ボルト)	応力	引張り	$\sigma_{bti} = \frac{F_{bti}}{A_{bti}}$ F _{bti} :端子箱取付ボルトに作用する引張力 A _{bti} :端子箱取付ボルトの断面積	2MPa	189MPa	○
	応力	せん断	$\tau_{bti} = \frac{Q_{bti}}{n_{bti} \cdot A_{bti}}$ Q _{bti} :端子箱取付ボルトに作用するせん断力 n _{bti} :端子箱取付ボルトの本数	1MPa	146MPa	○
線路用端子箱 (取付ボルト)	応力	引張り	$\sigma_{bti} = \frac{F_{bti}}{A_{bti}}$ F _{bti} :端子箱取付ボルトに作用する引張力 A _{bti} :端子箱取付ボルトの断面積	18MPa	189MPa	○
	応力	せん断	$\tau_{bti} = \frac{Q_{bti}}{n_{bti} \cdot A_{bti}}$ Q _{bti} :端子箱取付ボルトに作用するせん断力 n _{bti} :端子箱取付ボルトの本数	3MPa	146MPa	○
中性点用端子箱 (取付ボルト)	応力	引張り	$\sigma_{bti} = \frac{F_{bti}}{A_{bti}}$ F _{bti} :端子箱取付ボルトに作用する引張力 A _{bti} :端子箱取付ボルトの断面積	18MPa	189MPa	○
	応力	せん断	$\tau_{bti} = \frac{Q_{bti}}{n_{bti} \cdot A_{bti}}$ Q _{bti} :端子箱取付ボルトに作用するせん断力 n _{bti} :端子箱取付ボルトの本数	3MPa	146MPa	○
速度検出器用端子箱 (取付ボルト)	応力	引張り	$\sigma_{bti} = \frac{F_{bti}}{A_{bti}}$ F _{bti} :端子箱取付ボルトに作用する引張力 A _{bti} :端子箱取付ボルトの断面積	2MPa	189MPa	○
	応力	せん断	$\tau_{bti} = \frac{Q_{bti}}{n_{bti} \cdot A_{bti}}$ Q _{bti} :端子箱取付ボルトに作用するせん断力 n _{bti} :端子箱取付ボルトの本数	1MPa	146MPa	○

注記*1: 添付書類「VI-2-10-1-2-2-1 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書」に記載。

別紙 2-6-5 表 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機 「詳細検討」 結果 (2/2)

評価部位	項目	応力分類	算出式*1	発生値	許容値	評価
フレーム	応力	組合せ	$\sigma_{fm} = \frac{1}{2} \cdot \sigma_f + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\sigma_f^2 + 4 \cdot \tau_f^2}$ $\sigma_f: \text{フレーム取付脚に生じる曲げ応力}$ $\tau_f: \text{フレーム取付脚に生じるせん断応力}$	113MPa	316MPa	○
固定子	応力	せん断	$\tau_k = \frac{F_k}{0.7 \cdot s \cdot \ell \cdot n_w}$ $F_k: \text{固定子に生じる組合せ荷重}$ $s: \text{固定子溶接部のすみ肉脚長}$ $\ell: \text{固定子の溶接長さ}$	3MPa	54MPa	○
軸 (回転子)	応力	組合せ	$\sigma_{sm} = \frac{1}{2} \cdot \sigma_s + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\sigma_s^2 + 4 \cdot \tau_s^2}$ $\sigma_s: \text{軸に生じる曲げ応力}$ $\tau_s: \text{発電機の回転によるねじり応力}$	131MPa	316MPa	○
軸受	荷重	(直結側)	$\sigma_{bi} = \frac{F_{bi}}{S_{bi}}$ $F_{bi}: \text{軸受に生じる荷重}$ $S_{bi}: \text{軸受の投影面積}$	2MPa	5MPa	○
	荷重	(反直結側)	$\sigma_{bi} = \frac{F_{bi}}{S_{bi}}$ $F_{bi}: \text{軸受に生じる荷重}$ $S_{bi}: \text{軸受の投影面積}$	2MPa	5MPa	○
固定子と回転子のクリアランス	変位	—	$t = \frac{F_s \cdot L_1 \cdot \{L^2 - L_1^2\}^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I_s \cdot L}$ $F_s: \text{軸の重心位置に生じる荷重}$ $L_1: \text{直結側軸受から軸重心までの距離}$ $L: \text{軸受間の距離}$ $E: \text{軸の縦弾性係数}$ $I_s: \text{軸の断面二次モーメント}$	4.41mm		○

注記*1: 添付書類「VI-2-10-1-2-2-1 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書」に記載。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

往復動式ポンプの「詳細検討」

1. 詳細検討対象設備

機能確認済加速度との比較による動的機能維持評価の結果，往復動式ポンプの機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超える設備は，別紙 2-7-1 表のとおり。

別紙 2-7-1 表 機能確認済加速度との比較による評価結果

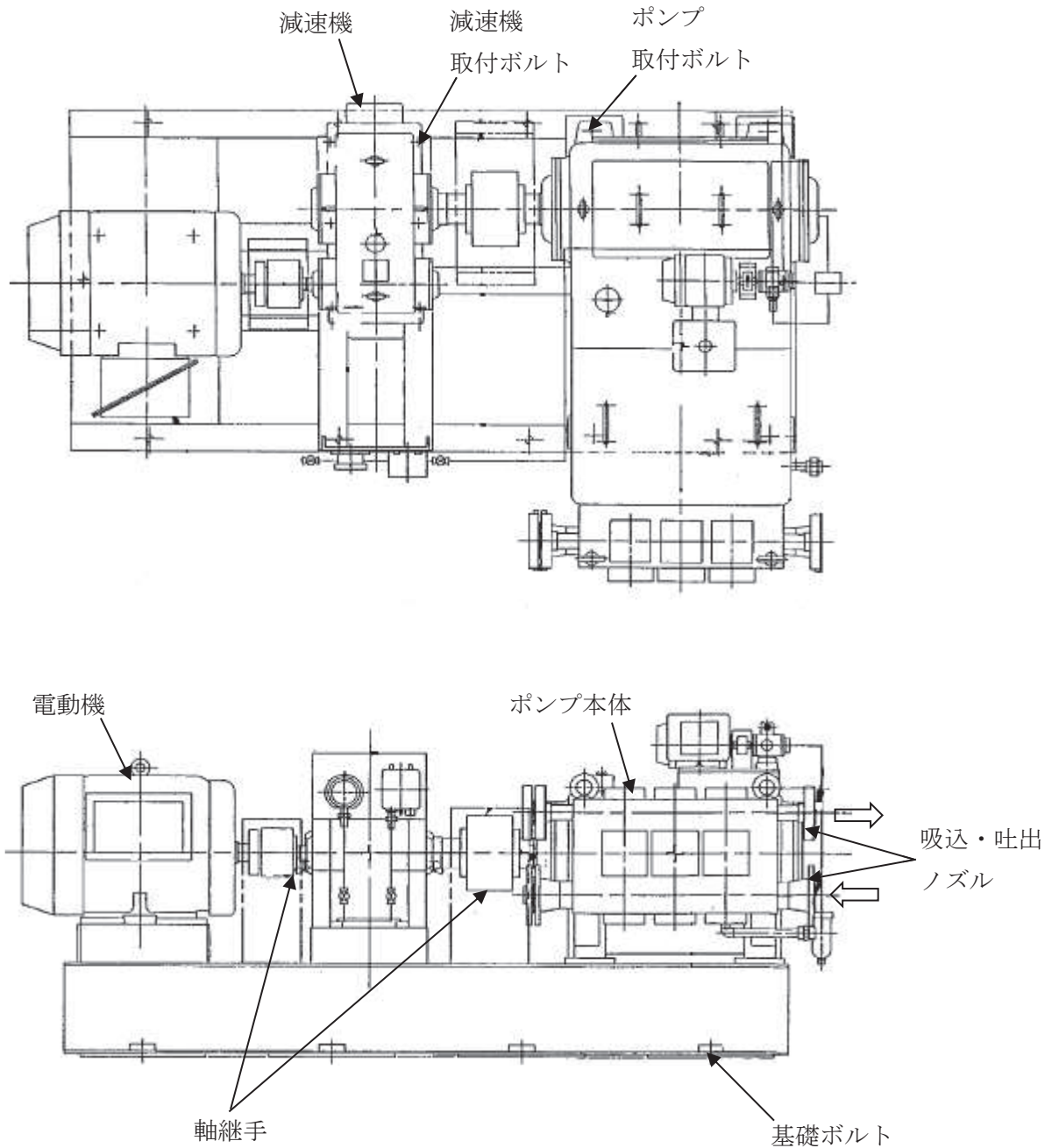
設備名称	形式	方向	機能維持 評価用加速度*1	機能確認済 加速度*1	超過の 有無*2
ほう酸水注入系 ポンプ	横形 3 連往復動 式	水平方向	1.77	1.6	×
		鉛直方向	1.30	1.0	×

注記*1：加速度の単位： $\times 9.8\text{m/s}^2$

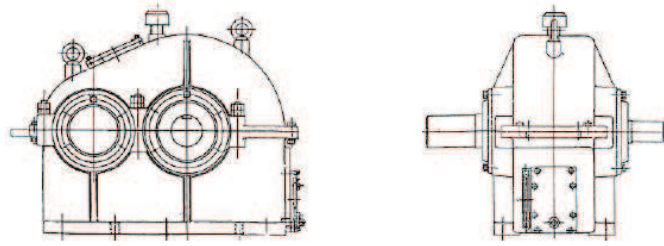
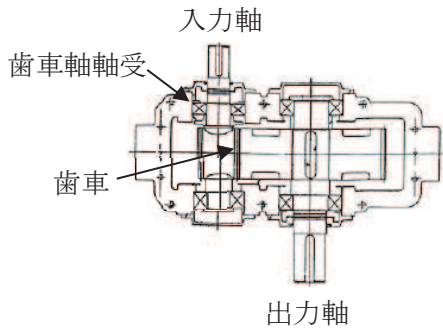
*2：機能維持評価用加速度が機能維持確認済加速度を超過しない場合を「○」，超過した場合は「×」で示す。

2. 往復動式ポンプの構造概要

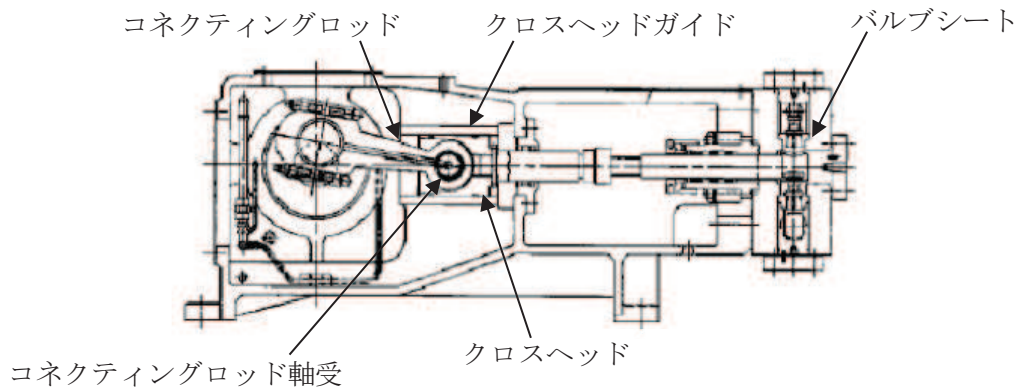
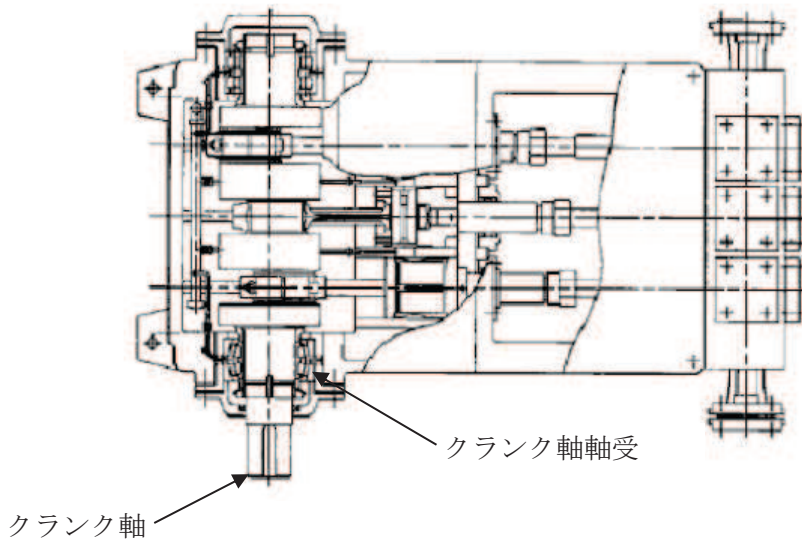
詳細評価が必要となった往復動式ポンプの構造概要を別紙 2-7-1 図に示す。往復動式ポンプは、既往研究により、軸系及び構造系ともに剛な構造であることが確認されている。



別紙 2-7-1 図 往復動式ポンプの構造概要図(1/2)



減速機



別紙 2-7-1 図 往復動式ポンプの構造概要図 (2/2)

3. 往復動式ポンプの基本評価項目

3.1 J E A G 4 6 0 1に基づく基本評価項目

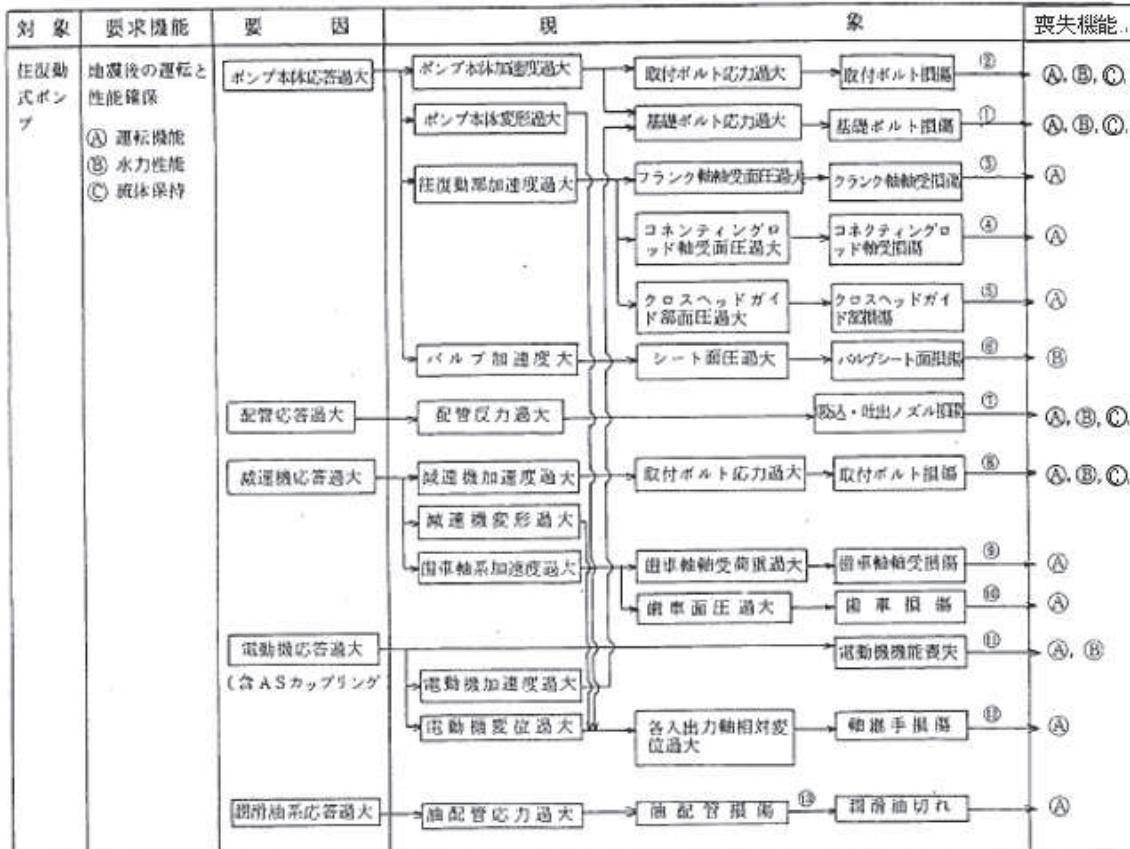
J E A G 4 6 0 1において基本評価項目として定義されている評価部位は以下のとおりである。

- ・基礎ボルト
- ・ポンプ取付ボルト
- ・減速機取付ボルト
- ・軸継手
- ・クランク軸軸受
- ・コネクティングロッド軸軸受
- ・バルブシート
- ・歯車軸軸受
- ・減速機歯車
- ・クランク軸
- ・歯車軸

3.2 耐特委で検討された基本評価項目

(1) 地震時異常要因分析

耐特委報告書における往復動式ポンプの地震時異常要因分析結果を別紙 2-7-2 図に示す。



別紙 2-7-2 図 往復動式ポンプの地震時異常要因分析図 (耐特委報告書)

(2) 基本評価項目の検討

耐特委報告書においては、地震時異常要因分析図に基づき、①～⑬の基本評価項目が抽出されており、これらの基本評価項目について評価することで、運転機能及び水力特性機能、流体保持機能が確認できるとされており、機能確認済加速度を超える地震加速度レベルにおいても、これら①～⑬の基本評価項目について、全て許容値以下に収まっていれば、動的機能は維持できると考えられる。

本項では、上記考え方に基づき、各基本評価項目における機能喪失に至る現象について記述する。

なお、全ての基本評価項目の中で、一つでも許容値を超えれば、当該機器は機能維持評価用加速度における動的機能が維持できないものとするが、各評価結果が概ね弾性域内に留まっていれば、各異常要因が複合し、新たな損傷モードが発生することはないと考えられる。

①基礎ボルトの健全性

ポンプ全体系の応答が過大となることで、転倒モーメントにより基礎ボルトの応力が過大となり損傷に至り、全体系が転倒することにより機能喪失する。

②ポンプ取付ボルトの健全性

ポンプ全体系の応答が過大となることで、転倒モーメントによりポンプ取付ボルトの応力が過大となり損傷に至り、全体系が転倒することにより機能喪失する。

③クランク軸軸受の健全性

軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することで運転機能が喪失する。

④コネクティングロッド軸軸受の健全性

軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することで運転機能が喪失する。

⑤クロスヘッドガイド摺動部の健全性

クロスヘッドガイド部の面圧が過大となり、クロスヘッドガイド部が損傷することで運転機能が喪失する。

⑥バルブシート面の健全性

バルブシート面の面圧が過大となり、バルブシート面が損傷することで水力性能機能が喪失する。

⑦吸込・吐出ノズルの健全性

接続配管の応答が過大となり、吸込・吐出ノズルが損傷することで機能喪失する。

⑧減速機取付ボルトの健全性

減速機の応答が過大となることで、転倒モーメントにより減速機取付ボルトの応力が過大となり損傷に至り、減速機が転倒することにより機能喪失する。

⑨減速機歯車軸軸受の健全性

軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することで運転機能が喪失する。

⑩減速機歯車の健全性

歯車の面圧が過大となり、歯車が損傷することで運転機能が喪失する。

⑪電動機の健全性

電動機の応答が過大になり電動機の機能が喪失することで、運転機能及び水力性能が喪失する。

⑫軸継手の健全性

各入出力軸の相対変位が過大となり、軸継手が損傷することで運転機能が喪失する。

⑬油配管の健全性

油配管の応答が過大となり、損傷することで潤滑油切れに至り、運転機能が喪失する。

4. 往復動式ポンプの「詳細検討」内容

J E A G 4 6 0 1 及び耐特委の内容を踏まえた、女川原子力発電所第 2 号機の往復動式ポンプの動的機能維持評価に係る「詳細検討」方針について別紙 2-7-2 表に示す。別紙 2-7-2 表に示すとおり、基本評価項目 No. 1~15 に対して耐震評価を実施し動的機能の健全性確認を実施する。

別紙 2-7-2 表 往復動式ポンプの動的機能維持評価に係る「詳細検討」方針(1/2)

No	基本評価項目	J E A G 4 6 0 1 の 基本評価項目	耐特委の 基本評価 項目	検討方針	記載 箇所*1
1	基礎ボルト	○	○	本評価項目は、構造強度評価に従い設計用地震力に対して十分な構造強度を有していることを確認している為評価を省略する。*2	②
2	ポンプ取付ボルト	○	○	本評価項目は、構造強度評価に従い設計用地震力に対して十分な構造強度を有していることを確認している為評価を省略する。*2	②
3	減速機取付ボルト	○	○	本評価項目は、構造強度評価に従い設計用地震力に対して十分な構造強度を有していることを確認している為評価を省略する。*2	②
4	軸継手	○	○	軸変位量の増大により、被駆動器軸と電動機軸の相対変位が過大となり、運転機能の喪失に関わるため、軸方向変位を評価する。*2	②
5	クランク軸軸受	○	○	運転機能保持の観点から、クランク軸軸受の発生荷重を評価する。*2	②
6	コネクティング ロッド軸軸受	○	○	運転機能保持の観点から、コネクティングロッド軸軸受の面圧を評価する。*2	②
7	クロスヘッドガイド摺動部	—	○	クロスヘッドガイド摺動部面圧が過大となり、クロスヘッドガイド部が損傷することで、運転機能の喪失に関わるため、クロスヘッドガイド摺動部面圧を評価する。	①
8	バルブシート	○	○	バルブの応答が過大となることで、バルブシート面圧が過大となり、バルブシート面が損傷することにより水力性能が喪失するため、バルブシート面圧を評価する。*2	②
9	歯車軸軸受	○	○	運転機能保持の観点から、歯車軸軸受の発生荷重を評価する。*2	②
10	減速機歯車	○	○	運転機能保持の観点から、歯車の発生荷重を評価する。*2	②
11	クランク軸	○	○	運転機能保持の観点から、材料力学等の公式により、クランク軸の発生応力評価を実施。*2	②
12	歯車軸	○	○	運転機能保持の観点から、歯車軸の発生応力を評価する。*2	②

注記*1：本資料で詳述の場合「①」、添付書類に記載の場合「②」、省略の場合を「—」で示す。

*2：添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入系ポンプの耐震性についての計算書」に記載。

別紙 2-7-2 表 往復動式ポンプの動的機能維持評価に係る「詳細検討」方針(2/2)

No	基本評価項目	J E A G 4 6 0 1 の 基本評価項目	耐特委の 基本評価 項目	検討方針	記載 箇所*1
13	電動機	—	○	本評価項目の評価は、別項目で行うため省略する。*2	②
14	油配管	—	○	油配管の応答が過大となり、損傷することで潤滑油切れに至り、運転機能喪失に関わるため、油配管の発生応力を評価する。	①
15	吸込・吐出ノズル	—	○	吸込・吐出ノズル部はポンプケーシングと配管の接続部であるが、ノズル出入口配管のサポートについて適切に配管設計することで、ノズル部に過大な配管荷重が伝わらないようにすることが可能であるためケーシングノズルは動的機能維持評価の対象外とする。	—

注記*1：本資料で詳述の場合「①」、添付書類に記載の場合「②」、省略の場合を「—」で示す。

*2：添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入系ポンプの耐震性についての計算書」に記載。

5. 往復動式ポンプの許容値の設定

往復動式ポンプの動的機能維持評価の詳細検討内容に対する許容値を別紙 2-7-3 表に示す。

往復動式ポンプの詳細検討対象設備に対する基本評価項目が許容値以下となることを確認することで、詳細検討対象設備の動的機能維持が確保されると判断する。

別紙 2-7-3 表 往復動式ポンプの許容値

No	基本評価項目	許容値の設定
1	軸継手	軸継手は、変位可能寸法を許容値とした。
2	クランク軸軸受	クランク軸軸受の機能維持の観点から、メーカー規定の軸受定格荷重を許容値とした。
3	コネクティングロッド軸軸受	コネクティングロッド軸軸受の機能維持の観点から、メーカー規定の軸受許容荷重を許容値とした。
4	クロスヘッドガイド摺動部	摺動部の機能維持の観点から、メーカー規定の許容値を許容値とした。
5	バルブシート面	バルブシートの機能維持の観点から、メーカー規定の許容面圧を許容値とした。
6	歯車軸軸受	歯車軸軸受の機能維持の観点から、メーカー規定の軸受定格荷重を許容値とした。
7	減速機歯車	減速機歯車の機能維持の観点から、メーカー規定の許容荷重を許容値とした。
8	クランク軸	回転機能の確保の観点から、運転状態Ⅲを基本として、軸の発生応力を弾性範囲内に留めるようⅢ _{AS} を許容値とした。
9	歯車軸	回転機能の確保の観点から、運転状態Ⅲを基本として、軸の発生応力を弾性範囲内に留めるようⅢ _{AS} を許容値とした。
10	油配管	配管損傷の観点から、運転状態Ⅳを基本として、通常材料の実降伏が設計値に対し余裕があることを考慮し、概ね降伏点以下と同等とした値として許容応力状態Ⅳ _{AS} を許容値とした。

6. 往復動式ポンプの詳細検討結果

往復動式ポンプの動的機能維持評価の詳細検討対象設備に対する詳細検討結果を別紙 2-7-4 表に示す。

詳細検討結果は、全ての評価部位の発生値が許容値を満足しており、動的機能維持が確保されることを確認した。

なお、動的機能維持評価の詳細については、耐震計算書「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入系ポンプの耐震性についての計算書」にて示す。

別紙 2-7-4 表 ほう酸水注入系ポンプ 詳細検討結果(1/2)

評価部位	項目	応力分類	算出式*1	発生値	許容値	評価
軸継手	変位	—	$\delta = \theta_1 + \theta_2 + \theta_3$ θ_1 : 軸たわみにて生ずるスプロケット傾きによる変位 [mm] θ_2 : 地震による変位 [mm] θ_3 : 軸受部軸方向クリアランス [mm]	0.54mm		○
クランク軸軸受	荷重	—	$F_R = F' \cdot \frac{(L - L_2)}{L} + F' \cdot \frac{(L - L_1)}{L}$ F' : ラジアル荷重 [N] L : 支点間距離 [m] L_1 : 支点から荷重点 1 までの距離 [m] L_2 : 支点から荷重点 2 までの距離 [m]	5.049×10^4 N		○
コネクティングロッド軸軸受	PV 値	—	$PV \text{ 値} = P_s \cdot V_s$ P_s : 小端部軸受面圧 [MPa] V_s : 小端部すべり速度 [m/s]	0.5 N/mm ² · m/s		○
クロスヘッドガイド摺動部	PV 値	—	$PV \text{ 値} = P_c \cdot V_c$ P_c : クロスヘッドガイド部面圧 [MPa] V_c : クロスヘッドガイド部すべり速度 [m/s]	0.2 N/mm ² · m/s		○
バルブシート面	面圧	—	$P = F \cdot \frac{10^{-6}}{A}$ A : シート面投影面積 [m ²] F : シート面に作用する荷重 [N]	30 N/mm ²		○

注記*1 : 算出過程については、添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入系ポンプの耐震性についての計算書」に記載。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 2-7-4 表 ほう酸水注入系ポンプ 詳細検討結果(2/2)

評価部位	項目	応力 分類	算出式*1	発生値	許容値	評価
歯車軸軸受	荷重	—	$P_r = X \cdot R_A + Y \cdot F_{a1}$ R_A : 合成反力 (ラジアル荷重) [N] F_{a1} : スラスト荷重 [N] X : ラジアル荷重係数 [-] Y : スラスト荷重係数 [-]	1.079×10^4 N		○
減速機歯車	荷重	—	$F_G = F_g \cdot P_r$ F_g : 歯車に作用する荷重 (通常時) [N] P_r : 吐出圧力比 [-]	6.128×10^3 N		○
クランク軸	応力	組合せ	$\sigma_s = \frac{1}{2} \cdot \sigma_c + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\sigma_c^2 + 4 \cdot \tau_c^2}$ τ_c : ねじり応力 [MPa] σ_c : 曲げ応力 [MPa]	95MPa		○
歯車軸	応力	曲げ	$\sigma_G = \frac{M}{Z}$ M : 曲げモーメント [N・mm] Z : 断面係数 [mm ³]	48MPa		○
油配管	応力	一次 応力	解析による	73MPa		○

注記*1 : 算出過程については、添付書類「VI-2-6-4-1-1 ほう酸水注入系ポンプの耐震性についての計算書」に記載。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

往復動式ポンプ 詳細評価結果の算出過程

参考資料 2-7-1 ほう酸水注入系ポンプの動的機能維持評価方法

1. クロスヘッドガイド摺動部

1.1 記号の説明

クロスヘッドガイド摺動部評価に使用する記号を参考 2-7-1 表に、機器要目を参考 2-7-2 表に示す。

参考 2-7-1 表 クロスヘッドガイド摺動部評価に関する記号の説明

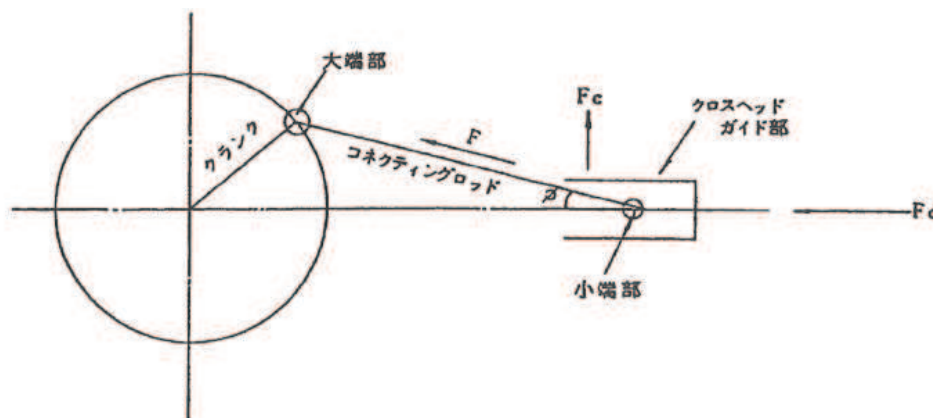
記号	記号の説明	単位
A_c	クロスヘッドガイド部受投影面積	m^2
F_c	クロスヘッドガイド部荷重	N
L	ストローク長	m
N	回転速度	rpm
P_c	クロスヘッドガイド部面圧	MPa
V_c	クロスヘッドガイド部すべり速度	m/s

参考2-7-2表 機器要目

部材	F_c (N)	A_c (mm^2)	L (m)	N (rpm)
クロスヘッドガイド摺動部	4070	0.02228	0.1	221

1.2 評価方法

軸受評価にあたって軸受面圧，すべり速度及びPV値を求める。



参考 2-7-1 図 クロスヘッドガイド部の計算モデル

<クロスヘッドガイド部>

$$PV \text{ 値} = P_c \cdot V_c \dots\dots\dots (\text{参考 2-7-1-1})$$

$$P_c = F_c \cdot \frac{10^{-6}}{A_c} \dots\dots\dots (\text{参考 2-7-1-2})$$

$$V_c = \frac{2 \cdot L \cdot N}{60} \dots\dots\dots (\text{参考 2-7-1-3})$$

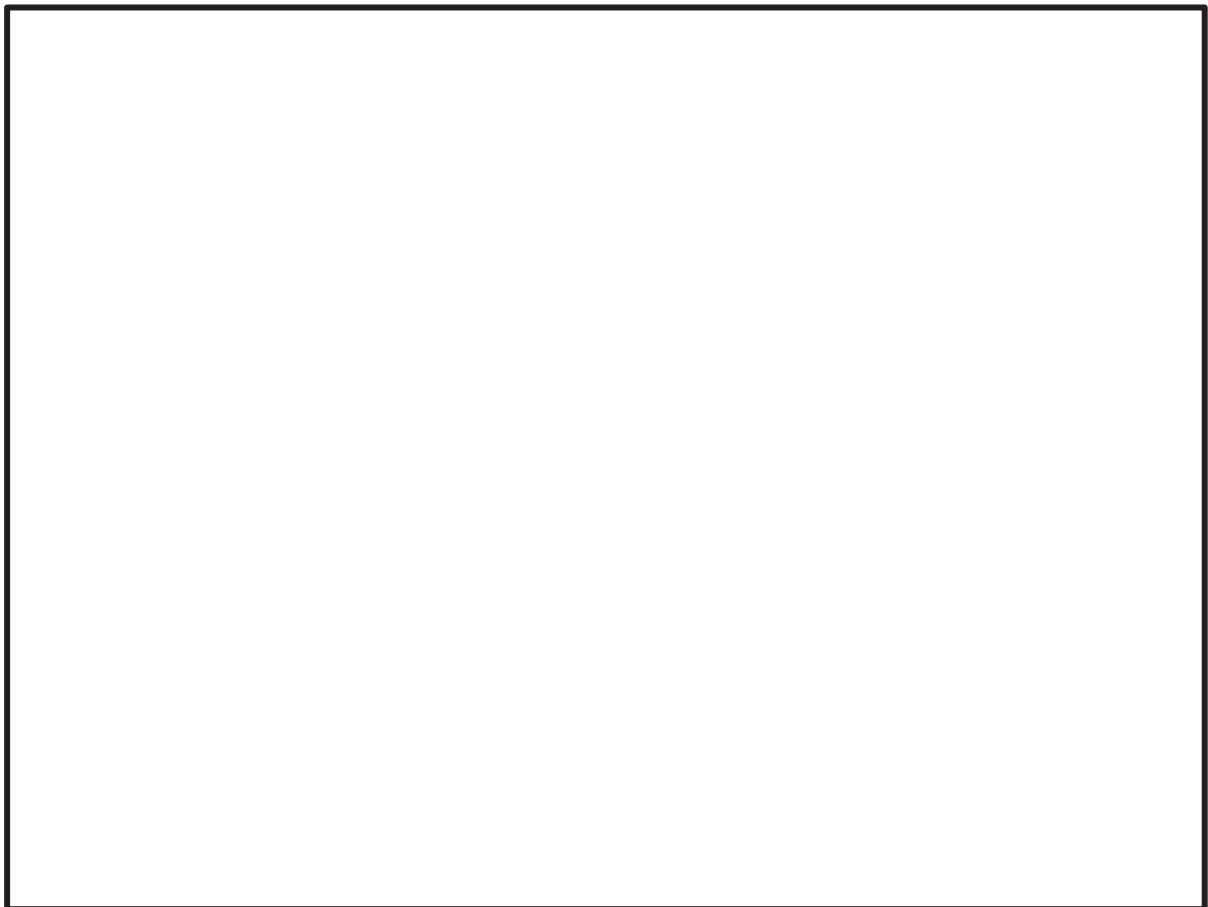
2. 油配管

2.1 油配管の応力評価方法

油配管は、応力解析を行い、発生応力を評価する。解析モデル（3次元はりモデル）を参考 2-7-2 図に示す。

配管、弁及び支持構造物については、添付書類「VI-2-1-13 機器・配管系の耐震計算書作成の方法」により、配管、弁、及び支持構造物を評価部位とする。評価結果は、算出応力と許容応力を踏まえ、評価上厳しい箇所の結果について記載する。

解析コードは、「SOLVER」を使用し、解析コードの検証及び妥当性確認等の概要については、添付書類「VI-5 計算機プログラム（解析コード）の概要」に示す。



参考 2-7-2 図 油配管解析モデル

特殊弁及び一般弁の「詳細検討」

1. 詳細検討対象設備

機能確認済加速度との比較による動的機能維持評価の結果、特殊弁及び一般弁の機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超える設備は別紙 2-8-1 表のとおりであり、これらの弁に対して詳細検討を実施する。

別紙 2-8-1 表 機能確認済加速度との比較による評価結果

分類	弁型式	方向	機能維持評価用 加速度*1,*2	機能確認済 加速度*1	超過の 有無*3
特殊 弁	主蒸気隔離弁	水平方向	13.86	10.0	×
		鉛直方向	5.65	6.2	○
	主蒸気逃がし安全弁	水平方向	14.30	9.6	×
		鉛直方向	5.26	6.1	○
一般 弁	グローブ弁	水平方向	10.68	6.0	×
		鉛直方向	2.40	6.0	○
	ゲート弁	水平方向	7.45	6.0	×
		鉛直方向	3.38	6.0	○
	逆止弁	水平方向	10.80	6.0	×
		鉛直方向	4.17	6.0	○

注記*1：加速度の単位： $\times 9.8\text{m/s}^2$ ，機能維持評価用加速度は J E A G 4 6 0 1-1991 の駆動部応答加速度のことを言う。

*2：同型式の弁のうち、水平方向の機能維持評価用加速度が最大となった弁の評価結果を記載している。

*3：機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超過しない場合を「○」、超過した場合を「×」で示す。

2. 特殊弁及び一般弁の評価手順

J E A G 4 6 0 1 に示されている各弁の評価ポイントは、主蒸気隔離弁、主蒸気逃がし安全弁及び一般弁（グローブ弁、ゲート弁、バタフライ弁）においては構造強度、漏えい、作動であり、一般弁（逆止弁）においては開機能の維持又は閉機能の維持である。J E A G 4 6 0 1 ではそれらの評価ポイントに基づいて、各弁に対して以下の通り評価手順が策定されている。

(1) 主蒸気隔離弁の評価手順

J E A G 4 6 0 1 に記載されている主蒸気隔離弁の評価手順を別紙 2-8-1 図に示す。

(2) 主蒸気逃がし安全弁の評価手順

J E A G 4 6 0 1 に記載されている主蒸気逃がし安全弁の評価手順を別紙 2-8-2 図に示す。

(3) 一般弁（グローブ弁、ゲート弁、バタフライ弁）の評価手順

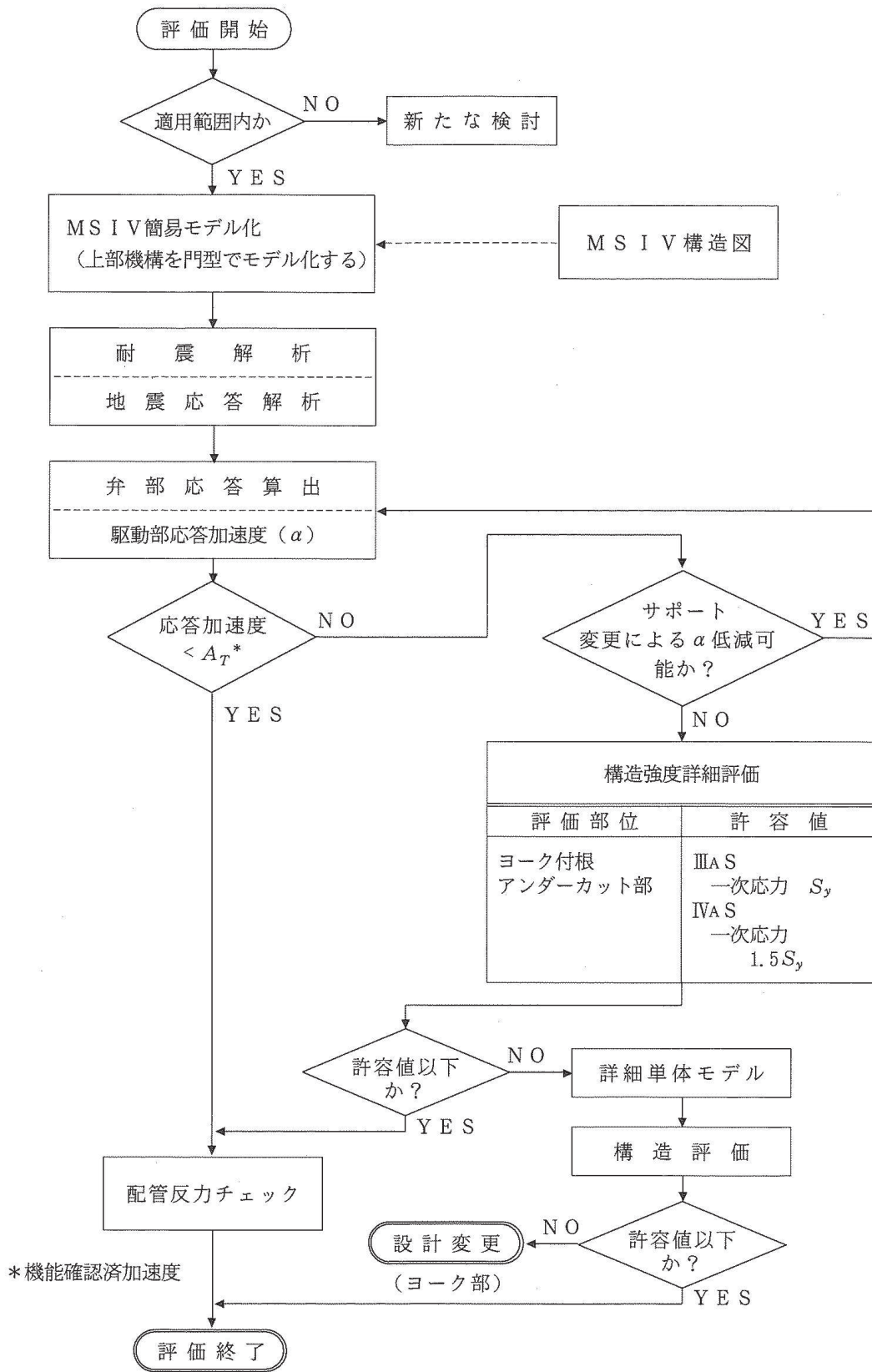
J E A G 4 6 0 1 に記載されている一般弁（グローブ弁、ゲート弁、バタフライ弁）の評価手順を別紙 2-8-3 図に示す。

(4) 一般弁（逆止弁）の評価手順

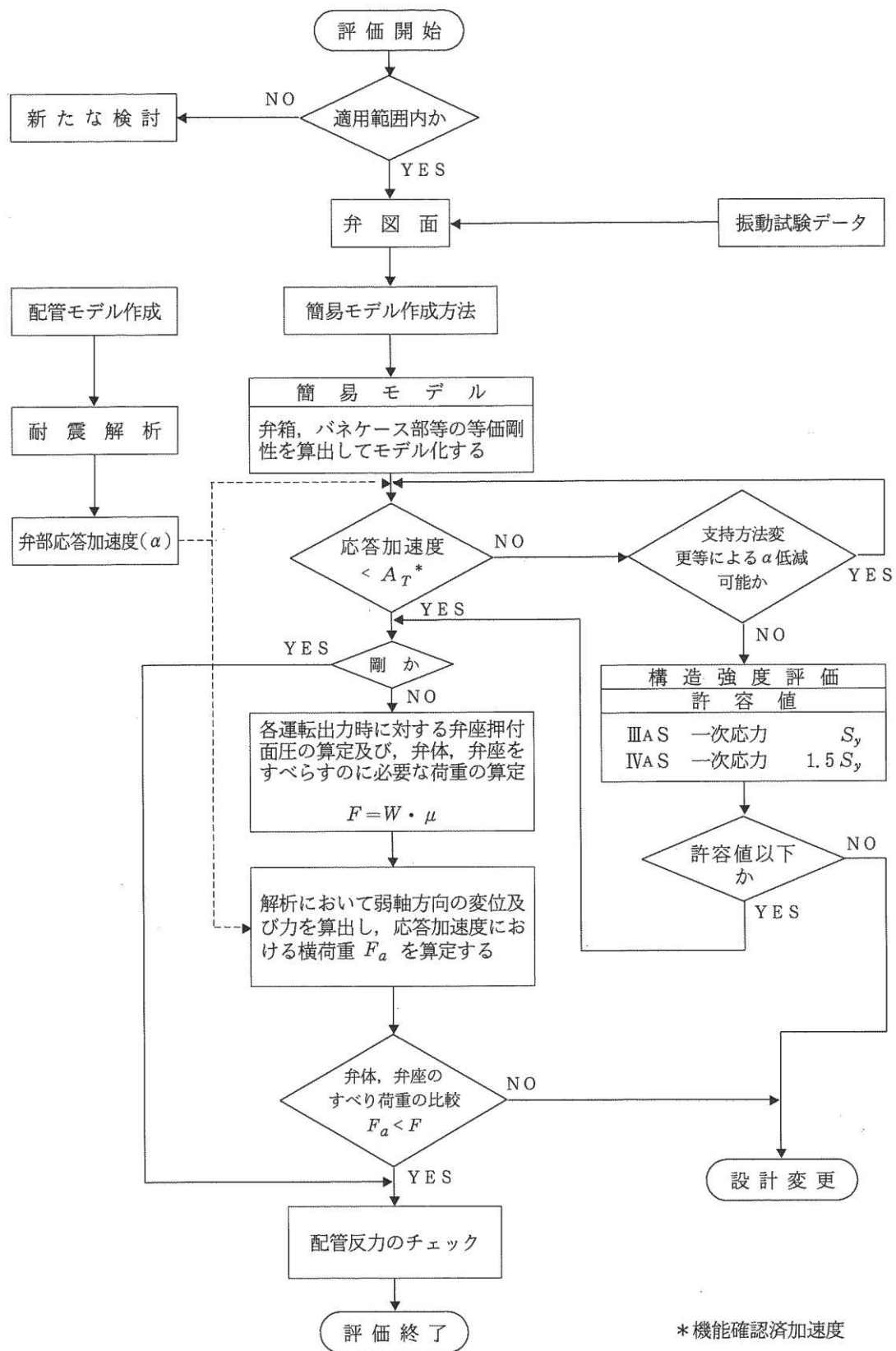
J E A G 4 6 0 1 に記載されている一般弁（逆止弁）の評価手順を別紙 2-8-4 図に示す。

なお、上記の評価手順のうち構造強度評価においては一次応力のみを評価することとしている。これは弁駆動部に対する地震による二次応力（相対変位）の影響が小さいためである。また、構造強度評価における IV_{AS} の許容応力 $1.5S_y$ の設定は、J E A G の評価手順策定時に参照した研究*の成果に基づいており、加振試験において最弱部の発生応力が $1.2S_y$ を超過した弁においても、動作機能に影響がなかったことから、実機の持つ裕度を踏まえて $1.5S_y$ と設定している。

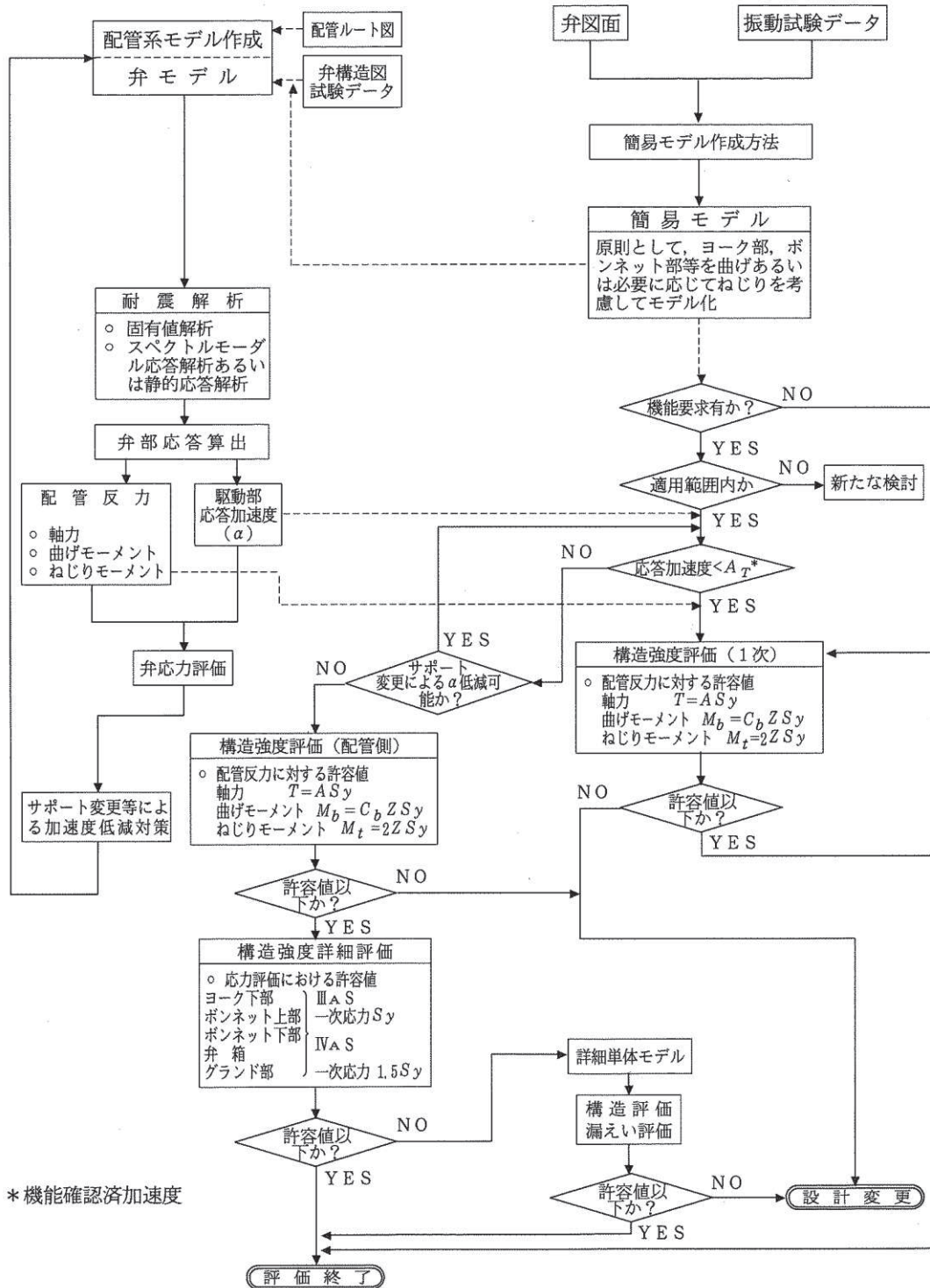
注記*：電力共通研究「動的機器の地震時機能維持に関する研究（昭和 55 年度～57 年度）」



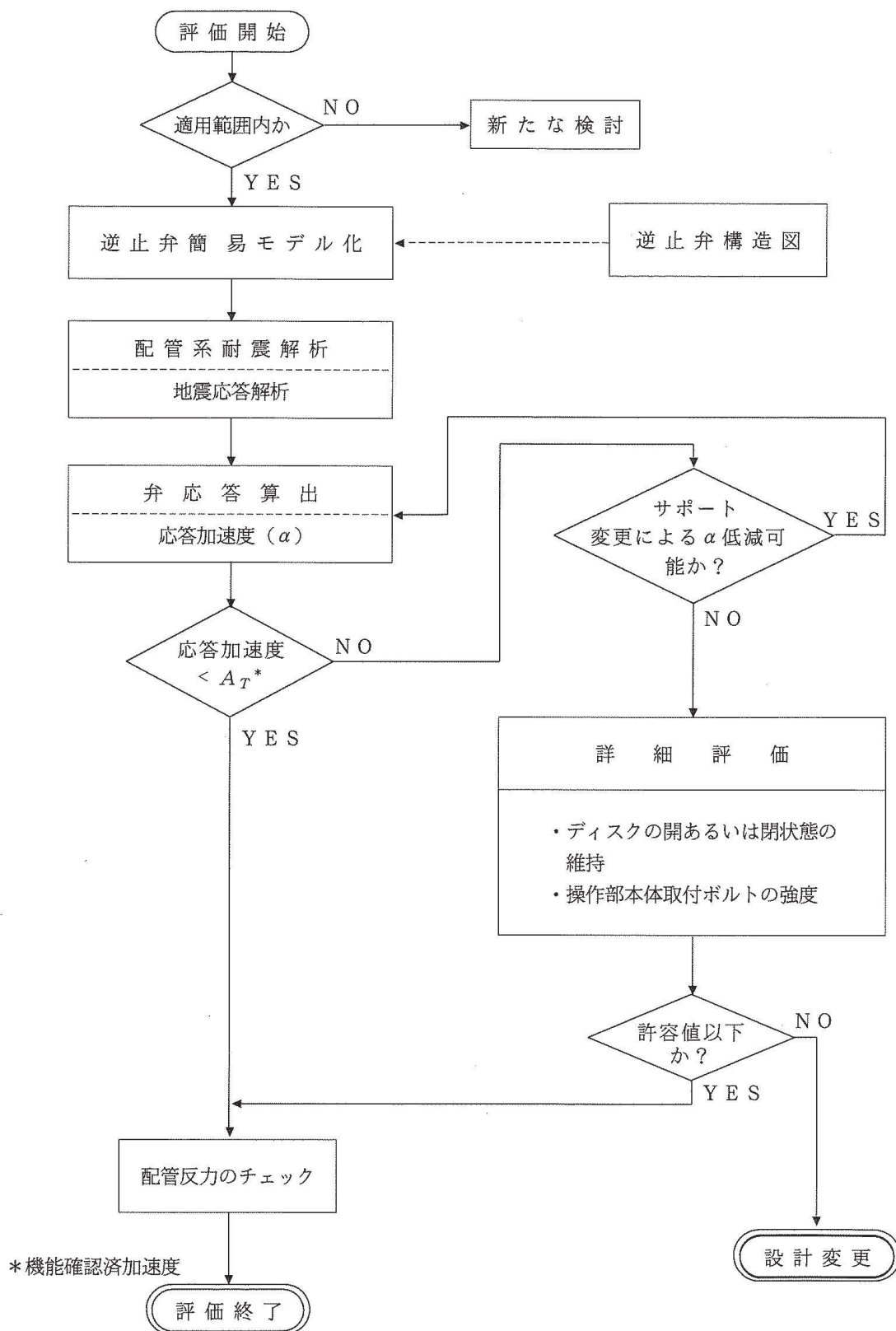
別紙 2-8-1 図 JEAG 4601 に記載された主蒸気隔離弁の評価手順



別紙 2-8-2 図 J E A G 4 6 0 1 に記載された主蒸気逃がし安全弁の評価手順



別紙 2-8-3 図 J E A G 4 6 0 1 に記載された一般弁 (グローブ弁, ゲート弁, バタフライ弁) の評価手順



別紙 2-8-4 図 JEAG 4601 に記載された一般弁（逆止弁）の評価手順

3. 特殊弁及び一般弁の詳細検討方針

別紙 2-8-1 表において、機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超える弁に対して詳細検討を行う。

J E A G 4 6 0 1 において、駆動部応答加速度（機能維持評価用加速度）が機能確認済加速度を超える場合の対処方法として、以下の記載がある。

- ① 弁の要求機能のうち構造強度、漏えいに関しては、弁最弱部の強度評価に含めて検討できる。
- ② 作動機能に関し、弁駆動装置は解析的な評価が困難であるため、駆動装置単体の機能確認済み加速度を許容値とする。

これらの記載に基づき、機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超えた弁に適用する詳細検討として、以下の項目について評価を実施する。

なお、一般弁のうちバタフライ弁については、女川 2 号機において詳細検討を行う対象弁がなかったものの、詳細検討の手法について他の弁と同様に以下で整理する。

3.1 主蒸気隔離弁、主蒸気逃がし安全弁及び一般弁（グローブ弁、ゲート弁、バタフライ弁）の詳細検討

3.1.1 構造強度検討（弁最弱部）

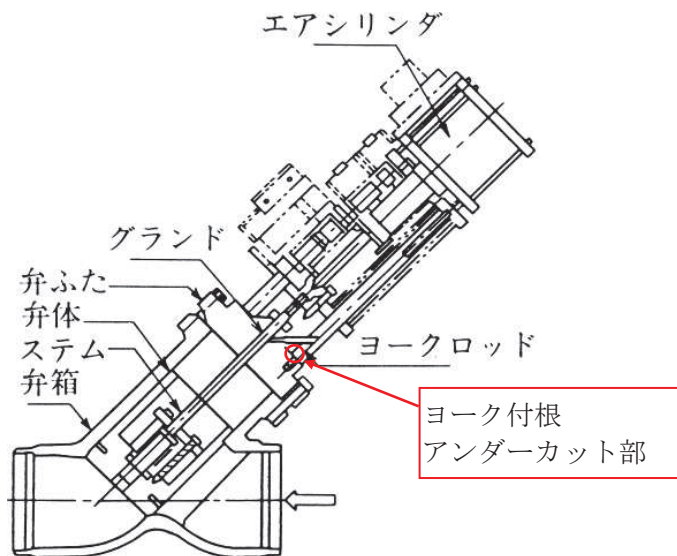
弁の構造強度の詳細検討として、弁最弱部の強度評価を行う。弁の最弱部として、主蒸気隔離弁においてはヨークロッド付根のアンダーカット部、主蒸気逃がし安全弁においてはクーリングスプール、一般弁（グローブ弁、ゲート弁、バタフライ弁）においてはヨーク下部、ボンネット上部、ボンネット下部のいずれかを評価部位とする。各評価部位を別紙 2-8-5 図、別紙 2-8-6 図及び別紙 2-8-7 図に示す。

また、最弱部の評価式の例を以下に示す。

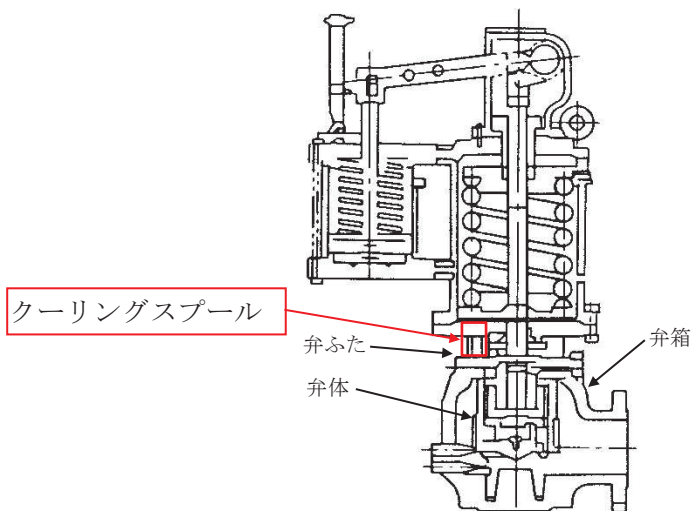
（弁最弱部の評価式の例）

$$\text{最弱部に発生する曲げ応力} : \sigma = (m_1 \cdot \alpha \cdot h) / Z$$

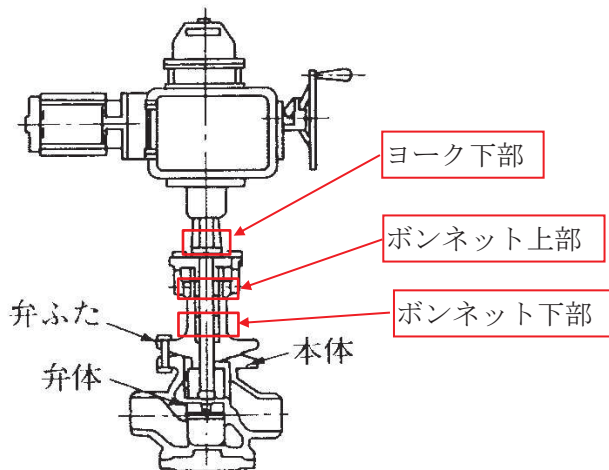
記号	記号の説明	単位
σ	最弱部に発生する一次応力	MPa
m_1	弁駆動部及びヨーク部の質量	kg
α	弁駆動部応答加速度	m/s^2
h	最弱部に作用するモーメント長さ	mm
Z	最弱部の断面係数	mm^3



別紙 2-8-5 図 主蒸気隔離弁の構造強度評価部位



別紙 2-8-6 図 主蒸気逃がし安全弁の構造強度評価部位



別紙 2-8-7 図 一般弁の構造強度評価部位 (電動グローブ弁の例)

3.1.2 弁駆動部の動作機能確認済加速度を用いた加速度評価

弁の作動機能の評価として、弁駆動部の応答加速度に対して駆動部の動作機能確認済加速度を用いた評価を行う。駆動部の動作機能確認済加速度とは、例えば電動弁のモーター部のような弁駆動部単体の動作を確認した加速度であり、弁全体の機能維持を担保する機能確認済加速度とは異なる。

駆動部の動作機能確認済加速度は、電力共通研究*1~*4（以下「電共研」という）において実施された弁駆動部の加振試験の知見を適用する。電共研の詳細については、別添-2-8-1に示す。また、電共研の成果を発表した公開文献を、6.参考文献に示す。

3.1.1の構造強度評価及び3.1.2の弁駆動部の加速度評価の両方を満足することにより、当該弁が動的機能維持評価を満足することを確認する。

注記*1：電動弁駆動部の動作機能確認済加速度向上に関する研究（2013年2月～2016年12月）

*2：空気作動弁駆動部の動作機能確認済加速度向上に関する研究（2017年3月～2021年3月）

*3：主蒸気逃がし安全弁の機能維持確認済加速度向上に関する研究（2012年12月～2016年3月）

*4：主蒸気隔離弁の機能維持確認済加速度向上に関する研究（2017年2月～2021年3月）

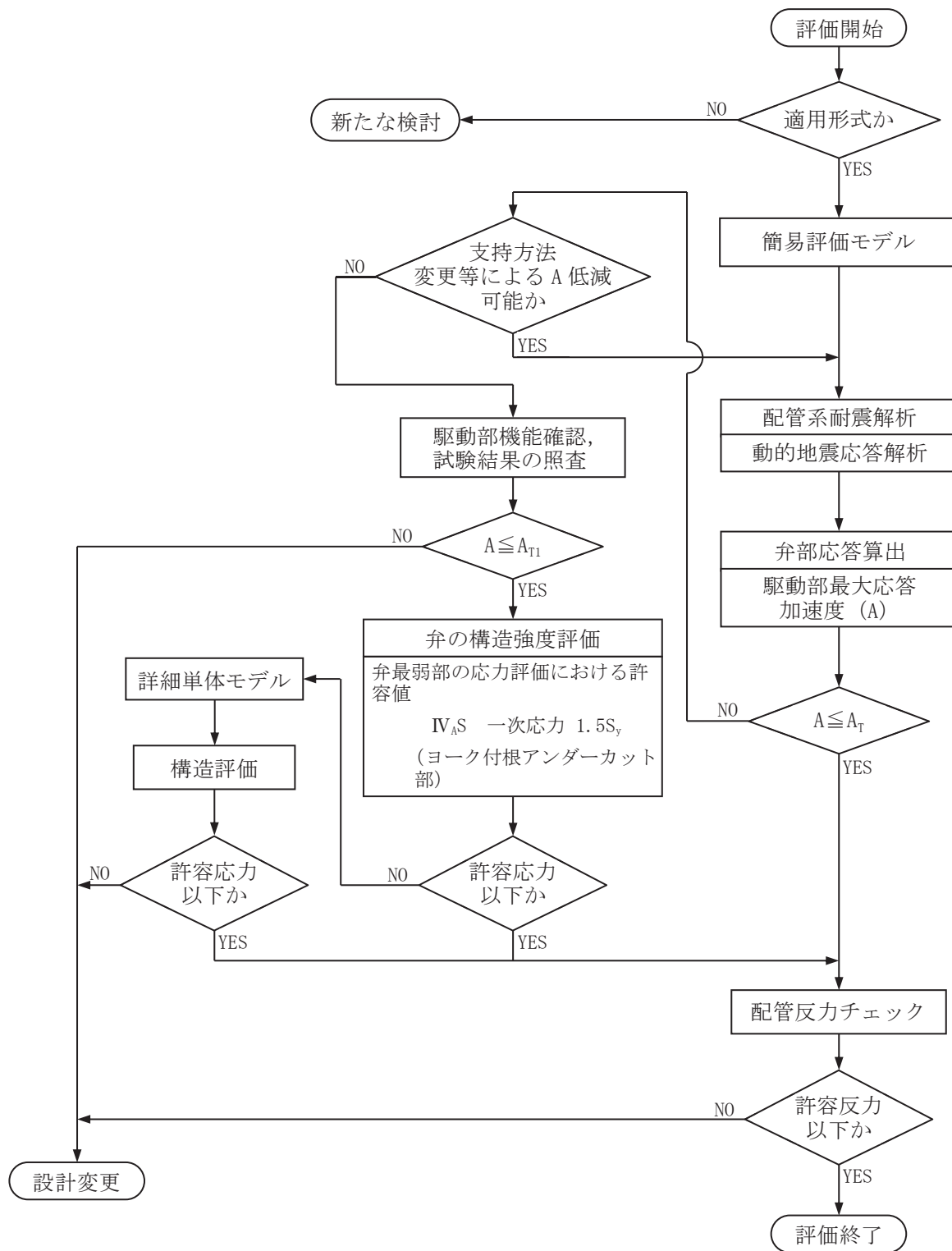
3.1.3 女川2号機の今回工認における弁の動的機能維持評価手順

女川2号機の今回工認における弁の動的機能維持評価については、J E A G 4 6 0 1 - 1991の評価手順を基本としつつ、その後の加振試験による知見を反映した評価を行うことから、女川2号機の今回工認における主蒸気隔離弁、主蒸気逃がし安全弁及び一般弁（グローブ弁、ゲート弁、バタフライ弁）の動的機能維持評価の手順を、別紙2-8-8図、別紙2-8-9図及び別紙2-8-10図に示す。

3.2 一般弁（逆止弁）の詳細検討

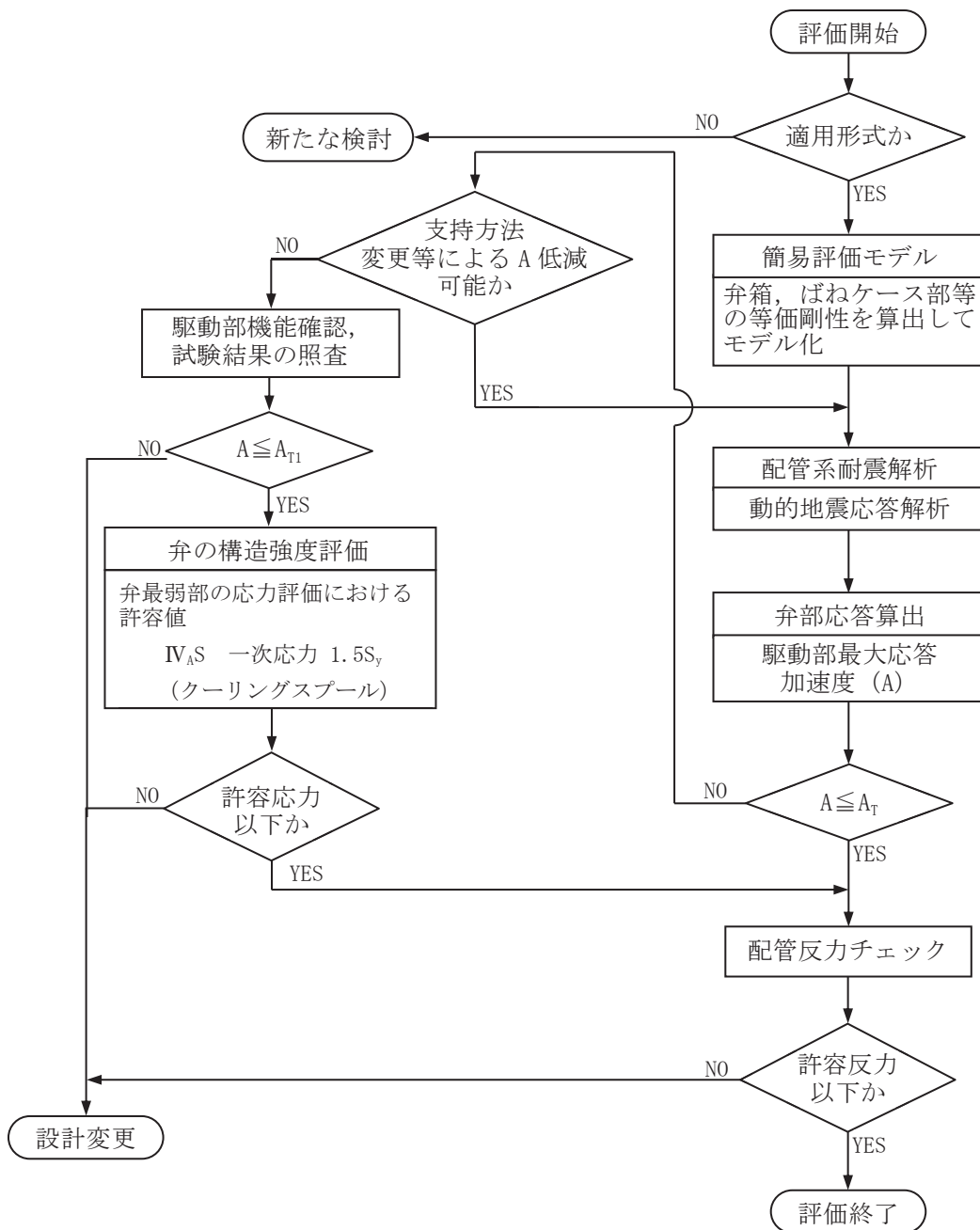
逆止弁については、駆動部単体の応答加速度評価は不要のため、開機能の維持又は閉機能の維持の評価により、動的機能維持を確認する。また、強制開閉装置付きのテストブル逆止弁は、構造上の最弱部位である操作部本体取付ボルトの強度評価を実施する。評価部位を別紙2-8-11図に示す。

女川2号機の今回工認における一般弁（逆止弁）の詳細検討を含めた評価手順を別紙2-8-12図に示す。



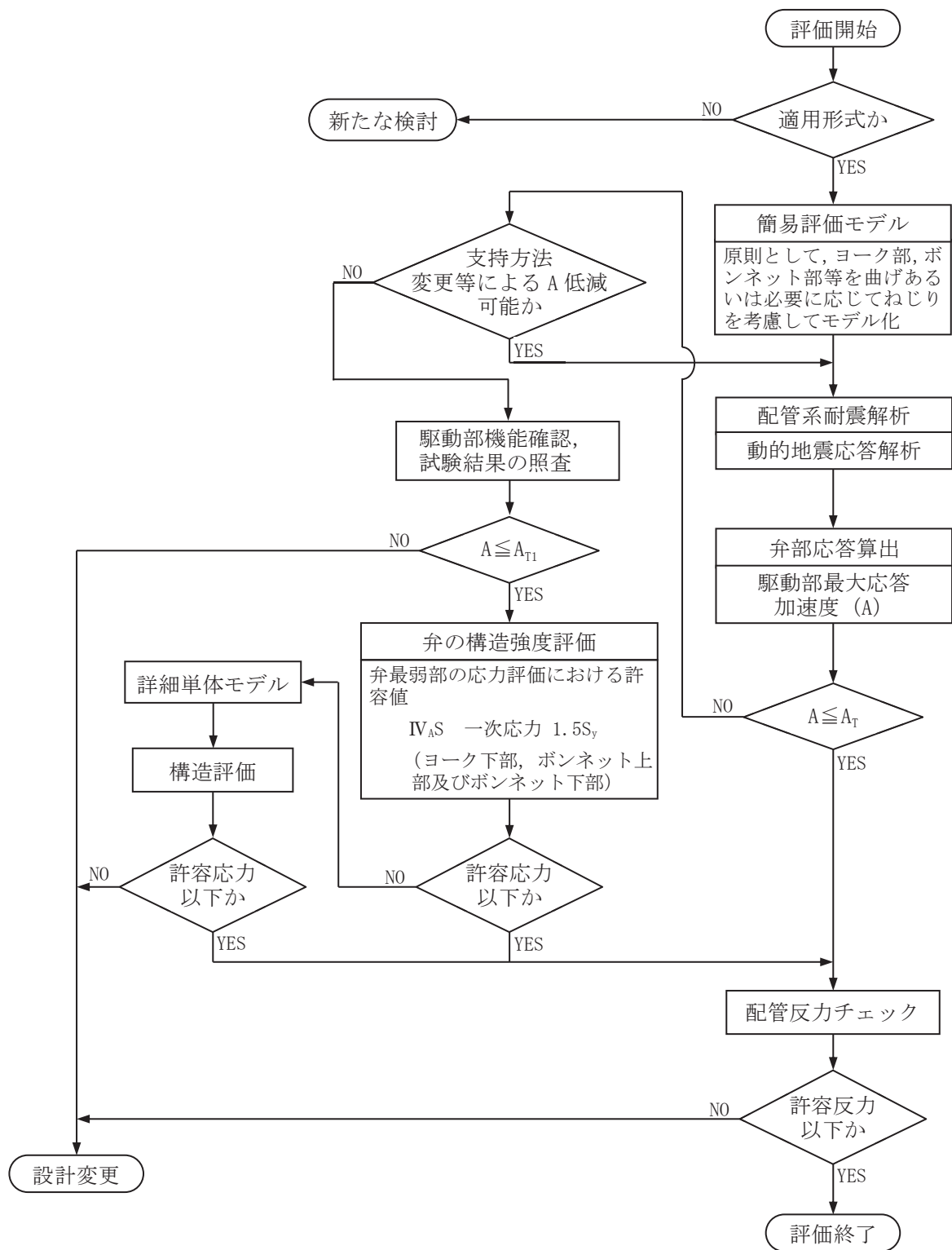
A : 駆動部最大応答加速度
 A_T : 機能確認済加速度
 A_{T1} : 駆動部の動作機能確認済加速度

別紙 2-8-8 図 女川 2 号機の今回工認における主蒸気隔離弁の評価手順



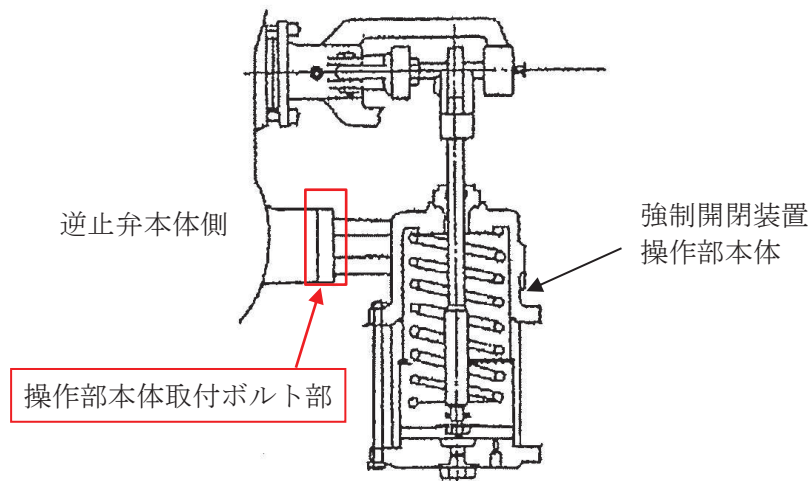
A : 駆動部最大応答加速度
 A_T : 機能確認済加速度
 A_{T1} : 駆動部の動作機能確認済加速度

別紙 2-8-9 図 女川 2 号機の今回工認における主蒸気逃がし安全弁の評価手順

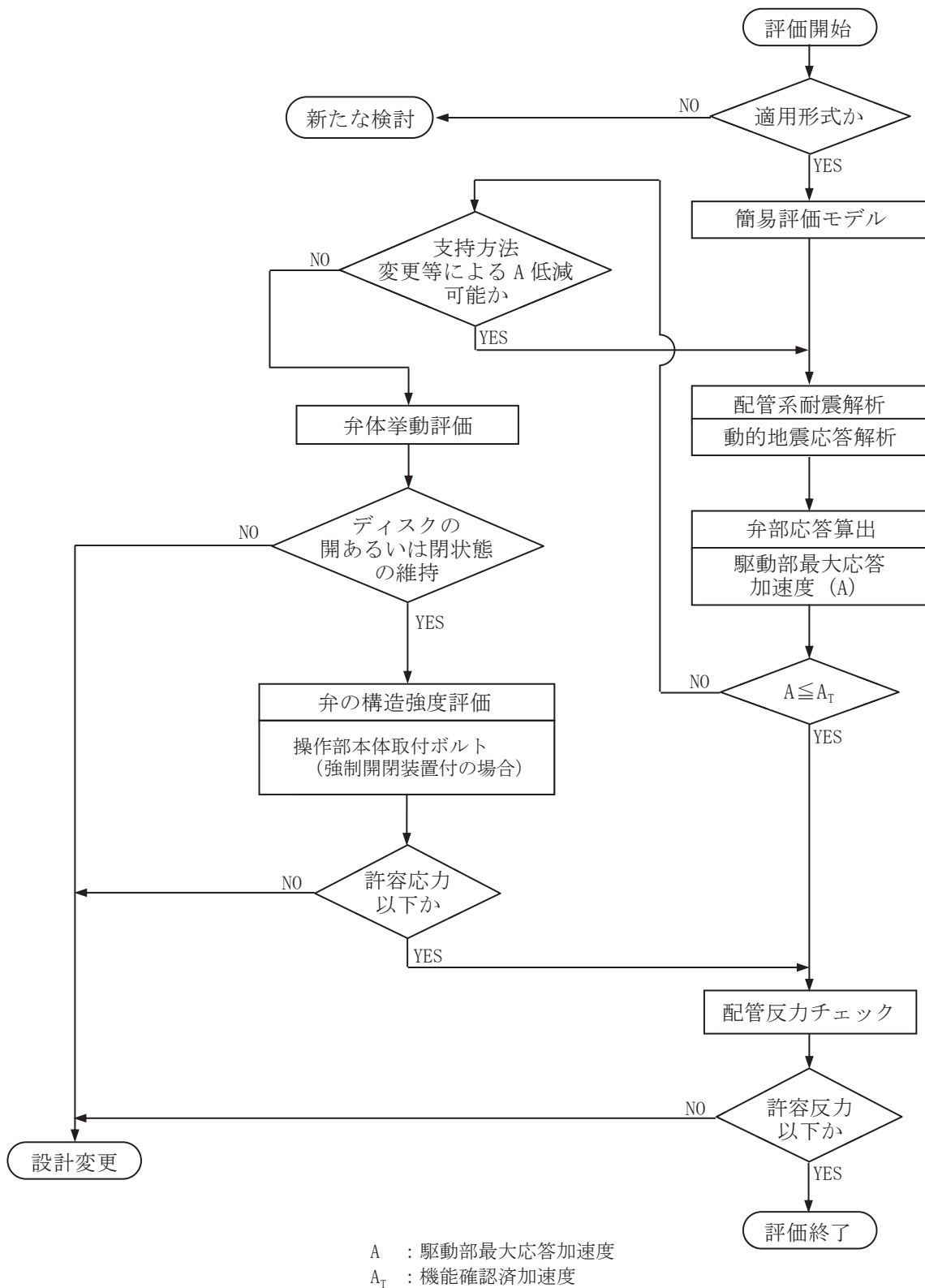


A : 駆動部最大応答加速度
 A_T : 機能確認済加速度
 A_{T1} : 駆動部の動作機能確認済加速度

別紙 2-8-10 図 女川 2 号機の今回工認における一般弁（グローブ弁，ゲート弁及びバタフライ弁）の評価手順



別紙 2-8-11 図 一般弁（逆止弁）の構造強度評価部位（強制開閉装置付きの場合）



別紙 2-8-12 図 女川 2 号機の今回工認における一般弁（逆止弁）の評価手順

4. 特殊弁及び一般弁の詳細検討に適用する駆動部の動作機能確認済加速度の設定

特殊弁及び一般弁（逆止弁を除く）の動的機能維持評価の詳細検討に適用する加速度を別紙2-8-2表に示す。これらの加速度は別添-2-8-1に示す電共研の成果により得られた値である。

詳細検討対象の特殊弁及び一般弁の機能維持評価用加速度が駆動部の動作機能確認済加速度以下となることで、駆動部の動的機能が維持されことを確認する。

別紙 2-8-2 表 特殊弁及び一般弁の詳細検討に適用する加速度

弁型式	駆動部の動作機能確認済加速度*	
	水平方向	鉛直方向
主蒸気隔離弁	15.0	15.0
主蒸気逃がし安全弁	20.0	20.0
一般弁（グローブ弁，ゲート弁， バタフライ弁）のうち電動弁	20.0	20.0
一般弁のうち空気作動グローブ弁	20.0	20.0
一般弁のうち空気作動バタフライ弁	15.0	20.0

注記*：加速度の単位： $\times 9.8\text{m/s}^2$

5. 特殊弁及び一般弁の詳細検討結果

特殊弁及び一般弁の動的機能維持評価の詳細検討結果を別紙 2-8-3 表及び別紙 2-8-4 表に示す。全ての弁の機能維持評価用加速度が駆動部の動作機能確認済加速度を満足するとともに、最弱部の構造強度評価においても算出応力が許容応力を満足しており、弁の動的機能が維持されることを確認した。

なお、駆動部の動作機能確認済加速度は、方向別の加振試験によって得られたデータを基に設定しており、水平 2 方向及び鉛直方向の発生加速度を合成した機能維持評価用加速度との比較により評価を行う。

各弁の動的機能維持評価結果については、当該弁が設置される配管の耐震計算書に示す。

別紙 2-8-3 表 特殊弁及び一般弁の動的機能維持評価 詳細検討結果（加速度評価）

分類	弁型式	弁番号	方向	機能維持評価用加速度*1	駆動部の動作機能確認済加速度*1	超過の有無*2
特殊弁	主蒸気隔離弁	B21-F003D	合成*3	14.96*4	15.0*4	○
	主蒸気逃がし安全弁	B21-F001E	合成*3	15.86	20.0	○
一般弁	グローブ弁	E11-F012A	合成*3	10.95	20.0	○
	ゲート弁	G31-F003	合成*3	9.13	20.0	○
	逆止弁	E11-F005B	合成*3	13.95*5	14.02*5,6	○

注：動的機能維持評価対象弁のうち、各型式で裕度最小となった弁について本表に示す。

注記*1：加速度の単位：×9.8m/s²

*2：機能維持評価用加速度が機能維持確認済加速度を超過しない場合を「○」、超過した場合を「×」で示す。

*3：“合成”とは、機能維持評価用加速度として水平方向と鉛直方向の加速度を合成した値を用いて評価することを示す。評価式を以下に示す。

$$\sqrt{\alpha_h^2 + \alpha_v^2} \leq A_{T1}$$

α_h ：機能維持評価用加速度（水平方向）、 α_v ：機能維持評価用加速度（鉛直方向）

A_{T1} ：駆動部の動作機能確認済加速度

*4：主蒸気隔離弁については、2021 年度現在実施中の研究において 18×9.8m/s² 以上で加振した試験結果があり、当該加速度にて動作機能維持を確認しているため、本表の評価結果に対して更に余裕があることが確認されている。

*5：逆止弁の評価に関して、機能維持評価用加速度は 3 方向の加速度の合成値としているが、弁体の開閉に寄与しない方向の加速度も合成することで保守的な加速度となっていることから、本表の評価結果に対して更に余裕がある。

*6：逆止弁は当該弁の開機能維持又は閉機能維持のための加速度を示す。加速度の算出方法

を参考資料に示す。

別紙 2-8-4 表 特殊弁及び一般弁の動的機能維持評価 詳細検討結果（構造強度評価）

分類	弁型式	弁番号	評価部位	構造強度評価 (MPa)	
				算出応力	許容応力
特殊弁	主蒸気隔離弁	B21-F003D	ヨーク付根 アンダーカット部	885* ¹	887* ¹
	主蒸気逃がし 安全弁	B21-F001E	クーリングスプール	229	304
一般弁	グローブ弁	E11-F012A	ヨーク下部	204	354
	ゲート弁	G31-F003	ボンネット	178	280
	逆止弁	E11-F005B	操作部本体取付ボルト	71	259

注：動的機能維持評価対象弁のうち、各型式で裕度最小となった弁について本表に示す。

注記*1：主蒸気隔離弁の評価に関して、許容応力は規格の S_y 値に基づいて算出されているが、材料検査書に記載の材料強度を踏まえると、実機においては本表の評価結果に対して更に余裕がある。

6. 参考文献

- Nishino, K. et al., “Seismic Test Results of The Main Steam Safety Relief Valve for Japanese Boiling Water Reactor Nuclear Power Plants” , PVP2017-65602, American Society of Mechanical Engineers, 2017
- Kojima, N. et al., “Seismic Test Result of Motor-Operated Valve Actuators for Nuclear Power Plant” , PVP2017-65600, American Society of Mechanical Engineers, 2017
- Kojima, N. et al., “Seismic Test Result of Motor-Operated Butterfly Valve Actuators for Nuclear Power Plant” , PVP2018-84219, American Society of Mechanical Engineers, 2018
- Kojima, N. et al., “Seismic Test Analysis Evaluation of Motor-Operated Valve Actuators for Nuclear Power Plant” , PVP2018-84223, American Society of Mechanical Engineers, 2018
- Kojima, N. et al., “Selection of The Test Specimens for Seismic Tests of Air-Operated Valve Actuators for Nuclear Power Plants” , PVP2019-93168, American Society of Mechanical Engineers, 2019
- Matsubara, Y. et al., “Seismic Test Results of Air-Operated Valve Actuators for Nuclear Power Plants (Air-Operated Butterfly Valve (Direct-Coupled Type))” , PVP2019-93194, American Society of Mechanical Engineers, 2019
- Kubota, R. et al., “Seismic Test Results of Air-Operated Valve Actuators for Nuclear Power Plants (Air-Operated Globe Valve (Cylinder Type))” , PVP2019-93485, American Society of Mechanical Engineers, 2019
- Itabashi, H. et al., “Seismic Test Results of The Main Steam Isolation Valve for Japanese Boiling Water Reactor Nuclear Power Plants” , PVP2020-21362, American Society of Mechanical Engineers, 2020
- Fuji, M. et al., “Seismic Test Results of Air-Operated Valve Actuators for Nuclear Power Plants (Air-Operated Globe Valve (Diaphragm Type) and Air Operated Butterfly Valve (Lever Type))” , PVP2020-21125, American Society of Mechanical Engineers, 2020

逆止弁の開機能維持または閉機能維持のための加速度の算出方法

1. 開機能維持評価

逆止弁の地震時の開機能維持評価に用いる加速度は、J E A G 4 6 0 1 - 1991 の記載に基づき以下の式により算出される。

配管系の地震応答解析により算出される逆止弁の応答加速度が、以下の式により算出される加速度を下回ることを確認し、開機能維持を評価する。開機能維持評価に考慮する荷重を別紙 2-8-13 図に示す。

弁体自重による閉方向荷重

$$Wd = W * g * \sin \theta$$

地震加速度によって生じる閉方向荷重

$$Ws = W * g * \sqrt{\alpha_h^2 + \alpha_v^2}$$

流体による開方向の荷重との関係から、以下式を満足することで開機能が維持される。

$$Wu > Ws + Wd$$

開機能が維持される地震加速度を α_a とすると、

$$Wu = W * g * \alpha_a + Wd$$

以上より、 α_a は以下式にて表される。

$$\alpha_a = \frac{Wu - Wd}{W * g}$$

なお、式中の記号は以下を示す。

Wu : 流体による開方向荷重 (N・m)

Wd : 弁体自重による閉方向荷重 (N・m)

Ws : 地震加速度による閉方向荷重 (N・m)

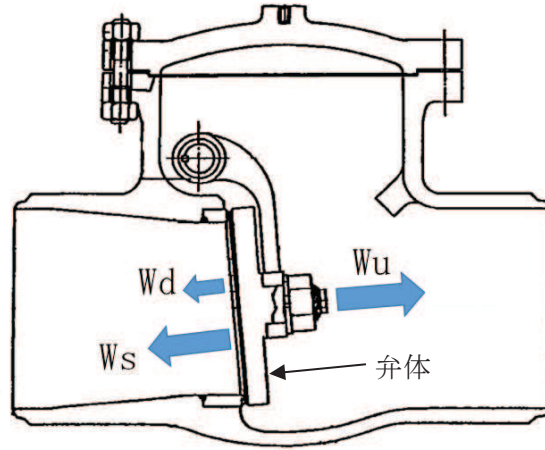
W : 弁体質量 (kg)

g : 重力加速度 (m/s²)

θ : 弁開度 (°)

α_h : 水平方向地震加速度 (配管系の地震応答解析により算出)

α_v : 鉛直方向地震加速度 (配管系の地震応答解析により算出)



別紙 2-8-13 図 逆止弁の開機能維持評価に考慮する荷重

2. 閉機能維持評価

逆止弁の地震時の閉機能維持評価に用いる加速度は、J E A G 4 6 0 1 -1991 の記載に基づき以下の式により算出される。

配管系の地震応答解析により算出される逆止弁の応答加速度が、以下の式により算出される加速度を下回ることを確認し、閉機能維持を評価する。閉機能維持評価に考慮する荷重を別紙 2-8-14 図に示す。

背圧による閉止力

$$W_s = \frac{\pi}{4} * d_m^2 * P_b$$

地震応答加速度により弁体を開く方向の力と弁体自重による閉方向の力の関係は以下の通り。

$$W_o = W * g * \sqrt{\alpha_h^2 + \alpha_v^2} - W * g * \sin \theta_0$$

弁の閉機能が維持される条件は、以下の式で表される。

$$\frac{W_s - W_o}{A_s} > P_s$$

閉機能が維持される地震加速度を α_a とすると、

$$\frac{W_s - W * g * (\alpha_a - \sin \theta_0)}{A_s} = P_s$$

以上より、 α_a は以下式にて表される。

$$\alpha_a = \frac{\left(\frac{\pi}{4} * d_m^2 * P_b\right) - P_s * A_s}{W * g} + \sin \theta_0$$

なお、式中の記号は以下を示す。

W_s : 背圧による閉止力 (N)

W_o : 地震加速度により弁体を開く方向の力 (自重による閉方向の力を含む) (N)

d_m : シート平均径 (mm)

P_b : 背圧 (MPa)

A_s : シート面積 (m^2)

P_s : シールに必要な最小面圧 (MPa)

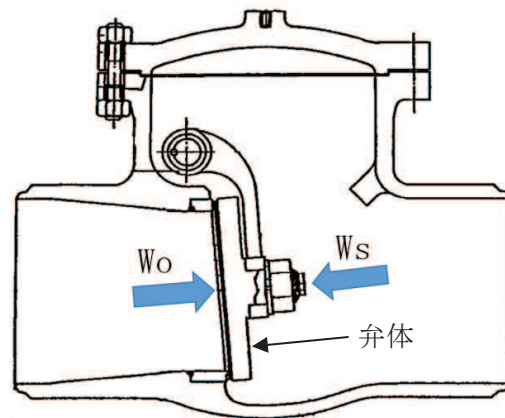
W : 弁体質量 (kg)

g : 重力加速度 (m/s^2)

θ_0 : 弁閉時における弁体とアームの重心とロッドを結ぶ線分が鉛直軸となす角度 ($^\circ$)

α_h : 水平方向地震加速度 (配管系の地震応答解析により算出)

α_v : 鉛直方向地震加速度 (配管系の地震応答解析により算出)



別紙 2-8-14 図 逆止弁の閉機能維持評価に考慮する荷重

弁の動的機能維持評価の「詳細検討」に適用する試験結果

1. はじめに

弁の地震時動的機能維持評価に用いる機能確認済加速度は、複数の実機弁を用いた既往の加振試験の結果に基づいて策定されているが、近年の基準地震動の増大により弁の応答加速度も増大していることから、応答加速度が従来評価手法の機能確認済加速度を超過した場合の評価手法について検討が行われていた。

現状の機能確認済加速度の元となった加振試験は試験装置の加振能力により制約されたものであり、実機の機能維持限界はさらに高い実力を有していると考えられる。このため（一財）電力中央研究所において、原子力機器・建屋の耐震限界性能評価に資する $20 \times 9.8 \text{m/s}^2$ 共振振動台の開発が行われ、2014年度に重要機器の動的機能確認試験が実施できるレベルにまで整備された。この共振振動台を活用し、電力共通研究により以下の弁を対象として高加速度の加振試験を実施してきている。

- ・ 電動弁駆動部（一般弁：グローブ弁，ゲート弁，バタフライ弁）
- ・ 空気作動弁駆動部（一般弁：グローブ弁，バタフライ弁）
- ・ 主蒸気逃がし安全弁（BWR）
- ・ 主蒸気隔離弁（BWR）

これら研究成果で得られた知見を、新たに一般弁，主蒸気逃がし安全弁及び主蒸気隔離弁の駆動部の動作機能確認済加速度として反映するものである。

なお，本資料には，電力共通研究の内容に加え，女川2号機の当該弁の電力共通研究等との同等性に係る情報も併せて記載する。

2. 弁の高加速度加振試験概要

電動弁駆動部，空気作動弁駆動部，主蒸気隔離弁（BWR）及び主蒸気逃がし安全弁（BWR）の高加速度加振試験の概要を以下に示す。

2.1 加振装置

加振に使用した共振振動台は，大型振動台（既存の振動台）と共振振動台（新規に製作した振動台）で構成され，加振機によって大型振動台に発生する加速度と共振振動台に設置されたバネにより応答増幅し，共振振動数における正弦波加振において大加速度を実現するものである。加振装置の仕様を表 2.1-1 に，概要図及び外観を図 2.1-1 及び図 2.1-2 に示す。また，共振振動台に関する公開文献を 4. 参考文献に示す。

表2.1-1 加振装置の仕様

項目	大型振動台	共振振動台
振動テーブル	5m×5m	2m×2m
加振方向	水平 1 軸正弦波	水平 1 軸正弦波
駆動方式	電気・油圧サーボ方式	大型振動台直結
搭載質量	定格；60,000kg	定格；10,000kg
最大加速度	2.0×9.8m/s ²	20×9.8m/s ²
加振振動数	0.5～40Hz	10Hz

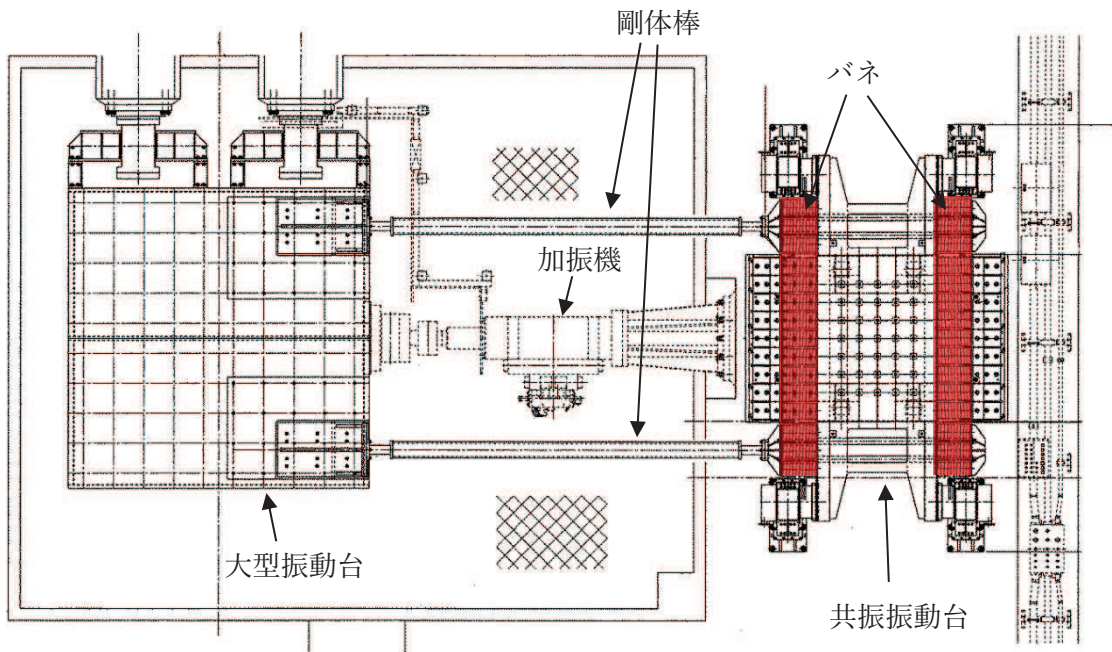


図2.1-1 加振装置概要図（平面図）

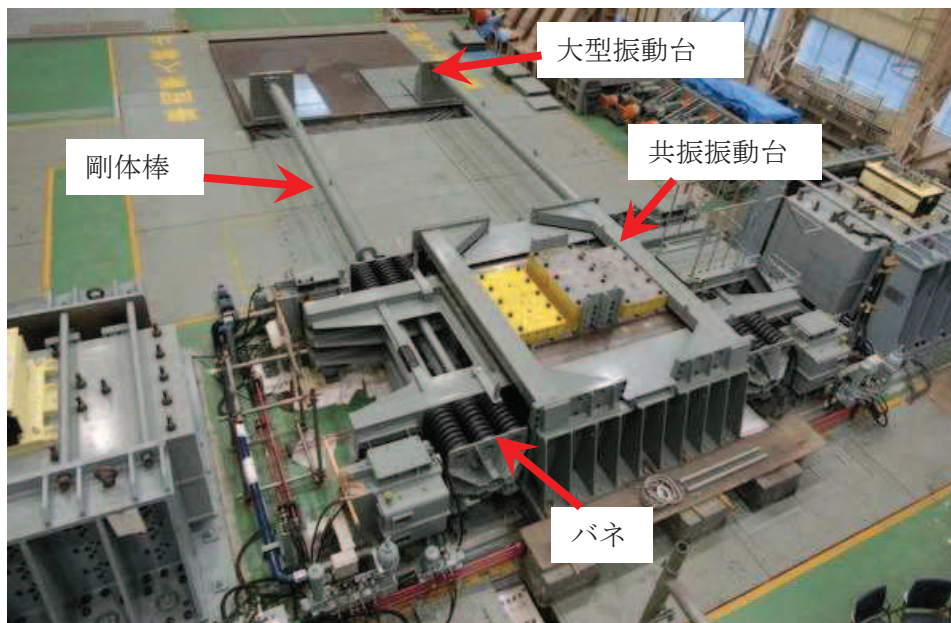


図2.1-2 加振装置外観

2.2 基本条件

加振試験の基本条件を以下に示す。なお、J E A G 4 6 0 1-1991 及び先行プラントの評価にて適用されている機能確認済加速度の根拠となった既往研究の加振試験における基本条件との比較を、参考資料に記載した。

入力波の種類	正弦波
加振振動数	約 10Hz
加振継続時間	15 秒以上
加振方向	水平 (2 方向), 鉛直の 3 方向単軸
目標加速度	電動弁駆動部, 空気作動弁駆動部及び主蒸気逃がし安全弁 (BWR) は各方向 $20 \times 9.8 \text{m/s}^2$ 以上 主蒸気隔離弁 (BWR) は各方向 $15 \times 9.8 \text{m/s}^2$ 以上

2.3 加振波について

使用する共振振動台の特性上、加振波は正弦波となるが、連続正弦波の場合は最大加速度が繰り返し発生するため、地震波に比べ試験体にとっては厳しい条件である。

また、加振振動数は、試験体の固有振動数と弁が設置される配管系の固有振動数および共振振動台の仕様を考慮して設定した。

弁が設置される配管系の固有振動数は約 10Hz~20Hz であり、これらの振動数成分が弁駆動部に作用する。加振入力波の振動数が試験体の固有振動数に比べ小さい場合には、全体に慣性力が加わることになり、機能喪失モードに対して慣性力の影響が支配的と考えられる弁駆動部に対しては適切である。以上を勘案して、加振振動数は約 10Hz とした。

また、加振時間については、実機プラントの弁を例に、基準地震動 S_s による弁駆動部の応答加速度が最大加速度の 0.8 倍以上となる高加速度の発生頻度を確認した結果、発生回数は 40 回

以下、継続時間は 0.5 秒以下であった。10Hz の連続正弦波で 15 秒加振した場合は、高加速度の発生回数 300 回、継続時間は 6 秒であり、十分保守的な条件である。

2.4 電動弁駆動部の加振試験

(1) 電動弁駆動部の試験体選定の考え方

電動弁駆動部はモータ出力を、各種ギアを介して弁棒に伝達し、弁を開閉させるものである。国内原子力発電所で使用される電動弁駆動部はメーカ 2 社があり、要求されるトルクに応じた型式が使用されているが、動作機構の基本構造は同じである。電動弁については、実機プラントに多数設置されており弁型式や口径も様々であるものの、駆動部の種類（メーカ）は限定的であることから、今回試験は、駆動部単体の動作機能確認済加速度のデータ取得を目的として駆動部単体で試験を実施する。電動弁の概要図を図 2.4-1、電動弁駆動機構の構造例を図 2.4-2 に示す。

動的機能維持要求のある電動弁駆動部として使用されている型式を調査し、最終的に IEEE382* に規定される主要パラメータに従ってグルーピングする手法を用いて全体を網羅するような選定を行い、メーカ 2 社、計 7 体を試験体とした。

女川 2 号機の電動弁で使用している駆動部は全て [] 製であり、基本仕様の SMB 型と、基本構造は同じであるが着座時の衝撃緩和等の目的で緩衝用皿バネを組み込んだ SB-D 型がある。また、電源種が交流モータと直流モータ、さらにバタフライ弁等は二次減速機を組み合わせたものがあり、これら全体を網羅するように試験体を選定している。 [] [] 製の場合、IEEE382 に基づくパラメータによるグルーピングを行うと 4 グループに分類され、各グループより選定した代表 4 体に緩衝用皿バネ有無、電源種を振り分け、さらに二次減速機付きの 1 体を加えた 5 体を試験体とした。

選定した試験体を表 2.4-1 に示す。

注記* : IEEE382” Standard for Qualification of Safety-Related Actuators for Nuclear Power Generating Stations” は米国の原子力発電所向け弁駆動部の型式認定試験を定めた規格であり、耐震試験などの要求が規定されている。また、試験体の選定については本規格に基づき許容トルク、許容スラスト、許容ステム径、質量の観点で分類し、各分類から代表機種を選定した。

また、J E A G 4 6 0 1 に規定されている機能確認済加速度の設定根拠となった加振試験（耐特委*1）で用いた試験体との比較について、表 2.4-2 に示す。今回試験は駆動部単体に対する試験であるが、実機プラントの型式全体を網羅するよう試験体を選定しており、女川 2 号機の駆動部についても含まれているため、駆動部の試験体選定の考え方は J E A G 4 6 0 1（耐特委）と同等である。

なお、電動弁駆動部の機能維持評価については（社）日本電気協会 原子力発電耐震設計専門部会（以下「耐専」という。）においても検討されており、鉛直方向の機能確認済加速度の設定に係る報告書*2 がまとめられている。耐専の報告書では、電動弁の駆動部について水

平及び鉛直方向で 10G に対して機能維持が確認された駆動部メーカーによる加振試験の知見を引用している。このメーカー試験における試験体は、IEEE382 に基づいて駆動部の型式をグルーピングしグループごとに代表弁を選定しており、今回試験と試験体選定の考え方は同等である。

注記*1：原子力発電耐震設計特別調査委員会報告書「動的機器の地震時機能維持評価に関する調査報告書（昭和 62 年 2 月）」

*2：（社）日本電気協会 原子力発電耐震設計専門部会「水平・上下地震動に対する機器の機能維持評価法の検討に関する調査報告書（平成 13 年 3 月）」



図 2.4-1 電動弁概要図

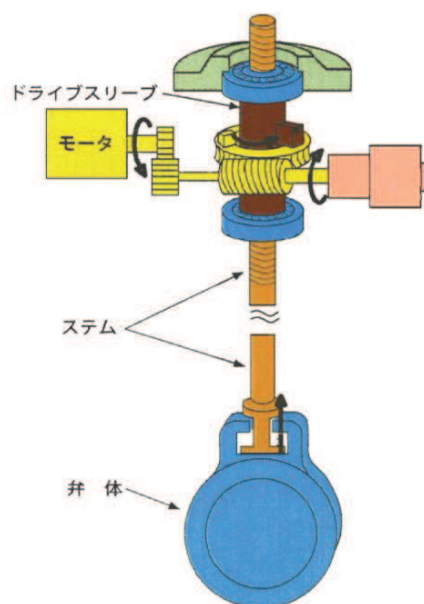


図 2.4-2 電動弁駆動機構の構造例

表 2. 4-1 電動弁駆動部の加振試験体

試験体 No.	型式番号	出力 (N-m)	総質量 (kg)	外観	適用口径 (女川 2 号機)
1	SB-00D	360	210		50A~400A
2	SMB-0	1, 000	245		80A~450A
3	SMB-2	2, 700	457		100A~500A
4	SMB-4	11, 500	1, 292		300A~350A
5	SMB-0/HB-3	1, 000	372	 二次減速機付き	150A~500A

表 2.4-2 試験体の比較（電動弁）

項目	女川2号機	今回試験	J E A G 4 6 0 1（耐特委）				同等性
			電動 グローブ弁	電動 ゲート弁	電動 ゲート弁	電動 バタフライ 弁	
駆動方式・ 弁種	電動弁 グローブ弁, ゲート弁, バタフライ弁	電動弁 駆動部単体	電動 グローブ弁	電動 ゲート弁	電動 ゲート弁	電動 バタフライ 弁	今回試験及び耐特委での試験体（駆動部）は実機プラントに適用している型式全体を網羅するよう選定しており考え方は同等
呼び径	表 2.4-1 参照	—*	350A	75A	600A	500A	

注記*：駆動部のみを対象として試験を実施。適用した駆動部の型式は表 2.4-1 参照。

(2) 電動弁駆動部の試験方法

前項で選定したそれぞれの試験体について水平2方向、鉛直方向の3方向について駆動部重心の応答加速度が $20 \times 9.8 \text{m/s}^2$ 以上となる加振試験を実施した。

試験は、試験体に設置した加速度センサーの応答加速度を監視しながら加振力を上げていき、応答加速度が目標加速度に到達したところで加振力を15秒以上保持し、その間に電動弁駆動部を作動させて状態確認を実施した。試験時の確認項目を表 2.4-3 に示す。電動弁の作動要求は地震中、地震後の両方があることから、加振中及び加振後ともに作動状態の確認を行う。

また、J E A G 4 6 0 1（耐特委）との試験方法の比較を表 2.4-4 に示す。今回の試験方法が J E A G 4 6 0 1 と同等であることを確認した。

なお、耐専の報告書では、電動弁の駆動部について水平及び鉛直方向で10Gに対して機能維持が確認された駆動部メーカーによる加振試験の知見を引用し、水平・鉛直ともに機能確認済加速度として6Gの設定が可能であると結論付けている。

注記*：(社)日本電気協会 原子力発電耐震設計専門部会「水平・上下地震動に対する機器の機能維持評価法の検討に関する調査報告書（平成13年3月）」

表 2.4-3 電動弁駆動部加振試験時の確認項目

状態	確認項目
加振前	据付状態目視点検 作動状態確認（作動信号計測）
加振中	作動状態確認（作動信号計測）
加振後	作動状態確認（作動信号計測） 各部目視点検

表 2.4-4 試験方法の比較（電動弁）

項目		今回試験	J E A G 4 6 0 1（耐特委）				同等性
			電動グロ ープ弁	電動ゲー ト弁 (75A)	電動ゲー ト弁 (600A)	電動バタ フライ弁	
加振前 試験	作動試験	作動状態に 問題なし	同左				同等
	弁座漏えい試験	—	規定値以下				—（今回試験は駆動部の みのため対象外の項目）
加振 試験	加振方法	連続正弦波	連続正弦波				今回試験では J E A G 4 6 0 1（耐特委）より 大きい加速度で加振
	加振加速度 （駆動部応答）	20G	約 5G*	約 5G*	約 5G*	約 3G*	
	作動試験	作動状態に 問題なし	同左				同等
加振後 試験	作動試験	作動状態に 問題なし	同左				同等
	弁座漏えい試験	—	規定値以下				—（今回試験は駆動部の みのため対象外の項目）

注記*：耐特委の検討では、PWR プラントの電動弁に対する試験も実施しており駆動部について 7.3G の試験結果が得られている。弁駆動部については各供試体ともに同種のものが使われているため、本結果を弁全体に適用することとしている。これに加えて弁の構造最弱部の机上検討結果で 6G に対して健全性が確認できたことから、弁全体として機能確認済加速度 6G を設定している。

(3) 電動弁駆動部の試験結果

駆動部単体の試験体 No. 1~4 については、いずれも加振による有意な損傷はみられず、加振中及び加振前後で開閉信号から計測した作動時間に有意な変動はなく、良好な作動状態であった。

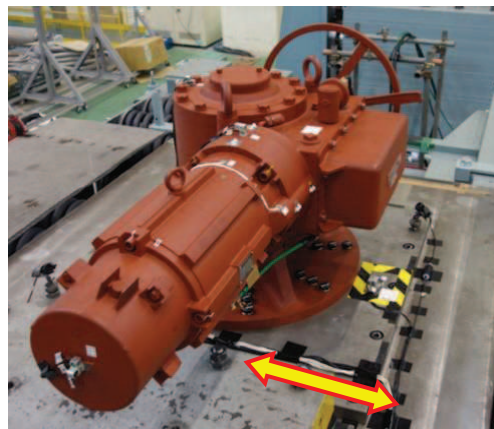
動作機能維持を確認できた加振試験で計測された最大応答加速度を表 2.4-5 に示す。また、試験体 No. 2 (SMB-0) の試験体据付状況を図 2.4-3 に、加振時の駆動部応答加速度波形を図 2.4-4 に、作動信号の計測結果の例を図 2.4-5 に示す。

表 2.4-5 電動弁駆動部加振試験で計測された最大応答加速度 (試験体 No. 1~4)

試験体 No.	型式	最大応答加速度 ($\times 9.8\text{m/s}^2$)		
		X 方向	Y 方向	Z 方向
1	SB-00D	21.9	21.4	20.9
2	SMB-0	20.9	21.6	22.0
3	SMB-2	21.5	21.3	23.4
4	SMB-4	22.7	21.3	23.4



水平 (X) 方向



水平 (Y) 方向



鉛直 (Z) 方向

図 2.4-3 電動弁駆動部試験体据付状況

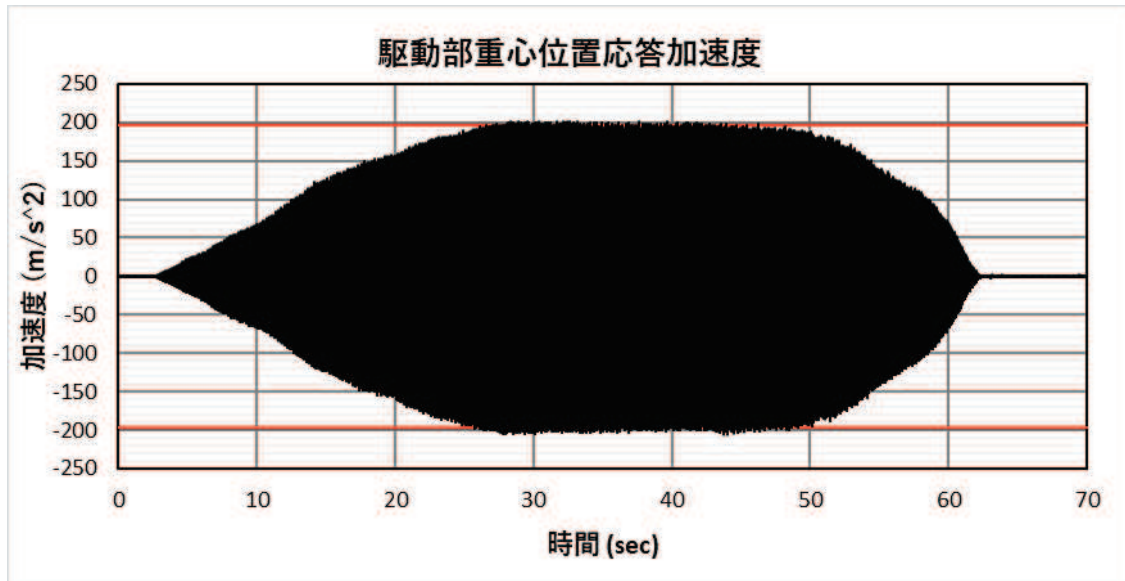


図 2.4-4 X 方向 $20 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 加振時の駆動部応答加速度波形

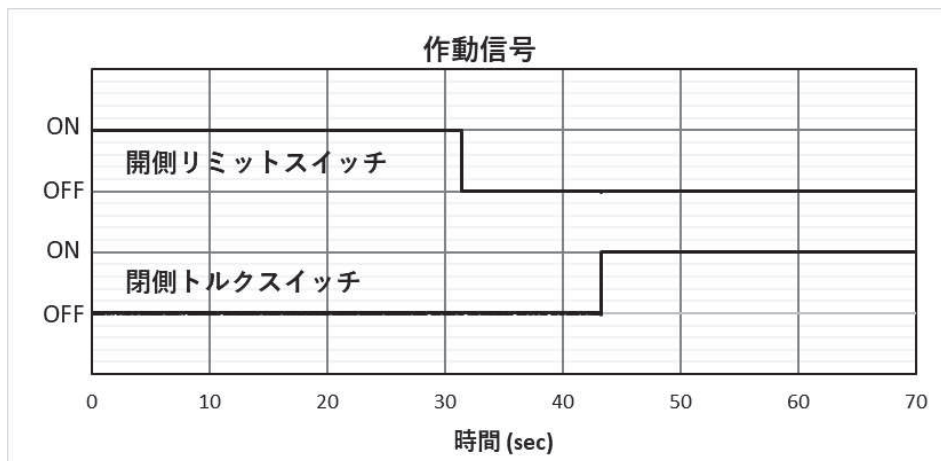


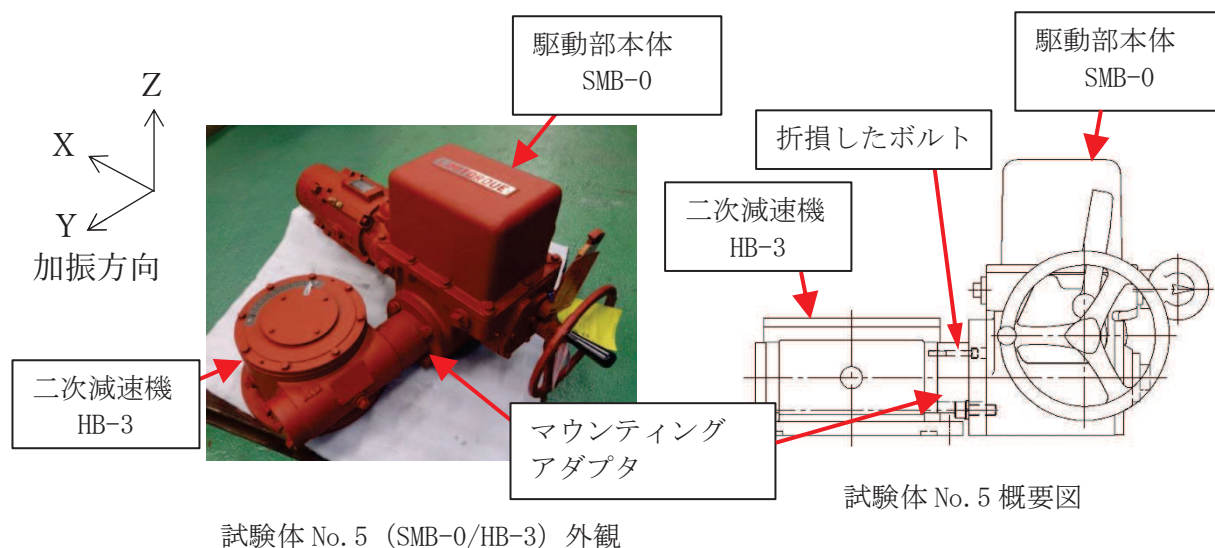
図 2.4-5 X 方向 $20 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 加振中の作動信号

また、バタフライ弁等で使用される二次減速機*を持つ駆動部である試験体 No. 5 についても加振試験を実施した。駆動部単体の試験体と同様に電動機の軸方向を水平 X 方向とし、直交する Y 方向、鉛直 Z 方向それぞれで実施した。3 \times 9.8 m/s^2 加振では、3 方向とも良好な結果であり、その後 Y 方向では 20 \times 9.8 m/s^2 加振まで良好な結果であったが、続けて実施した X 方向 15 \times 9.8 m/s^2 加振において、駆動部本体と二次減速機を連結するマウンティングアダプタと呼ばれる部品の二次減速機との締結フランジ部で締結ボルトが折損し、駆動部本体が脱落する事象を確認した。試験体の構造および折損箇所を図 2.4-6 に示す。

注記*: 電動弁駆動部は、電動機が発生する回転トルクを内部のギア等を介して弁棒に伝達する。

ゲート弁やグローブ弁の場合は、弁棒に設けられた台形ねじを介して回転トルクを弁棒の直線運動に変換することで弁の開閉を行う形式であり、駆動部本体を直接搭載する形が一般的である。一方でバタフライ弁やボール弁のような弁棒を約 90 度回転させて弁

の開閉を行う形式の弁は、必要な回転速度は低いが必要トルクは大きくなるため、駆動部出力そのままでは適さない場合が多い。そこで駆動部出力トルクを、ギアを介して適切な速度、トルクに変換する機構を持つ二次減速機を組み合わせ使用するのが一般的である。



試験体 No. 5 (SMB-0/HB-3) 外観

図 2.4-6 二次減速機付き試験体構造

駆動部本体のねじりを抑えるため駆動部本体と二次減速機を補強固定する耐震ブラケットと呼ばれる追加部品があり、本事象の対策として有効と考えられたことから、試験結果をもとに $20 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 加振に耐えうる耐震ブラケットの設計を行った。耐震ブラケットのイメージ図を図 2.4-7 に示す。また、設計した耐震ブラケットを装備した試験体外観を図 2.4-8 に示す。

耐震ブラケットを装備した試験体について水平 2 方向、鉛直方向の 3 方向について駆動部重心の応答加速度が $20 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 以上となる加振試験を実施した結果、加振中及び加振前後で開閉信号から計測した作動時間に有意な変動はなく、良好な作動状態であり、動作機能維持を確認した。

二次減速機付きの電動弁駆動部について試験で確認した最大応答加速度を表 2.4-6 に示す。

なお、耐震ブラケットを装備した二次減速機付き電動弁駆動部に対して加振試験を実施した試験体は 1 種類のみであるが、試験結果を踏まえて異なるサイズの駆動部毎に耐震ブラケットの設計を行っていることから、駆動部サイズに合わせて設計した耐震ブラケットを装備することにより、試験を実施していない型式の二次減速機付き電動弁駆動部についても、 $20 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 以上の加速度に対して動作機能は維持される。

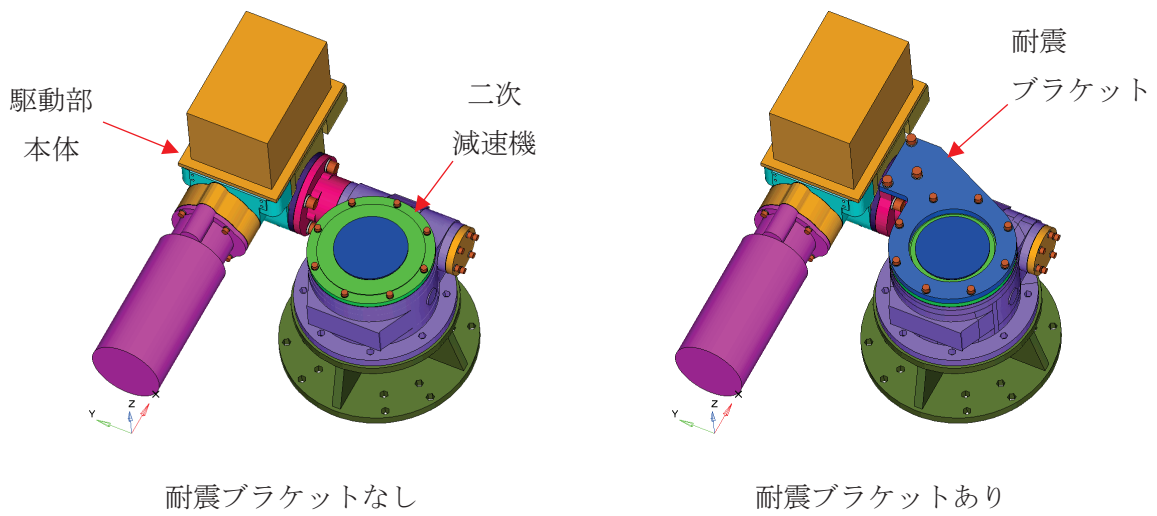


図 2.4-7 耐震ブラケットイメージ図



図 2.4-8 二次減速機付き電動弁駆動部（補強後）

表 2.4-6 電動弁駆動部加振試験で計測された最大応答加速度（試験体 No. 5）

試験体 No.	型式	最大応答加速度（ $\times 9.8\text{m/s}^2$ ）		
		X 方向	Y 方向	Z 方向
5	SMB-0/HB-3 耐震ブラケット無	8.7	22.6	8.1
5	SMB-0/HB-3 耐震ブラケット付	23.9	23.4	22.7

2.5 空気作動弁駆動部の加振試験

(1) 空気作動弁駆動部の試験体選定の考え方

国内原子力発電所で使用される空気作動弁のうち動的機能維持が求められる弁を調査した結果、表 2.5-1 に示す型式に分類される。

表 2.5-1 空気作動弁の分類

分類	弁型式	駆動部型式	弁棒への伝達方式	弁メーカー	使用口径
1	グローブ弁	シリンダ	直結式		15A～50A
					25A～50A
					20A～25A
2	グローブ弁	ダイヤフラム	直結式		75A～150A
					65A～150A
					80A～125A
3	バタフライ弁	シリンダ	直結式		250A～600A
4	バタフライ弁	シリンダ	レバー式		200A～700A
					700A
					550A, 600A
				200A～700A	
5	バタフライ弁	ダイヤフラム	レバー式	450A	
				75A～500A	

分類毎の基本構造は同じであることから、分類毎にヨーク部等の耐震上最弱と考えられる部位について弁メーカーと使用口径の範囲について裕度評価を行い、裕度の少ないものに加え、プラントでの使用状況、試験装置の制約を考慮し、表 2.5-2 に示す 4 体を試験体に選定した。

表 2.5-2 試験体概要（空気作動弁）

試験体 No.	弁型式	駆動部型式	弁棒への伝達方式	弁メーカー	口径
1	グローブ弁	シリンダ	直結式		50A
2	グローブ弁	ダイヤフラム	直結式		150A
3	バタフライ弁	シリンダ	直結式		400A
4	バタフライ弁	シリンダ	レバー式		300A

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

なお、今回女川2号機の動的機能維持評価において試験成果を適用する弁種は以下の2種類である。それぞれの構造を図2.5-1、及び図2.5-2に示す。今回試験は駆動部単体の動作機能確認済加速度の確認が目的であるものの、空気作動弁については、電動弁のように駆動部と弁型式の組合せが多数存在するわけではなく、駆動部と弁型式の組合せが決まっていることから弁本体も含めた試験体を準備し試験に適用している。ただし、試験では漏えい試験等の弁本体側に関する確認は実施しておらず、駆動部の機能維持及び最弱部の強度の健全性に着目した試験を実施している。

また、J E A G 4 6 0 1に規定されている機能確認済加速度の設定根拠となった加振試験（耐特委）で用いた試験体との比較について、表2.5-3に示す。女川2号機、今回試験及びJ E A G 4 6 0 1で使用している駆動部型式が同等であることを確認した。

弁型式	駆動部型式	製造メーカー	呼び径
グローブ弁	シリンダ		15A~50A
バタフライ弁	シリンダ		250A~600A

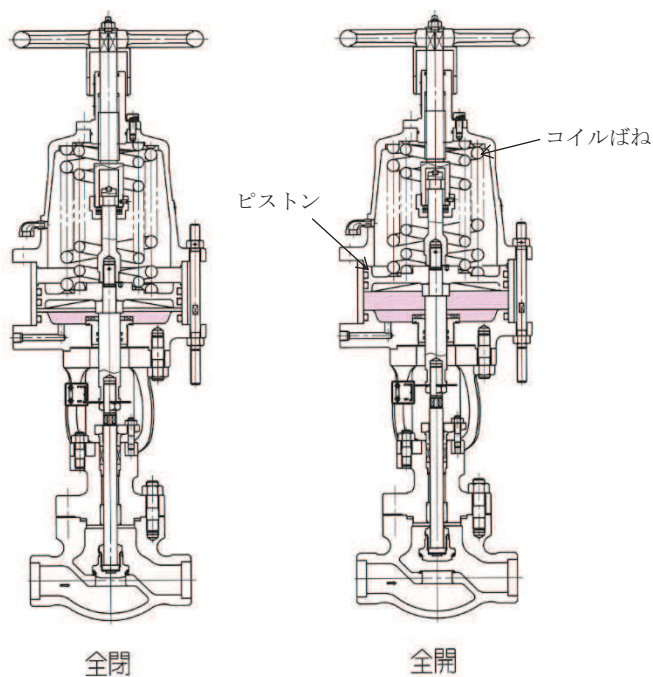


図 2.5-1 空気作動グローブ弁シリンダ型試験体(50A)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

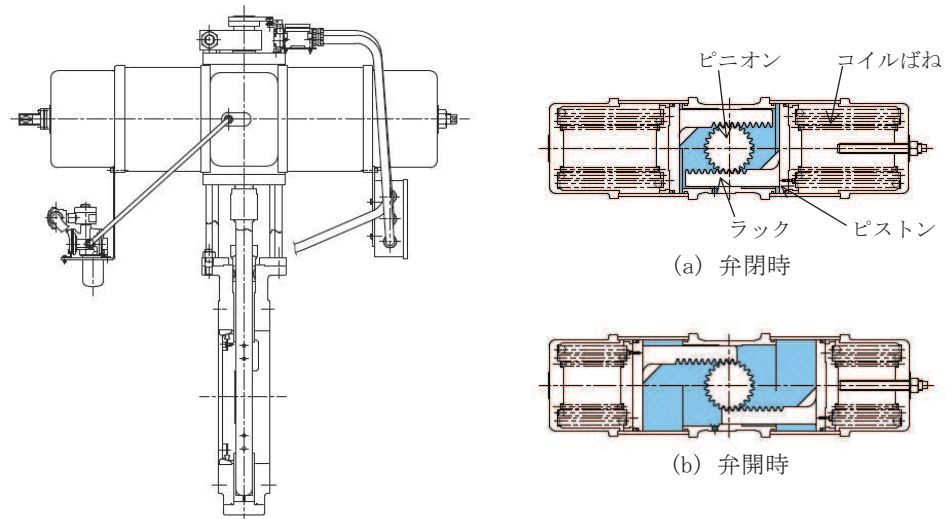


図 2.5-2 空気作動バタフライ弁シリンダ型試験体(400A)

表 2.5-3 試験体の比較 (空気作動弁)

項目	女川 2 号機		今回試験		J E A G 4 6 0 1 (耐特委)		同等性
駆動方式	空気作動 グローブ弁	空気作動 バタフライ弁	空気作動 グローブ弁	空気作動 バタフライ弁	空気作動 グローブ弁	空気作動 バタフライ弁	口径に差異はあるが、作動原理、基本構造は全て同等。
呼び径	15~50A	250~600A	50A	400A	75A, 150A	600A	

(2) 空気作動弁駆動部の試験方法

4 体の試験体それぞれについて水平 2 方向、鉛直方向の 3 方向について加振試験を実施した。

女川 2 号機で使用している空気作動グローブ弁シリンダ型直結式、バタフライ弁シリンダ型直結式の試験結果を以降に示す。

試験は試験体の駆動部に設置した加速度センサーの応答加速度を監視しながら加振力を上げていき、応答加速度が目標加速度に到達したところで 15 秒以上保持した。空気作動弁の作動要求は全て地震後の作動となることから、加振後に作動試験を実施し、機能を確認した。

また、試験目的は駆動部の動作機能確認であるため、事前の机上評価にて目標加速度に耐えることが困難と評価された駆動部外の部位であるヨークや、駆動部内の付属品取付板等については、あらかじめ補強した試験体にて加振試験を実施した。なお、弁の動的機能維持評価の詳細検討においては、ヨーク及び付属部品取付板等の駆動部外の部位の健全性は構造強度評価にて担保できることから、これらの部位については補強型を用いて試験を行うことで問題はない。

参考として、加振中に作動を行う加振中作動試験、駆動空気源喪失によるフェイルセーフ動作を確認するための加振中エアレス閉試験を実施した。

試験時の確認項目を表 2.5-4 に示す。

また、J E A G 4 6 0 1 (耐特委) との試験方法の比較を表 2.5-5 に示す。今回の試験方法が J E A G 4 6 0 1 と同等であることを確認した。

なお、空気作動弁駆動部の機能維持評価についても電動弁と同様に耐専において検討されている。耐専の報告書では、空気作動弁の駆動部について加振試験を実施し、水平方向で9.5G以上（弁型式で異なる）、鉛直方向で6.8Gでの機能維持が確認されており、この結果を踏まえて水平・鉛直ともに機能確認済加速度として6Gの設定が可能であると結論付けている。

表 2.5-4 空気作動弁駆動部加振試験時の確認項目

状態	確認項目
加振前	据付状態目視点検 作動状態確認（作動信号計測）
加振中	作動状態確認（作動信号計測）*
加振後	作動状態確認（作動信号計測） 各部目視点検

注記*：加振中の作動状態確認は参考として実施

表 2.5-5 試験方法の比較（空気作動弁）

項目		今回試験		J E A G 4 6 0 1 (耐特委)		同等性
		グローブ弁	バタフライ弁	グローブ弁	バタフライ弁	
加振前 試験	作動試験	作動状態に問題なし		同左		同等
	弁座漏えい試験	—		規定値以下		—（今回試験は駆動部のみのため対象外の項目）
加振 試験	加振方法	連続正弦波		連続正弦波		今回試験では耐特委よりも高い加速度で加振
	加振加速度 (駆動部応答)	20G	水平 15G 鉛直 20G	約 6G, 約 8G	約 5G	
加振後 試験	作動試験	作動状態に問題なし		同左		同等
	弁座漏えい試験	—		規定値以下		—（今回試験は駆動部のみのため対象外の項目）

(3) 空気作動弁駆動部の試験結果

a. 空気作動グローブ弁シリンダ型直結式の試験結果

空気作動グローブ弁の耐震上クリティカル部位はヨーク部であるが、駆動部の動作機能限界を確認することを目的としたため、実機に比べ強度を上げた補強型ヨークを用いて試験を行った。いずれも加振による有意な損傷はみられず、加振前後の作動時間に有意な変動はなく、良好な作動状態であり、それぞれ $20 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 以上で動作機能に問題ないことが確認できた。

試験体外観及び試験体据付状況を図 2.5-3 及び図 2.5-4 に、加振時の駆動部応答加速度波形を図 2.5-5 に、作動信号の計測結果の例を図 2.5-6 に示す。また、試験結果まとめを表 2.5-6 に示す。

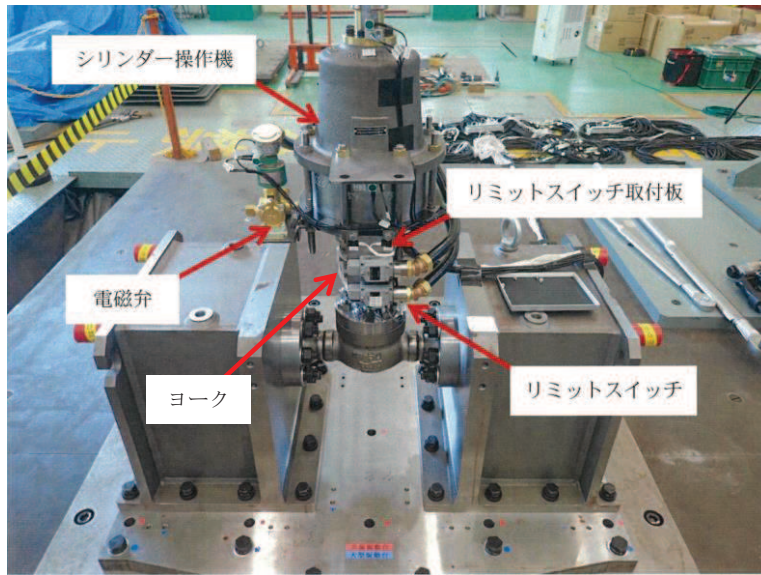
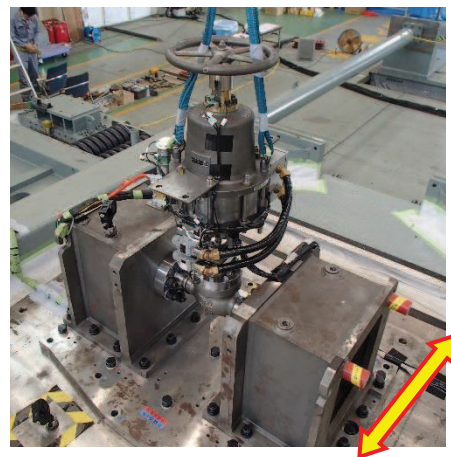


図 2.5-3 空気作動グローブ弁シリンダ型直結式試験体外観



X 方向



Y 方向



Z 方向

図 2.5-4 空気作動グローブ弁シリンダ型直結式試験体据付状況

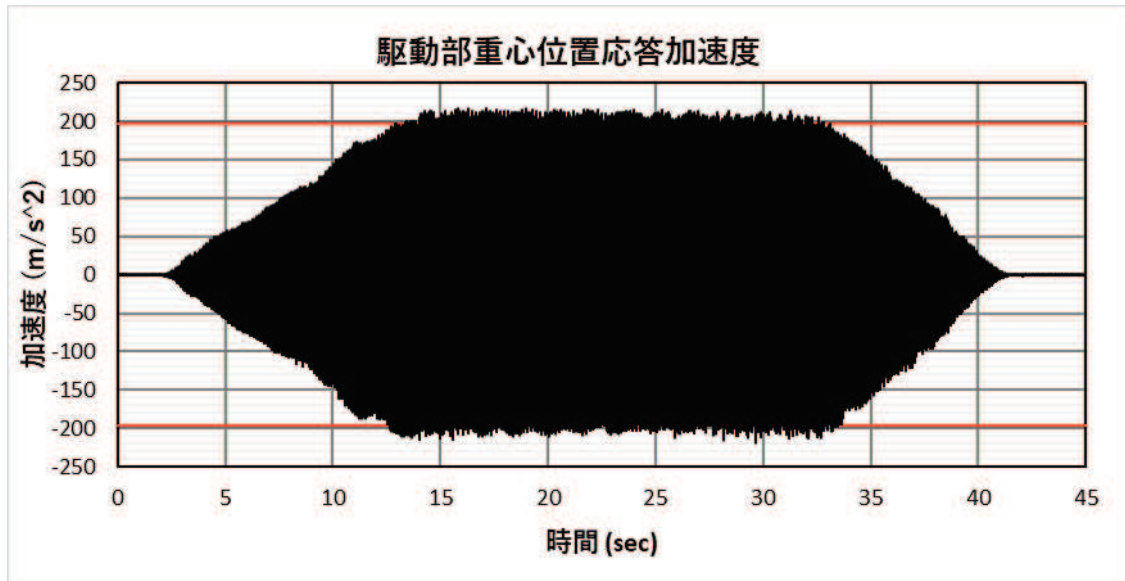


図 2.5-5 X 方向 $20 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 加振時の駆動部応答加速度波形

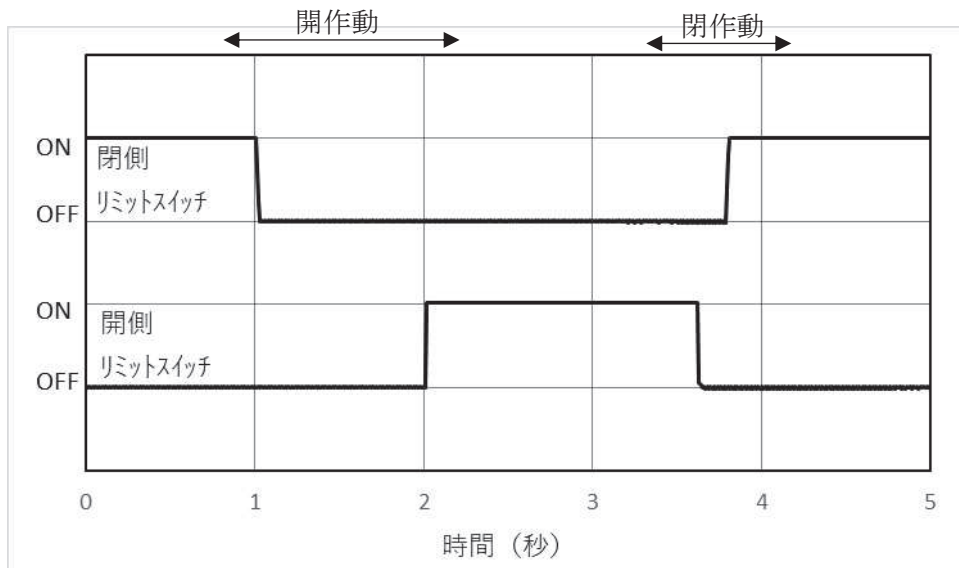


図 2.5-6 X 方向 $20 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 加振後の作動信号

表 2.5-6 空気作動グローブ弁シリンダ型直結式試験結果まとめ

試験項目	加振方向	駆動部の最大応答 加速度 ($\times 9.8 \text{ m/s}^2$)	作動状態
加振試験	X	22.2	良好
	Y	22.2	良好
	Z	23.6	良好
加振中作動試験*	Y	22.8	良好
加振中エアレス閉試験*	Y	22.9	良好

注記*：加振中の試験は参考として実施

b. 空気作動バタフライ弁シリンダ型直結式の試験結果

空気作動バタフライ弁も空気作動グローブ弁と同様に補強型ヨークを用いて試験を行った。また、電磁弁取付板についても折損が想定されたことから補強型取付板を用いて試験を行った。その結果、水平方向 (X, Y 方向) は $15 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 以上、鉛直方向 (Z 方向) は $20 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 以上で動作機能に問題ないことを確認した。試験体外観を図 2.5-7 に、電磁弁取付板の取付位置及び構造を図 2.5-8 に、試験体据付状況を図 2.5-9 に、加振時の駆動部応答加速度波形を図 2.5-10 に、作動信号の計測結果の例を図 2.5-11 に示す。また、試験結果まとめを表 2.5-7 に示す。

女川 2 号機において動的機能維持要求のある空気作動バタフライ弁を表 2.5-8 に示す。これらの弁のうち、耐震評価の結果、弁駆動部の応答加速度が $6.0 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ を超過する弁に対しては、電磁弁取付板を補強し、本試験結果を適用する。

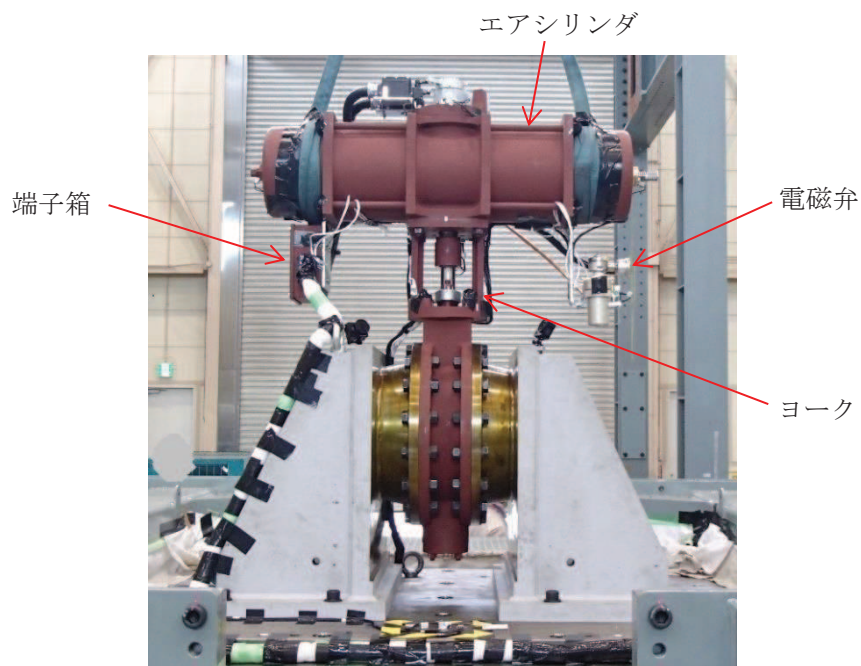


図 2.5-7 空気作動バタフライ弁シリンダ型直結式試験体外観

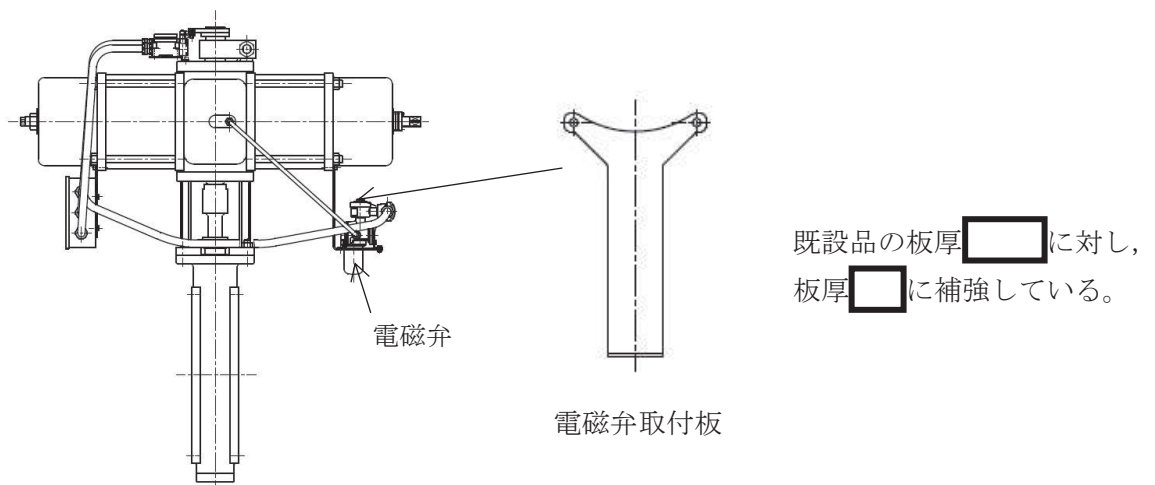
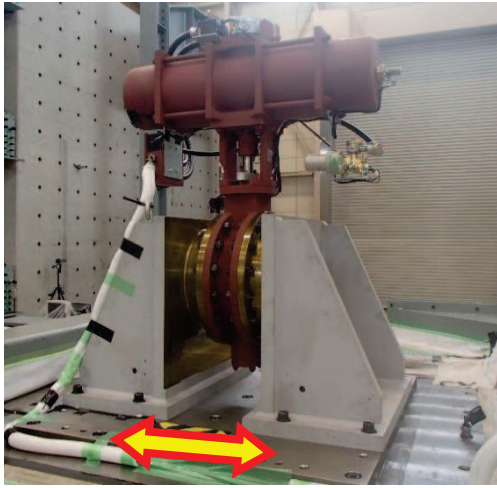
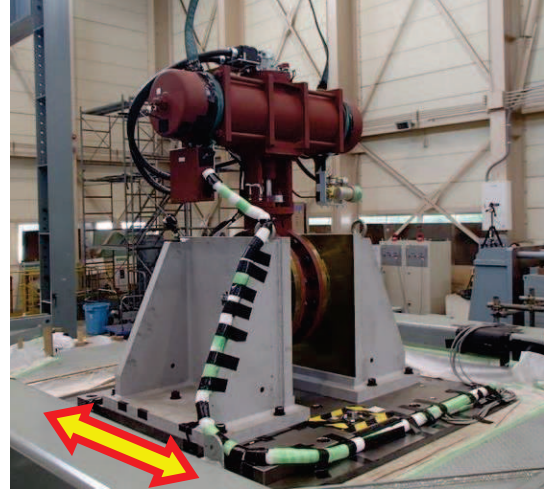


図 2.5-8 空気作動バタフライ弁シリンダ型直結式 電磁弁取付板の取付位置及び構造

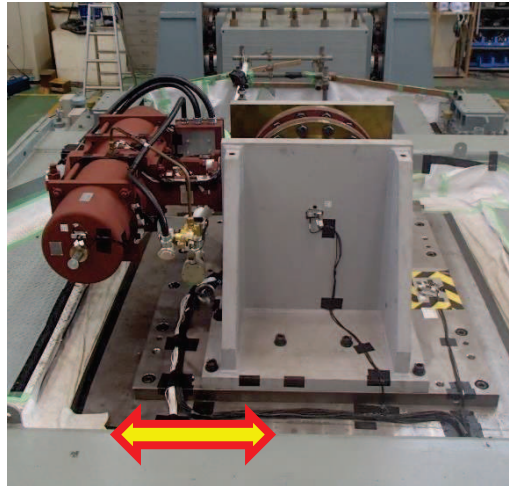
枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



水平 (X) 方向



水平 (Y) 方向



鉛直 (Z) 方向

図 2.5-9 空気作動バタフライ弁シリンダ型直結式試験体据付状態

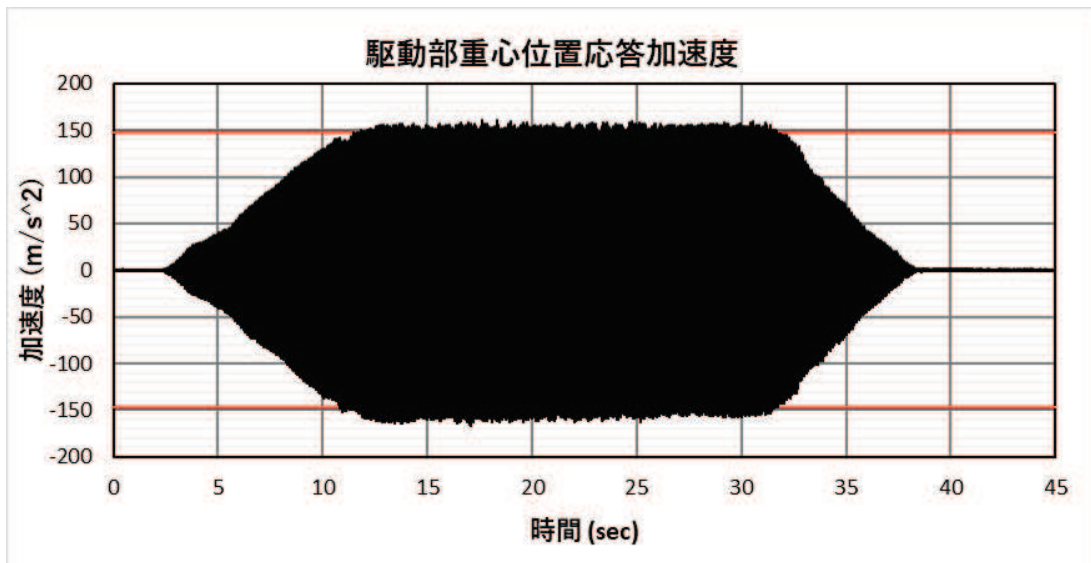


図 2.5-10 X 方向 $15 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 加振時の駆動部応答加速度波形

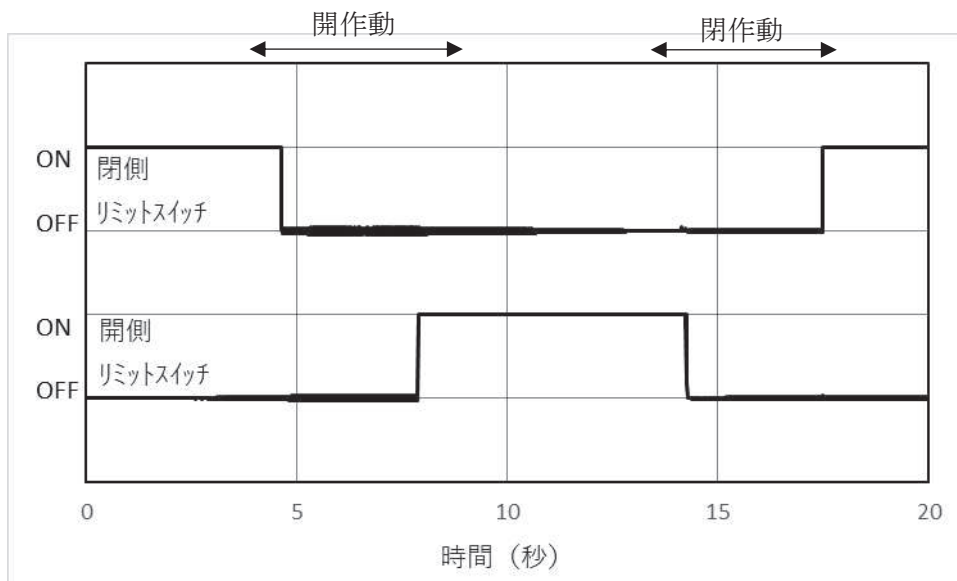


図 2.5-11 X 方向 $15 \times 9.8 \text{m/s}^2$ 加振後の作動信号

表 2.5-7 空気作動バタフライ弁シリンダ型直結式試験結果まとめ

試験項目	加振方向	最大応答 加速度 ($\times 9.8 \text{m/s}^2$)	作動状態
加振後作動試験	X	17.6	良好
	Y	18.8	良好
	Z	22.1	良好
加振中作動試験*	X	17.2	良好
加振中エアレス* 閉試験	X	16.6	良好

注記*：加振中の試験は参考として実施

表 2.5-8 女川 2 号機における動的機能維持要求のある空気作動バタフライ弁

系統	弁番号	呼び径
非常用ガス処理系	T46-F001A	300A
	T46-F001B	300A

(4) 空気作動弁駆動部の試験結果まとめ

前述の2機種以外も含めて、空気作動弁駆動部において加振試験により動作機能を確認した最大応答加速度に基づく駆動部の動作機能確認済加速度を表 2.5-9 に示す。

表 2.5-9 空気作動弁駆動部加振試験結果まとめ

試験 体 No.	弁型式	駆動部型式	弁棒への 伝達方式	加振試験の最大応答加速度に基づく 駆動部の動作機能確認済加速度 ($\times 9.8 \text{ m/s}^2$)		
				X 方向	Y 方向	Z 方向
1	グローブ弁	シリンダ	直結式	20.0	20.0	20.0
2	グローブ弁	ダイヤフラム	直結式	20.0	20.0	20.0
3	バタフライ弁	シリンダ	直結式	15.0	15.0	20.0
4	バタフライ弁	シリンダ	レバー式	20.0	20.0	20.0

2.6 主蒸気逃がし安全弁の加振試験

(1) 主蒸気逃がし安全弁の試験体選定の考え方

国内 BWR 原子力発電所で使用される主蒸気逃がし安全弁は、同一メーカー製であり製作年代および吹出容量により 3 型式が使用されているが、強制作動装置を有するばね安全弁としての基本構造は同じである。

机上評価による耐震裕度も同等であったことから、最も使用台数が多く小型で共振振動台の積載質量制限を満足する型式（改良小型）を試験体とした。試験体型式は、女川 2 号機で使用しているものと同一であり、概略仕様および構造を以下に示す。主蒸気逃がし安全弁については、弁全体の機能確認済加速度の確認を目的として試験を実施しているため、駆動部単体のみではなく弁本体まで含めた試験体を用いて加振試験を実施している。試験で得られた加速度は弁全体の機能確認済加速度として適用可能だが、女川 2 号機の評価においては駆動部の動作機能確認済加速度として適用している。また、J E A G 4 6 0 1 に規定されている機能確認済加速度の設定根拠となった加振試験（耐特委）で用いた試験体との比較についても、表 2.6-1 に示す。女川 2 号機、今回試験及び J E A G 4 6 0 1 で使用している主蒸気逃がし安全弁が同等であることを確認した。

表 2.6-1 試験体の比較（主蒸気逃がし安全弁試験体（改良小型））

	女川 2 号機	今回試験	J E A G 4 6 0 1 (耐特委)	同等性
駆動方式	強制作動装置付きばね 安全弁	同左	同左	今回試験の試験体仕様は耐特委及び女川 2 号機と同等
呼び径	150A/250A	同左	同左	
材質（弁箱）	SCPH2	同左	同左	
全高	約 1,750mm	同左	同左	
質量	約 1,600kg	同左	同左	
定格吹出し量	約 370,000kg/h	同左	同左	

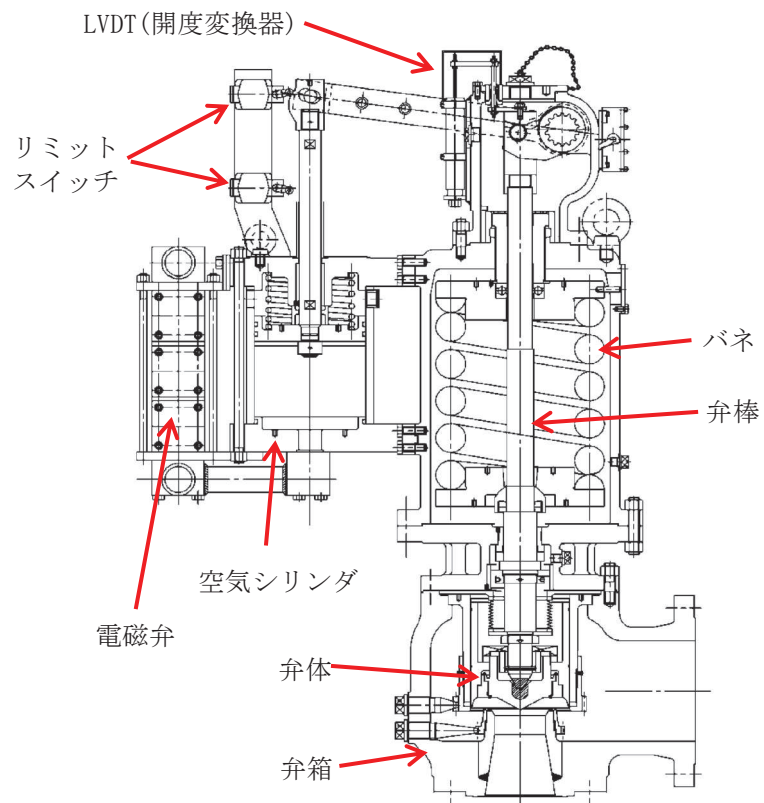


図 2.6-1 主蒸気逃がし安全弁試験体 (改良小型)

(2) 主蒸気逃がし安全弁の試験方法

試験体について、水平2方向、鉛直方向の3方向で駆動部（エアシリンダ）の応答加速度が $20 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 以上となる加振試験を実施した。

主蒸気逃がし安全弁は、駆動部（エアシリンダ）により強制作動させる逃がし弁機能と、本体側ばね安全弁として所定の入口圧力に達した場合に受動的に作動する安全弁機能の二種類の機能を有しており、それぞれ加振中に作動させて機能維持を確認した。

試験設備として、逃がし弁作動用に駆動部付属電磁弁に接続する窒素ガス供給ラインと、ライン途中に実機の自動減圧機能用アキュムレータと同じ容量である200Lのアキュムレータ、安全弁機能作動用に弁本体入口側に接続する窒素ガス供給ラインを設け、それぞれに供給可能な窒素ガスポンペを設置した。

逃がし弁機能、安全弁機能それぞれの試験手順を以下に示す。

<加振時逃がし弁機能試験>

- ・ アキュムレータを実機の窒素ガス最低供給圧力である1.13MPa[gage]まで加圧し、アキュムレータ上流の止め弁を閉止する。（アキュムレータ圧力のみで作動させる。）
- ・ 弁本体入口側は大気開放状態とする。（弁入口側は加圧せず、シリンダのみで全開させる。）
- ・ 加振を開始し、駆動部応答が目標加速度に到達した状態で電磁弁を作動させ、逃がし弁機能による開閉作動を行う。
- ・ 目標加速度到達から加振継続時間（15秒）経過、もしくは弁全閉を確認し、加振を終了する。

<加振時安全弁機能試験>

- ・ 弁入口側を窒素ガスにて7MPa[gage]*以上に加圧し、窒素ガス供給を停止し、圧力保持状態とする。
- ・ 加振を開始し、駆動部応答が目標加速度に到達した状態で窒素ガスをさらに供給し、吹出し圧力まで昇圧させ、安全弁機能による開閉作動を行う。
- ・ 目標加速度到達から加振継続時間（15秒）経過を確認し、加振を終了する。

注記*：加振時の安全弁作動までの時間短縮の目的と、通常運転状態模擬の観点で、吹き出し圧力より低い圧力にて予め加圧した。

試験時の確認項目を表2.6-2に、試験体の外観および据付状態を図2.6-2及び図2.6-3に示す。また、J E A G 4 6 0 1（耐特委）との試験方法の比較を表2.6-3に示す。今回の試験方法がJ E A G 4 6 0 1と同等であることを確認した。

表 2. 6-2 主蒸気逃がし安全弁加振試験時の確認項目

状態	確認項目
加振前	弁座漏えい試験 安全弁作動試験（入口圧力計測） 逃がし弁作動試験（作動信号計測） 据付状態目視点検
加振中（試験 1）	加振中安全弁作動（入口圧力計測）
加振中（試験 2）	加振中逃がし弁作動（作動信号計測）
加振後	各部目視点検 逃がし弁作動試験（作動信号計測） 安全弁作動試験（入口圧力計測）

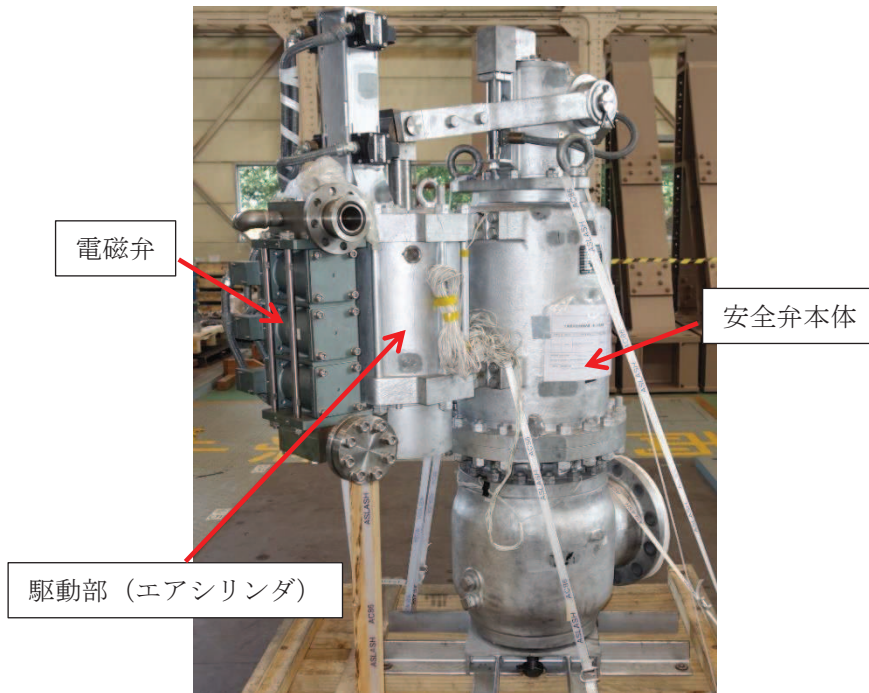


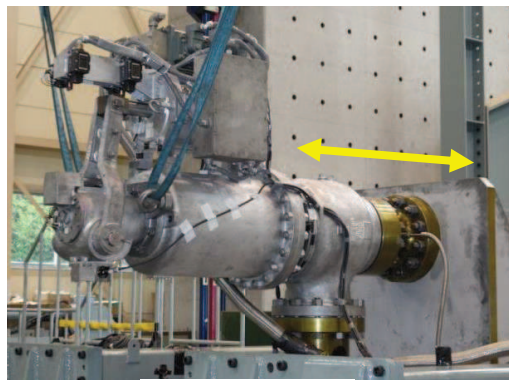
図 2. 6-2 主蒸気逃がし安全弁試験体外観



水平 (X) 方向



水平 (Y) 方向



鉛直 (Z) 方向

図 2.6-3 主蒸気逃がし安全弁の据付状況

表 2.6-3 試験方法の比較 (主蒸気逃がし安全弁)

項目		今回試験	J E A G 4 6 0 1 (耐特委)	同等性
加振前 試験	弁座漏えい試験	規定値以下	同左	同等
	作動試験	作動状態に問題なし	同左	
加振 試験	加振方法	連続正弦波	地震波	今回試験では耐特委よりも 大きい加速度で加振
	加振加速度 (駆動部応答)	20G	水平 9.6G, 鉛直 6.1G	
	作動試験	逃し弁作動は異常なし 安全弁作動は実施できず	作動状態に異常なし	今回試験では, 試験設備の窒素ガス供給能力の限界により, 安全弁作動試験は未実施だが, 加振後の状態等から機能維持に問題はなく同等 ((3)b 項に詳細を記載)
加振後 試験	作動試験	作動状態に問題なし	同左	同等
	弁座漏えい試験	規定値以下	同左	同等

(3) 主蒸気逃がし安全弁の試験結果

a. 逃がし弁機能試験結果

いずれも加振による有意な損傷はみられず、加振中及び加振後で作動時間に有意な変動はなく、良好な作動状態であり、動作機能維持を確認した。

加振試験（逃がし弁機能試験）で確認した最大応答加速度を表 2.6-4、駆動部の応答加速度の例を図 2.6-4 に示す。また作動信号の計測結果の例を図 2.6-5 に示す。

表 2.6-4 加振試験（逃がし弁機能試験）で計測された最大応答加速度

最大応答加速度 ($\times 9.8\text{m/s}^2$)			作動状態
X 方向	Y 方向	Z 方向	
20.0	20.0	20.0	良好

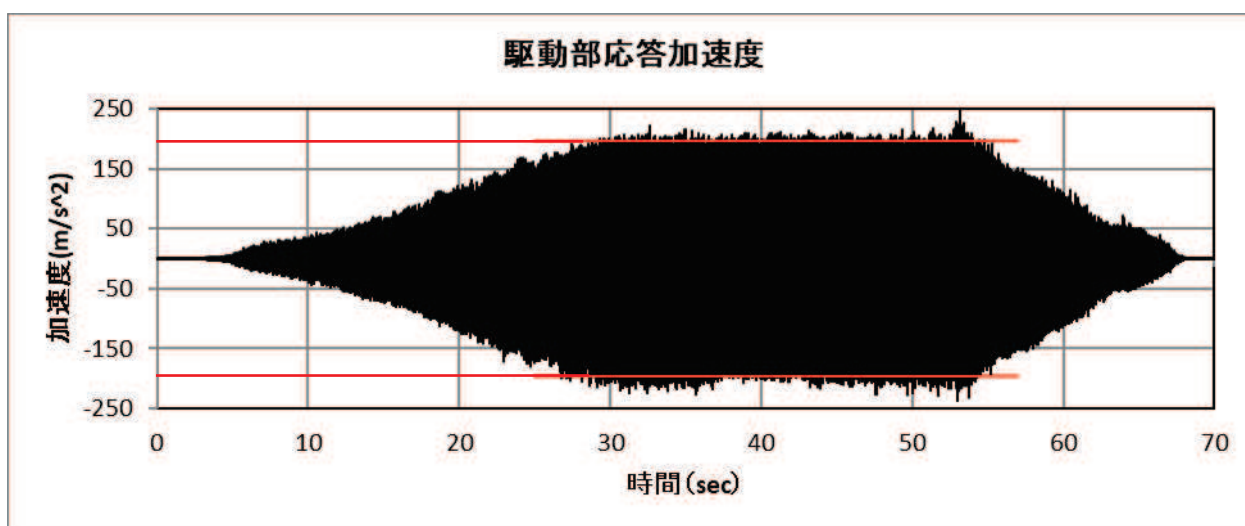


図 2.6-4 Y 方向 $20 \times 9.8\text{m/s}^2$ 加振時の駆動部応答加速度波形

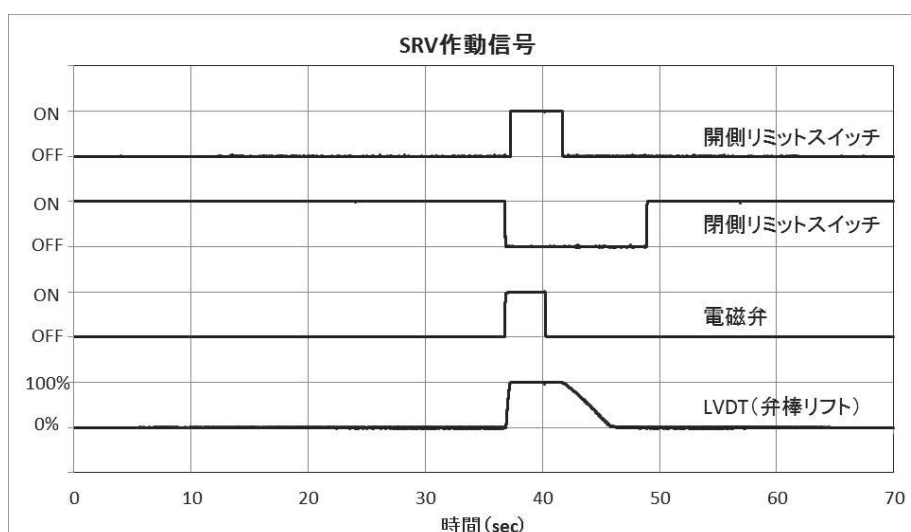


図 2.6-5 Y 方向 $20 \times 9.8\text{m/s}^2$ 加振時の作動信号

b. 安全弁機能試験結果

ばね安全弁として加振中に窒素ガスによる模擬作動を実施したが、高加振状態で発生した弁座漏えいにより入口側圧力が昇圧できず、試験設備の窒素ガス供給量の限界から吹出し作動自体は確認できなかった。弁座漏えいは高加振中の一時的なものであったほか、前述の逃がし弁機能は良好な作動状態であり、弁自体に有意な損傷は確認されていないこと、実機のような十分な蒸気量が供給される条件であれば所定の圧力で動作していたと判断されることから、弁の機能維持に問題はないことを確認した。

安全弁機能試験で確認した最大応答加速度を表 2.6-5、駆動部の応答加速度の例を図 2.6-6 に示す。また、安全弁作動試験で確認した吹出し圧力を表 2.6-5 に示す。表 2.6-6 に示すとおり、加振後の安全弁機能は確認されているため、加振中も安全弁機能は維持されていたと判断した。

高加速度による加振時においては弁座漏えいが発生したが、安全弁機能が維持されていたと判断した根拠について、表 2.6-7 に整理した。

表 2.6-5 加振試験（安全弁作動）で計測された最大応答加速度

最大応答加速度 ($\times 9.8\text{m/s}^2$)			作動状態
X 方向	Y 方向	Z 方向	
20.0	20.0	20.0	良好

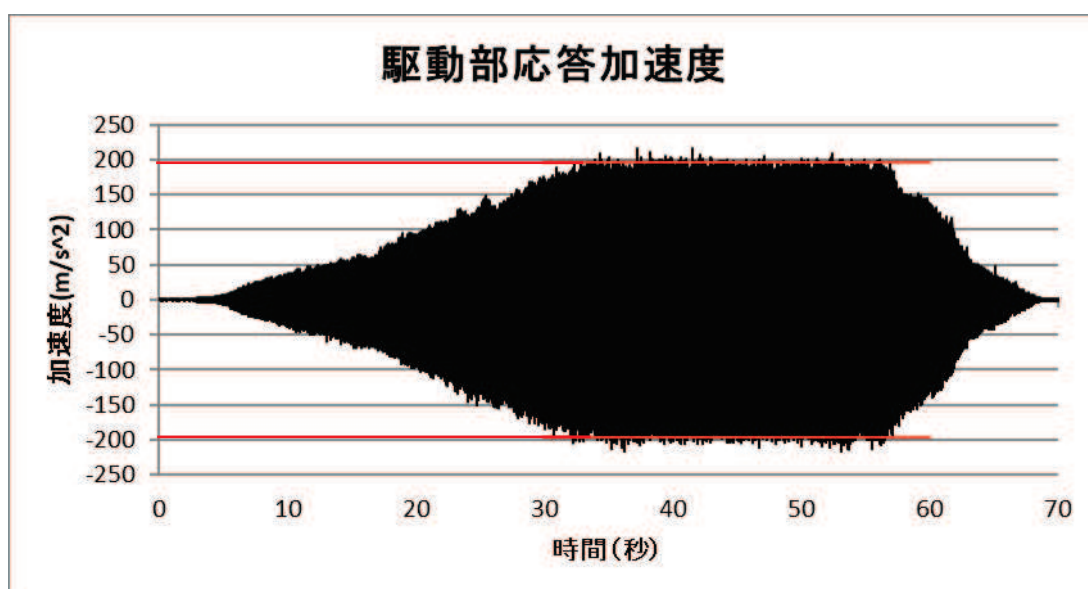


図 2.6-6 Y 方向 $20 \times 9.8\text{m/s}^2$ 加振時の駆動部応答加速度波形

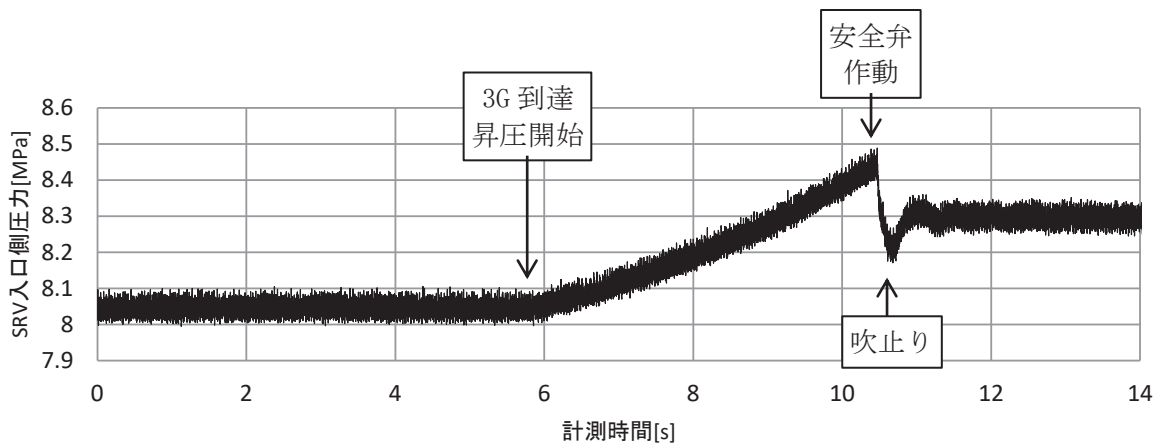
表 2.6-6 安全弁吹出し圧力

加振方向及び加速度	加振中 吹出し圧力 (MPa[gage])	加振後 吹出し圧力 (MPa[gage])
X 方向 3×9.8m/s ²	8.45	8.62
X 方向 15×9.8m/s ²	—*	8.20
X 方向 20×9.8m/s ²	—*	8.52
Y 方向 3×9.8m/s ²	8.35	8.55
Y 方向 15×9.8m/s ²	—*	8.18
Y 方向 20×9.8m/s ²	—*	8.30
Z 方向 3×9.8m/s ²	7.85	8.31
Z 方向 10×9.8m/s ²	—*	8.29
Z 方向 20×9.8m/s ²	—*	8.30

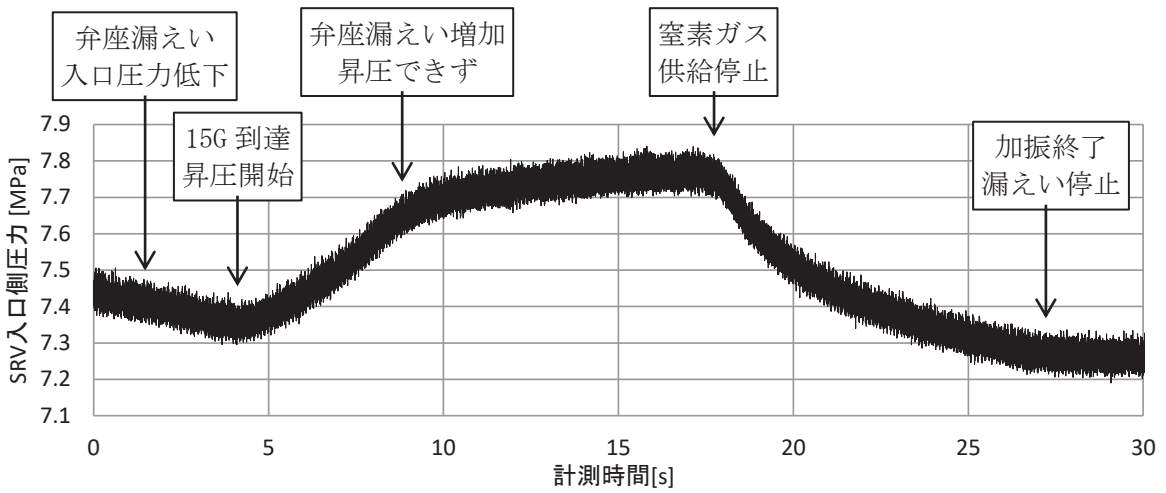
注記*：弁座漏えいにより入口側圧力が昇圧できず，試験設備の窒素ガス供給量の限界から，吹出し作動自体は確認できなかった。加振時の弁入口圧力の状況を図 2.6-7 に示す。

表 2.6-7 高加速度加振時（弁座漏えい発生時）における安全弁機能維持の判断根拠

確認事項	要求事項	機能維持の根拠
安全弁としての機能が維持されていること	規定圧力にて吹き出すこと	加振後の安全弁作動試験にて吹出し作動を確認しており，安全弁機能は維持されている。
弁の開作動が可能なこと (逃がし機能維持)	弁開作動が問題なく可能なこと	逃し弁機能の確認試験において，高加速度加振中，加振後も弁が問題なく全開可能であることを確認している。
損傷の有無	高加速度加振時に有意な損傷を受けていないこと	目視点検において有意な損傷は確認されていない。



安全弁作動に至った場合：X方向 $3 \times 9.8 \text{m/s}^2$ 加振時の SRV 入口圧力



安全弁作動に至らなかった場合：X方向 $15 \times 9.8 \text{m/s}^2$ 加振時の SRV 入口圧力

図 2.6-7 加振時の入口圧力状況

2.7 主蒸気隔離弁の加振試験

(1) 主蒸気隔離弁の試験体選定の考え方

国内 BWR 原子力発電所で使用される主蒸気隔離弁は、プラント出力に応じて呼び径が異なり、400A～700A まで使用されているが、基本構造は全て空気シリンダとスプリング駆動による Y 型グローブ弁であり同一である。机上評価による耐震裕度も同等であったことから、小型で共振振動台の積載質量制限を満足する 500A を試験体とした。試験体の概略仕様を表 2.7-1 に、概略構造を図 2.7-1 に示す。女川 2 号機で使用している主蒸気隔離弁は呼び径 600A であるが、駆動部には弁本体の呼び径間の相違はなく、試験結果より得られた駆動部の動作機能確認済加速度は共通で適用可能である。弁本体の呼び径の違いについては、弁本体の構造強度評価側にて影響を考慮する。

主蒸気隔離弁については、弁全体の機能確認済加速度の確認を目的として試験を実施しているため、駆動部単体のみではなく弁本体まで含めた試験体を用いて加振試験を実施している。試験で得られた加速度は弁全体の機能確認済加速度として適用可能だが、女川 2 号機の評価においては駆動部の動作機能確認済加速度として適用している。表 2.7-1 に、J E A G 4 6 0 1 に規定されている機能確認済加速度の設定根拠となった加振試験（耐特委）で用いた試験体との比較を示す。女川 2 号機、今回試験及び J E A G 4 6 0 1 に使用している主蒸気隔離弁が同等であることを確認した。

表 2.7-1 試験体の比較（主蒸気隔離弁）

項目	女川 2 号機	今回試験	J E A G 4 6 0 1 (耐特委)	同等性
駆動方式	空気及び スプリング駆動	同左	同左	作動原理、基本構造は同等。 今回試験では加振台の制限により、実機、耐特委及び女川 2 号機よりも小さい径を使用した。構造最弱部の強度は同等。
弁型式	Y 型グローブ弁	同左	同左	
呼び径	600A	500A	650A	
最高使用圧力	8.62MPa [gage]	同左	同左	
材質（弁箱）	JIS SCPH2	同左	ASME SA216 Gr.WCB (JIS SCPH2 相当)	
弁高さ	約 3,080mm	約 2,810mm	約 3,400mm	
質量	約 5,090kg	約 4,100kg	約 6,000kg	

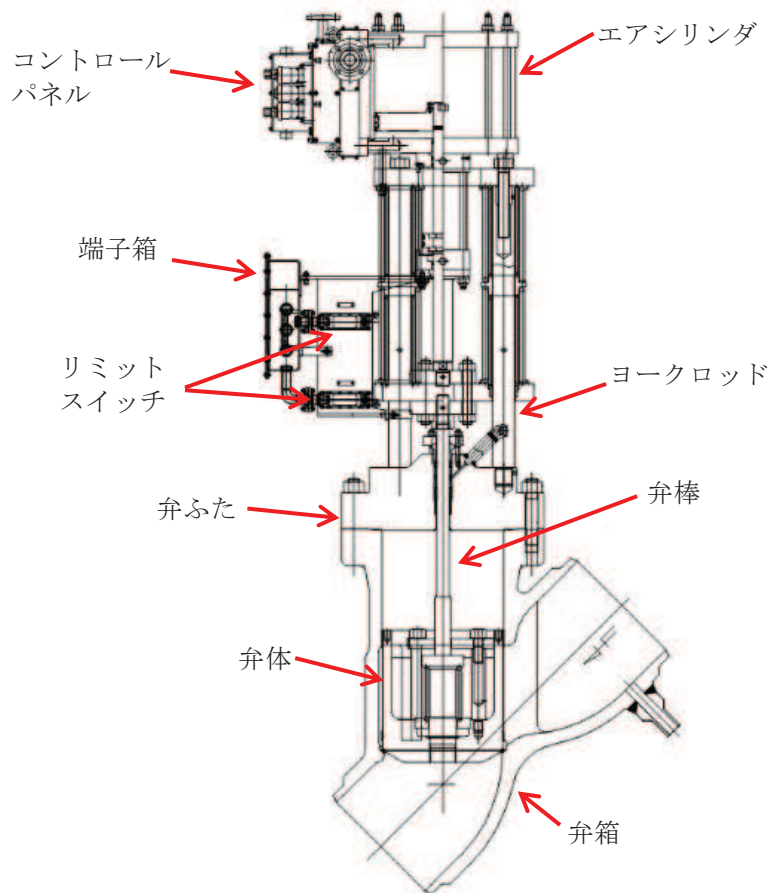


図 2.7-1 主蒸気隔離弁試験体 (500A)

(2) 主蒸気隔離弁の試験方法

製作した試験体について、水平2方向、鉛直の3方向について駆動部（エアシリンダ）の応答加速度が $15 \times 9.8 \text{m/s}^2$ 以上となる加振試験を実施した。加振中および加振後に急速閉作動を実施し、作動状態に問題はなく、作動時間も安定していることを確認した。また、加振前および加振後に弁座漏えい試験を実施し、いずれも無漏えいであることを確認した。以上より各方向とも $15 \times 9.8 \text{m/s}^2$ 以上で良好な作動性能と、シーリング性を確認した。

試験時の確認項目を表 2.7-2 に、試験体の外観および据付状態を図 2.7-2 及び図 2.7-3 に示す。

また、J E A G 4 6 0 1（耐特委）との試験方法の比較を表 2.7-3 に示す。今回の試験方法が J E A G 4 6 0 1 と同等であることを確認した。

表 2.7-2 主蒸気隔離弁加振試験時の確認項目

状態	確認項目
加振前	弁座漏えい試験 据付状態目視点検 作動試験（作動信号計測）
加振中	作動試験（作動信号計測）
加振後	各部目視点検 弁座漏えい試験

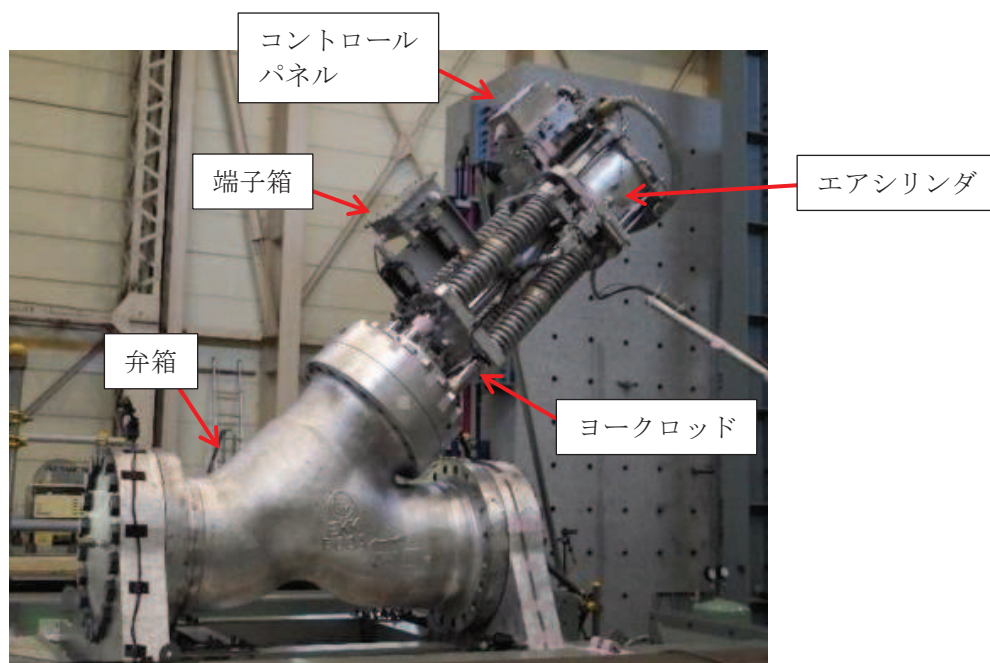
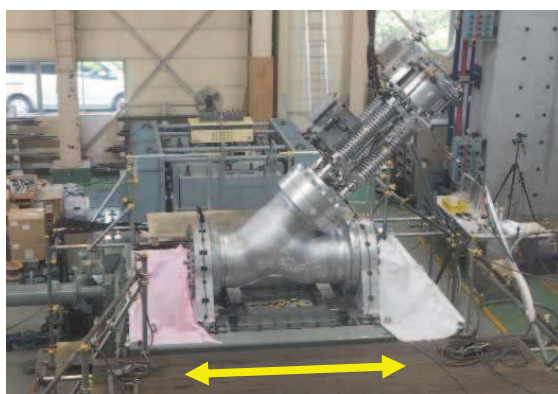
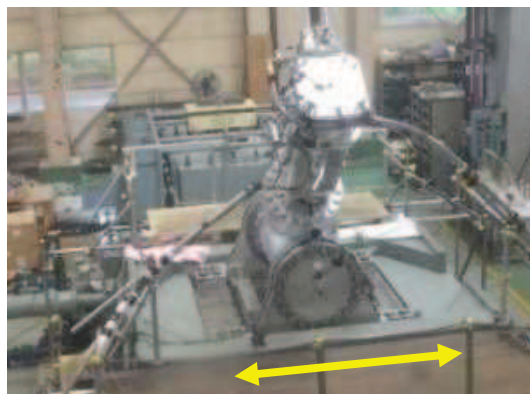


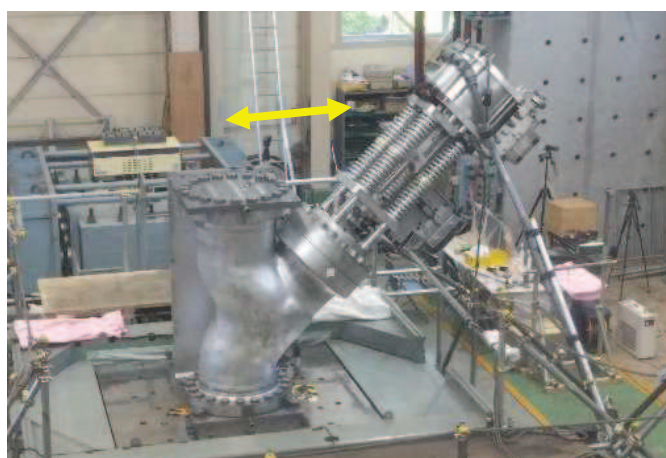
図 2.7-2 主蒸気隔離弁試験体外観



水平 (X) 方向



水平 (Y) 方向



鉛直 (Z) 方向

図 2.7-3 主蒸気隔離弁試験体据付状況

表 2.7-3 試験方法の比較 (主蒸気隔離弁)

項目		今回試験	J E A G 4 6 0 1 (耐特委)	同等性
加振前 試験	弁座漏えい試験	漏えいなし	同左	同等
	作動試験	規定時間*を満足	同左	
加振 試験	加振方法	連続正弦波	連続正弦波, 地震波	今回試験では耐特委 より大きい加速度で 加振
	加振加速度 (駆動部応答)	15G	最大約 7G	
	加振中作動時間	規定時間*を満足	同左	同等
加振後 試験	弁座漏えい試験	漏えいなし	同左	同等

注記* : 弁の全開状態から全閉状態までの作動時間

(3) 主蒸気隔離弁の試験結果

いずれの加振方向でも加振による有意な損傷は見られず、良好な作動状態であり、目標加速度での動作機能維持を確認した。

試験で確認した最大応答加速度を表 2.7-4 に、加振時の駆動部応答加速度波形を図 2.7-4 に、作動信号の計測結果の例を図 2.7-5 に示す。

表 2.7-4 主蒸気隔離弁加振試験で計測された駆動部の最大応答加速度

最大応答加速度 ($\times 9.8\text{m/s}^2$)			作動状況
X 方向	Y 方向	Z 方向	
18.6	16.5	18.8	良好

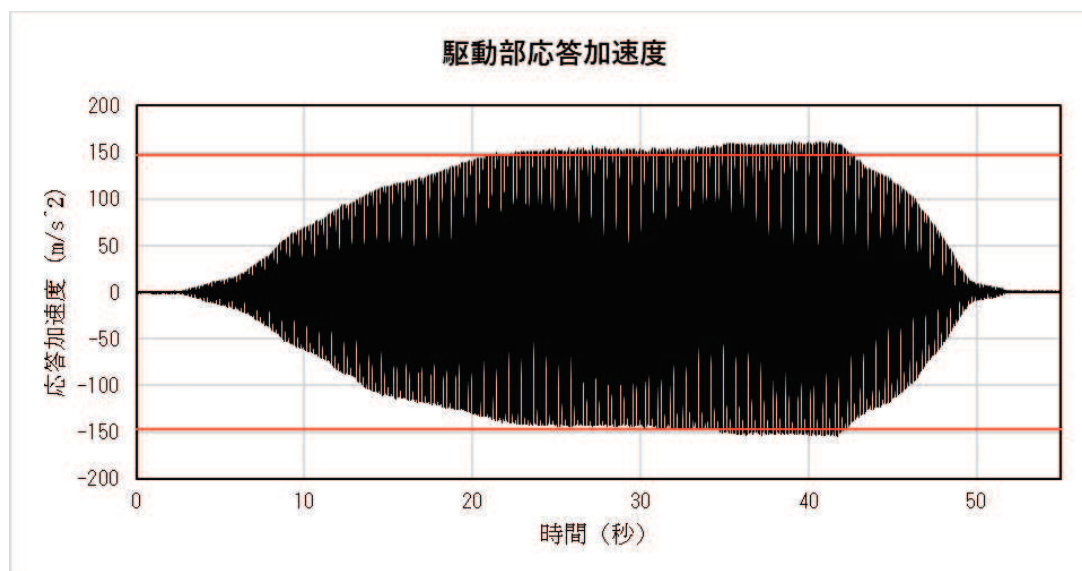


図 2.7-4 Y 方向目標加速度 $15 \times 9.8\text{m/s}^2$ 加振時の駆動部応答加速度波形

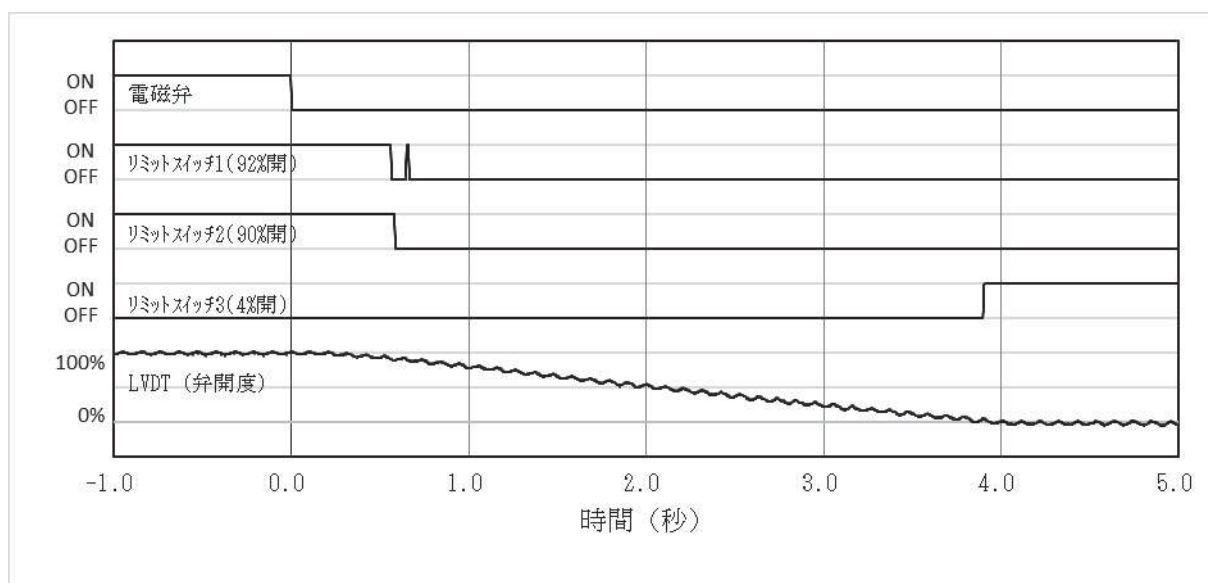


図 2.7-5 Y 方向目標 $15 \times 9.8 \text{m/s}^2$ 加振時の作動信号*

注記*：リミットスイッチ 1（92%開）の信号にノイズが確認されているが、以下(4)にて説明を記載しているレバー折損時の事象と推定されており、弁作動上の問題はない。

(4) 試験時に確認された有意な事象

水平 Y 方向の目標加速度 $15 \times 9.8 \text{m/s}^2$ 加振において、開側リミットスイッチのレバーが折損する事象が確認された。主蒸気隔離弁のリミットスイッチは開側 2 個（90%開度，92%開度），閉側 1 個（4%開度）設置されており，開閉状態の検出の他，開側は弁の閉動作時にスクラム信号を発する機能を有している。一方地震時は，今回の試験のような高加速度に到達する前にスクラム信号が出ることから，高加速度加振時にレバーが折損しても影響はない。従って，応答加速度 $15 \times 9.8 \text{m/s}^2$ において主蒸気隔離弁の機能維持に問題はないと評価した。

3. 最新知見に基づく駆動部の動作機能確認済加速度

加振試験結果に基づく最新知見を踏まえ、以下の加速度を駆動部の動作機能確認済加速度として採用する。

なお、機能確認済加速度は従来どおりの値とし、駆動部の応答加速度がこれを超えた場合の詳細評価として、弁最弱部の構造強度評価及び駆動部の動作機能確認済加速度による評価を行う。

表 3-1 機能確認済加速度（従来評価値）及び駆動部の動作機能確認済加速度

	型式	方向	機能確認済加速度 (従来評価値) ($\times 9.8\text{m/s}^2$)	駆動部の動作機能 確認済加速度 ($\times 9.8\text{m/s}^2$)
一般弁	電動弁 ^{*1}	水平	6.0	20.0
		鉛直	6.0	20.0
	空気作動グローブ弁シリンダ型	水平	6.0	20.0
		鉛直	6.0	20.0
	空気作動バタフライ弁シリンダ型 ^{*2}	水平	6.0	15.0
		鉛直	6.0	20.0
特殊弁	主蒸気逃がし安全弁	水平	9.6	20.0
		鉛直	6.1	20.0
	主蒸気隔離弁	水平	10.0	15.0
		鉛直	6.2	15.0

注*1: 二次減速機との組み合わせの型式においては、耐震ブラケットにより補強した場合に限る。

*2: 電磁弁取付板を補強した場合に限る。

4. 参考文献

- ・ M. Sakai, et al., “Development of High Acceleration Shaking Table System Using Resonance Vibration”, PVP2016-63752, American Society of Mechanical Engineers, 2016

電共研と既往研究における加振試験の基本条件の相違

女川2号機の今回工認の弁の動的機能維持評価に適用する電共研の知見における加振試験と、既往研究における加振試験の基本条件の相違について、本資料に整理した。

比較対象とする既往研究は、J E A G 4 6 0 1-1991 に取り込まれた「動的機器の地震時機能維持に関する研究（昭和55年度～昭和57年度）」と、その後実施された「鉛直地震動を受ける設備の耐震評価手法に関する研究（平成6年度～平成13年度）」とした。

女川2号機の今回工認に適用する電共研と既往研究の加振試験における試験方法、条件等の相違について、表-1に整理した。一部条件に若干の相違はあるが、今回工認に適用する電共研の知見における試験条件の妥当性は、本資料の2.3“加振波について”に記載の通りであり、電共研の知見より得られた駆動部の動作機能確認済加速度の適用に問題はないと考えられる。

表-1 過去の研究と女川2号機の今回工認に適用する電共研の加振試験における試験条件等の比較

	J E A G 4 6 0 1 -1991 策定時 「動的機器の地震時機能維持に関する研究 (昭和 55 年度～昭和 57 年度)」	「鉛直地震動を受ける設備の耐震評価手法 に関する研究 (平成 6 年度～平成 13 年 度)」	女川 2 号機の今回工認に適用する電 共研の加振試験 (平成 24 年度～令和 2 年度)
入力波の種類	正弦波 (一部, 模擬地震波でも実施)	正弦波	正弦波
加振振動数	20Hz 若しくは弁の固有振動数	20Hz 若しくは弁の固有振動数	約 10Hz
加振継続時間	40 秒～90 秒	20～30 秒*, 30～60 秒*	15 秒以上
加振方向	水平 2 方向の単軸毎	水平 (2 方向), 鉛直の 3 方向の単軸毎の 加振に加え, 水平・鉛直同時加振模擬条件 も実施	水平 (2 方向), 鉛直の 3 方向の単軸 毎

注記* : 異なる試験設備を用いており, 試験設備によって条件が異なる。

先行審査プラントとの申請設備の動的機能維持詳細評価方法比較表

動的機能維持 評価方法	対象機種	設備分類	女川 2 号	東海第二	柏崎刈羽 7 号	大飯 3, 4 号	高浜 1, 2 号	高浜 3, 4 号	美浜 3 号	伊方 3 号	川内 1, 2 号	玄海 3, 4 号
「詳細検討」*1 (At 値超過)	立形ポンプ	立形斜流式	・原子炉補機冷却海水ポンプ ・高圧炉心スプレー補機冷却海水ポンプ									
		横形ポンプ	・燃料プール冷却浄化系ポンプ									
		ポンプ駆動用タービン	—									
		電動機	立形すべり軸受機	・高圧炉心スプレー系ポンプ用電動機 ・低圧炉心スプレー系ポンプ用電動機 ・原子炉補機冷却海水ポンプ用電動機 ・高圧炉心スプレー補機冷却海水ポンプ用電動機								
			横形ころがり軸受機	・燃料プール冷却浄化系ポンプ用電動機 ・ほう酸水注入系ポンプ用電動機 ・非常用ガス処理系排風機用電動機 ・可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロウ用電動機								
		ファン	遠心直結型	・非常用ガス処理系排風機								
			遠心直動型	・可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロウ								
			軸流式	—								
		非常用ディーゼル発電設備	中速形	・非常用ディーゼル機関及び発電機								
			高速形	・高圧炉心スプレー系ディーゼル機関及び発電機								
			往復動式ポンプ	・ほう酸水注入系ポンプ								
		一般弁	グローブ弁	・グローブ弁*4								
			ゲート弁	・ゲート弁*4								
	逆止弁		・逆止弁									
		特殊弁	・主蒸気隔離弁*4 ・主蒸気逃がし安全弁*4									
「新たな検討」*2		横形スクリー式ポンプ	・非常用ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプ ・高圧炉心スプレー系ディーゼル発電設備 燃料移送ポンプ ・ガスタービン発電設備 燃料移送ポンプ									
		ギヤ式ポンプ	—									
加振試験*3		—	・高圧代替注水系タービンポンプ ・ガスタービン発電設備 機関・発電機									

注記*1：J E A G 4 6 0 1 及び原子力発電耐震設計特別調査委員会の検討内容を踏まえた基本評価項目の評価。

*2：J E A G 4 6 0 1 の適用範囲外の機器に係る地震時要因分析に基づいた基本評価項目の評価。

*3：J E A G 4 6 0 1 の適用範囲外の機器において、解析による構造健全性の確認を実施しない場合、加振試験により動的機能の健全性を確認。

*4：J E A G 4 6 0 1 に基づく弱部の構造強度評価及び弁駆動部の加振試験（電力共通研究）による機能維持評価。

*5：弁駆動部の動作確認済み加速度は、(社)日本電気協会 原子力発電耐震設計特別調査委員会（耐特委）、原子力発電耐震設計専門部会（耐専）で確認された加速度を設定。

*6：加圧水型原子炉においては、主蒸気隔離弁を一般弁（逆止弁）、主蒸気隔離弁の開閉に必要な主蒸気隔離弁操作用電磁弁を特殊弁と整理し、それぞれ動的機能を評価している（ただし、主蒸気隔離弁操作用電磁弁は工認の要目表対象外）。

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。

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-19-0600-14-2_改8

補足-600-14-2 弁の応答加速度の算出について

目 次

1. はじめに	1
2. 弁の動的機能維持評価に用いる配管系の応答値について	1
3. スペクトルモーダル解析において考慮する高振動数領域及び床応答曲線について	3
4. 高振動数領域を考慮した弁の動機機能維持評価結果	4

添付 1 弁の動的機能維持評価における高振動数領域の検討に適用する床応答曲線について

添付 2 機能維持評価用加速度の応答増加が確認された弁に対する要因の推定

添付 3 弁の動的機能維持評価に用いる床応答曲線について

添付 4 弁の高振動数領域を考慮した評価を行う配管モデルの妥当性の確認

1. はじめに

本資料では、実用発電用原子炉及びその附属施設の技術基準に関する規則の解釈等における動的機能保持に関する評価に係る一部改正（以下「技術基準規則解釈等の改正」という。）及びそれに伴い改正された耐震設計に係る工認審査ガイドの記載を踏まえて、弁の動的機能維持の検討方針を示す。

耐震設計に係る工認審査ガイド（抜粋）

弁等の機器の地震応答解析結果の応答加速度が当該機器を支持する配管の地震応答により増加すると考えられるときは、当該機器については、当該配管の地震応答の影響を考慮し、一定の余裕を見込むこと。

なお、本資料が関連する工認図書は以下のとおり。

- ・「VI-2-5-3-1-2 管の耐震性についての計算書（主蒸気系）」
- ・「VI-2-5-3-2-1 管の耐震性についての計算書（復水給水系）」
- ・「VI-2-5-4-1-4 管の耐震性についての計算書（残留熱除去系）」
- ・「VI-2-5-5-1-3 管の耐震性についての計算書（高圧炉心スプレイ系）」
- ・「VI-2-5-5-2-3 管の耐震性についての計算書（低圧炉心スプレイ系）」
- ・「VI-2-5-6-1-3 管の耐震性についての計算書（原子炉隔離時冷却系）」
- ・「VI-2-5-8-1-1 管の耐震性についての計算書（原子炉冷却材浄化系）」
- ・「VI-2-9-4-4-1-2 管の耐震性についての計算書（非常用ガス処理系）」
- ・「VI-2-9-4-4-2-1 管の耐震性についての計算書（可燃性ガス濃度制御系）」
- ・「VI-2-9-4-5-1-1 管の耐震性についての計算書（原子炉格納容器調気系）」

2. 弁の動的機能維持評価に用いる配管系の応答値について

技術基準規則解釈等の改正を踏まえて、女川原子力発電所第2号機の配管系に設置される弁の動的機能維持評価に適用する加速度の算定方針について、規格基準に基づく設計手順を整理し、比較することにより示す。

規格基準に基づく手法としてJEAG 4601-1991（以下「JEAG 4601」という。）の当該記載部の抜粋を図1に示す。

(1) 規格基準に基づく設計手順の整理

JEAG 4601において、弁の動的機能維持評価に用いる弁駆動部の応答加速度の算定方針が示されている。

配管系の固有値が剛と判断される場合は最大加速度（以下「ZPA」という。）を用いること、また、柔の場合は設計用床応答曲線を入力とした配管系のスペクトルモーダル解析を行い算出された弁駆動部での応答加速度を用いることにより、弁の動的機能維持評価を実施することとされている。

(2) 今回工認における女川原子力発電所第2号機の設計手順

今回工認における女川原子力発電所第2号機の弁駆動部での応答加速度値の設定は、耐震設計に係る工認審査ガイドの記載を踏まえ、上記の規定に加えて一定の余裕を見込むとともに、配管解析に用いるスペクトルモーダル解析では各モードの応答をモード合成して最大応答を算出していることに鑑みて、20Hzを超える振動数領域まで考慮した地震応答解析を実施する方針とする。

a. 剛の場合（配管系の1次固有周期が20Hz以上の場合）

配管系が剛な場合は、最大加速度に一定の余裕を考慮し1.2倍した値(1.2ZPA)を用いて弁駆動部の応答加速度を算出し、機能維持評価を実施する。

b. 柔の場合（配管系の1次固有周期が20Hz未満の場合）

配管系が柔の場合は、J E A G 4 6 0 1の手順と同様にスペクトルモーダル解析を行い弁駆動部の応答加速度を算出した値に加えて、剛領域の振動モードの影響を考慮する観点から1.2倍した最大加速度(1.2ZPA)による弁駆動部の応答加速度を算定し、何れか大きい加速度を用いて機能維持評価を行う方針とする。

また、今回工認における弁駆動部の応答加速度の算定に用いる配管系のスペクトルモーダル解析において、剛領域の振動モードの影響を踏まえて、20Hzを超える振動数領域まで考慮した地震応答解析により、弁駆動部の応答加速度の算定を行う。

弁の機能維持評価における規格基準に基づく耐震設計手順及び女川原子力発電所第2号機の耐震設計手順の比較を表1に示す。表1に示すとおり、女川原子力発電所第2号機における弁の機能維持評価に用いる加速度としては、規格基準に基づく設定方法に比べて一定の裕度を見込んだ値としている。

(5) 地震応答解析

弁の地震応答を算出するに当たり、(4)項で作成した弁モデルを配管系モデルに組み込み、地震応答解析を実施する。この場合の解析方法は、配管系の固有値に応じて静的応答解析法あるいはスペクトルモーダル応答解析法を用いる。

配管系の固有値が剛と判断される場合は、静的応答解析を行うが、この場合弁に加わる加速度は設計用床応答スペクトルのZPA（ゼロ周期加速度）であり、これを弁駆動部応答加速度と見なして評価を行う。また、剛の範囲にない場合には、原則として(3)項で定めた設計用床応答スペクトルを入力とする配管系のスペクトルモーダル解析を行い、算出された弁駆動部応答加速度を用いて弁の評価を実施する。更に、弁の詳細評価が必要となる場合には、弁各部の強度評価に必要な応答荷重を算出する。

なお、減衰定数については現在配管系の解析に使用されている0.5~2.5%の値を用いるものとする。

図1 J E A G 4 6 0 1の抜粋 (P345)

表 1 弁の機能維持評価の耐震設計手順の比較

配管系の 固有値	J E A G 4 6 0 1	女川原子力発電所第 2 号機
剛の場合	最大加速度 (1.0ZPA) を適用する。	最大加速度を 1.2 倍した値 (1.2ZPA) を適用
柔の場合	スペクトルモーダル解析により算出した弁駆動部の応答を適用する。	スペクトルモーダル解析*から算定される弁駆動部の応答加速度値又は最大加速度を 1.2 倍した値 (1.2ZPA) の何れか大きい方を適用する。

注記* : 20Hz を超える振動数領域まで考慮した地震応答解析により算定する。

3. スペクトルモーダル解析において考慮する高振動数領域及び床応答曲線について

高振動数領域を考慮した弁の機能維持評価について、女川原子力発電所第 2 号機における従来の弁の機能維持評価に用いる振動数領域は 20Hz までとしていたが、新たに 50Hz, 100Hz まで考慮したスペクトルモーダル解析を実施する。

スペクトルモーダル解析に使用する床応答曲線について検討を行った結果を添付 1 に示す。添付 1 に示すとおり、女川原子力発電所の基準地震動 S_s の周期特性と建屋の振動特性の関係により、床応答曲線は 20Hz から 50Hz の領域で応答が卓越することが確認されたことから、高振動数領域の検討においては 50Hz までの適用を基本とする。

また、床応答曲線は 50Hz 付近で概ね応答が最大加速度 (1.0ZPA) 程度まで収束していること、基準地震動 S_s の評価範囲が 0.02 秒～5 秒であることを踏まえて、弁の動的機能維持評価に適用する床応答曲線については、作成範囲を 50Hz までとし、50Hz 以上の領域は最大加速度 (1.0ZPA) と設定した曲線を適用する。

補足説明資料「補足-600-14-3 動的機能維持評価対象弁の選定方法について」に整理している動的機能要求弁については、上記で示した床応答曲線を用いて振動数領域を 50Hz 及び 100Hz まで考慮した応答加速度の比較を行うこととし、有意な応答増加が確認された場合は有意な応答増加がなくなる範囲まで振動数領域を拡張することにより、機能維持の確認を行う (図 2 参照)。ここで、有意な応答増加の判断における考え方は以下のとおりとする。

【パターン 1】

J E A G 4 6 0 1 に基づき機能確認済加速度を適用している弁^{*1}

応答加速度の増加率が 10%以上且つ、応答加速度の増加値が機能確認済加速度の 10%以上 (0.6G 以上) である場合を有意な応答増加とする。

【パターン 2】

J E A G 4 6 0 1 に基づく機能確認済加速度を超過し詳細評価を実施する弁^{*2}

応答加速度の増加率が10%以上である場合を有意な応答増加とする。(詳細評価の場合、弁駆動部の機能確認済加速度は15Gや20Gと大きくなるため、機能確認済加速度の10%に相当する判断基準を適用すると、1.5Gや2.0Gと比較的大きな上振れも許容する可能性があるため、判断基準から除外する。)

*1：添付書類「VI-2-1-9 機能維持の基本方針」に定義している以下に示す機能確認済加速度を適用する設備

一般弁(グローブ弁, ゲート弁, バタフライ弁, 逆止弁)：水平6.0G, 鉛直6.0G

主蒸気隔離弁：水平10.0G, 鉛直6.2G

主蒸気逃がし安全弁：水平9.6G, 鉛直6.1G

制御棒駆動系スクラム弁：水平6.0G, 鉛直6.0G

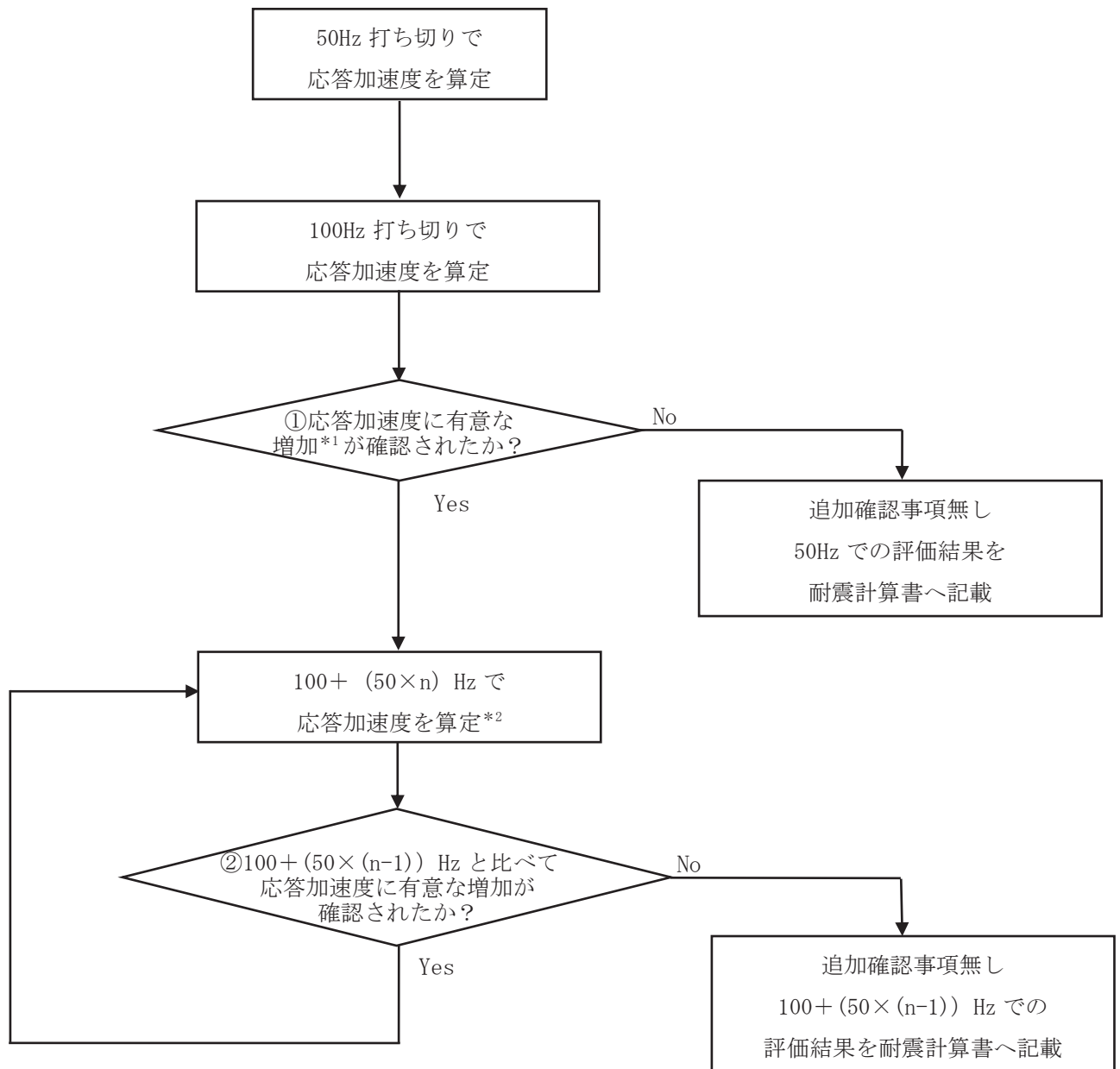
*2：詳細評価の詳細は補足説明資料「補足-600-14-1 動的機能維持の詳細評価について(新たな検討又は詳細検討が必要な設備の機能維持評価について)」に示す。

4. 高振動数領域を考慮した弁の動機機能維持評価結果

振動数領域を50Hz及び100Hzまで考慮した場合の応答加速度を表2に示す。表3には100Hzで有意な増加が確認された弁について、更なる高振動数領域として150Hzまでを考慮した場合の応答増加の影響確認結果を示す。なお、表2において方向が「合成」となっている弁については、3項に記載したパターン2に該当する弁であり、JEAG4601に基づく機能確認済加速度を超過するため詳細評価を実施している弁(逆止弁を除く)である。これらの弁については駆動部の許容値として20G等を設定しているが、この許容値は弁に発生する各方向の加速度をベクトル合成した加速度に対して設定しているものであることから、表中では「合成」との記載にしている。弁の詳細評価については「補足-600-14-1 動的機能維持の詳細評価について(新たな検討又は詳細検討が必要な設備の機能維持評価について)」に詳細を示す。

表3に示すとおり、更なる高振動数領域まで考慮した弁の応答加速度値に有意な応答増加がないこと及び機能確認済加速度に収まることを確認した。100Hzで応答加速度に有意な増加が確認された弁に対する要因推定は添付2に示す。

なお、本検討に適用した床応答曲線を添付3に、高振動数領域を評価する配管モデルについて検証した結果を添付4に示す。



- *1 : (パターン1 JEAG4601に基づき機能確認済加速度を適用している弁) 応答加速度の増加率が10%以上且つ、応答加速度の増加値が機能確認済加速度の10%以上(0.6G以上)である場合を有意な応答増加という。
 (パターン2 JEAG4601に基づく機能確認済加速度を超過し詳細評価を実施する弁) 応答加速度の増加率が10%以上である場合を有意な増加という。
- *2 : nの初期値は1とし、②の結果がYesになるごとに1を加算していく。

図2 弁の高振動数領域を考慮した動的機能維持評価フロー

表2 高振動数領域を考慮した弁の動的機能維持評価結果 (1/9)

No.	系統	弁番号	弁名称	弁型式	方向	MAX (50Hz, 1.2ZPA)			MAX (100Hz, 1.2ZPA)			増加率 (②/①)	50Hz→100Hzでの 増加値の機能確 認済加速度に対 する比率 ((②-①)/③)	備考
						機能維持 評価用 加速度* (①)	機能 確認済 加速度 (③)	裕度	機能維持 評価用 加速度* (②)	機能 確認済 加速度 (③)	裕度			
1	MS	B21-F001A	主蒸気逃がし安全 弁(A)	安全弁	合成	14.05	20.00	1.42	14.07	20.00	1.42	1.01	0.10%	
						14.05			14.07					
						2.26			2.26					
2	MS	B21-F001B	主蒸気逃がし安全 弁(B)	安全弁	合成	13.63	20.00	1.46	13.65	20.00	1.46	1.01	0.10%	
						13.63			13.65					
						2.26			2.26					
3	MS	B21-F001C	主蒸気逃がし安全 弁(C)	安全弁	合成	11.25	20.00	1.77	11.28	20.00	1.77	1.01	0.15%	
						11.25			11.28					
						2.26			2.26					
4	MS	B21-F001D	主蒸気逃がし安全 弁(D)	安全弁	合成	12.84	20.00	1.55	12.86	20.00	1.55	1.01	0.10%	
						12.84			12.86					
						2.26			2.26					
5	MS	B21-F001E	主蒸気逃がし安全 弁(E)	安全弁	合成	15.86	20.00	1.26	15.87	20.00	1.26	1.00	0.05%	
						15.86			15.87					
						2.26			2.26					
6	MS	B21-F001F	主蒸気逃がし安全 弁(F)	安全弁	合成	15.48	20.00	1.29	15.51	20.00	1.28	1.01	0.15%	
						15.48			15.51					
						2.26			2.26					
7	MS	B21-F001G	主蒸気逃がし安全 弁(G)	安全弁	合成	14.25	20.00	1.40	14.27	20.00	1.40	1.01	0.10%	
						14.25			14.27					
						2.47			2.47					
8	MS	B21-F001H	主蒸気逃がし安全 弁(H)	安全弁	合成	15.24	20.00	1.31	15.25	20.00	1.31	1.00	0.05%	
						15.24			15.25					
						2.47			2.47					
9	MS	B21-F001J	主蒸気逃がし安全 弁(J)	安全弁	合成	14.01	20.00	1.42	14.02	20.00	1.42	1.00	0.05%	
						14.01			14.02					
						2.47			2.47					
10	MS	B21-F001K	主蒸気逃がし安全 弁(K)	安全弁	合成	14.37	20.00	1.39	14.39	20.00	1.38	1.01	0.10%	
						14.37			14.39					
						2.47			2.47					

注記* : 上段が動的解析結果 (50Hz 又は 100Hz) と最大加速度 (1.2ZPA) における最大値, 中段が動的解析結果 (50Hz 又は 100Hz) の値, 下段が最大加速度 (1.2ZPA) の値。配管系が剛な場合は中段の動的解析結果に「-」を記載。

表2 高振動数領域を考慮した弁の動的機能維持評価結果 (2/9)

No.	系統	弁番号	弁名称	弁型式	方向	MAX (50Hz, 1.2ZPA)			MAX (100Hz, 1.2ZPA)			増加率 (②/①)	50Hz→100Hz での 増加値の機能 確認済加速度に 対する比率 ((②-①)/③)	備考
						機能維持 評価用 加速度* (①)	機能 確認済 加速度 (③)	裕度	機能維持 評価用 加速度* (②)	機能 確認済 加速度 (③)	裕度			
11	MS	B21-F001L	主蒸気逃がし 安全弁(L)	安全弁	合成	15.14	20.00	1.32	15.16	20.00	1.31	1.01	0.10%	
						15.14			15.16					
						2.47			2.47					
12	MS	B21-F002A	主蒸気第一隔 離弁(A)	主蒸気 隔離弁	合成	11.38	15.00	1.31	11.42	15.00	1.31	1.01	0.27%	
						11.38			11.42					
						2.26			2.26					
13	MS	B21-F002B	主蒸気第一隔 離弁(B)	主蒸気 隔離弁	水平	9.24	10.00	1.08	9.26	10.00	1.07	1.01	0.20%	
						9.24			9.26					
						1.82			1.82					
					鉛直	5.86	6.20	1.05	5.88	6.20	1.05	1.01	0.33%	
						5.86			5.88					
						1.33			1.33					
14	MS	B21-F002C	主蒸気第一隔 離弁(C)	主蒸気 隔離弁	合成	14.07	15.00	1.06	14.10	15.00	1.06	1.01	0.20%	
						14.07			14.10					
						2.47			2.47					
15	MS	B21-F002D	主蒸気第一隔 離弁(D)	主蒸気 隔離弁	合成	13.67	15.00	1.09	13.70	15.00	1.09	1.01	0.20%	
						13.67			13.70					
						2.47			2.47					
16	MS	B21-F003A	主蒸気第二隔 離弁(A)	主蒸気 隔離弁	合成	13.55	15.00	1.10	13.57	15.00	1.10	1.01	0.14%	
						13.55			13.57					
						2.26			2.26					
17	MS	B21-F003B	主蒸気第二隔 離弁(B)	主蒸気 隔離弁	合成	13.63	15.00	1.10	13.65	15.00	1.09	1.01	0.14%	
						13.63			13.65					
						2.26			2.26					
18	MS	B21-F003C	主蒸気第二隔 離弁(C)	主蒸気 隔離弁	合成	14.43	15.00	1.03	14.46	15.00	1.03	1.01	0.20%	
						14.43			14.46					
						2.47			2.47					
19	MS	B21-F003D	主蒸気第二隔 離弁(D)	主蒸気 隔離弁	合成	14.96	15.00	1.00	14.99	15.00	1.00	1.01	0.20%	
						14.96			14.99					
						2.47			2.47					

注記* : 上段が動的解析結果 (50Hz 又は 100Hz) と最大加速度 (1.2ZPA) における最大値, 中段が動的解析結果 (50Hz 又は 100Hz) の値, 下段が最大加速度 (1.2ZPA) の値。配管系が剛な場合は中段の動的解析結果に「-」を記載。

表2 高振動数領域を考慮した弁の動的機能維持評価結果 (3/9)

No.	系統	弁番号	弁名称	弁型式	方向	MAX (50Hz, 1.2ZPA)			MAX (100Hz, 1.2ZPA)			増加率 (②/①)	50Hz→100Hzでの 増加値の機能 確認済加速度に 対する比率 (②-①)/③	備考			
						機能維持 評価用 加速度* (①)	機能 確認済 加速度 (③)	裕度	機能維持 評価用 加速度* (②)	機能 確認済 加速度 (③)	裕度						
20	FDW	B21-F052A	給水系第二 隔離弁(A)	空気作動 逆止弁	水平	2.03	6.00	2.95	2.06	6.00	2.91	1.02	0.50%				
						2.03			2.06								
						1.82			1.82								
						鉛直	2.80	6.00	2.14	2.80	6.00				2.14	1.00	0.00%
							2.80			2.80							
							1.33			1.33							
21	FDW	B21-F052B	給水系第二 隔離弁(B)	空気作動 逆止弁	水平	2.13	6.00	2.81	2.15	6.00	2.79	1.01	0.34%				
						2.13			2.15								
						1.82			1.82								
						鉛直	2.92	6.00	2.05	2.92	6.00				2.05	1.00	0.00%
							2.92			2.92							
							1.33			1.33							
22	FDW	B21-F053A	給水系第一 隔離弁(A)	逆止弁	水平	2.44	6.00	2.45	2.47	6.00	2.42	1.02	0.50%				
						2.44			2.47								
						1.82			1.82								
						鉛直	1.33	6.00	4.51	1.33	6.00				4.51	1.00	0.00%
							1.09			1.09							
							1.33			1.33							
23	FDW	B21-F053B	給水系第一 隔離弁(B)	逆止弁	水平	2.61	6.00	2.29	2.63	6.00	2.28	1.01	0.34%				
						2.61			2.63								
						1.82			1.82								
						鉛直	1.33	6.00	4.51	1.33	6.00				4.51	1.00	0.00%
							1.07			1.07							
							1.33			1.33							
24	RHR	E11-F003A	残留熱除去 系熱交換器 (A)バイパス 弁	電動 グローブ 弁	水平	3.74	6.00	1.60	3.75	6.00	1.60	1.01	0.17%				
						3.74			3.75								
						2.12			2.12								
						鉛直	1.56	6.00	3.84	1.56	6.00				3.84	1.00	0.00%
							0.11			0.13							
							1.56			1.56							
25	RHR	E11-F003B	残留熱除去 系熱交換器 (B)バイパス 弁	電動 グローブ 弁	水平	4.77	6.00	1.25	4.77	6.00	1.25	1.00	0.00%				
						4.77			4.77								
						2.12			2.12								
						鉛直	3.36	6.00	1.78	3.36	6.00				1.78	1.00	0.00%
							3.36			3.36							
							1.56			1.56							

注記* : 上段が動的解析結果 (50Hz 又は 100Hz) と最大加速度 (1.2ZPA) における最大値, 中段が動的解析結果 (50Hz 又は 100Hz) の値, 下段が最大加速度 (1.2ZPA) の値。配管系が剛な場合は中段の動的解析結果に「-」を記載。

表2 高振動数領域を考慮した弁の動的機能維持評価結果 (4/9)

No.	系統	弁番号	弁名称	弁型式	方向	MAX (50Hz, 1.2ZPA)			MAX (100Hz, 1.2ZPA)			増加率 (②/①)	50Hz→100Hz での増加値の 機能確認済加 速度に対する 比率 ((②-①)/③)	備考
						機能維持 評価用 加速度* (①)	機能 確認済 加速度 (③)	裕度	機能維持 評価用 加速度* (②)	機能 確認済 加速度 (③)	裕度			
26	RHR	E11-F004A	残留熱除去系 A 系 低圧注水系注入 隔離弁	電動 ゲート弁	合成	6.20	20.00	3.22	6.20	20.00	3.22	1.00	0.00%	
						6.20			6.20					
						2.64			2.64					
27	RHR	E11-F004B	残留熱除去系 B 系 低圧注水系注入 隔離弁	電動 ゲート弁	合成	6.51	20.00	3.07	6.51	20.00	3.07	1.00	0.00%	
						6.51			6.51					
						2.64			2.64					
28	RHR	E11-F004C	残留熱除去系 C 系 低圧注水系注入 隔離弁	電動 ゲート弁	水平	5.75	6.00	1.04	5.75	6.00	1.04	1.00	0.00%	
						5.75			5.75					
						1.97			1.97					
					鉛直	1.45	6.00	4.13	1.46	6.00	4.10	1.01	0.17%	
						1.45			1.46					
						1.37			1.37					
29	RHR	E11-F005A	残留熱除去系 A 系 低圧注水系注入 試験可能逆止弁	逆止弁	水平	9.28	6.00	0.64	9.28	6.00	0.64	1.00	0.00%	機能確認 済加速度 超過のため、弁体挙 動評価および構造 強度評価 を実施
						9.28			9.28					
						1.99			1.99					
					鉛直	3.76	6.00	1.59	3.78	6.00	1.58	1.01	0.34%	
						3.76			3.78					
						1.78			1.78					
30	RHR	E11-F005B	残留熱除去系 B 系 低圧注水系注入 試験可能逆止弁	逆止弁	水平	9.18	6.00	0.65	9.18	6.00	0.65	1.00	0.00%	機能確認 済加速度 超過のため、弁体挙 動評価および構造 強度評価 を実施
						9.18			9.18					
						1.99			1.99					
					鉛直	10.51	6.00	0.57	10.51	6.00	0.57	1.00	0.00%	
						10.51			10.51					
						1.78			1.78					
31	RHR	E11-F005C	残留熱除去系 C 系 低圧注水系注入 試験可能逆止弁	逆止弁	水平	10.80	6.00	0.55	10.80	6.00	0.55	1.00	0.00%	機能確認 済加速度 超過のため、弁体挙 動評価および構造 強度評価 を実施
						10.80			10.80					
						1.99			1.99					
					鉛直	4.17	6.00	1.43	4.17	6.00	1.43	1.00	0.00%	
						4.17			4.17					
						1.78			1.78					

注記* : 上段が動的解析結果 (50Hz 又は 100Hz) と最大加速度 (1.2ZPA) における最大値, 中段が動的解析結果 (50Hz 又は 100Hz) の値, 下段が最大加速度 (1.2ZPA) の値。配管系が剛な場合は中段の動的解析結果に「-」を記載。

表2 高振動数領域を考慮した弁の動的機能維持評価結果 (5/9)

No.	系統	弁番号	弁名称	弁型式	方向	MAX (50Hz, 1.2ZPA)			MAX (100Hz, 1.2ZPA)			増加率 (②/①)	50Hz→100Hz での増加値の 機能確認済加 速度に対する 比率 ((②-①)/③)	備考		
						機能維持 評価用 加速度* (①)	機能 確認済 加速度 (③)	裕度	機能維持 評価用 加速度* (②)	機能 確認済 加速度 (③)	裕度					
32	RHR	E11-F008A	残留熱除去系 熱交換器(A)出 口弁	電動 グローブ 弁	水平	4.96	6.00	1.20	4.97	6.00	1.12	1.01	0.17%			
						4.96			4.97							
						2.12			2.12							
					鉛直	1.58	6.00	3.79	1.67	6.00	3.59				1.06	1.50%
						1.58			1.67							
						1.56			1.56							
33	RHR	E11-F008B	残留熱除去系 熱交換器(B)出 口弁	電動 グローブ 弁	水平	4.60	6.00	1.30	4.60	6.00	1.30	1.00	0.00%			
						4.60			4.60							
						2.12			2.12							
					鉛直	5.48	6.00	1.09	5.48	6.00	1.09				1.00	0.00%
						5.48			5.48							
						1.56			1.56							
34	RHR	E11-F010A	残留熱除去系 A系格納容器ス プレイ隔離弁	電動 ゲート弁	合成	6.74	20.00	2.96	6.75	20.00	2.96	1.01	0.05%			
						6.74			6.75							
						2.64			2.64							
35	RHR	E11-F010B	残留熱除去系 B系格納容器ス プレイ隔離弁	電動 ゲート弁	水平	4.08	6.00	1.47	4.10	6.00	1.46	1.01	0.34%			
						4.08			4.10							
						2.12			2.12							
					鉛直	4.58	6.00	1.31	4.58	6.00	1.31				1.00	0.00%
						4.58			4.58							
						1.56			1.56							
36	RHR	E11-F011A	残留熱除去系 A系サブレンッ ションチェンバ スプレイ隔離 弁	電動 ゲート弁	合成	6.70	20.00	2.98	6.70	20.00	2.98	1.00	0.00%			
						6.70			6.70							
						1.92			1.92							
37	RHR	E11-F011B	残留熱除去系 B系サブレンッ ションチェンバ スプレイ隔離 弁	電動 ゲート弁	合成	8.19	20.00	2.44	8.19	20.00	2.44	1.00	0.00%			
						8.19			8.19							
						1.92			1.92							

注記* : 上段が動的解析結果 (50Hz 又は 100Hz) と最大加速度 (1.2ZPA) における最大値, 中段が動的解析結果 (50Hz 又は 100Hz) の値, 下段が最大加速度 (1.2ZPA) の値。配管系が剛な場合は中段の動的解析結果に「-」を記載。

表2 高振動数領域を考慮した弁の動的機能維持評価結果 (6/9)

No.	系統	弁番号	弁名称	弁型式	方向	MAX (50Hz, 1.2ZPA)			MAX (100Hz, 1.2ZPA)			増加率 (②/①)	50Hz→100Hz での 増加値の機能 確認済加速度に 対する比率 ((②-①)/③)	備考
						機能維持 評価用 加速度* (①)	機能 確認済 加速度 (③)	裕度	機能維持 評価用 加速度* (②)	機能 確認済 加速度 (③)	裕度			
38	RHR	E11-F012A	残留熱除去系A 系試験用調整 弁	電動 グローブ 弁	合成	10.95	20.00	1.82	10.95	20.00	1.82	1.00	0.00%	
						10.95			10.95					
						1.92			1.92					
39	RHR	E11-F012B	残留熱除去系B 系試験用調整 弁	電動 グローブ 弁	合成	6.20	20.00	3.22	6.20	20.00	3.22	1.00	0.00%	
						6.20			6.20					
						1.92			1.92					
40	RHR	E11-F015A	残留熱除去系A 系停止時冷却 吸込第一隔離 弁	電動 ゲート弁	水平	5.93	6.00	1.01	5.93	6.00	1.01	1.00	0.00%	
						5.93			5.93					
						1.60			1.60					
					鉛直	1.41	6.00	4.25	1.43	6.00	4.19	1.02	0.34%	
						1.41			1.43					
						0.91			0.91					
41	RHR	E11-F015B	残留熱除去系B 系停止時冷却 吸込第一隔離 弁	電動 ゲート弁	合成	6.13	20.00	3.26	6.13	20.00	3.26	1.00	0.00%	
						6.13			6.13					
						1.85			1.85					
42	RHR	E11-F016A	残留熱除去系A 系停止時冷却 吸込第二隔離 弁	電動 ゲート弁	水平	4.38	6.00	1.36	4.39	6.00	1.36	1.01	0.17%	
						4.38			4.39					
						1.57			1.57					
					鉛直	1.49	6.00	4.02	1.56	6.00	3.84	1.05	1.17%	
						1.49			1.56					
						1.09			1.09					
43	RHR	E11-F016B	残留熱除去系B 系停止時冷却 吸込第二隔離 弁	電動 ゲート弁	水平	5.75	6.00	1.04	5.75	6.00	1.04	1.00	0.00%	
						5.75			5.75					
						1.57			1.57					
					鉛直	1.31	6.00	4.58	1.35	6.00	4.44	1.03	0.67%	
						1.31			1.35					
						1.09			1.09					
44	RHR	E11-F018A	残留熱除去系A 系停止時冷却 注入隔離弁	電動 グローブ 弁	合成	8.56	20.00	2.33	8.56	20.00	2.33	1.00	0.00%	
						8.56			8.56					
						1.92			1.92					
45	RHR	E11-F018B	残留熱除去系B 系停止時冷却 注入隔離弁	電動 グローブ 弁	合成	6.65	20.00	3.00	6.65	20.00	3.00	1.00	0.00%	
						6.65			6.65					
						1.92			1.92					

注記* : 上段が動的解析結果 (50Hz 又は 100Hz) と最大加速度 (1.2ZPA) における最大値, 中段が動的解析結果 (50Hz 又は 100Hz) の値, 下段が最大加速度 (1.2ZPA) の値。配管系が剛な場合は中段の動的解析結果に「-」を記載。

表2 高振動数領域を考慮した弁の動的機能維持評価結果 (7/9)

No.	系統	弁番号	弁名称	弁型式	方向	MAX (50Hz, 1.2ZPA)			MAX (100Hz, 1.2ZPA)			増加率 (②/①)	50Hz→100Hzでの増加値の機能確認済加速度に対する比率 ((②-①)/③)	備考			
						機能維持評価用加速度* (①)	機能確認済加速度 (③)	裕度	機能維持評価用加速度* (②)	機能確認済加速度 (③)	裕度						
46	RHR	E11-F019A	残留熱除去系 A 系 停止時冷却試験可能逆止弁	逆止弁	水平	1.60	6.00	3.75	1.60	6.00	3.75	1.00	0.00%				
						0.86			0.91								
						1.60			1.60								
						鉛直			0.91						6.00	6.59	0.94
									0.82								0.94
									0.91								0.91
47	RHR	E11-F019B	残留熱除去系 B 系 停止時冷却試験可能逆止弁	逆止弁	水平	1.60	6.00	3.75	1.60	6.00	3.75	1.00	0.00%				
						1.25			1.27								
						1.60			1.60								
						鉛直			1.14						6.00	5.26	1.16
									1.14								1.16
									0.91								0.91
48	LPCS	E21-F003	低圧炉心スプレ イ系注入隔離弁	電動 ゲート弁	合成	6.95	20.00	2.87	6.95	20.00	2.87	1.00	0.00%				
						6.95			6.95								
						2.40			2.40								
49	LPCS	E21-F004	低圧炉心スプレ イ系注入ライン 試験可能逆止弁	逆止弁	水平	8.12	6.00	0.73	8.12	6.00	0.73	1.00	0.00%	機能確認 済加速度 超過のた め、弁体挙 動評価お よび構造 強度評価 を実施			
						8.12			8.12								
						1.99			1.99								
					鉛直	7.66			6.00						0.78	7.66	
						7.66										7.66	
						1.78										1.78	
50	HPCS	E22-F001	高圧炉心スプレ イ系ポンプ復水 貯蔵タンク吸込 弁	電動 ゲート弁	水平	2.44	6.00	2.46	3.16	6.00	1.89	1.30	12.00%				
						2.44			3.16								
						1.57			1.57								
					鉛直	1.25			6.00						4.80	1.44	
						1.25										1.44	
						1.09										1.09	
51	HPCS	E22-F003	高圧炉心スプレ イ系注入隔離弁	電動 ゲート弁	合成	7.31	20.00	2.73	7.42	20.00	2.69	1.02	0.55%				
						7.31			7.42								
						2.40			2.40								
52	HPCS	E22-F004	高圧炉心スプレ イ系注入ライン 試験可能逆止弁	逆止弁	水平	6.64	6.00	0.90	6.64	6.00	0.90	1.00	0.00%	機能確認 済加速度 超過のた め、弁体挙 動評価お よび構造 強度評価 を実施			
						6.64			6.64								
						1.99			1.99								
					鉛直	7.05			6.00						0.85	7.06	
						7.05										7.06	
						1.78										1.78	

注記* : 上段が動的解析結果 (50Hz 又は 100Hz) と最大加速度 (1.2ZPA) における最大値, 中段が動的解析結果 (50Hz 又は 100Hz) の値, 下段が最大加速度 (1.2ZPA) の値。配管系が剛な場合は中段の動的解析結果に「-」を記載。

表2 高振動数領域を考慮した弁の動的機能維持評価結果 (8/9)

No.	系統	弁番号	弁名称	弁型式	方向	MAX (50Hz, 1.2ZPA)			MAX (100Hz, 1.2ZPA)			増加率 (②/①)	50Hz→100Hz での 増加値の機能 確認済加速度に 対する比率 ((②-①)/③)	備考	
						機能維持 評価用 加速度* (①)	機能 確認済 加速度 (③)	裕度	機能維持 評価用 加速度* (②)	機能 確認済 加速度 (③)	裕度				
53	RCIC	E51-F007	原子炉隔離時 タービン入口 蒸気ライン第 一隔離弁	電動 ゲート弁	合成	7.79	20.00	2.56	7.98	20.00	2.50	1.03	0.95%		
						7.79			7.98						
						2.47			2.47						
54	RCIC	E51-F008	原子炉隔離時 冷却系 タービン入口 蒸気ライン第 二隔離弁	電動 ゲート弁	水平	2.88	6.00	2.08	3.98	6.00	1.50	1.39	18.34%		
						2.88			3.98						
						1.89			1.89						
					鉛直	5.28	6.00	1.13	5.29	6.00	1.13	1.01	0.17%		
						5.28			5.29						
						1.59			1.59						
55	CUW	G31-F002	原子炉冷却材 浄化系入口ラ イン第一隔離 弁	電動 ゲート弁	水平	5.65	6.00	1.06	5.65	6.00	1.06	1.00	0.00%		
						5.65			5.65						
						1.60			1.60						
					鉛直	3.12	6.00	1.92	3.14	6.00	1.91	1.01	0.34%		
						3.12			3.14						
						0.91			0.91						
56	CUW	G31-F003	原子炉冷却材 浄化系入口ラ イン第二隔離 弁	電動 ゲート弁	合成	9.13	20.00	2.19	9.14	20.00	2.18	1.01	0.05%		
						9.13			9.14						
						1.85			1.85						
57	SGTS	T46-F001A	非常用ガス処 理系 入口弁 (A)	空気作動 バタフラ イ弁	水平	5.15	6.00	1.16	5.19	6.00	1.15	1.01	0.67%		
						5.15			5.19						
						3.43			3.43						
					鉛直	5.46	6.00	1.09	5.46	6.00	1.09	1.00	0.00%		
						5.46			5.46						
						1.89			1.89						
58	SGTS	T46-F001B	非常用ガス処 理系 入口弁 (B)	空気作動 バタフラ イ弁	水平	4.97	6.00	1.20	5.01	6.00	1.19	1.01	0.67%		
						4.97			5.01						
						3.43			3.43						
					鉛直	4.81	6.00	1.24	4.82	6.00	1.24	1.01	0.17%		
						4.81			4.82						
						1.89			1.89						
59	SGTS	T46-F003A	非常用ガス処 理系 フィルタ装置 出口弁 (A)	電動 バタフラ イ弁	水平	5.85	6.00	1.02	6.25	6.00	0.96	1.07	6.67%	50Hz では 機能確認 済加速度 を満足し、 100Hz で は超過す るため、参 考に詳細 評価結果 も記載	
						5.85			6.25						
						2.65			2.65						
					鉛直	2.10	6.00	2.85	2.17	6.00	2.76	1.04	1.17%		
						2.10			2.17						
						1.77			1.77						
					合成 (参考)	6.21	20.00	3.22	6.61	20.00	3.02	1.07	2.00%		
						6.21			6.61						
						3.19			3.19						

注記* : 上段が動的解析結果 (50Hz 又は 100Hz) と最大加速度 (1.2ZPA) における最大値, 中段が動的解析結果 (50Hz 又は 100Hz) の値, 下段が最大加速度 (1.2ZPA) の値。配管系が剛な場合は中段の動的解析結果に「-」を記載。

表 2 高振動数領域を考慮した弁の動的機能維持評価結果 (9/9)

No.	系統	弁番号	弁名称	弁型式	方向	MAX (50Hz, 1.2ZPA)			MAX (100Hz, 1.2ZPA)			増加率 (②/①)	50Hz→100Hz での 増加値の機能 確認済加速度に 対する比率 (②-①)/③	備考		
						機能維持 評価用 加速度* (①)	機能 確認済 加速度 (③)	裕度	機能維持 評価用 加速度* (②)	機能 確認済 加速度 (③)	裕度					
60	SGTS	T46-F003B	非常用ガス処理系フィルタ装置出口弁(B)	電動 バタフライ弁	水平	4.28	6.00	1.40	5.07	6.00	1.18	1.19	13.17%			
						4.28			5.07							
						2.65			2.65							
					鉛直	1.77	6.00	3.38	1.77	6.00	3.38				1.00	0.00%
						0.92			1.20							
						1.77			1.77							
61	FCS	T49-F001A	可燃性ガス A 系濃度制御系入口隔離弁	電動 ゲート弁	合成	6.42	20.00	3.11	6.43	20.00	3.11	1.01	0.05%			
						6.42			6.43							
						2.64			2.64							
62	FCS	T49-F001B	可燃性ガス B 系濃度制御系入口隔離弁	電動 ゲート弁	合成	7.67	20.00	2.60	7.67	20.00	2.60	1.00	0.00%			
						7.67			7.67							
						2.64			2.64							
63	FCS	T49-F003A	可燃性ガス A 系濃度制御系出口隔離弁	電動 ゲート弁	水平	4.45	6.00	1.34	4.47	6.00	1.34	1.01	0.34%			
						4.45			4.47							
						2.12			2.12							
					鉛直	4.08	6.00	1.47	4.08	6.00	1.47				1.00	0.00%
						4.08			4.08							
						1.56			1.56							
64	FCS	T49-F003B	可燃性ガス B 系濃度制御系出口隔離弁	電動 ゲート弁	水平	4.82	6.00	1.24	4.83	6.00	1.24	1.01	0.17%			
						4.82			4.83							
						2.12			2.12							
					鉛直	4.03	6.00	1.48	4.04	6.00	1.48				1.01	0.17%
						4.03			4.04							
						1.56			1.56							

注記* : 上段が動的解析結果 (50Hz 又は 100Hz) と最大加速度 (1.2ZPA) における最大値, 中段が動的解析結果 (50Hz 又は 100Hz) の値, 下段が最大加速度 (1.2ZPA) の値。配管系が剛な場合は中段の動的解析結果に「-」を記載。

表3 更なる高振動領域を考慮した弁の動的機能維持評価結果

No.	系統	弁番号	弁名称	弁型式	方向	MAX (100Hz, 1.2ZPA)			MAX (150Hz, 1.2ZPA)			増加率 (②/①)	100Hz→150Hzでの 増加値の機能 確認済加速度に 対する比率 (②-①)/③	備考	
						機能維持 評価用 加速度* (①)	機能 確認済 加速度 (③)	裕度	機能維持 評価用 加速度* (②)	機能 確認済 加速度 (③)	裕度				
1	HPCS	E22-F001	高圧炉心スプレ イ系ポンプ 復水貯蔵タン ク吸込弁	電動 ゲート弁	水平	3.16	6.00	1.89	3.17	6.00	1.89	1.01	0.17%		
						3.16			3.17						
						1.57			1.57						
					鉛直	1.44	6.00	4.16	1.46	6.00	4.10	1.02			0.34%
						1.44			1.46						
						1.09			1.09						
2	SGTS	T46-F003B	非常用ガス処 理系フィルタ 装置出口弁(B)	電動 バタフライ弁	水平	5.07	6.00	1.18	5.09	6.00	1.17	1.01	0.34%		
						5.07			5.09						
						2.65			2.65						
					鉛直	1.77	6.00	3.38	1.77	6.00	3.38	1.00			0.00%
						1.20			1.31						
						1.77			1.77						
3	RCIC	E51-F008	原子炉隔離時 冷却系タービ ン入口蒸気ラ イン第二隔離 弁	電動 ゲート弁	水平	3.98	6.00	1.50	3.98	6.00	1.50	1.00	0.00%		
						3.98			3.98						
						1.89			1.89						
					鉛直	5.29	6.00	1.13	5.29	6.00	1.13	1.00			0.00%
						5.29			5.29						
						1.59			1.59						

注記*：上段が動的解析結果（50Hz 又は 100Hz）と最大加速度（1.2ZPA）における最大値，中段が動的解析結果（50Hz 又は 100Hz）の値，下段が最大加速度（1.2ZPA）の値。配管系が剛な場合は中段の動的解析結果に「-」を記載。

弁の動的機能維持評価における高振動数領域の検討に適用する床応答曲線について

1. はじめに

弁の動的機能維持評価に用いる床応答曲線は、50Hz までの範囲で床応答曲線を作成し、50Hz 以上を最大加速度（1.0ZPA）とすることが妥当であることを確認するため、50Hz までの床応答曲線を確認し、50Hz 程度で加速度が収束していることを確認する。100Hz までを考慮した評価を実施する場合の床応答曲線の作成イメージを図 1 に示す。

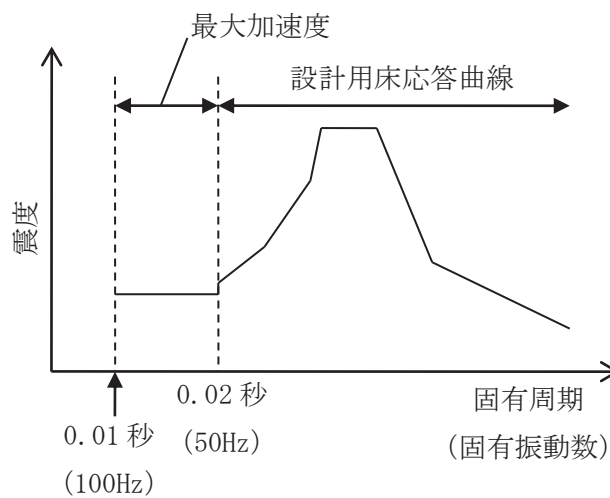


図 1 動的機能維持要求弁に用いる床応答曲線イメージ図
(100Hz までを考慮した評価に適用する場合)

2. 高振動数領域の床応答曲線

動的機能維持の評価対象弁が設置されている建物は原子炉建屋であることから、弁の動的機能維持評価に用いる代表的な例として、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答曲線の作成方針」に示されているもののうち、原子炉建屋（O.P. 15.0m）および原子炉しゃへい壁（O.P. 13.40m）の設計用床応答曲線の例を図 2-1, 2 に示す。なお、本検討に適用した全ての床応答曲線については添付 3 に示す。

水平方向は 10Hz（0.1 秒）及び 4Hz（0.25 秒）近傍で卓越しており、50Hz（0.02 秒）までで収束していることが確認できる。

鉛直方向について、原子炉建屋については 11Hz（0.09 秒）近傍で卓越し、原子炉しゃへい壁は 33Hz（0.03 秒）近傍で卓越しており、卓越する周期帯に違いはあるが、いずれも 50Hz（0.02 秒）までで収束していることが確認できる。

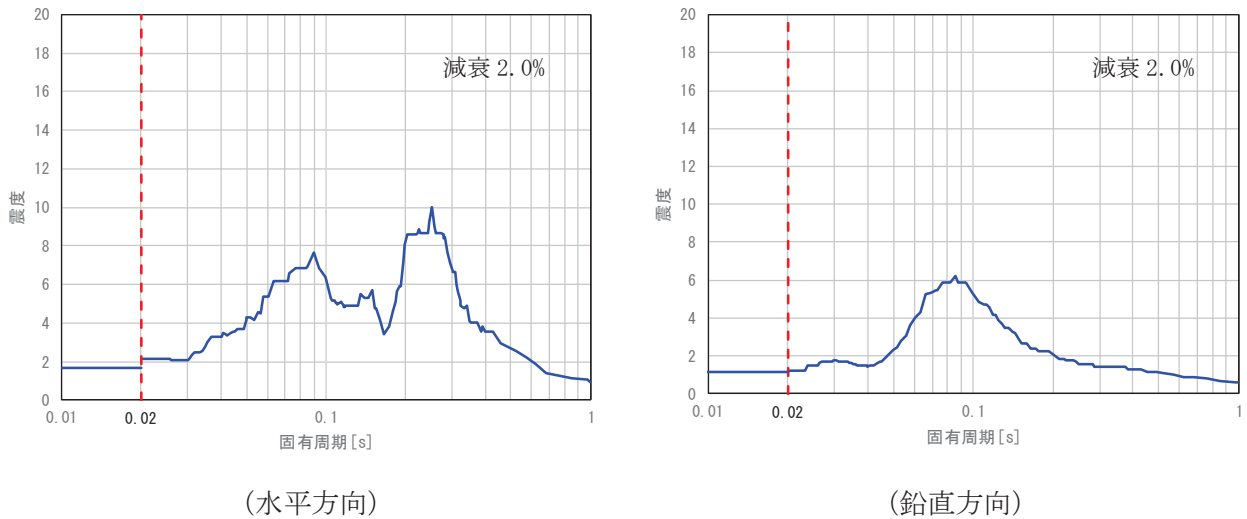


図 2-1 原子炉建屋 1F（O.P. 15.0m）の設計用床応答曲線（減衰 2.0%）

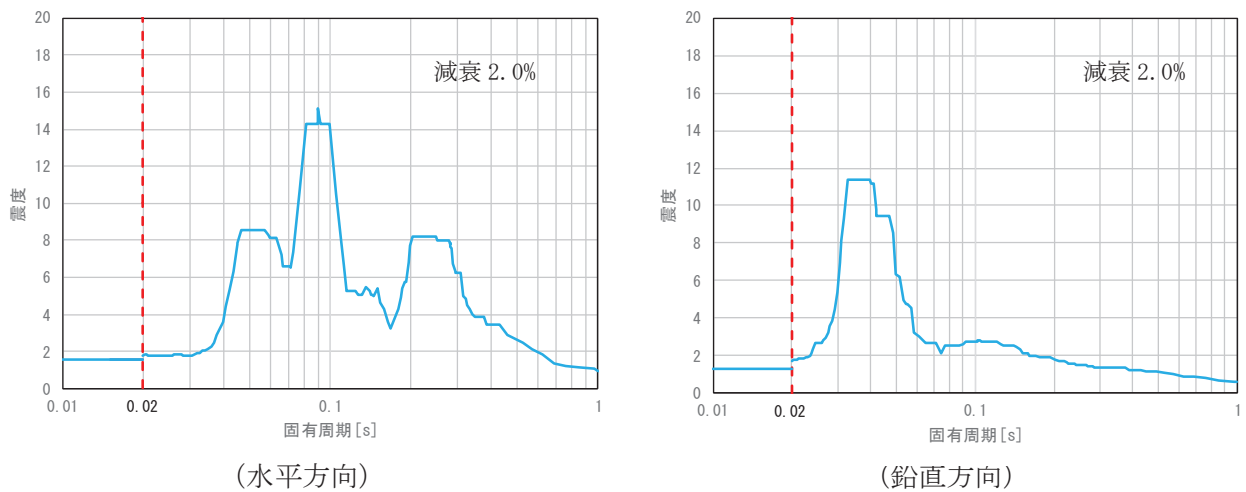


図 2-2 原子炉しゃへい壁（O.P. 13.4m）の設計用床応答曲線（減衰 2.0%）

3. 弁の動的機能維持に適用する床応答曲線

前述の通り, 20Hz 以上の床応答曲線を確認し, 50Hz までの範囲で加速度が収束しているため, 弁の動的機能維持評価に用いる床応答曲線は, 50Hz までの範囲で作成した床応答曲線に 50Hz 以上を最大加速度としたものとする。

機能維持評価用加速度の応答増加が確認された弁に対する要因の推定

1. はじめに

弁の動的機能維持評価対象弁 68 台のうち、表 1 に示す 3 台に振動数領域を 50Hz まで考慮した場合の加速度に対して 100Hz まで考慮した場合の加速度に有意な増加が確認されたことから、当該弁について増加要因に対する検討を以下に実施する。

表 1 有意な応答増加が確認された弁（検討対象弁）

系統	弁番号	弁名称	弁型式	方向	MAX (50Hz, 1.2ZPA)			MAX (100Hz, 1.2ZPA)			増加率 (②/①)	50Hz→100Hz での 増加値の機能 確認済加速度に 対する比率 (②-①)/③	備考
					機能維持 評価用 加速度*1 (①)	機能 確認済 加速度 (③)	裕度	機能維持 評価用 加速度*1 (②)	機能 確認済 加速度 (③)	裕度			
HPCS	E22-F001	高圧炉心スプレイ系ポンプ復水貯蔵タンク吸込弁	電動 ゲート弁	水平	2.44	6.00	2.46	3.16	6.00	1.89	1.30	12.00%	
					2.44			3.16					
					1.57			1.57					
				鉛直	1.25	6.00	4.80	1.44	6.00	4.16	1.16	3.17%	
					1.25			1.44					
					1.09			1.09					
SGTS	T46-F003B	非常用ガス処理系フィルタ装置出口弁(B)	電動 バタフライ弁	水平	4.28	6.00	1.40	5.07	6.00	1.18	1.19	13.17%	
					4.28			5.07					
					2.65			2.65					
				鉛直	1.77	6.00	3.38	1.77	6.00	3.38	1.00	0.00%	
					0.92			1.20					
					1.77			1.77					
RCIC	E51-F008	原子炉隔離時冷却系タービン入口蒸気ライン第二隔離弁	電動 ゲート弁	水平	2.88	6.00	2.08	3.98	6.00	1.50	1.39	18.34%	
					2.88			3.98					
					1.89			1.89					
				鉛直	5.28	6.00	1.13	5.29	6.00	1.13	1.01	0.17%	
					5.28			5.29					
					1.59			1.59					

注記*1：上段が動的解析結果（50Hz 又は 100Hz）と最大加速度（1.2ZPA）における最大値，中段が動的解析結果（50Hz 又は 100Hz）の値，下段が最大加速度（1.2ZPA）の値。配管系が剛な場合は中段の動的解析結果に「-」を記載。

2. 評価加速度の増加率の検討

(1) 高圧炉心スプレイ系ポンプ復水貯蔵タンク吸込弁（E22-F001）

E22-F001 の機能維持評価用加速度算出に用いた解析モデル図を図 1-1～1-2 に、当該弁の構造を図 2 に、当該配管系の主要仕様を表 2 に、各振動モードにおける刺激係数等の整理結果を表 3 に示す。

図 1-2 に示すとおり、当該弁の前後の配管には支持構造物（架構及びスナッパ）が設置されており、さらには弁頂部にも 2 方向の弁頂部振れ止め用の支持構造物（ロッド）が設置されている。これにより、弁水平方向で高い剛性を有していることから、50Hz 以上の高次のモードで励起することにより、100Hz まで考慮した場合での加速度が増加に至ったものと考えられる。

当該弁が設置された配管系の 100Hz までの振動モードのうち、弁の応答加速度の増加に影響を与える弁周辺が振れるモードについて、振動モード図を図 3-1～3-12 に示す。また、表 3 中には、該当するモードを赤枠にて示す。

(2) 非常用ガス処理系フィルタ装置出口弁(B) (T46-F003B)

T46-F003B の機能維持評価用加速度算出に用いた解析モデル図を図 4-1～4-2 に、当該弁の構造を図 5 に、当該配管系の主要仕様を表 4 に、各振動モードにおける刺激係数等の整理結果を表 5 に示す。

図 4-2 に示すとおり、当該弁の前後の配管には支持構造物（架構）が設置されている。また、図 5 に示すとおり、当該弁はバタフライ弁でヨーク部が短く、駆動部が振れにくい構造となっている。これにより、弁水平方向は高い剛性を有していることから、50Hz 以上の高次のモードで励起することにより、100Hz まで考慮した場合での加速度が増加に至ったものと考えられる。

当該弁が設置された配管系の 100Hz までの振動モードのうち、弁の応答加速度の増加に影響を与える弁周辺が振れるモードについて、振動モード図を図 6-1～6-31 に示す。また、表 5 中には、該当するモードを赤枠にて示す。

(3) 原子炉隔離時冷却系タービン入口蒸気ライン第二隔離弁 (E51-F008)

E51-F008 の機能維持評価用加速度算出に用いた解析モデル図を図 7-1～7-2 に、当該弁の構造を図 8 に、当該配管系の主要仕様を表 6 に、各振動モードにおける刺激係数等の整理結果を表 7 に示す。

図 7-2 に示すとおり、当該弁の前後の配管には支持構造物（架構、ロッドレストレイント、アンカ）が設置されており、さらには弁頂部にも 2 方向の弁頂部振れ止め用の支持構造物（スナッパ）が設置されている。これにより、弁水平方向で高い剛性を有していることから、50Hz 以上の高次のモードで励起することにより、100Hz まで考慮した場合での加速度が増加に至ったものと考えられる。

当該弁が設置された配管系の 100Hz までの振動モードのうち、弁の応答加速度の増加に影響を与える弁周辺が振れるモードについて、振動モード図を図 9-1～9-13 に示す。また、表 7 中には、該当するモードを赤枠にて示す。

3. まとめ

動的機能維持評価において、50Hz まで考慮した場合の加速度に増加が確認された弁について、その増加に至った要因を検討した。加速度に有意な増加が確認された E22-F001、T46-F003B 及び E51-F008 では、弁近傍に加速度増加に至った方向（弁水平方向）と同方向に支持構造物を有している。

このため、応答が増幅する方向で高い剛性を有していることにより、考慮する振動数を 50Hz から 100Hz に変更することで加速度増加に至ったものと考えられる。

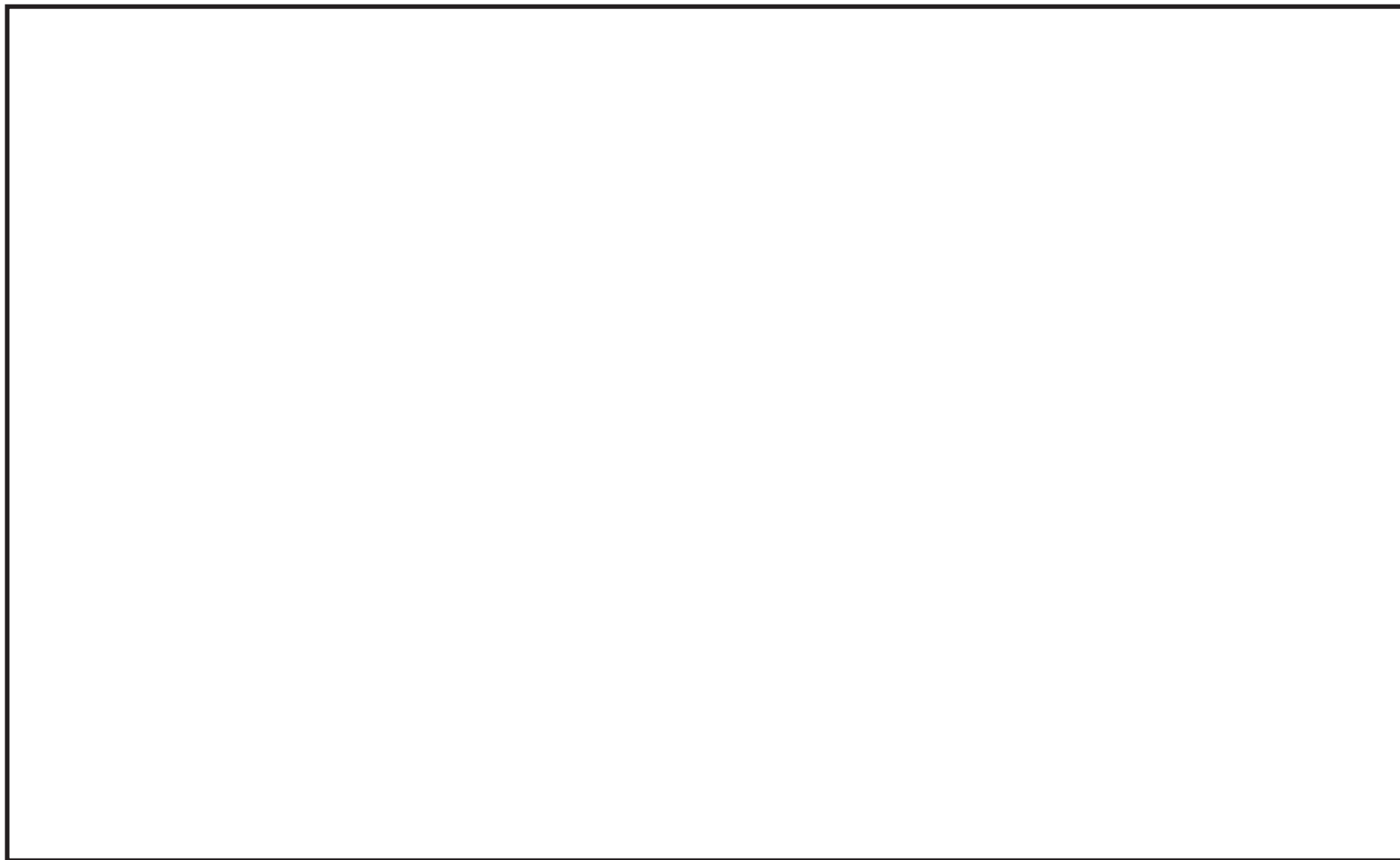


図 1-1 高圧炉心スプレイ系配管 (HPCS-002) の配管モデル全体図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

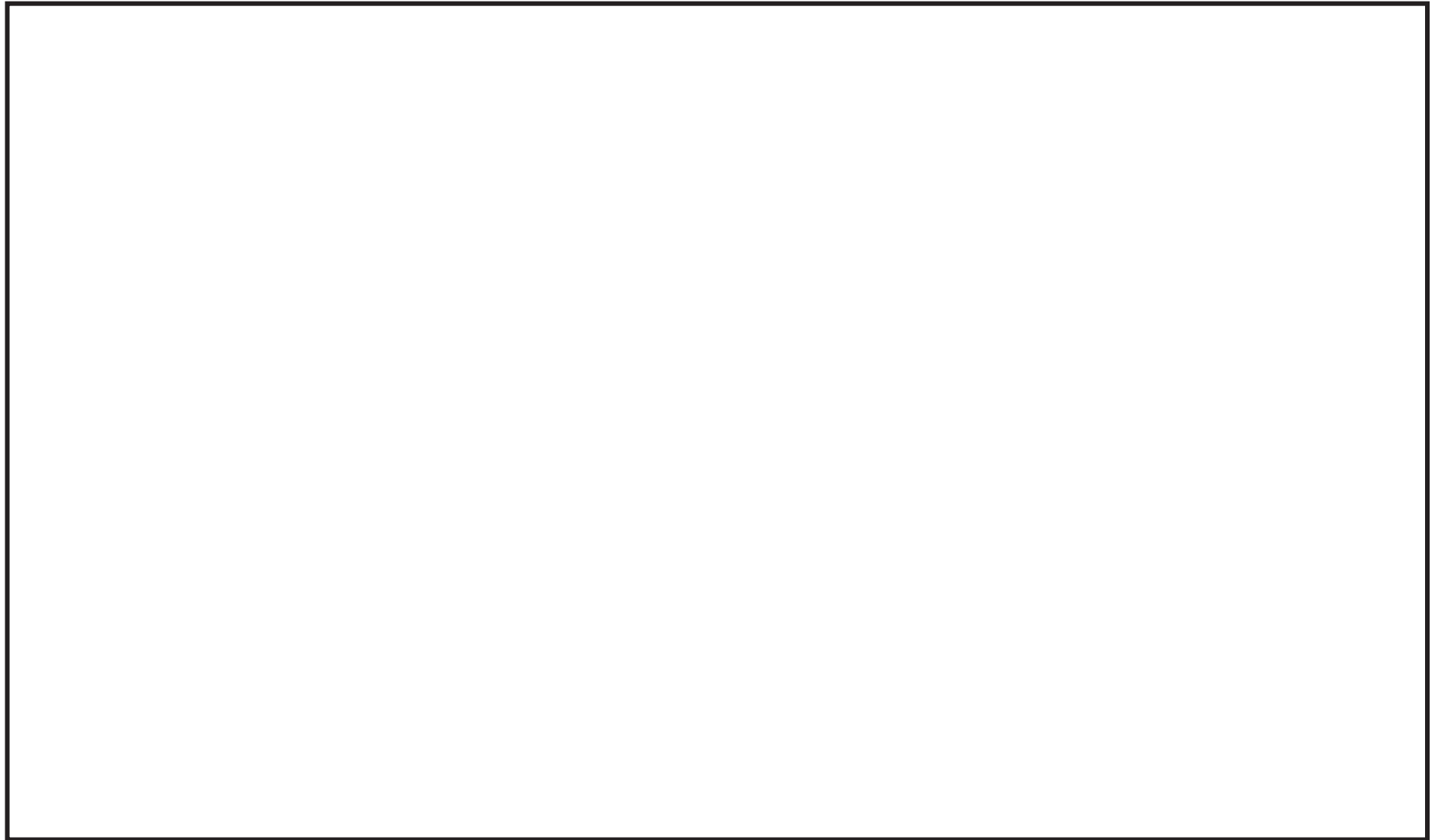


図 1-2 高圧炉心スプレイ系配管 (HPCS-002) の配管モデル部分図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

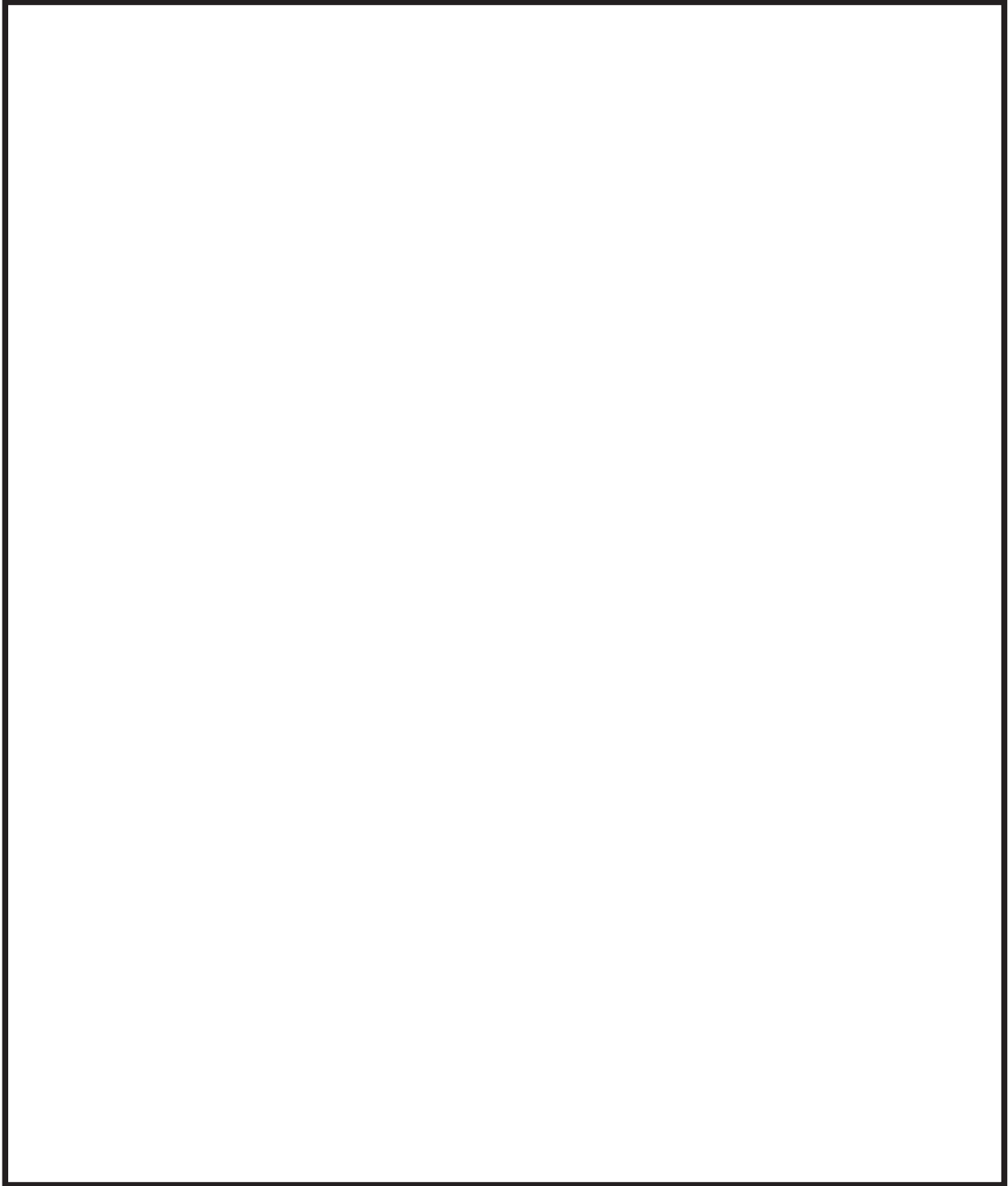


図 2 高圧炉心スプレイ系弁 (E22-F001) 構造図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 2 高圧炉心スプレイ系配管及び主要弁の諸元

項目	主要仕様
最高使用圧力*1 (MPa)	1.37
最高使用温度*1 (°C)	100
外径*1 (mm)	406.4
厚さ*1 (mm)	9.5
配管材料*1	SGV410
弁箱材質	SCPH2
弁部の質量(kg) *2	

*1：当該弁取付部廻りの仕様を記載

*2：配管解析に用いる弁本体質量，駆動部質量，内部流体質量の合算値を記載

表 3 高圧炉心スプレイ系配管 (HPCS-002) の刺激係数及び設計震度 (1/3)

モード	固有 振動数 (Hz)	固有 周期 (s)	刺激係数*			設計震度		
						水平方向		鉛直方向
			X方向	Y方向	Z方向	X方向	Z方向	Y方向
1次								
2次								
3次								
4次								
5次								
6次								
7次								
8次								
9次								
10次								
11次								
12次								
13次								
14次								
15次								
16次								
17次								
18次								
19次								
20次								
21次								
22次								
23次								

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 3 高圧炉心スプレイ系配管（HPCS-002）の刺激係数及び設計震度（2/3）

モード	固有 振動数 (Hz)	固有 周期 (s)	刺激係数*			設計震度		
						水平方向		鉛直方向
			X 方向	Y 方向	Z 方向	X 方向	Z 方向	Y 方向
24 次								
25 次								
26 次								
27 次								
28 次								
29 次								
30 次								
31 次								
32 次								
33 次								
34 次								
35 次								
36 次								
37 次								
38 次								
39 次								
40 次								
41 次								
42 次								
43 次								
44 次								
45 次								
46 次								
47 次								
48 次								
49 次								
50 次								
51 次								
52 次								
53 次								
54 次								
55 次								
56 次								

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 3 高圧炉心スプレイ系配管 (HPCS-002) の刺激係数及び設計震度 (3/3)

モード	固有 振動数 (Hz)	固有 周期 (s)	刺激係数*			設計震度		
						水平方向		鉛直方向
			X 方向	Y 方向	Z 方向	X 方向	Z 方向	Y 方向
57 次								
58 次								
59 次								
60 次								
61 次								
62 次								
63 次								
64 次								
65 次								
66 次								
67 次								
68 次								
69 次								
70 次								
71 次								
72 次								
73 次								
74 次								
75 次								
76 次								
77 次								
78 次								
79 次								
80 次								
81 次								
82 次								
83 次								
84 次								
85 次								
86 次								
87 次								
88 次								

注記* : 刺激係数は, モード質量を正規化し, 固有ベクトルと質量マトリックスの積から算出した値を示す。

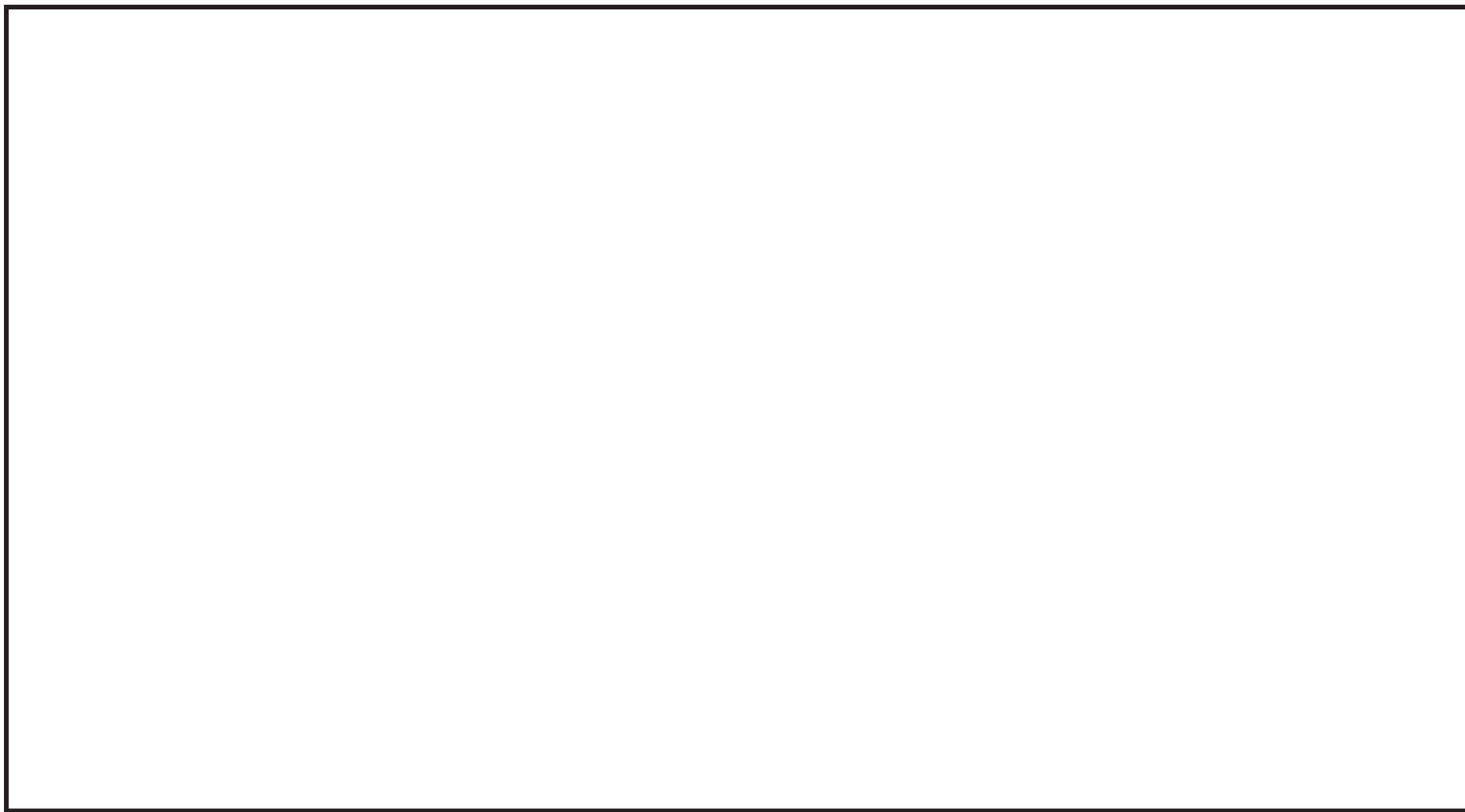


図 3-1 高圧炉心スプレイ系配管 (HPCS-002) の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

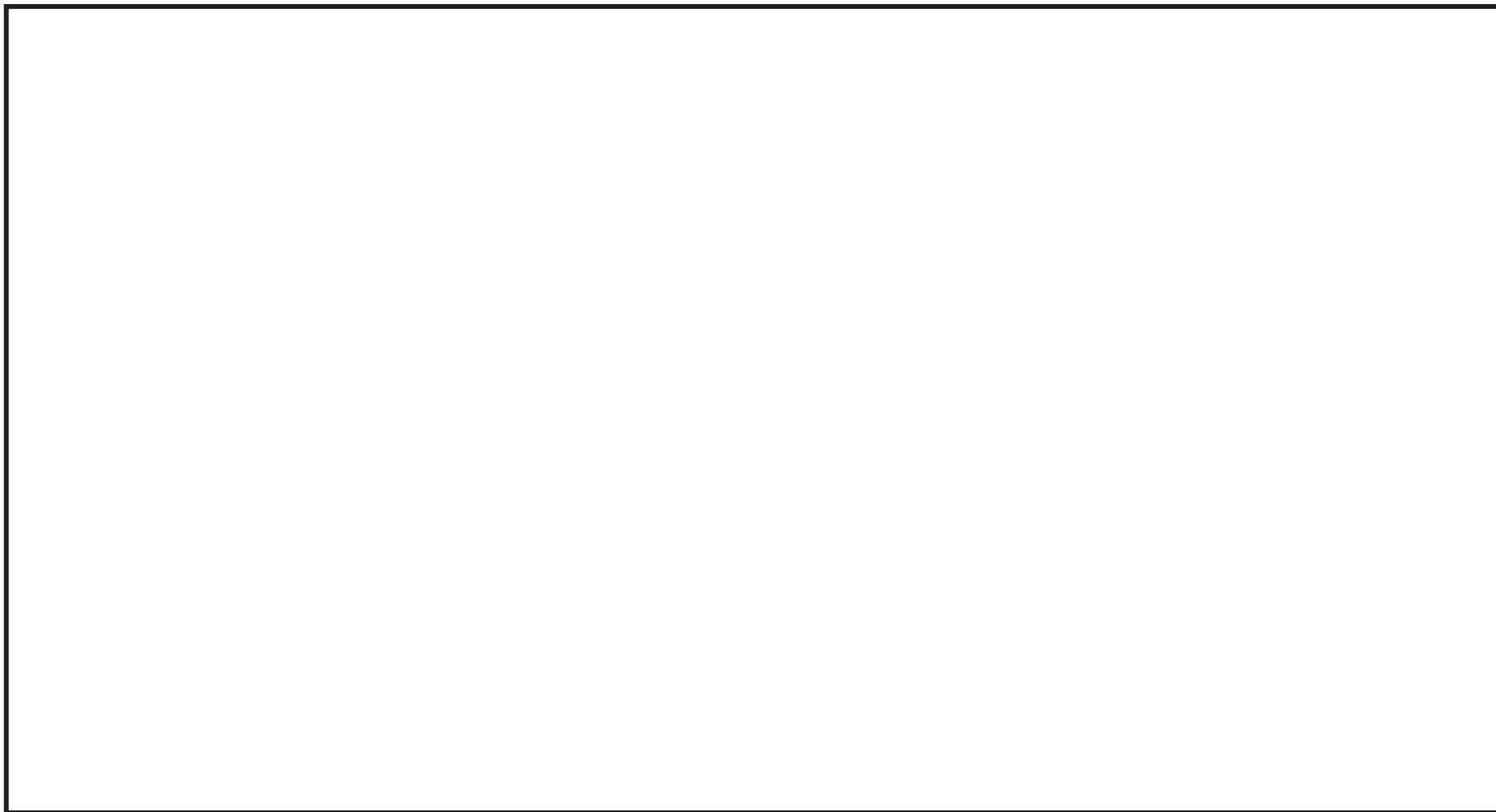


図 3-2 高圧炉心スプレイ系配管 (HPCS-002) の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

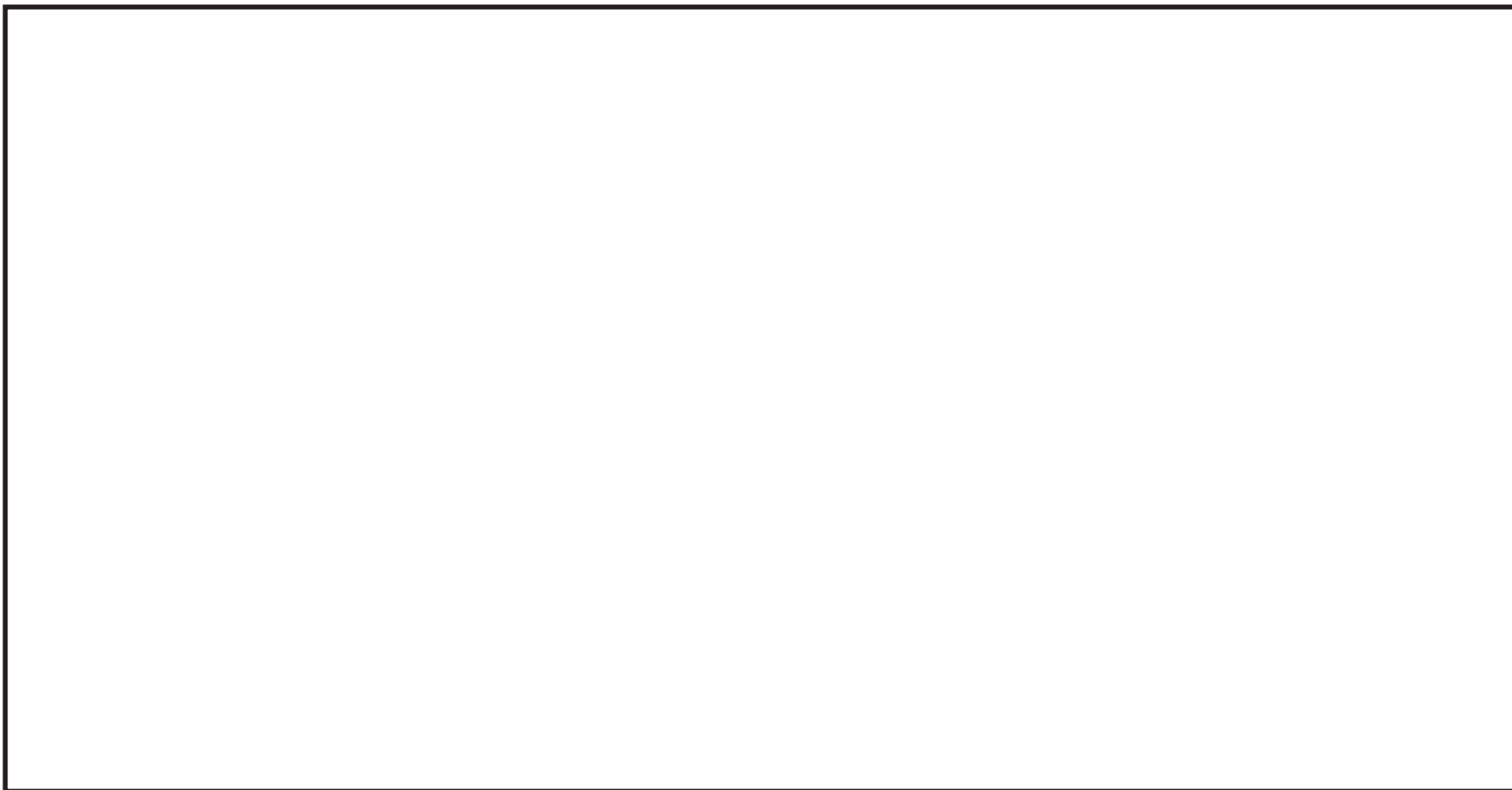


図 3-3 高圧炉心スプレイ系配管 (HPCS-002) の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

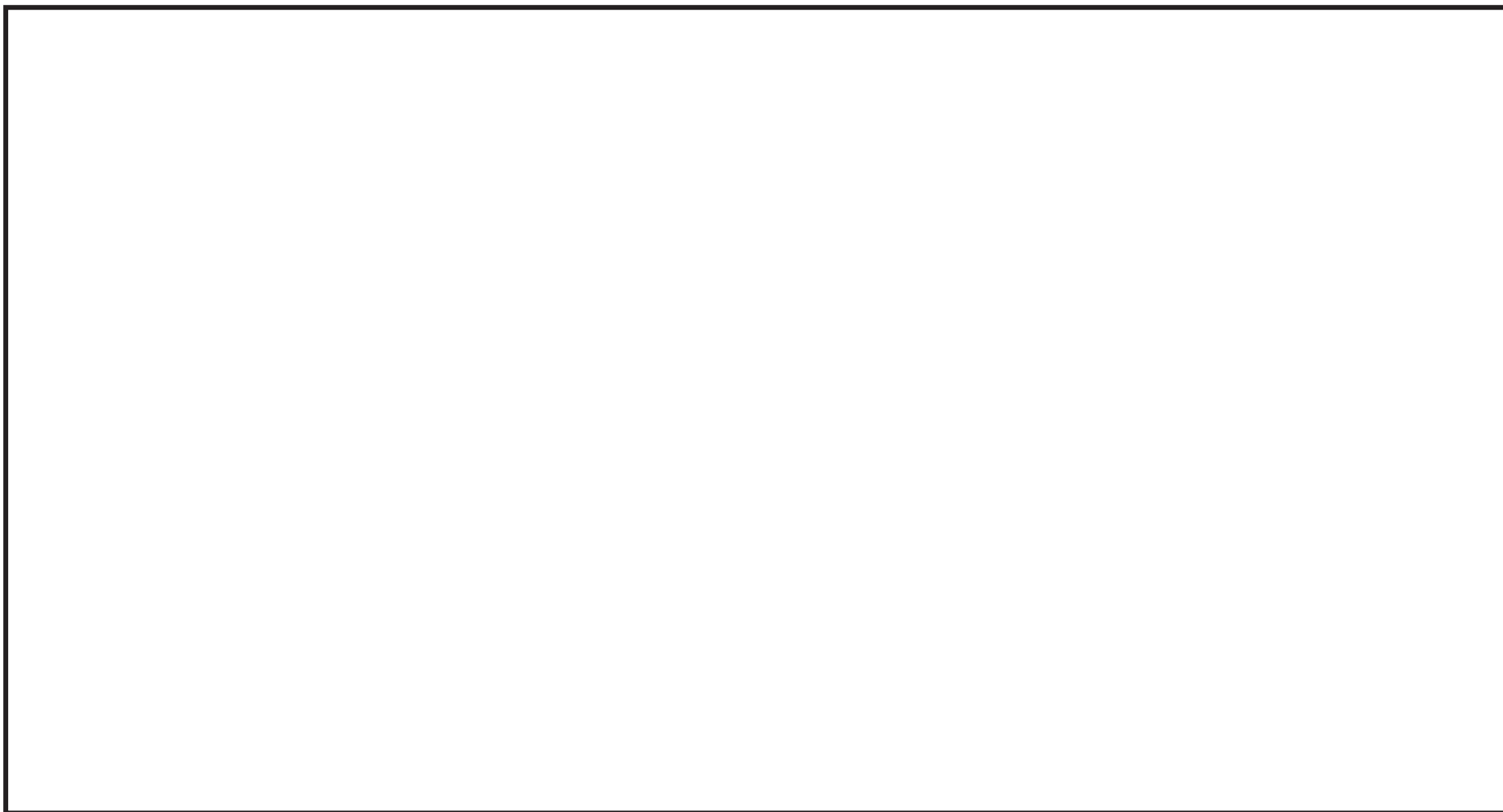


図 3-4 高圧炉心スプレイ系配管 (HPCS-002) の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

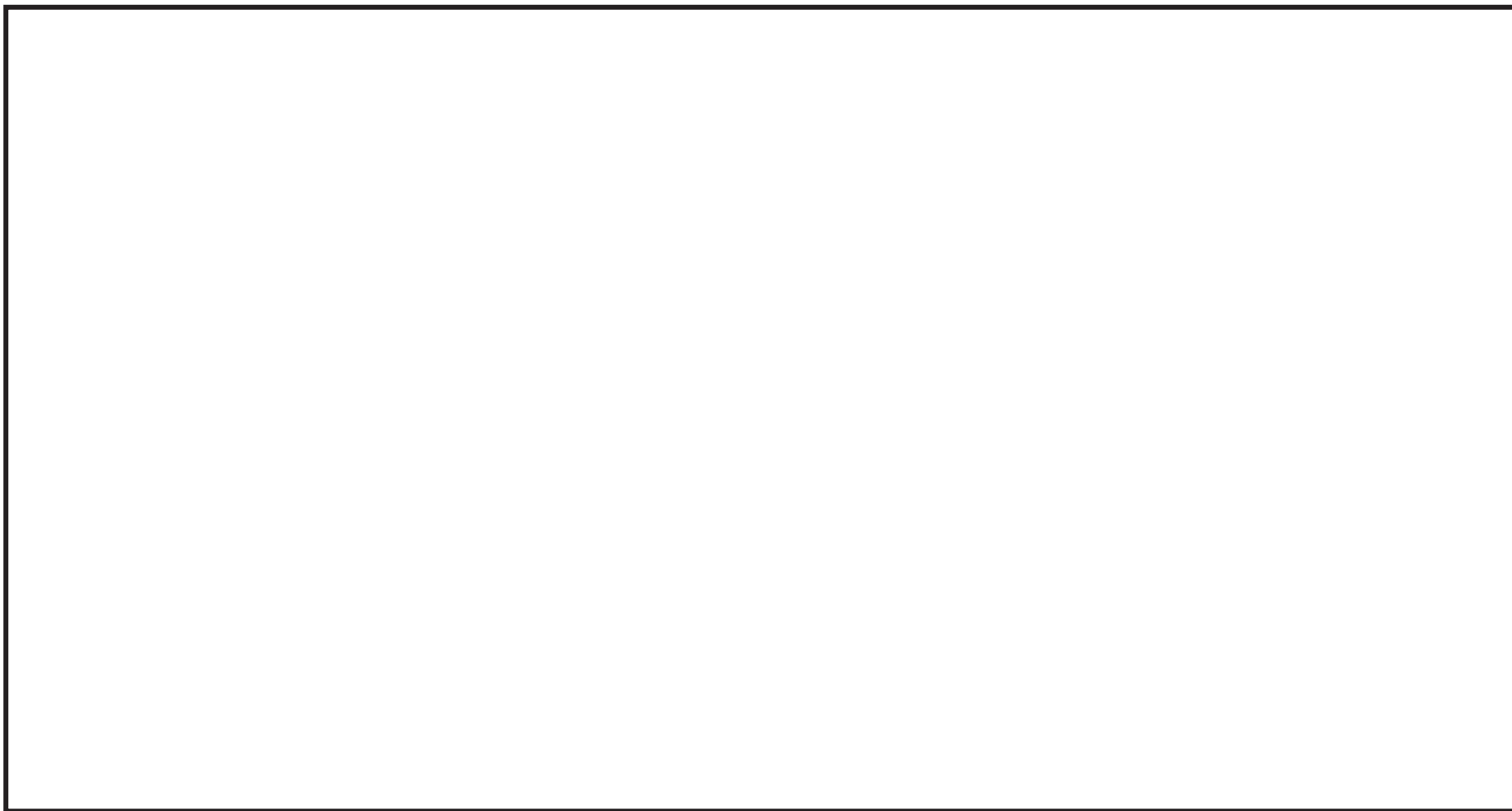


図 3-5 高圧炉心スプレイ系配管 (HPCS-002) の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

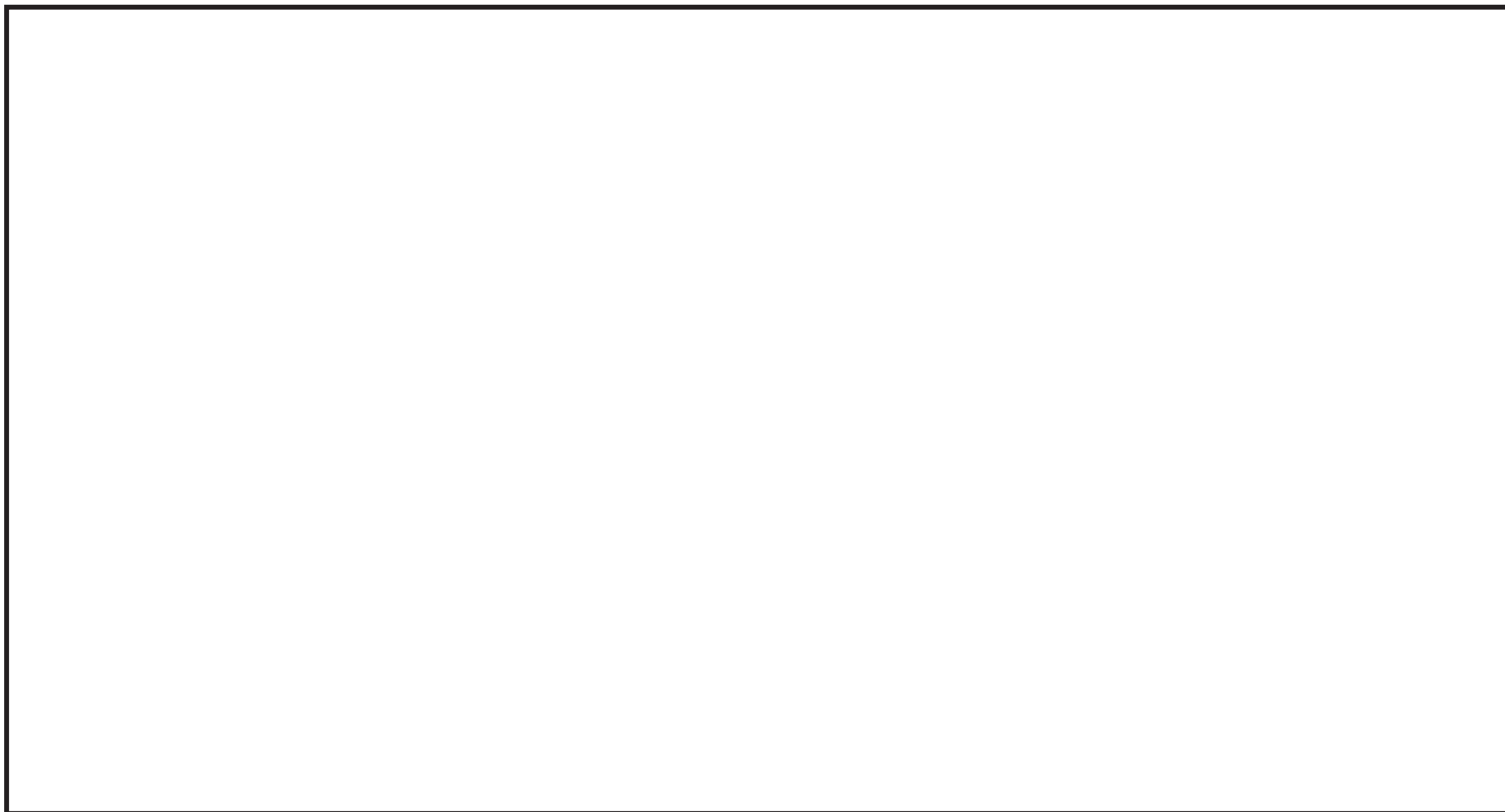


図 3-6 高圧炉心スプレイ系配管 (HPCS-002) の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

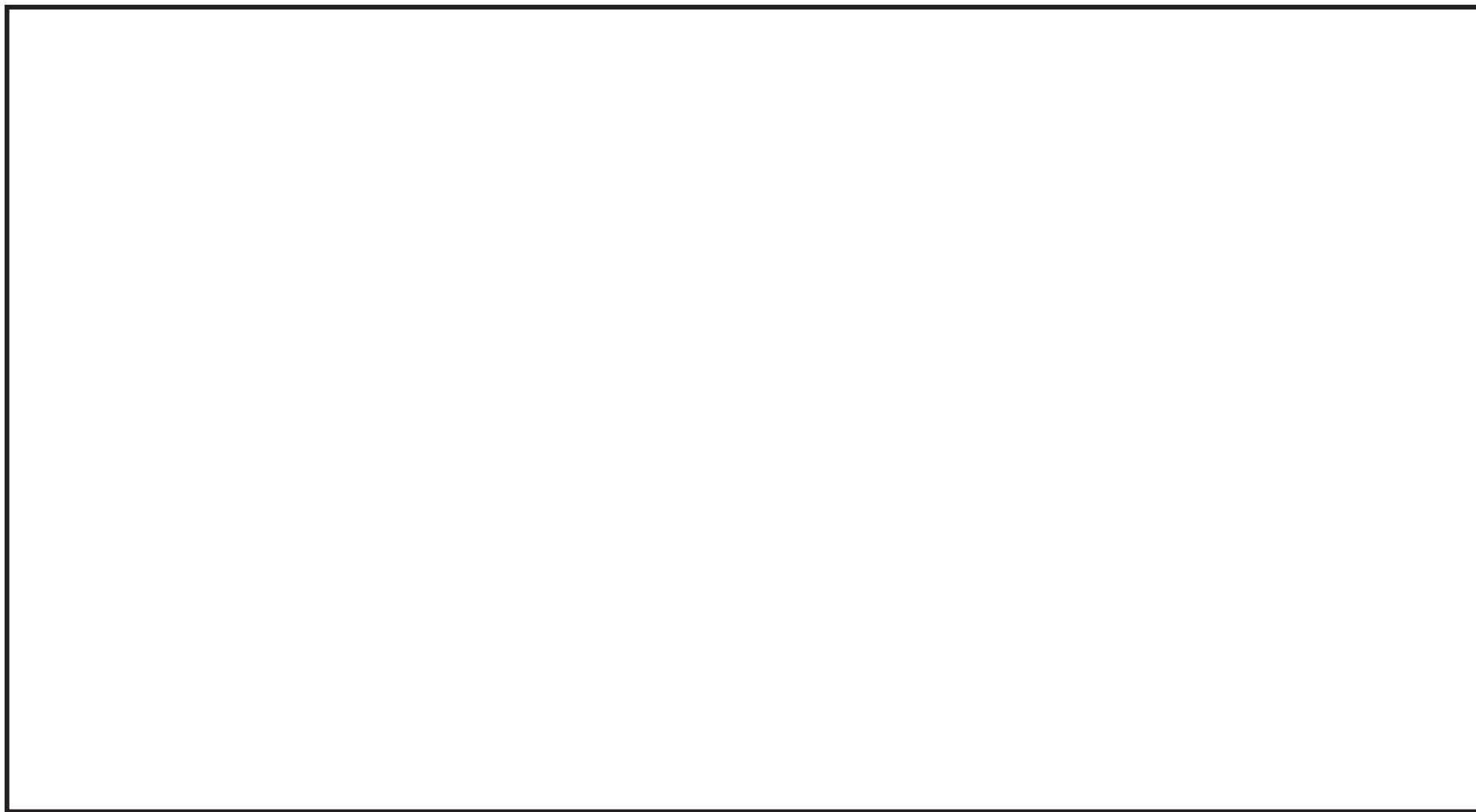


図 3-7 高圧炉心スプレイ系配管 (HPCS-002) の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

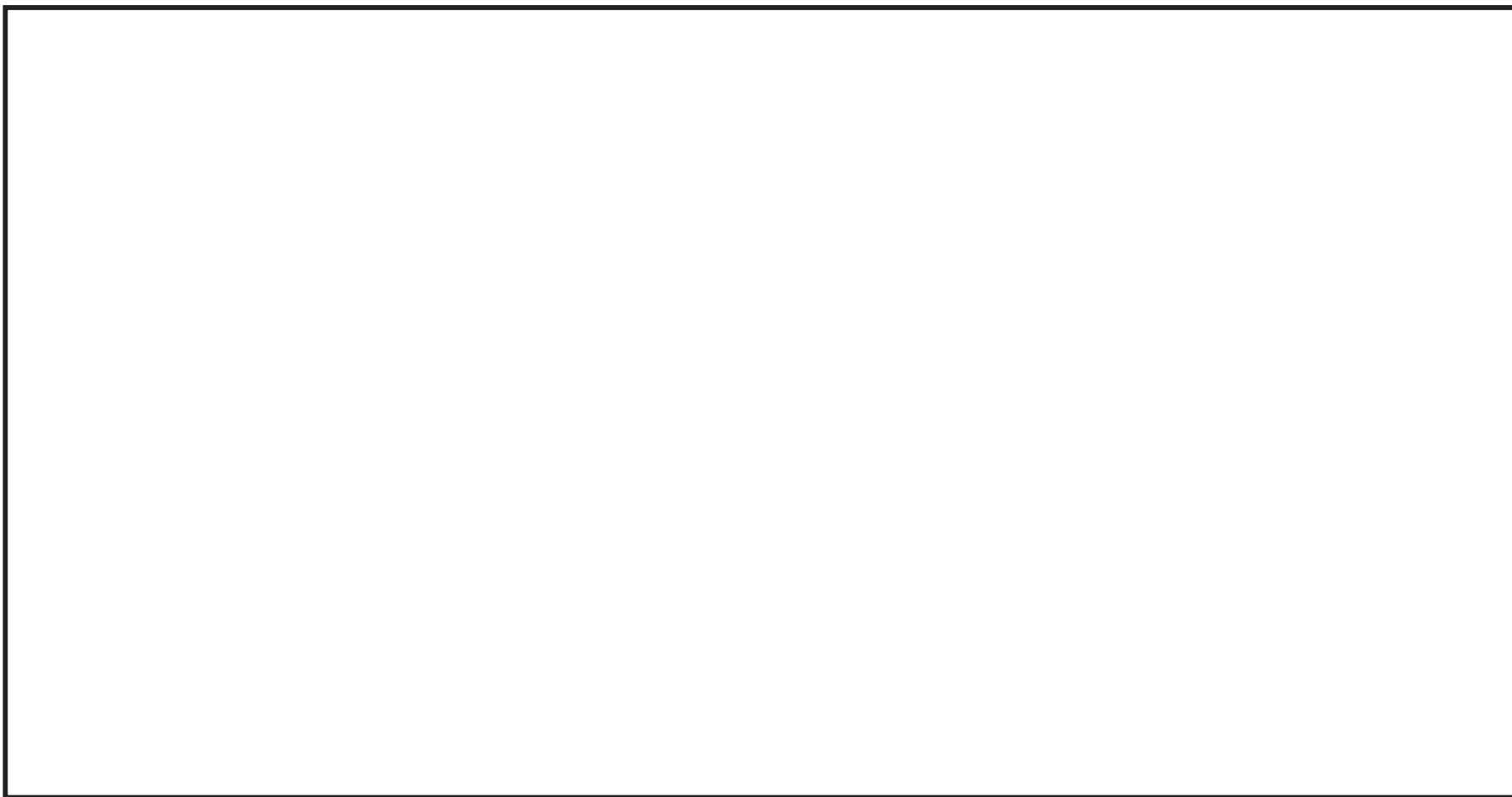


図 3-8 高圧炉心スプレイ系配管 (HPCS-002) の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

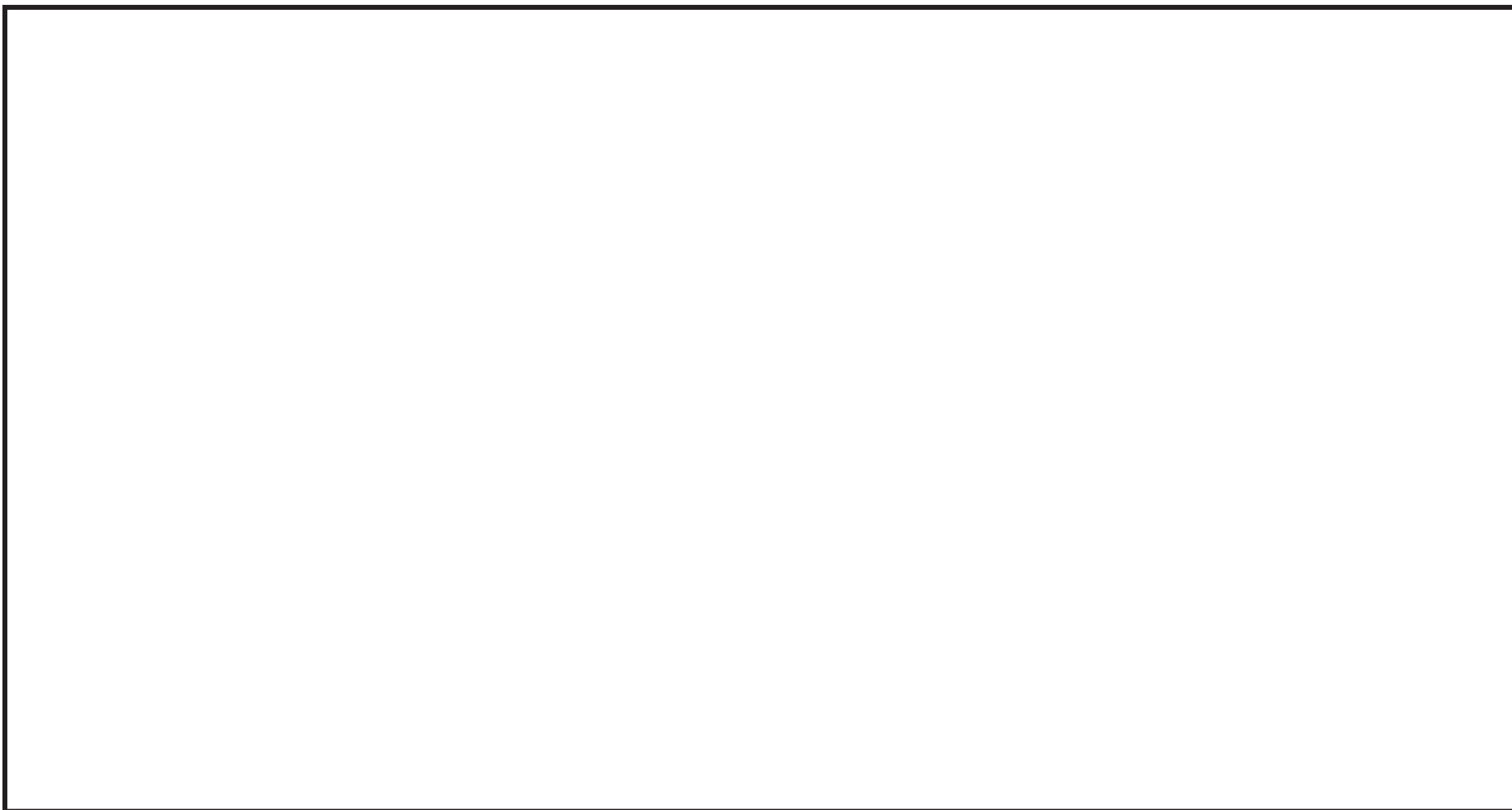


図 3-9 高圧炉心スプレイ系配管 (HPCS-002) の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

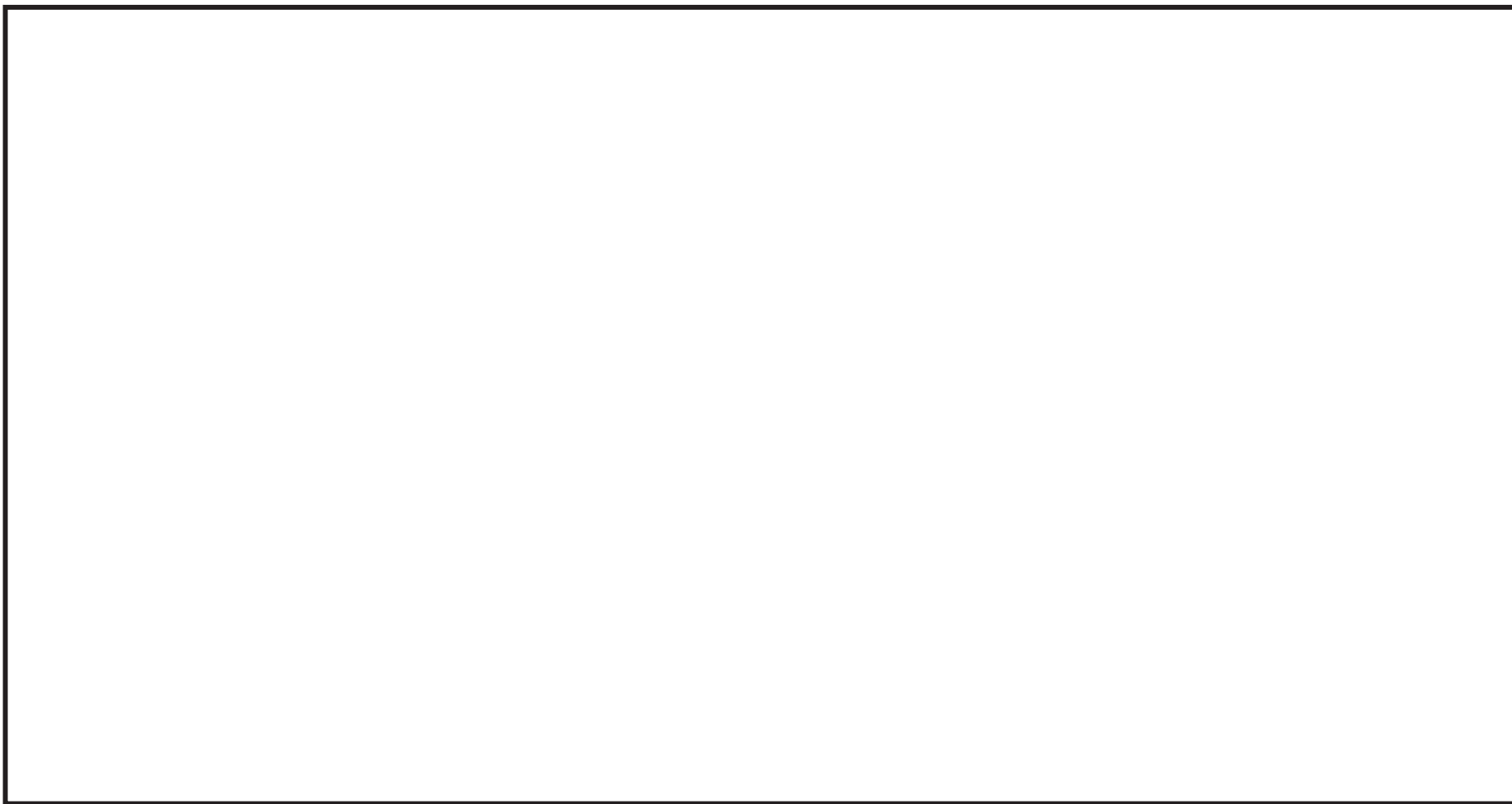


図 3-10 高圧炉心スプレイ系配管 (HPCS-002) の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

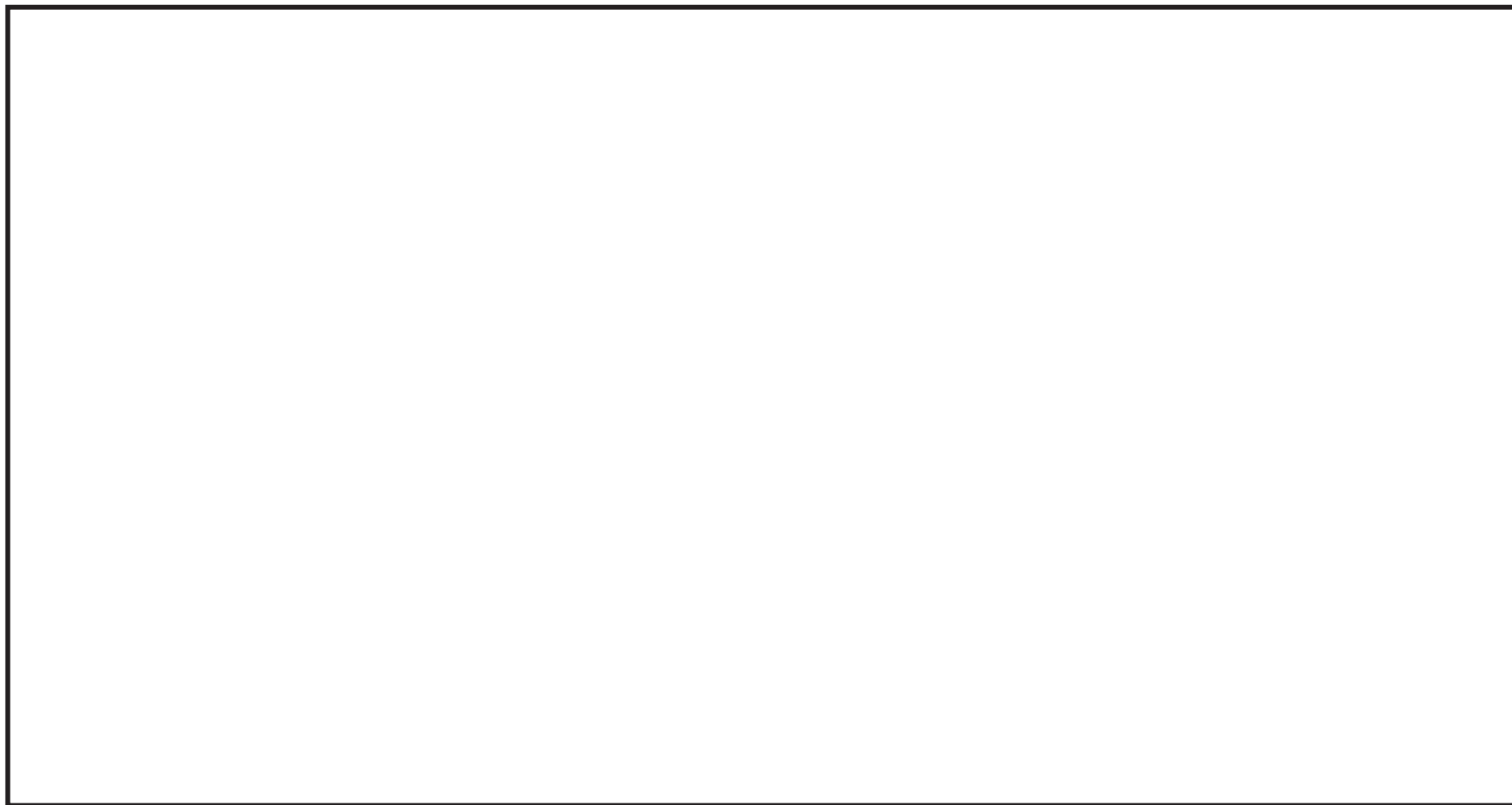


図 3-11 高圧炉心スプレイ系配管 (HPCS-002) の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

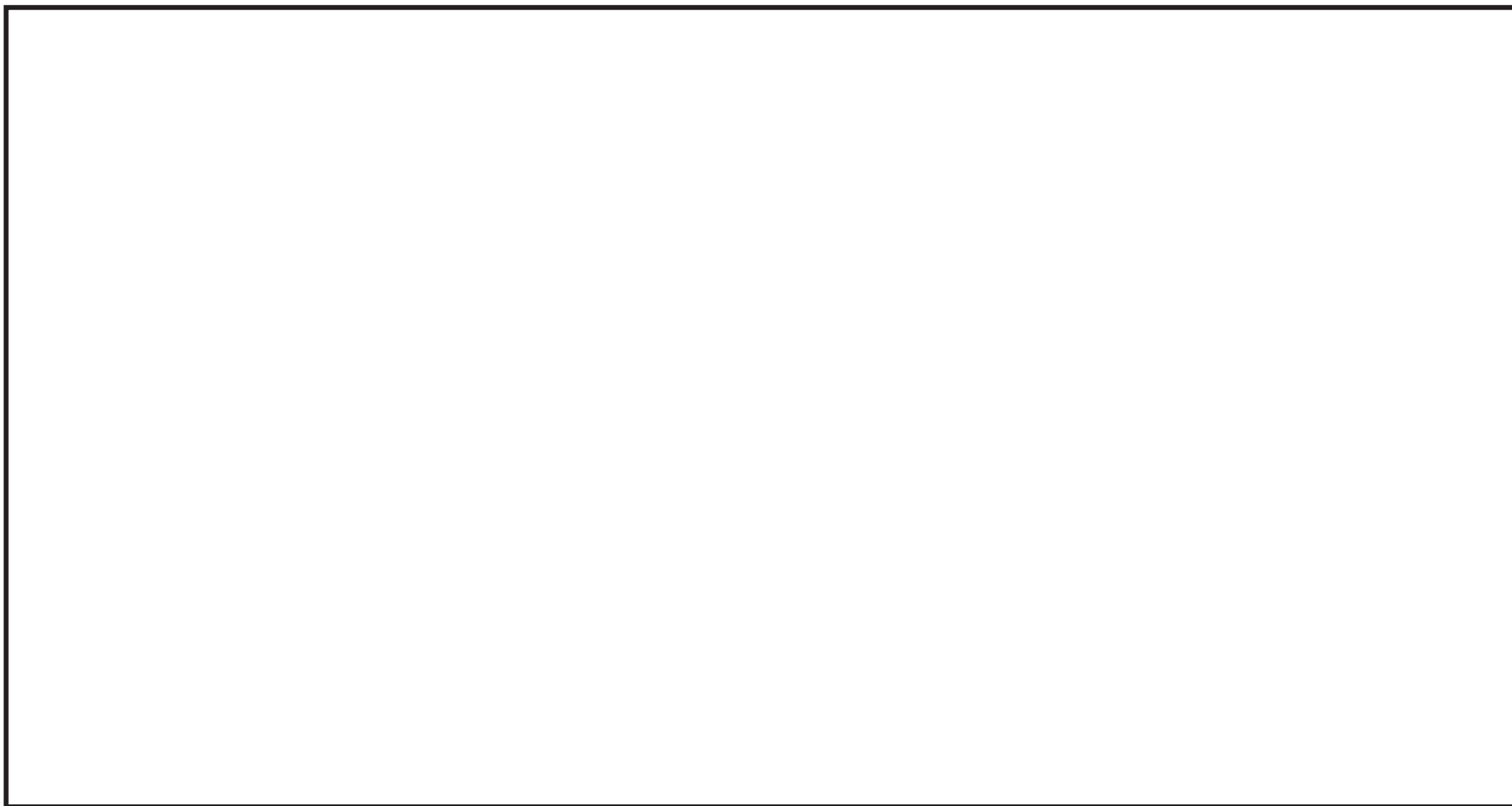


図 3-12 高圧炉心スプレイ系配管 (HPCS-002) の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

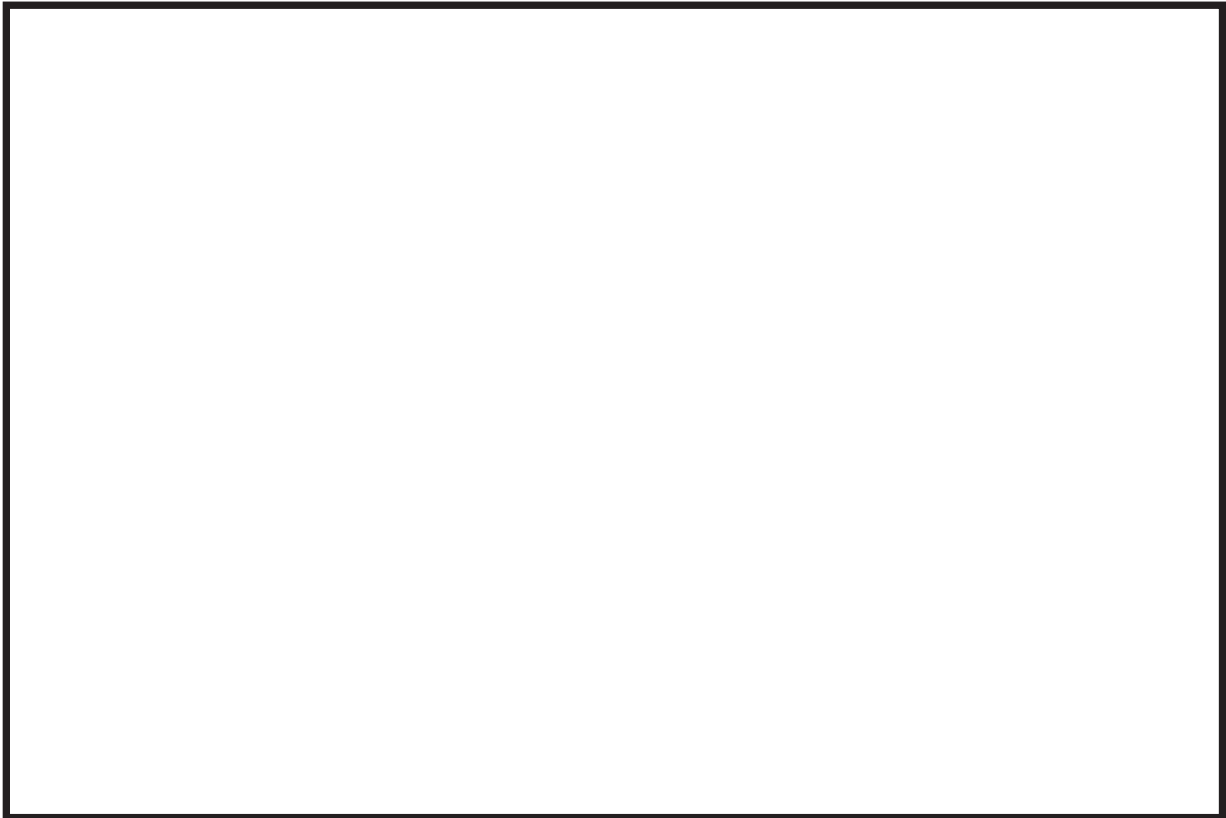


図 4-1 非常用ガス処理系配管 (AC-002) *の配管モデル全体図

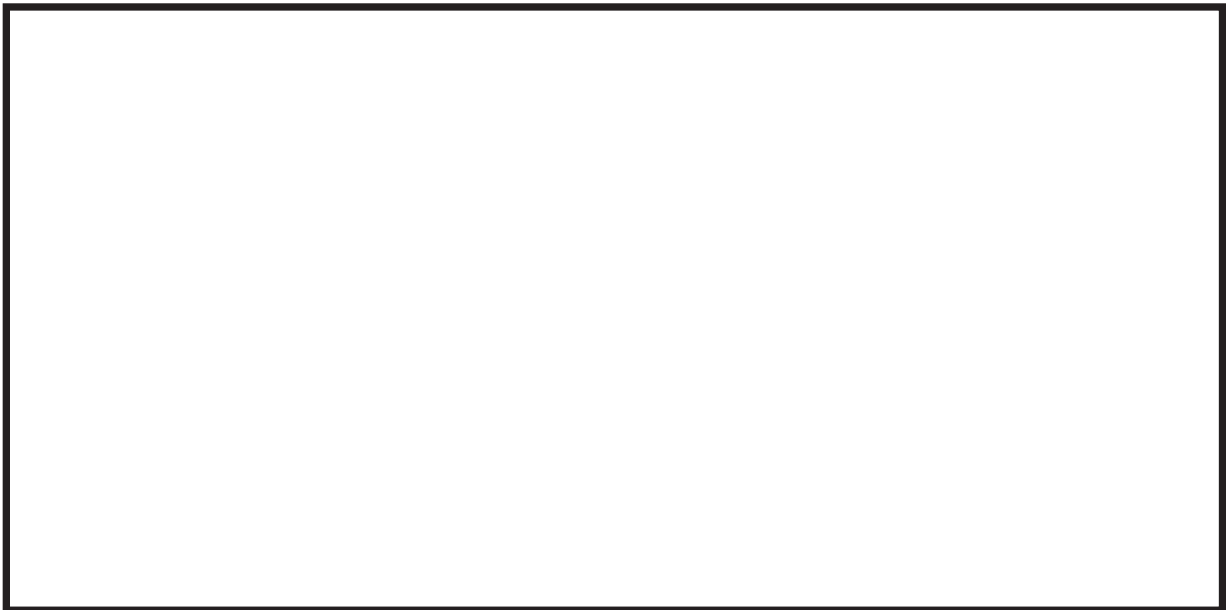


図 4-2 非常用ガス処理系配管 (AC-002) の配管モデル部分図

注記* : 配管モデル内に原子炉格納容器調気系配管も含むため、モデル番号は格納容器調気系の番号 (AC-002) となっている。以降も同様。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

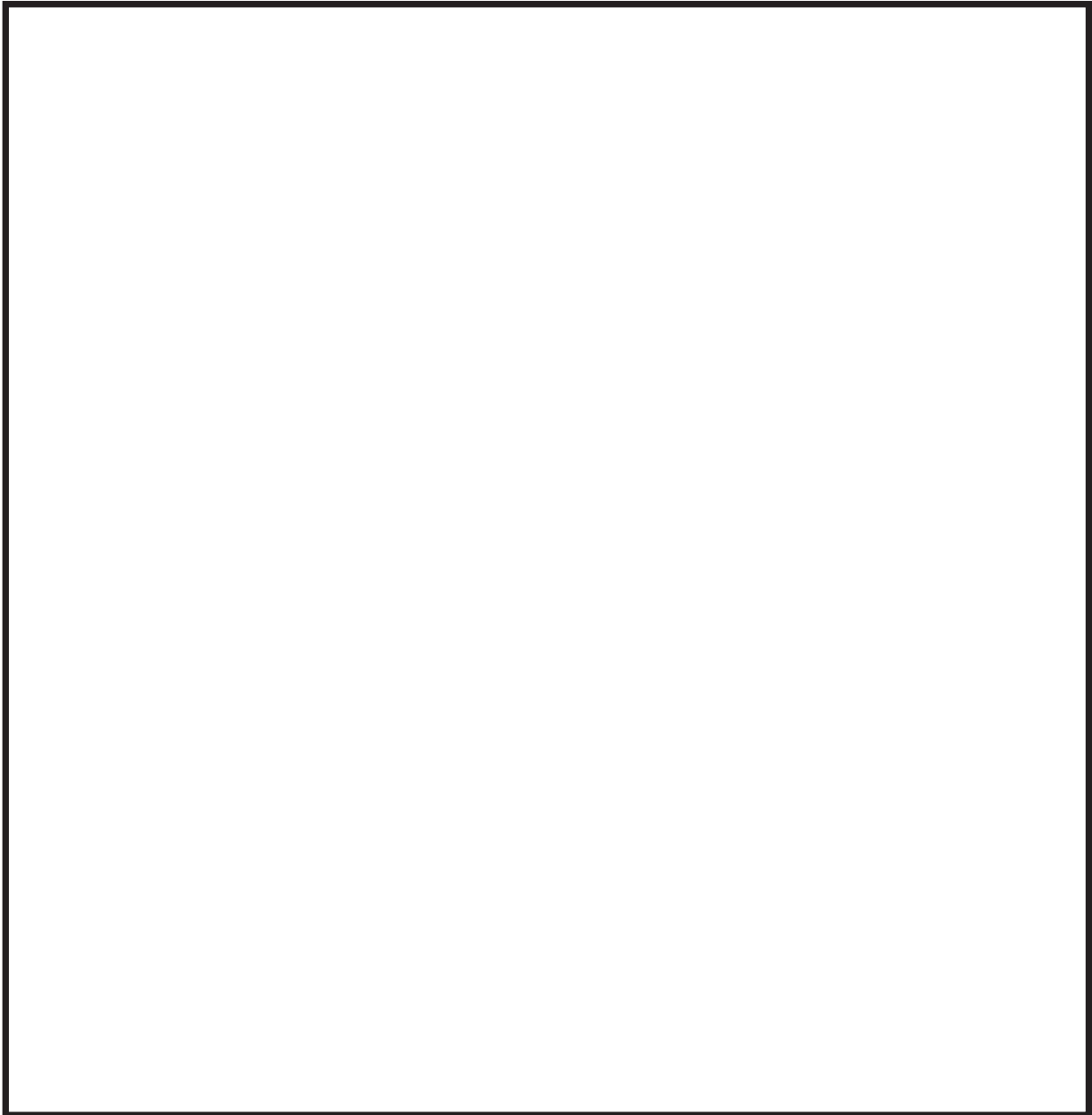


図 5 非常用ガス処理系弁 (T46-F003B) 構造図

表 4 非常用ガス処理系配管及び主要弁の諸元

項目	主要仕様
最高使用圧力*1 (kPa)	13.7
最高使用温度*1 (°C)	100
外径*1 (mm)	318.5
厚さ*1 (mm)	10.3
配管材料*1	STS410
弁箱材質	SCPH2
弁部の質量(kg) *2	

*1 : 当該弁取付部廻りの仕様を記載

*2 : 配管解析に用いる弁本体質量, 駆動部質量,
内部流体質量の合算値を記載

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表5 非常用ガス処理系配管（AC-002）の刺激係数及び設計震度（1/5）

モード	固有 振動数 (Hz)	固有 周期 (s)	刺激係数*			設計震度		
						水平方向		鉛直方向
			X方向	Y方向	Z方向	X方向	Z方向	Y方向
1次								
2次								
3次								
4次								
5次								
6次								
7次								
8次								
9次								
10次								
11次								
12次								
13次								
14次								
15次								
16次								
17次								
18次								
19次								
20次								
21次								
22次								
23次								
24次								
25次								
26次								
27次								
28次								
29次								
30次								
31次								
32次								
33次								

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 5 非常用ガス処理系配管 (AC-002) の刺激係数及び設計震度 (2/5)

モード	固有 振動数 (Hz)	固有 周期 (s)	刺激係数*			設計震度		
						水平方向		鉛直方向
			X 方向	Y 方向	Z 方向	X 方向	Z 方向	Y 方向
34 次								
35 次								
36 次								
37 次								
38 次								
39 次								
40 次								
41 次								
42 次								
43 次								
44 次								
45 次								
46 次								
47 次								
48 次								
49 次								
50 次								
51 次								
52 次								
53 次								
54 次								
55 次								
56 次								
57 次								
58 次								
59 次								
60 次								
61 次								
62 次								
63 次								
64 次								
65 次								
66 次								

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 5 非常用ガス処理系配管 (AC-002) の刺激係数及び設計震度 (3/5)

モード	固有 振動数 (Hz)	固有 周期 (s)	刺激係数*			設計震度		
						水平方向		鉛直方向
			X 方向	Y 方向	Z 方向	X 方向	Z 方向	Y 方向
67 次								
68 次								
69 次								
70 次								
71 次								
72 次								
73 次								
74 次								
75 次								
76 次								
77 次								
78 次								
79 次								
80 次								
81 次								
82 次								
83 次								
84 次								
85 次								
86 次								
87 次								
88 次								
89 次								
90 次								
91 次								
92 次								
93 次								
94 次								
95 次								
96 次								
97 次								
98 次								
99 次								

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表5 非常用ガス処理系配管（AC-002）の刺激係数及び設計震度（4/5）

モード	固有 振動数 (Hz)	固有 周期 (s)	刺激係数*			設計震度		
						水平方向		鉛直方向
			X方向	Y方向	Z方向	X方向	Z方向	Y方向
100次								
101次								
102次								
103次								
104次								
105次								
106次								
107次								
108次								
109次								
110次								
111次								
112次								
113次								
114次								
115次								
116次								
117次								
118次								
119次								
120次								
121次								
122次								
123次								
124次								
125次								
126次								
127次								
128次								
129次								
130次								
131次								
132次								

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 5 非常用ガス処理系配管 (AC-002) の刺激係数及び設計震度 (5/5)

モード	固有 振動数 (Hz)	固有 周期 (s)	刺激係数*			設計震度		
						水平方向		鉛直方向
			X 方向	Y 方向	Z 方向	X 方向	Z 方向	Y 方向
133 次								
134 次								
135 次								
136 次								
137 次								
138 次								
139 次								
140 次								
141 次								
142 次								
143 次								
144 次								
145 次								
146 次								
147 次								
148 次								
149 次								
150 次								
151 次								

注記* : 刺激係数は, モード質量を正規化し, 固有ベクトルと質量マトリックスの積から算出した値を示す。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

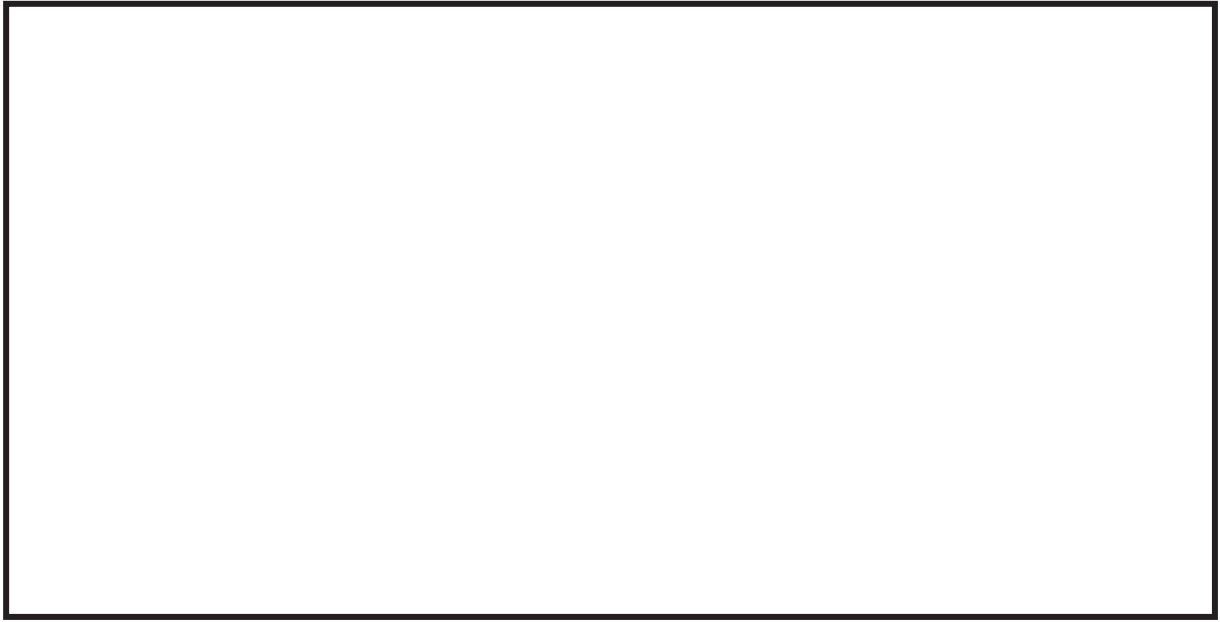


図 6-1 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図



図 6-2 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

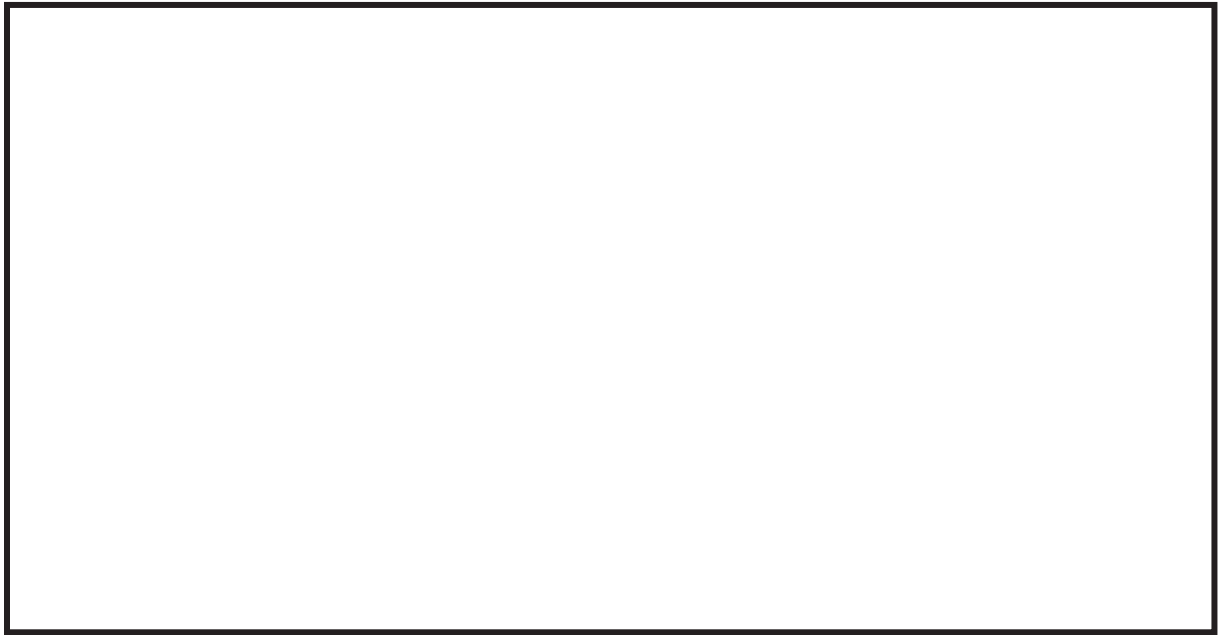


図 6-3 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図



図 6-4 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

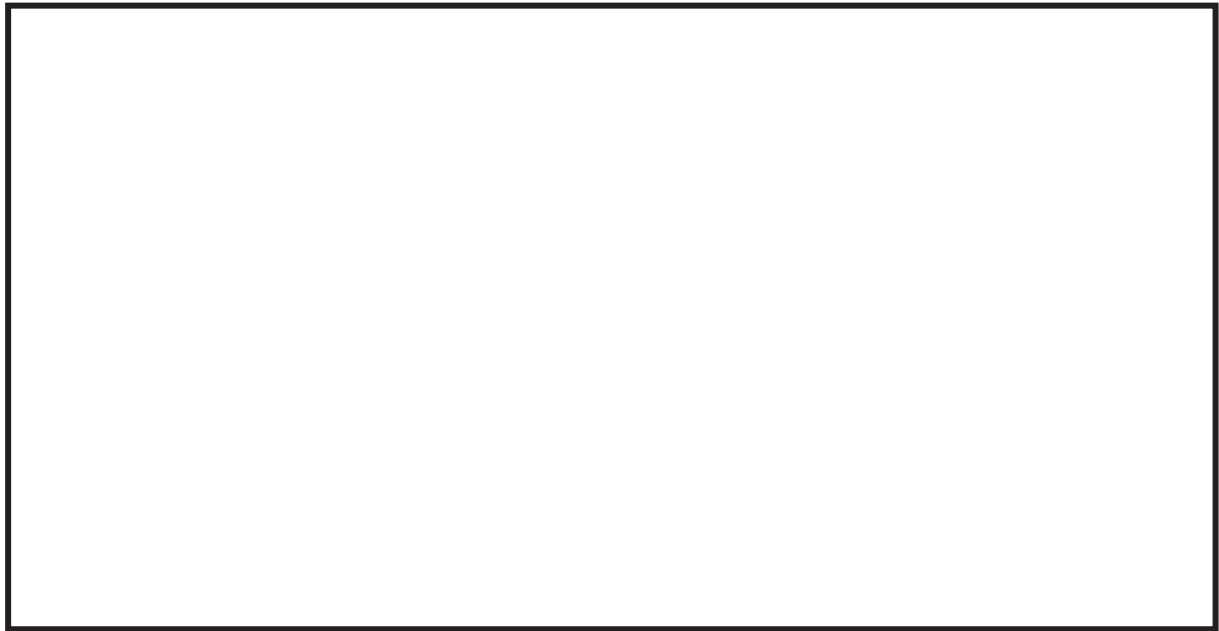


図 6-5 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図



図 6-6 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

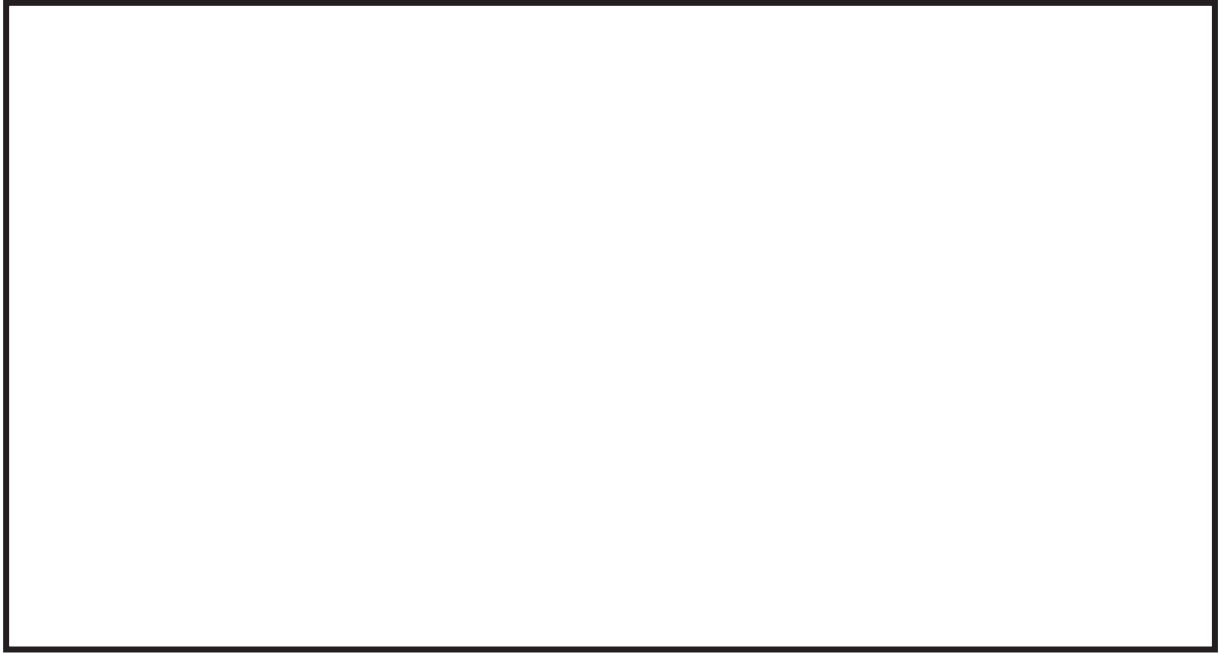


図 6-7 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図



図 6-8 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

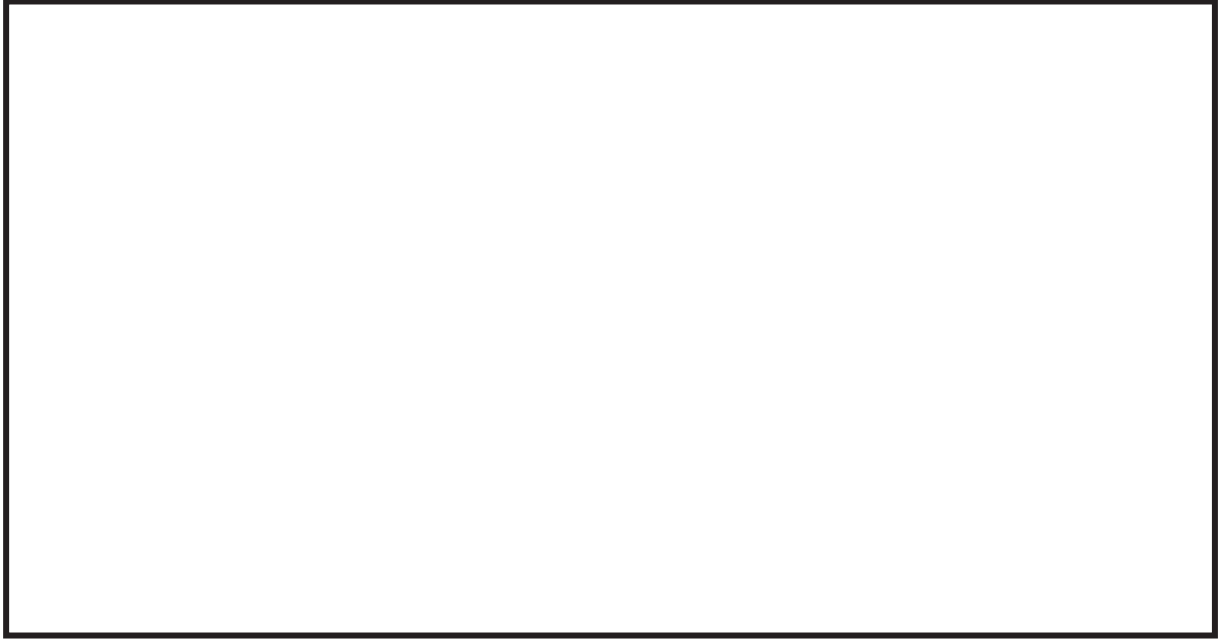


図 6-9 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

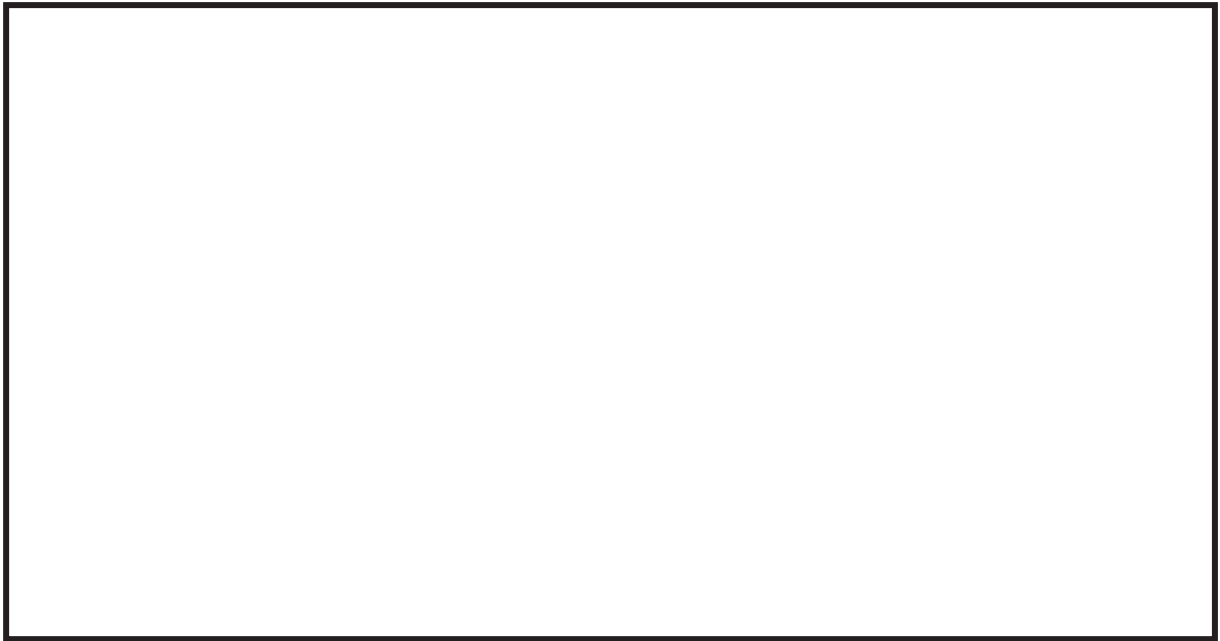


図 6-10 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

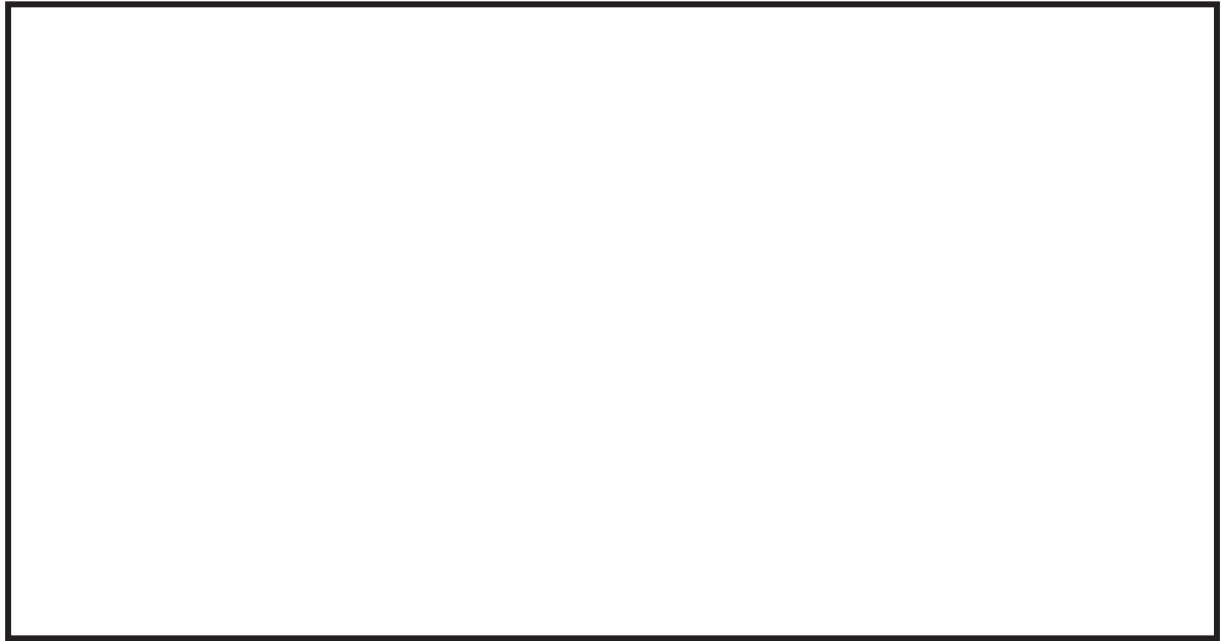


図 6-11 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

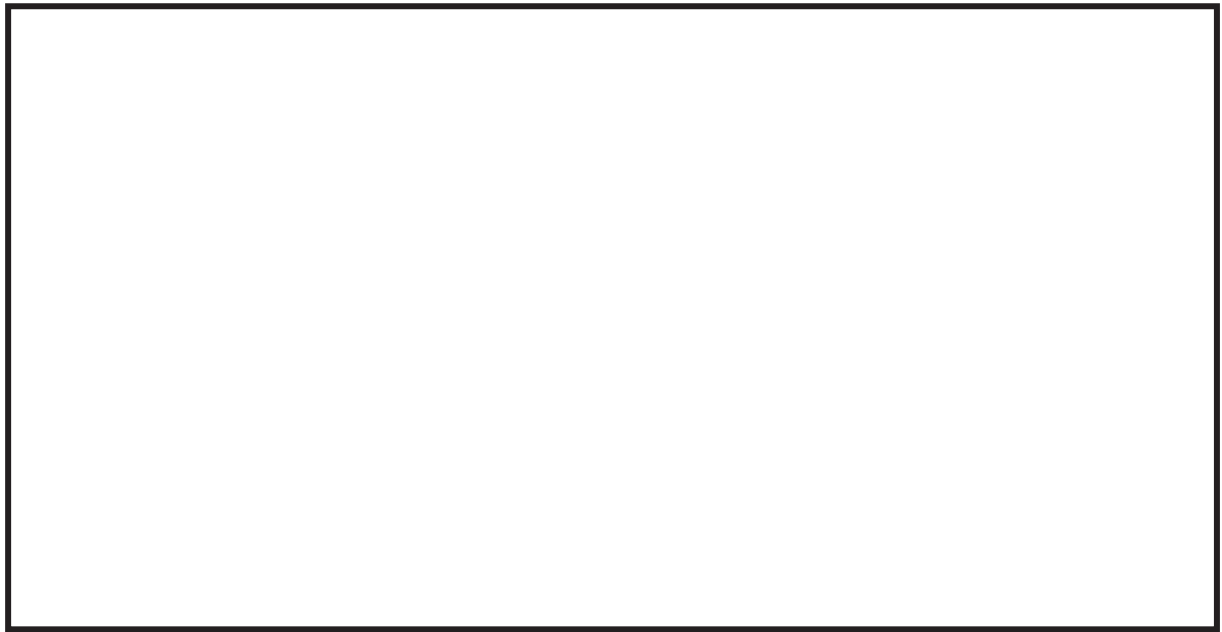


図 6-12 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

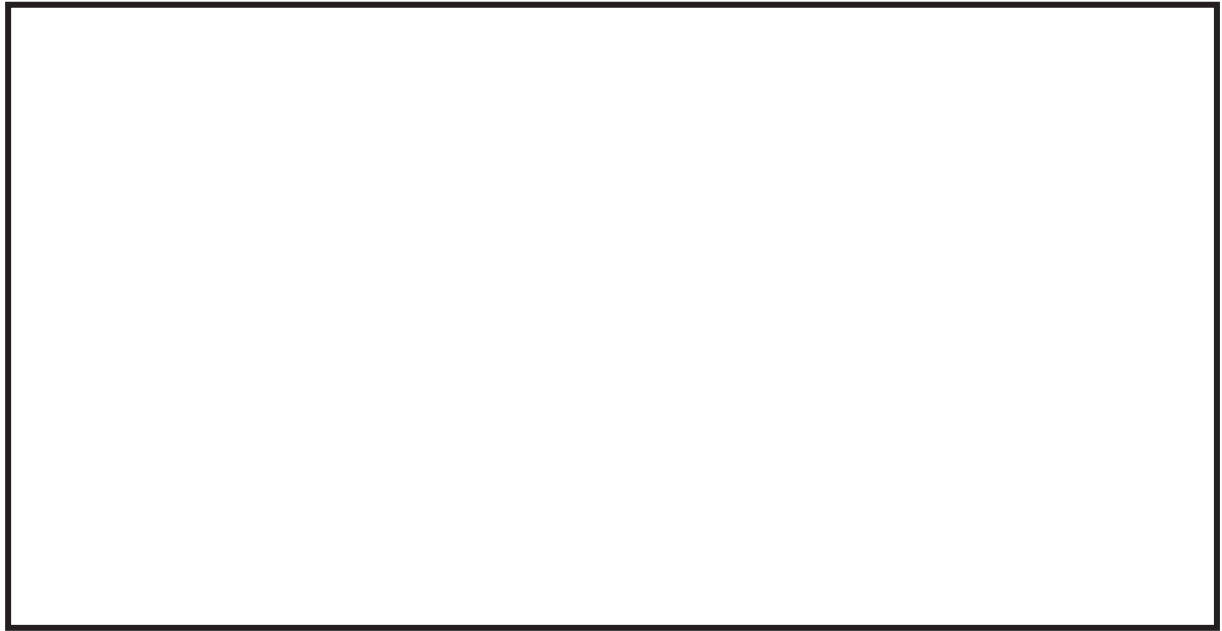


図 6-13 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

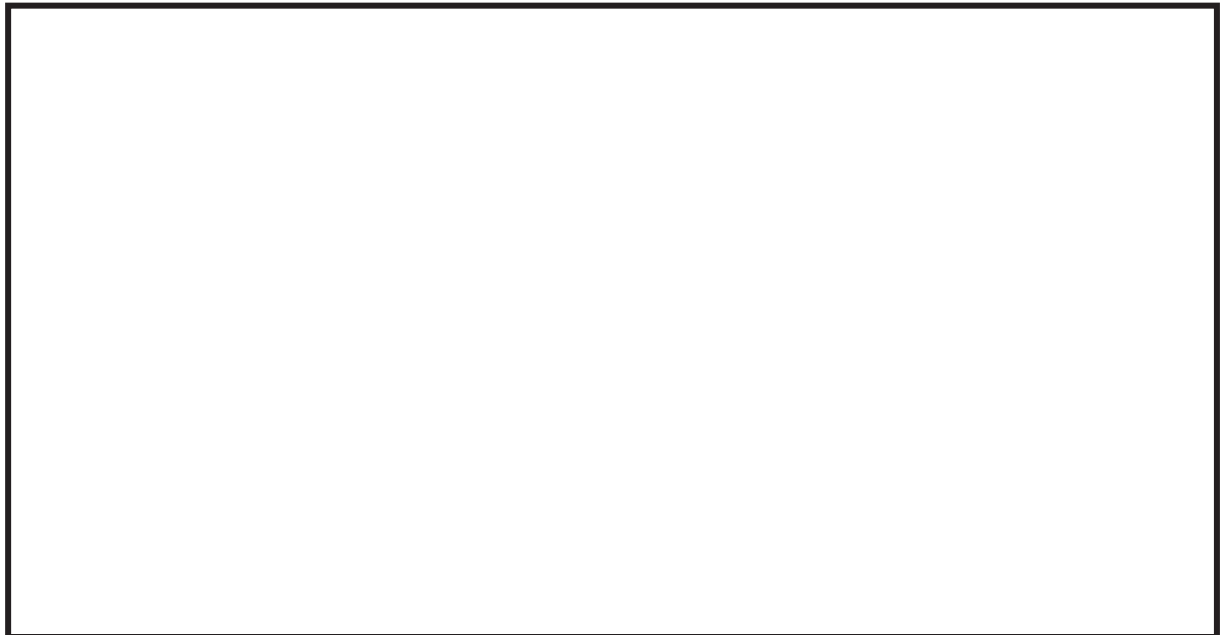


図 6-14 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



図 6-15 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

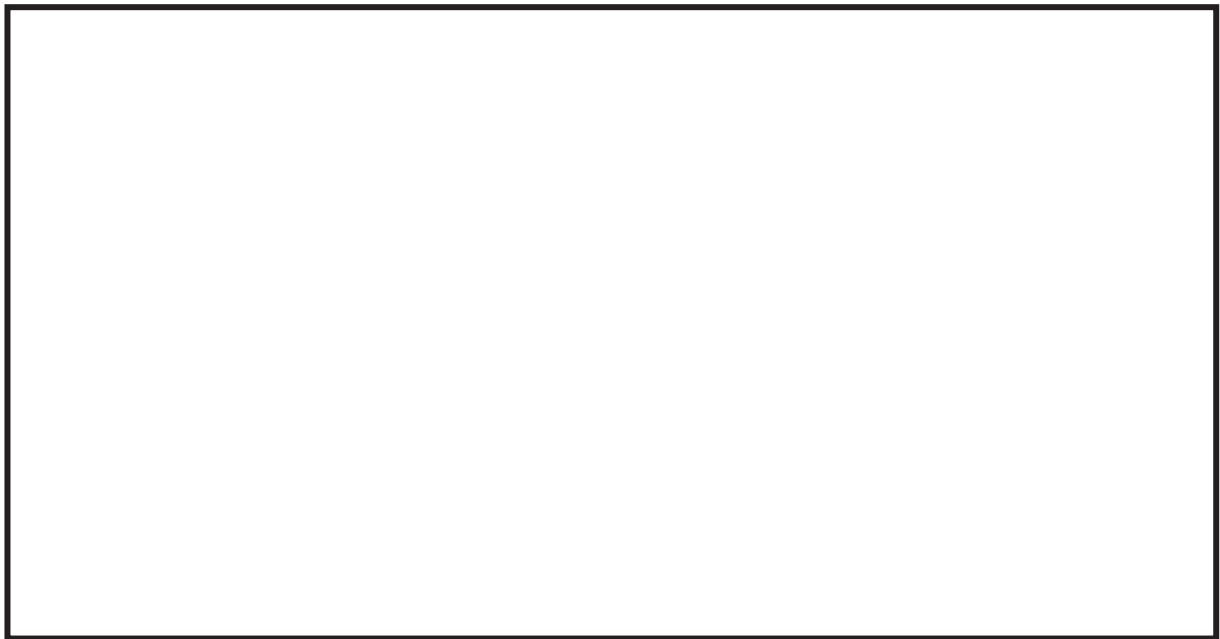


図 6-16 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



図 6-17 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

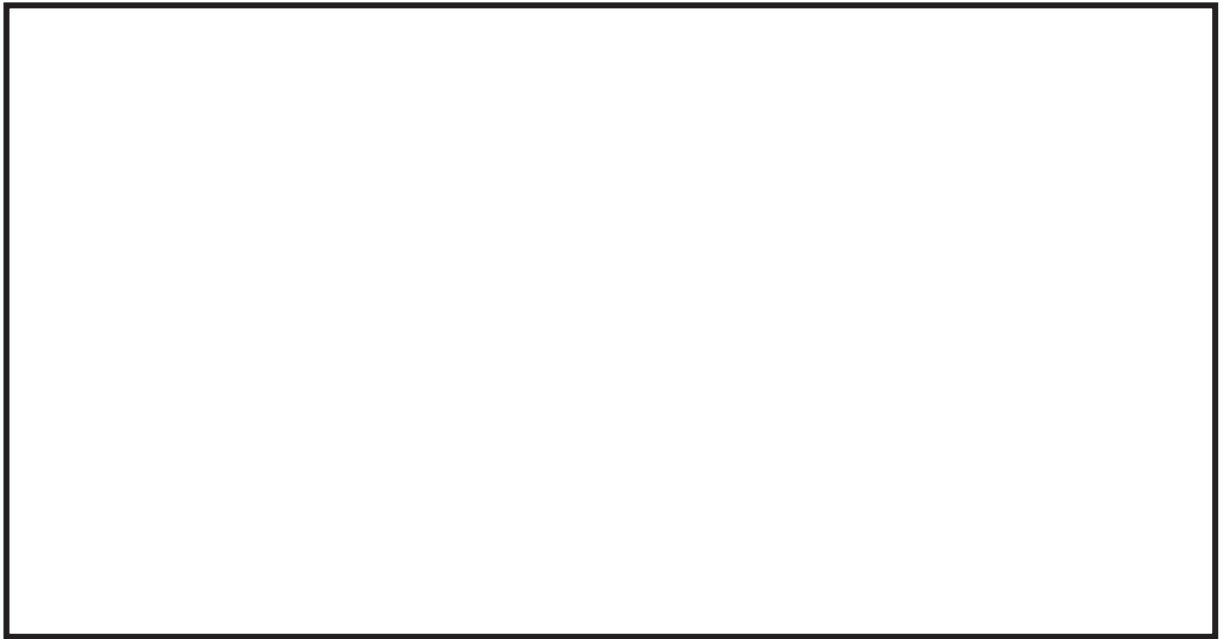


図 6-18 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

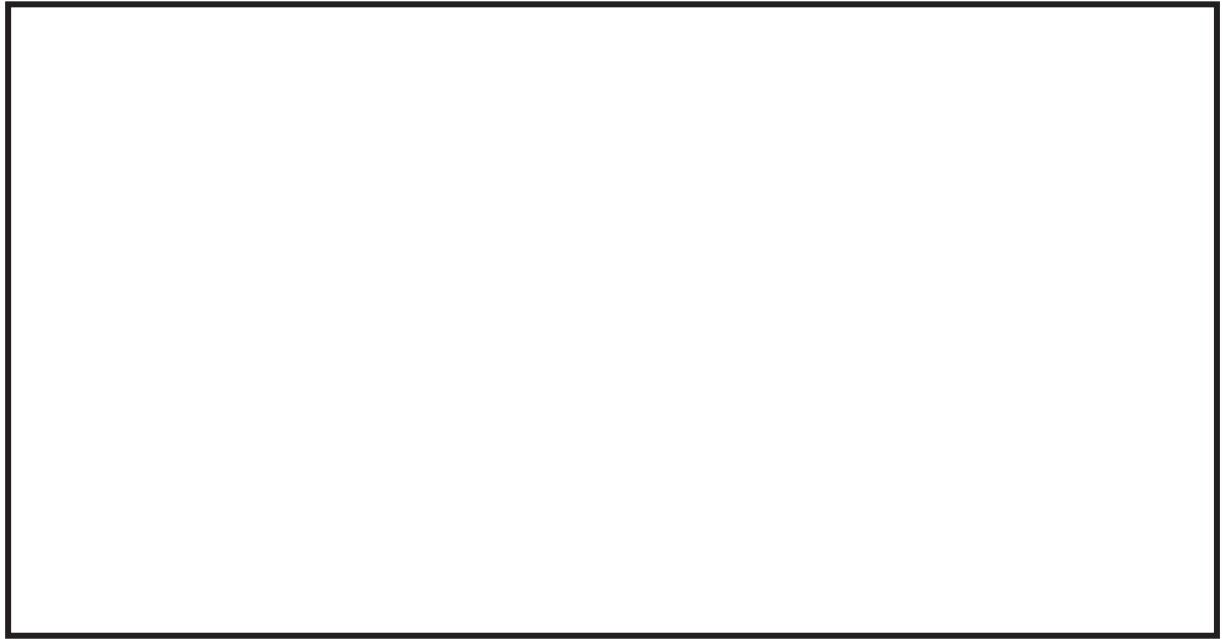


図 6-19 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図



図 6-20 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

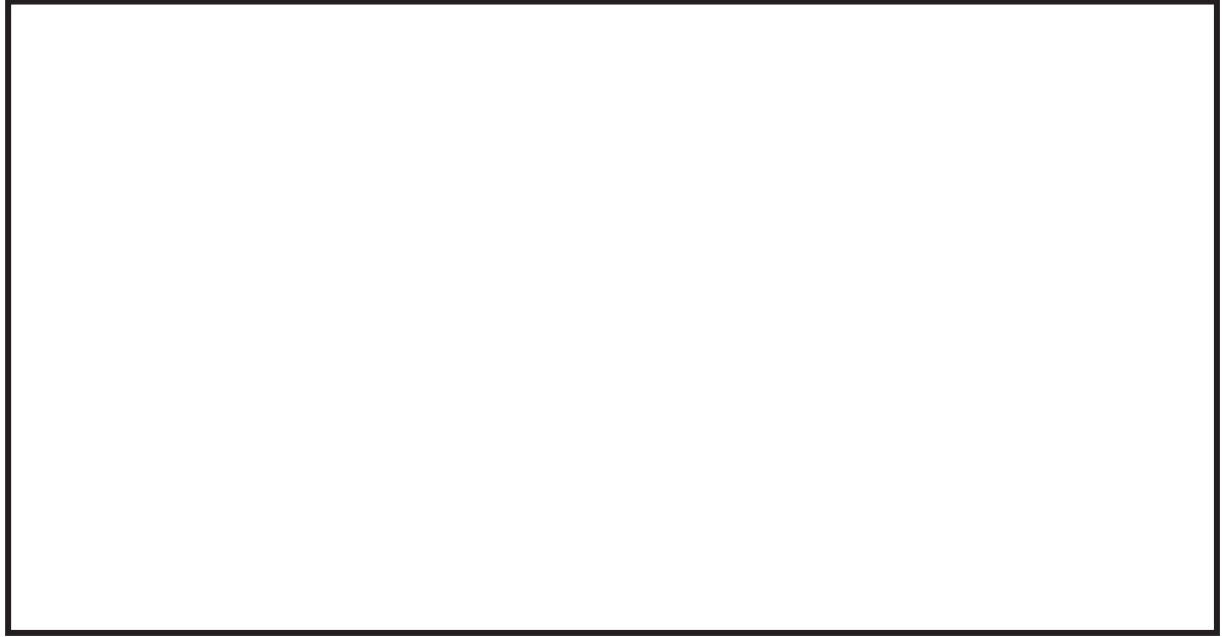


図 6-21 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

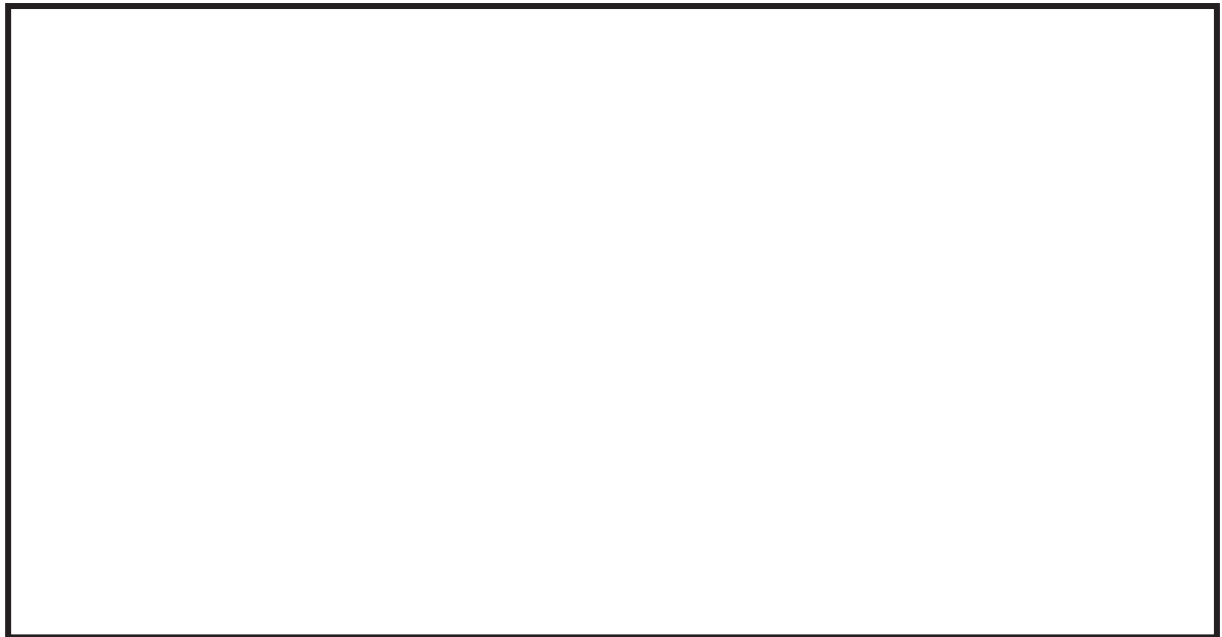


図 6-22 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

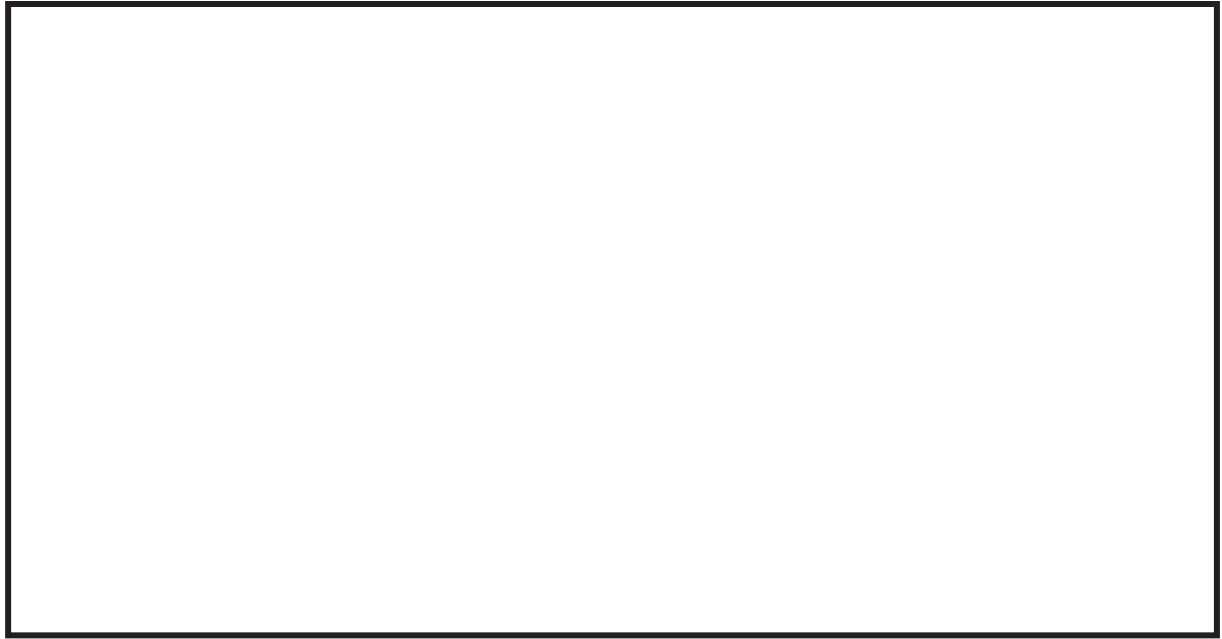


図 6-23 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図



図 6-24 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

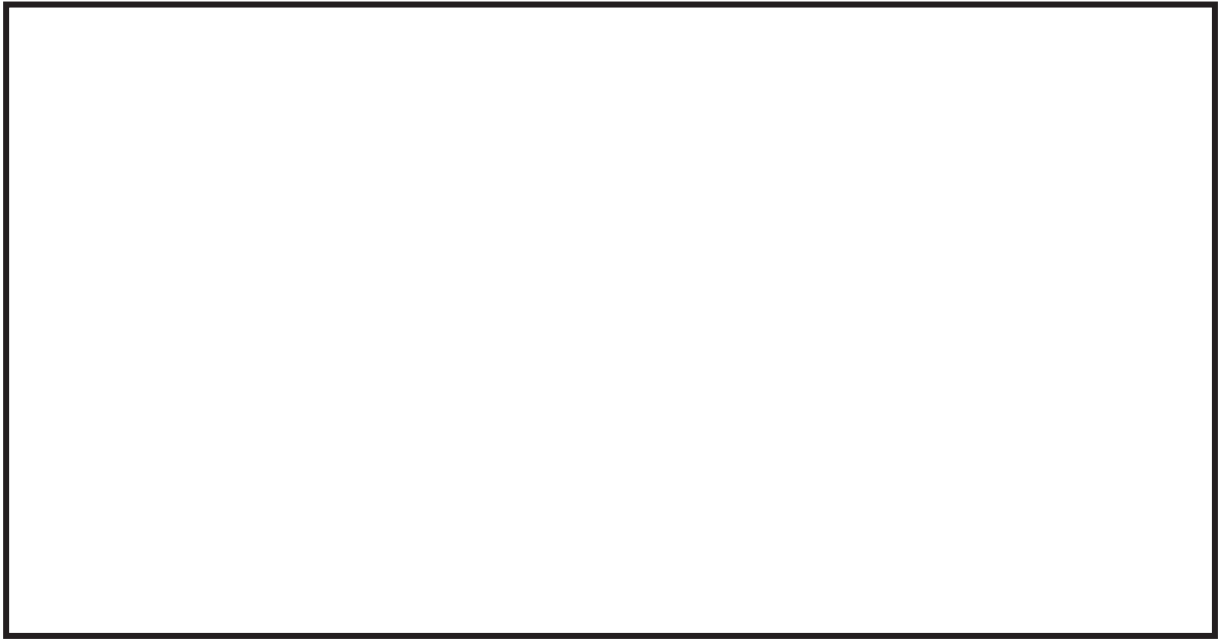


図 6-25 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

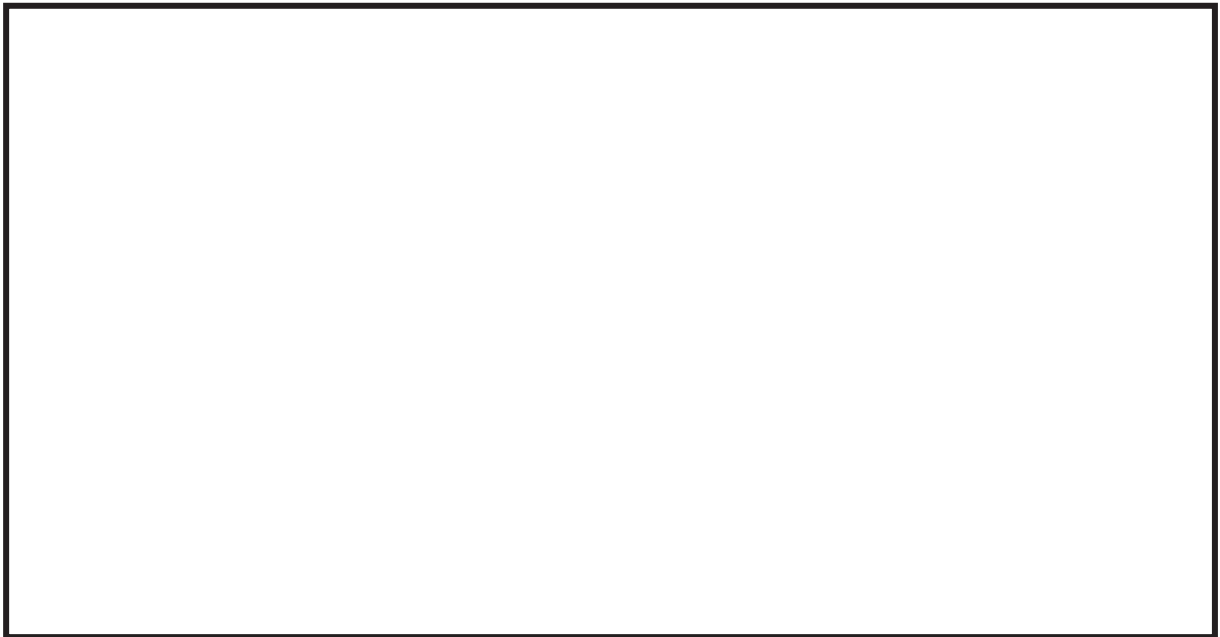


図 6-26 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

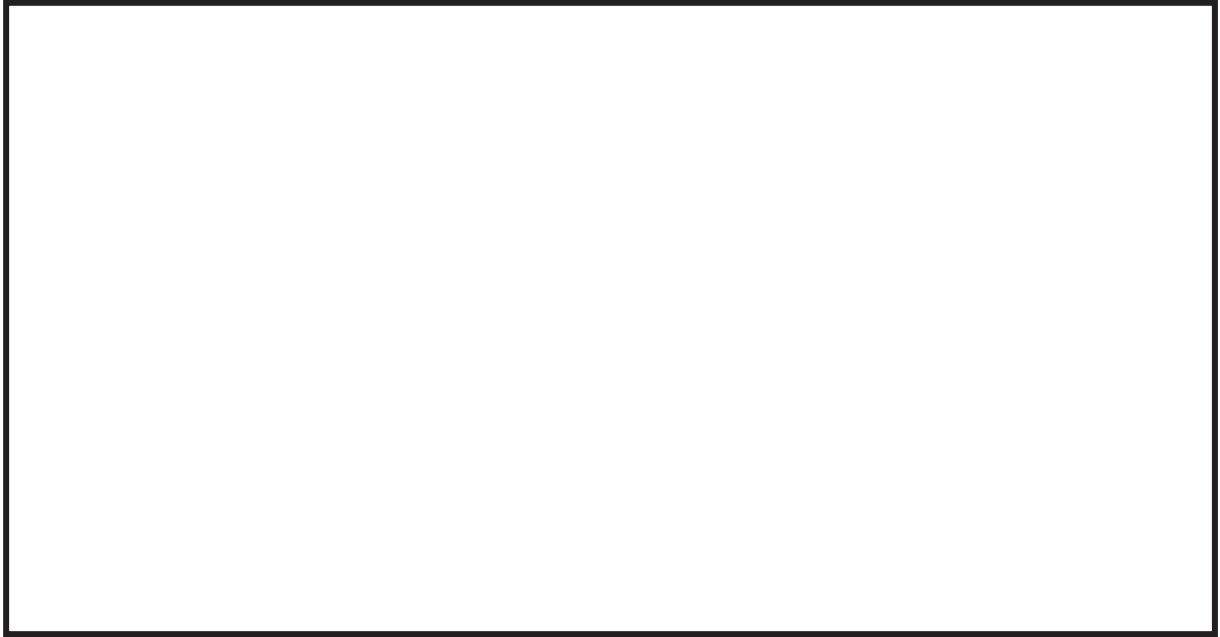


図 6-27 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

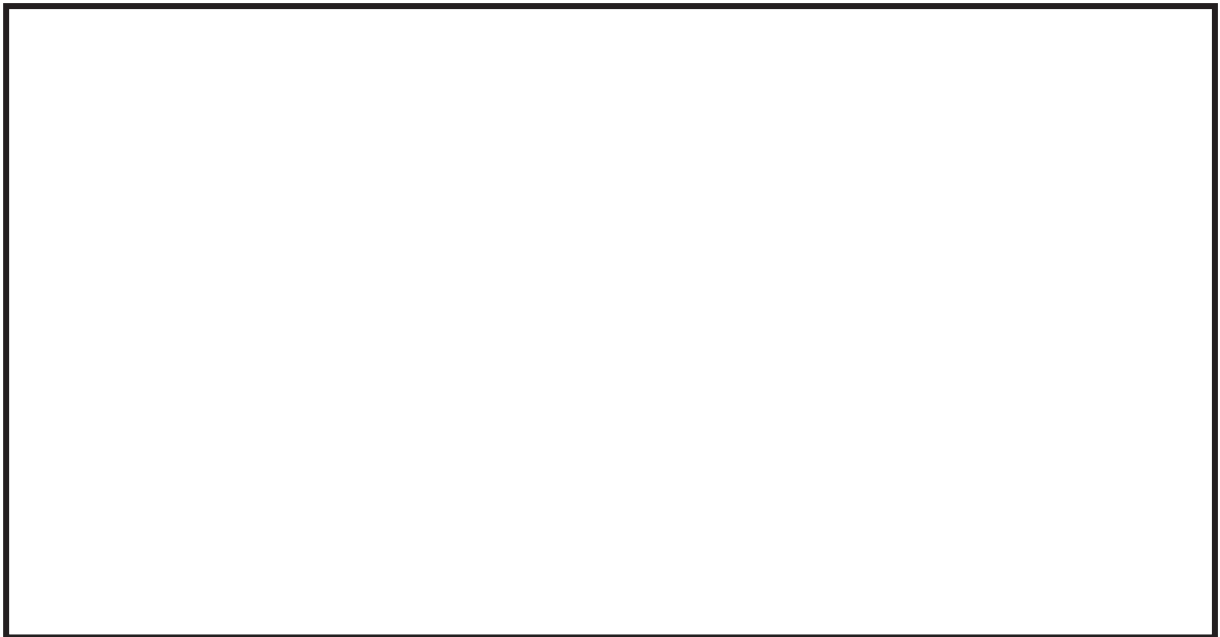


図 6-28 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

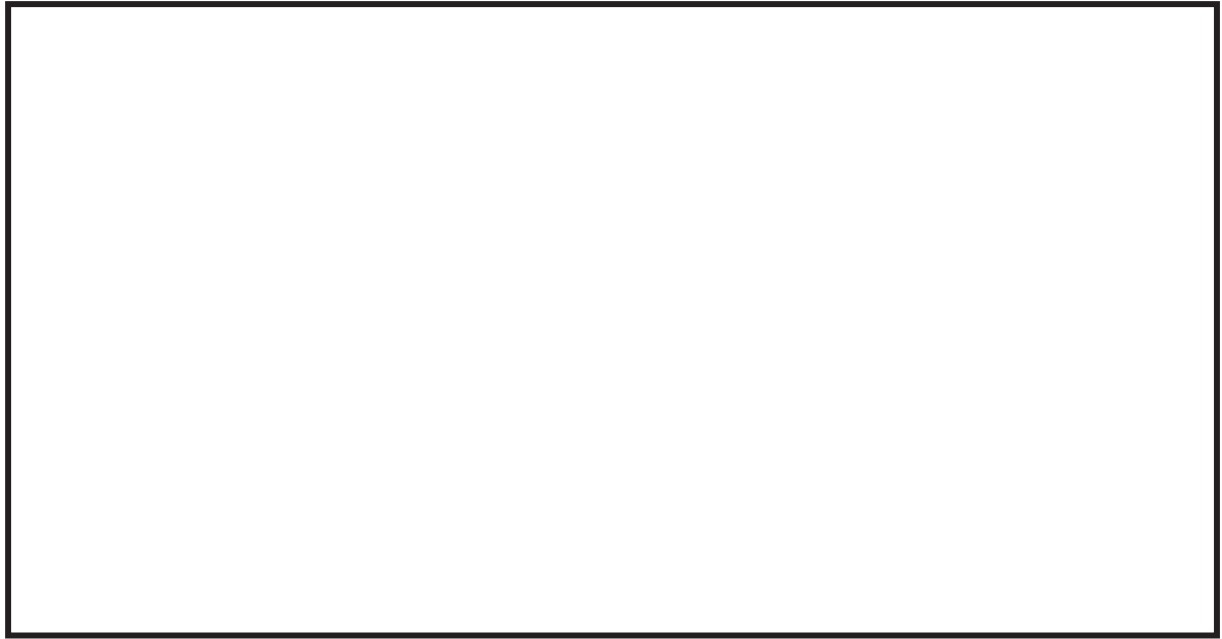


図 6-29 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図



図 6-30 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

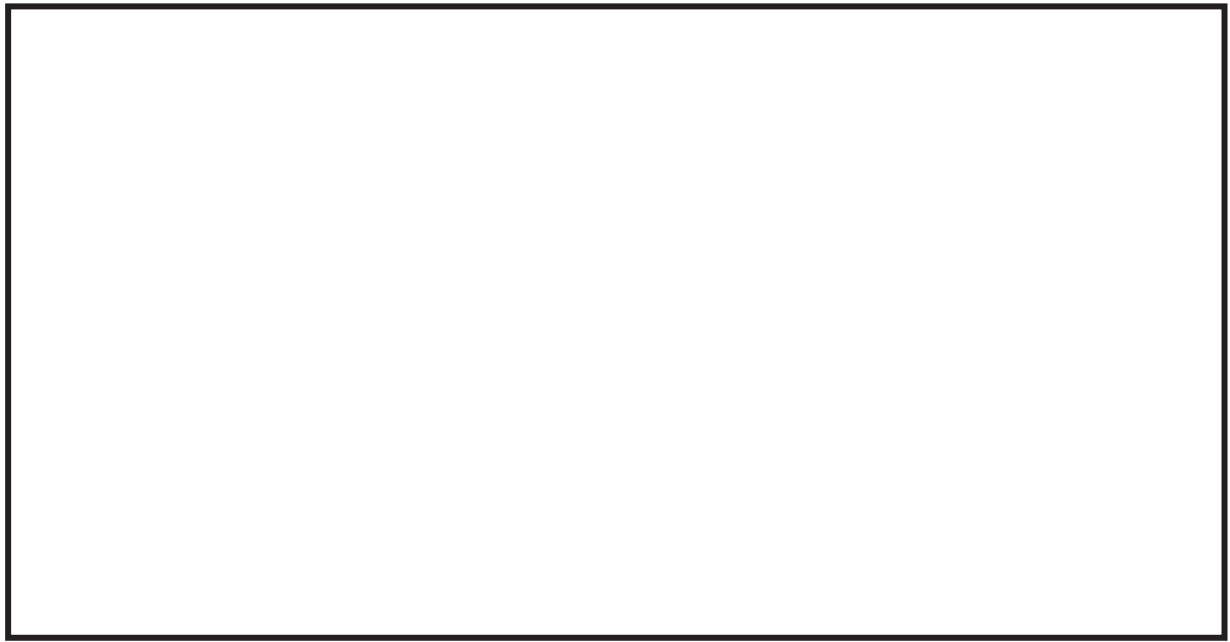


図 6-31 非常用ガス処理系配管（AC-002）の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

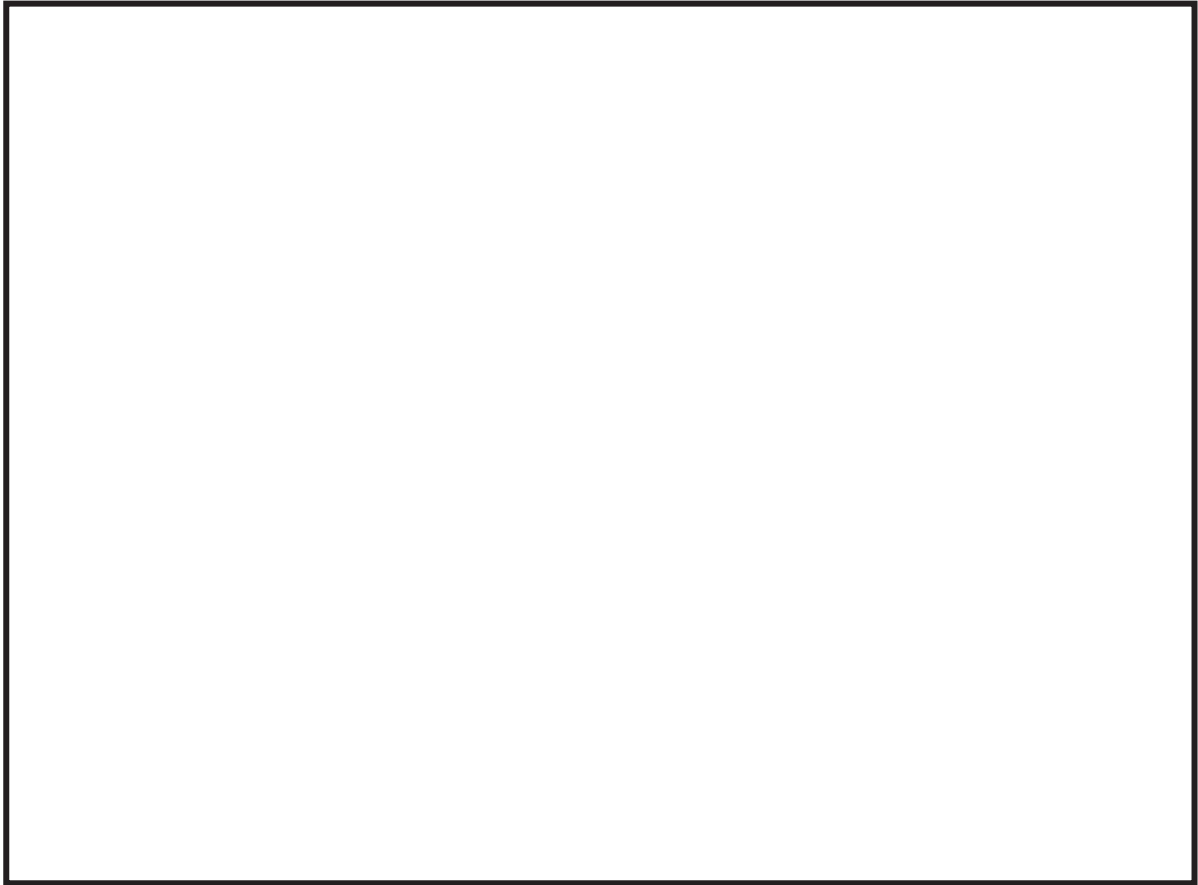


図 7-1 原子炉隔離時冷却系配管 (MS-004*) の配管モデル全体図

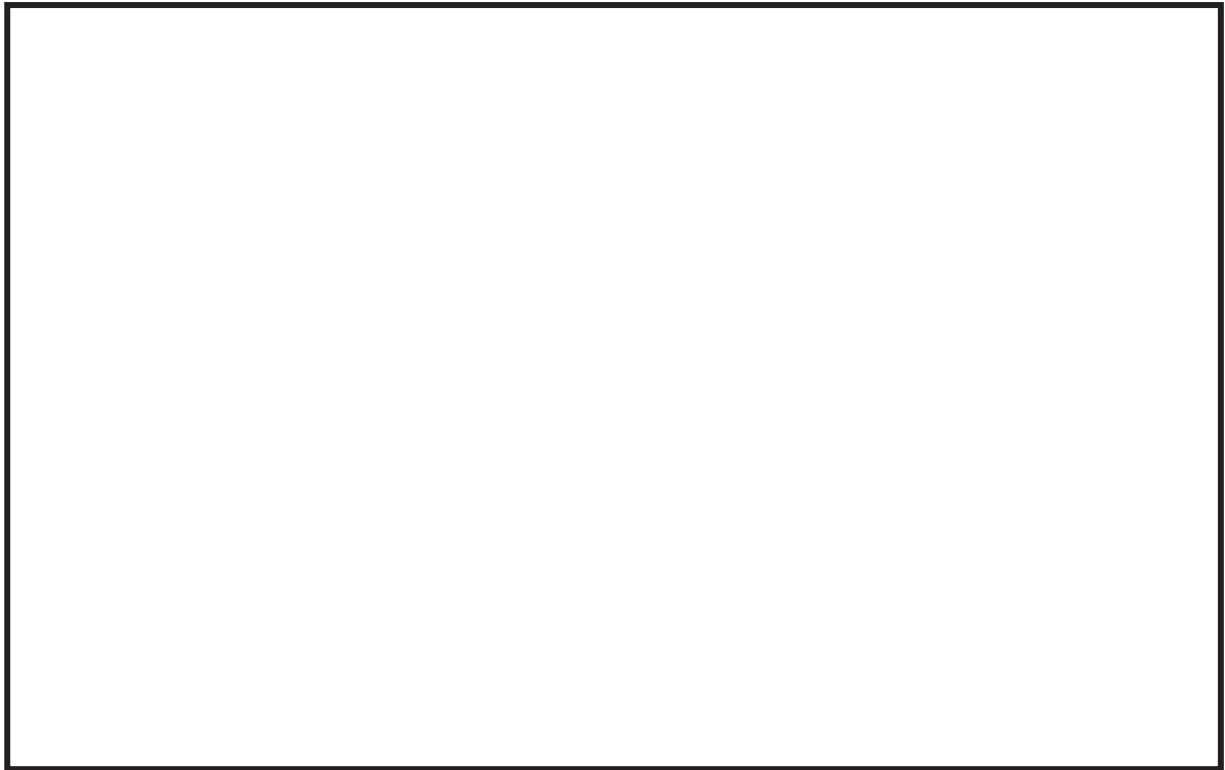


図 7-2 原子炉隔離時冷却系配管 (MS-004*) の配管モデル部分図

注記* : 配管モデル内に主蒸気系配管も含むため、モデル番号は主蒸気系の番号 (MS-004) となっている。以降も同様。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

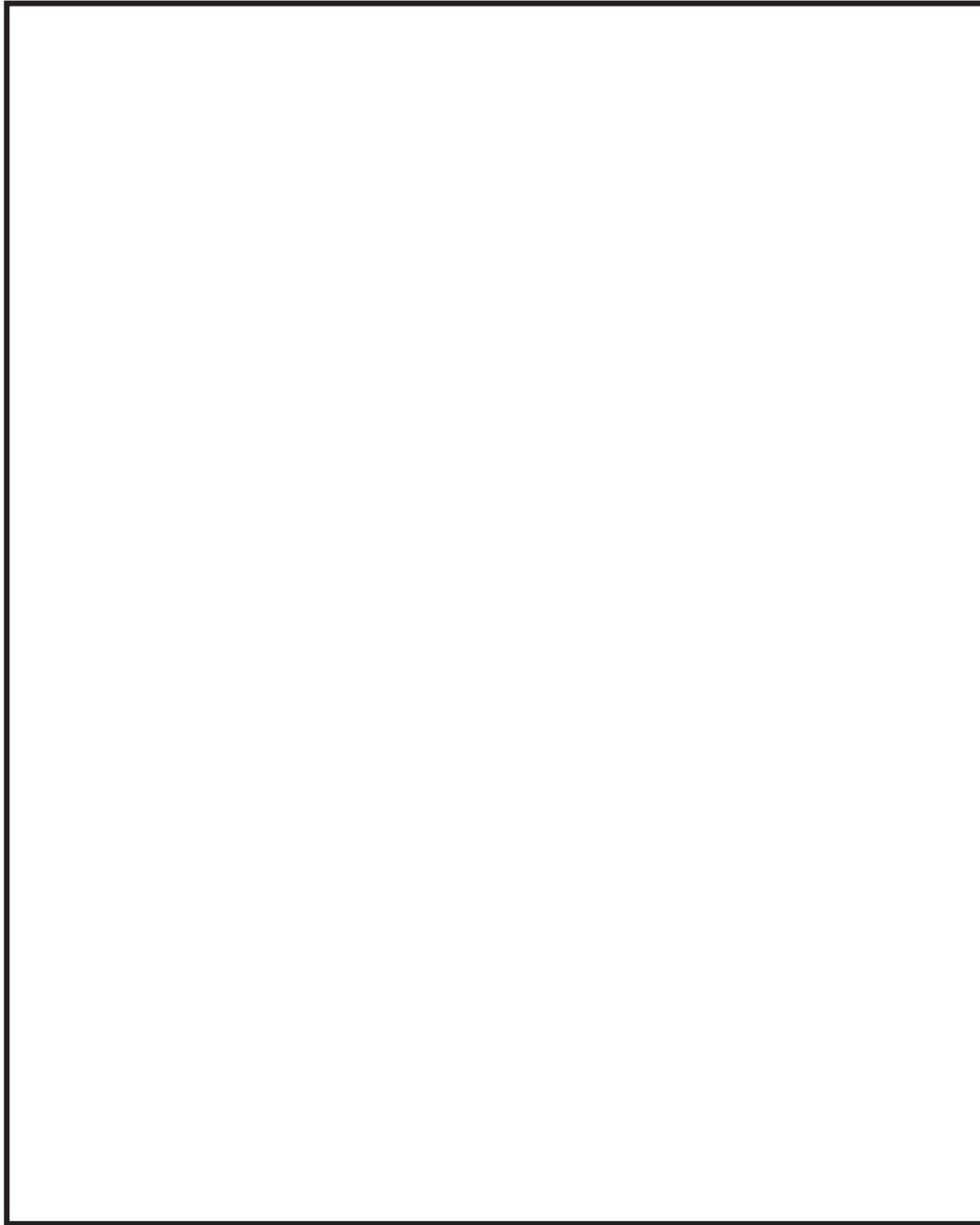


図 8 原子炉隔離時冷却系弁 (E51-F008) 構造図

表 6 原子炉隔離時冷却系配管及び主要弁の諸元

項目	主要仕様
最高使用圧力*1 (MPa)	8.62
最高使用温度*1 (°C)	302
外径*1 (mm)	139.8
厚さ*1 (mm)	13.2
配管材料*1	STS410
弁箱材質	SCPH2
弁部の質量(kg) *2	

*1：当該弁取付部廻りの仕様を記載

*2：配管解析に用いる弁本体質量，駆動部質量，
内部流体質量の合算値を記載

表 7 原子炉隔離時冷却系配管 (MS-004) の刺激係数及び設計震度 (1/6)

モード	固有 振動数 (Hz)	固有 周期 (s)	刺激係数*			設計震度		
						水平方向		鉛直方向
			X 方向	Y 方向	Z 方向	X 方向	Z 方向	Y 方向
1 次								
2 次								
3 次								
4 次								
5 次								
6 次								
7 次								
8 次								
9 次								
10 次								
11 次								
12 次								
13 次								
14 次								
15 次								
16 次								
17 次								
18 次								
19 次								
20 次								
21 次								
22 次								
23 次								
24 次								
25 次								
26 次								
27 次								
28 次								
29 次								
30 次								
31 次								
32 次								
33 次								

表 7 原子炉隔離時冷却系配管 (MS-004) の刺激係数及び設計震度 (2/6)

モード	固有 振動数 (Hz)	固有 周期 (s)	刺激係数*			設計震度		
						水平方向		鉛直方向
			X 方向	Y 方向	Z 方向	X 方向	Z 方向	Y 方向
34 次								
35 次								
36 次								
37 次								
38 次								
39 次								
40 次								
41 次								
42 次								
43 次								
44 次								
45 次								
46 次								
47 次								
48 次								
49 次								
50 次								
51 次								
52 次								
53 次								
54 次								
55 次								
56 次								
57 次								
58 次								
59 次								
60 次								
61 次								
62 次								
63 次								
64 次								
65 次								
66 次								

表 7 原子炉隔離時冷却系配管 (MS-004) の刺激係数及び設計震度 (3/6)

モード	固有 振動数 (Hz)	固有 周期 (s)	刺激係数*			設計震度		
						水平方向		鉛直方向
			X方向	Y方向	Z方向	X方向	Z方向	Y方向
67次								
68次								
69次								
70次								
71次								
72次								
73次								
74次								
75次								
76次								
77次								
78次								
79次								
80次								
81次								
82次								
83次								
84次								
85次								
86次								
87次								
88次								
89次								
90次								
91次								
92次								
93次								
94次								
95次								
96次								
97次								
98次								
99次								

表 7 原子炉隔離時冷却系配管 (MS-004) の刺激係数及び設計震度 (4/6)

モード	固有 振動数 (Hz)	固有 周期 (s)	刺激係数*			設計震度		
						水平方向		鉛直方向
			X 方向	Y 方向	Z 方向	X 方向	Z 方向	Y 方向
100 次								
101 次								
102 次								
103 次								
104 次								
105 次								
106 次								
107 次								
108 次								
109 次								
110 次								
111 次								
112 次								
113 次								
114 次								
115 次								
116 次								
117 次								
118 次								
119 次								
120 次								
121 次								
122 次								
123 次								
124 次								
125 次								
126 次								
127 次								
128 次								
129 次								
130 次								
131 次								
132 次								

表 7 原子炉隔離時冷却系配管 (MS-004) の刺激係数及び設計震度 (5/6)

モード	固有 振動数 (Hz)	固有 周期 (s)	刺激係数*			設計震度		
						水平方向		鉛直方向
			X 方向	Y 方向	Z 方向	X 方向	Z 方向	Y 方向
133次								
134次								
135次								
136次								
137次								
138次								
139次								
140次								
141次								
142次								
143次								
144次								
145次								
146次								
147次								
148次								
149次								
150次								
151次								
152次								
153次								
154次								
155次								
156次								
157次								
158次								
159次								
160次								
161次								
162次								
163次								
164次								
165次								

表 7 原子炉隔離時冷却系配管 (MS-004) の刺激係数及び設計震度 (6/6)

モード	固有 振動数 (Hz)	固有 周期 (s)	刺激係数*			設計震度		
						水平方向		鉛直方向
			X 方向	Y 方向	Z 方向	X 方向	Z 方向	Y 方向
166次								
167次								
168次								
169次								
170次								
171次								
172次								
173次								
174次								
175次								
176次								
177次								
178次								
179次								
180次								
181次								
182次								
183次								
184次								
185次								
186次								

注記* : 刺激係数は, モード質量を正規化し, 固有ベクトルと質量マトリックスの積から算出した値を示す。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

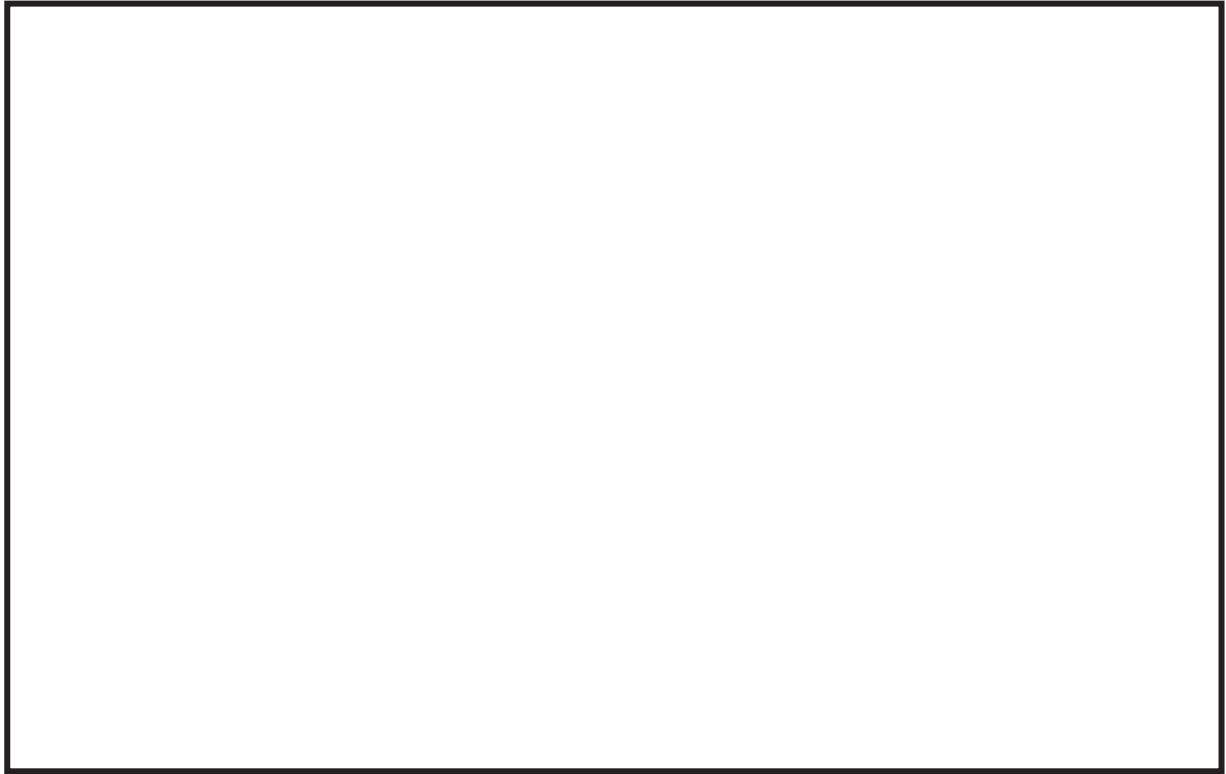


図 9-1 原子炉隔離時冷却系配管（MS-004）の高振動数領域における代表的な振動モード図

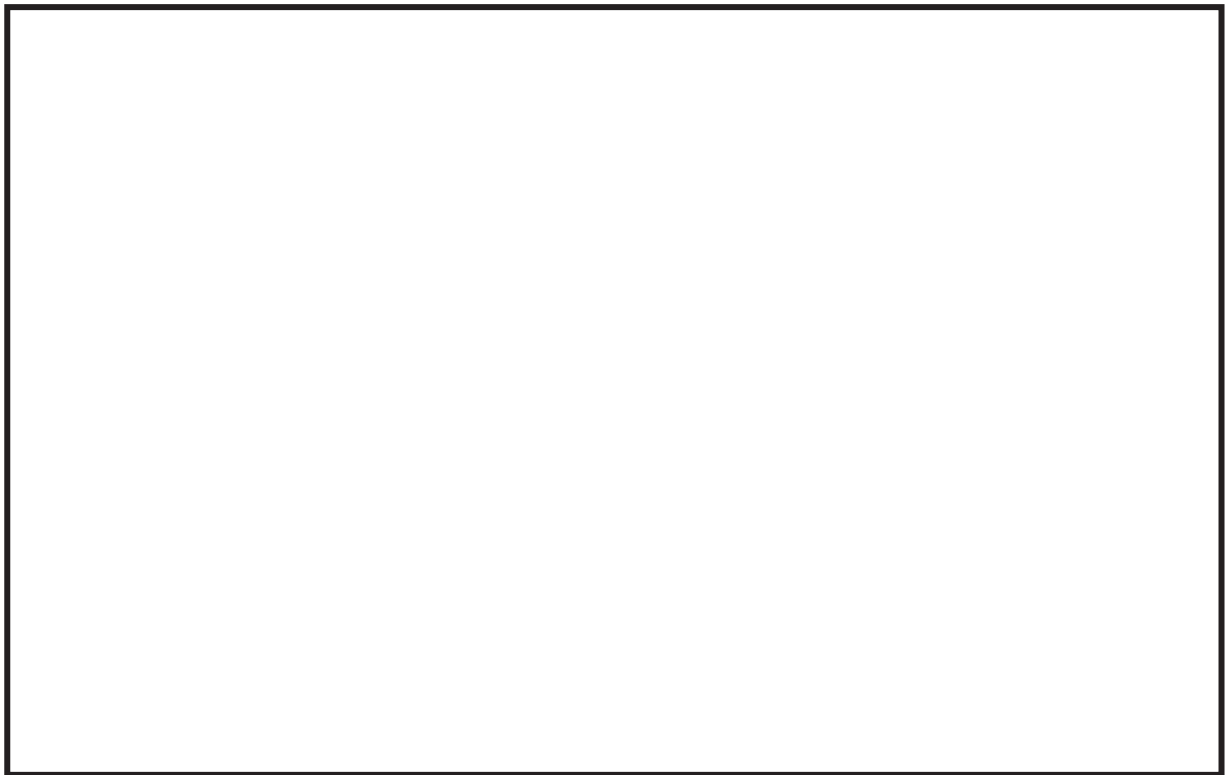


図 9-2 原子炉隔離時冷却系配管（MS-004）の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

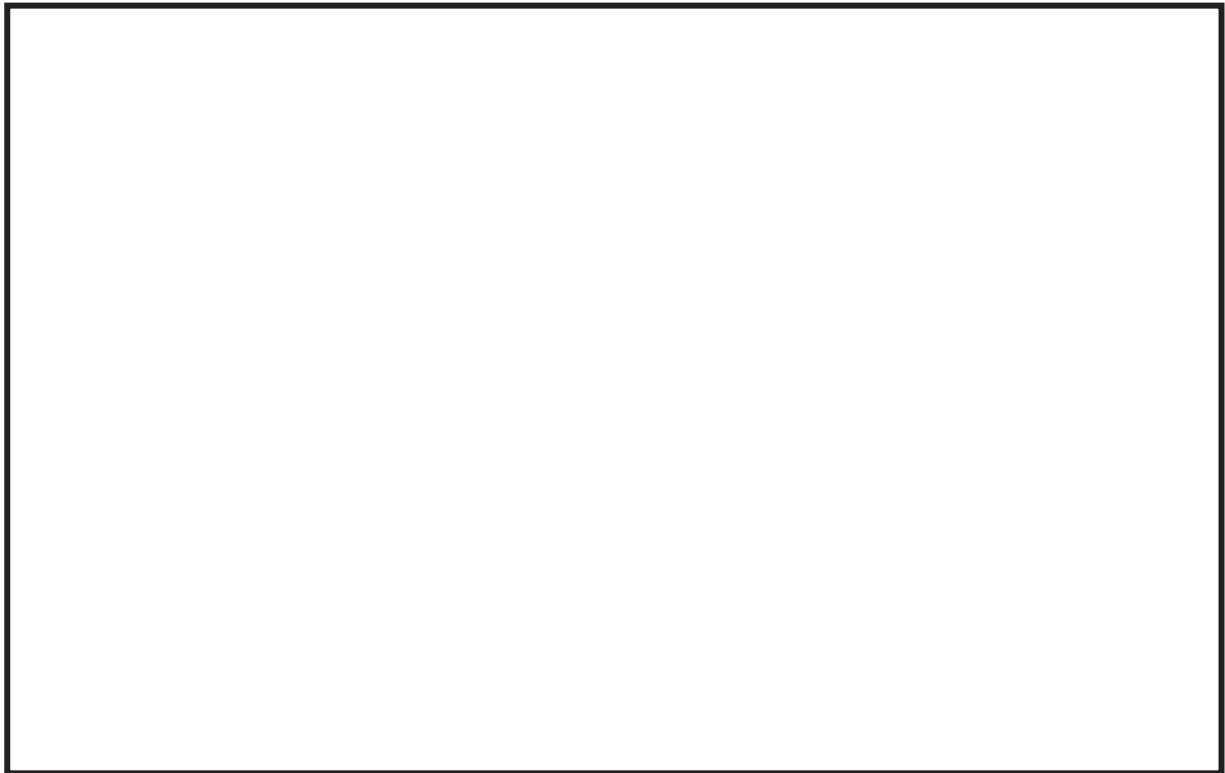


図 9-3 原子炉隔離時冷却系配管 (MS-004) の高振動数領域における代表的な振動モード図



図 9-4 原子炉隔離時冷却系配管 (MS-004) の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

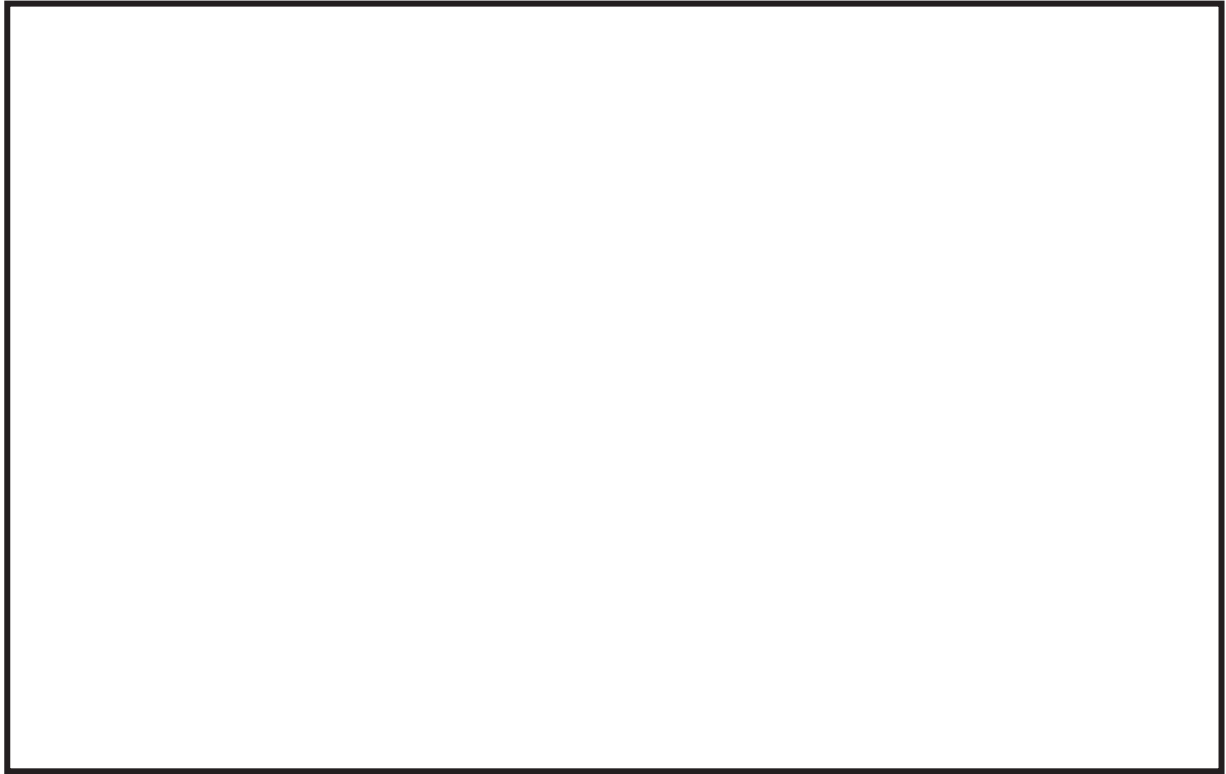


図 9-5 原子炉隔離時冷却系配管（MS-004）の高振動数領域における代表的な振動モード図

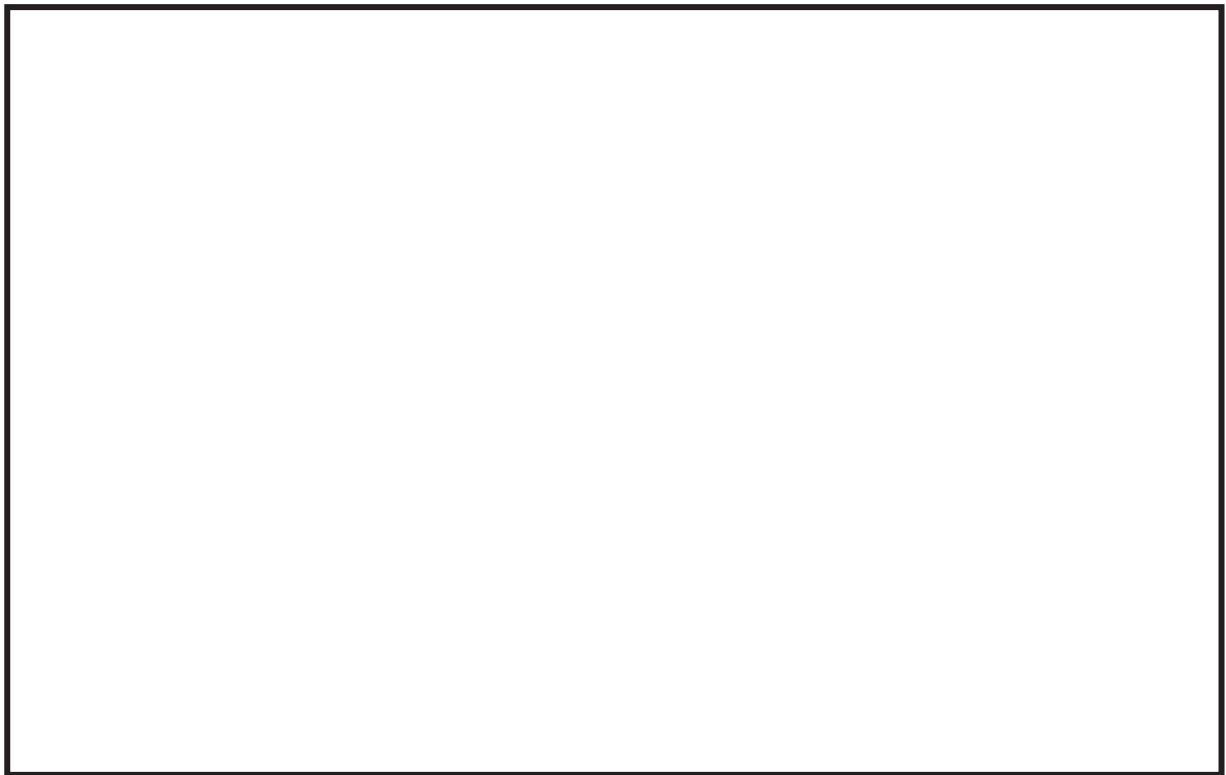


図 9-6 原子炉隔離時冷却系配管（MS-004）の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

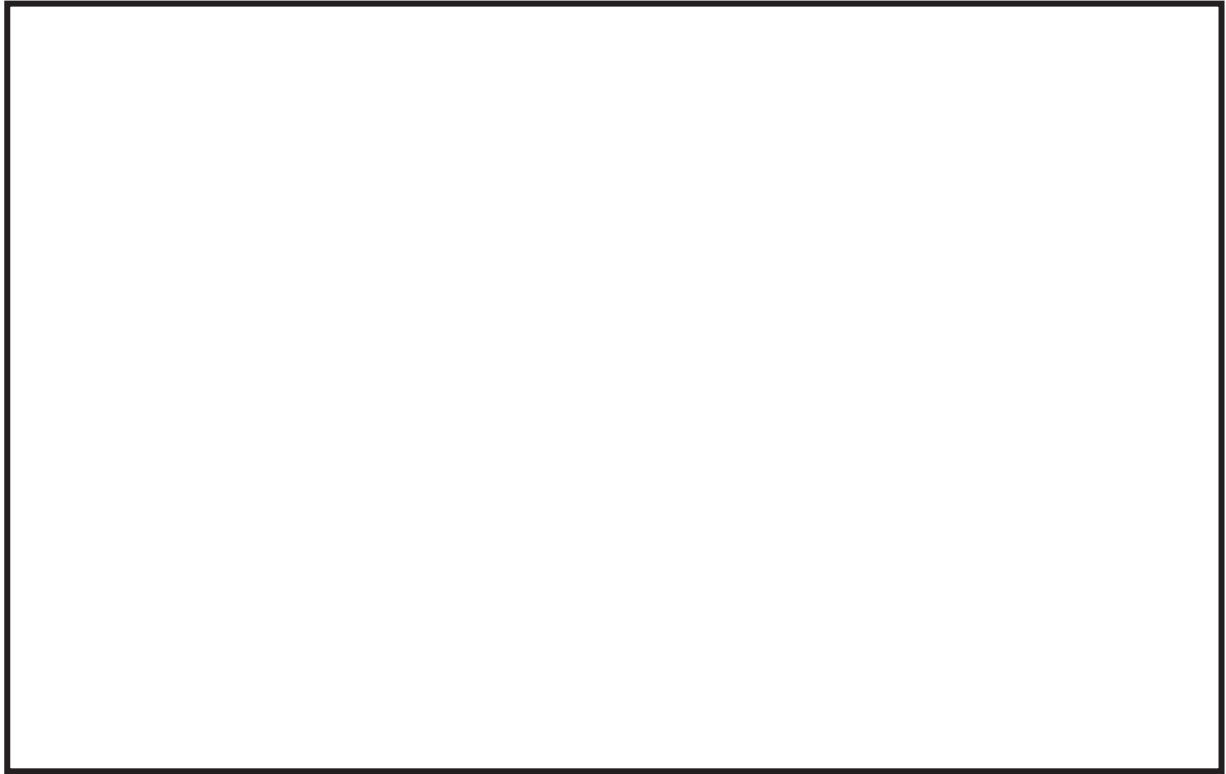


図 9-7 原子炉隔離時冷却系配管（MS-004）の高振動数領域における代表的な振動モード図

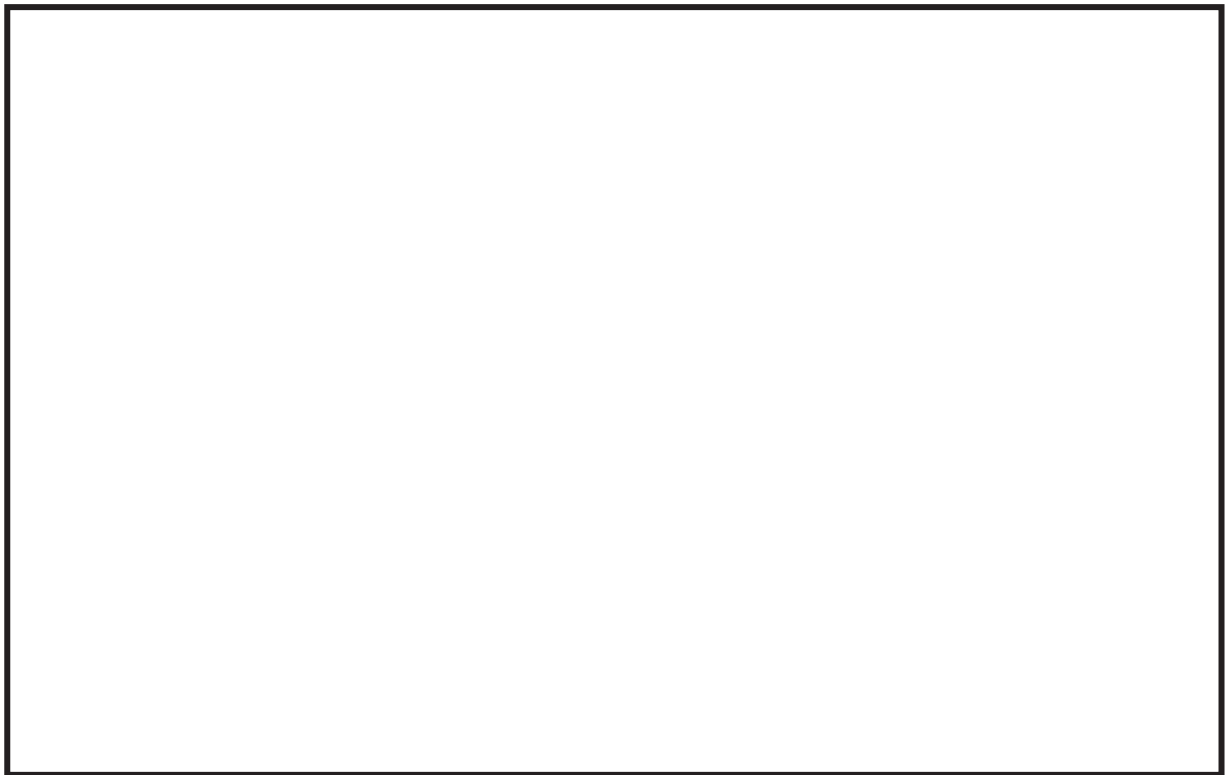


図 9-8 原子炉隔離時冷却系配管（MS-004）の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

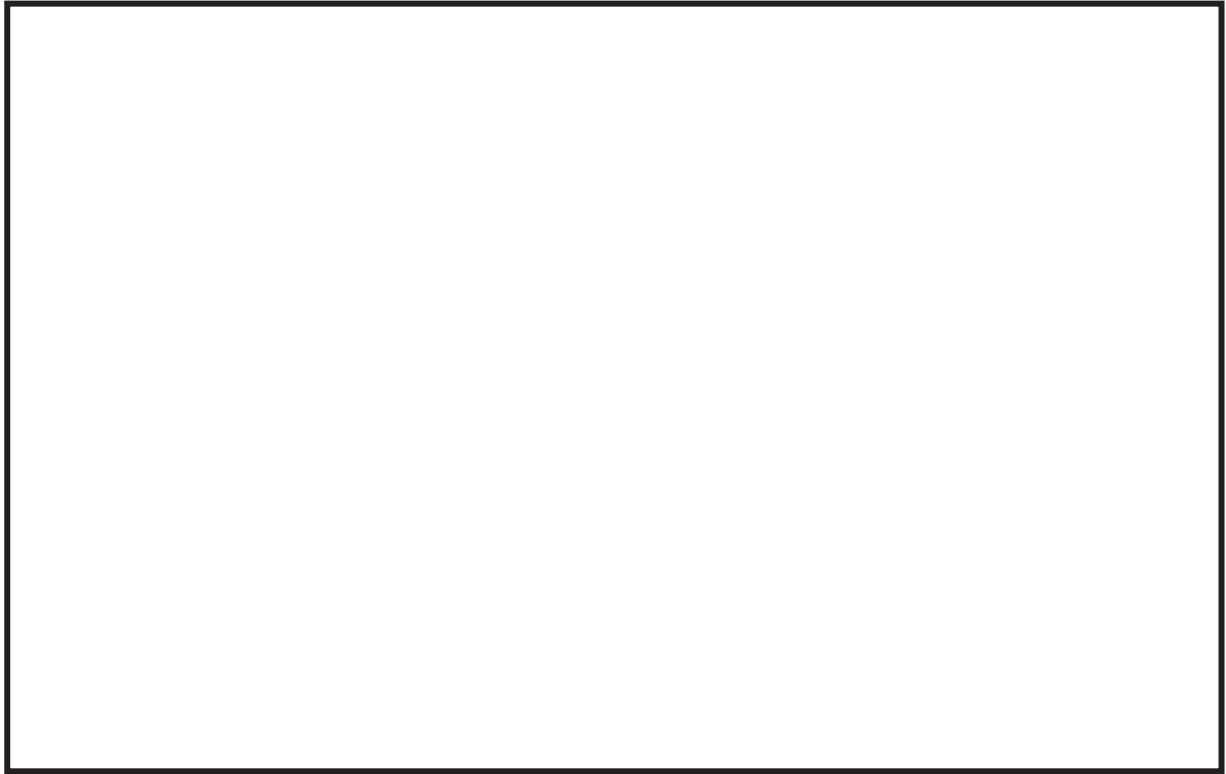


図 9-9 原子炉隔離時冷却系配管（MS-004）の高振動数領域における代表的な振動モード図

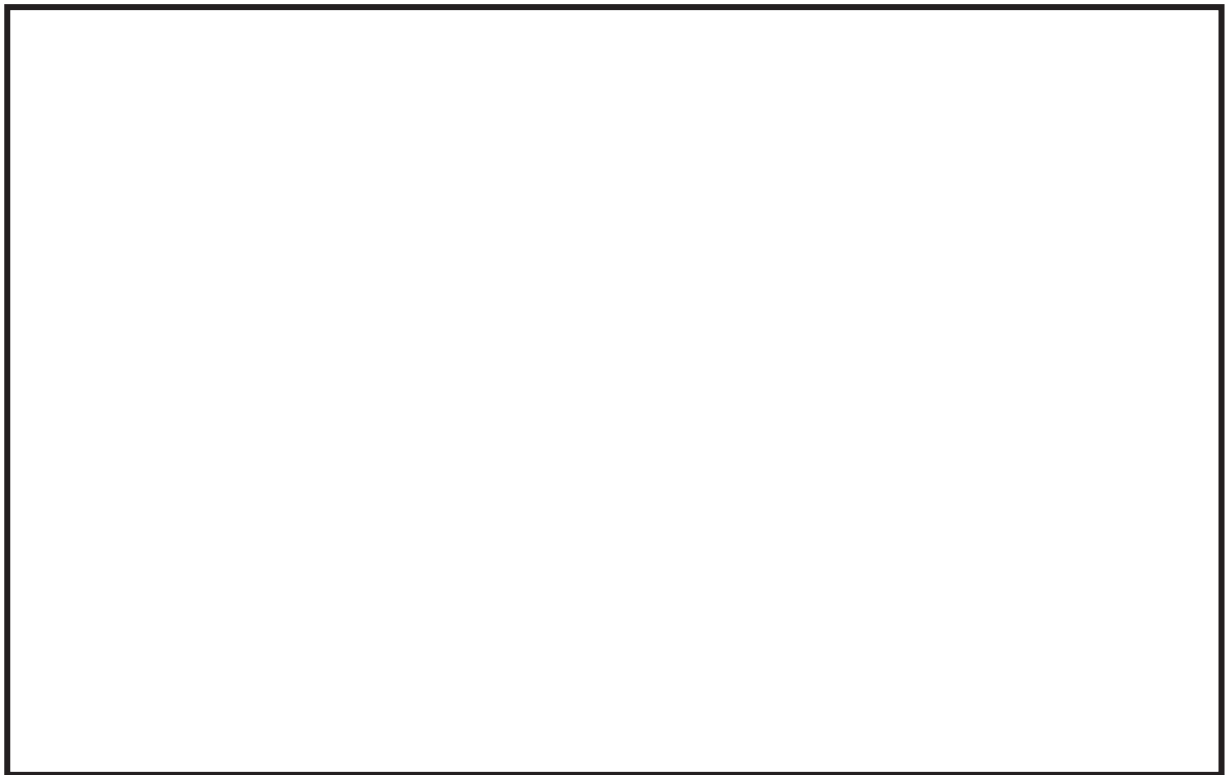


図 9-10 原子炉隔離時冷却系配管（MS-004）の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

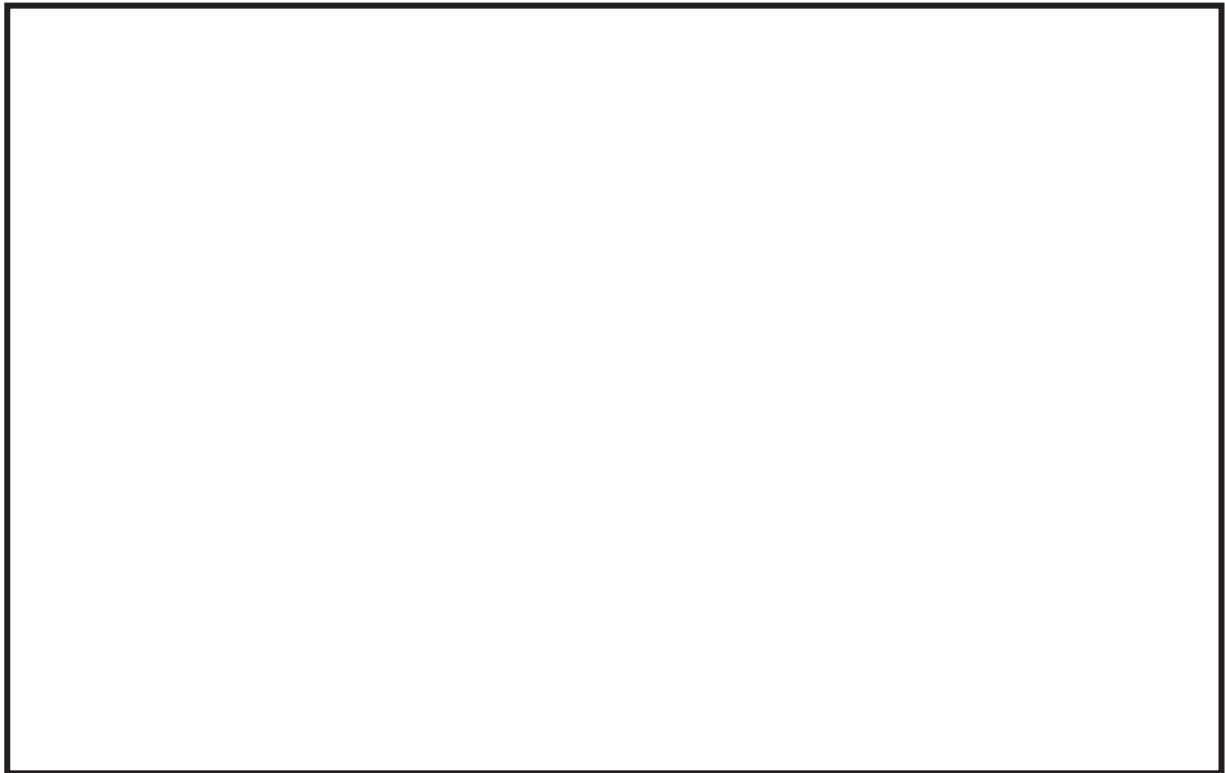


図 9-11 原子炉隔離時冷却系配管 (MS-004) の高振動数領域における代表的な振動モード図

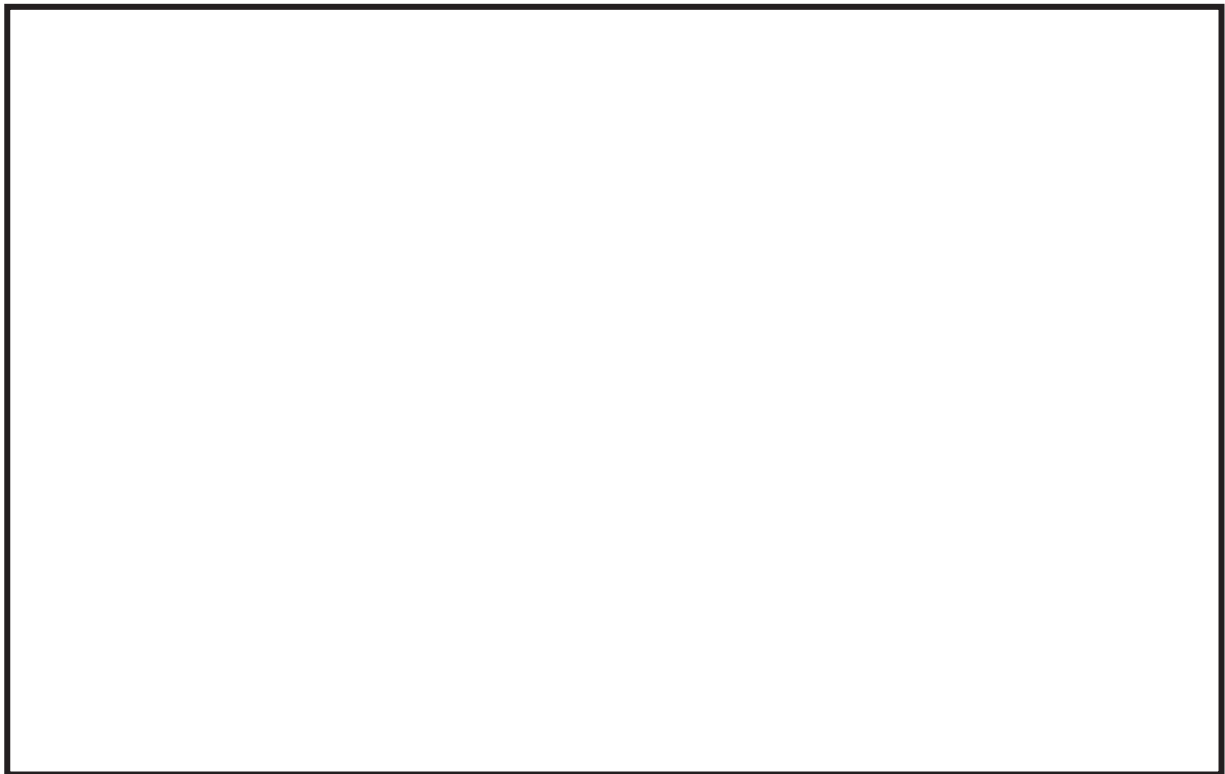


図 9-12 原子炉隔離時冷却系配管 (MS-004) の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

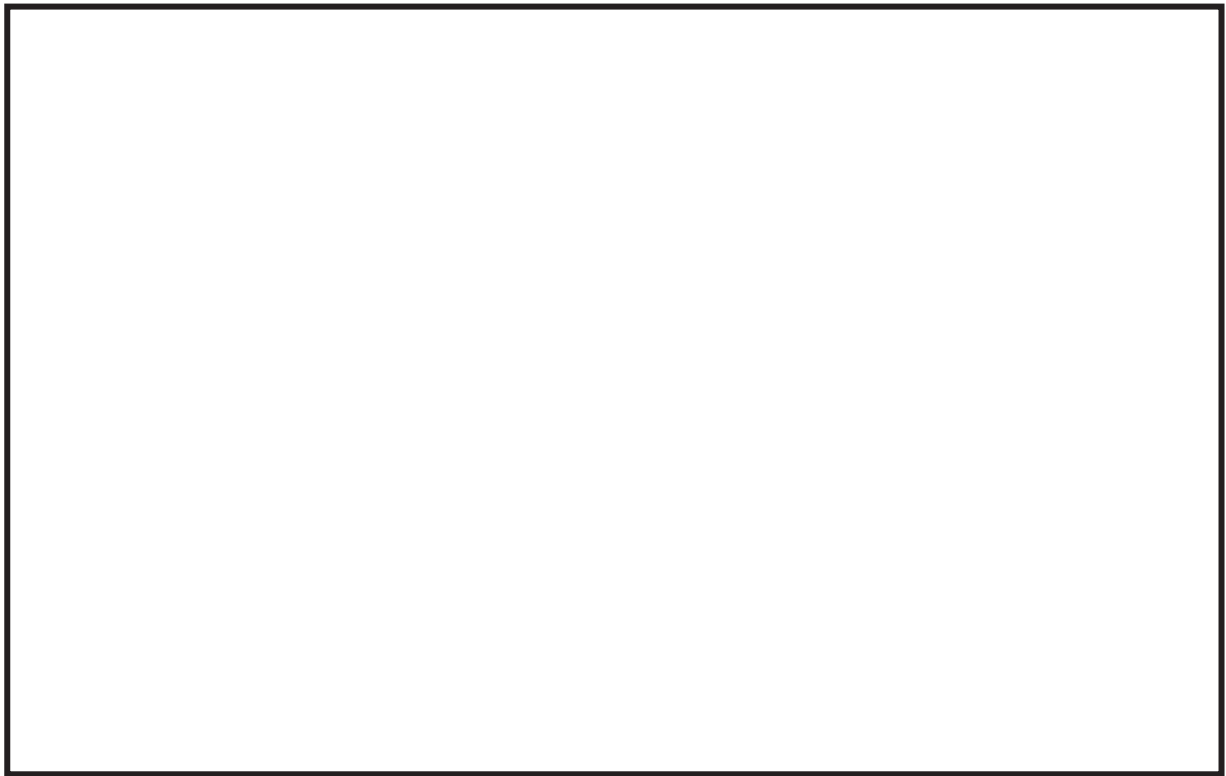


図 9-13 原子炉隔離時冷却系配管 (MS-004) の高振動数領域における代表的な振動モード図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

弁の動的機能維持評価に用いる床応答曲線について

添付 1 の確認結果より、弁の動的機能維持評価には、床応答スペクトルの作成範囲を 50Hz とした床応答曲線を用いることから、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答曲線の作成方針」に記載している設計用床応答曲線の作成方法に準拠して、床応答曲線を作成した。今回の検討に適用した全ての床応答曲線及び適用対象弁の内訳を表 2 に、床応答曲線を図 1-1~3-8 に示す。

表 1 弁の評価に用いる床応答曲線の使用内訳 (1/6)

弁番号	FRS	標高 O. P. (m)	減衰定数 (%)	図番号
B21-F001A	RSW	10.600	2.0	図 1-2
B21-F001B	RSW	10.600	2.0	図 1-2
B21-F001C	RSW	10.600	2.0	図 1-2
B21-F001D	RSW	10.600	2.0	図 1-2
B21-F001E	RSW	10.600	2.0	図 1-2
B21-F001F	RSW	10.600	2.0	図 1-2
B21-F001G	RSW	13.400	2.0	図 1-1
B21-F001H	RSW	13.400	2.0	図 1-1
B21-F001J	RSW	13.400	2.0	図 1-1
B21-F001K	RSW	13.400	2.0	図 1-1
B21-F001L	RSW	13.400	2.0	図 1-1
B21-F002A	RSW	10.600	2.0	図 1-2
B21-F002B	RSW	10.600	2.0	図 1-2
B21-F002C	RSW	13.400	2.0	図 1-1
B21-F002D	RSW	13.400	2.0	図 1-1
B21-F003A	RSW	10.600	2.0	図 1-2
B21-F003B	RSW	10.600	2.0	図 1-2
B21-F003C	RSW	13.400	2.0	図 1-1
B21-F003D	RSW	13.400	2.0	図 1-1
B21-F052A	RSW	10.600	2.0	図 1-2
B21-F052B	RSW	10.600	2.0	図 1-2
B21-F053A	RSW	10.600	2.0	図 1-2
B21-F053B	RSW	10.600	2.0	図 1-2

表1 弁の評価に用いる床応答曲線の使用内訳 (2/6)

弁番号	FRS	標高 O.P. (m)	減衰定数 (%)	図番号
E11-F003A	R/B	22.500	2.0	図 3-3
		15.000		図 3-4
		6.000		図 3-5
		1.150		図 3-6
		-0.800		図 3-7
E11-F003B	R/B	22.500	2.0	図 3-3
		15.000		図 3-4
		6.000		図 3-5
		1.150		図 3-6
		-0.800		図 3-7
E11-F004A	PCV	21.550	2.0	図 2-1
		17.150		図 2-2
	R/B	22.500		図 3-3
		15.000		図 3-4
		6.000		図 3-5
E11-F004B	PCV	21.550	2.0	図 2-1
		17.150		図 2-2
	R/B	22.500		図 3-3
		15.000		図 3-4
		6.000		図 3-5
E11-F004C	R/B	15.000	2.0	図 3-4
		6.000		図 3-5
E11-F005A	RSW	15.950	2.5	図 1-3
E11-F005B	RSW	15.950	2.5	図 1-3
E11-F005C	RSW	15.950	2.5	図 1-3
E11-F008A	R/B	22.500	2.0	図 3-3
		15.000		図 3-4
		6.000		図 3-5
		1.150		図 3-6
		-0.800		図 3-7
E11-F008B	R/B	22.500	2.0	図 3-3
		15.000		図 3-4
		6.000		図 3-5
		1.150		図 3-6
		-0.800		図 3-7

表1 弁の評価に用いる床応答曲線の使用内訳 (3/6)

弁番号	FRS	標高 O. P. (m)	減衰定数 (%)	図番号
E11-F010A	PCV	21.550	2.0	図 2-1
		17.150		図 2-2
	R/B	22.500		図 3-3
		15.000		図 3-4
		6.000		図 3-5
E11-F010B	PCV	21.550	2.0	図 2-1
		17.150		図 2-2
	R/B	22.500		図 3-3
		15.000		図 3-4
		6.000		図 3-5
E11-F011A	R/B	6.000	2.0	図 3-5
		1.150		図 3-6
		-0.800		図 3-7
		-8.100		図 3-8
E11-F011B	R/B	6.000	2.0	図 3-5
		1.150		図 3-6
		-0.800		図 3-7
		-8.100		図 3-8
E11-F012A	R/B	6.000	2.0	図 3-5
		1.150		図 3-6
		-0.800		図 3-7
		-8.100		図 3-8
E11-F012B	R/B	6.000	2.0	図 3-5
		1.150		図 3-6
		-0.800		図 3-7
		-8.100		図 3-8
E11-F015A	RSW	6.240	2.5	図 1-4
E11-F015B	RSW	6.240	2.5	図 1-4
E11-F016A	R/B	6.000	2.0	図 3-5
		1.150		図 3-6
		-0.800		図 3-7
		-8.100		図 3-8
E11-F016B	R/B	6.000	2.0	図 3-5
		1.150		図 3-6
		-0.800		図 3-7
		-8.100		図 3-8

表1 弁の評価に用いる床応答曲線の使用内訳 (4/6)

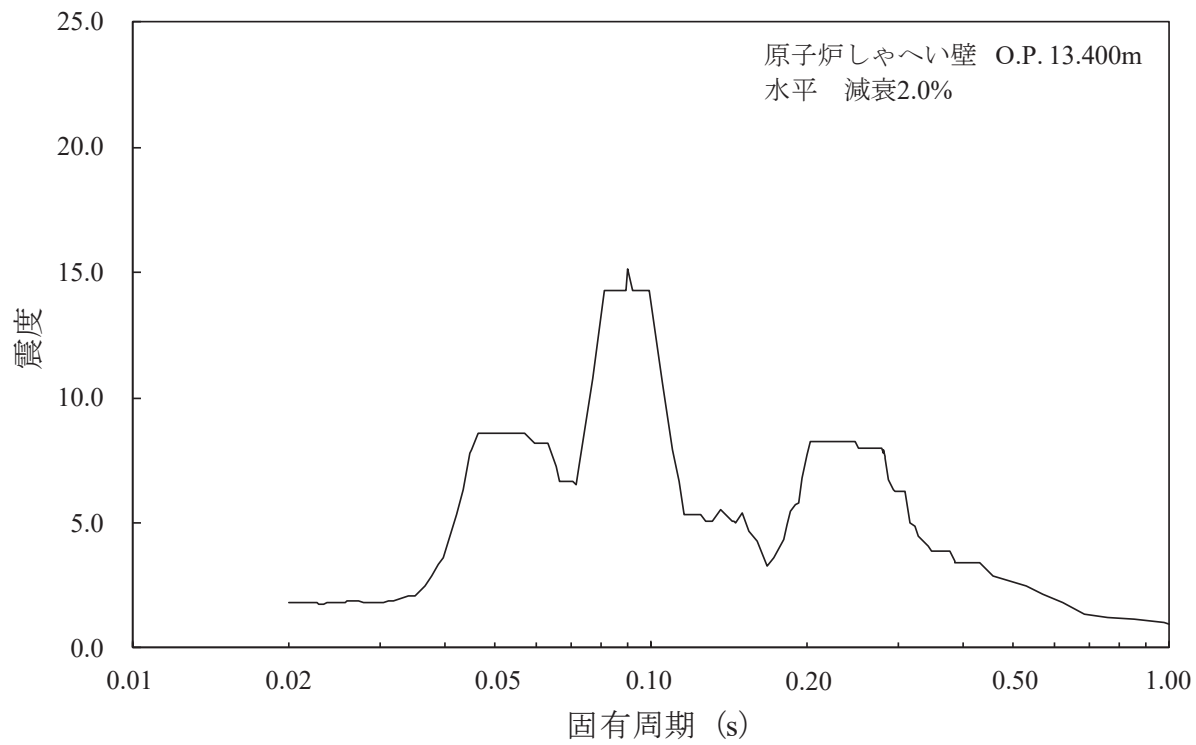
弁番号	FRS	標高 O. P. (m)	減衰定数 (%)	図番号
E11-F018A	R/B	6.000	2.0	図 3-5
		1.150		図 3-6
		-0.800		図 3-7
		-8.100		図 3-8
E11-F018B	R/B	6.000	2.0	図 3-5
		1.150		図 3-6
		-0.800		図 3-7
		-8.100		図 3-8
E11-F019A	RSW	6.240	2.5	図 1-4
E11-F019B	RSW	6.240	2.5	図 1-4
E21-F003	R/B	15.000	2.0	図 3-4
		6.000		図 3-5
		1.150		図 3-6
		-0.800		図 3-7
		-8.100		図 3-8
E21-F004	RSW	15.950	2.5	図 1-3
E22-F001	R/B	6.000	2.0	図 3-5
		1.150		図 3-6
		-0.800		図 3-7
		-8.100		図 3-8
E22-F003	R/B	15.000	2.0	図 3-4
		6.000		図 3-5
		1.150		図 3-6
		-0.800		図 3-7
		-8.100		図 3-8
E22-F004	RSW	15.950	2.5	図 1-3
E51-F007	RSW	13.400	2.0	図 1-1
E51-F008	RSW	13.400	2.0	図 1-1
G31-F002	RSW	6.240	2.5	図 1-4
G31-F003	RSW	6.240	2.5	図 1-4
T46-F001A	R/B	41.200	2.0	図 3-1
		33.200		図 3-1
		22.500		図 3-1
T46-F001B	R/B	41.200	2.0	図 3-1
		33.200		図 3-1
		22.500		図 3-2

表1 弁の評価に用いる床応答曲線の使用内訳 (5/6)

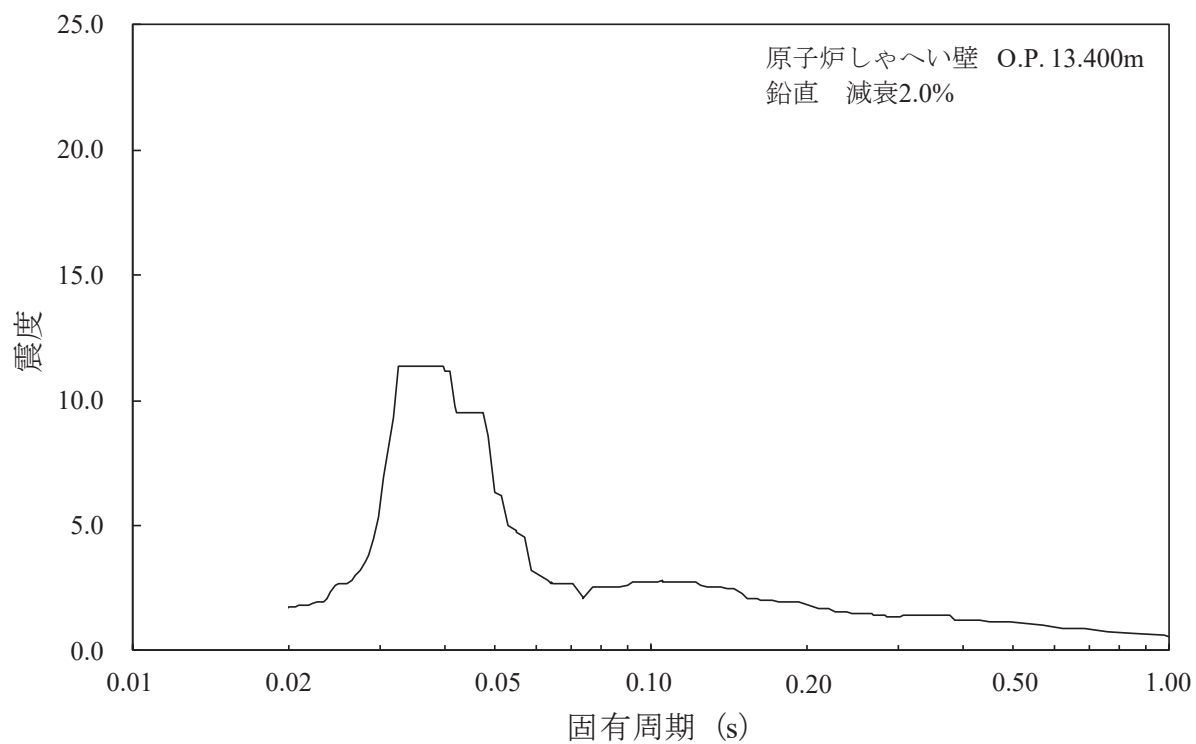
弁番号	FRS	標高 O. P. (m)	減衰定数 (%)	図番号
T46-F003A	PCV	21.550	2.0	図 2-1
		17.150		図 2-2
	R/B	33.200		図 3-2
		22.500		図 3-3
		15.000		図 3-4
		6.000		図 3-5
		1.150		図 3-6
T46-F003B	PCV	21.550	2.0	図 2-1
		17.150		図 2-2
	R/B	33.200		図 3-2
		22.500		図 3-3
		15.000		図 3-4
		6.000		図 3-5
		1.150		図 3-6
T48-F019	PCV	21.550	2.0	図 2-1
		17.150		図 2-2
	R/B	33.200		図 3-2
		22.500		図 3-3
		15.000		図 3-4
		6.000		図 3-5
		1.150		図 3-6
T48-F022	PCV	21.550	2.0	図 2-1
		17.150		図 2-2
	R/B	33.200		図 3-2
		22.500		図 3-3
		15.000		図 3-4
		6.000		図 3-5
		1.150		図 3-6
T49-F001A	PCV	21.550	2.0	図 2-1
		17.150		図 2-2
	R/B	22.500		図 3-3
		15.000		図 3-4
T49-F001B	PCV	21.550	2.0	図 2-1
		17.150		図 2-2
	R/B	22.500		図 3-3
		15.000		図 3-4

表1 弁の評価に用いる床応答曲線の使用内訳 (6/6)

弁番号	FRS	標高 O. P. (m)	減衰定数 (%)	図番号
T49-F003A	R/B	22.500	2.0	図 3-3
		15.000		図 3-4
		6.000		図 3-5
		1.150		図 3-6
		-0.800		図 3-7
T49-F003B	R/B	22.500	2.0	図 3-3
		15.000		図 3-4
		6.000		図 3-5
		1.150		図 3-6
		-0.800		図 3-7

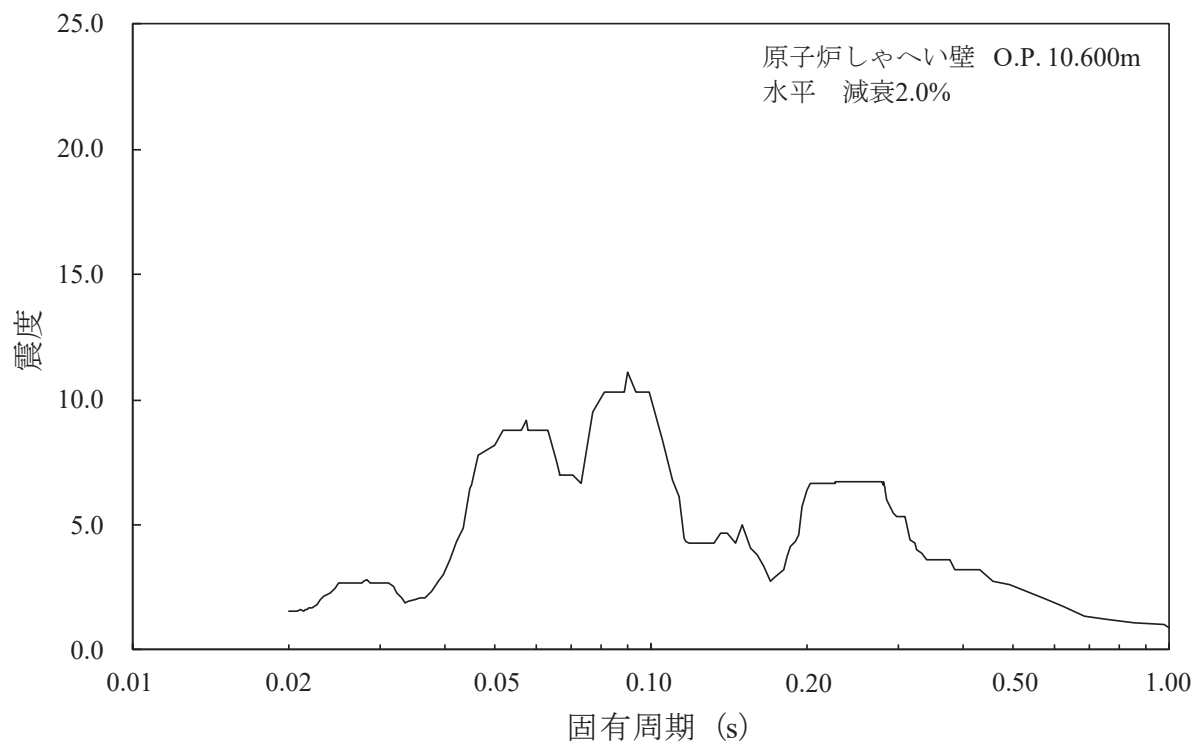


水平方向

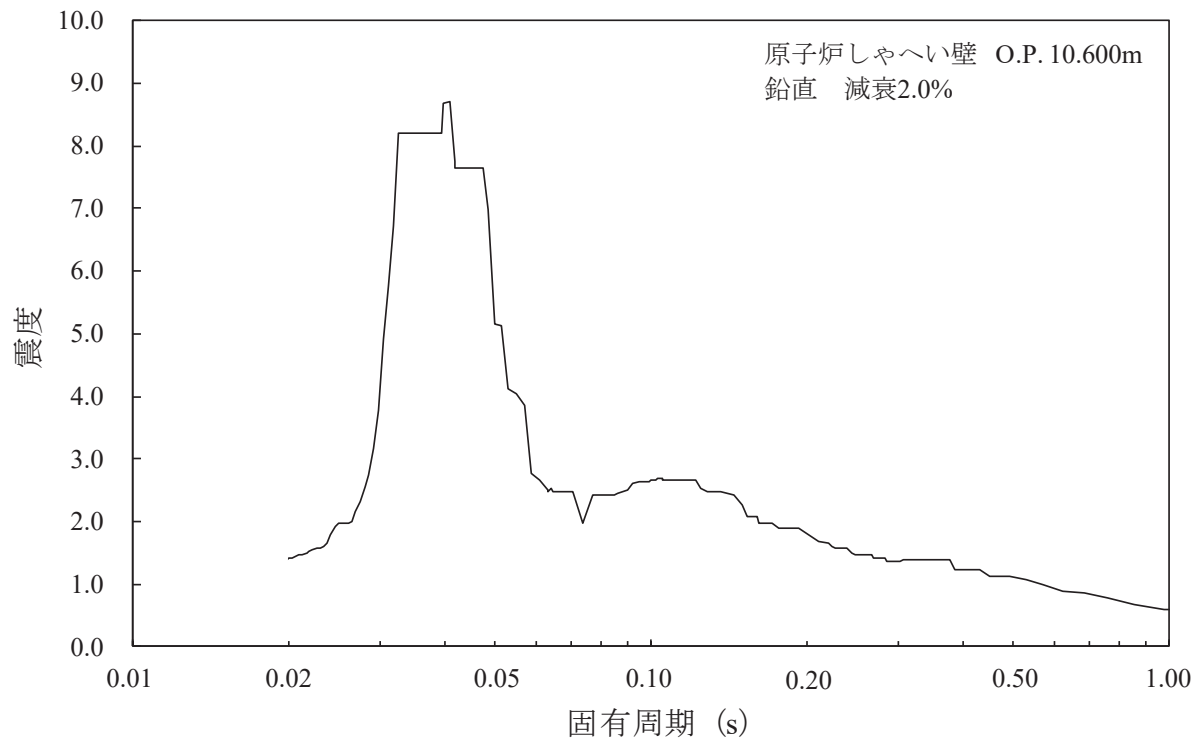


鉛直方向

図 1-1 弁の動的機能維持に適用する床応答曲線

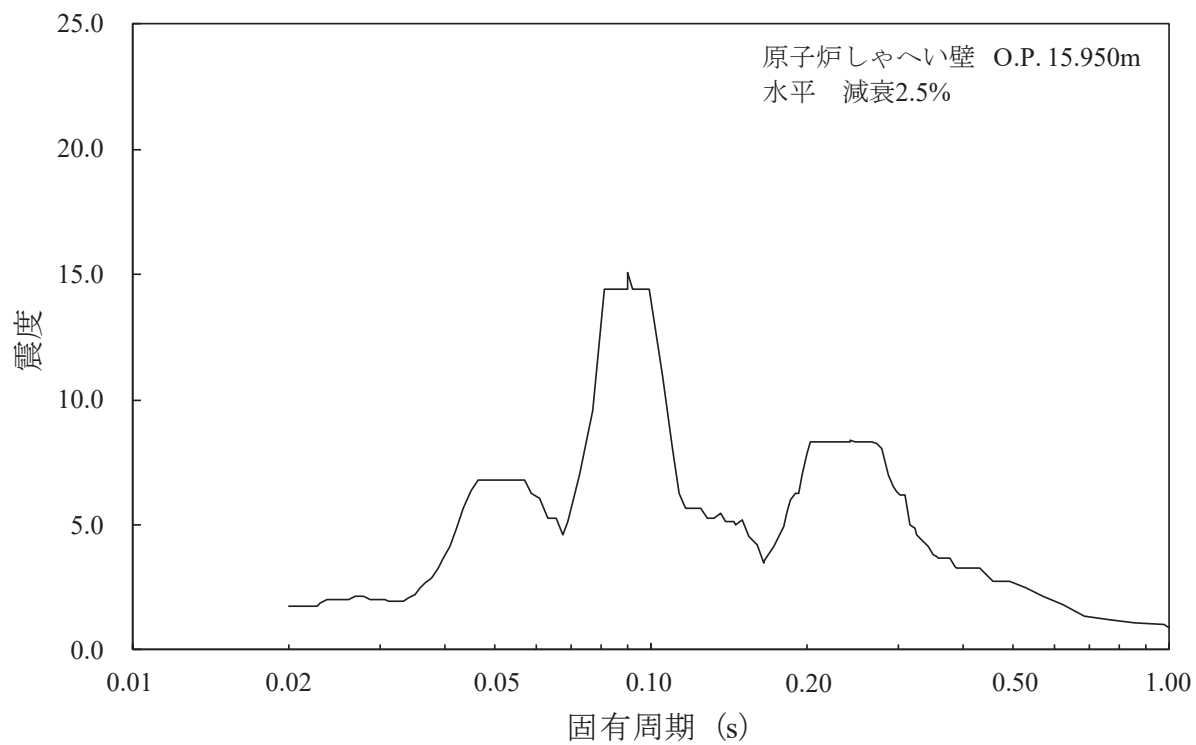


水平方向

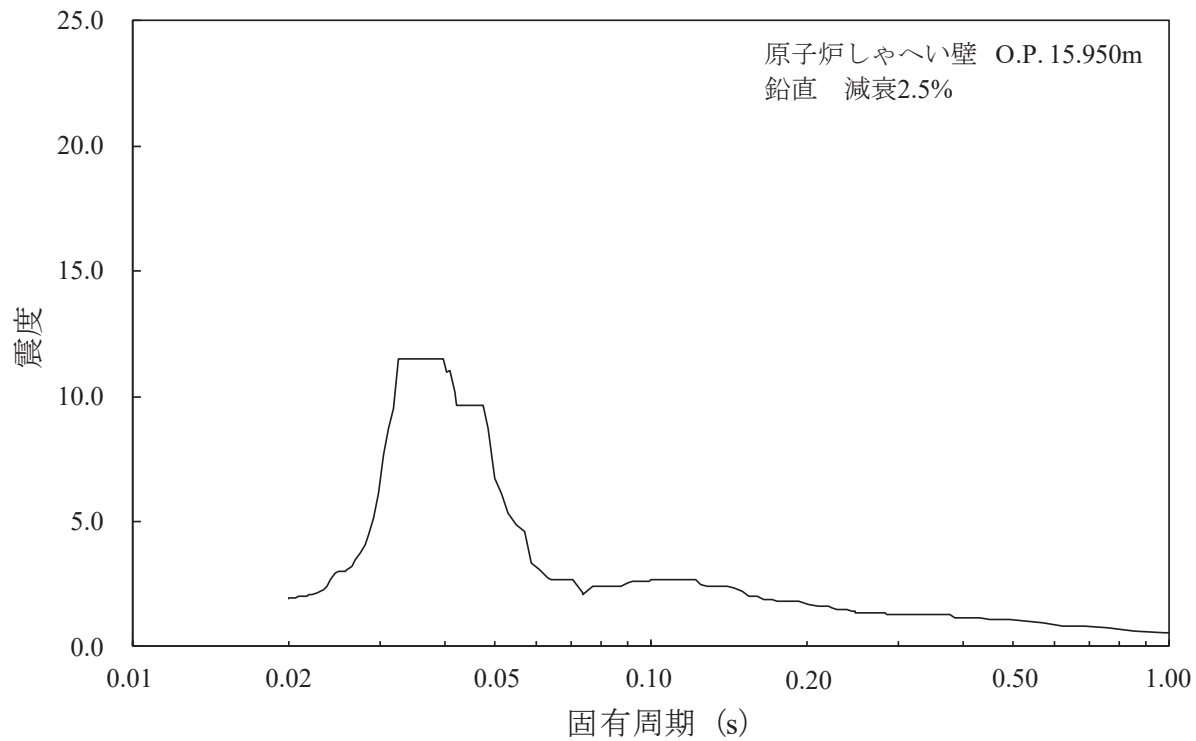


鉛直方向

図 1-2 弁の動的機能維持に適用する床応答曲線

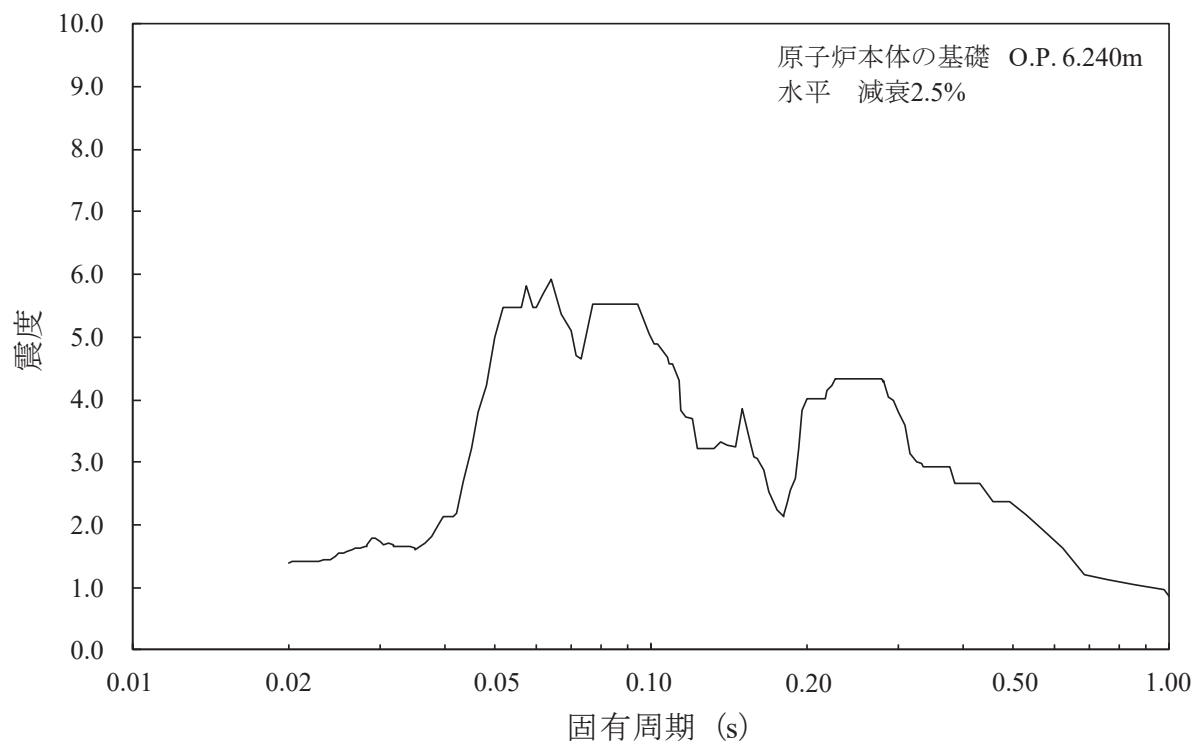


水平方向

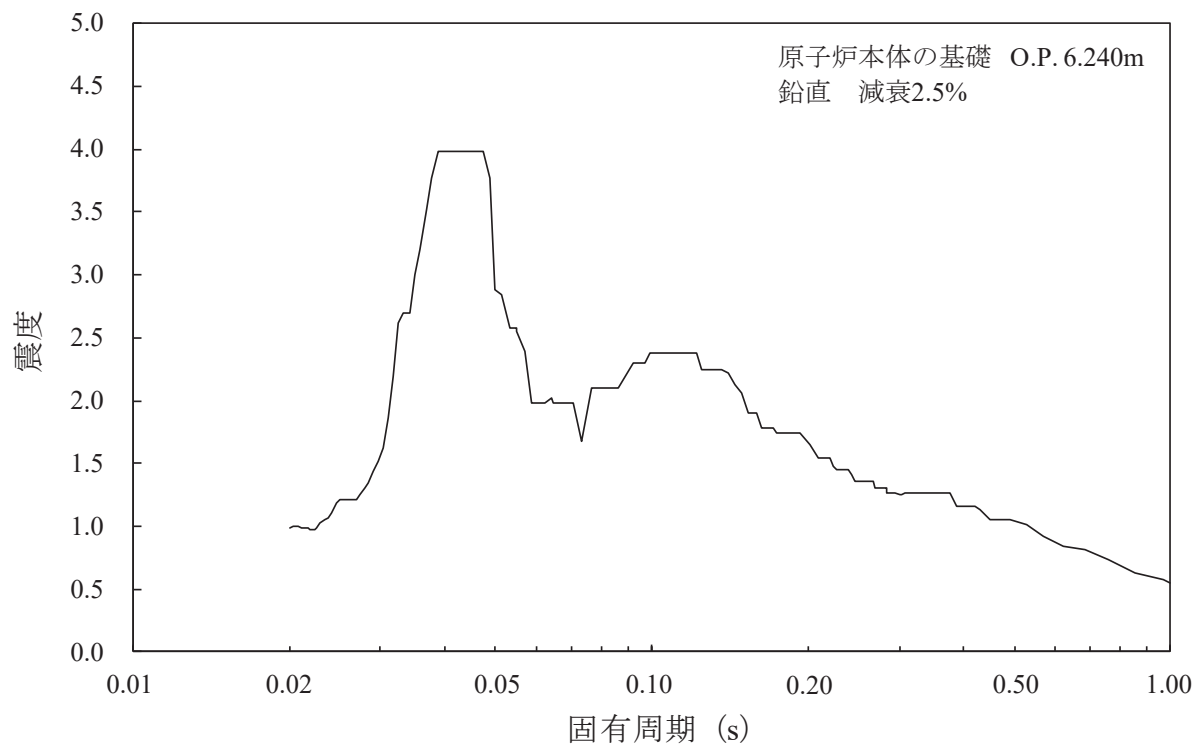


鉛直方向

図 1-3 弁の動的機能維持に適用する床応答曲線

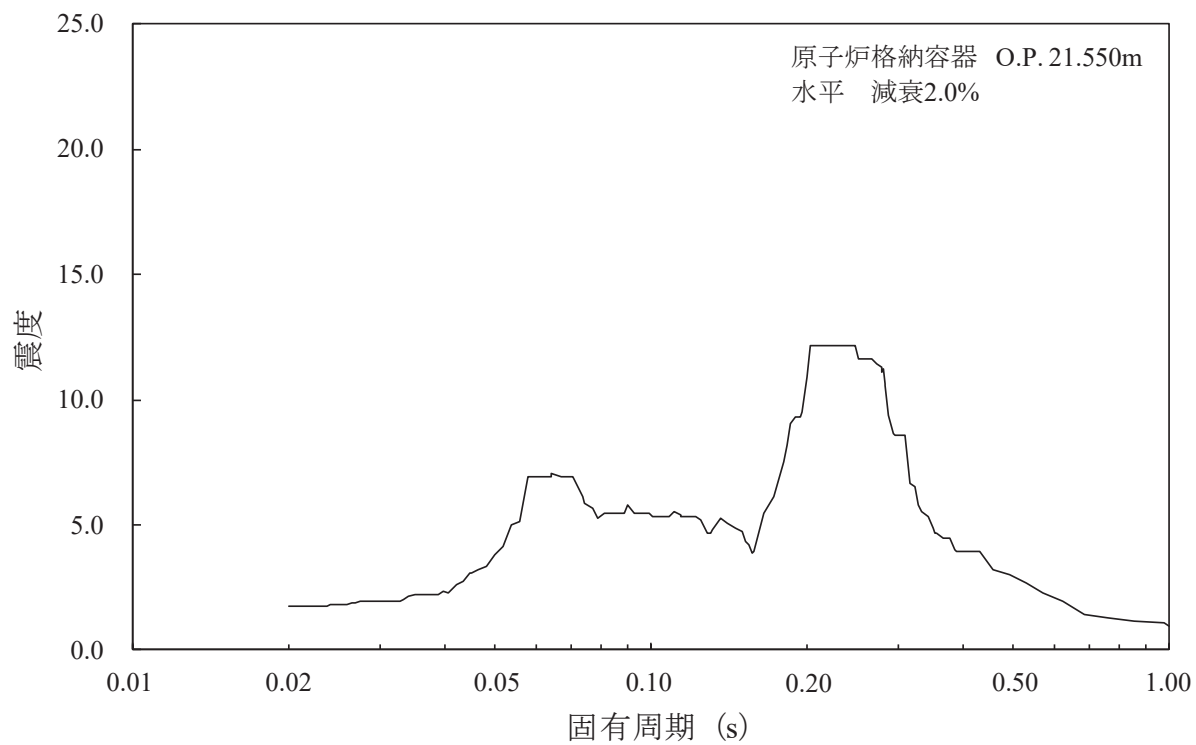


水平方向

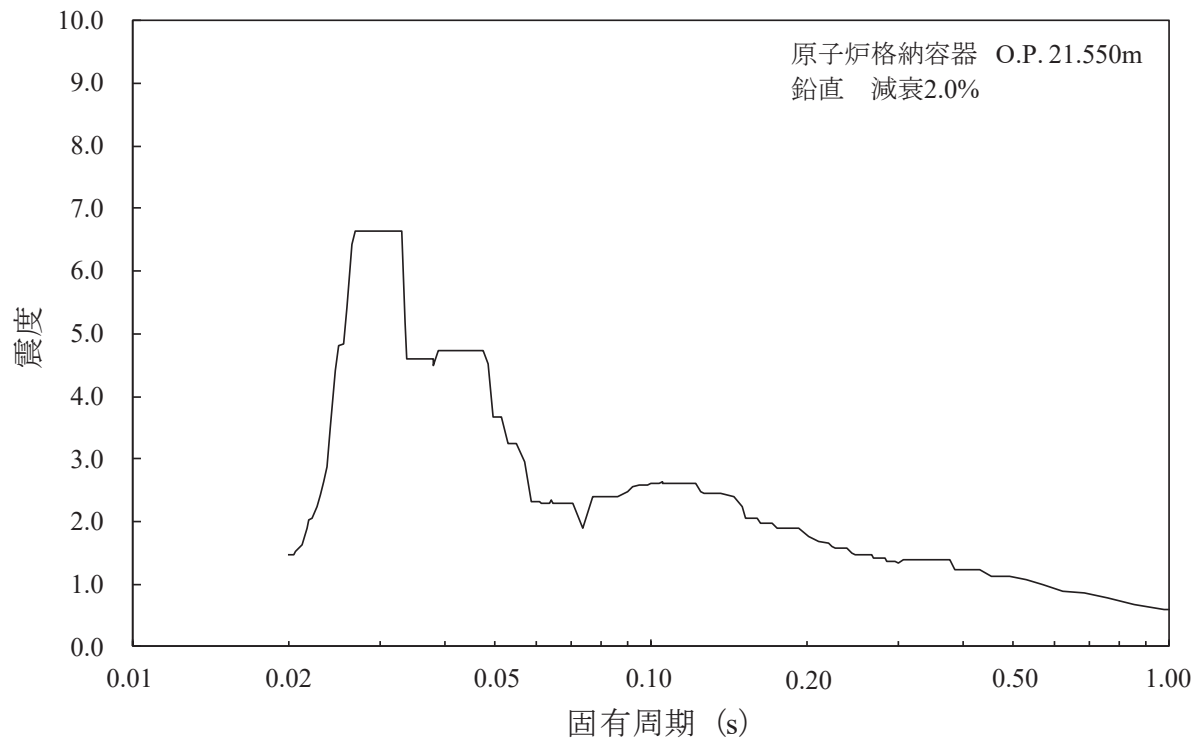


鉛直方向

図 1-4 弁の動的機能維持に適用する床応答曲線

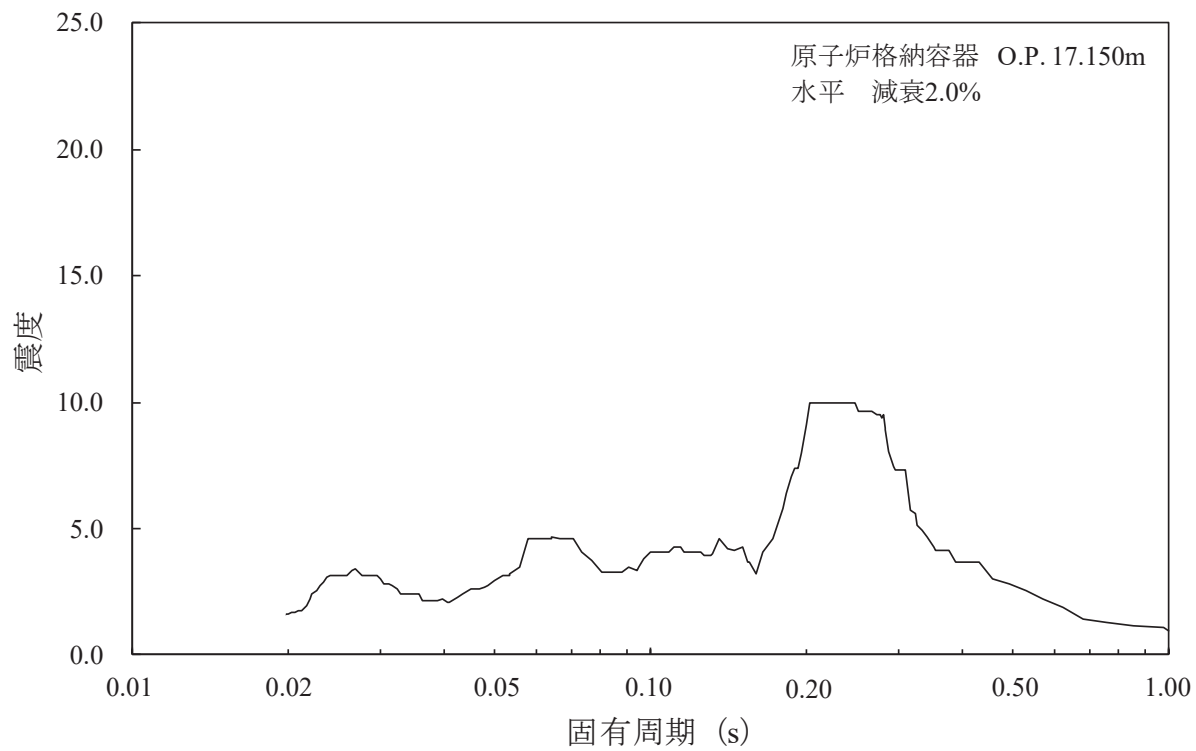


水平方向

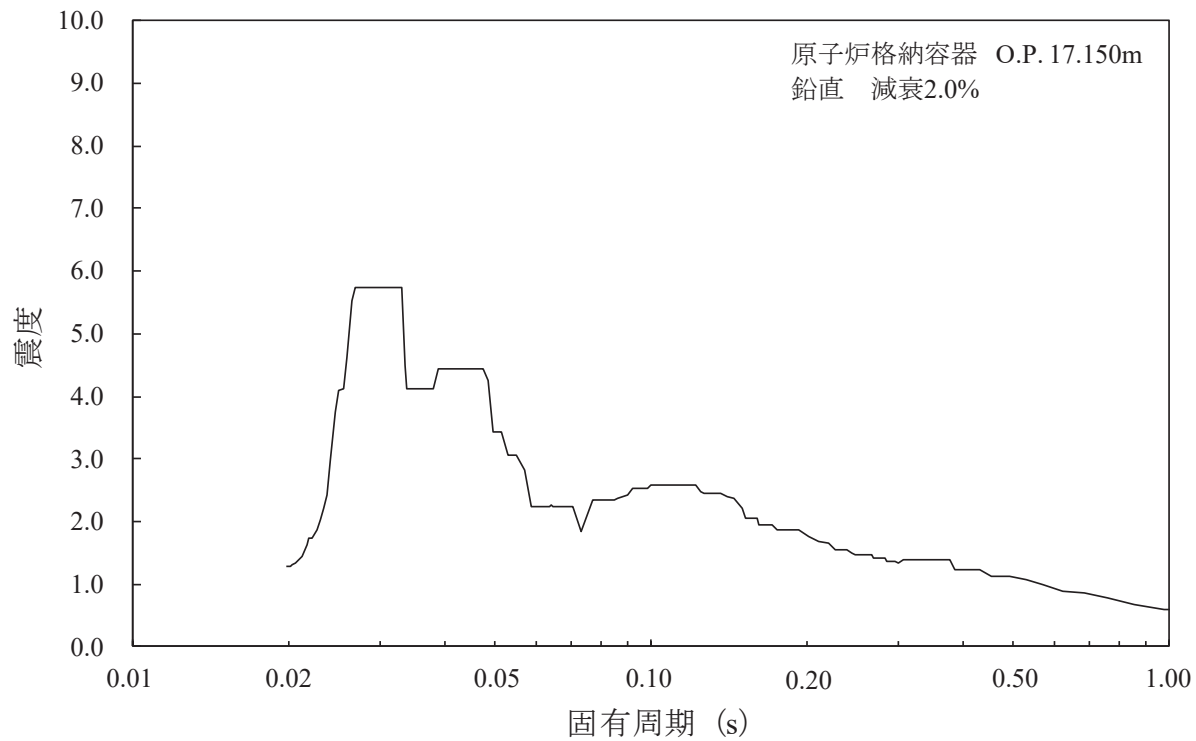


鉛直方向

図 2-1 弁の動的機能維持に適用する床応答曲線

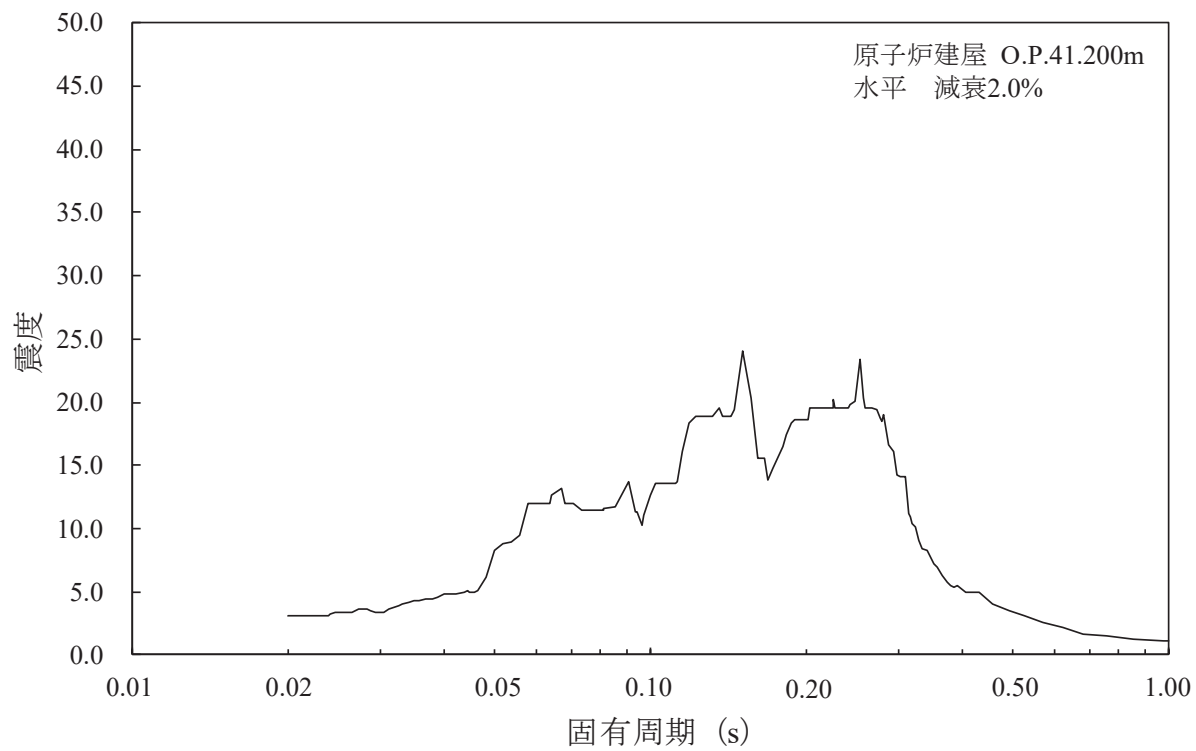


水平方向

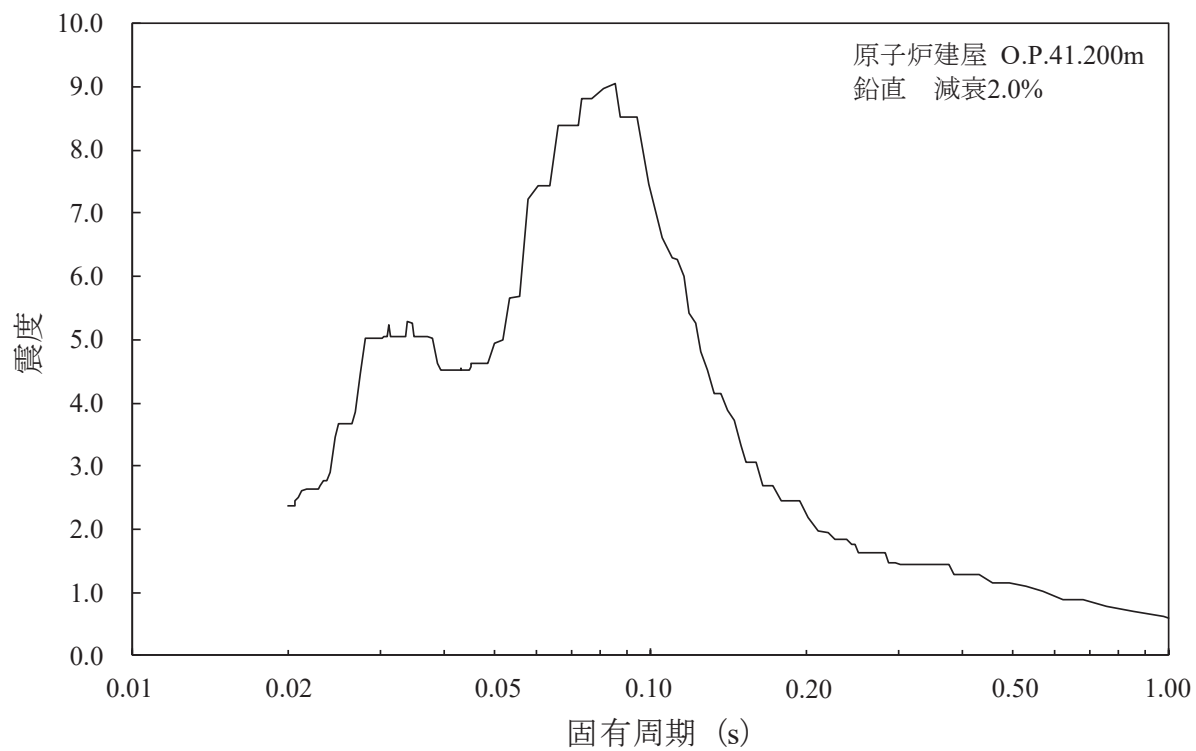


鉛直方向

図 2-2 弁の動的機能維持に適用する床応答曲線

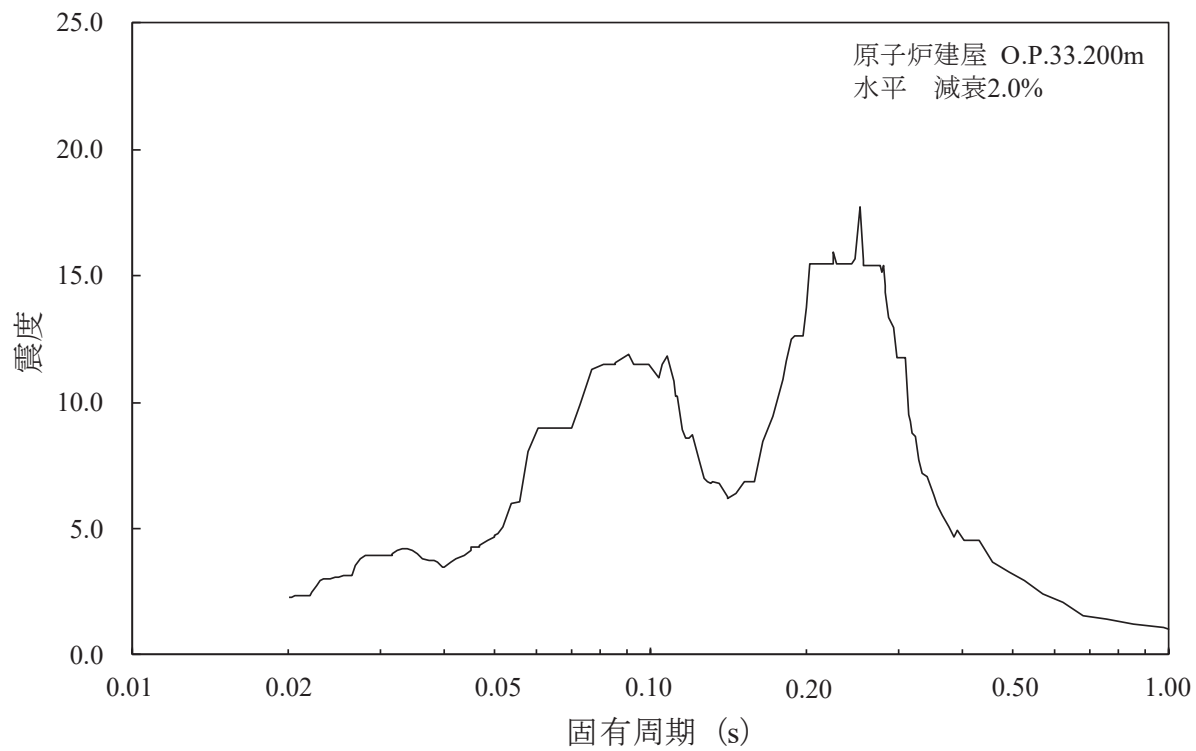


水平方向

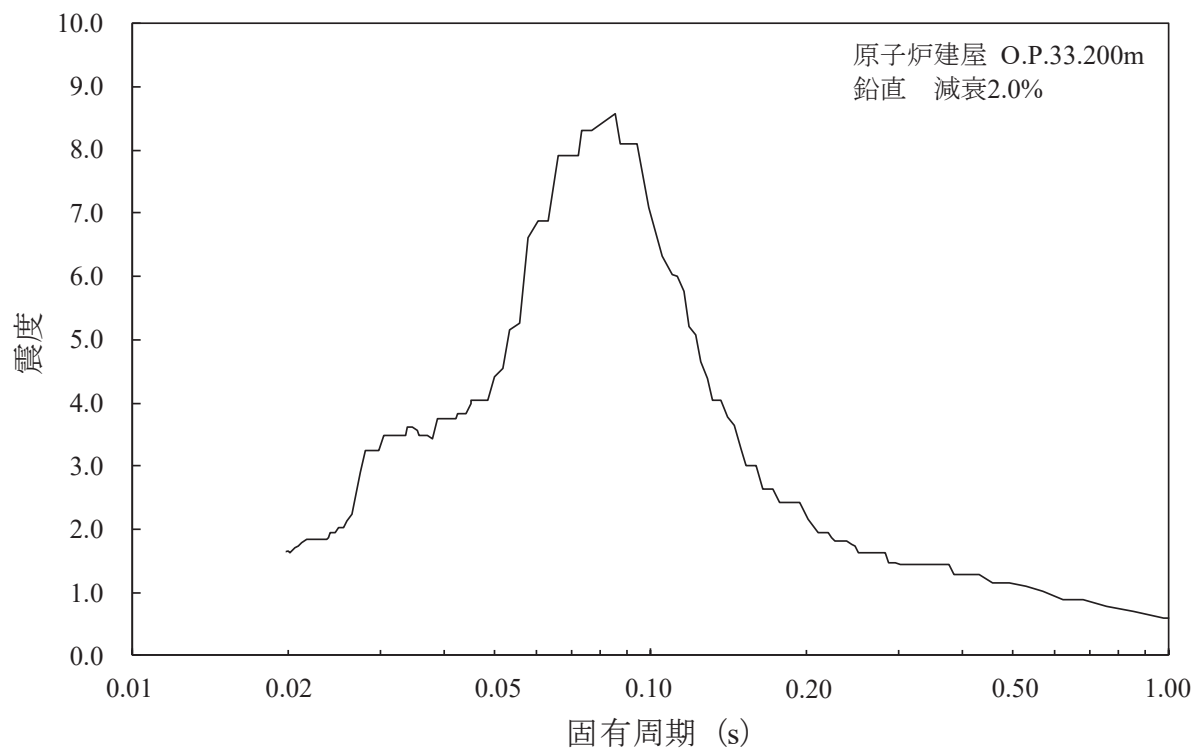


鉛直方向

図 3-1 弁の動的機能維持に適用する床応答曲線

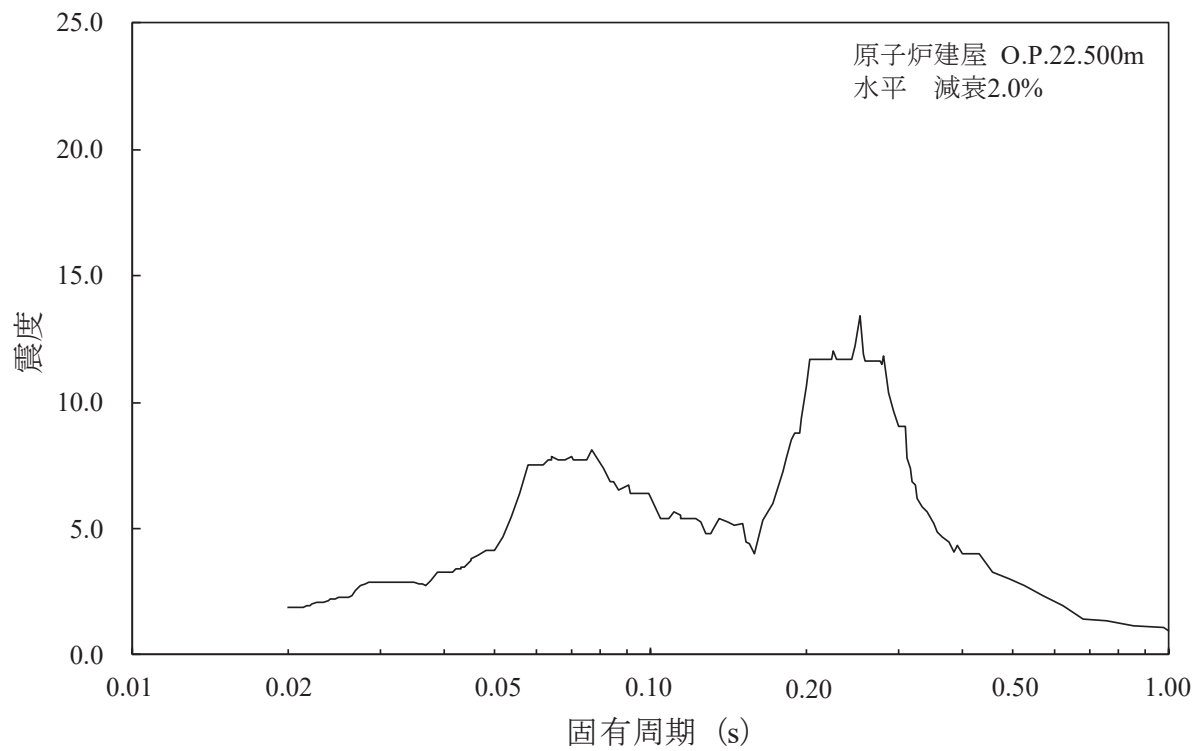


水平方向

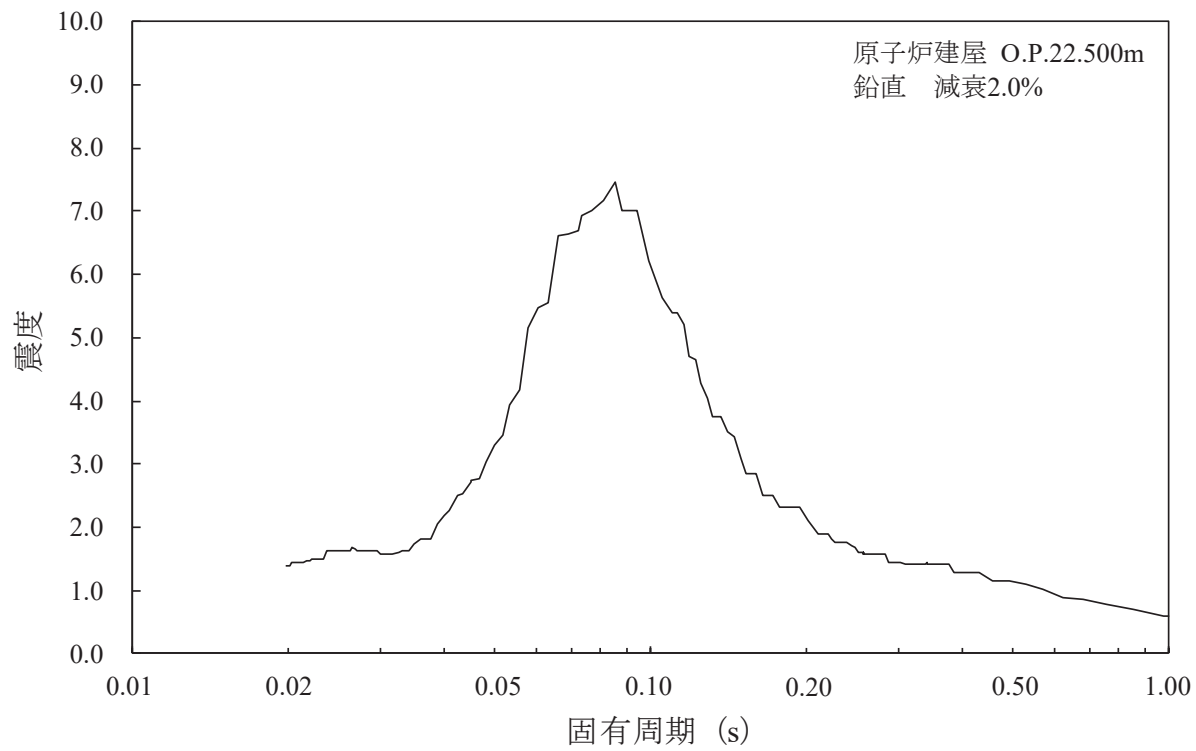


鉛直方向

図 3-2 弁の動的機能維持に適用する床応答曲線



水平方向



鉛直方向

図 3-3 弁の動的機能維持に適用する床応答曲線

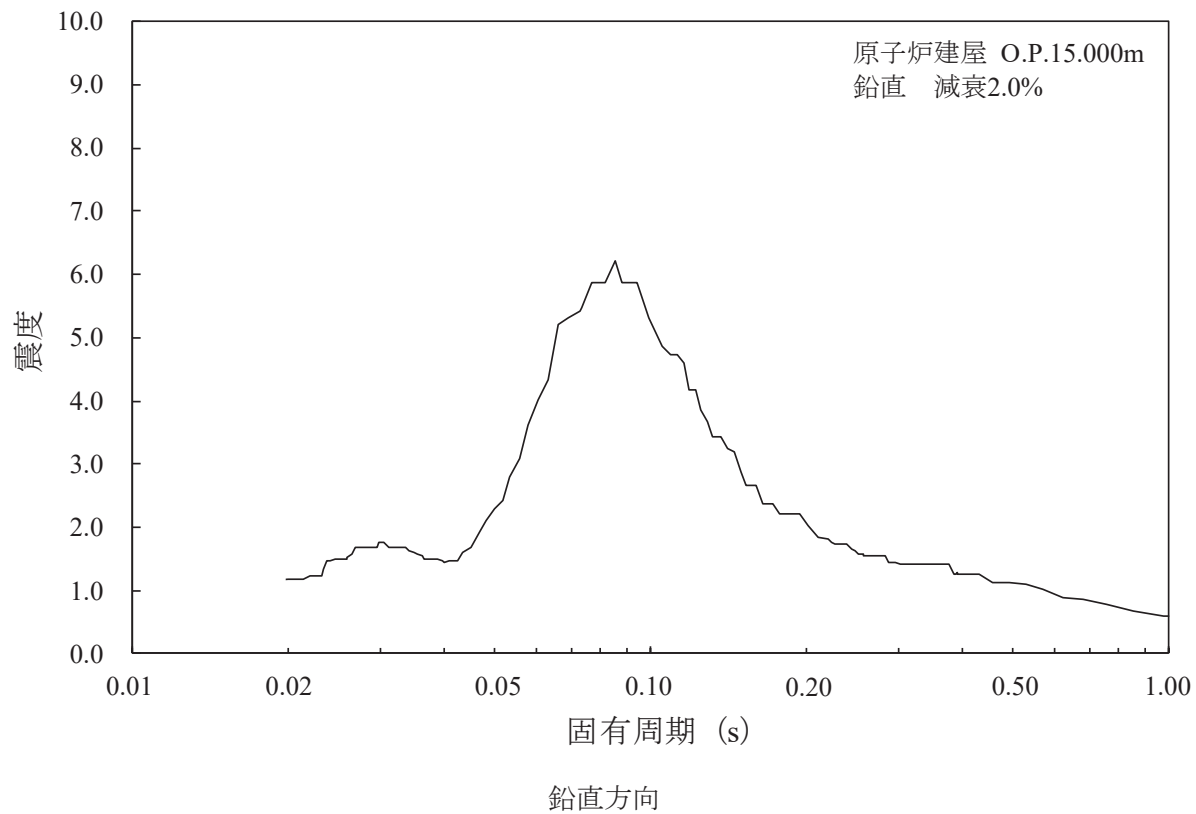
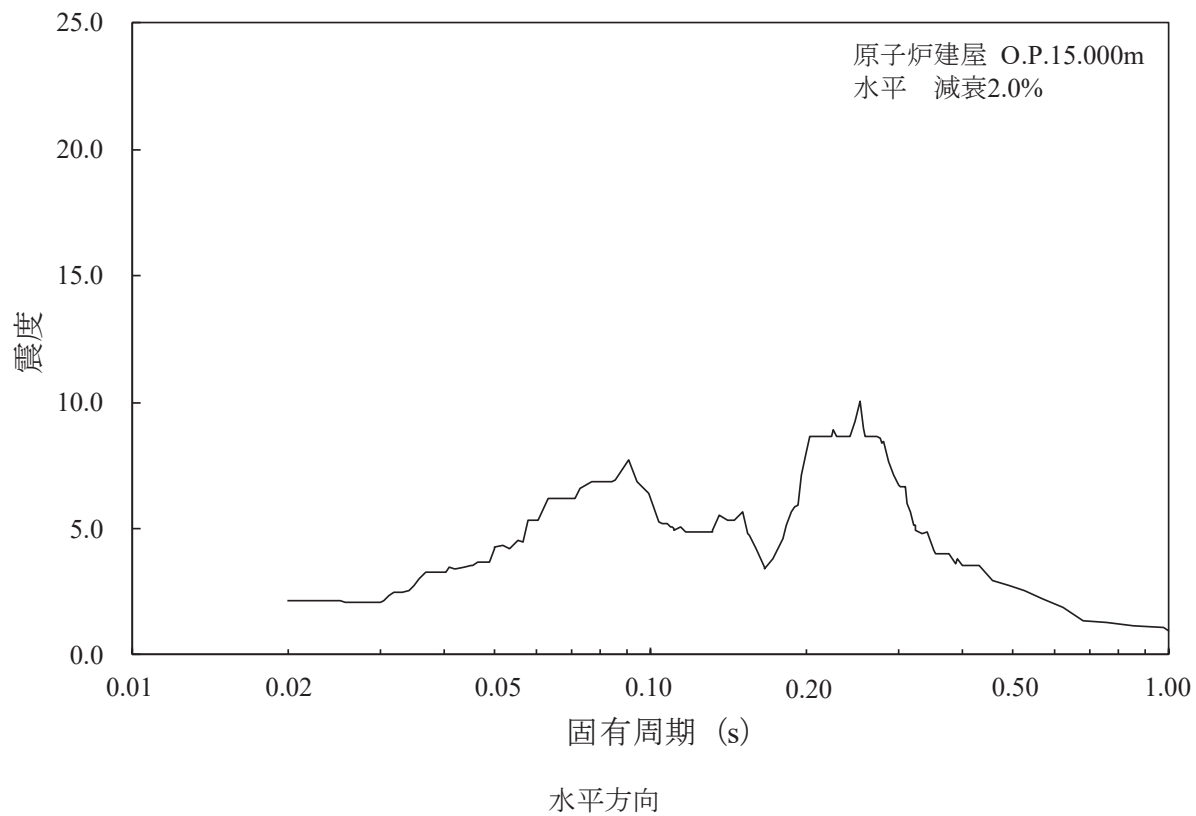
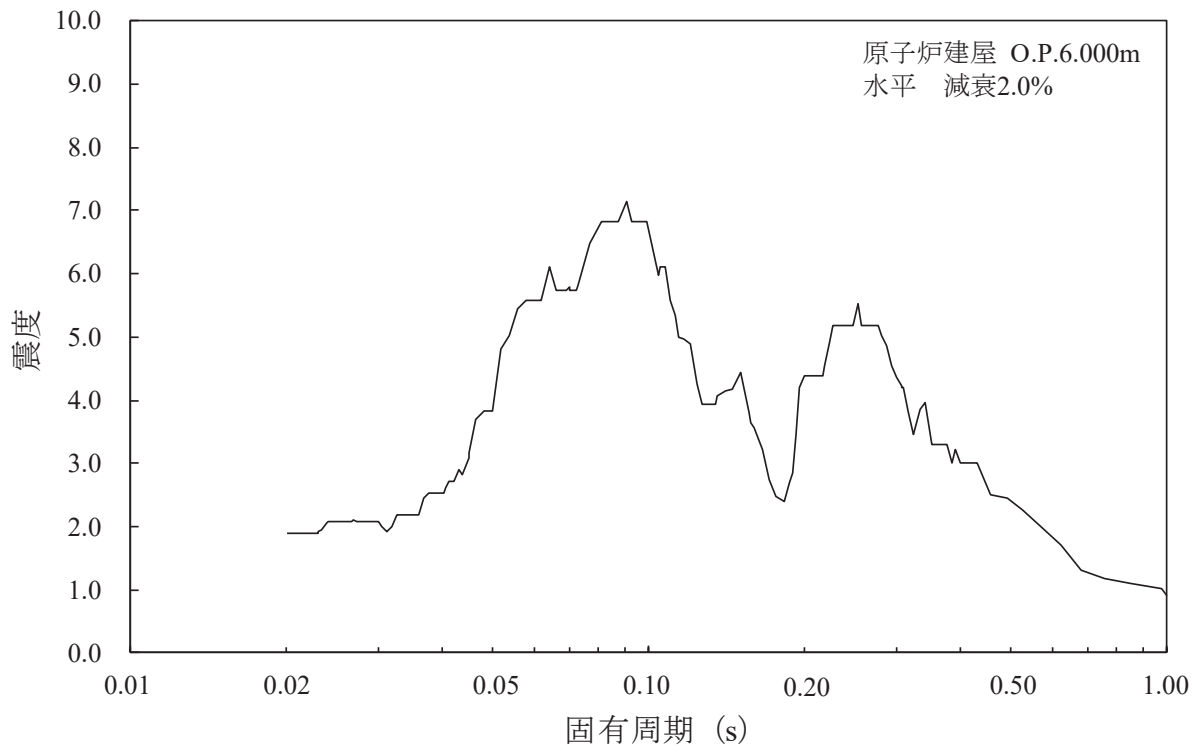
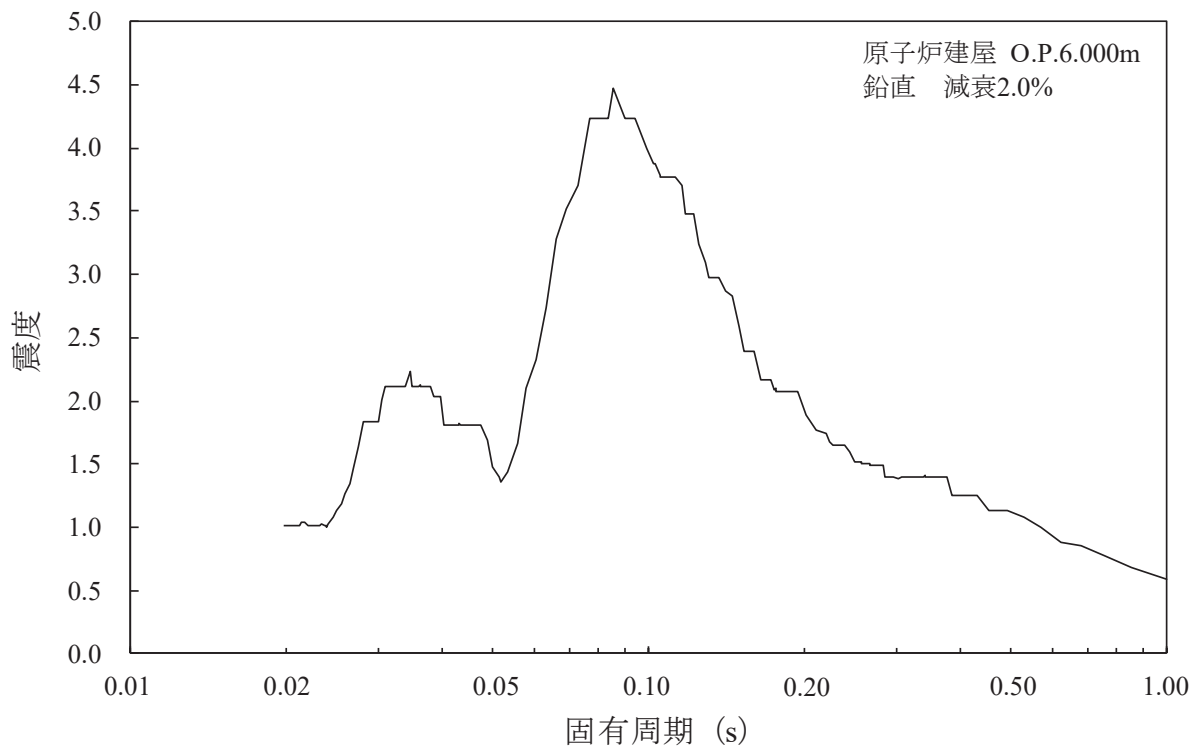


図 3-4 弁の動的機能維持に適用する床応答曲線

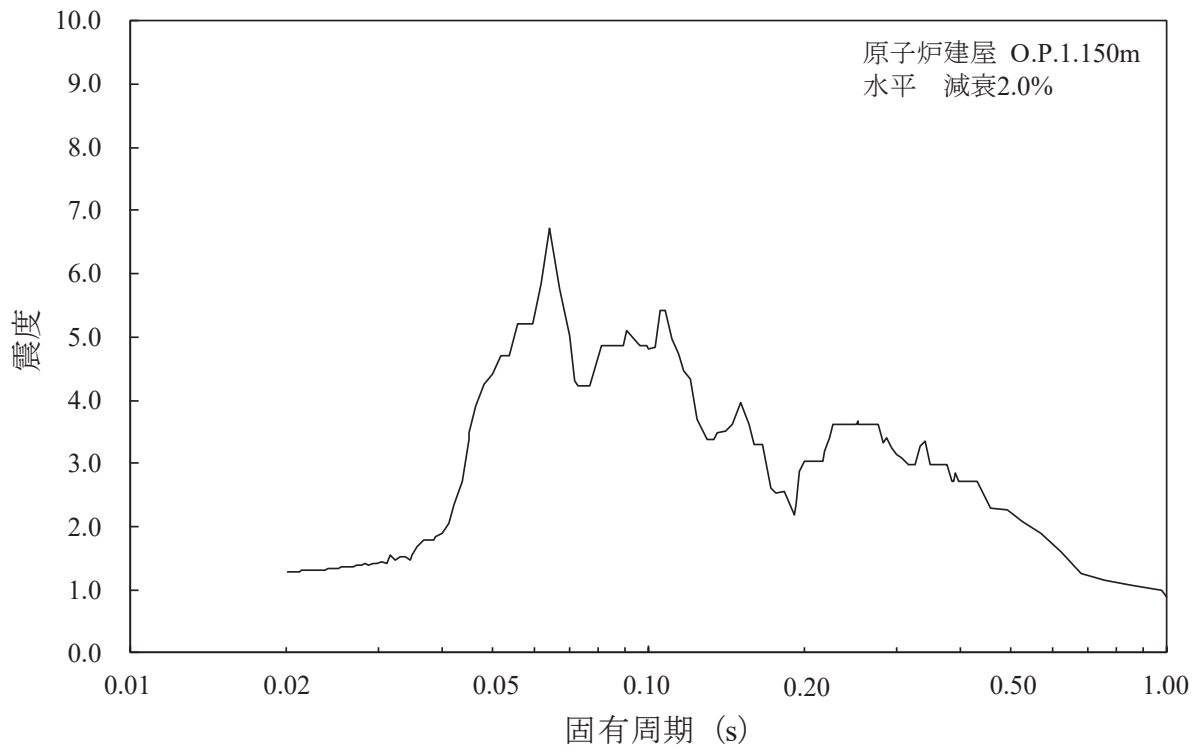


水平方向

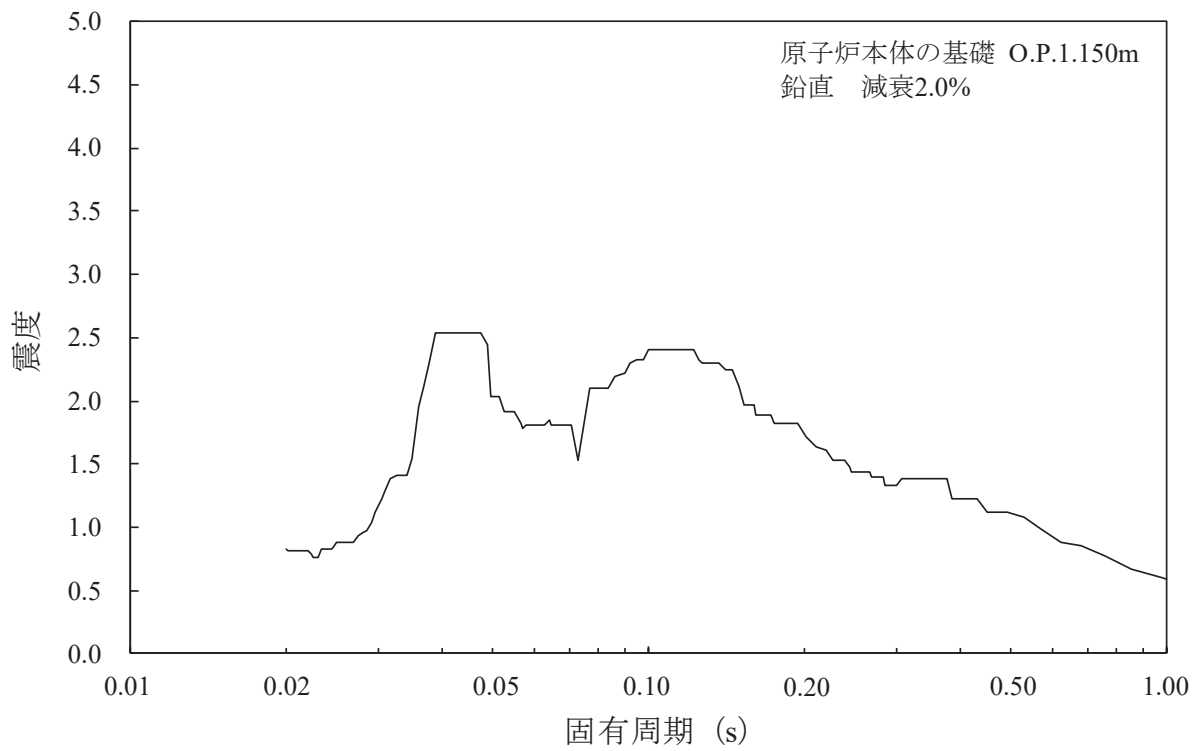


鉛直方向

図 3-5 弁の動的機能維持に適用する床応答曲線

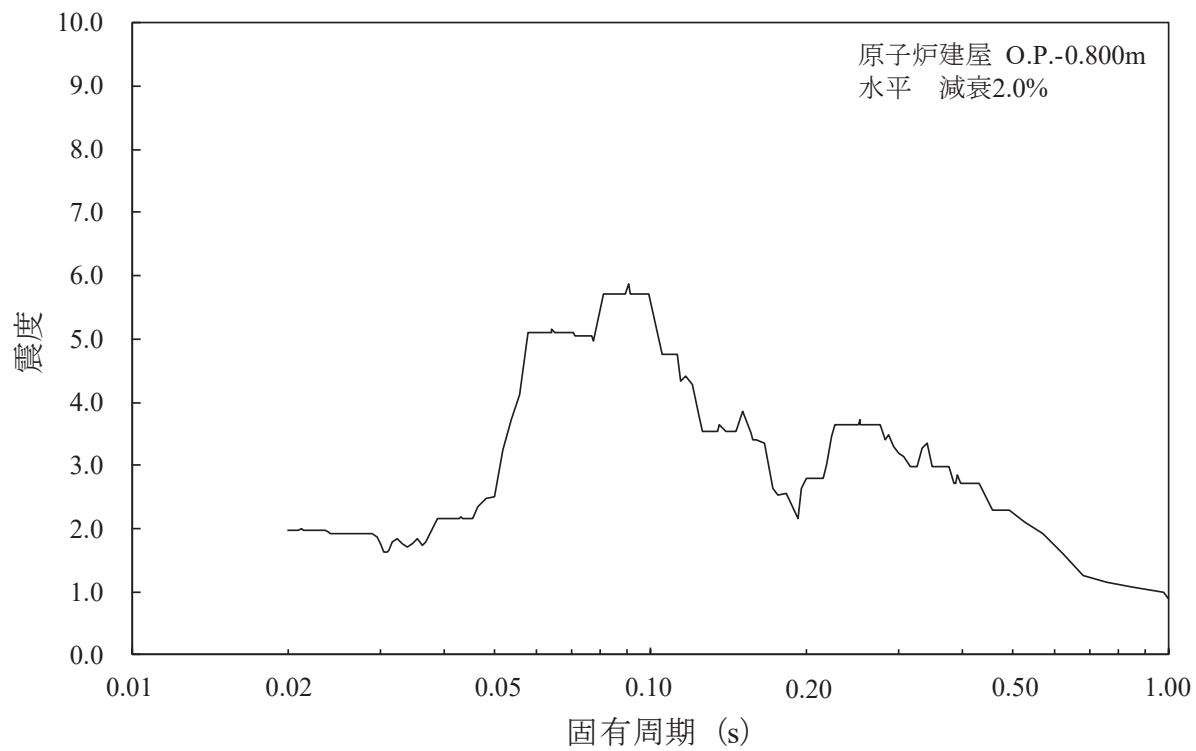


水平方向

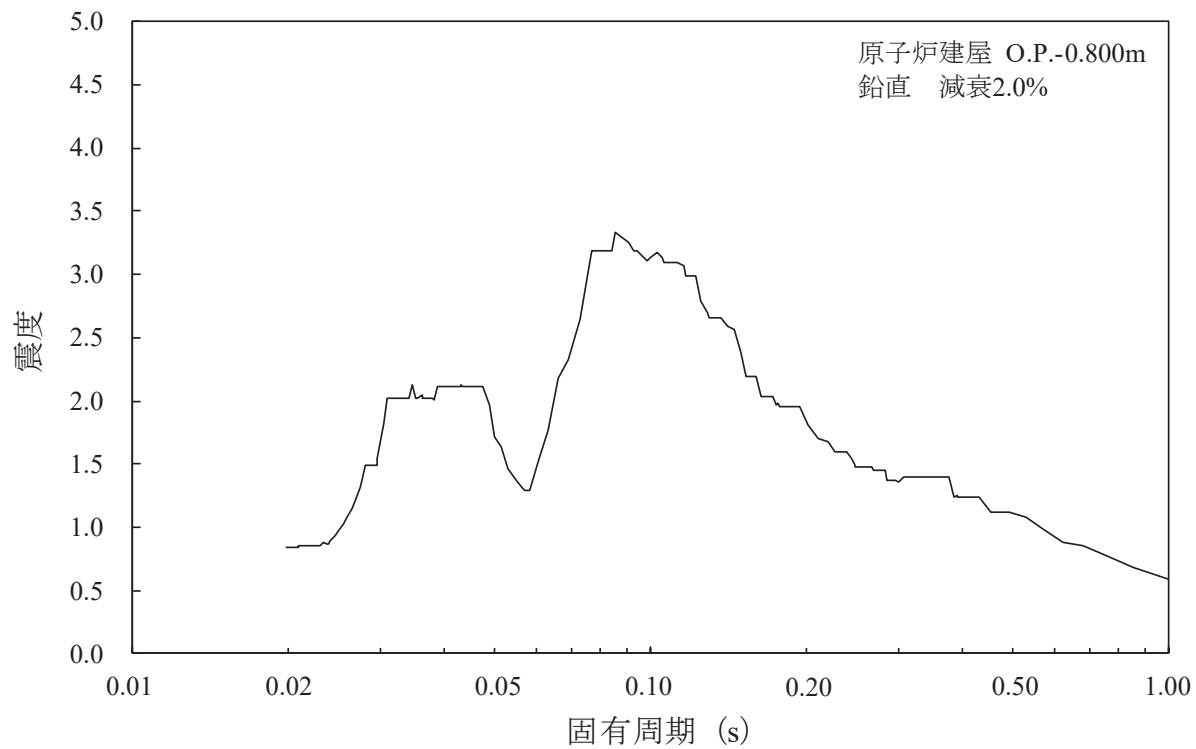


鉛直方向

図 3-6 弁の動的機能維持に適用する床応答曲線

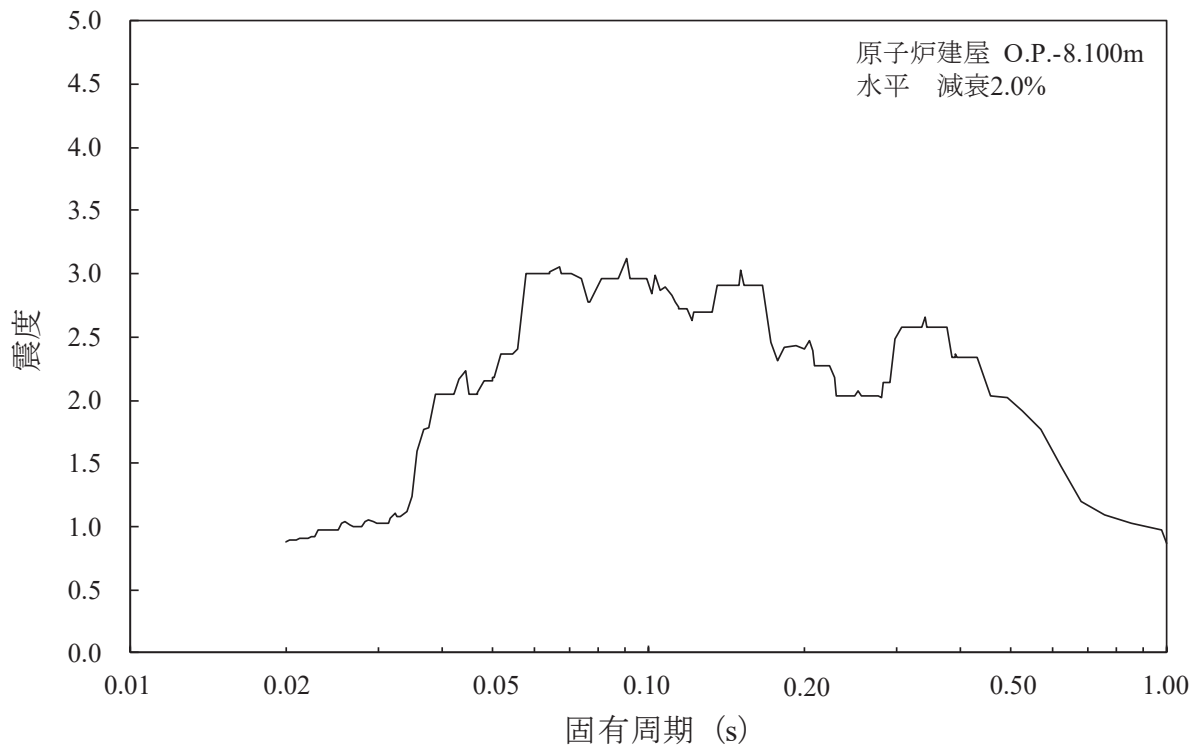


水平方向

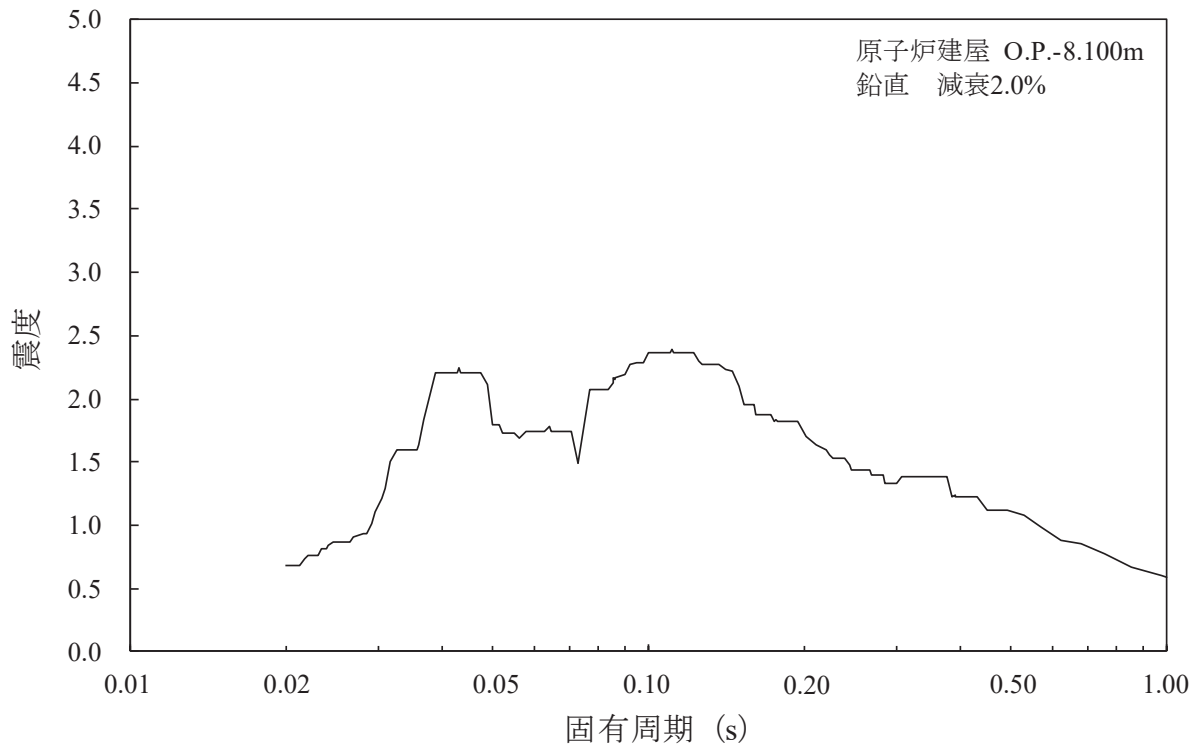


鉛直方向

図 3-7 弁の動的機能維持に適用する床応答曲線



水平方向



鉛直方向

図 3-8 弁の動的機能維持に適用する床応答曲線

弁の高振動数領域を考慮した評価を行う配管モデルの妥当性の確認

1. はじめに

高振動数領域を考慮した弁の動的機能維持評価を行うにあたり、現行の配管モデルの設定で高振動領域の地震応答が適切に解析できているのかを確認するため、モデルの節点数を変更した比較用のモデルを作成し検証した結果を以下にまとめる。

2. 配管モデルの妥当性確認方法

配管系の解析モデルは、以下に示す J E A G 4 6 0 1 -1987 に記載の考え方にに基づき作成しており、弁自体の節点が設けられている他、弁設置位置は質量が集中するため周辺に設置する配管支持装置の節点などを設けており、比較的多くの節点が設定されている。

(3) 配管

配管は、前述の基本方針に基づき弁やポンプを含め配管系 3 次元モデルを作成する。

a. BWR

配管系モデル化例としてここでは再循環系配管解析モデルについて述べる。

図6.5.2-8に BWR の再循環系配管の概要を示しておりこれらをモデル化したものが図6.5.2-9である。

BWR の再循環系配管モデルについては、質点の設定に当たっては、配管支持装置取付点、ポンプ、弁等の設置点、配管口径変更点、ノズル位置等を基準として応力評価上重要な位置に質点を定めている。また、配管の曲り部においては剛性の変化率を評価に加えると共に弁、ポンプ等については等価な剛性と質量を評価したモデル化を実施している。

「6.5.4地震応答解析法」に後述する様に配管設計は、スペクトルモーダル解析法によって行われるのが一般的である。その解析結果の例を次に示す。

BWR 再循環系配管に対する入力加速度と振動モードを表6.5.2-1及び図6.5.2-10に示している。表6.5.2-1は、各固有振動モードに対する水平震度と鉛直震度を示しており、水平震度は床応答スペクトルからもとめられたものである。そして、表6.5.2-2が解析結果として得られた地震力（表中の SS）を反力とモーメントについて示したもので、W は配管自重等による死荷重である。

※ J E A G 4 6 0 1 -1987 より抜粋

実際の配管モデルの例は、添付 2 の図 1 や図 4 に示しているとおりであり、弁周りについては、弁自体の節点や支持装置の節点が設けられているため、弁周辺には比較的多くの節点が設定されている。また、直管部についても、支持装置設置位置や溶接部等に質点を設けており十分に接点が設けられている様子が分かる。

したがって、現行の配管モデルにおいても十分に高振動数領域の地震応答を評価できる解析モデルになっているものと考えているが、その妥当性を確認するため、3 項に示す代表の配管

モデルについて節点を増やしたモデルを作成し、節点数の変更前後での地震応答を比較検証する。

3. 対象モデルの選定

以下 (1), (2) に示す観点で代表 2 モデルを選定し、配管モデルの節点を増やした場合との比較を実施する。

(1) 振動数領域を 50Hz から 100Hz へ変更した評価結果において応答増幅が小さい弁の含まれる配管モデル

振動数領域を 50Hz から 100Hz へ変更した際に、応答増幅が小さい弁については、現行の配管モデルでは高振動数領域の応答が適切に解析されていないため、応答増幅が小さかった可能性がある。

そこで、本文の表 2 に示す 50Hz と 100Hz の評価結果から、応答増幅が小さい弁として、B21-F053B (配管モデル：FDW-001) を選定した。評価結果を下記の表 1 に再掲する。

表 1 振動数領域を 50Hz から 100Hz へ変更した場合に応答増幅が小さい弁の結果

No.	系統	弁番号	弁名称	弁型式	方向	MAX (50Hz, 1.2ZPA)			MAX (100Hz, 1.2ZPA)			増加率 (②/①)	50Hz→100Hzでの増加値の機能確認済加速度に対する比率 ((②-①)/③)
						機能維持評価用加速度 (①)	機能確認済加速度 (③)	裕度	機能維持評価用加速度 (②)	機能確認済加速度 (③)	裕度		
23	FDW	B21-F053B	給水系第一隔離弁(B)	逆止弁	水平	2.61	6.00	2.29	2.63	6.00	2.28	1.01	0.34%
						2.61			2.63				
						1.82			1.82				
					鉛直	1.33	6.00	4.51	1.33	6.00	4.51		
						1.07			1.07				
						1.33			1.33				

(2) 振動数領域を 50Hz から 100Hz へ変更した評価結果において応答増幅が大きい弁の含まれる配管モデル

振動数領域を 50Hz から 100Hz へ変更した際に、応答増幅が大きい弁については、現行の配管モデルで十分に高次モードが表現されていると考えているが、(1) と比較する観点で検討を実施する。

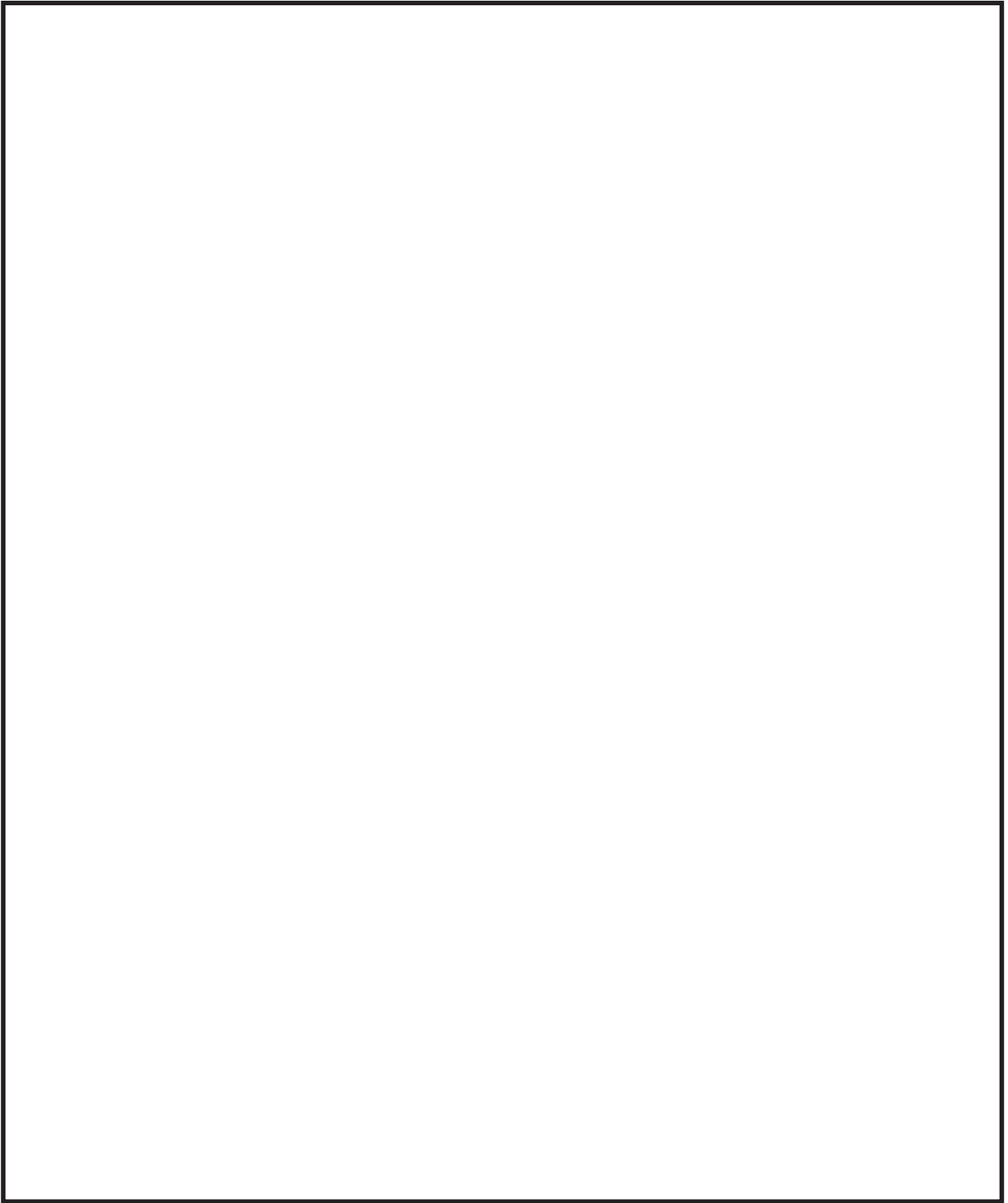
そこで、本文の表 2 に示す 50Hz と 100Hz の評価結果から、応答増幅が大きい弁として、E22-F001 (配管モデル：HPCS-002) を選定した。評価結果を下記の表 2 に再掲する。

表2 振動数領域を 50Hz から 100Hz へ変更した場合に応答増幅が大きい弁の評価結果

No.	系統	弁番号	弁名称	弁型式	方向	MAX (50Hz, 1.2ZPA)			MAX (100Hz, 1.2ZPA)			増加率 (②/①)	50Hz→100Hz での増加値の機能確認済加速度に対する比率 ((②-①)/③)
						機能維持評価用加速度 ①	機能確認済加速度 ③	裕度	機能維持評価用加速度 ②	機能確認済加速度 ③	裕度		
50	HPCS	E22-F001	高圧炉心スプレ イ系ポンプ復水 貯蔵タンク吸込 弁	電動 ゲート弁	水平	2.44	6.00	2.46	3.16	6.00	1.90	1.30	12.00%
						2.44			3.16				
						1.57			1.57				
					鉛直	1.25	6.00	4.80	1.44	6.00	4.17	1.15	
						1.25			1.44				
						1.09			1.09				

4. 節点追加前後の配管モデル

対象として選定した配管モデル FDW-001 (対象弁: B21-F053B) 及び HPCS-002 (対象弁: E22-F001) について、節点追加前の現状の配管モデルと節点追加後の検証用の配管モデルを図 1, 2 に示す。変更前のモデルでは直管部等が比較的節点の間隔が大きいため、節点間隔が大きい部分に着目して節点を追加し、モデル全体に渡って節点間隔が密になるように変更を加えている。



変更前（現状の配管モデル）

図 1-1 節点変更前後の配管モデルの比較（FDW-001_全体図）（1/2）

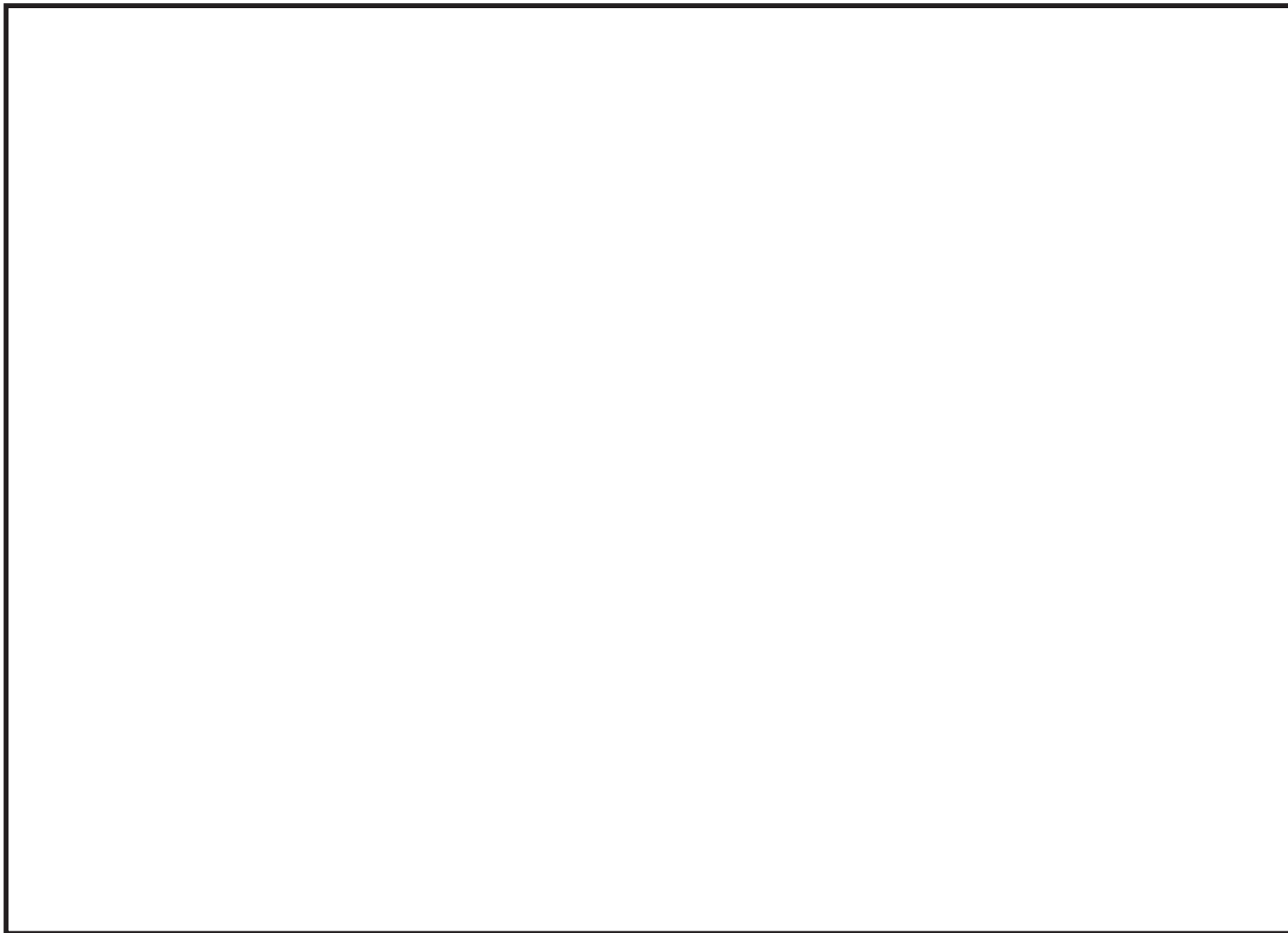
枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



変更後（検証用の配管モデル）

図 1-1 節点変更前後の配管モデルの比較（FDW-001_全体図）（2/2）

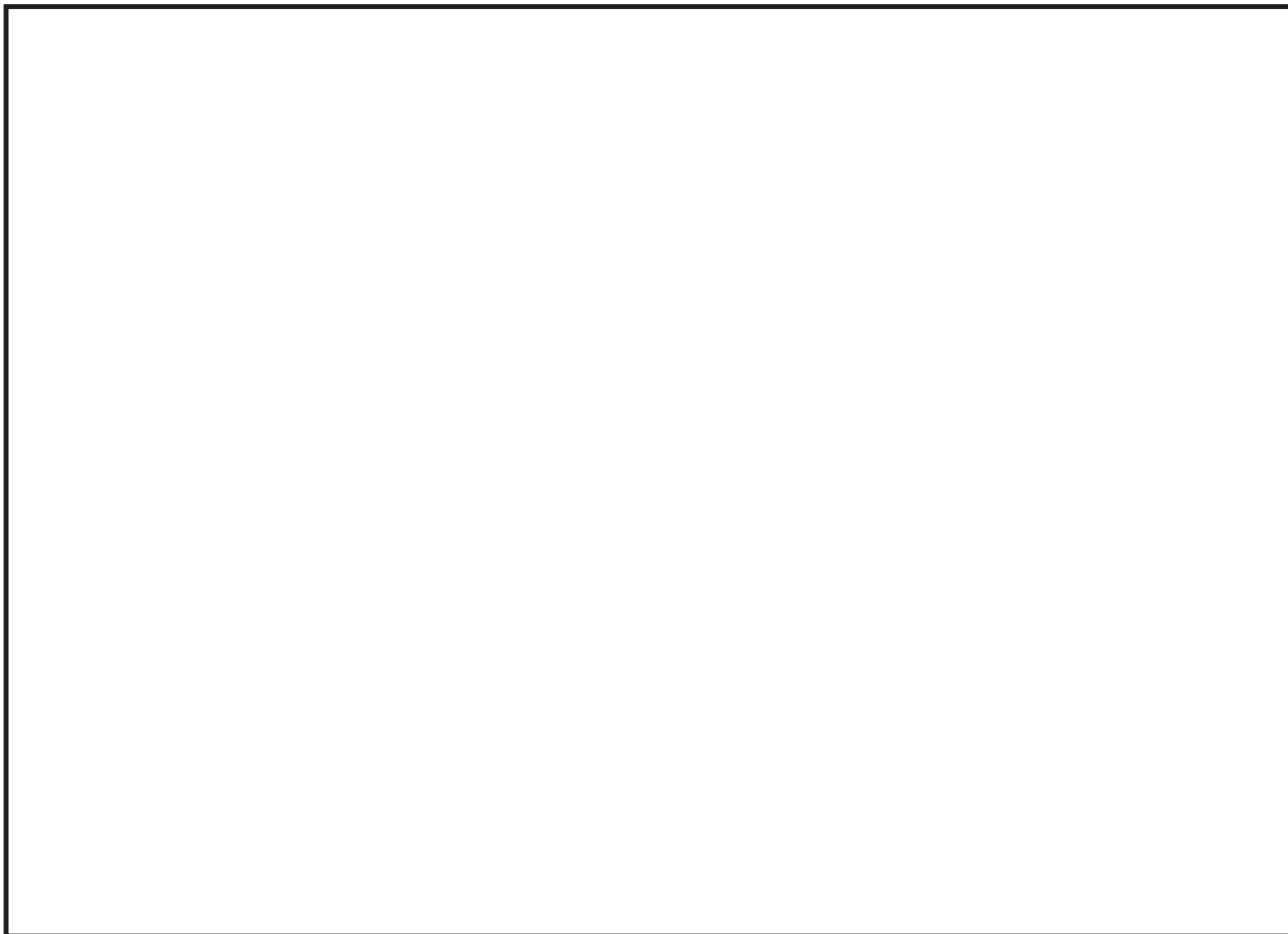
枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



変更前 (現状の配管モデル)

図 1-2 節点変更前後の配管モデルの比較 (FDW-001_部分図) (1/2)

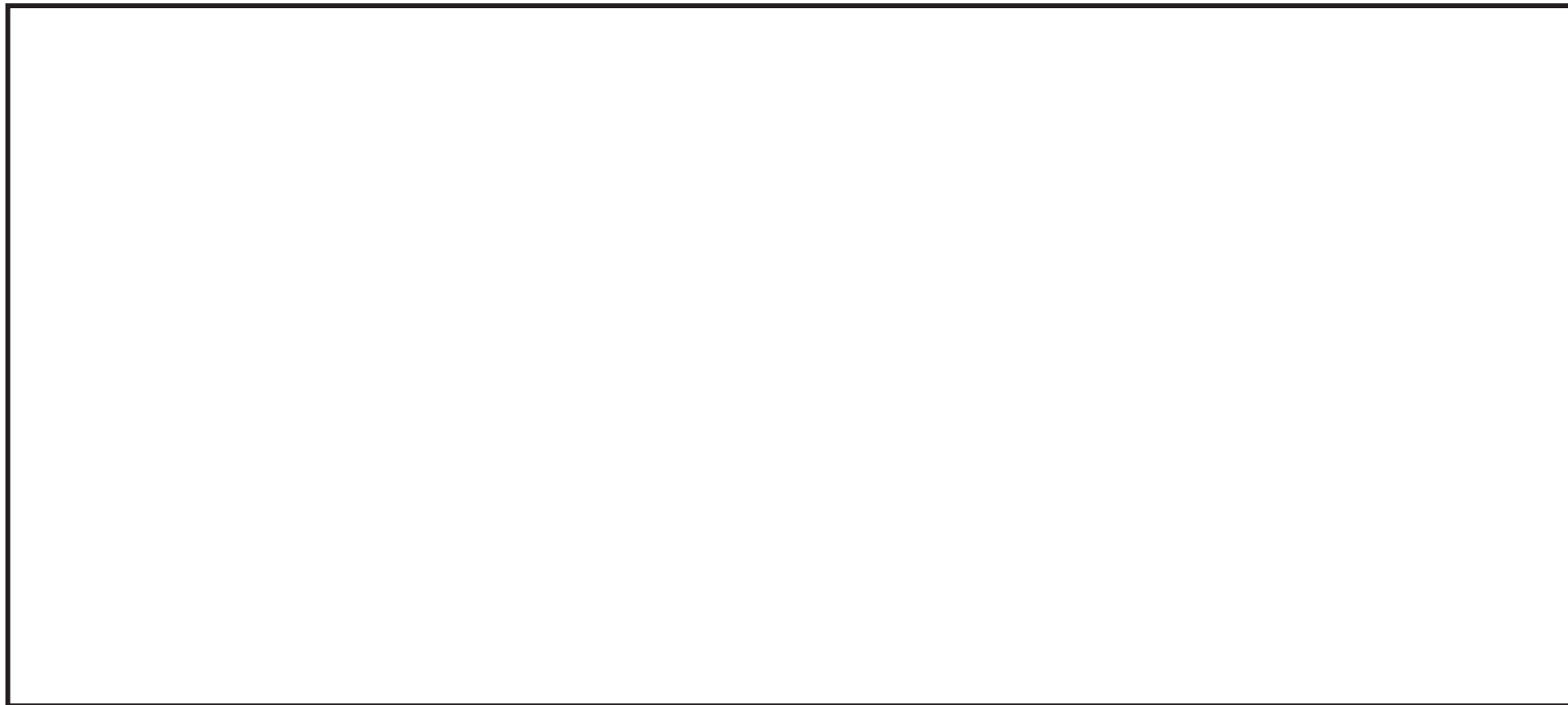
枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



変更後（検証用の配管モデル）

図 1-2 節点変更前後の配管モデルの比較（FDW-001_部分図）（2/2）

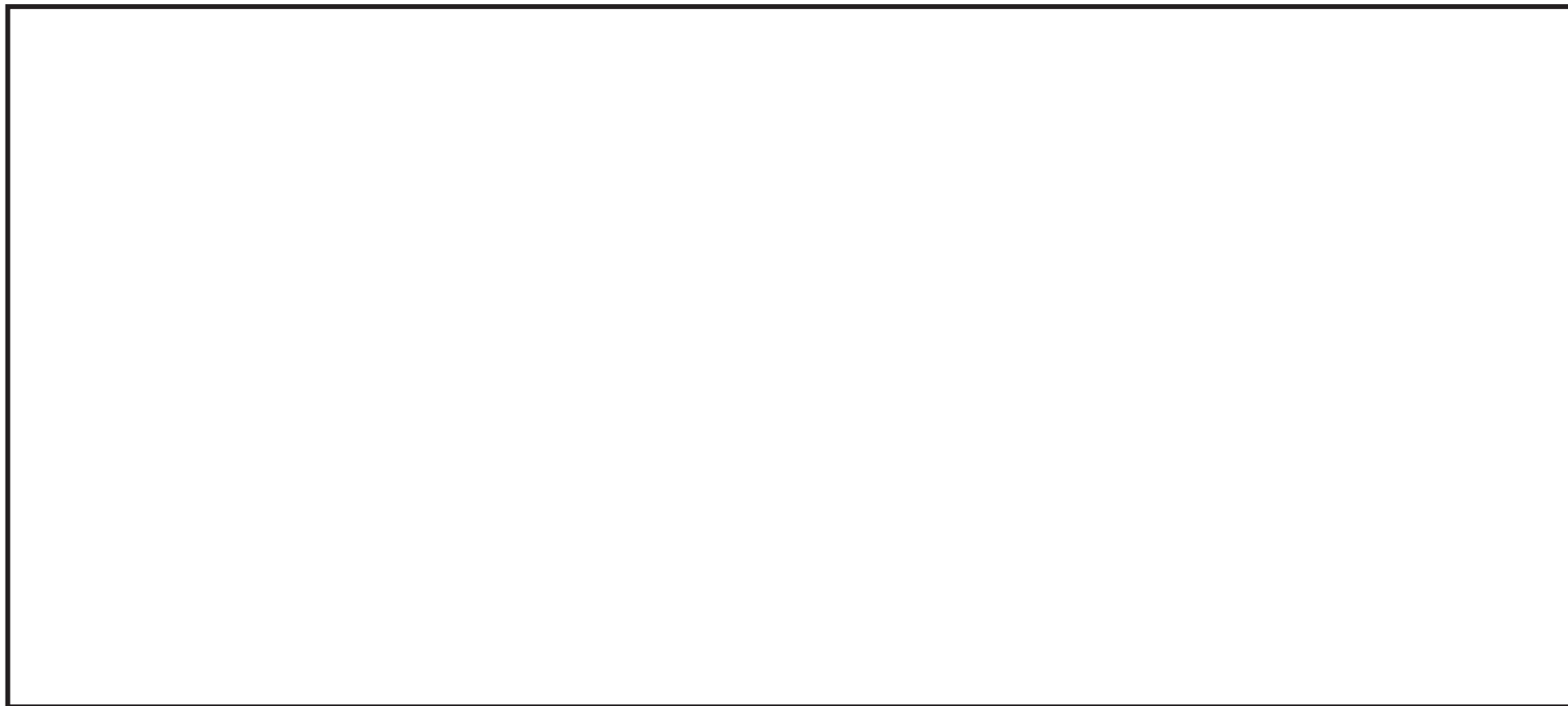
枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



変更前（現状の配管モデル）

図 2-1 節点変更前後の配管モデルの比較（HPCS-002_全体図）（1/2）

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



変更後（検証用の配管モデル）

図 2-1 節点変更前後の配管モデルの比較（HPCS-002_全体図）（2/2）

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

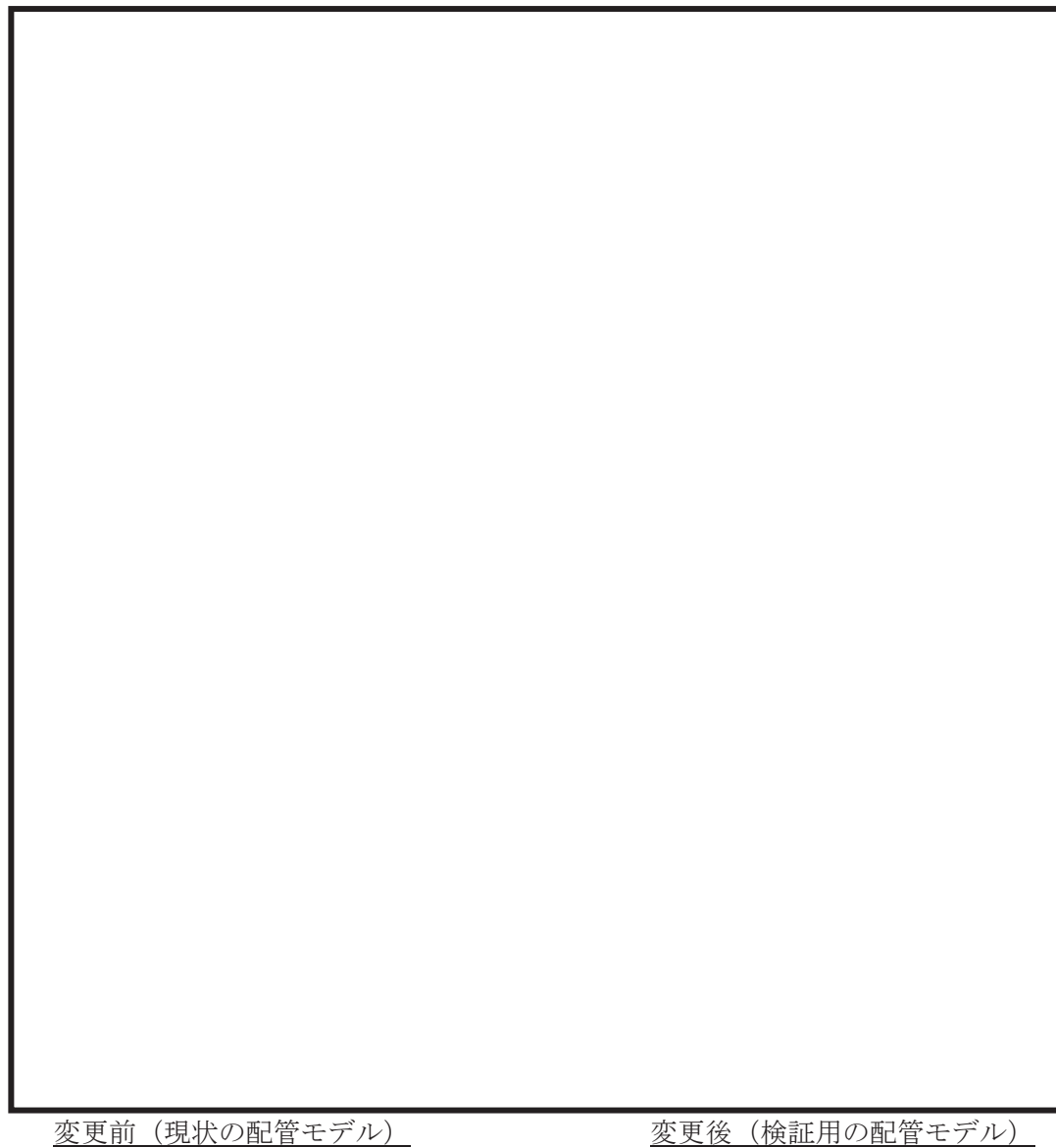


図 2-2 節点変更前後の配管モデルの比較（HPCS-002_部分図）（1/2）

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



変更前（現状の配管モデル）



変更後（検証用の配管モデル）

図 2-2 節点変更前後の配管モデルの比較（HPCS-002_部分図）（2/2）

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

5. 評価結果の比較

現状の配管モデルと節点追加後の検証用の配管モデルについて、固有値解析を実施した結果を表3に示す。節点の変更に伴って、各モードに微小な差異はあるもののその差は小さくほぼ同様のモードが現れているものと考えられる。

また、添付3に示す設計用床応答曲線を適用して、振動数領域を100Hzまでとし水平2方向を考慮した応答解析を実施した結果を図3に示す。配管モデルFDW-001及びHPCS-002に設置されている検討対象弁（B21-F053B及びE22-F001）について、節点変更前後のモデルより算出された発生加速度を比較した結果、数値に軽微な変化はあったもののほぼ同様な結果となることが確認できた。これは表3に示すとおり、解析モデルの変更前後で振動モードにほぼ差異がなかったことから、発生加速度についても軽微な違いになったものと考えられる。

以上の結果から、現状の解析モデルにおいても、高振動数領域を考慮した解析が実施できていることから妥当なモデルであることが確認できた。

表 3-1 節点変更前後の配管モデルによる固有値解析結果の比較 (FDW-001)

次数	現状の配管モデル		検証用の配管モデル		次数	現状の配管モデル		検証用の配管モデル	
	固有周期 (s)	固有振動数 (Hz)	固有周期 (s)	固有振動数 (Hz)		固有周期 (s)	固有振動数 (Hz)	固有周期 (s)	固有振動数 (Hz)
1					67				
2					68				
3					69				
4					70				
5					71				
6					72				
7					73				
8					74				
9					75				
10					76				
11					77				
12					78				
13					79				
14					80				
15					81				
16					82				
17					83				
18					84				
19					85				
20					86				
21					87				
22					88				
23					89				
24					90				
25					91				
26					92				
27					93				
28					94				
29					95				
30					96				
31					97				
32					98				
33					99				
34					100				
35					101				
36					102				
37					103				
38					104				
39					105				
40					106				
41					107				
42					108				
43					109				
44					110				
45					111				
46					112				
47					113				
48					114				
49					115				
50					116				
51					117				
52					118				
53					119				
54					120				
55					121				
56					122				
57					123				
58					124				
59					125				
60					126				
61					127				
62					128				
63					129				
64					130				
65					131				
66					132				

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 3-2 節点変更前後の配管モデルによる固有値解析結果の比較 (HPCS-002)

次数	現状の配管モデル		検証用の配管モデル		次数	現状の配管モデル		検証用の配管モデル	
	固有周期 (s)	固有振動数 (Hz)	固有周期 (s)	固有振動数 (Hz)		固有周期 (s)	固有振動数 (Hz)	固有周期 (s)	固有振動数 (Hz)
1					67				
2					68				
3					69				
4					70				
5					71				
6					72				
7					73				
8					74				
9					75				
10					76				
11					77				
12					78				
13					79				
14					80				
15					81				
16					82				
17					83				
18					84				
19					85				
20					86				
21					87				
22					88				
23									
24									
25									
26									
27									
28									
29									
30									
31									
32									
33									
34									
35									
36									
37									
38									
39									
40									
41									
42									
43									
44									
45									
46									
47									
48									
49									
50									
51									
52									
53									
54									
55									
56									
57									
58									
59									
60									
61									
62									
63									
64									
65									
66									

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

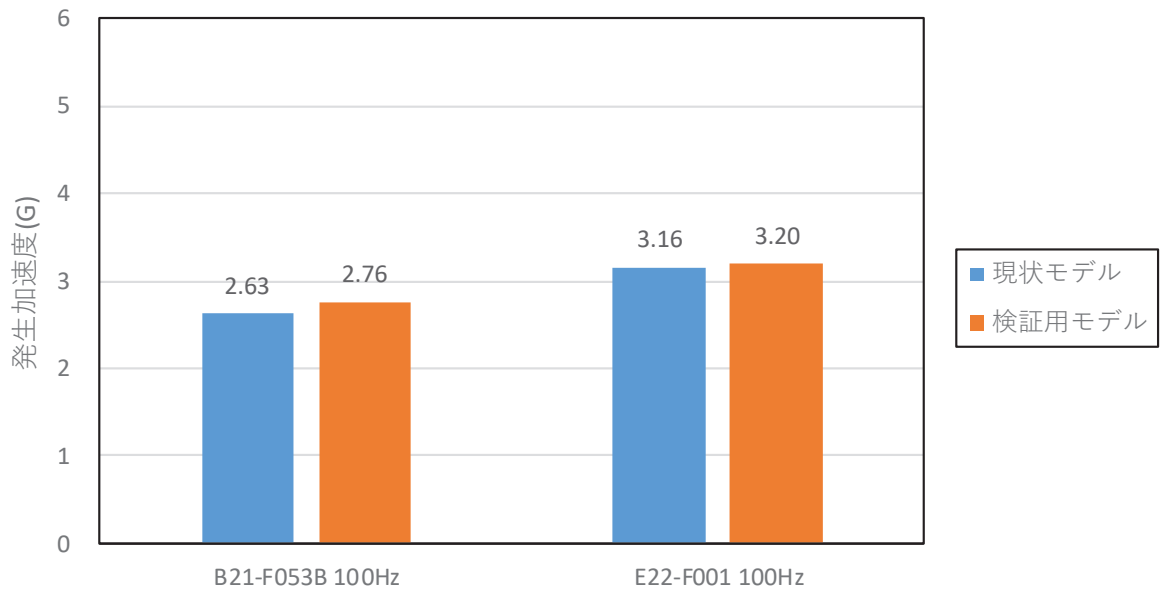


図 3-1 現状の配管モデルと検証用の配管モデルの応答加速度比較（水平方向）

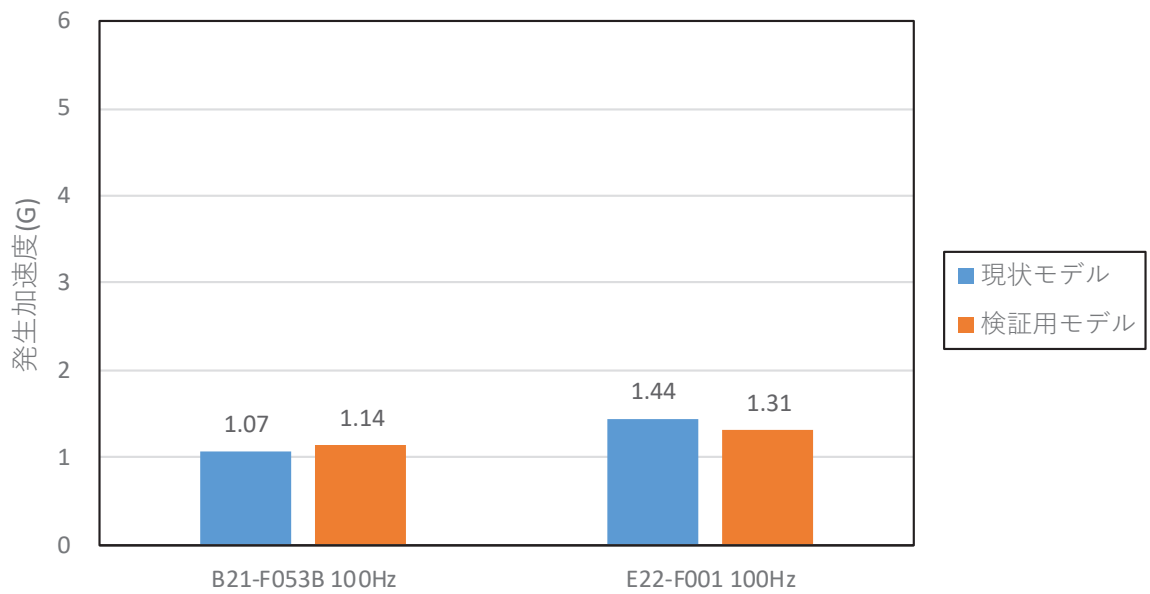


図 3-2 現状の配管モデルと検証用の配管モデルの応答加速度比較（鉛直方向）

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-19-0600-14-3_改1

補足-600-14-3 動的機能維持評価対象弁の選定

1. 概要

女川原子力発電所第2号機については、工認耐震計算書のうち各申請設備の「管の耐震性についての計算書」において、弁の動的機能維持評価を実施している。

本資料では、工認の要目表に記載のある弁のうち動的機能維持が要求される弁について、その選定方法を説明するものである。

なお、「管の耐震性についての計算書」においては、工認の要目表に記載のある弁のうち、動的機能維持が要求される弁を選定し、弁型式ごとに「機能確認済加速度」に対する「機能維持評価用加速度」の裕度が最も小さい弁の評価結果を代表として記載しているが、本資料では計算書への記載有無によらず、動的機能維持が要求される弁を対象としている。

本資料が関連する工認図書は以下のとおり。

- ・「VI-2-5-3-1-2 管の耐震性についての計算書（主蒸気系）」
- ・「VI-2-5-3-2-1 管の耐震性についての計算書（復水給水系）」
- ・「VI-2-5-4-1-4 管の耐震性についての計算書（残留熱除去系）」
- ・「VI-2-5-5-1-3 管の耐震性についての計算書（高圧炉心スプレイ系）」
- ・「VI-2-5-5-2-3 管の耐震性についての計算書（低圧炉心スプレイ系）」
- ・「VI-2-5-6-1-3 管の耐震性についての計算書（原子炉隔離時冷却系）」
- ・「VI-2-5-8-1-1 管の耐震性についての計算書（原子炉冷却材浄化系）」
- ・「VI-2-9-4-4-1-2 管の耐震性についての計算書（非常用ガス処理系）」
- ・「VI-2-9-4-4-2-1 管の耐震性についての計算書（可燃性ガス濃度制御系）」
- ・「VI-2-9-4-5-1-1 管の耐震性についての計算書（原子炉格納容器調気系）」

2. 動的機能維持評価対象弁の選定方法と選定結果

2.1 設計基準対象施設の動的機能維持評価対象弁の整理

動的機能維持評価対象弁を選定するために、設計基準対象施設として、工認の要目表に記載のある弁から、J E A G 4 6 0 1 -1984 並びに J E A G 4 6 0 1 -1991 に基づき動的機能維持評価の要求の有無を整理した結果を表1に示す。表1に示すとおり、動的機能維持が要求される弁として66台の弁を選定している。これらの動的機能維持評価対象弁に選定した弁については評価が要求される理由を整理し、評価対象外とした弁については除外される理由を整理している。

表 1 弁の動的機能維持評価の要求の整理結果 (1/3)

No.	系統	弁番号	弁名称	弁型式	動的機能維持が 要求される弁 (●66台)	動的機能維持が 要求される理由*1 表Ⅱ-1分類例	動的機能維持要求が 除外される理由*2
1	MS	B21-F001A	主蒸気逃がし安全弁(A)	安全弁	●	As-(i)-①-② As-(ii)-①-①	
2	MS	B21-F001B	主蒸気逃がし安全弁(B)	安全弁	●	As-(i)-①-② As-(ii)-①-①	
3	MS	B21-F001C	主蒸気逃がし安全弁(C)	安全弁	●	As-(i)-①-② As-(ii)-①-①	
4	MS	B21-F001D	主蒸気逃がし安全弁(D)	安全弁	●	As-(i)-①-② As-(ii)-①-①	
5	MS	B21-F001E	主蒸気逃がし安全弁(E)	安全弁	●	As-(i)-①-② As-(ii)-①-①	
6	MS	B21-F001F	主蒸気逃がし安全弁(R)	安全弁	●	As-(i)-①-② As-(ii)-①-①	
7	MS	B21-F001G	主蒸気逃がし安全弁(G)	安全弁	●	As-(i)-①-② As-(ii)-①-①	
8	MS	B21-F001H	主蒸気逃がし安全弁(H)	安全弁	●	As-(i)-①-② As-(ii)-①-①	
9	MS	B21-F001J	主蒸気逃がし安全弁(J)	安全弁	●	As-(i)-①-② As-(ii)-①-①	
10	MS	B21-F001K	主蒸気逃がし安全弁(K)	安全弁	●	As-(i)-①-② As-(ii)-①-①	
11	MS	B21-F001L	主蒸気逃がし安全弁(L)	安全弁	●	As-(i)-①-② As-(ii)-①-①	
12	MS	B21-F002A	主蒸気第一隔離弁(A)	主蒸気隔離弁	●	As-(i)-①-①	
13	MS	B21-F002B	主蒸気第一隔離弁(B)	主蒸気隔離弁	●	As-(i)-①-①	
14	MS	B21-F002C	主蒸気第一隔離弁(C)	主蒸気隔離弁	●	As-(i)-①-①	
15	MS	B21-F002D	主蒸気第一隔離弁(D)	主蒸気隔離弁	●	As-(i)-①-①	
16	MS	B21-F003A	主蒸気第二隔離弁(A)	主蒸気隔離弁	●	As-(i)-①-①	
17	MS	B21-F003B	主蒸気第二隔離弁(B)	主蒸気隔離弁	●	As-(i)-①-①	
18	MS	B21-F003C	主蒸気第二隔離弁(C)	主蒸気隔離弁	●	As-(i)-①-①	
19	MS	B21-F003D	主蒸気第二隔離弁(D)	主蒸気隔離弁	●	As-(i)-①-①	
20	FDW	B21-F052A	給水系第二隔離弁(A)	空気作動 逆止弁	●	As-(i)-③-①	
21	FDW	B21-F052B	給水系第二隔離弁(B)	空気作動 逆止弁	●	As-(i)-③-①	
22	FDW	B21-F053A	給水系第一隔離弁(A)	逆止弁	●	As-(i)-③-①	
23	FDW	B21-F053B	給水系第一隔離弁(B)	逆止弁	●	As-(i)-③-①	
24	CRD	C12-D001-126	スクラム入口弁	制御棒駆動系 スクラム弁	●	As-(iii)-①-②	
25	CRD	C12-D001-127	スクラム出口弁	制御棒駆動系 スクラム弁	●	As-(iii)-①-②	
26	RHR	E11-F003A	残留熱除去系熱交換器(A)バイパス弁	電動 ゲート弁	●	As-(ii)-④-① A-(ii)-①-①	
27	RHR	E11-F003B	残留熱除去系熱交換器(B)バイパス弁	電動 ゲート弁	●	As-(ii)-④-① A-(ii)-①-①	
28	RHR	E11-F004A	残留熱除去系 A 系低圧注水系注入隔離弁	電動 ゲート弁	●	A-(i)-①-③-①	
29	RHR	E11-F004B	残留熱除去系 B 系低圧注水系注入隔離弁	電動 ゲート弁	●	A-(i)-①-③-①	
30	RHR	E11-F004C	残留熱除去系 C 系低圧注水系注入隔離弁	電動 ゲート弁	●	A-(i)-①-③-①	
31	RHR	E11-F005A	残留熱除去系 A 系低圧注水系注入試験可能逆止弁	逆止弁	●	A-(i)-①-③-①	
32	RHR	E11-F005B	残留熱除去系 B 系低圧注水系注入試験可能逆止弁	逆止弁	●	A-(i)-①-③-①	
33	RHR	E11-F005C	残留熱除去系 C 系低圧注水系注入試験可能逆止弁	逆止弁	●	A-(i)-①-③-①	
34	RHR	E11-F008A	残留熱除去系熱交換器(A)出口弁	電動 グローブ弁	●	A-(i)-①-③-①	
35	RHR	E11-F008B	残留熱除去系熱交換器(B)出口弁	電動 グローブ弁	●	A-(i)-①-③-①	

表1 弁の動的機能維持評価の要求の整理結果 (2/3)

No.	系統	弁番号	弁名称	弁型式	動的機能維持が 要求される弁 (●66台)	動的機能維持が 要求される理由*1 表II-1分類例	動的機能維持要求が 除外される理由*2
36	RHR	E11-F010A	残留熱除去系A系格納容器スプレイ隔離弁	電動 ゲート弁	●	A-(ii)-①-①	
37	RHR	E11-F010B	残留熱除去系B系格納容器スプレイ隔離弁	電動 ゲート弁	●	A-(ii)-①-①	
38	RHR	E11-F011A	残留熱除去系A系サプレッションチェンバススプレイ隔離弁	電動 ゲート弁	●	A-(ii)-①-①	
39	RHR	E11-F011B	残留熱除去系B系サプレッションチェンバススプレイ隔離弁	電動 ゲート弁	●	A-(ii)-①-①	
40	RHR	E11-F012A	残留熱除去系A系試験用調整弁	電動 グループ 弁	●	As-(iv) A-(i)-①-3)-①	
41	RHR	E11-F012B	残留熱除去系B系試験用調整弁	電動 グループ 弁	●	As-(iv) A-(i)-①-3)-①	
42	RHR	E11-F015A	残留熱除去系A系停止時冷却吸込第一隔離弁	電動 ゲート弁	●	As-(ii)-④-①	
43	RHR	E11-F015B	残留熱除去系B系停止時冷却吸込第一隔離弁	電動 ゲート弁	●	As-(ii)-④-①	
44	RHR	E11-F016A	残留熱除去系A系停止時冷却吸込第二隔離弁	電動 ゲート弁	●	As-(ii)-④-①	
45	RHR	E11-F016B	残留熱除去系B系停止時冷却吸込第二隔離弁	電動 ゲート弁	●	As-(ii)-④-①	
46	RHR	E11-F018A	残留熱除去系A系停止時冷却注入隔離弁	電動 グループ 弁	●	As-(ii)-④-①	
47	RHR	E11-F018B	残留熱除去系B系停止時冷却注入隔離弁	電動 グループ 弁	●	As-(ii)-④-①	
48	RHR	E11-F019A	残留熱除去系A系停止時冷却試験可能逆止弁	逆止弁	●	As-(ii)-④-①	
49	RHR	E11-F019B	残留熱除去系B系停止時冷却試験可能逆止弁	逆止弁	●	As-(ii)-④-①	
50	RHR	E11-F021	残留熱除去系ヘッドスプレイ注入隔離弁	電動 グループ 弁	×	-	②
51	RHR	E11-F022	残留熱除去系ヘッドスプレイ注入逆止弁	逆止弁	×	-	①
52	LPCS	E21-F003	低圧炉心スプレイ系注入隔離弁	電動 ゲート弁	●	A-(i)-①-2)-①	
53	LPCS	E21-F004	低圧炉心スプレイ系注入ライン試験可能逆止弁	逆止弁	●	A-(i)-①-2)-①	
54	HPCS	E22-F001	高圧炉心スプレイ系ポンプ復水貯蔵タンク吸込弁	電動 ゲート弁	●	As-(ii)-③-① A-(i)-①-1)-①	
55	HPCS	E22-F003	高圧炉心スプレイ系注入隔離弁	電動 ゲート弁	●	As-(ii)-③-① A-(i)-①-1)-①	
56	HPCS	E22-F004	高圧炉心スプレイ系注入ライン試験可能逆止弁	逆止弁	●	As-(ii)-③-① A-(i)-①-1)-①	
57	RCIC	E51-F007	原子炉隔離時冷却系タービン入口蒸気ライン第一隔離弁	電動 ゲート弁	●	As-(ii)-②-②	
58	RCIC	E51-F008	原子炉隔離時冷却系タービン入口蒸気ライン第二隔離弁	電動 ゲート弁	●	As-(ii)-②-②	
59	CUW	G31-F002	原子炉冷却材浄化系入口ライン第一隔離弁	電動 ゲート弁	●	As-(i)-④-①	
60	CUW	G31-F003	原子炉冷却材浄化系入口ライン第二隔離弁	電動 ゲート弁	●	As-(i)-④-①	
61	RD	K11-F003	ドライウェル機器ドレンサンブ第一隔離弁	電動 ゲート弁	×	-	③
62	RD	K11-F004	ドライウェル機器ドレンサンブ第二隔離弁	電動 ゲート弁	×	-	③
63	RD	K11-F103	ドライウェル床ドレンサンブ第一隔離弁	電動 ゲート弁	×	-	④
64	RD	K11-F104	ドライウェル床ドレンサンブ第二隔離弁	電動 ゲート弁	×	-	④
65	SGTS	T46-F001A	非常用ガス処理系入口弁(A)	空気作動 バタフラ イ弁	●	A-(ii)-③	
66	SGTS	T46-F001B	非常用ガス処理系入口弁(B)	空気作動 バタフラ イ弁	●	A-(ii)-③	
67	SGTS	T46-F003A	非常用ガス処理系フィルタ装置出口弁(A)	電動 バタフラ イ弁	●	A-(ii)-③	
68	SGTS	T46-F003B	非常用ガス処理系フィルタ装置出口弁(A)	電動 バタフラ イ弁	●	A-(ii)-③	
69	AC	T48-F001	バージ用窒素供給側隔離弁	空気作動 バタフラ イ弁	×	-	⑤
70	AC	T48-F002	ドライウェルバージ用入口隔離弁	空気作動 バタフラ イ弁	×	-	⑤

表 1 弁の動的機能維持評価の要求の整理結果 (3/3)

No.	系統	弁番号	弁名称	弁型式	動的機能維持が 要求される弁 (●66台)	動的機能維持が 要求される理由*1 表II-1分類例	動的機能維持要求が 除外される理由*2
71	AC	T48-F003	サブプレッションチェンババージ用入口隔離弁	空気作動 バタフライ弁	×	—	⑤
72	AC	T48-F010	補給用窒素ガス供給側第二隔離弁	空気作動 グローブ弁	×	—	⑤
73	AC	T48-F011	ドライウェル補給用窒素ガス供給第一隔離弁	電動 ゲート弁	×	—	⑤
74	AC	T48-F012	サブプレッションチェンバ補給用 窒素ガス供給用第一隔離弁	空気作動 グローブ弁	×	—	⑤
75	AC	T48-F016	バージ用窒素ガス供給側第二隔離弁	空気作動 バタフライ弁	×	—	⑤
76	AC	T48-F019	ドライウェルベント用出口隔離弁	電動 バタフライ弁	×	—	⑥
77	AC	T48-F020	ベント用非常用ガス処理系側隔離弁	空気作動 バタフライ弁	×	—	⑥
78	AC	T48-F021	ベント用換気空調系側隔離弁	空気作動 バタフライ弁	×	—	⑥
79	AC	T48-F022	サブプレッションチェンバベント用出口隔離弁	電動 バタフライ弁	×	—	⑥
80	FCS	T49-F001A	可燃性ガス A 系濃度制御系入口隔離弁	電動 ゲート弁	●	A-(ii)-②	
81	FCS	T49-F001B	可燃性ガス B 系濃度制御系入口隔離弁	電動 ゲート弁	●	A-(ii)-②	
82	FCS	T49-F003A	可燃性ガス A 系濃度制御系出口隔離弁	電動 ゲート弁	●	A-(ii)-②	
83	FCS	T49-F003B	可燃性ガス B 系濃度制御系出口隔離弁	電動 ゲート弁	●	A-(ii)-②	

注記*1：動的機能が要求される理由について図1のJ E A G 4 6 0 1-1984に記載の内容のうち該当する番号を示している。

*2：動的機能維持要求が除外される理由について表2の分類表の該当番号を示している。

2.2 動的機能維持評価実施要否の判断基準

動的機能維持の必要性の有無については、J E A G 4 6 0 1 -1984 に規定されている。

図 1 に J E A G 4 6 0 1 -1984 の抜粋を示しているが、「表 II-1 具体的な動的設備とその分類例(BWR)」(P52) において、動的機能が要求される機器例が示されており、表 1 に記載の要目表対象弁に対して分類例番号を記載し、動的機能維持が要求される弁を整理している。

また、表 2 には、動的機能維持要求が除外されると整理した弁について、その具体的な理由を整理している。本表で整理した番号を表 1 の除外理由の欄に記載しているものである。

(例：主蒸気逃がし安全弁 → As- (i) -①-②, As- (ii) -①-①)

表 II - 1 具体的な動的設備とその分類例 (BWR)

耐震重要度分類	動的機能の分類	系 統	動的機能が要求される機器	要求機能	備 考
As	(i) 原子炉冷却材圧カバウンダリを構成する弁のうち、その健全性を維持するために動的機能が必要なもの	① 主蒸気系	① 主蒸気隔離弁 ② 逃がし安全弁 (安全弁機能)	$\alpha(S_2)$	図 II - 1 参照 他の動的機能分類で動的機能が要求される弁は除く。
		② 主蒸気ドレン系	① ドレンライン隔離弁	$\alpha(S_2)$	
		③ 給水系	① 給水逆止弁	$\alpha(S_2)$	
		④ 原子炉冷却材浄化系	① 隔離弁	$\alpha(S_2)$	
	(ii) 原子炉停止後、炉心から崩壊熱を除去するために必要な動的設備	① 主蒸気系	① 逃がし安全弁 (逃がし弁機能)	$\beta(S_2)$	図 II - 1 参照
		② 原子炉隔離時冷却系	① タービン, ② 弁 ③ ポンプ	$\beta(S_2)$	図 II - 2 参照
		③ 高圧炉心スプレイ系	① 弁, ② ポンプ	$\beta(S_2)$	図 II - 3 参照
		④ 残留熱除去系 (停止時冷却モード)	① 弁, ② ポンプ	$\beta(S_2)$	図 II - 4 参照
		⑤ 非常用補機冷却系	① 弁, ② ポンプ	$\beta(S_2)$	
		⑥ 非常用電源設備	① ディーゼル ② 弁, ③ ポンプ	$\beta(S_2)$	
	(iii) 原子炉の緊急停止のために、急激に負の反応度を付加するために必要な動的設備、及び原子炉の停止状態を維持するために必要な動的設備	① 制御棒駆動系	① 駆動機構 ② スクラム弁	$\alpha(S_2)$	図 II - 5 参照
	(iv) 原子炉格納容器バウンダリを構成	① 不活性ガス系	① PCV 隔離弁	$\beta(S_1)$	図 II - 6 参照 原子炉冷却材圧カバウンダリ破損

図 1 J E A G 4 6 0 1 -1984 における動的機能が要求される機器の例 (1/2)

耐震重要度分類	動的機能の分類	系 統	動的機能が要求される機器	要 求 機 能	備 考
A _S	する弁のうち、原子炉冷却材圧力バウンダリ破損の一定時間後に閉止が必要なもの				(LOCA)後、一般の隔離弁は直ちに閉となるため、地震時の動的機能維持の必要はない。ただし、LOCA後、ECCS等の停止に伴う原子炉格納容器バウンダリ閉止に必要な弁は、S ₁ 地震後機能維持を要す。 また、他の動的機能分類で動的機能が要求される弁は除く。
A	(i) 原子炉冷却材圧力バウンダリ破損後、炉心から崩壊熱を除去するために必要な動的設備	① 非常用炉心冷却系 1) 高圧炉心スプレイ系 2) 低圧炉心スプレイ系 3) 残留熱除去系(低圧炉心注水モード)	① 弁, ② ポンプ ① 弁, ② ポンプ ① 弁, ② ポンプ	$\beta(S_1)$ $\beta(S_1)$ $\beta(S_1)$	A _S クラスの(ii)の③で確認 図II-7 参照 図II-8 参照
		② 非常用補機冷却系	① 弁, ② ポンプ	$\beta(S_1)$	A _S クラスの(ii)の⑤で確認
		③ 非常用電源設備	① ディーゼル ② 弁, ③ ポンプ	$\beta(S_1)$	A _S クラスの(ii)の⑥で確認
	(ii) 放射性物質の放出を伴うような事故の際にその外部放散を抑制するために必要な動的設備で、上記耐震A _S クラスの(iv)以外の設備	① 残留熱除去系(PCVスプレイモード)	① 弁, ② ポンプ	$\beta(S_1)$	図II-9 参照
		② 可燃性ガス濃度制御系	① ブ ロ ア	$\beta(S_1)$	図II-10 参照
		③ 非常用ガス処理系	① 排気ファン	$\beta(S_1)$	図II-11 参照
		④ 非常用補機冷却系	① 弁, ② ポンプ	$\beta(S_1)$	A _S クラスの(ii)の⑤で確認
		⑤ 非常用電源設備	① ディーゼル ② 弁, ③ ポンプ	$\beta(S_1)$	A _S クラスの(ii)の⑥で確認
	(iii) 使用済燃料プール水を捕給するために必要な動的設備	① 燃料プール水補給設備(非常用)	① 弁, ② ポンプ	$\beta(S_1)$	

図1 J E A G 4 6 0 1 - 1984 における動的機能が要求される機器の例 (2/2)

表2 動的機能維持要求の除外理由分類表

番号	動的機能維持要求が除外される理由
①	原子炉圧力容器ヘッドスプレイラインに設置されている逆止弁であり、冷却材喪失事故後の動作要求がないため（「閉」維持）、評価対象外。
②	原子炉圧力容器ヘッドスプレイラインに設置されているプラント通常運転時「閉」の電動弁であり、冷却材喪失事故後の動作要求がないため（「閉」維持）、評価対象外。
③	ドライウエル機器ドレンサンプ出口ラインに設置されている格納容器隔離弁であり、冷却材喪失事故直後に動作（「開」→「閉」）、その後動作要求がないため（「閉」維持）、評価対象外。
④	ドライウエル床ドレンサンプ出口ラインに設置されている格納容器隔離弁であり、冷却材喪失事故直後に動作（「開」→「閉」）、その後動作要求がないため（「閉」維持）、評価対象外。
⑤	原子炉格納容器への窒素供給ラインに設置されている格納容器隔離弁であり、冷却材喪失事故直後の動作（「開」又は「閉」→「閉」）、その後動作要求がないため（「閉」維持）、評価対象外。
⑥	原子炉格納容器の窒素排気ラインに設置されている格納容器隔離弁であり、冷却材喪失事故直後の動作（「開」又は「閉」→「閉」）、その後動作要求がないため（「閉」維持）、評価対象外。

2.3 重大事故等対処施設施設のうち動的機能維持評価対象から除外している弁の整理

重大事故等対処施設として工認の要目表及び基本設計方針に記載のある弁のうち、表1で動的機能維持が要求される弁として整理している弁を除いて、動的機能維持評価の要求の有無を整理した結果、重大事故等対処施設として動的機能維持が要求される弁が新たに追加されないことを確認している。動的機能維持要求が除外される理由について表3に示す。

表 3 重大事故等対象施設における動的機能維持要求弁の整理結果

No.	系統	弁番号	弁名称	弁型式	重大事故等対処設備として動的機能維持要求が除外される理由
1	RHR	E11-F009A	残留熱除去系 A 系 格納容器スプレイ流量調整弁	電動 グローブ弁	残留熱除去系の格納容器スプレイラインに設置されている電動弁であり、重大事故等直後に動作（「閉」→「開」）、その後動作要求が無いため、評価対象外。
2	RHR	E11-F080	代替循環冷却ポンプ吸込弁	電動 ゲート弁	代替循環冷却系ポンプの吸込ラインに設置されている電動弁であり、重大事故等直後に動作（「閉」→「開」）、その後動作要求が無いため、評価対象外。
3	RHR	E11-F082	代替循環冷却ポンプ流量調整弁	電動 グローブ弁	代替循環冷却系ポンプの吸込ラインに設置されている電動弁であり、重大事故等直後に動作（「閉」→「開」）、その後動作要求が無いため、評価対象外。
4	RCIC	E51-F003	原子炉隔離時 却系注入弁	電動 グローブ弁	原子炉隔離時冷却系の原子炉注入ラインに設置されている電動弁であり、重大事故等直後に動作（「閉」→「開」）、その後動作要求が無いため、評価対象外。
5	RCIC	E51-F009	原子炉隔離時冷却系タービン止め弁	電動 グローブ弁	原子炉隔離時冷却系ポンプの蒸気ラインに設置されている電動弁であり、重大事故等直後に動作（「閉」→「開」）、その後動作要求が無いため、評価対象外。
6	RCIC	E51-F017	原子炉隔離時冷却系 冷却水ライン止め弁	電動 グローブ弁	原子炉隔離時冷却系ポンプの冷却ラインに設置されている電動弁であり、重大事故等直後に動作（「閉」→「開」）、その後動作要求が無いため、評価対象外。
7	RCIC	E51-F082	原子炉隔離時冷却系 蒸気供給ライン分離弁	電動 ゲート弁	原子炉隔離時冷却系の蒸気ラインに設置されている電動弁であり、重大事故等直後に動作（「開」→「閉」）、その後動作要求が無いため、評価対象外。
8	HPAC	E61-F003	高圧代替注水系注入弁	電動 グローブ弁	高圧代替注水系の原子炉注入ラインに設置されている電動弁であり、重大事故等直後に動作（「閉」→「開」）、その後動作要求が無いため、評価対象外。
9	HPAC	E61-F050	高圧代替注水系タービン止め弁	電動 グローブ弁	高圧代替注水系ポンプの蒸気ラインに設置されている電動弁であり、重大事故等直後に動作（「閉」→「開」）、その後動作要求が無いため、評価対象外。
10	HPAC	E61-F064	高圧代替注水系蒸気供給ライン分離弁	電動 ゲート弁	高圧代替注水系の蒸気ラインに設置されている電動弁であり、重大事故等直後に動作（「閉」→「開」）、その後動作要求が無いため、評価対象外。
11	FPMUW	P15-F001	燃料プール補給水系ポンプ吸込弁	電動 ゲート弁	燃料プール補給水系ポンプ吸込ラインに設置されている電動弁であり、重大事故等直後に動作（「開」→「閉」）、その後動作要求が無いため、評価対象外。
12	AC	T48-F043	原子炉格納容器耐圧強化ベント用 連絡配管隔離弁	電動 バタフライ弁	原子炉格納容器圧力逃がし装置のベントラインに設置されている電動弁であり、ベント操作実施時に動作（「閉」→「開」）、その後動作要求が無いため、評価対象外。
13	AC	T48-F044	原子炉格納容器耐圧強化ベント用 連絡配管止め弁	電動 バタフライ弁	原子炉格納容器圧力逃がし装置のベントラインに設置されている電動弁であり、ベント操作実施時に動作（「閉」→「開」）、その後動作要求が無いため、評価対象外。
14	AC	T48-F045	格納容器排気非常用ガス処理系側 止め弁	空気作動 バタフライ弁	原子炉格納容器排気ラインの非常用ガス処理系側に設置されている空気作動弁であり、ベント操作実施時に動作（「閉」→「開」）、その後動作要求が無いため、評価対象外。
15	FCVS	T63-F001	原子炉格納容器フィルタベント系ベント ライン隔離弁 (A)	電動 バタフライ弁	原子炉格納容器圧力逃がし装置のベントラインに設置されている電動弁であり、ベント操作実施時に手動操作（「閉」→「開」）が可能であるため、評価対象外。
16	FCVS	F63-F002	原子炉格納容器フィルタベント系ベント ライン隔離弁 (B)	電動 バタフライ弁	原子炉格納容器圧力逃がし装置のベントラインに設置されている電動弁であり、ベント操作実施時に手動操作（「閉」→「開」）が可能であるため、評価対象外。

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-19-0600-15_改3

補足-600-15 地震時における燃料被覆管の閉じ込め機能の維持について

- I ジルカロイ設計疲労曲線の高燃焼度燃料への適用性について
- II 下部端栓溶接部の応力評価に使用する有限要素法解析コードについて
- III 下部端栓溶接部の有限要素法を用いた解析モデルについて
- IV 燃料被覆管応力評価におけるモンテカルロ法による統計処理について
- V 9×9 燃料 (B 型) における地震時鉛直方向加速度の考慮方法について
- VI 9×9 燃料 (A 型) と 9×9 燃料 (B 型) の応力評価における相違点について
- VII 燃料被覆管の応力評価に用いる各評価手法の保守性について

I ジルカロイ設計疲労曲線の高燃焼度燃料への適用性について

目 次

1. はじめに	1
2. ジルカロイ設計疲労曲線の適用性.....	1
3. 検討結果	2
4. 引用文献	2

1. はじめに

地震時の燃料被覆管の閉じ込め機能維持の評価項目として、下部端栓溶接部応力解析より得られた応力振幅と Langer-0' Donnell のジルカロイ設計疲労曲線⁽¹⁾に基づく疲労評価を実施している。このジルカロイ設計疲労曲線は、ジルカロイ-2 の未照射材及び照射材についての疲労試験結果に基づくものであるが、試験に供された照射材の照射量は $1.5 \times 10^{21} \text{cm}^{-2} \sim 5.5 \times 10^{21} \text{cm}^{-2}$ ($> 0.625 \text{eV}^*1$) であり、疲労特性の照射量依存性は小さいと報告されている。

その後実施された研究⁽²⁾において、高速中性子照射量 $1.3 \times 10^{22} \text{cm}^{-2}$ までのジルカロイ-2 被覆管の疲労試験データが採取されている。

本資料は、Langer-0' Donnell のジルカロイ設計疲労曲線の 9×9 燃料の被覆管疲労評価への適用性について、過去の研究で実施されたジルカロイ-2 被覆管の疲労試験のデータに基づいて検討した結果を示すものである。

なお、本資料が関連する工認図書は以下のとおり。

- ・「VI-2-3-3-1 燃料集合体の耐震性についての計算書」

2. ジルカロイ設計疲労曲線の適用性

Langer-0' Donnell のジルカロイ設計疲労曲線⁽¹⁾は、ジルカロイ-2 の未照射材及び照射材の疲労試験結果をベースに、未照射材及び照射材のベストフィット曲線について最大平均応力の補正^{*2}を施した上で、応力を 1/2 倍した曲線及びサイクル数を 1/20 倍した曲線の 4 つの曲線の包絡線を設計疲労曲線としたものである。(図 I-1)

未照射材の疲労試験では室温及び 316°C (600° F) における、ジルカロイ-2 平滑材 (圧延-焼鈍材及び溶接材) を用いた軸方向引張・圧縮及び曲げの完全交番試験 (平均ひずみが 0) による定ひずみ振幅データ (ひずみの負荷方向は圧延方向, 圧延直角方向, 溶接方向及び溶接直角方向) が得られている。ここで、疲労試験結果の縦軸は、仮想的な弾性挙動を仮定した下記の式を用いて、疲労試験におけるひずみ振幅から応力振幅に換算されたものである。

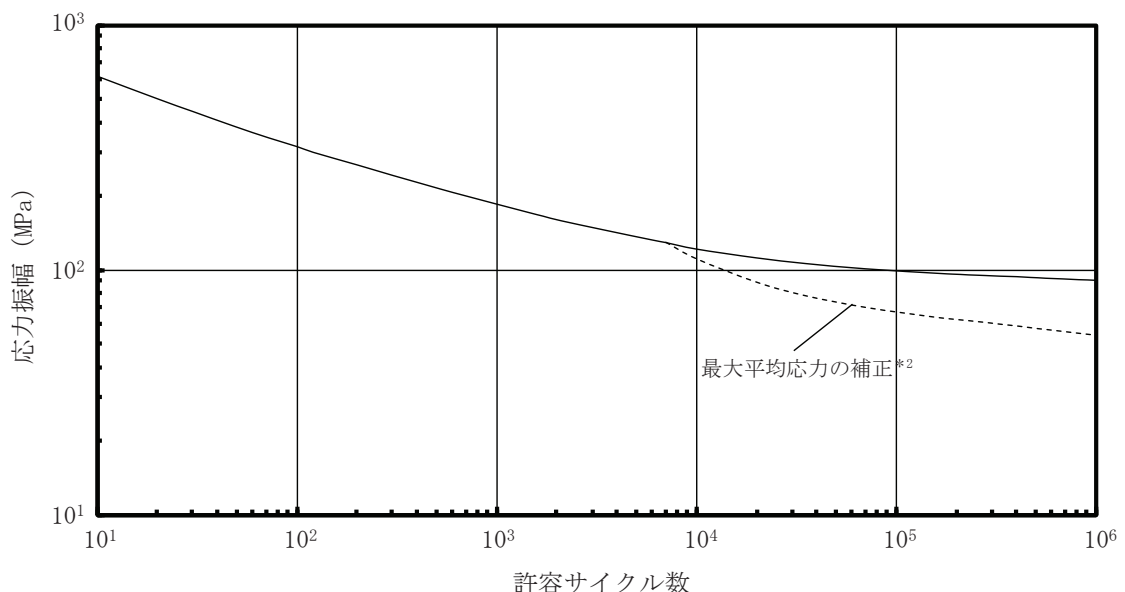


図 I-1 ジルカロイ設計疲労曲線

$$S_a = E \cdot \epsilon_a = E \cdot \epsilon_t / 2$$

ここで、 S_a : 応力振幅 (psi)

E : ヤング率 (室温 ; 14.0×10^6 psi, 316°C ; 11.5×10^6 psi)

ϵ_a : 全ひずみ振幅 (-)

ϵ_t : ひずみ範囲 (ピーク-ピークの変化幅)

照射材の疲労試験は、照射量 $1.5 \times 10^{21} \text{cm}^{-2}$ ~ $5.5 \times 10^{21} \text{cm}^{-2}$ ($>0.625 \text{eV}^*1$) の供試材を用いて、 316°C における軸方向引張・圧縮及び曲げの完全交番試験が行われており、約 $1.0 \times 10^{21} \text{cm}^{-2}$ 以上では照射による疲労特性への影響は小さいと報告されている。

また、過去の研究⁽²⁾において、実機的设计条件を超える高速中性子照射量約 $1.3 \times 10^{22} \text{cm}^{-2}$ までのジルカロイ-2 燃料被覆管の疲労試験データが採取され、Langer-0' Donnell の照射材疲労試験データに包絡されることが確認されている。なお、 9×9 燃料の燃料被覆管応力解析に係わる設計パラメータの高速中性子照射量は $1.2 \times 10^{22} \text{cm}^{-2}$ (9×9 燃料 (A 型))⁽³⁾及び $1.3 \times 10^{22} \text{cm}^{-2}$ (9×9 燃料 (B 型))⁽⁴⁾であり、上記疲労試験^{(1), (2)}の範囲内にある。

3. 検討結果

9×9 燃料の燃料被覆管応力解析に係わる設計パラメータの高速中性子照射量 $1.2 \times 10^{22} \text{cm}^{-2}$ (9×9 燃料 (A 型))⁽³⁾及び $1.3 \times 10^{22} \text{cm}^{-2}$ (9×9 燃料 (B 型))⁽⁴⁾以上の $1.3 \times 10^{22} \text{cm}^{-2}$ まで照射されたジルカロイ-2 被覆管を用いた疲労試験データを Langer-0' Donnell のジルカロイ設計疲労曲線⁽¹⁾と比較し、ジルカロイ設計疲労曲線は、高照射量の被覆管の疲労試験データに対して十分な余裕を有しており、 9×9 燃料に適用可能と判断された。

4. 引用文献

- (1) W. J. O' Donnell and B. F. Langer, "Fatigue Design Basis for Zircaloy Components", Nuclear Science and Engineering, 20, 1-12 (1964)
- (2) S. Ishimoto, et al., "Improved Zr Alloys for High Burnup BWR Fuel", Top_Fuel 2006 (2006 International Meeting on LWR Fuel Performance, 22-26 October 2006, Salamanca, Spain)
- (3) 「沸騰水型原子力発電所 9×9 燃料について」, 株式会社グローバル・ニュークリア・フュエル・ジャパン, GLR-001, 平成 15 年 4 月
- (4) 「BWR の 9×9 燃料について」, 原子燃料工業株式会社, NLR-15 改訂 4, 平成 22 年 2 月

注記*1 : 熱中性子を除く高エネルギー領域 ($>0.625 \text{eV}$ の中性子束は、高速中性子束 ($\geq 1 \text{MeV}$) の約 4 倍)

*2 : 疲労強度は平均応力により変化するため、応力振幅が降伏応力以下となる範囲について、最大平均応力を中心に繰返し応力が作用するとした保守的な補正を行う

II 下部端栓溶接部の応力評価に使用する有限要素法解析コードについて

目 次

1. 概要	1
2. ANSYS の概要	1
3. 下部端栓溶接部の応力評価の方法	1
4. 再現解析の条件	3
5. 再現解析の結果	3
6. 検討結果	3
7. 引用文献	4

1. 概要

下部端栓溶接部の応力評価は、端栓溶接部が切欠き形状を含む複雑形状のため有限要素法を用いる。9×9 燃料（A 型）の下部端栓溶接部の応力評価に使用する有限要素法解析コードについては、既認可の評価⁽¹⁾では MARC を使用しているが、「燃料集合体の耐震性についての計算書」に記載した応力評価においては、ANSYS を使用している。MARC と ANSYS の概要を比較して、表Ⅱ-1-1 に示す。MARC と ANSYS は、ほぼ同年代に開発され、その後 40 年以上の実績を有した汎用の有限要素法解析コードである。また、両者とも伝熱解析や構造解析だけでなく幅広い解析機能を有した同等の解析が可能な解析コードである。いずれのコードも様々な分野の構造解析に広く使用されている汎用の解析コードであり、ANSYS は 9×9 燃料（B 型）の下部端栓溶接部の応力評価や工事計画認可申請書の応力解析等、これまで多くの構造解析に対し使用実績がある。

本資料は、9×9 燃料（A 型）の評価に ANSYS を適用するにあたり、既認可の 9×9 燃料（A 型）の下部端栓溶接部応力解析に使用された MARC と同等な入力条件（有限要素モデル、ペレットやジルカロイ被覆管の物性値、荷重条件及び境界条件）を設定可能なこと、MARC と ANSYS とで同等な解析結果となることを説明する。

なお、本資料が関連する工認図書は以下のとおり。

- ・「VI-2-3-3-1 燃料集合体の耐震性についての計算書」

2. ANSYS の概要

ANSYS は、スワンソン・アナリシス・システムズ（現、アンシス）により開発された有限要素法による解析コードである。

ANSYS は広範囲にわたる多目的有限要素法解析コードであり、伝熱、構造、流体、電磁界、マルチフィジックス解析を実施するものである。

ANSYS は、ISO9001 及び ASME NQA-1 の認証を受けた品質保証システムのもとで開発され、アメリカ合衆国原子力規制委員会による 10CFR50 及び 10CFR21 の要求を満たしており、数多くの研究機関や企業において、航空宇宙、自動車、機械、建築、土木等の様々な分野の構造解析に広く利用されている。また、9×9 燃料（B 型）の原子炉設置（変更）許可申請書や燃料体設計認可申請書における下部端栓溶接部の応力評価に対し使用実績がある。

ANSYS を適用するにあたり、以下の確認を行っている。

- ・開発元のリリースノートの例題集において、多くの解析例に対する理論解と解析結果との比較により検証されている。
- ・ANSYS 配布時に同梱された ANSYS Mechanical APDL Verification Testing Package を入力とした解析により、上記例題集の検証を再現できることを確認している。
- ・ANSYS の運用環境について、開発元から提示された要件を満足していることを確認している。

3. 下部端栓溶接部の応力評価の方法

MARC による既認可の解析結果と ANSYS による解析結果を比較するため、MARC による下部端栓部応力評価と同等の入力条件に基づき ANSYS による解析（再現解析）を実施し、MARC と ANSYS の設計比の比較を行った。

(1) 下部端栓溶接部の応力評価モデル

図 II-3-1 に、下部端栓溶接部の応力評価のフローを示す。また図 II-3-2 に、再現解析で使用した ANSYS の熱解析及び機械解析のモデルを示す。

下部端栓溶接部の応力評価では、最初に下部端栓溶接部近傍の下部端栓、被覆管及びペレットをモデル化し、有限要素法を用いた熱解析により下部端栓溶接部近傍での温度分布を評価する。次に、熱解析で得られた下部端栓溶接部近傍の温度分布を読み込み、熱膨張差による熱応力の分布、通常運転時及び過渡時における荷重条件に基づき発生する応力分布を、有限要素法を用いた機械解析により評価する。

なお、ペレット及び被覆管等の物性値については、燃料棒熱・機械設計コード「PRIME」に組み込まれている物性モデル（以下、PRIME モデルという）を用い、物性値以外の燃料棒特性については PRIME により別途解析される燃料棒熱・機械解析における統計解析結果に基づいて入力値を設定する。

(2) 下部端栓溶接部の熱解析での入力データ

通常運転時及び過渡時における下部端栓溶接部近傍の温度分布を評価するため、以下の項目を入力している。

- ・ペレットの発熱
- ・ジルカロイ部材の γ 発熱
- ・ペレット－被覆管ギャップ熱伝達 [REDACTED]
- ・被覆管表面熱伝達係数 [REDACTED]
- ・ペレット及びジルカロイ部材の熱伝導率

なお、解析モデル上下端は断熱の境界条件とし、ペレット－下部端栓接触面には熱抵抗がないものとして、上記の保守側の入力と合わせて、下部端栓溶接部近傍の温度分布による熱応力が大きくなるような解析を実施する。

(3) 下部端栓溶接部の応力評価で考慮する荷重

通常運転時及び過渡時に下部端栓溶接部に作用する荷重として、以下を考慮する。

- ・下部端栓及び被覆管部における温度分布（熱解析結果を読み込む）
- ・燃料棒内圧 [REDACTED]
- ・冷却材圧力 [REDACTED]
- ・内外圧力差による軸方向荷重（軸方向応力）
- ・被覆管周方向温度差及び端栓取付角公差による初期曲りに基づく曲げ荷重（曲げ応力）

(4) 設計比の評価

設計比の評価では、燃料被覆管温度、燃料棒内圧、炉心条件、燃料棒寸法及び許容応力の統計的分布を考慮し、それぞれの 95% 確率上/下限値に基づき解析結果が保守的となるように設定した入力値を用いて決定論的評価を実施する。応力計算は、下部端栓溶接部に発生する三軸方向（半径方向、円周方向及び軸方向）の応力を解析し、それらより相当応力を計算する。また、許容応力については下部端栓溶接部の温度及び照射の影響を考慮した保守側の 95% 確率下

限值を用いる。

4. 再現解析の条件

以下に、再現解析の条件を示す。また、MARC 及び ANSYS による下部端栓溶接部の応力評価における解析入力値の比較を表 II-4-1 にまとめる。同表に示すとおり、MARC と ANSYS の解析入力値は、一部の物性値について温度依存性を関数式で入力するかテーブル形式で入力するかの差があることを除いてはすべて同一であり、同等な入力条件を設定可能である。

(1) 燃料タイプ：9×9 燃料 (A 型)

(2) 評価部位：下部端栓溶接部

(3) 解析コード：

①有限要素法解析コード MARC ver. K4

②有限要素法解析コード ANSYS ver. 14

(4) 評価点：燃料寿命初期，中期，末期*¹

(5) 運転状態：圧力過渡 (冷却材圧力 MPa[abs] (公称値)) *²

(6) 考慮する荷重：3. (3) のとおり。

(7) 許容応力：引張強さ (S_u)

注記*¹：燃料寿命初期，中期，末期は燃料棒熱・機械解析で設定された評価点を引き継ぎ，炉内滞在期間がそれぞれ 0 年，2.2 年，8.0 年に相当する評価点。

*²：下部端栓部の燃料棒の出力は低く，出力過渡時に発生する応力は圧力過渡時の応力より小さいため，圧力過渡時を評価対象とした。

5. 再現解析の結果

表 II-5-1 に再現解析結果を示す。MARC と ANSYS による同等な入力条件に基づく解析結果の差分は 0.02 であり，判定基準 (設計比が 1 以下であること) に対し十分小さく同等な結果が得られた。

6. 検討結果

MARC と ANSYS による同等な入力条件が設定可能であり，同等な入力に基づく再現解析で，下部端栓溶接部の解析モデルに負荷した温度分布と機械的荷重の重畳した変形挙動に基づく応力について同等な結果が得られた。

これらの解析の機械的荷重には地震時の荷重は含まれていないが，被覆管周方向温度差及び端栓取付角公差による初期曲りに基づく曲げ荷重及び内外圧力差による軸方向荷重が地震時の荷重と同様に解析モデル上端に負荷されていることから，負荷する荷重は増大するが地震時の荷重についても同様に解析可能と考えられる。

以上のことから，下部端栓溶接部の地震時の応力評価への ANSYS の適用は支障ないものと考えられる。

7. 引用文献

- (1) 女川原子力発電所第2号機「燃料体設計認可申請書」(GNF 燃設認第35号, 平成21年10月16日認可)

表 II-1-1 MARC と ANSYS の概要

項目		MARC	ANSYS
開発元		ペドロ・マサル (Pedro Marcal) 博士 MARC Co. → MSC Software Co. (米国)	Swanson Analysis Systems, Inc. → ANSYS, Inc. (米国)
開発時期		1960 年代後半	1970 年
離散化手法		有限要素法	同左
解析機能	伝熱解析	定常／非定常解析	同左
	構造解析	線形／非線形静解析，動解析	同左
	その他	電磁場，流体，音響及び連成解析等	同左

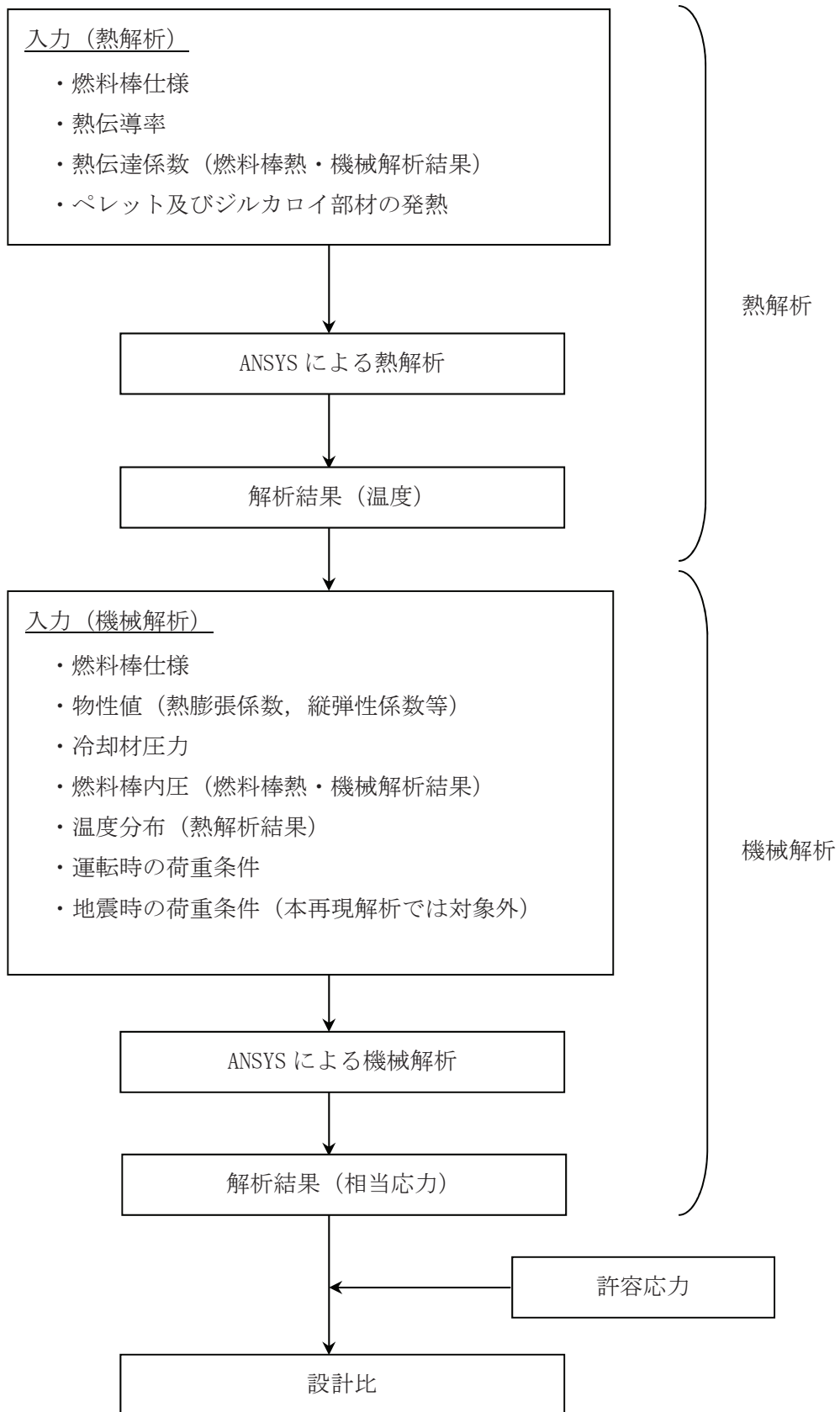
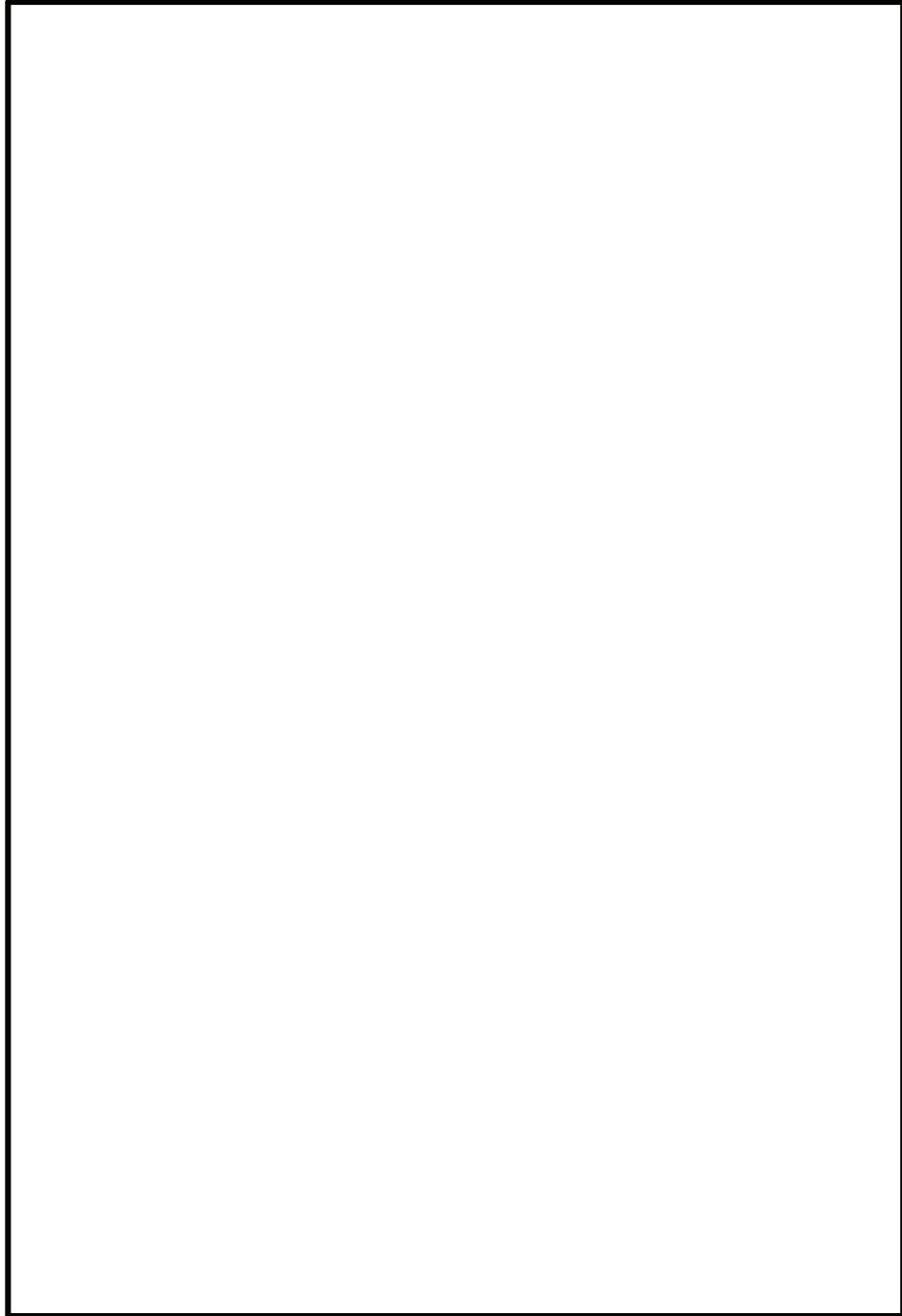


図 II-3-1 下部端栓溶接部の応力評価のフロー



(1) 熱解析

(2) 機械解析

図 II-3-2 再現解析で使した ANSYS の熱解析及び機械解析の解析モデル

表 II-4-1 MARC 及び ANSYS による下部端栓溶接部の応力評価における解析入力値 (1/2)

解 析	項目	MARC への 入力	ANSYS への 入力

表 II-4-1 MARC 及び ANSYS による下部端栓溶接部の応力評価における解析入力値 (2/2)

解 析	項目	MARC への 入力	ANSYS への 入力

表 II-5-1 下部端栓溶接部の再現解析結果

解析コード	運転条件	許容応力	設計比		
			寿命初期	寿命中期	寿命末期
MARC	圧力過渡	S u	0.39	0.42	0.28
ANSYS	同上	同上	0.40	0.40	0.27

Ⅲ 下部端栓溶接部の有限要素法を用いた解析モデルについて

目 次

1. 概要	1
2. 下部端栓溶接部の応力解析モデルの設定の考え方.....	1
2.1 9×9 燃料 (A 型)	1
2.1.1 熱解析モデル	1
2.1.2 機械解析モデル	2
2.1.3 解析モデルにおける要素の形状及び大きさについて.....	2
2.2 9×9 燃料 (B 型)	3
2.2.1 解析モデル	3
2.2.2 解析モデルにおける要素の形状及び大きさについて.....	4

1. 概要

「燃料集合体の耐震性についての計算書」の燃料被覆管の閉じ込め機能の維持に関する下部端栓溶接部の燃料被覆管応力評価においては、図Ⅲ-1-1に示すように、下部端栓溶接部が切欠き形状を含む複雑な形状であることから有限要素法による解析を実施している。

本資料は、有限要素法を用いた下部端栓溶接部の応力解析モデルの設定の考え方について説明するものである。

なお、本資料が関連する工認図書は以下のとおり。

- ・「VI-2-3-3-1 燃料集合体の耐震性についての計算書」

2. 下部端栓溶接部の応力解析モデルの設定の考え方

図Ⅲ-1-1に示すように、下部端栓のペDESTAL部はペレットと直接接触しており、ペレットで発生した熱がペDESTAL部に流入するため燃料被覆管の溶接部より高温となる。このため、下部端栓の熱膨張量は燃料被覆管より大きく、下部端栓が燃料被覆管を内側から押し上げるため、熱応力が発生する。また、下部端栓溶接部は切欠き形状を有しており、熱応力だけでなく種々の機械的荷重に起因する応力についても応力集中が発生する。このような特徴を考慮し、下部端栓溶接部近傍の温度分布及び応力分布を詳細に解析するため、有限要素法による熱解析及び機械解析を実施している。以下に、下部端栓溶接部の有限要素法を用いた解析モデルの設定の考え方を説明する。

2.1 9×9燃料 (A型)

2.1.1 熱解析モデル

図Ⅲ-2-1に9×9燃料 (A型) の下部端栓溶接部の応力評価における熱解析モデルの概要を示す。熱解析では、

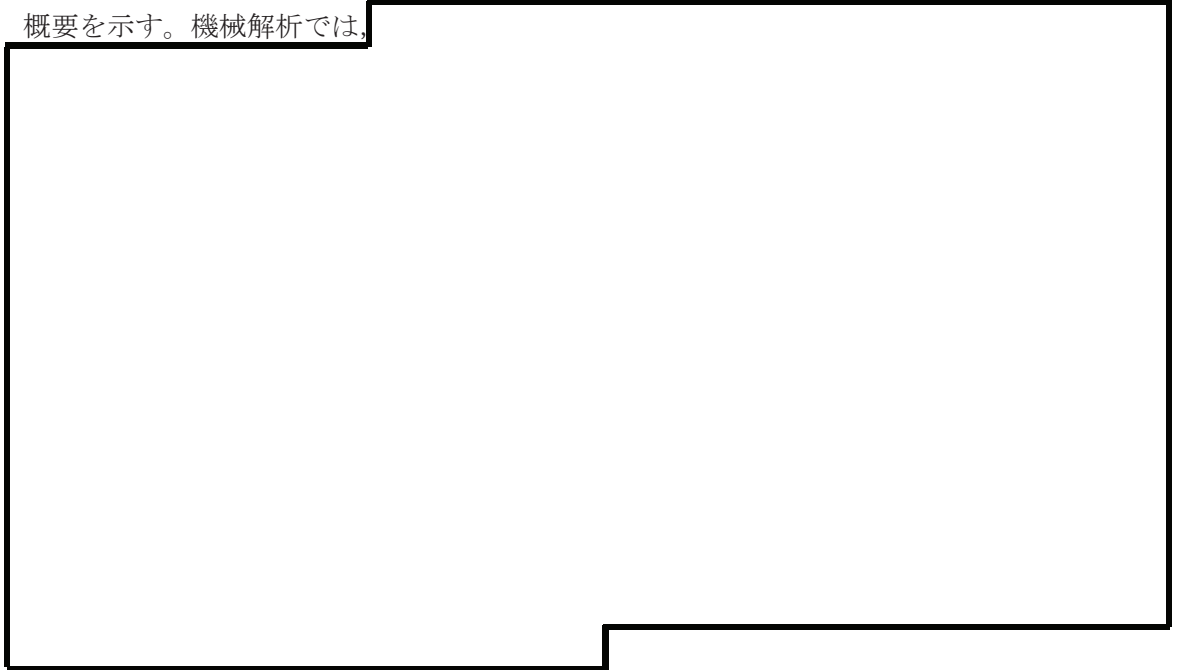
熱解析における有限要素モデルの作成においては、

また、熱解析における有限要素モデルの範囲は、

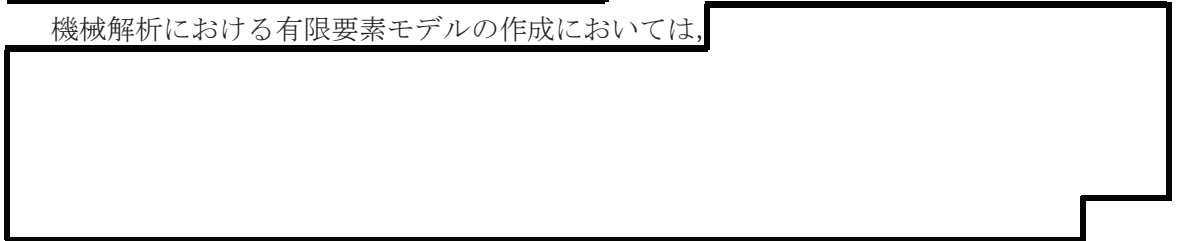


2.1.2 機械解析モデル

図Ⅲ-2-2に、9×9燃料（A型）の下部端栓溶接部の応力評価における機械解析モデルの概要を示す。機械解析では、



機械解析における有限要素モデルの作成においては、

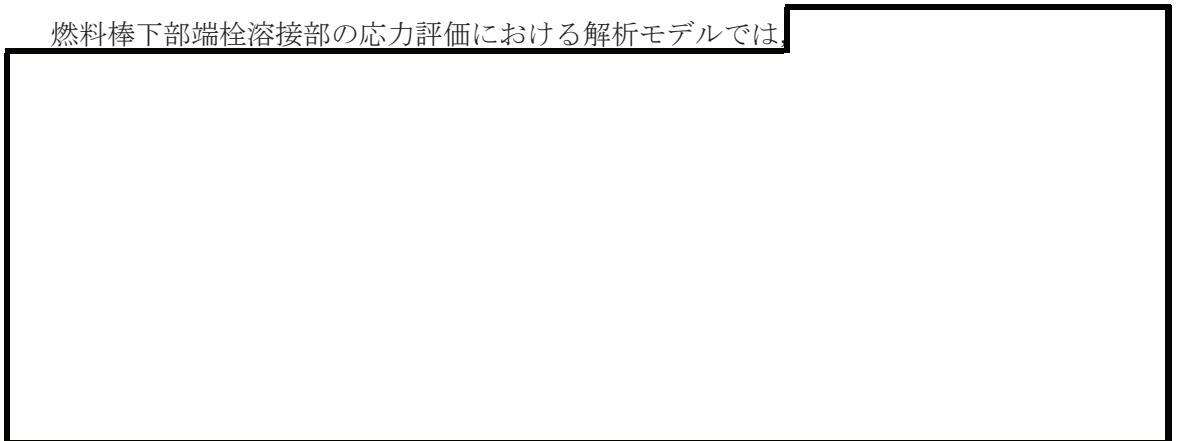


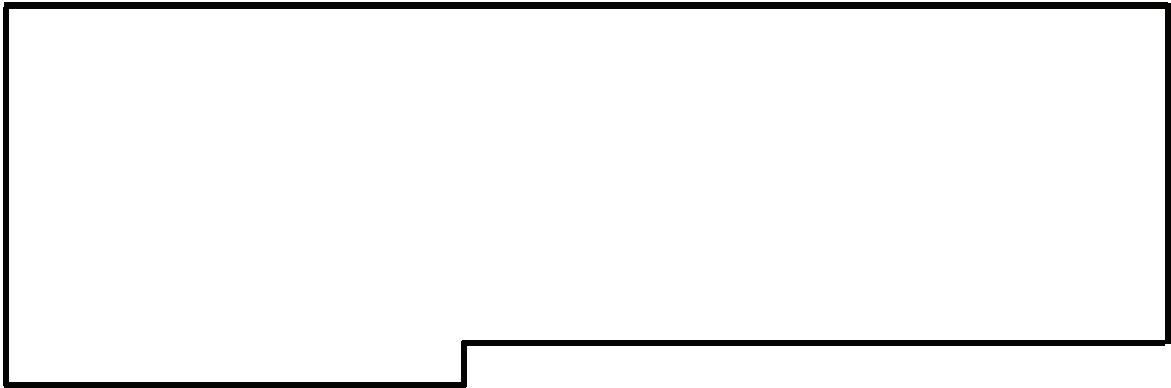
注記*



2.1.3 解析モデルにおける要素の形状及び大きさについて

燃料棒下部端栓溶接部の応力評価における解析モデルでは、





2.2 9×9 燃料 (B 型)

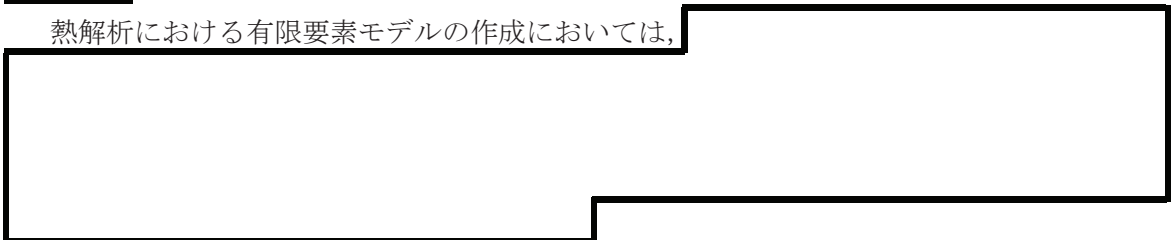
2.2.1 解析モデル

図Ⅲ-2-3 に 9×9 燃料 (B 型) の下部端栓溶接部の応力評価における熱解析モデル及び機械解析モデルの概要を示す。

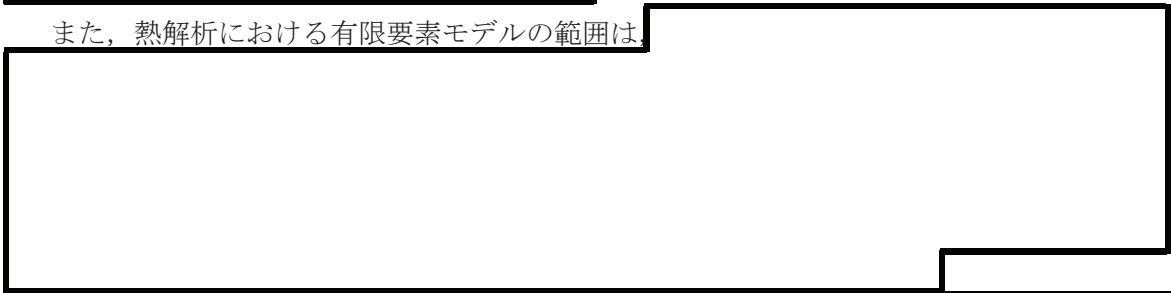
熱解析では、



熱解析における有限要素モデルの作成においては、



また、熱解析における有限要素モデルの範囲は、

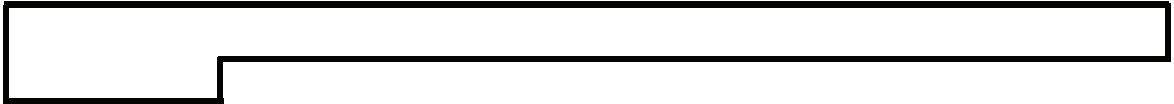


機械解析では、



機械解析における有限要素モデルの作成においては、



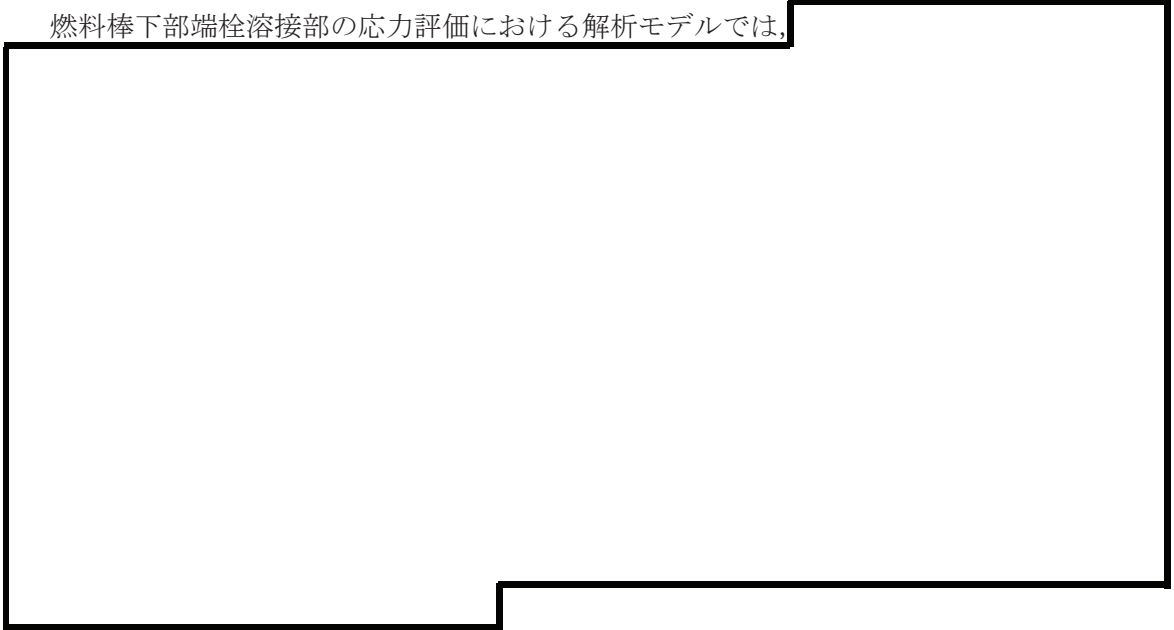


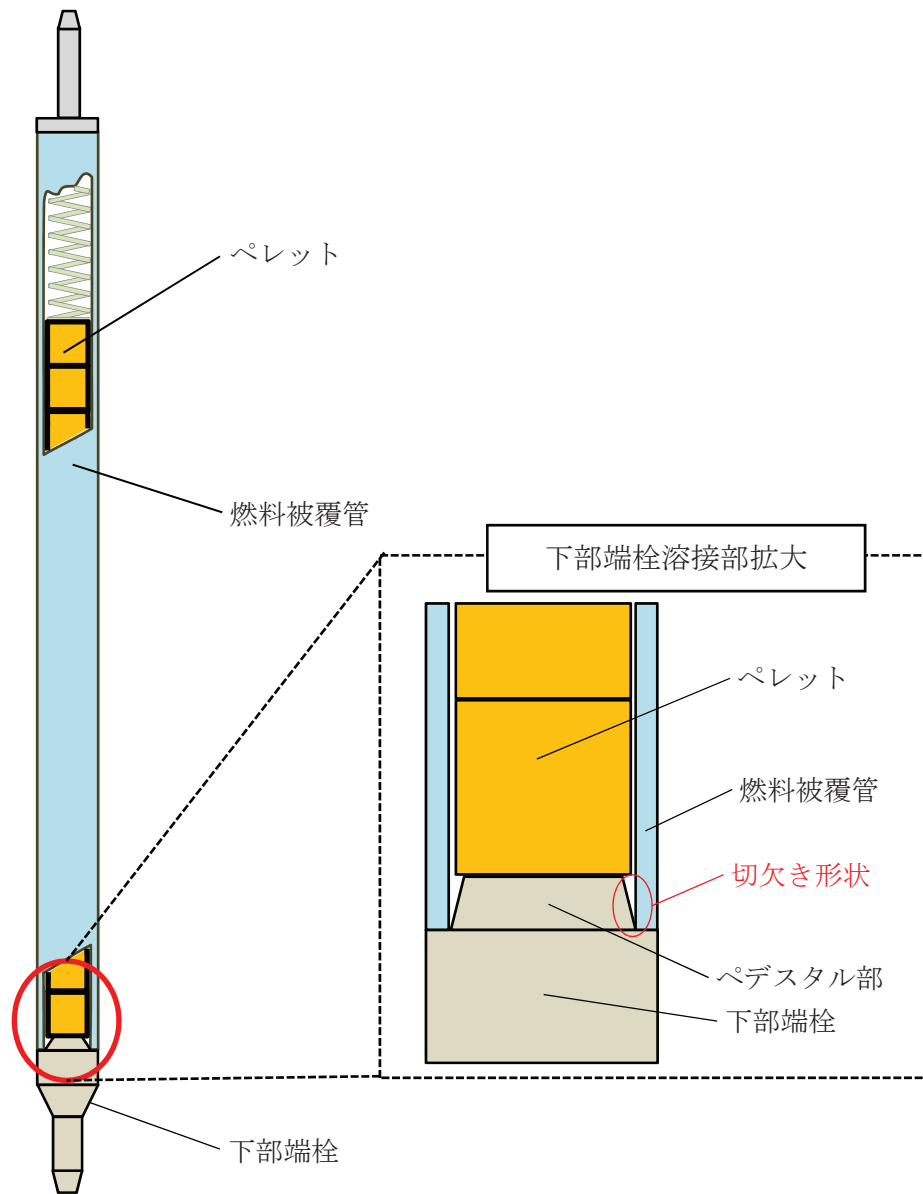
注記*



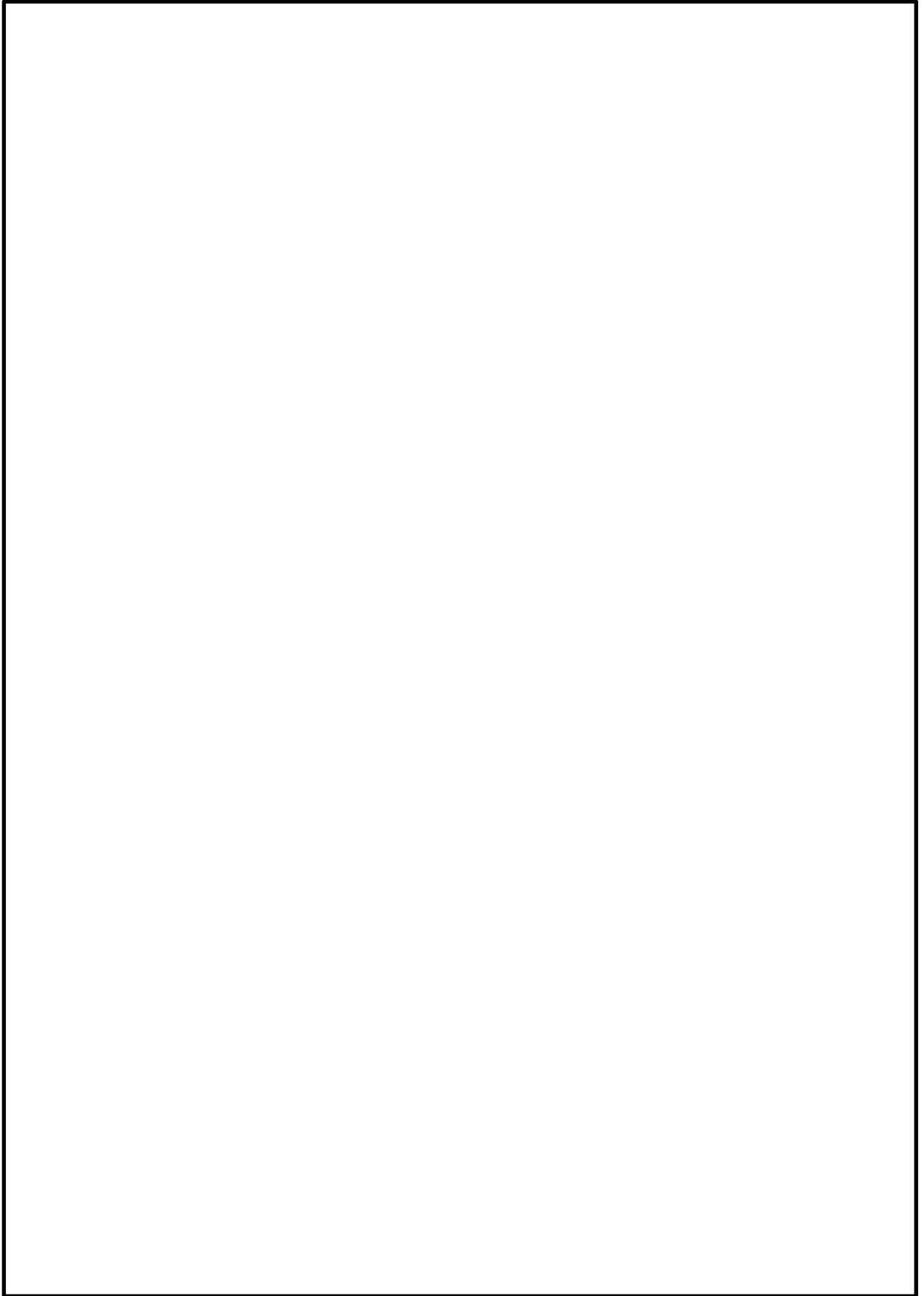
2.2.2 解析モデルにおける要素の形状及び大きさについて

燃料棒下部端栓溶接部の応力評価における解析モデルでは、

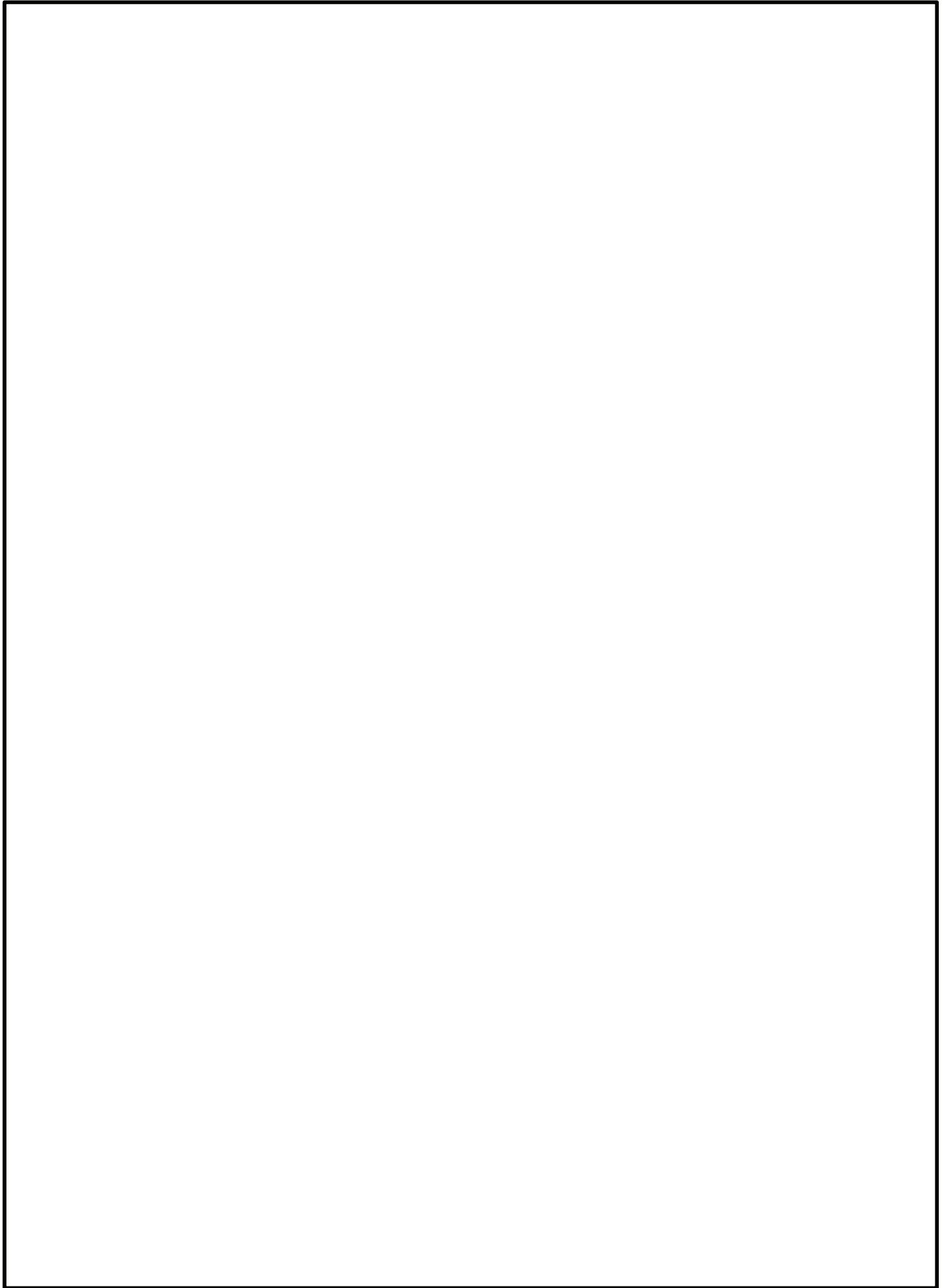




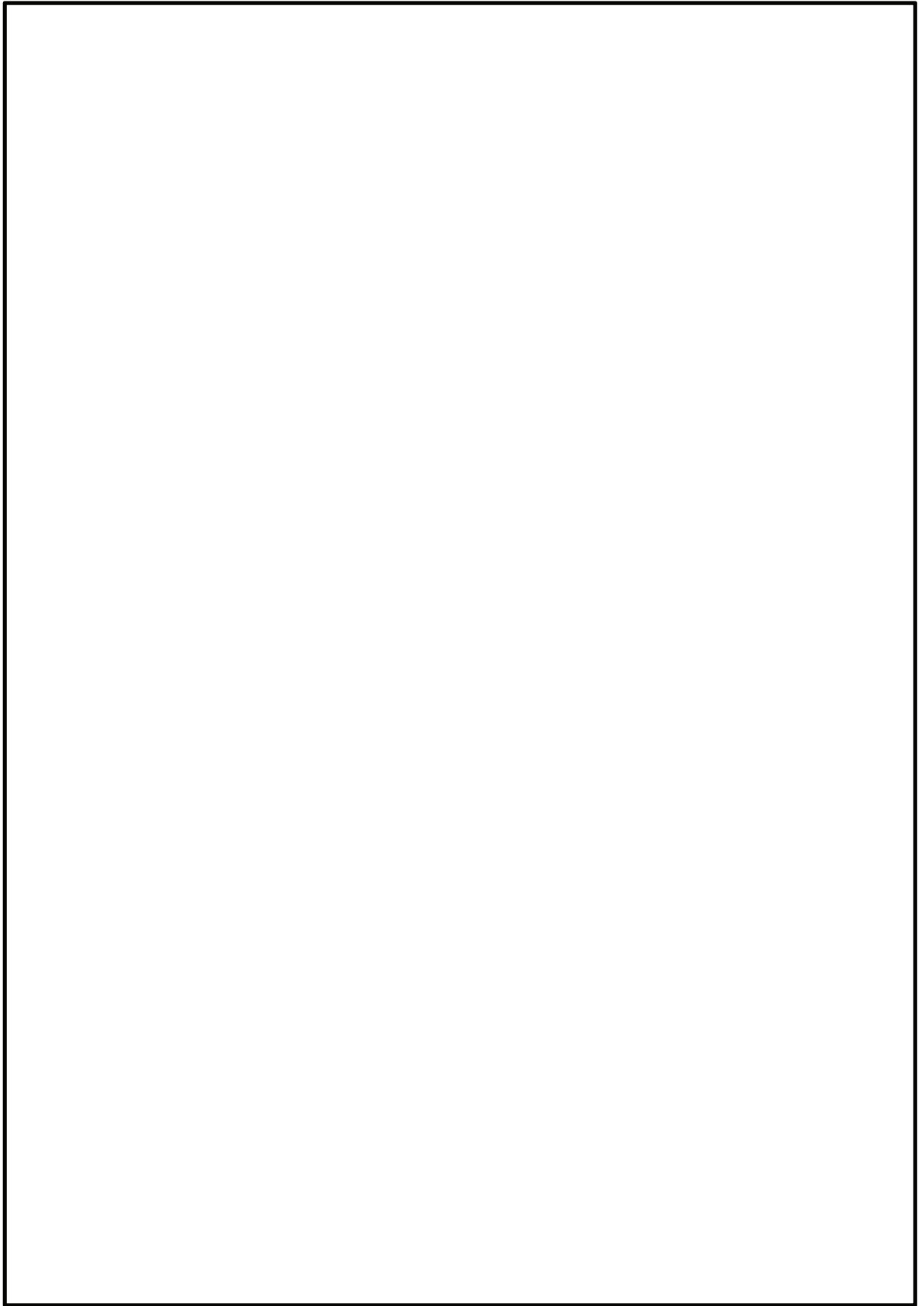
図III-1-1 下部端栓溶接部の拡大図



図Ⅲ-2-1 9×9 燃料 (A 型) の下部端栓溶接部の応力評価における熱解析モデルの概要



図Ⅲ-2-2 9×9 燃料 (A 型) の下部端栓溶接部の応力評価における機械解析モデルの概要



図Ⅲ-2-3 9×9 燃料 (B 型) の下部端栓溶接部の応力評価における熱解析及び機械解析モデルの概要

IV 燃料被覆管応力評価におけるモンテカルロ法による統計処理について

目 次

1. 概要 1
2. 燃料被覆管応力評価におけるモンテカルロ法による統計処理について..... 1

1. 概要

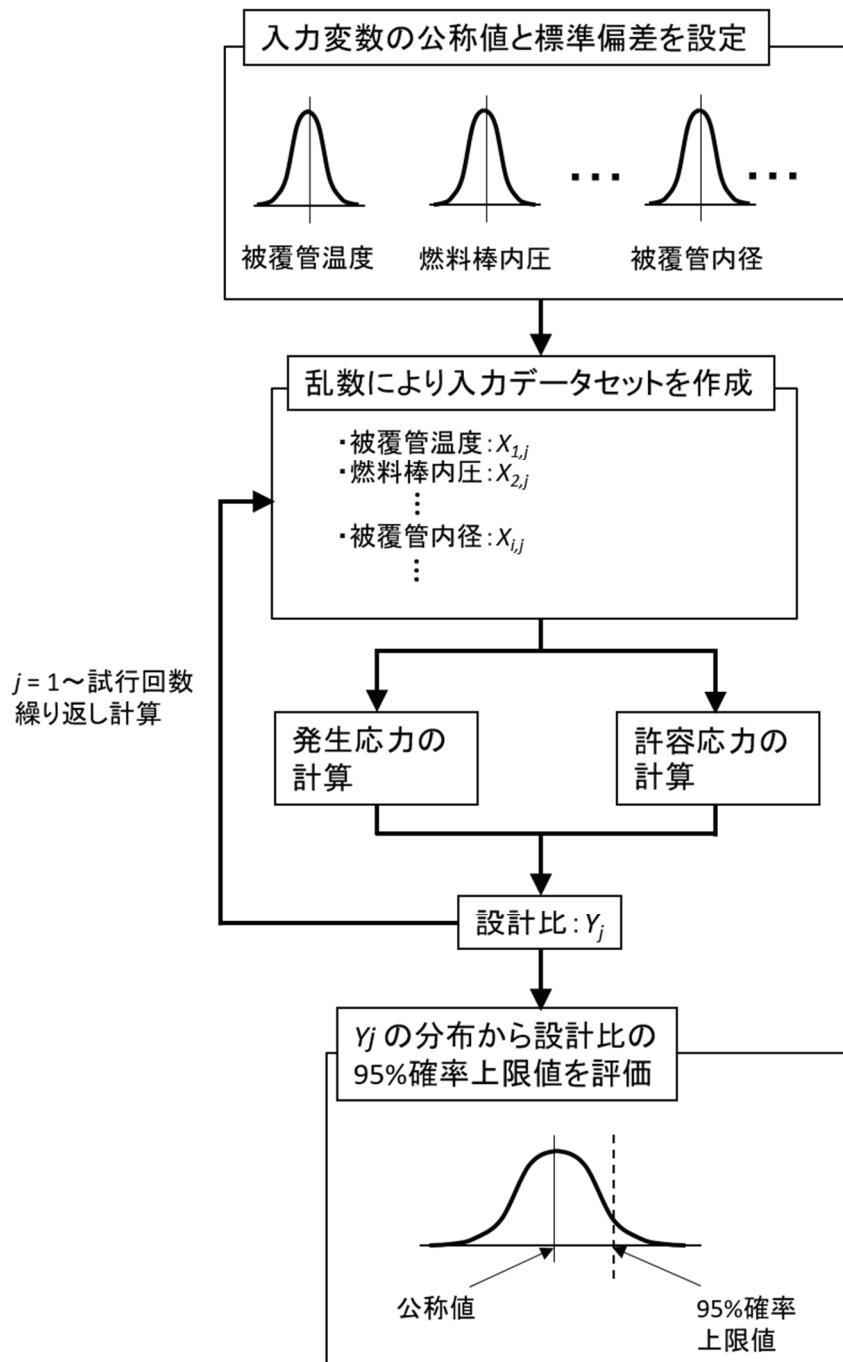
「燃料集合体の耐震性についての計算書」で実施している崩壊熱除去可能な形状の維持及び燃料被覆管の閉じ込め機能の維持に関するスペーサ間及びスペーサ部の燃料被覆管応力評価におけるモンテカルロ法による統計処理について説明するものである。

なお、本資料が関連する工認図書は以下のとおり。

- ・「VI-2-3-3-1 燃料集合体の耐震性についての計算書」

2. 燃料被覆管応力評価におけるモンテカルロ法による統計処理について

燃料被覆管応力評価におけるモンテカルロ法による統計処理の概要フローを図IV-1に示す。モンテカルロ法による統計処理では、入力変数に公称値と標準偏差を定め、一回の試行ごとに統計的分布に従った入力データセットを乱数により作成し、設計比を求める。入力変数の分布形状、公称値及び標準偏差を表IV-1及び表IV-2に示す。統計分布は、製造時の寸法仕様、熱・機械解析の解析結果、試験データ等に基づいて設定しており、各入力変数の設定根拠を表IV-1及び表IV-2に示す。本試行を繰り返すことで設計比の統計的分布を求め、95%確率上限値が1以下であることを確認する。



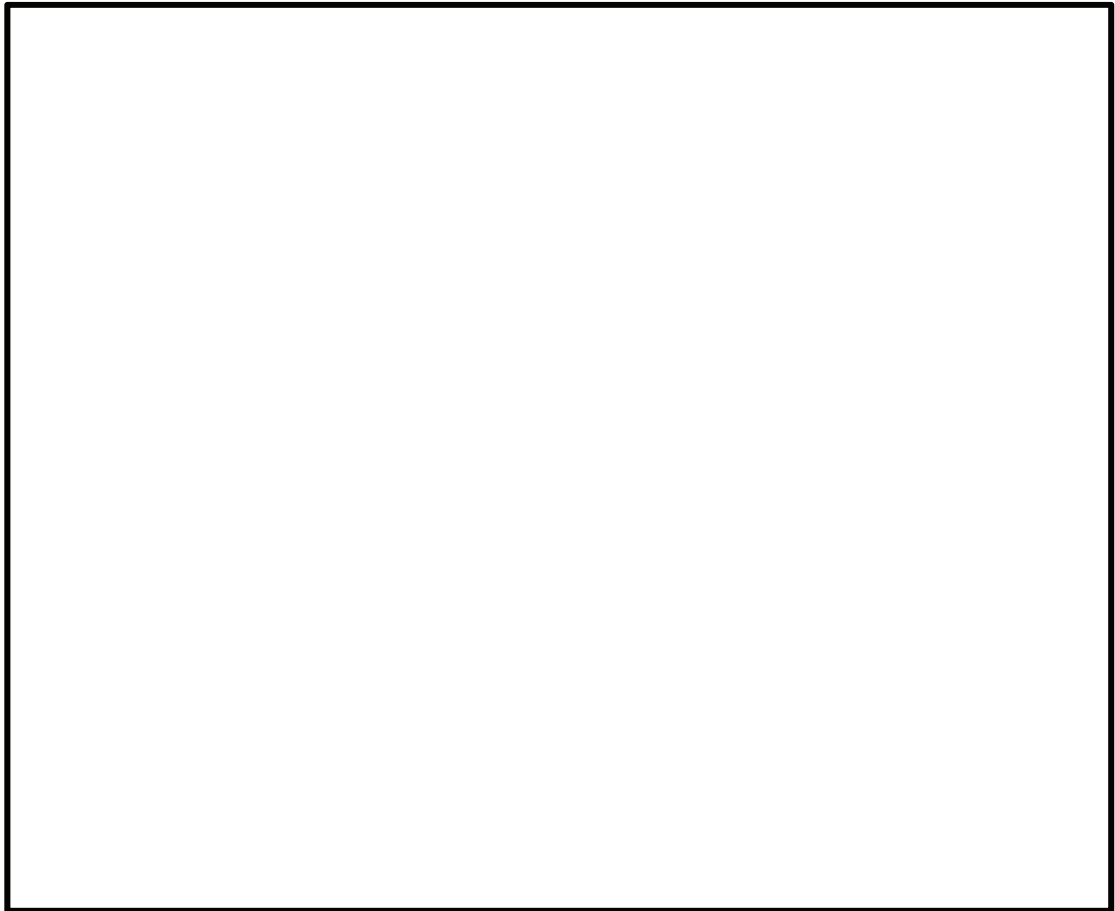
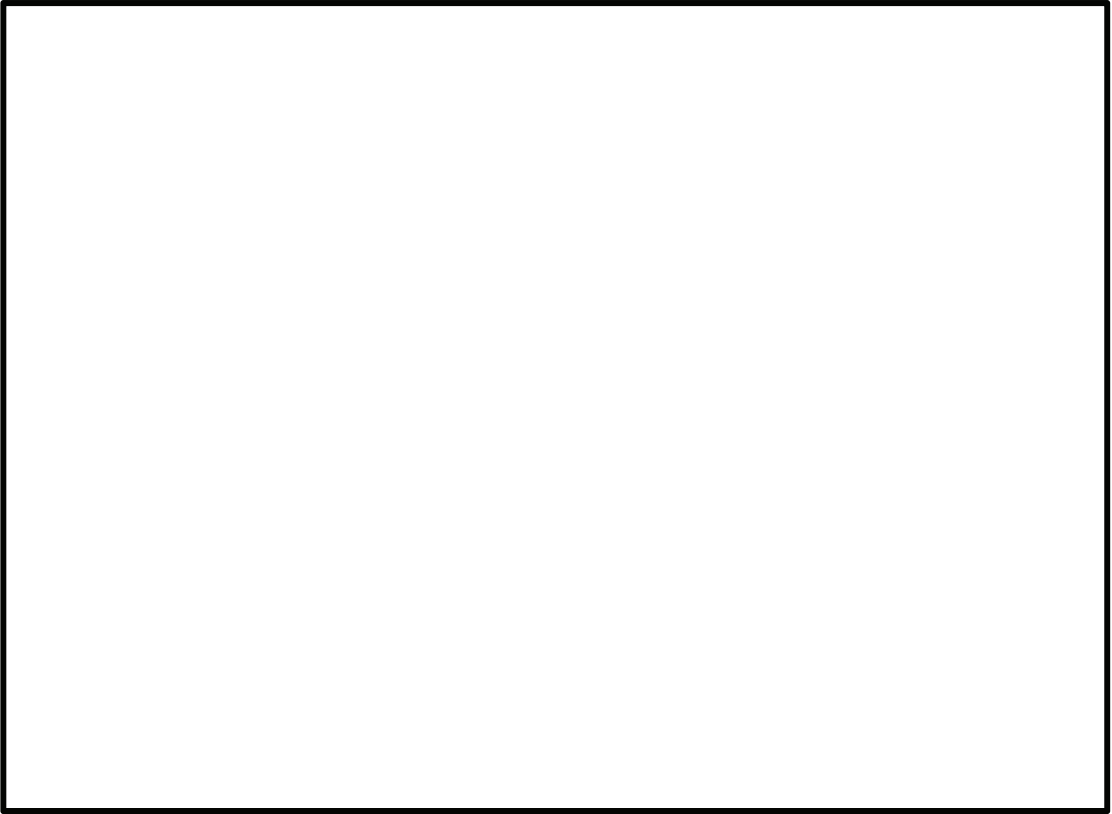
図IV-1 モンテカルロ法による統計処理の概要フロー

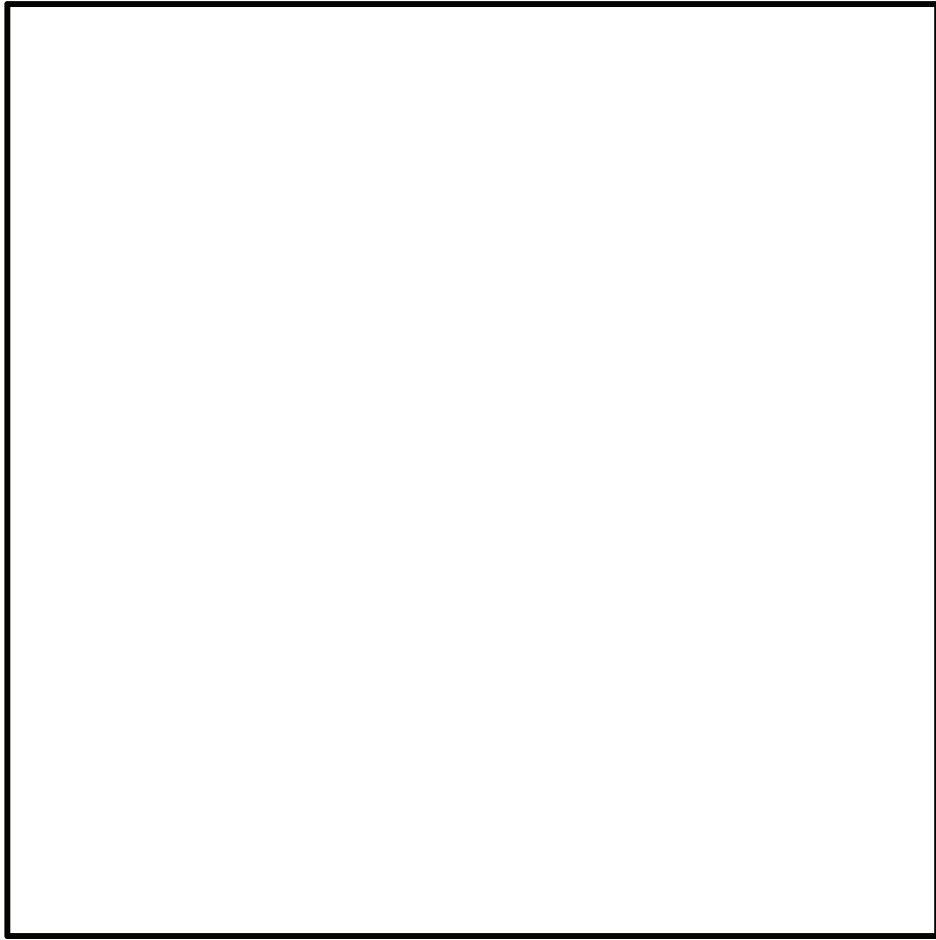
表IV-1 入力変数の分布形状，公称値及び標準偏差（9×9 燃料（A 型））

入力変数	分布形状	公称値	標準偏差	単位	統計分布の 設定根拠

表IV-2 入力変数の分布形状、公称値及び標準偏差（9×9 燃料（B型））

入力変数	分布形状	公称値	標準偏差	単位	統計分布の 設定根拠





V 9×9燃料（B型）における地震時鉛直方向加速度の考慮方法について

目 次

1. 概要 1
2. 9×9 燃料 (B 型) における地震時鉛直方向加速度の考慮方法について..... 1

1. 概要

「燃料集合体の耐震性についての計算書」で実施している9×9燃料（B型）の地震時鉛直方向加速度の考慮方法について、地震時鉛直方向加速度を地震時水平方向加速度によるスペーサ間たわみにより発生する軸方向応力における質量増加として考慮する評価手法（9×9燃料（B型）の評価手法）が、地震時鉛直方向加速度を慣性力として取扱う評価手法（9×9燃料（A型）の評価手法）と比べてより保守的な評価手法であることを説明するものである。

なお、本資料が関連する工認図書は以下のとおり。

- ・「VI-2-3-3-1 燃料集合体の耐震性についての計算書」

2. 9×9燃料（B型）における地震時鉛直方向加速度の考慮方法について

9×9燃料（B型）では、地震時鉛直方向加速度を地震時水平方向加速度によるスペーサ間たわみにより発生する軸方向応力 σ_2 （式(1)）における質量増加として考慮している。

$$\boxed{\phantom{\sigma_2 = \frac{W_0}{I} (1 + G_h D_o)}} \dots (1)$$

ただし、 W_0 ：燃料要素単位長質量， l ：スペーサ間距離， G_h ：地震時の水平方向最大加速度， I ：燃料被覆管の断面二次モーメント， D_o ：燃料被覆管の外径とする。

なお、地震時鉛直方向加速度による見かけの質量増加を式(2)のように定めている。

$$\boxed{} \dots (2)$$

ただし、 W ：実際の燃料要素単位長質量， G_v ：地震時の鉛直方向最大加速度， g ：重力加速度とする。

式(1)及び式(2)より、式(3)が得られる。

$$\boxed{\phantom{\sigma_2 = \frac{W_0}{I} (1 + G_h D_o) (1 + G_v / g)}} \dots (3)$$

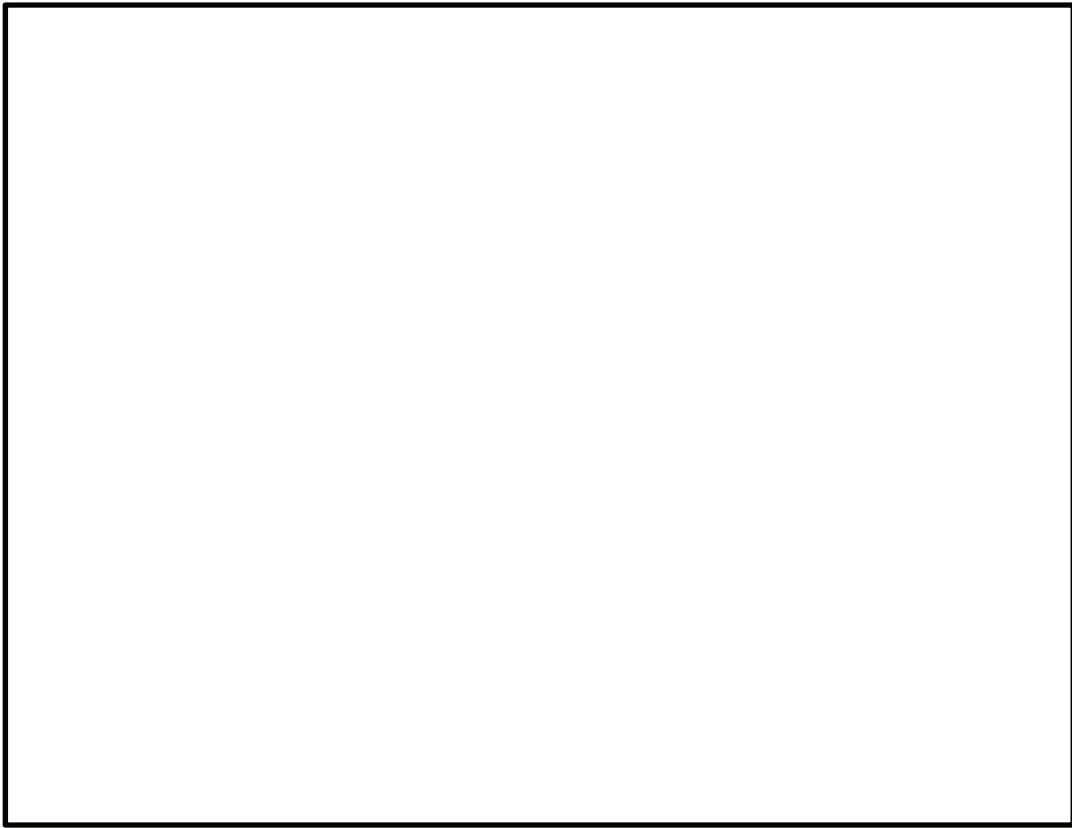
式(3)の右辺第二項が地震時鉛直方向加速度による応力に相当する。

一方で、地震時鉛直方向加速度が慣性力として直接軸方向応力 σ_1 として作用すると考えると式(4)の計算式となる（9×9燃料（A型）の評価方法）。

$$\boxed{} \dots (4)$$

ただし、 W_r ：燃料棒の全質量， D_i ：燃料被覆管の内径とする。

9×9燃料（B型）の地震時鉛直方向加速度の考慮方法（式(3)右辺第二項）では、地震時水平方向加速度が約 $\boxed{} \text{ m/s}^2$ を超える条件において、直接軸方向応力として考慮する場合（式(4)）よりも保守的な評価となる（図V-1）。評価に用いた炉心内の燃料集合体の地震時水平方向加速度が 56.3 m/s^2 （S s）， 34.1 m/s^2 （S d）であり $\boxed{} \text{ m/s}^2$ よりも十分大きいことから、地震時鉛直方向加速度に対する評価として十分保守的な評価となっていることを確認した。



図V-1 9×9燃料（B型）の地震時鉛直方向加速度考慮方法の保守性

VI 9×9 燃料 (A 型) と 9×9 燃料 (B 型) の応力評価における相違点について

目 次

1. 概要 1
2. 9×9 燃料 (A 型) と 9×9 燃料 (B 型) の応力評価における相違点について 1

1. 概要

「燃料集合体の耐震性についての計算書」で実施している応力評価において、9×9燃料（A型）と9×9燃料（B型）の燃料タイプの違いにより、応力評価手法に相違点がみられる。

本資料は、9×9燃料（A型）と9×9燃料（B型）における応力評価の相違点及びその相違理由を説明するものである。

なお、本資料が関連する工認図書は以下のとおり。

- ・「VI-2-3-3-1 燃料集合体の耐震性についての計算書」

2. 9×9燃料（A型）と9×9燃料（B型）の応力評価における相違点について

(1) 地震期間中の繰返し荷重による応力振幅の算出方法

9×9燃料（A型）では、地震荷重の反転による主応力方向の変化を考慮した応力強さ振幅の評価方法として、日本産業規格 J I S B 8 2 6 6 「圧力容器の構造—特定規格 附属書 8（規定）圧力容器の応力解析及び疲労解析」の 3.2.1 a) 2) の主応力方向が変動する場合の応力強さ振幅の算出手法に基づいて応力強さの振幅を評価している。なお、9×9燃料（A型）の日本産業規格 J I S B 8 2 6 6 「圧力容器の構造—特定規格 附属書 8（規定）圧力容器の応力解析及び疲労解析」の 3.2.1 a) 2) の主応力方向が変動する場合の応力強さの振幅の算出手法は先行プラント（柏崎7号，東海第二）で適用実績のある手法である。

9×9燃料（B型）では、相当応力の評価結果が実験値とよく一致することから、せん断歪エネルギー説（von Mises 理論）に基づいて燃料被覆管の相当応力の振幅を評価している。

(2) スペーサ間及びスペーサ部の応力評価で考慮する応力

9×9燃料（A型）のみで考慮する応力として、スペーサ部における水力振動に基づく応力がある。9×9燃料（B型）では、水力振動に基づく応力の寄与が小さいことに加えて、

考慮していない。

9×9燃料（B型）のみで考慮する応力として、スペーサ間及びスペーサ部におけるウォータチャンネルと燃料被覆管の熱膨張差による応力がある。9×9燃料（A型）では、ウォータロードと燃料棒が独立して熱膨張でき、熱膨張差による応力の寄与が非常に小さいため、考慮していない。

(3) スペーサ間及びスペーサ部の応力計算式

地震時の燃料棒たわみによる応力の計算式について、9×9燃料（A型）ではスペーサ間とスペーサ部で別の計算式を用いており、9×9燃料（B型）ではスペーサ間とスペーサ部で同じ計算式を用いている。

9×9燃料（A型）では、
スペーサ間とスペーサ部で別の計算式を用いている。9×9燃料（B型）では、

[redacted] スペーサ間とスペーサ部で同じ計算式を用いている。

(4) 下部端栓溶接部の熱解析で考慮する項目

9×9 燃料 (A 型) のみで考慮する項目として、ジルカロイ部材の γ 発熱がある。また、9×9 燃料 (A 型) では [redacted]

9×9 燃料 (B 型) では、ペレットの発熱量に対して γ 発熱量が十分小さく寄与が非常に小さいものとして、ジルカロイ部材の γ 発熱を考慮していない。また、[redacted] に差異がみられるのは、9×9 燃料 (A 型) では [redacted] のに対し、9×9 燃料 (B 型) では [redacted] ためである。

(5) 下部端栓溶接部の応力評価で考慮する荷重

9×9 燃料 (A 型) では、燃料棒内圧に [redacted] を用いている。また、9×9 燃料 (A 型) のみで考慮する荷重として、膨張スプリング等による軸方向荷重 (軸方向応力) 及び燃料被覆管の周方向温度差及び端栓取付角公差による初期曲がりに基づく曲げ荷重 (曲げ応力) がある。

燃料棒内圧については、燃料の燃焼に従って燃料棒内部に FP ガスが発生する影響で、寿命初期で最も燃料棒内圧が小さくなり内外圧力差による応力が大きくなるため、9×9 燃料 (A 型) では、[redacted] で保守的な取扱いとしている。なお、9×9 燃料 (B 型) では [redacted] でより保守的な評価としている。

膨張スプリング等による軸方向荷重 (軸方向応力) 及び燃料被覆管の周方向温度差及び端栓取付角公差による初期曲がりに基づく曲げ荷重 (曲げ応力) について、9×9 燃料 (B 型) では、発生応力が小さく寄与が非常に小さいものとして、考慮していない。

(6) 許容応力における照射影響の考慮方法

燃料被覆管 (ジルカロイ-2) の許容応力には照射影響を考慮した値を使用しているが、下部端栓溶接部の許容応力について、9×9 燃料 (A 型) では寿命中期と寿命末期を分けており、9×9 燃料 (B 型) では同一の値としている。

9×9 燃料 (A 型) では、下部端栓溶接部において寿命中期では照射硬化が飽和しないため寿命中期と寿命末期で許容応力の値が異なっている。9×9 燃料 (B 型) においても、下部端栓溶接部において寿命中期で照射硬化は飽和しないものの、寿命中期の方が寿命末期よりも許容応力が小さく保守的な取扱いとなることから、スペーサ間及びスペーサ部の許容応力の取扱いとあわせる観点で、寿命末期についても寿命中期の値を用いている。

なお、9×9 燃料 (B 型) のスペーサ間及びスペーサ部について、寿命中期及び寿命末期の降伏応力と引張強さがほぼ同等の値となっているが、これは照射硬化により両者の差が小さくなるためである。

(7) スペーサ間及びスペーサ部の応力評価において統計分布を考慮する入力変数

9×9 燃料 (A 型) のみで統計分布を考慮する項目として、

がある。9×9 燃料 (B 型) では、

統計分布を考慮する項目として扱っていない。

9×9 燃料 (B 型) のみで統計分布を考慮する項目として、

がある。9×9 燃料 (A 型) では、

統計分布を考慮する項目としていない。

VII 燃料被覆管の応力評価に用いる各評価手法の保守性について

目 次

1. 概要 1
2. モンテカルロ法と決定論的手法の保守性の考え方..... 1
3. モンテカルロ法と決定論的手法における保守性の確認..... 1

1. 概要

「燃料集合体の耐震性についての計算書」で実施している応力評価においては、スペーサ間及びスペーサ部の弾性解析にモンテカルロ法、下部端栓溶接部の有限要素解析に決定論的手法をそれぞれ用いて設計比を評価している。

本資料は、モンテカルロ法及び決定論的手法における評価の保守性を説明するものである。ただし、本資料における解析結果については、設置許可段階での解析条件による結果を示す。

なお、本資料が関連する工認図書は以下のとおり。

- ・「VI-2-3-3-1 燃料集合体の耐震性についての計算書」

2. モンテカルロ法と決定論的手法の保守性の考え方

燃料被覆管（スペーサ間、スペーサ部、下部端栓溶接部）の応力評価における設計比は、被覆管寸法、被覆管温度、燃料棒内圧、炉心条件、許容応力等を入力変数とした関数となっている。また、これらの入力変数の不確かさを考慮するため、製造仕様、実機運転データ等を考慮し、それぞれの公称値を中央値として統計的分布を設定している。

(1) スペーサ間及びスペーサ部

モンテカルロ法では、1回の試行ごとに乱数を用いて各入力変数の統計的分布から各入力条件を選定し、厚肉円筒式による弾性解析を行い、設計比を評価する。この試行を繰り返し実施することにより設計比の統計的分布を求め、設計比の95%確率上限値が1以下であることで当該部位の健全性を確認するとともに、評価結果に保守性を持たせている（図VII-1参照）。

(2) 下部端栓溶接部

下部端栓溶接部は、切欠き形状を含んだ複雑形状のため、有限要素解析により設計比を評価する。ここで、スペーサ間及びスペーサ部と同様にモンテカルロ法を用いるとすると、入力変数となる被覆管寸法等を変動させる都度、有限要素解析モデルの修正が必要であり、対応が膨大となるため現実的ではない。よって、下部端栓溶接部の設計比の評価については、決定論的手法を適用することとし、各入力変数に統計的分布における95%確率上下限値を用いることで保守性を持たせている（図VII-1参照）。

3. モンテカルロ法と決定論的手法における保守性の確認

モンテカルロ法での保守性の確認として、スペーサ間の設計比の統計的分布における中央値と応力評価で用いた95%確率上限値の対比を表VII-1に示す。

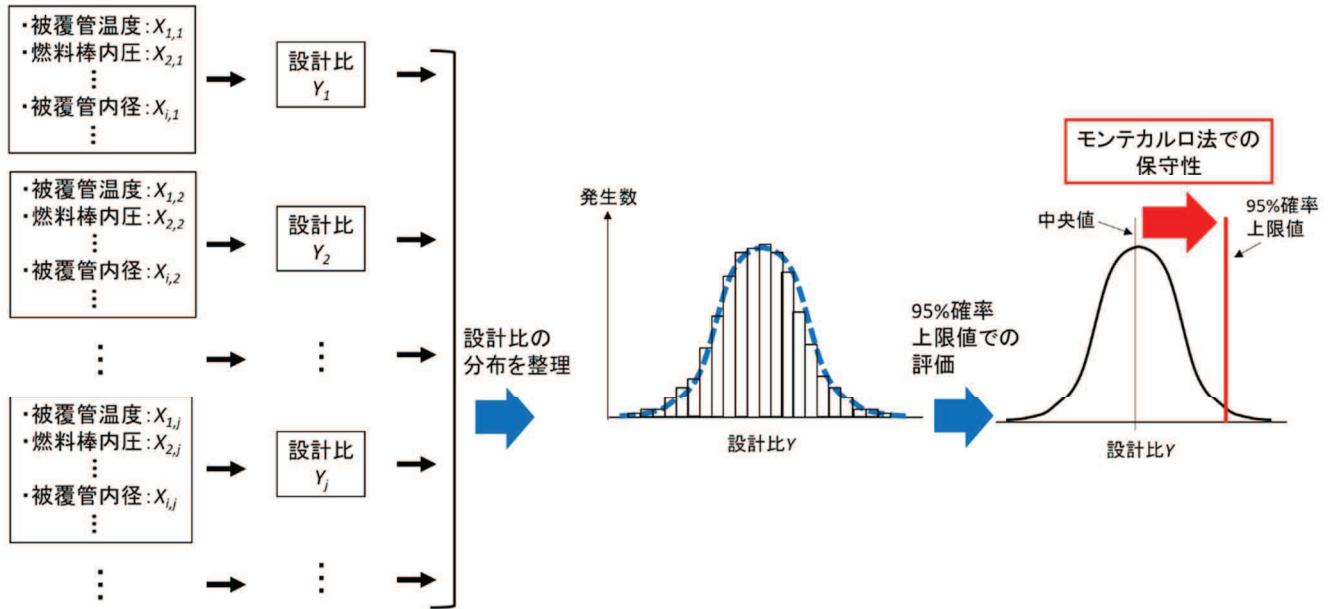
また、決定論的手法の保守性の有無を把握する観点から、有限要素解析モデルの修正を要しない範囲で変更可能なすべての入力変数を公称値とした解析を実施した。具体的には「内外圧力差に基づく応力」及び「温度差に基づく応力」に影響を与える入力変数、並びに「許容応力」を対象とした。この解析結果と応力評価で用いた95%確率上下限値による解析結果の対比を表VII-2に示す。なお、有限要素解析モデルの修正を実施し、すべての入力変数を変更する場合には、設計比がより中央値に近づき、さらに大きな保守性を示す結果になると考えられる。

表VII-1及び表VII-2のとおり、モンテカルロ法及び決定論的手法による設計比はともに中央値、

あるいは公称値による解析結果よりも保守的な評価結果となっている。

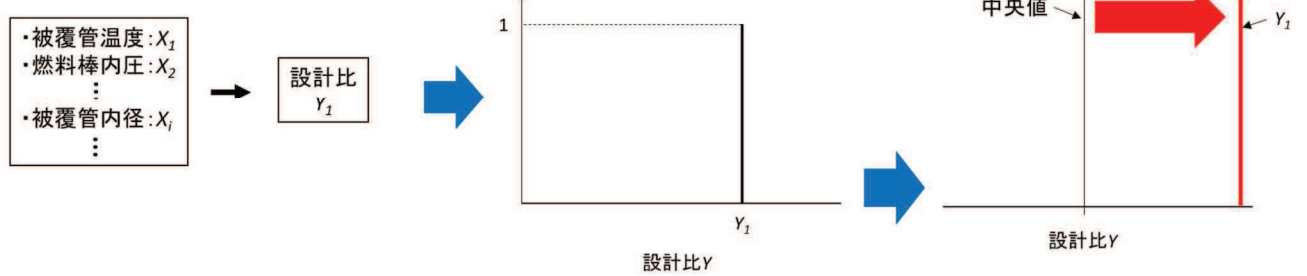
なお、スペーサ間及びスペーサ部の弾性解析にモンテカルロ法、下部端栓溶接部の有限要素解析に決定論的手法をそれぞれ用いることは、「発電用軽水型原子炉の燃料設計手法について（昭和63年5月12日、原子力安全委員会了承）」において妥当と判断されており、原子炉設置変更許可申請書添付書類八及び燃料体設計認可申請書添付書類Ⅱ（応力解析）において許認可実績を有している。

(入力値は統計的分布に従いランダムに生成)



(a) モンテカルロ法 (スペーサ間及びスペーサ部)

(入力値は固定値(95%確率上下限値))



(b) 決定論的手法 (下部端栓溶接部)

図VII-1 モンテカルロ法及び決定論的手法における保守性の概念図

表VII-1 モンテカルロ法における保守性の確認

a. 確認条件

項目	確認条件
燃料タイプ	9×9燃料 (A型)
評価部位	スペーサ間
地震動と許容応力	弾性設計用地震動 S_d に対して降伏応力 S_y
運転条件	圧力過渡
評価点	寿命初期

b. 確認結果

中央値 (モンテカルロ法における 中央値)	ベースケース (モンテカルロ法における 95%確率上限値)
0.66	0.73

表VII-2 決定論的手法における保守性の確認

a. 確認条件

項目	確認条件
燃料タイプ	9×9燃料 (A型)
評価部位	下部端栓溶接部
地震動と許容応力	弾性設計用地震動 S _d に対して降伏応力 S _y
運転条件	圧力過渡
評価点	寿命初期

b. 確認において変更した入力変数

応力成分	変更した入力変数	確認解析	ベースケース
内外圧力差に基づく応力	冷却材圧力	公称値	
	燃料棒内圧	公称値	
温度差に基づく応力		公称値	
		公称値	
		公称値	
許容応力		公称値	

c. 確認結果

確認解析 (公称値を入力)	ベースケース (95%確率上下限值を入力)
0.59	0.66

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-03-0600-16_改12

補足-600-16 制御棒の挿入性評価について

目 次

1.	はじめに	1
2.	今回工認における制御棒挿入性評価の概要	2
3.	地震応答解析による燃料集合体相対変位（発生値）の算出	4
4.	確認済相対変位（許容値）の設定に係る制御棒挿入性試験データの拡充	8
4.1	既工認と今回工認で実施した制御棒挿入性試験の比較	10
4.2	高温時の変位特性を考慮したチャンネルボックス板厚の調整	11
4.3	制御棒挿入性試験結果	14
4.4	制御棒挿入性試験後のチャンネルボックス健全性確認結果	17
4.5	制御棒挿入性試験後の制御棒健全性確認結果	18
4.6	既往知見を踏まえた制御棒挿入性試験結果に対する考察	22
4.6.1	制御棒挿入時間	22
4.6.2	チャンネルボックスの弾塑性特性	24
5.	制御棒挿入性評価の妥当性確認	27
5.1	制御棒挿入性評価における実機条件との差異項目の分類及び検討項目の整理	30
5.2	実機条件との差異に係る検討	32
5.2.1	チャンネルボックスの弾塑性特性の影響確認	32
5.2.2	制御棒挿入性試験における保守性（制御棒挿入性解析に基づく定量評価）	37
5.2.3	鉛直方向加速度の影響	50
5.3	制御棒挿入性評価の妥当性	58
6.	制御棒挿入性試験及び制御棒挿入性解析に基づく確認済相対変位（許容値）の設定	60
7.	まとめ	60
8.	引用文献	60
	別紙 1 制御棒挿入性解析に用いる計算機プログラム CR-IN の概要	
	別紙 2 制御棒挿入性解析に用いるパラメータの設定	
	別紙 3 制御棒挿入性解析に用いる入力波	
	別紙 4 制御棒挿入性解析に係る女川原子力発電所第 1 号機工認実績との比較	
	別紙 5 制御棒挿入性解析に係る既往知見との比較	
	別紙 6 制御棒の挿入性評価に対する水平 2 方向の考慮方法	

1. はじめに

女川原子力発電所第2号機の今回工認における制御棒挿入性評価については、「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 -1991 追補版」という。)での評価手法を適用し、新規制基準による基準地震動 S_s に対する炉内構造物系地震応答解析から得られた燃料集合体中央部最大相対変位(以下「燃料集合体相対変位」という。)が、制御棒挿入性試験で得られた機能確認済相対変位値(以下「確認済相対変位」という。)以内であることを添付書類「VI-2-6-2-1 制御棒の耐震性についての計算書」にて確認している。

本資料は、女川原子力発電所第2号機の制御棒挿入性評価に関して、今回工認で実施した燃料集合体相対変位データ拡充のための制御棒挿入性試験及びそれらを踏まえた制御棒挿入性評価の妥当性に係る検討結果を説明するものである。

なお、設置変更許可段階では、平成26年7月設置変更許可申請時の基準地震動 $S_{s-1,2}$ に対する燃料集合体相対変位が 45.3 mmであったこと及び制御棒挿入性評価に対する保守性を考慮して確認済相対変位 55 mmと設定していたが、今回工認では改めて制御棒挿入性評価の妥当性に係る検討結果を踏まえて確認済相対変位を 60mmと設定した。また、今回工認における基準地震動 S_s に対する燃料集合体相対変位は 54.2 mmとなっている。

2. 今回工認における制御棒挿入性評価の概要

今回工認における女川原子力発電所第2号機の制御棒挿入性評価は、既工認の評価手法と同様、J E A G 4 6 0 1 -1991 追補版に記載のBWR用制御棒の評価手法に基づいている。J E A G 4 6 0 1 -1991 追補版の評価手法を図2-1に示す。

女川原子力発電所2号機の制御棒挿入性評価は、燃料集合体を含めた炉内構造物系地震応答解析モデルを用いて、基準地震動 S_s に対する水平方向の地震応答解析結果として得られる燃料集合体相対変位（発生値）が、制御棒挿入性試験により得られる制御棒挿入性特性曲線から設定した確認済相対変位（許容値）以下であることを確認する。

以降、本資料では、3章として、基準地震動 S_s に対する地震応答解析による燃料集合体相対変位の算出について説明する。燃料集合体相対変位の算出結果として、基準地震動 S_s に対して最大54.2mmであることを確認した。

4章では、新規制基準における地震動の追加及び地盤物性の不確かさ等の追加による基準地震動 S_s の増大に伴って燃料集合体相対変位が大きくなることを考慮し、確認済相対変位データの拡充を目的として、既工認と同様の制御棒挿入性試験を実施した結果について説明する。制御棒挿入性試験結果として、燃料集合体相対変位約60mmに対する75%ストロークスクラム時間が規定値（1.62s*）を満足することを確認した。

5章では、上記を踏まえ、地震応答解析による燃料集合体相対変位の算出及び制御棒挿入性試験の結果について、それぞれ実機条件との差異項目を抽出し、各差異項目における影響について制御棒挿入性解析を用いて解析的に検討し、改めて制御棒挿入性評価の妥当性を総合的に確認した結果について説明する。

6章では、4章及び5章の結果を踏まえ、今回工認における制御棒挿入性評価に用いる確認済相対変位（許容値）を60mmと設定し、基準地震動 S_s に対する地震応答解析による燃料集合体相対変位（54.2mm）が制御棒挿入性試験による確認済相対変位（60mm）以下であることを満足することを確認した。

注記*：75%ストロークスクラム時間1.62秒以内については、「原子炉設置変更許可申請書本文五号」による。なお、設置変更許可添付書類十に記載の運転時の異常な過渡変化の解析においても75%ストロークスクラム時間で1.62sを前提とした評価を行っており、今回工認で設定した確認済相対変位60mmは規定値（1.62s）を満足することから、設置変更許可の内容と整合するものである。

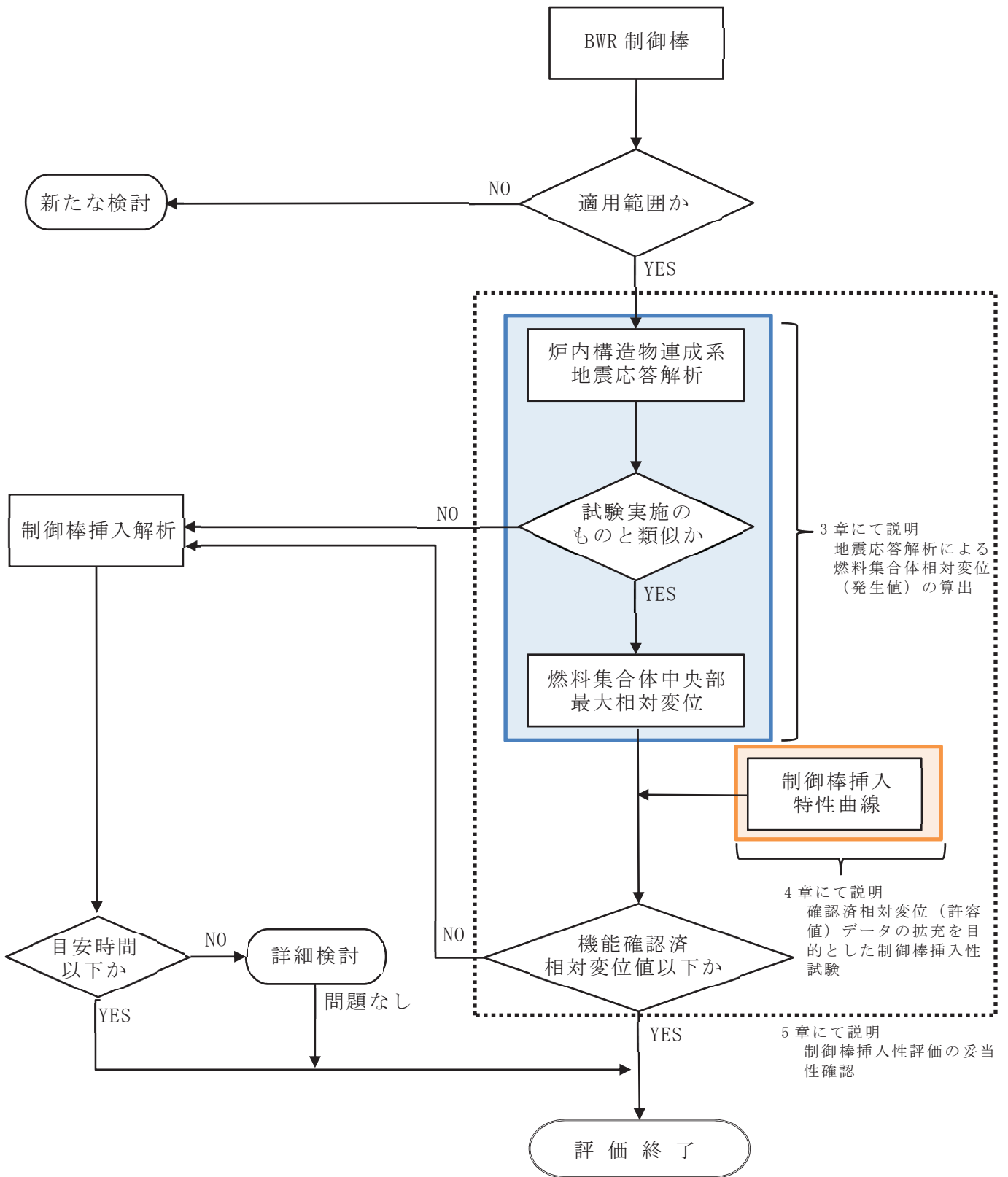


図 2-1 制御棒挿入性評価の評価手法
(J E A G 4 6 0 1 - 1991 追補版に一部加筆)

3. 地震応答解析による燃料集合体相対変位（発生値）の算出

制御棒挿入性評価における燃料集合体相対変位は、既工認同様、燃料集合体を含む炉内構造物系地震応答解析モデルを用いて、基準地震動 S_s に対する水平方向の地震応答解析結果として算出する。また、燃料集合体相対変位とは、図 3-1 に示すように燃料集合体の上下端の変位を 0 とした場合の中央部の最大変位である。なお、炉内構造物系地震応答解析モデルを図 3-2～図 3-4 に示す。

今回工認の基準地震動 S_s に対する燃料集合体相対変位は、表 3-1 のとおり、基準地震動 $S_s - D 2$ （EW 方向）が最大で 54.2mm* となることを確認した。

なお、今回工認における燃料集合体相対変位は、新規制基準における地震動の追加及び地盤物性の不確かさ等の追加による基準地震動 S_s の増大に伴って、既工認の制御棒挿入性評価に適用していた確認済相対変位 40mm を上回る結果となった。

注記*：補足説明資料「600-8-1 建屋-機器連成解析モデルの時刻歴応答解析における材料物性の不確かさ等を考慮した設計用地震力の設定について」参照

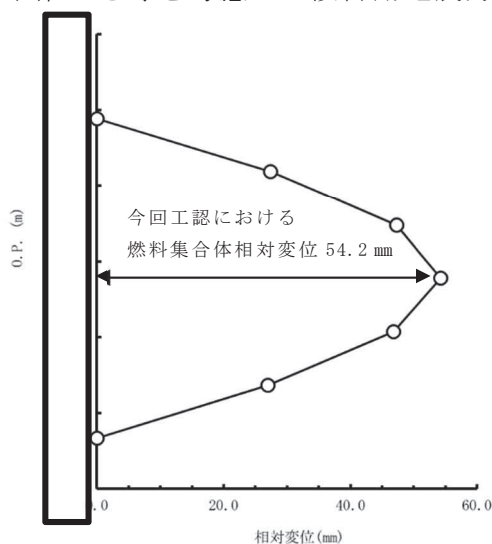
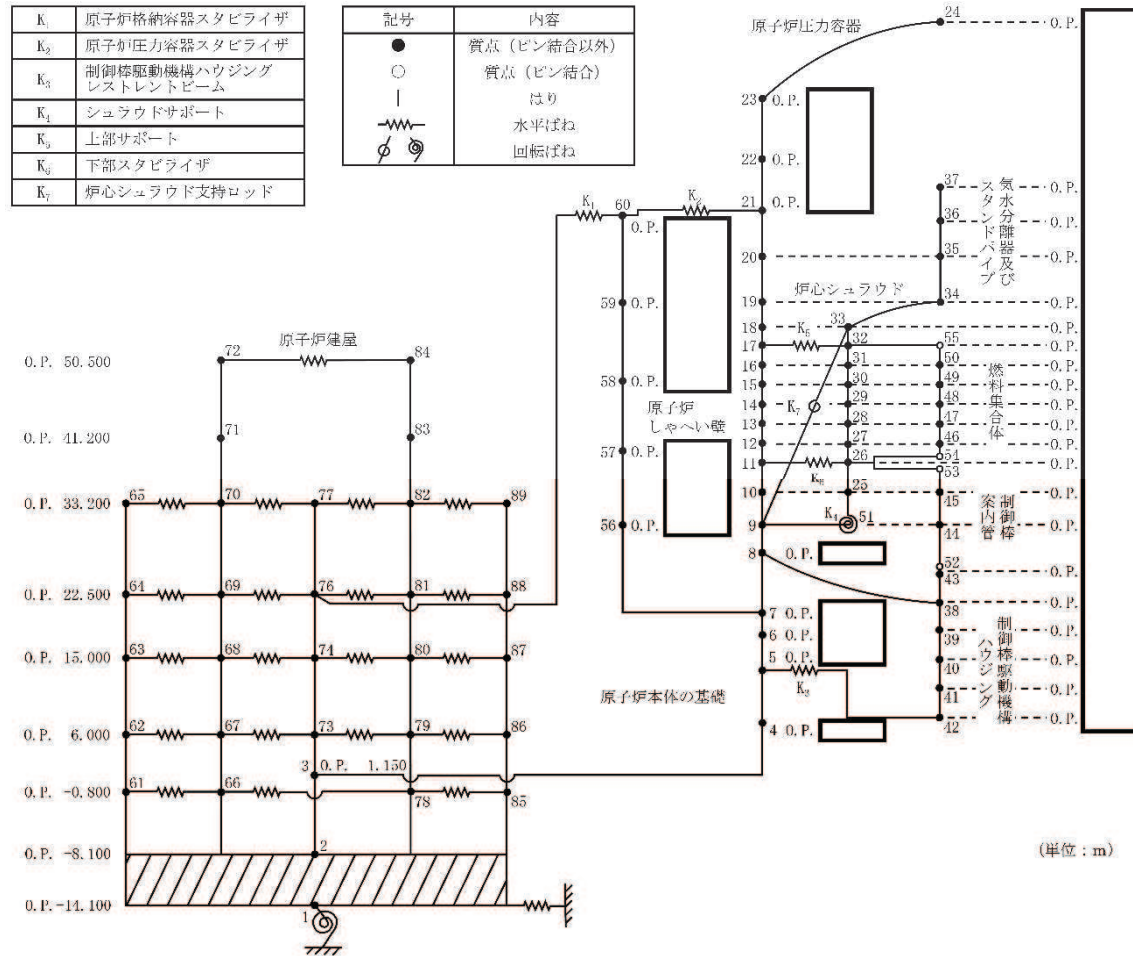


図 3-1 地震応答解析による燃料集合体相対変位

表 3-1 基準地震動 S_s に対する燃料集合体相対変位

基準地震動	燃料集合体相対変位 (mm)	
	NS 方向	EW 方向
$S_s - D 1$	47.7	49.8
$S_s - D 2$	50.5	<u>54.2</u>
$S_s - D 3$	37.9	37.0
$S_s - F 1$	33.4	31.4
$S_s - F 2$	41.2	39.5
$S_s - F 3$	39.4	36.6
$S_s - N 1$	33.3	35.4

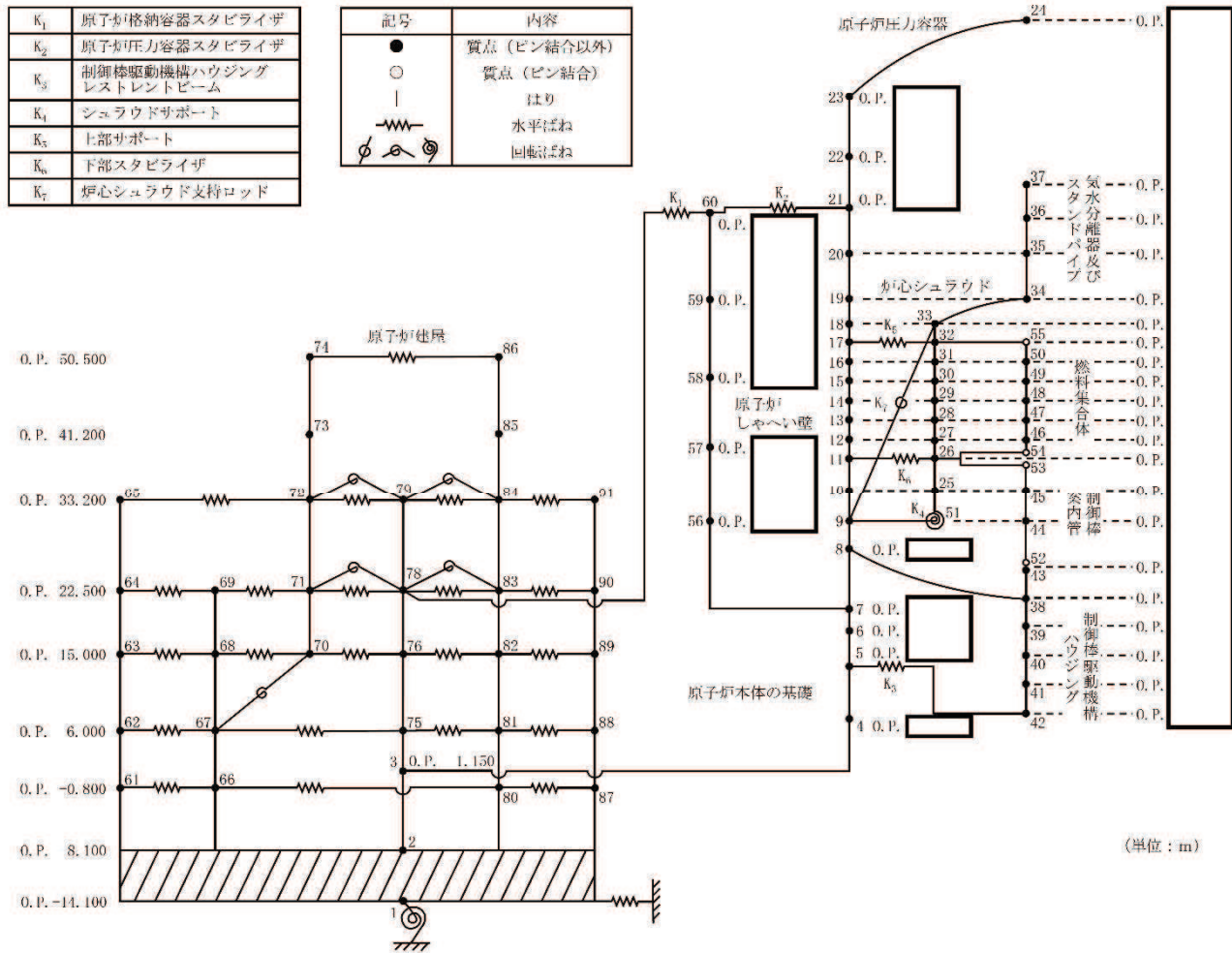
枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



注*：添付書類「VI-2-3-2 炉心，原子炉圧力容器及び原子炉内部構造物並びに原子炉格納容器及び原子炉本体の基礎の地震応答計算書」より

図 3-2 炉内構造物系地震応答解析モデル (NS 方向)

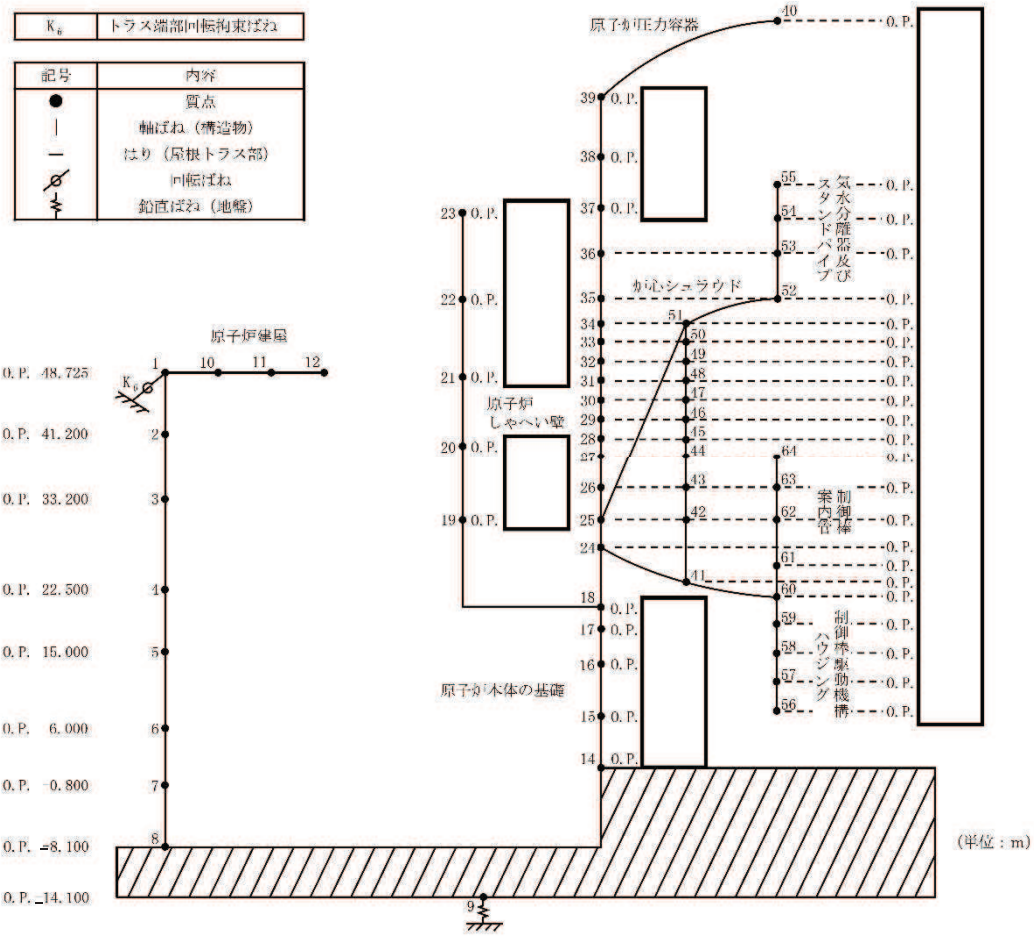
枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



注* : 添付書類「VI-2-3-2 炉心, 原子炉圧力容器及び原子炉内部構造物並びに原子炉格納容器及び原子炉本体の基礎の地震応答計算書」より

図 3-3 炉内構造物系地震応答解析モデル (EW 方向)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



注* : 添付書類「VI-2-3-2 炉心, 原子炉圧力容器及び原子炉内部構造物並びに原子炉格納容器及び原子炉本体の基礎の地震応答計算書」より

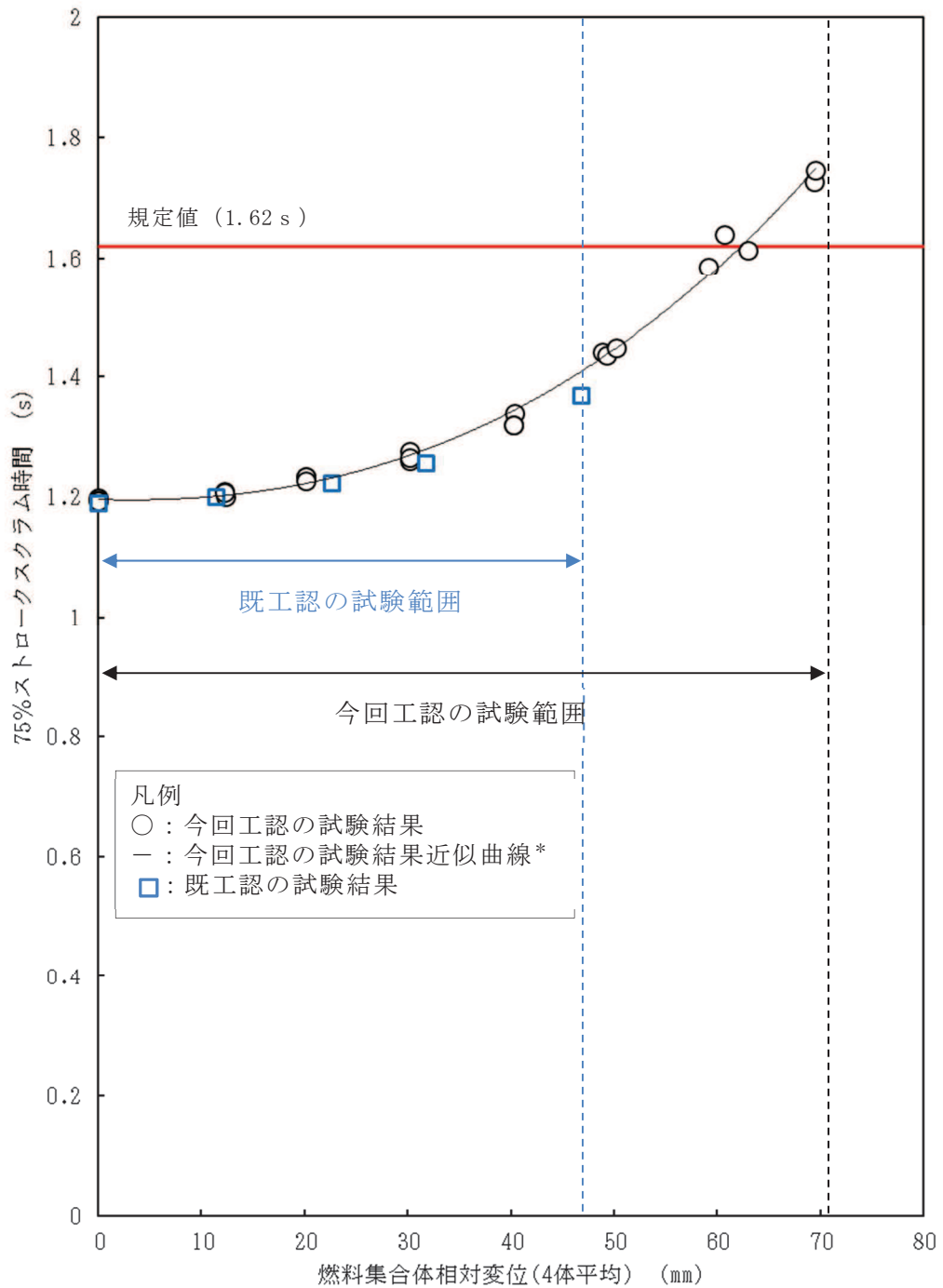
図 3-4 炉内構造物系地震応答解析モデル (鉛直方向)

4. 確認済相対変位（許容値）の設定に係る制御棒挿入性試験データの拡充

女川原子力発電所第2号機の既工認の制御棒挿入性評価では、確認済相対変位を40 mmとしていたが、今回工認では新規制基準における地震動の追加及び地盤物性の不確かさ等の追加による基準地震動 S_s の増大を考慮し、既工認と同様の制御棒挿入性試験を実施し、データを拡充している（図4-1）。

試験の結果、75%ストロークスクラムに要する時間が規定値（1.62s）に達する際の燃料集合体の相対変位として60.9 mm（試験3回の平均値）が得られた。また、制御棒挿入性試験後のチャンネルボックス及び制御棒の健全性に問題はなく、制御棒の挿入性に係る機能に影響を及ぼすものではないことを確認した。

本章では、今回工認における制御棒挿入性試験データの拡充について、試験条件の既工認との比較、制御棒挿入性試験結果、試験後のチャンネルボックス及び制御棒の健全性確認結果及び既往知見を踏まえた考察を纏める。



注記* : 近似曲線は、制御棒挿入性試験における燃料集合体相対変位 0 mmでの 75%ストロークスクラム時間 1.196 s (3 回平均) を切片とし、全ての試験結果を用いた三次曲線とした

図 4-1 制御棒挿入性試験の既工認との比較概要図

4.1 既工認と今回工認で実施した制御棒挿入性試験の比較

今回工認の制御棒挿入性試験は、基本的に既工認同様の試験条件としている。ただし、既工認より大きな変位でのデータを拡充するためには振動台の性能による制限を受けることから、今回工認では、チャンネルボックスの変位特性を考慮し、高温時の曲げ剛性と同等になるようにチャンネルボックスの板厚を調整することで大きな相対変位を付加した。なお、チャンネルボックスの板厚の調整方法の詳細については4.2項に示す。

表4-1に既工認と今回工認の制御棒挿入性試験の比較結果を示す。また、図4-2に試験装置概要、図4-3に試験装置外観を示す。

表4-1 既工認と今回工認の試験の比較

条件項目	既工認	今回工認	備考
機器・装置構成	<ul style="list-style-type: none"> ・模擬燃料集合体 (8×8燃料, チャンネルボックス含む) ・制御棒 ・燃料支持金具 ・制御棒案内管 ・制御棒駆動機構 ・水圧制御ユニット 	<ul style="list-style-type: none"> ・模擬燃料集合体 (9×9燃料*¹, チャンネルボックス含む) ・同左 ・同左 ・同左 ・同左 ・同左 	<ul style="list-style-type: none"> ・模擬燃料集合体は鉛にて質量模擬 ・その他機器は実機仕様(実機寸法) ・東芝エネルギーシステムズ(株)エネルギーシステム技術開発センターにて試験実施
試験方法	<ul style="list-style-type: none"> ・加振により燃料集合体に相対変位を発生させ、その状態で75%ストロークスクラムに要する時間を計測 ・正弦波により加振 ・各相対変位(0~40mm範囲で10mm刻みに設定)に対して3回試験を実施 	<ul style="list-style-type: none"> ・同左 ・同左 ・各相対変位(0~70mm範囲で10mm刻みに設定)に対して3回試験を実施 	<p>「0~50mm挿入性試験」</p> <ul style="list-style-type: none"> ・各条件での試験後に確認の結果、有意な変形はなく、再使用可能であると判断したため、同一のチャンネルボックスを使用 <p>「60mm, 70mm挿入性試験」</p> <ul style="list-style-type: none"> ・1回ごとにチャンネルボックスを交換
温度	常温	同左	—
圧力	大気圧* ²	同左	—
チャンネルボックス板厚	100mil(2.54mm)* ³		<ul style="list-style-type: none"> ・高温時の変位特性(加速度に対する変位量)と同等になるように設定 ・チャンネルボックス板厚を調整したことの配慮として、チャンネルボックス間隙を既工認と同等の条件に設定

注記*1：女川2号機の今回工認で使用している燃料型式

*2：実機(炉圧状態)では圧力抵抗が増すため、制御棒挿入に要する時間が増加する。制御棒挿入性試験は大気圧条件で実施するが、制御棒挿入圧力を調整し、ゼロスクラム時間(無加振時の75%ストロークスクラムに要する時間)を実機と合わせることで炉圧状態を模擬している

*3：1mil=0.0254mm

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

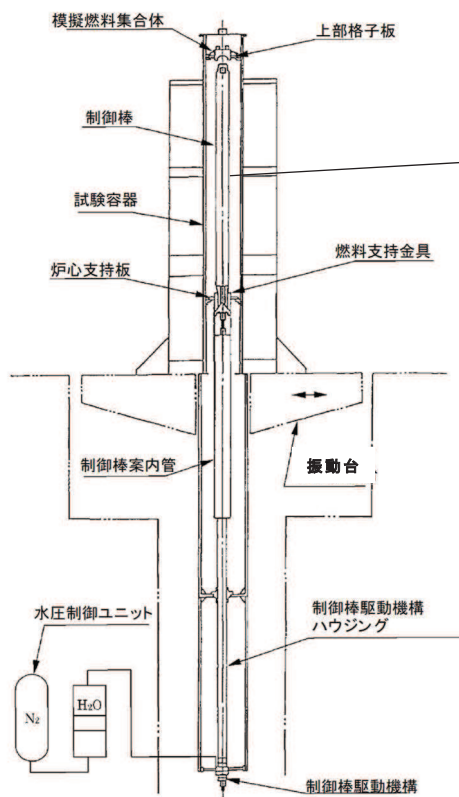


図 4-2 試験装置概要

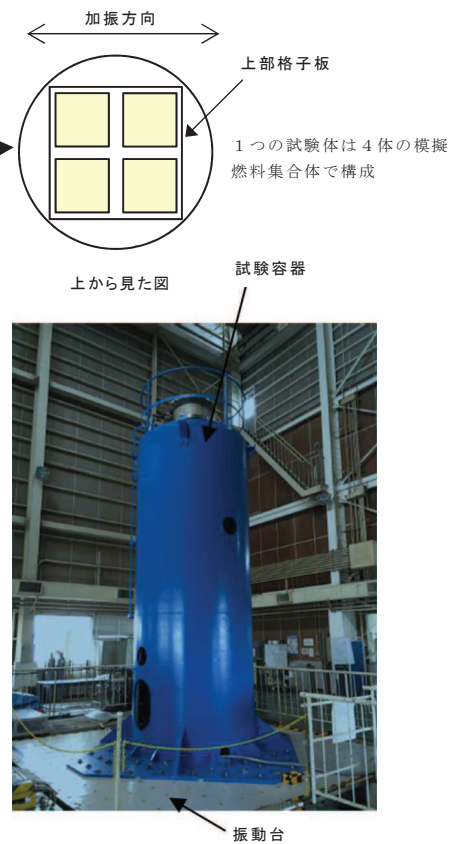


図 4-3 試験装置外観

4.2 高温時の変位特性を考慮したチャンネルボックス板厚の調整

今回工認では、より大きな相対変位の試験条件を設定するため、高温時の変位特性を考慮してチャンネルボックスの板厚を調整し、制御棒挿入性試験を実施した。チャンネルボックスの仕様比較を表 4-2、試験用チャンネルボックスの概略図を図 4-4 に示す。

板厚の調整に当たっては、チャンネルボックス材料（ジルカロイ）の実機使用環境（高温時）の縦弾性係数が、試験環境（常温時）と比較して約 3 割程度低くなる特徴を考慮している。ただし、試験環境（常温時）での縦弾性係数を実機使用環境（高温時）と同等に調整することは困難であることから、実機使用環境（高温時）の剛性を模擬するために実機仕様チャンネルボックスと試験用チャンネルボックスの変位特性（加速度に対する変位量）が同等になるように板厚を設定した。チャンネルボックスの変位—加速度の関係（試験条件設定用）を図 4-5 に示す。

表 4-2 チャンネルボックスの仕様比較

対象	使用温度 (°C)	縦弾性係数 (GPa)	板厚 (mm)
実機仕様チャンネルボックス	302 (高温)	77.2	2.54
試験用チャンネルボックス (板厚調整)	20 (常温)	98.0	

注記* : チャンネルボックスを両端支持のはりとし、荷重に対する中央たわみ量 (変位) を計算し、実機仕様と同
等となるように下式により算出

$$v = \frac{5wL^4}{384EI}$$

v : 中央たわみ (変位), L : チャンネルボックス全長, w : 荷重, E : ヤング率, I : 断面二次モーメント

以下に中央たわみ 10mm の場合の計算例を示す。

《実機仕様チャンネルボックス (302°C, 100mil)》



《試験用チャンネルボックス (20°C,  mil)》

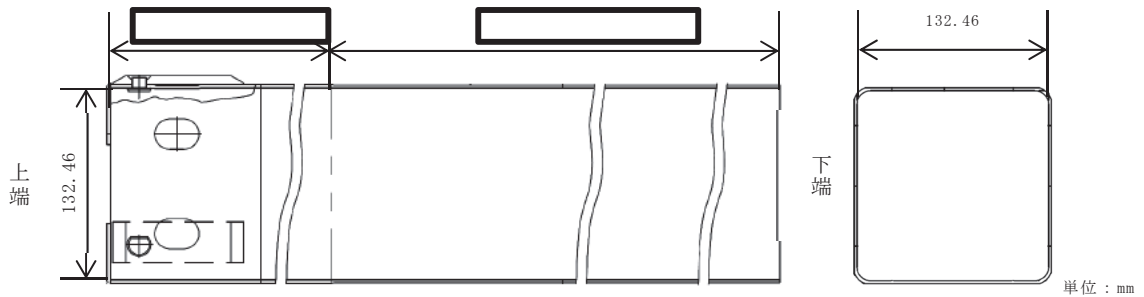


図 4-4 試験用チャンネルボックスの概略図



図 4-5 チャンネルボックスの変位－加速度の関係
(試験条件設定用)

「試験用チャンネルボックス板厚決定方法」



注記*：平成 26 年 7 月設置変更許可申請時の基準地震動 $S_s - 1, 2$ に対する燃料集合体相対変位 45.3 mm を考慮し，チャンネルボックスの変位－加速度の関係から算出した加速度 5G を基準とし変位を算出した。

今回工認の制御棒挿入性試験に用いるチャンネルボックス板厚の調整に当たっては，スクラム時の運転状態を考慮した際に最も高温状態になった場合を想定し，実機使用環境（高温時）として最高使用温度（302℃）を考慮した。最高使用温度（302℃）は，運転状態における炉水温度（280～290℃程度）より高い温度設定であるが，約 10～20℃程度の温度差によるチャンネルボックスの縦弾性係数の差は約 1～2%* と小さいため，制御棒挿入性に与える影響は軽微であると考えられる。

なお，チャンネルボックス板厚を調整したことでチャンネルボックス間の間隙が広くなり，制御棒挿入性に影響を与えることがないように，上部格子板及び燃料支持金具の寸法を調整することでチャンネルボックス間の間隙を既工認と同等の条件に設定している。既工認と今回工認のチャンネルボックス配置図を図 4-6 に示す。

注記*： The elastic properties of zirconium alloy fuel cladding and pressure tubing materials (Journal of Nuclear Materials, Volume 79, No.1, January 1979, Table4, H.E.Rosinger, D.O.Northwood) より，ジルカロイ 4 の縦弾性係数 E は下記式で計算される

$$E = 98.82 - 0.076 (T - 273) \quad (T \text{ は絶対温度})$$

【既工認】

【今回工認】

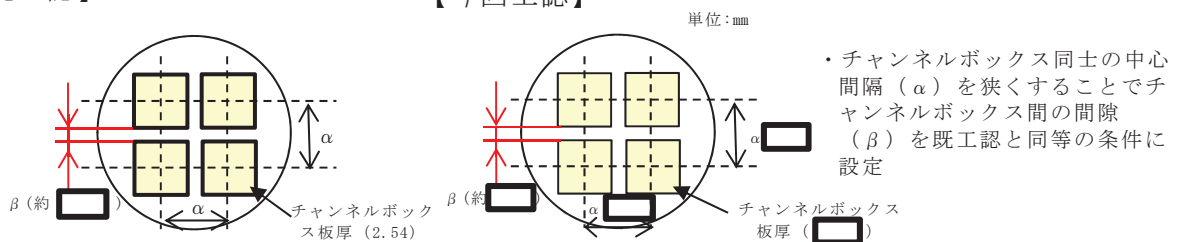


図 4-6 既工認と今回工認のチャンネルボックス配置図

4.3 制御棒挿入性試験結果

制御棒挿入性試験で得られた燃料集合体相対変位及び 75%ストロークスクラム時間を表 4-3 に示す。また、制御棒挿入性試験結果について図 4-7 に示す。今回工認の試験の結果、燃料集合体相対変位は 60.9 mm（試験 3 回の平均値）に対する 75%ストロークスクラム時間が 1.61s（試験 3 回の平均値）となった。

なお、相対変位 45 mm 程度までのデータにおいて、今回工認と既工認時の制御棒挿入性については同様な傾向を示している。今回工認では、チャンネルボックスの板厚を実機仕様に合わせて調整したことにより、挿入抵抗は小さくなるが、相対変位 45 mm 程度では、チャンネルボックスと制御棒の変形に起因する抵抗が小さく、差が生じなかったものと考えられる。

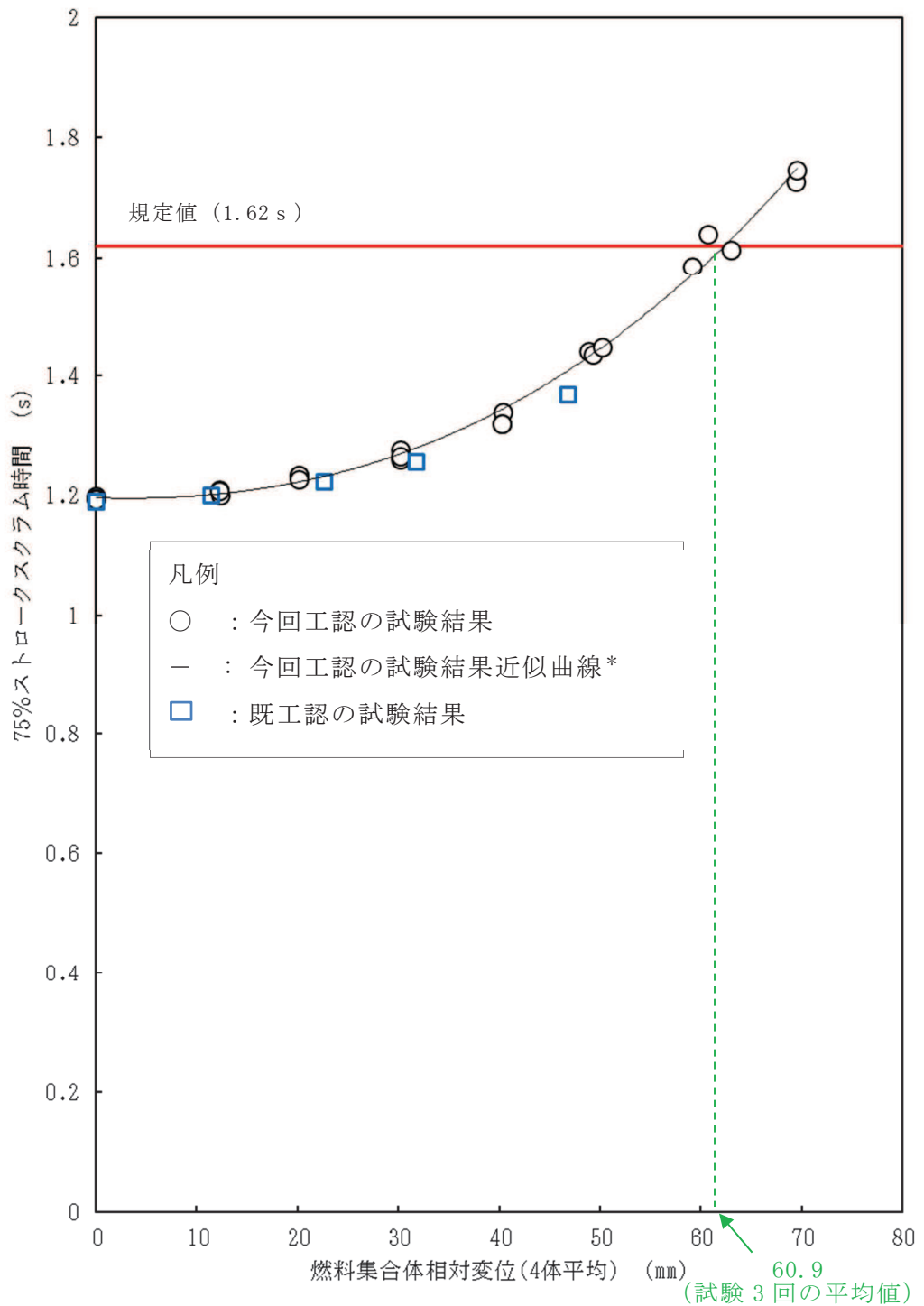
また、制御棒挿入性試験時の各燃料集合体中央部の変位データより、試験体を構成する 4 つの燃料集合体が同位相で動いていることを確認した（図 4-8）。

表 4-3 制御棒挿入性試験における燃料集合体相対変位及び
75%ストロークスクラム時間

目標変位 (mm)	燃料集合体相対変位 (4 体平均) (mm)	75%ストローク スクラム時間 (s)	試験 3 回の平均値	
			燃料集合体 相対変位 (mm)	75%ストローク スクラム時間 (s)
0	0	1.20	0	1.20
	0	1.20		
	0	1.19		
10	12.3	1.20	12.3	1.21
	12.2	1.21		
	12.2	1.21		
20	20.2	1.23	20.2	1.23
	20.2	1.23		
	20.2	1.23		
30	30.2	1.26	30.2	1.27
	30.1	1.28		
	30.2	1.27		
40	40.4	1.34	40.3	1.33
	40.3	1.32		
	40.3	1.32		
50	48.8	1.44	49.5	1.44
	49.3	1.44		
	50.2	1.45		
60	59.1	1.59	60.9	1.61
	60.7	1.64 ^{*1}		
	63.0	1.61		
70 ^{*2}	69.4	1.73	69.5	1.74
	69.6	1.75		

注記*1：75%ストロークスクラム時間が 1.62s を超えているため、5 章にて制御棒挿入性試験の保守性を解析的に確認した上で確認済相対変位を設定する

*2：今回実施した制御棒挿入性試験において、燃料集合体相対変位 70 mm を目標とした試験は 2 回実施



注記* : 近似曲線は、制御棒挿入性試験における燃料集合体相対変位 0 mm での 75%ストロークスクラム時間 1.196 s (3 回平均) を切片とし、全ての試験結果を用いた三次曲線とした

図 4-7 制御棒挿入性試験結果

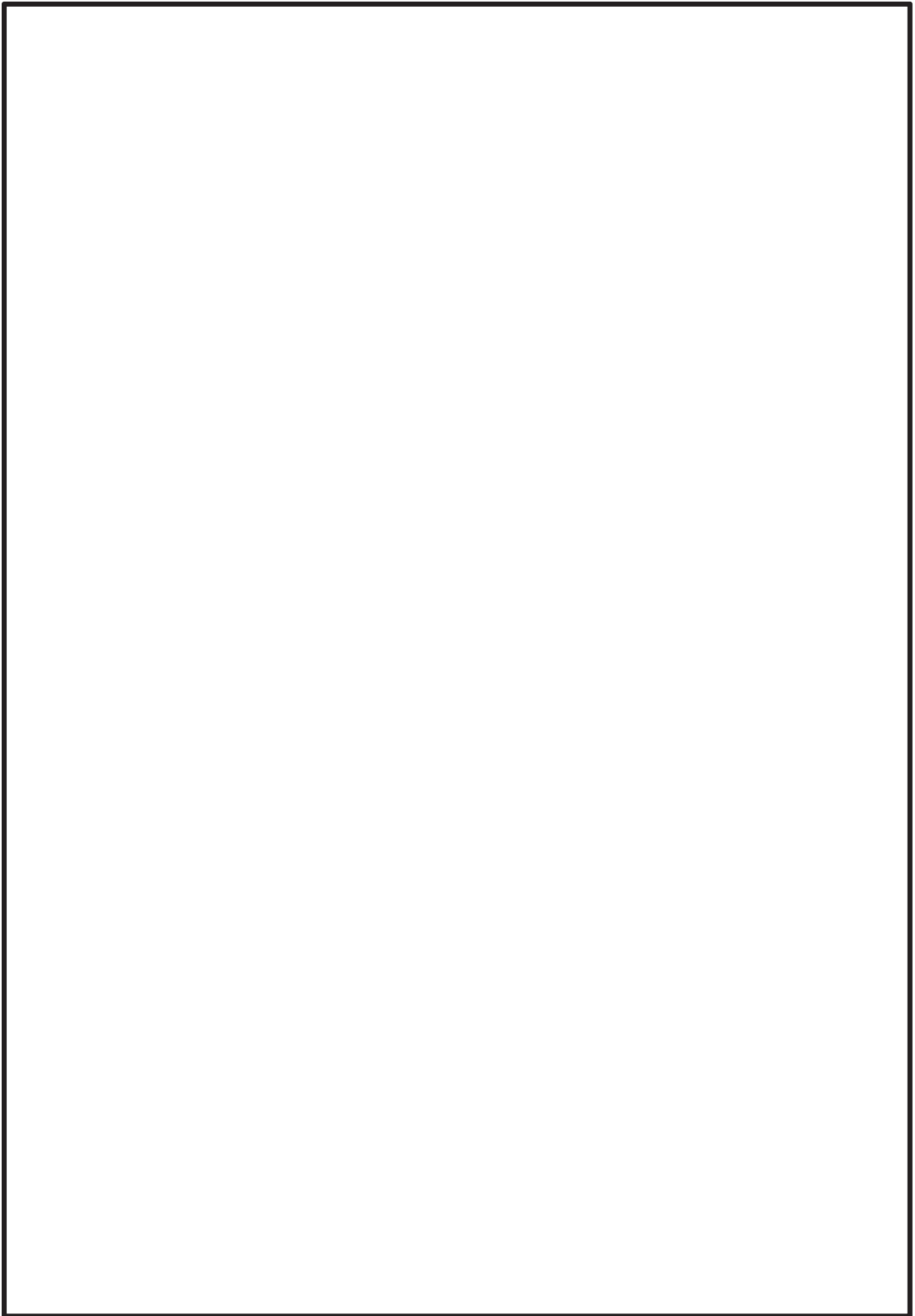


図 4-8 燃料集合体変位データ（燃料集合体目標変位 60 mm試験実施時）

4.4 制御棒挿入性試験後のチャンネルボックス健全性確認結果

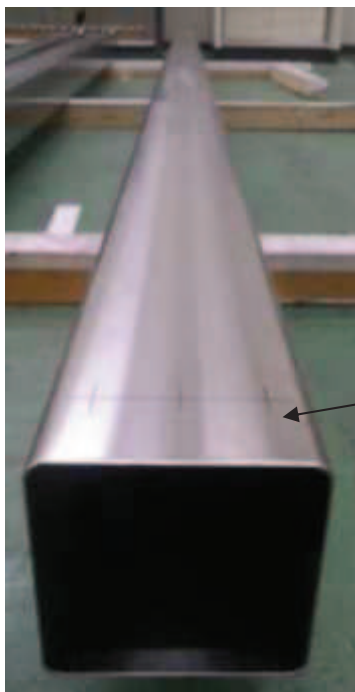
制御棒挿入性試験後のチャンネルボックスの外観の一例を図 4-9 に示す。制御棒挿入性試験後、チャンネルボックスの外観点検を行い、制御棒の挿入性に影響を与える損傷がないことを確認した。

チャンネルボックス詳細測定結果を表 4-4 に、チャンネルボックス周りの位置関係図を図 4-10 に示す。チャンネルボックスの詳細な測定の結果、長手の曲がり変化量が \square mm 及び波状変形量が \square mm* であり、チャンネルボックスと制御棒との間隙（約 \square mm）及びチャンネルボックスと燃料被覆管との間隙（ \square mm 以上）に対して十分に小さいため、冷却材流路や燃料集合体に影響を及ぼすものではないことを確認した。

また、チャンネルボックスと制御棒との間隙（約 \square mm）は常温時の値であるが、上部格子板、制御棒及びチャンネルボックスの構造・寸法に対するそれぞれの熱膨張量の関係から、高温時はチャンネルボックスと制御棒との間隙が広がり（約 \square mm）、制御棒挿入抵抗が小さくなるため、制御棒の挿入性や冷却材流路に影響を及ぼすものではない。

注記*：60 mm挿入性試験実施後の3回平均値

(チャンネルボックス上端側)



制御棒挿入性試験後の
チャンネルボックス

(チャンネルボックス下端側)

図 4-9 制御棒挿入性試験後のチャンネルボックスの外観

表 4-4 チャンネルボックス詳細測定結果

測定対象	曲がり変化量 (mm)	波状変形量 (mm)
チャンネルボックス (燃料集合体目標変位 60 mm 試験実施後 3 回平均値)		

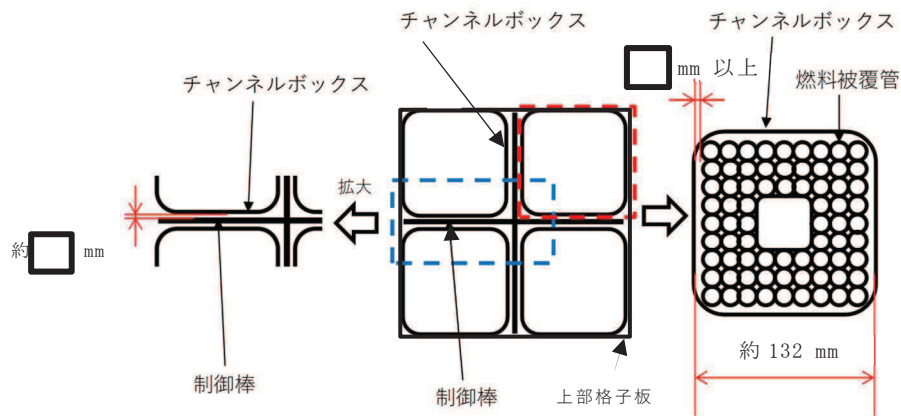
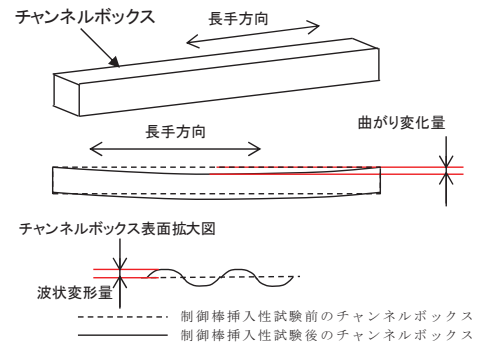


図 4-10 チャンネルボックス周りの位置関係図

4.5 制御棒挿入性試験後の制御棒健全性確認結果

制御棒挿入性試験後の制御棒の外観の一例を図 4-11 に示す。制御棒の外観点検を行った結果は、制御棒のブレード、タイロッドに変形等は認められたものの、いずれの試験条件においても制御棒を構成するブレード（シース、中性子吸収棒）、タイロッド、ローラ等の健全性に影響を与える有意な損傷がないことを確認した。

制御棒ブレードの厚さ測定の結果（表 4-5）、局所的なシースの膨れが一部の試験条件において確認されたものの、ブレード全体にわたって仕様値を超えるものではなく、中性子吸収棒を支持する上下端位置でのブレード厚さは仕様値以内であり、シース内の中性子吸収棒が移動することはない、制御棒の機能に影響はない（図 4-12）

また、シースの膨れの状況は、ブレード厚さが最大（ mm）になった箇所においても、ブレードの長手方向（上端～下端）及び横方向（ブレード中央部～翼端）に連続してブレード厚さの仕様値を超過しておらず局所的な範囲に収まっており、図 4-13 のとおり、チャンネルボックス間の間隙は約 mm であるため、制御棒とチャンネルボックスが接触してチャンネルボックスとの間隙を閉塞するものではない。なお、照射によるによりチャンネルボックスの変形（反り）についても、定検毎に燃料集合体の向きを変更することで変形が生じにくくなるよう考慮しているため、影響軽微と考えられる。

さらに、シースが変形してブレード厚さが増加しても、制御棒の構造上、シースの冷却孔を通じて冷却材が流れるため、冷却材流量への影響もない（図 4-14）。

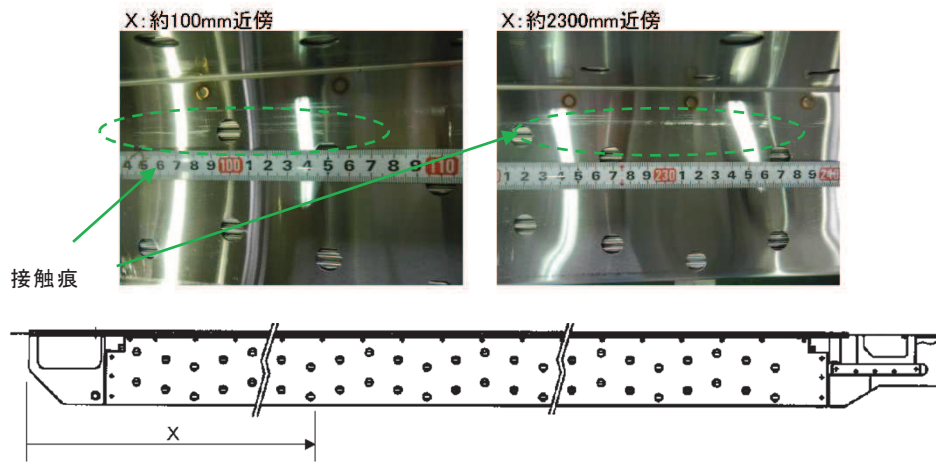


図 4-11 制御棒挿入性試験後の制御棒の外観

表 4-5 制御棒ブレードの厚さ測定結果*¹

ブレード厚さ	仕様値* ²	測定位置* ³								
		上端部			下端部			膨れ部* ⁴		
		A	B	C	A	B	C	A	B	C
試験実施前	8.3 <input type="text"/>									
試験実施後	8.3 <input type="text"/>									

注記*¹ : 相対変位 60 mm 目標における試験実施時 (制御棒 3 体の平均値)

*² : 寸法 (8.3 mm) は, 中性子吸収棒を内包する制御棒として炉心格子から決まる値。公差 (mm) はメーカーの製造能力により設定される値

*³ : A: ブレードの翼端, B: ブレード中央部, C: タイロッド部

*⁴ : ブレード長手方向における最大値の平均値

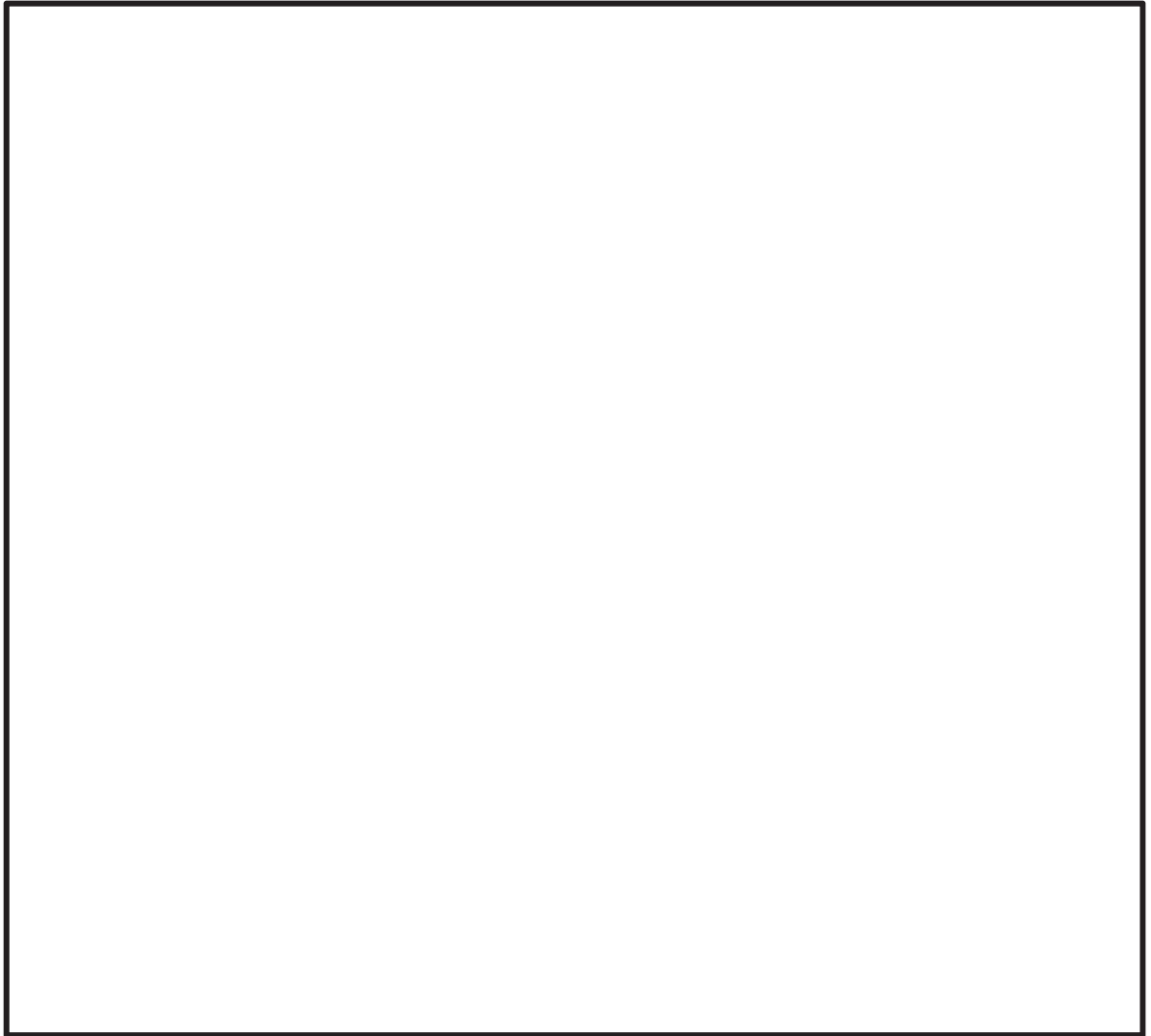


図 4-12 制御棒ブレード厚さ測定位置

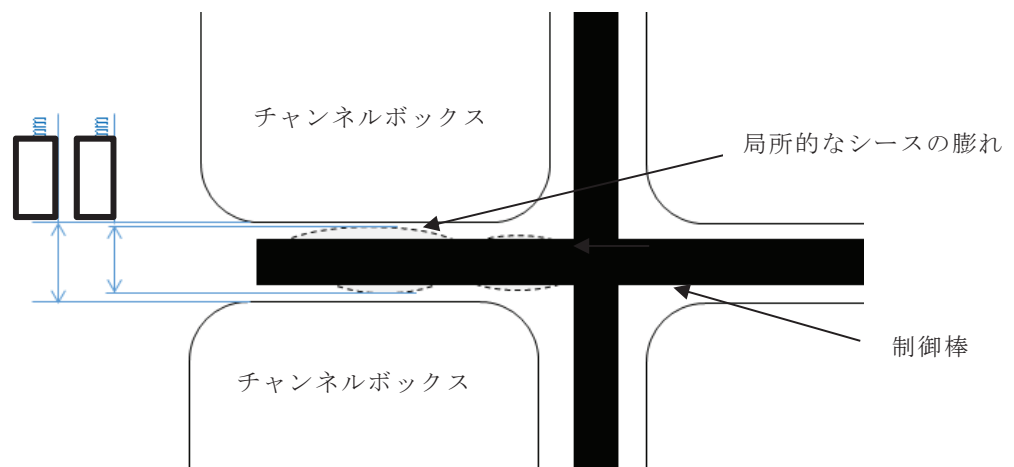


図 4-13 制御棒挿入性試験後の制御棒ブレードの局所的なシースの膨れ(イメージ)

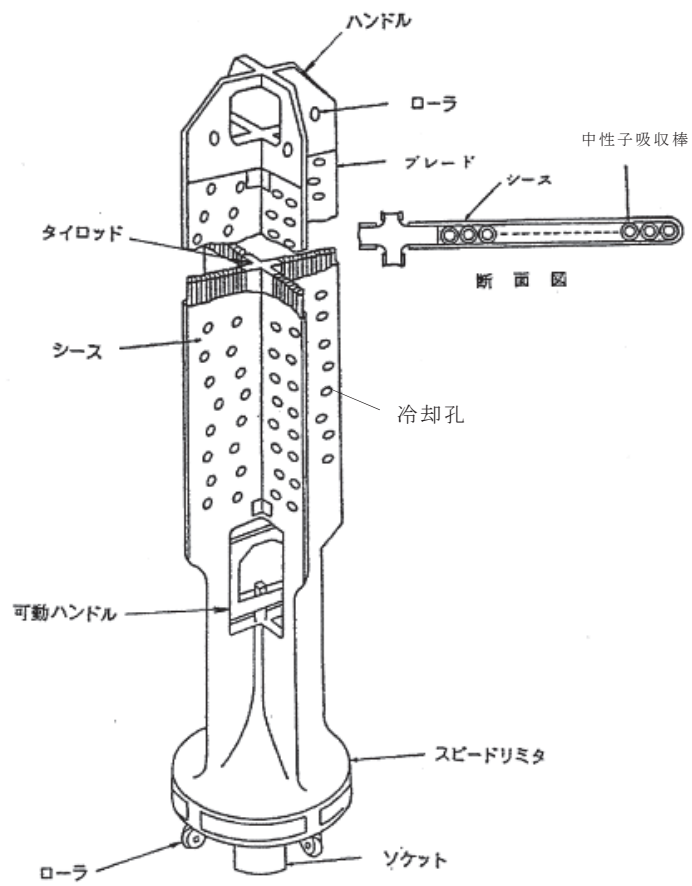


図 4-14 制御棒構造図

4.6 既往知見を踏まえた制御棒挿入性試験結果に対する考察

制御棒挿入性に係る検討を実施した既往知見⁽¹⁾⁽²⁾を調査し、制御棒挿入時間及び弾塑性特性の観点で比較・検討することにより、今回工認で実施した制御棒挿入性試験結果について考察した。

4.6.1 制御棒挿入時間

既往知見及び女川原子力発電所第2号機制御棒挿入性試験の全体概要を図4-15に示す。

既往知見では、実機試験（常温状態）を模擬した制御棒挿入性解析を行い、大入力での地震に対しても制御棒挿入挙動を予測できることを確認するとともに、その解析手法を用いて、実機プラント条件（実機運転温度、圧力）における制御棒挿入性の限界状態を解析・評価している。

既往知見の解析結果（常温状態、実機プラント条件）は、女川原子力発電所第2号機の試験結果に対して、いずれも大きな変形領域において制御棒の挿入時間が短くなっている。この差異は、女川原子力発電所第2号機の制御棒挿入性試験は、保守的な試験条件の設定として、最大相対変位を繰り返し付加する正弦波加振であることに対して、既往知見の制御棒挿入性試験は、地震波を用いた加振であることによるものと考えられる。

ここで既往知見の結果を女川原子力発電所第2号機の制御棒挿入性評価に適用することも可能と考えられるが、制御棒の挿入時間は加振波の特性に依存するため、既往知見の加振波である地震波と女川原子力発電所第2号機の基準地震動 S_s （7波）との関係を検討する必要がある。また、今回工認試験用の加振波として基準地震動 S_s を用いる場合、全ての基準地震動 S_s に対して、各相対変位条件における制御棒挿入性試験が必要になり現実的ではない。このため、女川原子力発電所第2号機の今回工認試験では、既工認と同様、保守的に正弦波加振とすることにより制御棒挿入性試験の保守的かつ合理的な正弦波加振による試験で、相対変位データの拡充を行った。

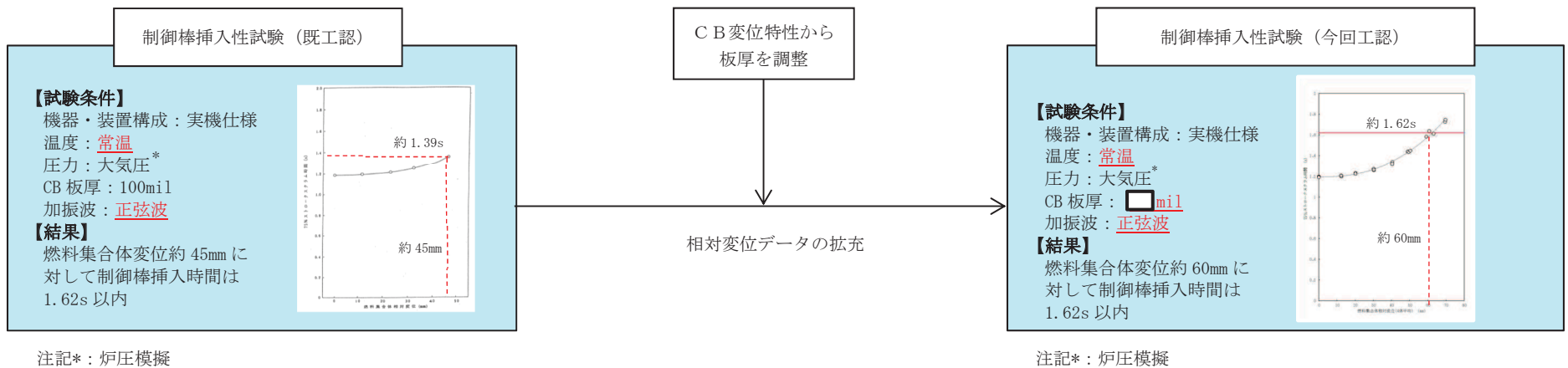
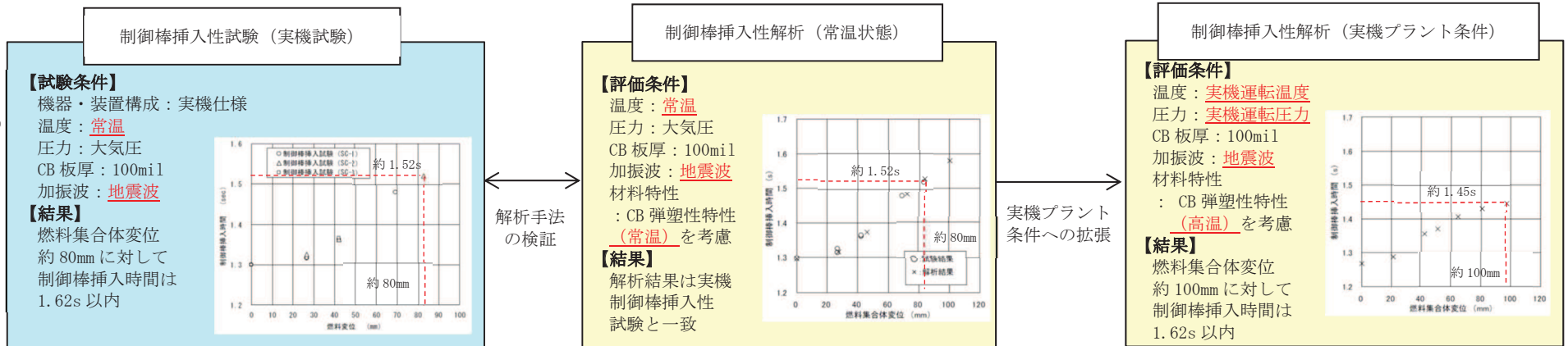


図 4-15 既往知見及び女川原子力発電所第2号機制御棒挿入性試験の全体概要

4.6.2 チャンネルボックスの弾塑性特性

より大きな相対変位における制御棒の挿入状態でチャンネルボックスの塑性化が考えられることについて、既往知見の制御棒挿入性解析では、4点曲げ試験（図 4-16）に基づくチャンネルボックスの弾塑性特性（図 4-17）を考慮しており、高温時でより大きな相対変位の条件では、常温時よりチャンネルボックスの剛性が低下するため、制御棒の挿入抵抗が減少し、制御棒の挿入時間が短くなると考察されている。一方、女川原子力発電所第 2 号機の制御棒挿入性試験では、チャンネルボックスの高温時と常温時の縦弾性係数を考慮して板厚を調整した試験体を用いて、大きな相対変位を付加した試験であることから、チャンネルボックスの弾塑性特性が試験体に実際に反映された結果となる。女川原子力発電所第 2 号機の今回工認試験における振動台加速度と相対変位の関係（図 4-18）によれば、相対変位が 45mm 程度の領域で塑性域に入る。女川原子力発電所第 2 号機の今回工認試験は常温で実施しているためチャンネルボックスの耐力（降伏点）は高温時のチャンネルボックスと差異があるが、高温時の縦弾性係数を考慮して板厚を調整したことにより、塑性挙動が始まる変位は、既往知見に示されている高温時の塑性開始変位（図 4-17）とおおむね一致する結果になっているものと考えられる。

なお、チャンネルボックスと燃料集合体の間には炉水が存在し、チャンネルボックスの温度は炉水温度に依存することから、実機運転状態における炉心上部と下部の炉水温度差は約 10℃（図 4-19）と小さいことを考慮すると、チャンネルボックスの長手方向で大きく温度分布及び弾塑性特性が異なることはないと考えられる。

既往知見に示されている高温時のチャンネルボックスの弾塑性特性（図 4-17）は、4点曲げ試験という静荷重条件による試験であり、変位が 40mm 程度を超える領域から、曲げモーメントの増加とともに大きく変位量が増加している。一方、女川原子力発電所第 2 号機の今回工認試験においては、振動台加速度と相対変位の関係（図 4-18）から分かるように、チャンネルボックスの相対変位が 45mm 程度の領域に入っても相対変位が極端に増加することはなく、振動台加速度を上げても変位が増加しにくくなる傾向が見られる。これは、既往知見の弾塑性特性は静的な荷重を負荷してチャンネルボックスを変形させた場合のものであるのに対して、女川原子力発電所第 2 号機の制御棒挿入性試験では、地震と同様の交番荷重による慣性加振で行われているため、チャンネルボックスが塑性領域に入ったことによる履歴減衰の効果や振動挙動（固有周期）の変化などが要因となり、変位の増加が抑えられたと考えられる。

なお、女川原子力発電所第2号機の地震応答解析では、チャンネルボックスを線形でモデル化し、燃料集合体の相対変位を評価しているため、チャンネルボックスの弾塑性特性の影響については5章にて詳細検討結果を説明する。

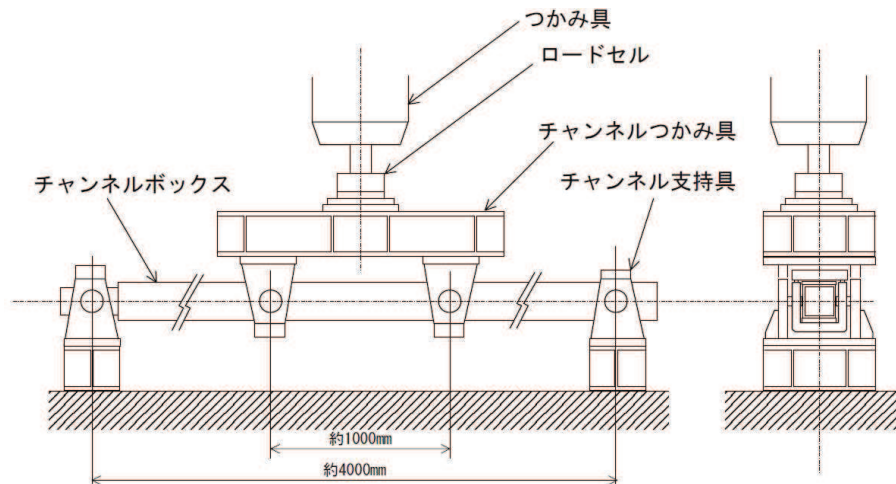


図 4-16 チャンネルボックスの4点曲げ試験の概要図（既往知見⁽²⁾）

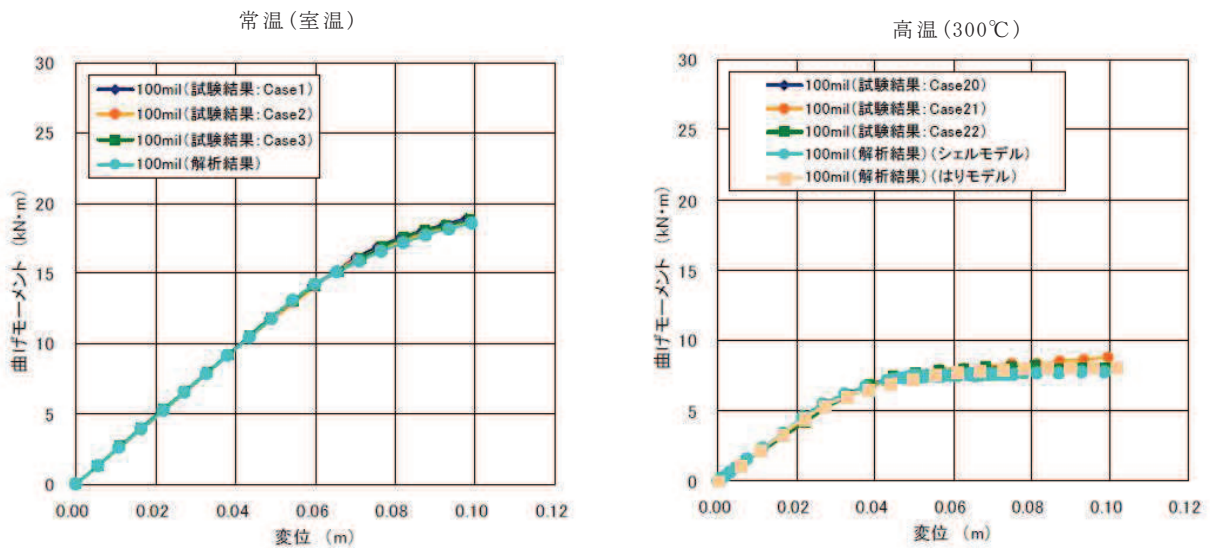


図 4-17 4点曲げ試験に基づくチャンネルボックス弾塑性特性（常温及び高温）
（既往知見⁽²⁾）

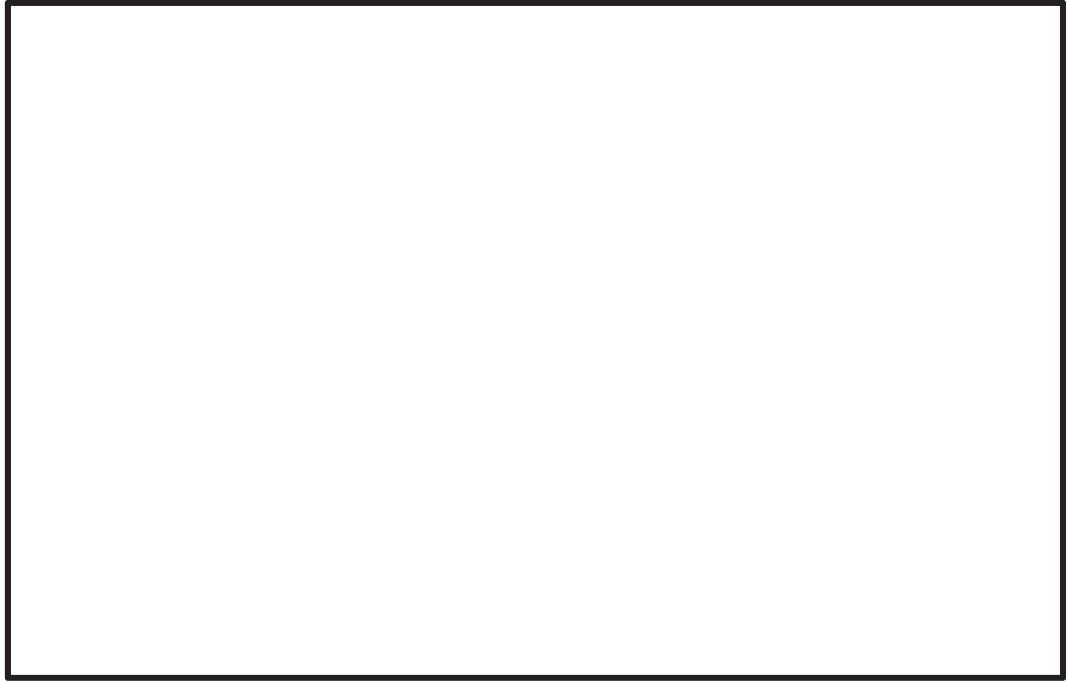


図 4-18 女川原子力発電所第 2 号機の今回工認試験における
振動台加速度と相対変位の関係図

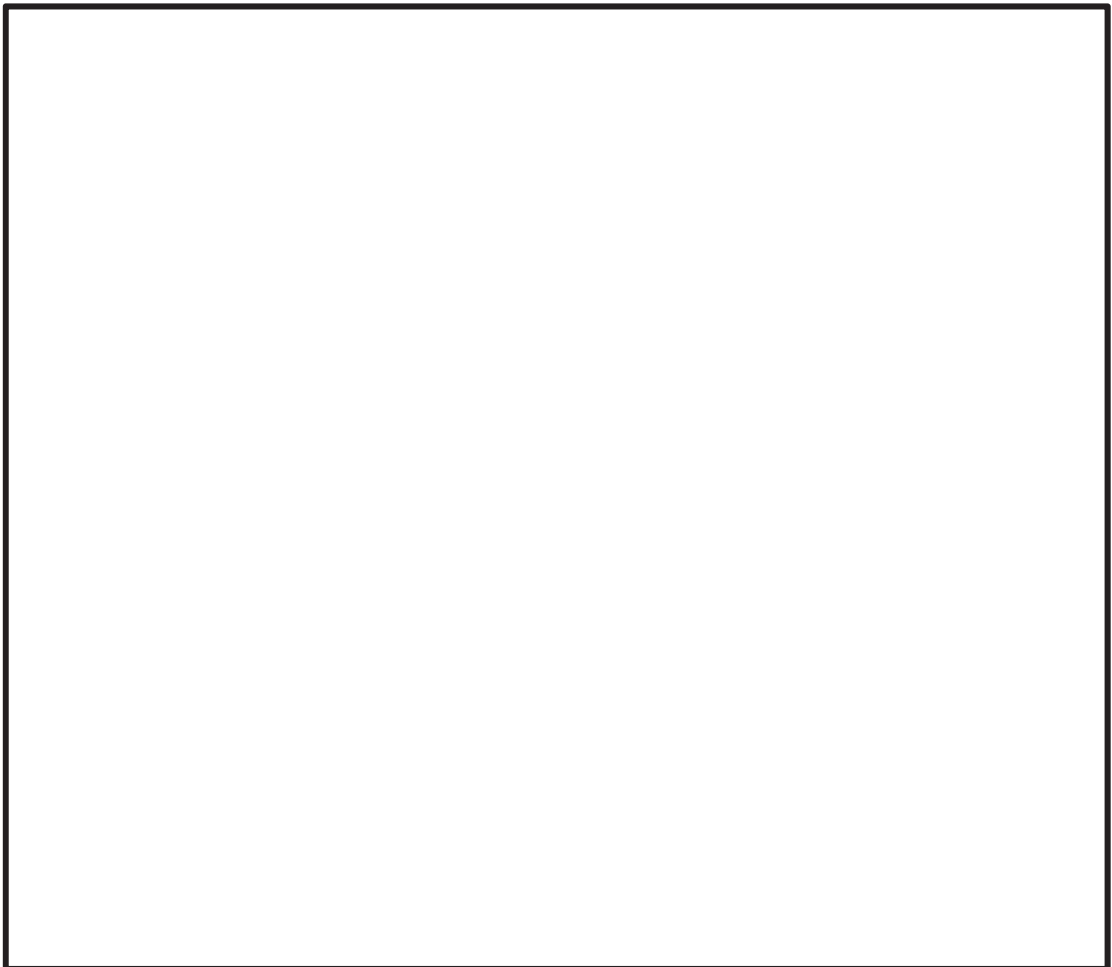


図 4-19 原子炉系ヒートバランスより算出した炉水温度

5. 制御棒挿入性評価の妥当性確認

今回工認における制御棒挿入性評価は、図 2-1 に示す J E A G 4 6 0 1 -1991 追補版の評価手法を適用する。また、御棒挿入性評価における地震応答解析による「燃料集合体相対変位（発生値）の算出」及び制御棒挿入性試験による「確認済相対変位（許容値）の設定」の手順を図 5-1 に示す。

本章では、女川原子力発電所第 2 号機における制御棒挿入性評価の妥当性について、4.6 項での考察を踏まえ、燃料集合体相対変位の増大に伴うチャンネルボックスの弾塑性特性の影響、制御棒挿入性試験の有する保守性等の観点から確認を行う。

制御棒挿入性評価の妥当性確認検討フローを図 5-2 に示す。制御棒挿入性評価の妥当性確認を実施するにあたっては、地震応答解析による燃料集合体相対変位の算出及び制御棒挿入性試験による確認済相対変位の設定に係る各手順について実機条件に対する差異項目を抽出・分類し、各分類項目に応じた影響検討を実施・確認した上で、総合的な評価結果を纏めた。

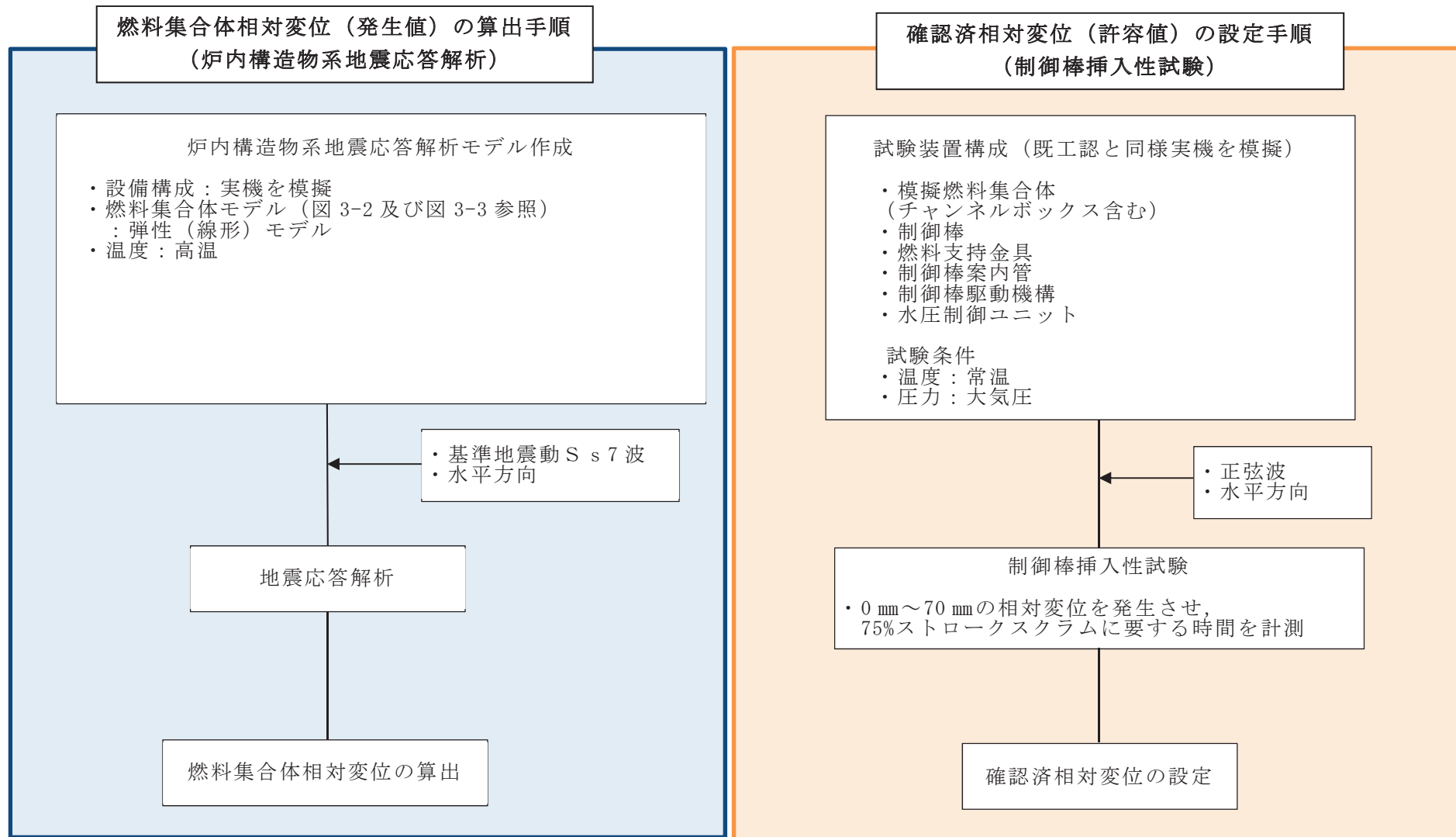


図 5-1 制御棒挿入性評価に係る各手順

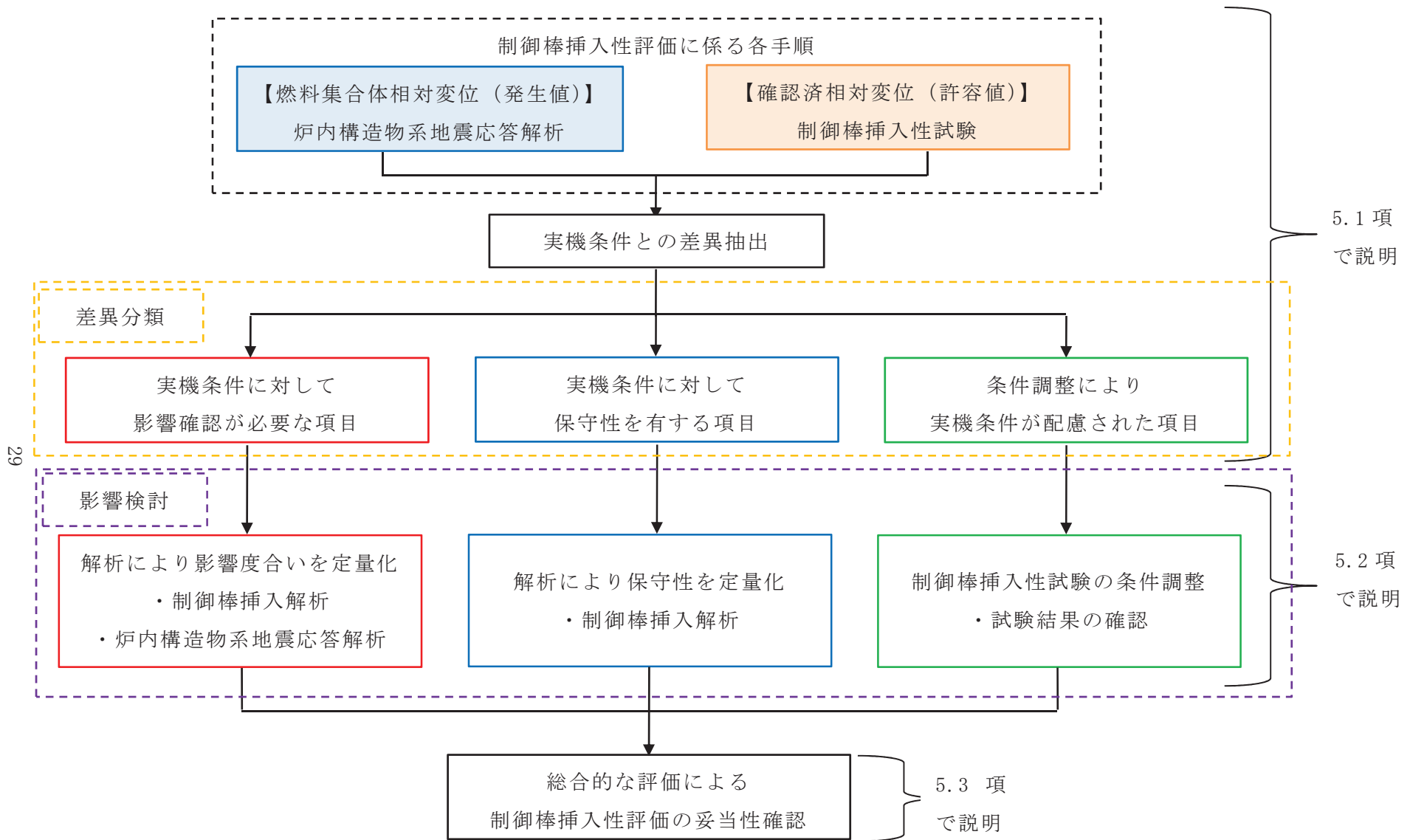


図 5-2 女川原子力発電所第 2 号機の制御棒挿入性評価の妥当性確認検討フロー

5.1 制御棒挿入性評価における実機条件との差異項目の分類及び検討項目の整理

地震応答解析による燃料集合体相対変位の算出条件及び制御棒挿入性試験による確認済相対変位の設定条件について、実機条件との差異項目を抽出及び分類した結果を表 5-1 及び表 5-2 に、差異分類に応じた検討項目の整理結果を表 5-3 に示す。

- (1) 実機条件に対して影響確認が必要な項目・・・赤
- (2) 実機条件に対して保守性を有する項目・・・青
- (3) 条件調整により実機条件が配慮された項目・・・緑

表 5-1 実機条件との差異項目抽出及び分類結果（炉内構造物系地震応答解析）

条件項目	実機条件	炉内構造物系地震応答解析	実機条件との差異及び分類結果
機器・装置構成	<ul style="list-style-type: none"> ・燃料集合体（チャンネルボックス含む） ・制御棒 ・燃料支持金具 ・制御棒案内管 ・制御棒駆動機構 ・水圧制御ユニット 	実機をモデル化	無
燃料集合体モデル	チャンネルボックスの弾塑性特性の影響が考えられる	弾性（線形）モデル	有（1）
温度	高温	高温	無
入力波	地震波	地震波	無

表 5-2 実機条件との差異項目抽出及び分類結果（制御棒挿入性試験）

条件項目	実機条件	制御棒挿入性試験	実機条件との差異及び分類結果
機器・装置構成	<ul style="list-style-type: none"> ・燃料集合体（チャンネルボックス含む） ・制御棒 ・燃料支持金具 ・制御棒案内管 ・制御棒駆動機構 ・水圧制御ユニット 	実機と同じ構成（ただし、高温状態模擬のためにチャンネルボックス厚さは 100mil→ <input type="checkbox"/> mil に調整）	無
温度	高温	常温（ただし、高温状態模擬のためにチャンネルボックス厚さは 100mil→ <input type="checkbox"/> mil に調整）	有（3）
圧力	高圧	大気圧（アキュムレータ圧力調整により原子炉定格圧力時のスクラムを模擬）	有（3）
入力波	地震波	正弦波	有（2）
	水平＋鉛直	水平	有（1）

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 5-3 差異分類に応じた検討項目の整理結果

差異分類	実機条件との差異		検討項目
実機条件に対して影響確認が必要な項目	炉内構造物系地震応答解析	実機：燃料集合体（弾塑性） 今回：燃料集合体（弾性）	チャンネルボックスの弾塑性特性の影響確認 (5.2.1 項参照)
実機条件に対して保守性を有する項目	制御棒挿入性試験	実機：地震波 今回：正弦波	制御棒挿入性試験における保守性の確認 (5.2.2 項参照)
実機条件に対して影響確認が必要な項目	制御棒挿入性試験	実機：水平＋鉛直 今回：水平	鉛直方向加速度の影響確認 (5.2.3 項参照)
条件調整により実機条件が配慮された項目	制御棒挿入性試験	実機：高温 今回：常温	温度条件の差異に対する検討 (4.2 項参照)
		実機：高圧 今回：大気圧	圧力条件の差異に対する検討 (4.1 項参照)

5.2 実機条件との差異に係る検討

本項では、実機条件に対する差異分類に応じた検討項目について、それらの確認結果を示す。なお、条件調整により実機条件が配慮された項目（実機条件と制御棒挿入性試験における温度及び圧力条件との差異）については4章で述べたとおり、実機の運転状態を模擬した配慮を行っており、制御棒挿入性評価へ影響を与えるものではない。

5.2.1 チャンネルボックスの弾塑性特性の影響確認

今回工認の炉内構造物系地震応答解析モデル（図 3-2～図 3-4）では、燃料集合体の剛性はチャンネルボックスによるものとして、チャンネルボックスの断面性状、縦弾性係数等を用いてモデル化している。

既往知見⁽¹⁾⁽²⁾を踏まえると、より大きな相対変位における制御棒の挿入状態においては、チャンネルボックスの塑性化が考えられ、女川原子力発電所第2号機の燃料集合体相対変位 54.2 mmの状態ではチャンネルボックスの塑性化が考えられる領域となる。一方、燃料集合体相対変位を算出した炉内構造物系地震応答解析における燃料集合体のモデルはチャンネルボックスを線形（弾性）でモデル化している。

本項では、炉内構造物系地震応答解析モデルの燃料集合体にチャンネルボックスの弾塑性特性を考慮して算出した燃料集合体相対変位と、線形モデルから算出した燃料集合体相対変位の比較により、チャンネルボックスの弾塑性特性が制御棒挿入性評価に与える影響について確認する。なお、検討には添付書類「VI-2-3-2 炉心、原子炉圧力容器及び原子炉内部構造物並びに原子炉格納容器及び原子炉本体の基礎の地震応答計算書」で適用している解析モデル及び解析コード「T D A P III Ver. 3.10」を用いる。

(1) チャンネルボックスの弾塑性特性の影響

炉内構造物系地震応答解析において、燃料集合体要素に弾塑性特性を設定する。今回工認の制御棒挿入性試験結果における振動台加速度と相対変位の関係（図 5-3）では、燃料集合体変位が 45mm 程度の状態で振動台加速度と燃料集合体変位の勾配が変わっていることが確認できるため、チャンネルボックスの弾塑性特性に係る影響確認においては燃料集合体変位 45mm を折れ点とした二直線（バイリニア）で骨格曲線を設定する。

燃料集合体は、上部格子板及び炉心支持板によって上下が支持されているため、炉内構造物系地震応答解析モデルにおける燃料集合体は、両端ピン支持のほりとしてモデル化している。また、燃料集合体の応答は曲げが支配的となるため、炉内構造物系地震応答解析モデルでは、曲げモーメントの弾塑性特性を表す骨格曲

線として曲げモーメント及び曲率の関係を定義している。そのため、両端ピン支持のはりに等分布荷重が加わる条件にて、中央の変位が 45mm となるときの曲げモーメントとはりの曲率を求め、骨格曲線の第一折れ点とした。

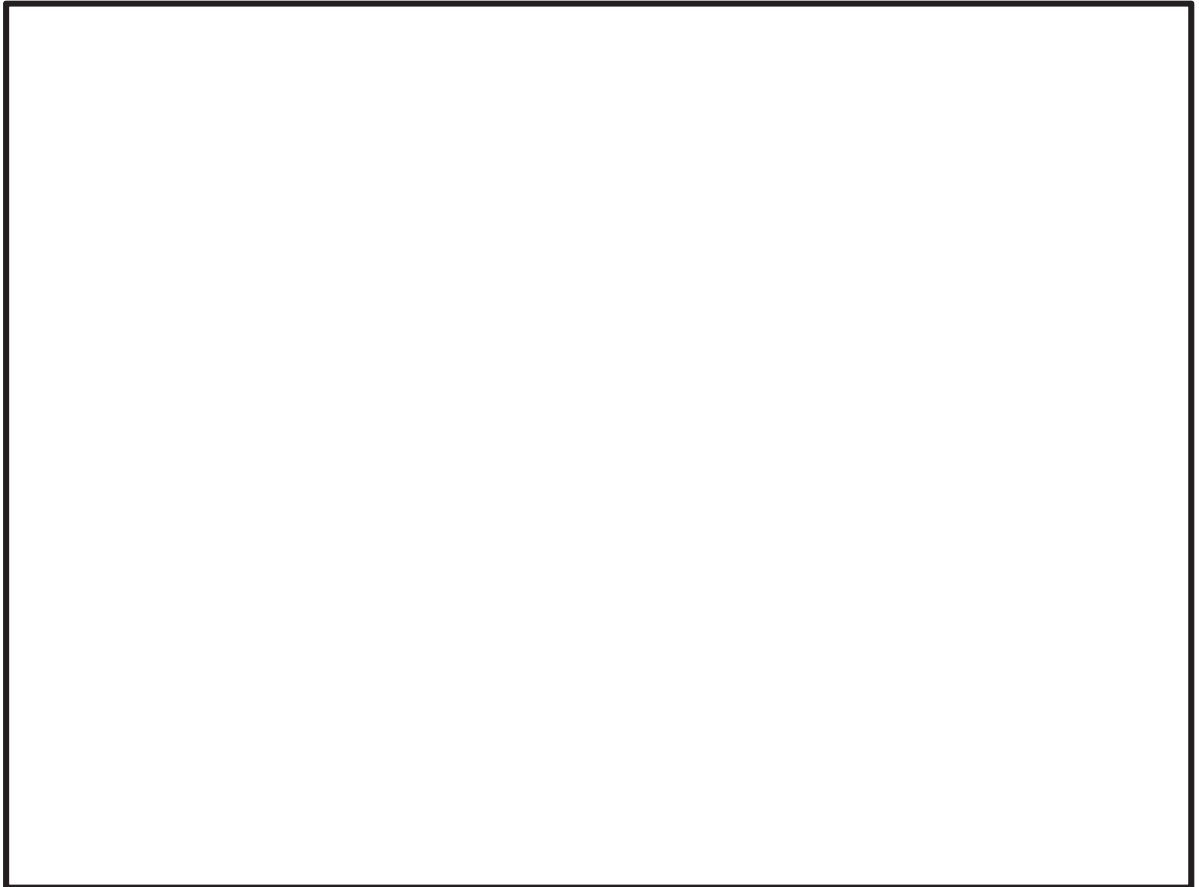


図 5-3 制御棒挿入性試験結果（振動台加速度と燃料中央変位の関係）

骨格曲線の第一勾配は、従来の連成解析モデルで設定していた線形モデルの勾配を用いる。また、既往知見⁽²⁾に示されている高温時のチャンネルボックス 4 点曲げ試験から得られた弾塑性特性（図 5-4）によると第一勾配の 0.1 倍程度であることが確認できるため、今回の評価における第二勾配は、既往知見に最も近い 0.1 倍に加えて、弾塑性の影響を幅広く確認する観点から第一勾配の 0.6 倍、0.3 倍及び弾完全塑性の合計 4 つのケースを評価対象とした（図 5-5）。

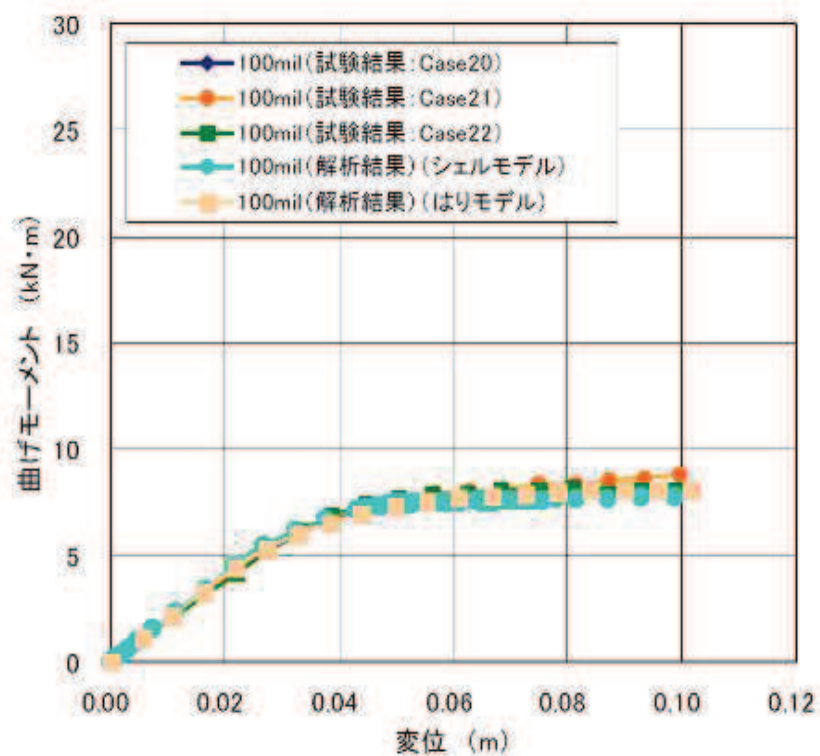


図 5-4 チャンネルボックス弾塑性特性 (既往知見⁽²⁾)

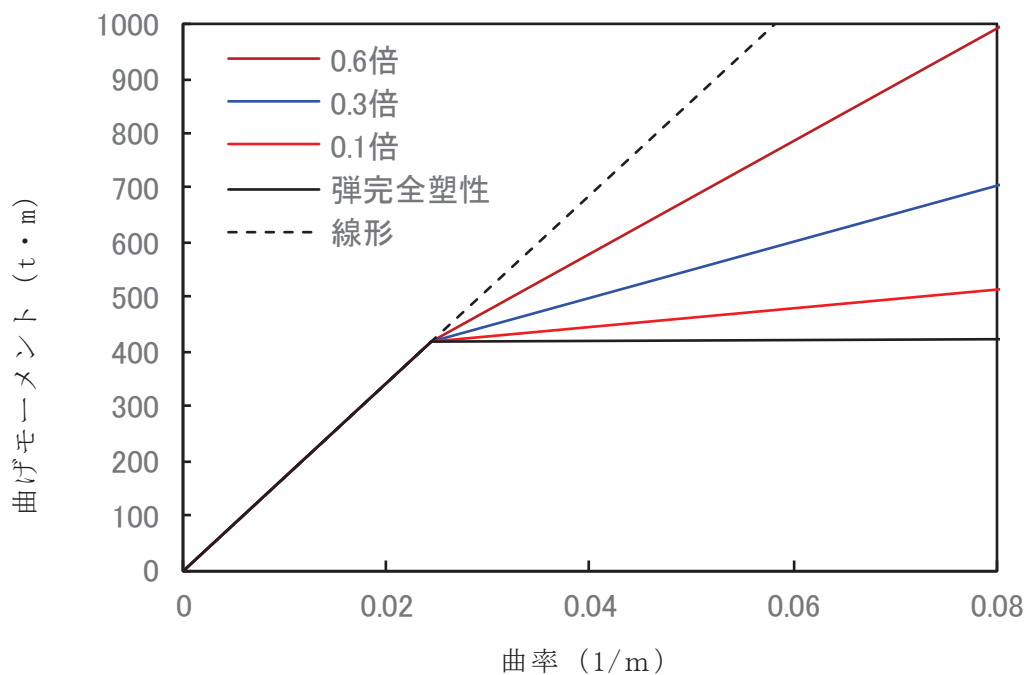


図 5-5 炉内構造物系地震応答解析に用いるチャンネルボックスの弾塑性特性の骨格曲線

履歴特性については、同じ既往知見によるとチャンネルボックスの曲げモーメントー変位特性（図 5-6）がループ状を示していることから、本影響確認においては、図 5-7 に示すようなバイリニア型移動硬化則*を設定する。

注記*：移動硬化則とは、弾塑性材料の力学的変形挙動（繰返し載荷）を考える場合、塑性変形の進行に伴って降伏曲面の形状は変わらずに、中心位置が移動すると規定したもの。

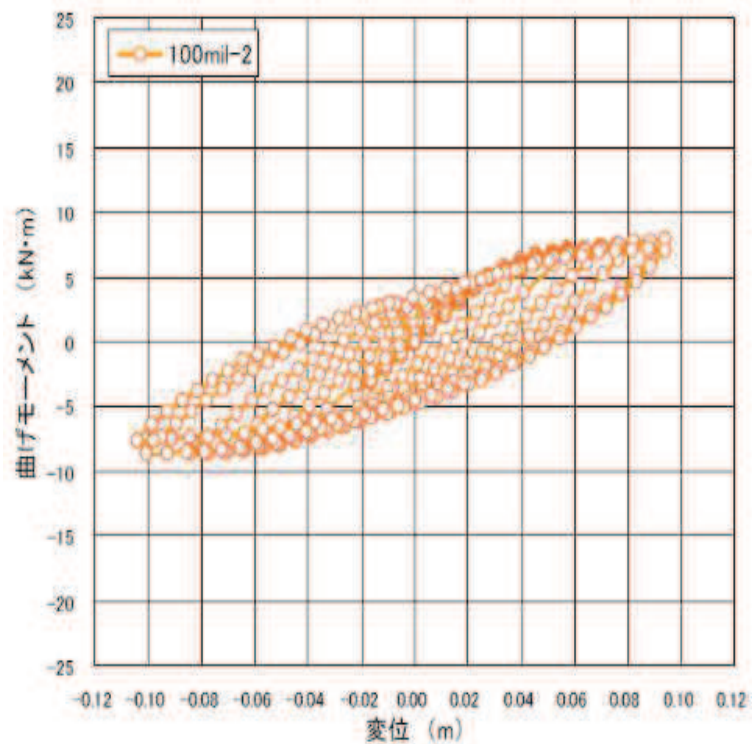


図 5-6 チャンネルボックス曲げモーメントー変位特性（既往知見⁽²⁾）

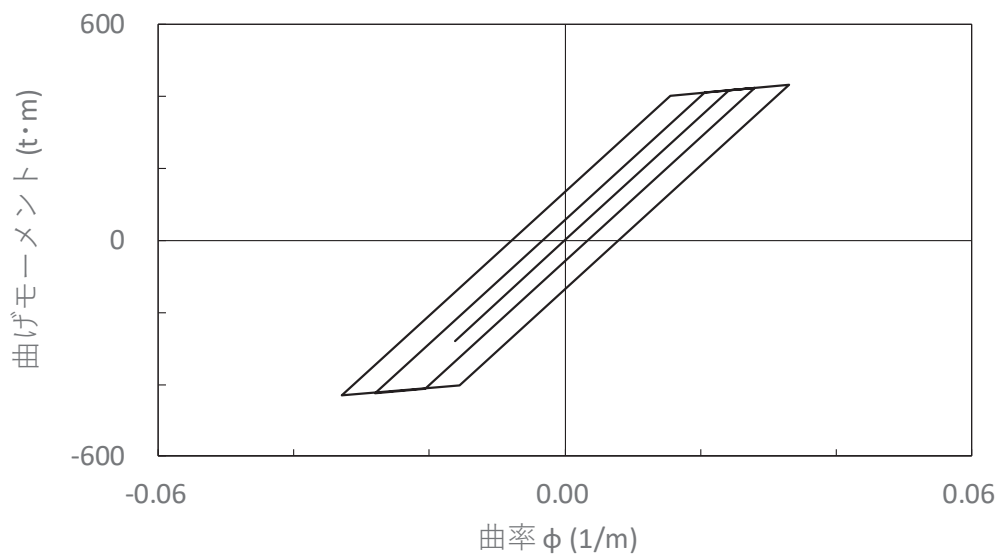


図 5-7 バイリニア型移動硬化則の履歴特性

(2) 弾塑性特性を考慮した地震応答解析結果

燃料集合体にチャンネルボックスの弾塑性特性を考慮した炉内構造物系地震応答解析モデルで地震応答解析を実施した。解析条件を表 5-4 及び地震応答解析で得られた燃料集合体相対変位の解析結果を表 5-5 に示す。

チャンネルボックスの弾塑性特性を考慮した場合の燃料集合体相対変位の解析結果は、骨格曲線の第二勾配をパラメータとしたいずれの解析ケースにおいても線形モデルに対する燃料集合体相対変位よりも小さな値となっている。これは、地震慣性力が交番荷重であるため、チャンネルボックスが塑性領域に入ったことで、履歴減衰によるエネルギー消散によって燃料集合体相対変位が抑制されたものである。

以上より、女川原子力発電所第 2 号機の地震応答解析におけるチャンネルボックスの線形でのモデル化が制御棒挿入性評価に影響を与えないことを確認した。

表 5-4 チャンネルボックスの弾塑性特性を考慮した解析条件

条件項目		解析条件
入力波		地震波 (S _s -D2) *
温度		高温
骨格曲線	第一勾配	線形モデルと同様
	第二勾配	4 ケース (第一勾配の 0.6, 0.3 及び 0.1 倍, 弾完全塑性体)
履歴特性		バイリニア型移動硬化則

注記* : 女川原子力発電所第 2 号機の基準地震動 S_s 7 波における地震応答解析で燃料集合体相対変位が最大となる地震動

表 5-5 弾塑性特性を考慮した燃料集合体相対変位の解析結果

(単位 : mm)

解析ケース	弾塑性特性 (骨格曲線の第二勾配)				線形モデル
	0.6 倍	0.3 倍	0.1 倍	弾完全塑性体	
相対変位	52.7	50.4	49.6	49.5	54.2

5.2.2 制御棒挿入性試験における保守性（制御棒挿入性解析に基づく定量評価）

4.6 項に前述のとおり既往知見⁽¹⁾⁽²⁾の解析結果では、燃料集合体相対変位が 80mm や 100mm となる変形領域においても 75%ストロークスクラム時間が規定値（1.62s）以下となっており、今回工認の制御棒挿入性試験結果に比べて短い挿入時間となっている（図 4-15 参照）。これは、既往知見では地震波による解析を実施しているのに対して、今回工認の制御棒挿入性試験では保守的な条件として最大相対変位を繰り返す正弦波加振で実施していることの差異によるものと考えられる。

本項では、女川原子力発電所第 1 号機で工認実績があり、制御棒が炉心に挿入される際の制御棒と燃料集合体の接触を模擬し制御棒挿入位置を時刻歴応答で計算できる制御棒挿入性計算プログラム CR-IN を用いた制御棒挿入性解析により、入力波を正弦波加振及び地震波加振とした場合の 75%ストロークスクラム時間を算出し、比較することで正弦波加振が地震波加振に対して有する保守性を確認する。また、解析条件については、制御棒挿入性試験で設定した試験条件での解析に加えて、実機の高温度状態等を模擬した実機条件においても解析を行い、実機条件が制御棒挿入性試験結果の保守性に及ぼす影響についても確認する。

(1) 制御棒挿入性解析の概要

制御棒挿入性解析は、制御棒が炉内に挿入される際の運動方程式と地震時における燃料集合体の振動方程式の関係から制御棒挿入時間を求める解析である。

また、今回工認の制御棒挿入性解析に用いる計算機プログラム CR-IN は、燃料集合体と制御棒のたわみをはりでモデル化した を用い、燃料集合体と制御棒の接触反力を時刻歴で計算し、接触反力に摩擦係数を乗じて挿入時の抵抗力とし、制御棒挿入の運動方程式と燃料集合体の振動方程式を連立して挿入時間を計算するプログラムである。（別紙 1 参照）

(2) 制御棒挿入性計算プログラム CR-IN の適用性確認

入力波条件の差異（正弦波加振，地震波加振）に対する保守性を確認するにあたり、CR-IN による制御棒挿入性解析を用いた影響検討への適用性を確認するため、今回工認における制御棒挿入性試験結果の再現解析（燃料集合体相対変位に対する 75%ストロークスクラム時間）を実施し、制御棒挿入性試験結果と CR-IN による制御棒挿入性解析結果を比較した。CR-IN による再現解析条件は表 5-6 のとおり。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 5-6 制御棒挿入性試験の再現解析条件

条件項目	CR-IN による再現解析条件 (今回工認における制御棒挿入性試験)
入力波	正弦波 (<input type="text"/> Hz) *
温度	常温
圧力	アキュムレータ圧力調整により原子炉定格 圧力時のスクラムを模擬
チャンネルボックス厚さ	<input type="text"/> mil
燃料集合体相対変位	0mm～70mm

注記* : 正弦波の振動数は常温時のチャンネルボックスの水平方向の固有振動数
(Hz) に合わせて設定

CR-IN による再現解析結果として、今回工認における制御棒挿入性試験との比較結果を図 5-8 に示す。CR-IN による再現解析結果は、今回工認における制御棒挿入性試験（制御棒挿入性試験に基づく制御棒挿入特性曲線）とよく整合し、CR-IN による制御棒挿入性解析は制御棒挿入性試験に対する再現性があることから、実機条件に対する差異分類に応じた影響検討に適用可能であると判断した。

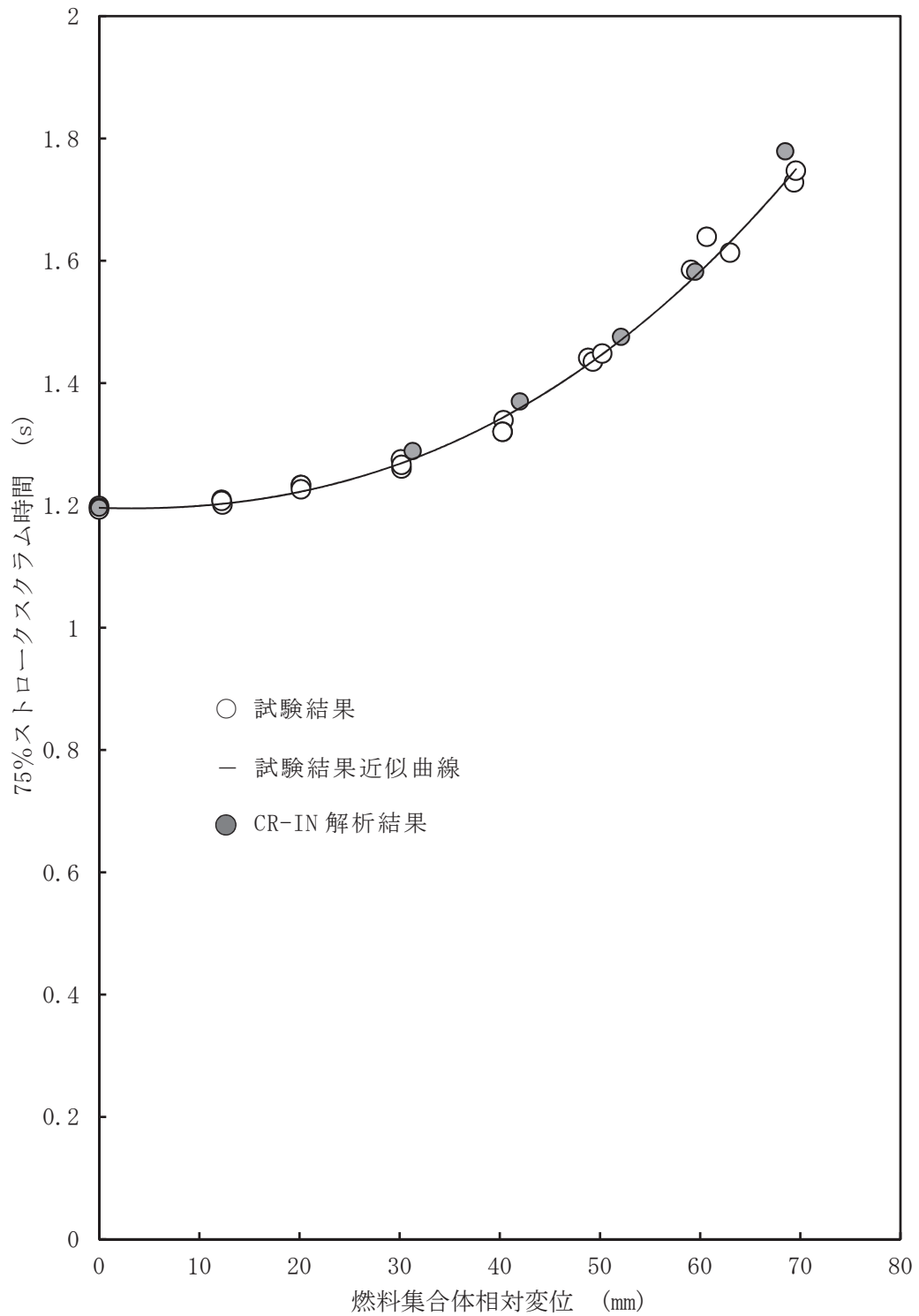


図 5-8 制御棒挿入性試験と CR-IN による制御棒挿入性解析の比較結果

(3) 制御棒挿入性解析による制御棒挿入性試験の保守性の確認

a. 試験条件による制御棒挿入性解析

CR-IN による制御棒挿入解析を用いて、入力波条件を地震波加振とした場合と正弦波加振とした場合の 75%ストロークスクラム時間を算出し、今回工認における制御棒挿入性試験の入力波条件として、正弦波加振の有する保守性を確認する。

CR-IN による制御棒挿入性解析に当たっては、表 5-7 のとおり、入力波以外の条件を一致させた上で、75%ストロークスクラム時間の差異を確認した。

本検討に係る CR-IN への入力波は、地震応答解析から得られる地震応答のうち、燃料集合体相対変位が最も大きくなる $S_s - D2$ に加え、確認済相対変位 60 mm において制御棒挿入時間が最も遅くなる $S_s - F1$ における加速度時刻歴波形を使用した。なお、 $S_s - D2$ 及び $S_s - F1$ を選定した考え方は別紙 3 に示す。

CR-IN は制御棒挿入性試験の試験体を模擬しており、炉内構造物全体を模擬した炉内構造物系地震応答解析結果をそのまま CR-IN にインプットしても同じアウトプット（燃料集合体相対変位）とはならない。そのため、CR-IN における燃料集合体相対変位が目標変位となるように、地震応答解析から得られる加速度時刻歴波形を振幅方向に係数倍した上で CR-IN への入力波とした（別紙 3 参照）。入力波条件の差異に対する検討に係る CR-IN への入力波を図 5-9 に示す。

なお、基準地震動 S_s の地震発生を想定した場合、地震発生後数秒でスクラム信号「地震加速度高」により自動スクラムすることとなるが、本検討で実施した地震波加振に対する制御棒挿入性解析については、75%ストロークスクラム時間を保守的に算出するため、燃料集合体相対変位が最大となる時間帯を考慮して最も挿入時間が長くなるタイミングをスクラム開始時刻とした（図 5-10）。ここで、挿入時間が長くなるタイミングについては、加速度が比較的大きい 12.5 秒から燃料集合体相対変位が最大となる約 14.3 秒までの範囲内において、スクラム開始時刻を 0.1 秒～0.2 秒刻みで変動させたパラメータスタディを行い、挿入時間が最も長くなる時刻（約 13.5 秒）を特定しているものである。

表 5-7 入力波条件の相違に対する制御棒挿入性解析の条件

条件項目	地震波加振	正弦波加振
入力波	地震波 (S s - D 2, S s - F 1)	正弦波 (水平 <input type="text"/> Hz)
温度	常温	同左
圧力	大気圧 (実機相当)	同左
チャンネルボックス厚さ	<input type="text"/> mil	同左
燃料集合体 目標相対変位	30 mm, 40 mm, 50mm* ¹ , 54.2 mm* ² , 60 mm, 70 mm, 80 mm	30 mm, 40 mm, 50 mm, 60 mm, 70 mm

注記*1: S s - F 1 のみ実施。

*2: 女川 2 号機の燃料集合体相対変位の最大値。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

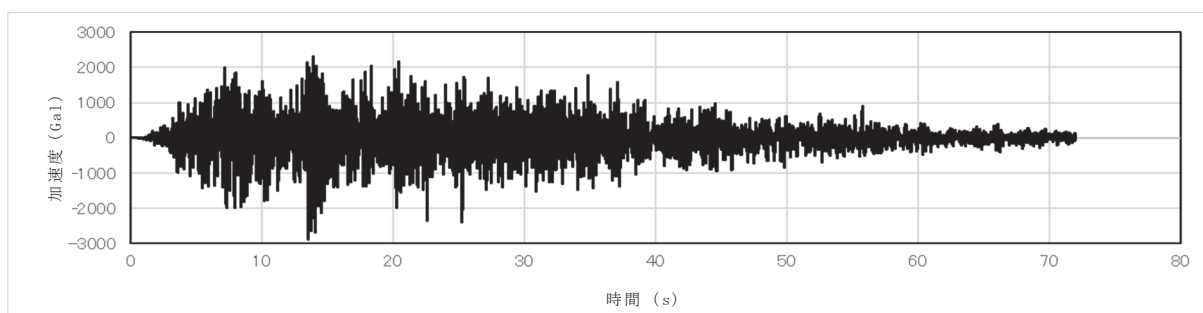


図 5-9 入力波条件の差異に対する検討に係る CR-IN への入力波^{*1*2}

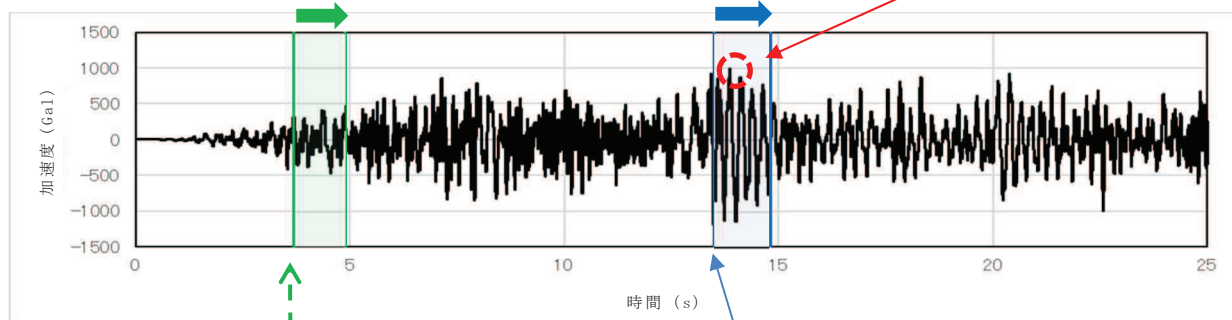
注記*1：地震波加振条件における燃料集合体相対変位 54.3 mmとなる地震波

*2：添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答曲線の作成方針」の基準地震動 S_sにおける燃料集合体下端位置（質点 54）の加速度時刻歴波形を振幅方向に 2.35 倍した地震波

スクラム規定値 1.62 秒を想定
(実際にはこれより短時間でスクラムが達成される。)

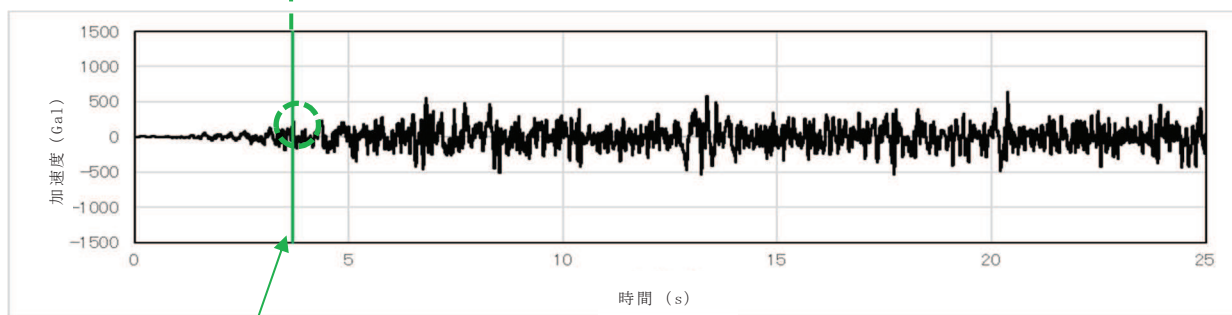
スクラム時間約 1.32 秒

燃料集合体相対変位最大時刻
約 14.3 秒



(燃料集合体下端位置の加速度時刻歴波形)

最も挿入時間が長くなるスクラム開始時刻：約 13.5 秒



地震加速度高設定値（スクラム設定値、
水平 200Gal）到達時刻：約 3.7 秒

(地震スクラム用の地震計設置位置での加速度時刻歴波形)

図 5-10 女川原子力発電所第 2 号機の地震波加振条件におけるスクラム開始時刻の設定

入力波条件を地震波加振及び正弦波加振とした場合の 75%ストロークスクラム時間の解析結果を図 5-11 に示す。図 5-11 のとおり、確認済相対変位 60mm 以下において、正弦波加振の制御棒挿入性試験結果は、地震波加振の制御棒挿入性解析結果の制御棒挿入時間（75%ストロークスクラム時間）に比べて保守的であることを確認した。また、燃料集合体相対変位 60mm において、0.2 秒以上の保守性を有することを確認した。

なお、今回工認の制御棒挿入性試験における燃料集合体相対変位は、既工認と同様、試験 3 回の平均値としているが、上記のとおり、正弦波加振による保守性が各燃料集合体相対変位条件におけるばらつきよりも十分に大きく、試験 3 回の平均値を適用することに問題はないと言える。

参考として、既往知見における制御棒挿入性解析結果との比較を別紙 5 に示す。既往知見（試験条件）においても今回工認（試験条件）と同様に、燃料集合体相対変位 80 mm に対して規定値（1.62 s）以内に挿入される結果を示しており類似した結果となっている。

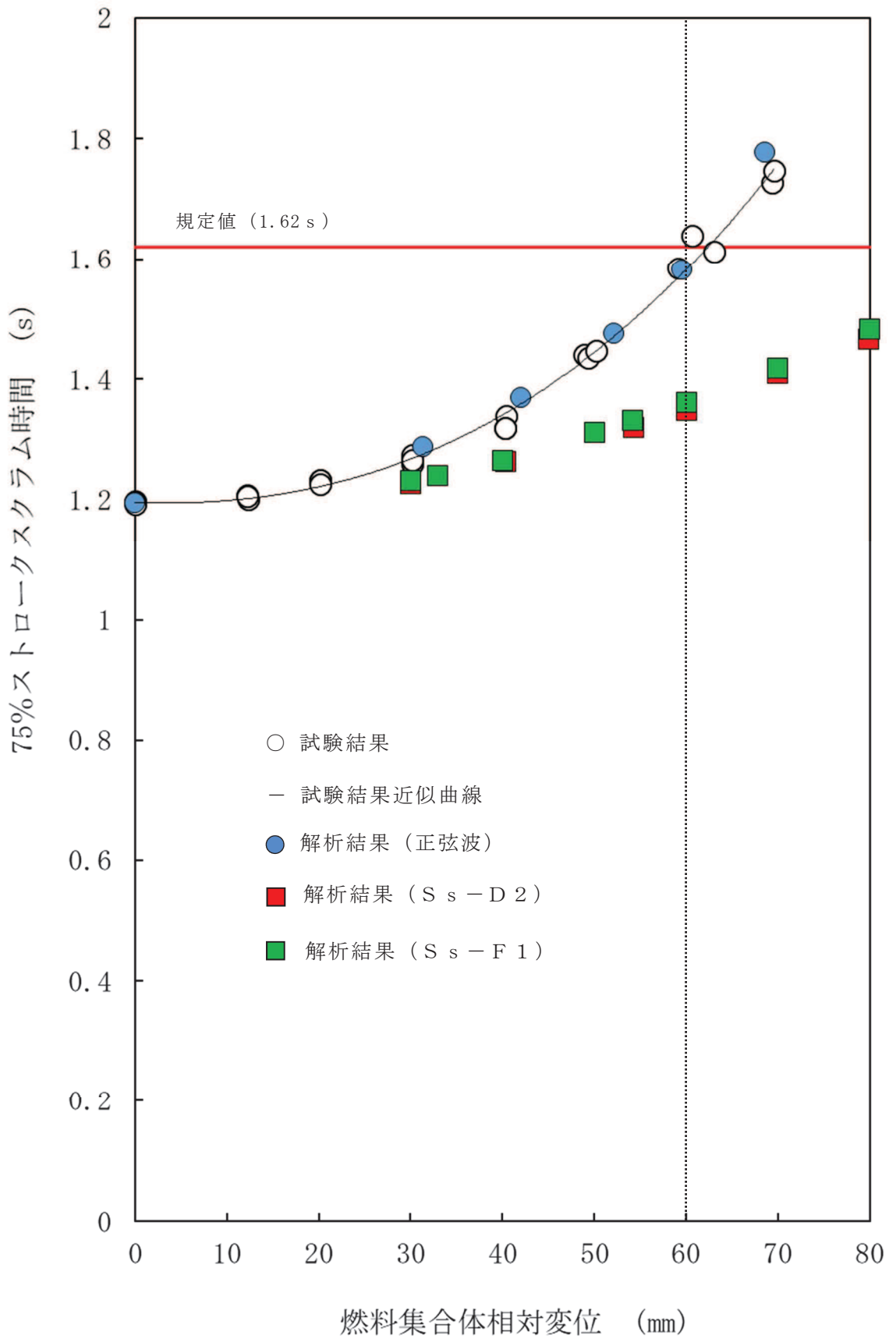


図 5-11 入力波条件の差異による制御棒挿入性解析結果

b. 実機条件による制御棒挿入性解析

a 項においては、CR-IN による制御棒挿入解析について制御棒挿入性試験と同じ試験条件の設定として実施している。本項においては、実機の高温等の条件を反映した解析条件による制御棒挿入性解析を実施して、制御棒挿入性試験が有する保守性への影響について確認する。

実機条件として適用した解析条件を表 5-8 に、試験結果を図 5-12 に示す。金属同士の摩擦係数は既往知見^{*1*2}より温度依存性のあるヤング率と変形抵抗に影響を受けて、温度上昇に伴い変化しないもしくは低下傾向であるとの内容が示されている。一方で、制御棒挿入性評価に関連した既往知見^{*3}の検討では高温での摩擦係数を常温での 1.2 倍と設定していることを踏まえて 2 種類の設定を適用することとした。なお、表 5-8 に示した解析条件以外の詳細設定については別紙 2 に示す。

注記*1: V.L. Popov. et al. : Friction coefficient in “rail - wheel”
-contacts as a function of material and loading parameters,
Physical Mesomechanics 5 3 (2002) 17-24

*2: Victor H. Mucino. et al. : Simulation of Friction Stir Spot
Welding (FSSW) Process: Study of Friction Phenomena,
Department of Mechanical and Aerospace Engineering
Morgantown, West Virginia 2007

*3: 平成 16 年度 原子力発電施設耐震信頼性実証に関する報告書 機器耐力その 2 (制御棒挿入性) (05 基構報-0003, (独) 原子力安全基盤機構) 及び平成 17 年度 原子力施設等の耐震性評価技術に関する試験及び調査機器耐力その 2 (BWR 制御棒挿入性) に係る報告書 (06 基構報-0014, (独) 原子力安全基盤機構)

表 5-8 実機条件における制御棒挿入性解析の条件

条件項目	実機条件		(参考) 試験条件
入力波	地震波 (S s - D 2) * ¹	同左	同左
温度	高温	同左	常温
圧力	大気圧 (実機相当)	同左	同左
摩擦係数	制御棒挿入性試験より取得された摩擦係数	左記係数×1.2	制御棒挿入性試験より取得された摩擦係数
燃料集合体 目標相対変位	30 mm, 40 mm, 50mm* ² , 54.2 mm* ³ , 60 mm, 70 mm, 80 mm	同左	同左

注記*1: a 項の検討より燃料集合体相対変位が最大となり確認済相対変位に対して最も余裕の小さい S s - D 2 とする。

*2: S s - F 1 のみ実施。

*3: 女川 2 号機の設計に適用する最大相対変位。

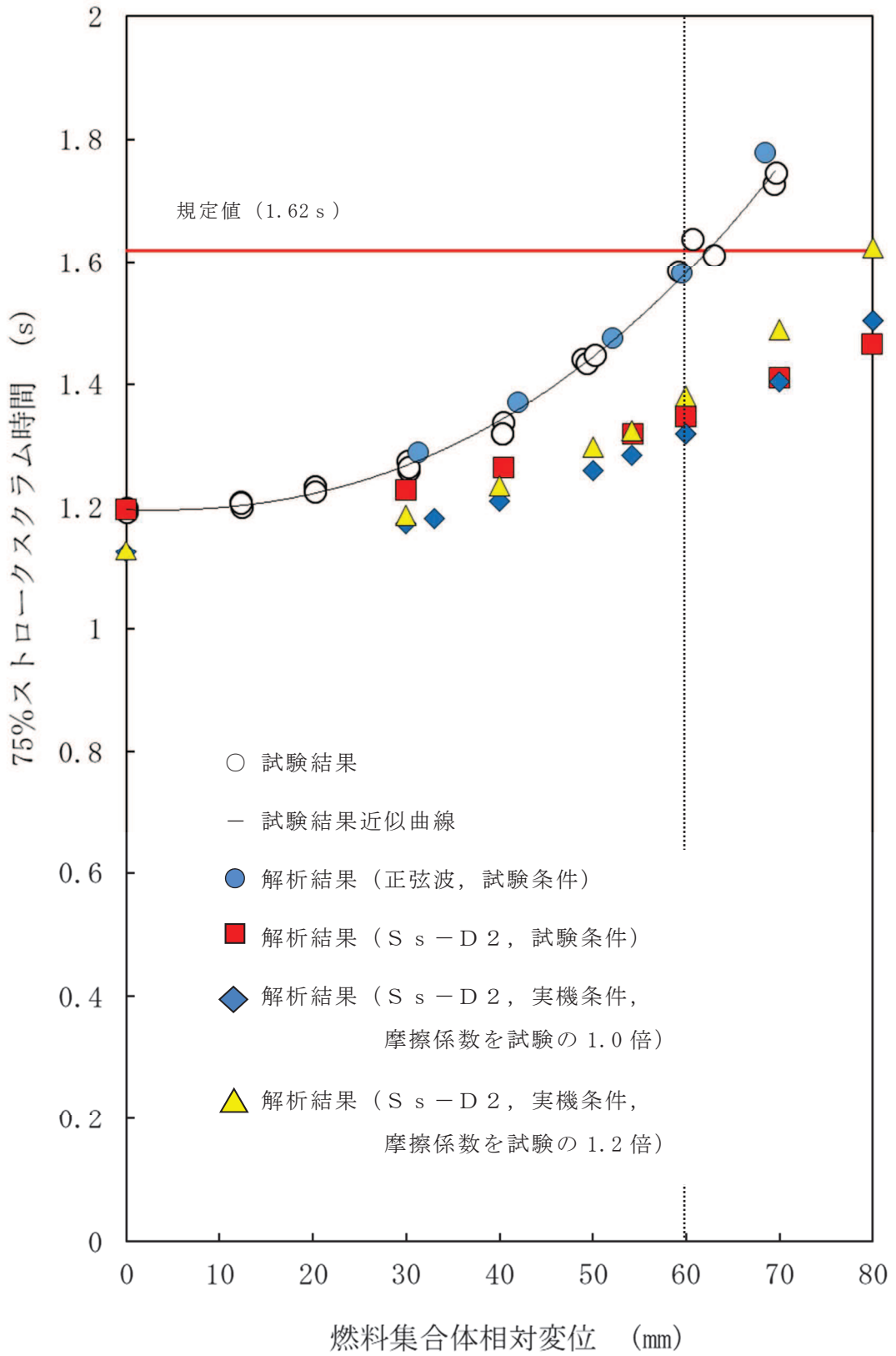


図 5-12 実機条件による制御棒挿入性解析結果

図 5-12 の結果より、実機条件の制御棒挿入時間は、確認済相対変位である 60mm 以下においては、試験条件を用いた制御棒挿入時間と同等かもしくは挿入時間が早くなる傾向である。

また、確認済相対変位 60mm における制御棒挿入時間は、正弦波による制御棒挿入時間に比べて十分に早いことから、試験条件及び実機条件のどちらに対しても制御棒挿入性試験は保守性を有していることを確認した。

ここで、実機条件及び試験条件に対する制御棒挿入時間の解析結果のみを整理した図を図 5-13 に示す。図 5-13 において、無加振時（燃料集合体相対変位：0mm）の 75%ストロークスクラムに要する時間（以下「ゼロスクラム時間」という。）は、実機条件の方が試験条件よりも早くなっている。また、燃料集合体相対変位の増加に伴う挿入時間遅れは、実機条件の方が試験条件よりも大きくなっている。これらの差異が生じたのは、以下に示す理由が考えられる。

- ・実機条件のゼロスクラム時間が試験条件よりも早くなる要因は、実機条件（高温）と試験条件（常温）の温度の違いによるものであり、実機条件における水の密度が低下して制御棒挿入時の抵抗力が低下するためと考えられる。なお、女川原子力発電所第 2 号機の建設時に実施した起動試験時における実機条件でのゼロスクラム時間は 1.13 秒であり、実機条件を模擬した解析結果（1.13 秒）とも整合するものとなっている。
- ・実機条件の燃料集合体相対変位の増加に伴う挿入時間遅れが試験条件よりも大きくなる要因は、実機条件と試験条件のモデル化の違いによるものであり、実機条件における燃料集合体固有振動数（4.35 Hz）と試験条件における燃料集合体固有振動数（ Hz）とが異なるために、制御棒挿入時の抵抗力に差が生じたためと考えられる。（詳細は別紙 2 参照）。
- ・なお、実機条件における摩擦係数を試験の 1.0 倍及び 1.2 倍としていることについて、摩擦力は制御棒挿入時の抵抗力として働くため、摩擦係数が大きいほど制御棒挿入時間は遅くなっている。

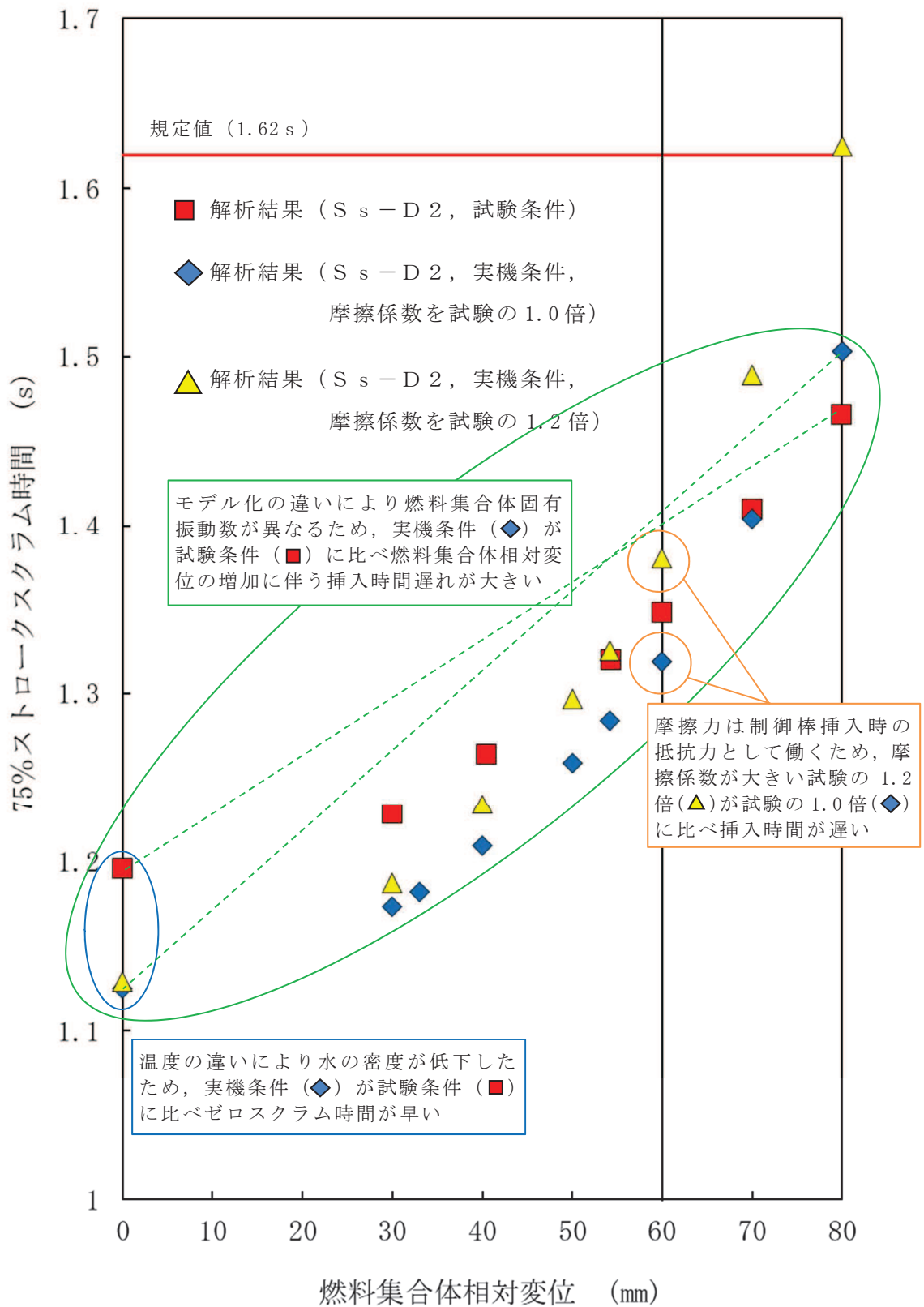


図 5-13 実機条件と試験条件の制御棒挿入性解析結果の比較

5.2.3 鉛直方向加速度の影響

5.1 項における実機条件に対する差異の抽出結果として、制御棒挿入性試験の入力波条件として、鉛直方向の影響を抽出している。本項では、制御棒挿入性評価における鉛直方向加速度による影響については、次の項目について確認する。

- (1) 制御棒に対する鉛直方向加速度の影響
- (2) 燃料集合体に対する鉛直方向加速度の影響

(1) 制御棒に対する鉛直方向加速度の影響

制御棒の挿入過程において鉛直方向加速度が付与された場合、制御棒挿入性に対して時間遅れを生じさせる影響が考えられるため、制御棒の挿入時間に着目した検討を実施し、鉛直方向加速度の影響を確認する。

影響検討としては、CR-IN を用いて、入力波条件として水平方向（正弦波）とした場合及び水平方向＋鉛直方向（正弦波）とした場合の 75%ストロークスクラム時間をそれぞれ解析し、鉛直方向加速度が制御棒挿入性に与える影響を確認する。なお、入力する鉛直方向加速度については、別紙 1「4. 鉛直方向加速度が加わった場合の挿入時間影響評価」の評価方針に基づき、固有振動数 Hz 及び Hz の正弦波をそれぞれ同位相及び逆位相の条件で入力した。制御棒挿入時に作用する鉛直方向荷重（概略イメージ）を図 5-14 に示す。

制御棒に対する鉛直方向加速度の影響確認に用いた評価条件を表 5-9 に示す。なお、表 5-9 の水平方向＋鉛直方向の入力波条件は、燃料集合体相対変位 60mm において 75%ストロークスクラム時間が最も長くなる条件を記載した。

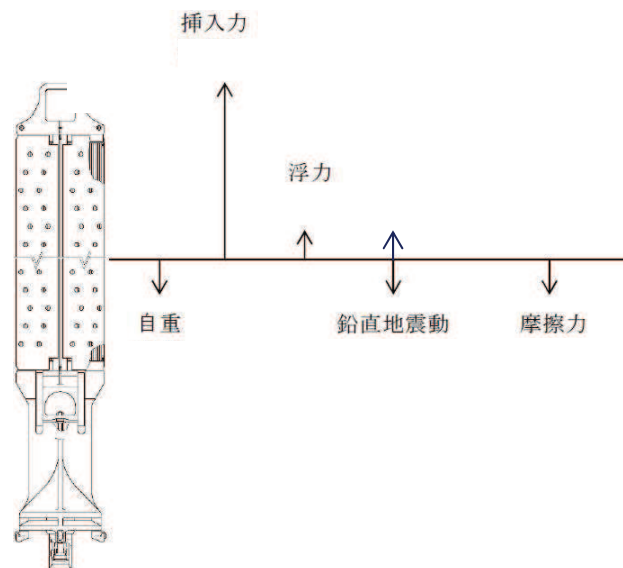


図 5-14 制御棒挿入時に作用する鉛直方向荷重（概略イメージ）

表 5-9 制御棒に対する鉛直方向加速度の影響確認に用いた評価条件

条件項目	水平方向	水平方向+鉛直方向
入力波	正弦波（水平 <input type="text"/> Hz）*	正弦波（水平 <input type="text"/> Hz + 鉛直 <input type="text"/> Hz 同位相）*
温度	常温	同左
圧力	実機相当	同左
チャンネルボックス厚さ	<input type="text"/> mil	同左
燃料集合体相対変位（水平）	31.3 mm, 42.0 mm, 52.1 mm, 59.5 mm, 68.5 mm	同左

注記*: 正弦波の振動数は常温時のチャンネルボックスの水平方向の固有振動数(Hz) に合わせて設定

入力波条件として水平方向（正弦波）とした場合及び水平方向+鉛直方向（正弦波）とした場合の75%ストロークスクラム時間の解析結果を図5-15に示す。図5-15のとおり、いずれの燃料集合体相対変位の条件においても、入力波条件が水平方向のみ場合の75%ストロークスクラム時間に対して、鉛直方向加速度を考慮した場合の制御棒挿入性に係る時間遅れは極僅かであることを確認し、燃料集合体相対変位60mmにおいても時間遅れは約0.01秒で極僅かとなることから、制御棒に対する鉛直方向加速度の影響が軽微であることを確認した。

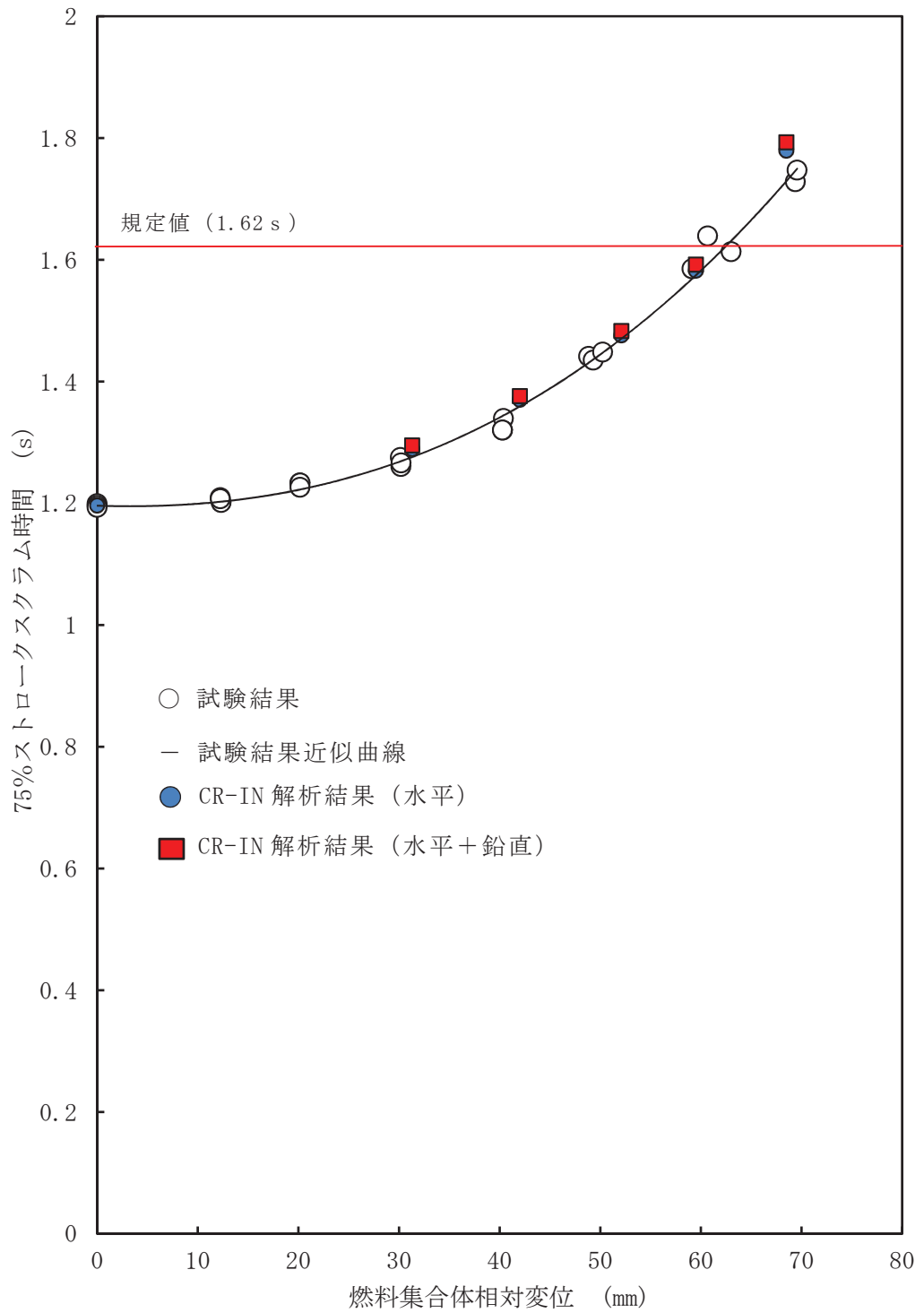


図 5-15 制御棒に対する鉛直方向加速度の影響確認結果

(2) 燃料集合体に対する鉛直方向加速度の影響

a. 評価方針

制御棒上部は、スクラム開始前の初期状態においても燃料集合体間に挿入されており、仮に鉛直方向加速度による浮上りが生じた場合でも燃料集合体下部の水平方向の移動は制御棒により拘束されるため、制御棒挿入が不可能になることはないと考えられる。

本項では、既往知見⁽²⁾を基に、仮に鉛直方向加速度により燃料集合体に浮上りが生じた場合として、次の2ケースについて確認する。

(a) 鉛直方向加速度による燃料集合体の浮上り

(b) 水平及び鉛直方向加速度による燃料集合体の浮上り

b. 既往知見の整理

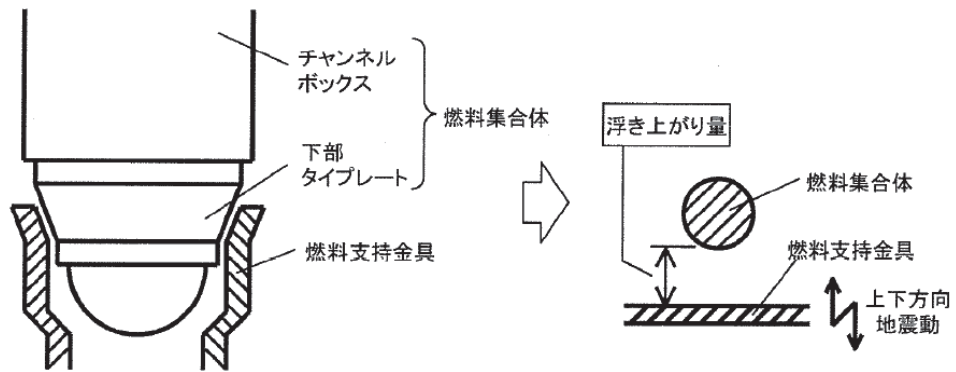
既往知見⁽²⁾では、 $1.0 \times 9.8\text{m/s}^2$ 以上の鉛直方向加速度が燃料集合体に作用する場合には、燃料集合体が浮上る可能性があることから、制御棒挿入性への影響として、制御棒の挿入現象・挿入時間及び燃料集合体の浮上りについて検討し、解析による制御棒挿入時間の評価及び $2.0 \times 9.8\text{m/s}^2$ が作用し、仮に燃料集合体に浮上りが生じた場合でも、燃料支持金具から離脱することはないとしている。

c. 評価結果

(a) 鉛直方向加速度による燃料集合体の浮上り

既往知見⁽²⁾では、鉛直方向加速度による燃料集合体の燃料支持金具からの浮上り量について、1自由度1質点の簡易解析モデルに正弦波を入力する解析により検討している。モデルを図5-16に、解析結果を図5-17に示す。浮上り量の最大は、入力加速度 $2.0 \times 9.8\text{m/s}^2$ 、振動数5Hzの場合で浮上り量は68mmとなっている。

女川原子力発電所第2号機の鉛直方向震度は $1.38 \times 9.8\text{m/s}^2$ であり、既往知見⁽²⁾の解析結果における $1.5 \times 9.8\text{m/s}^2$ での浮上り量37mmを超えることはなく、浮上り量は燃料支持金具設置深さ60mm(図5-18)より小さい。



燃料集合体と燃料支持金具の接触部周辺

解析モデル概略図

図 5-16 燃料集合体の浮上り量解析モデルの概略図（既往知見⁽²⁾）

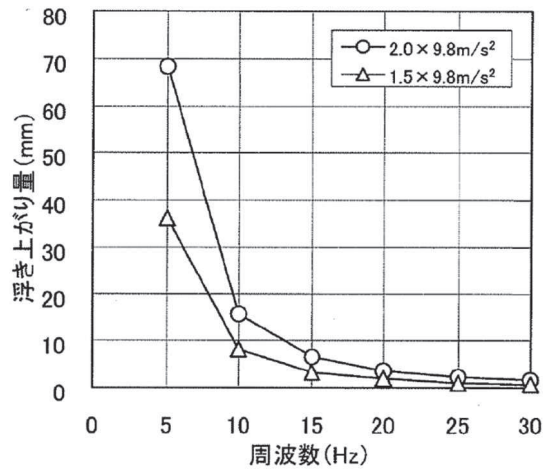


図 5-17 浮上り量解析結果（正弦波）（既往知見⁽²⁾）

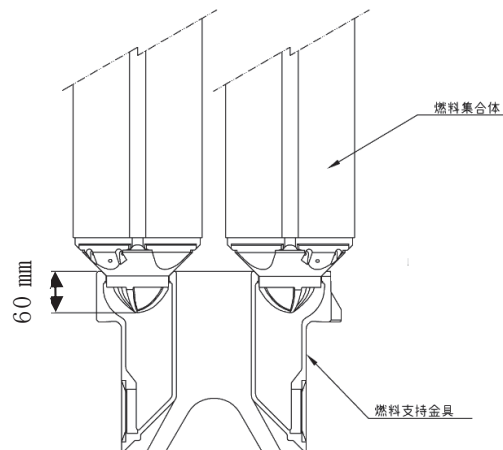


図 5-18 女川原子力発電所第 2 号機の燃料支持金具と燃料集合体の関係

(b) 水平及び鉛直方向加速度による燃料集合体の浮上り

既往知見⁽²⁾において、鉛直方向に加えて水平方向加速度を考慮し、燃料集合体が燃料支持金具から離脱する可能性について検討している。燃料集合体が鉛直方向加速度により浮上り、水平方向加速度により燃料支持金具の面に沿って鉛直方向に移動する事象を考えている。概要図を図 5-19 に示す。

図 5-19 の条件において力学的検討を行い、鉛直方向加速度によって燃料集合体が浮き上がった状態で水平方向加速度の影響を受けた場合の鉛直方向の浮上り量を求めている。実プラントの基準地震動条件での検討では、浮上り量評価条件は表 5-10 に示すとおりで、既往知見⁽²⁾において水平方向加速度に対する評価結果では、鉛直方向加速度が $1.5 \times 9.8 \text{m/s}^2$ のときの水平方向加速度による鉛直方向の浮上り量は 1.1mm、 $2.0 \times 9.8 \text{m/s}^2$ のときの浮上り量は 1.3mm となっている。結果として、水平及び鉛直方向加速度による上方向の浮上り量は、鉛直方向加速度が $1.5 \times 9.8 \text{m/s}^2$ のときは $5.8 \text{mm} + 1.1 \text{mm} = 6.9 \text{mm}$ 、鉛直方向加速度が $2.0 \times 9.8 \text{m/s}^2$ のときは $21.2 \text{mm} + 1.3 \text{mm} = 22.5 \text{mm}$ となり、鉛直方向加速度に加え水平方向加速度を考慮した場合でも、燃料支持金具設置深さ 60mm に対し十分小さい値となることが確認されている。

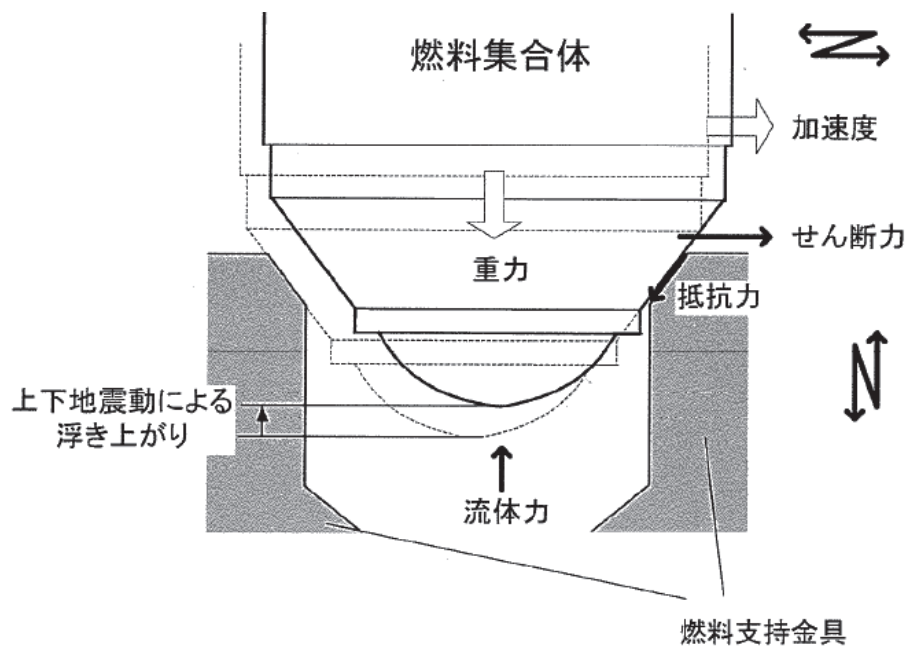


図 5-19 水平・鉛直方向加速度による浮上り検討概要図 (既往知見⁽²⁾)

表 5-10 鉛直方向最大加速度 $2.0 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 及び $1.5 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ のときの浮上り量評価条件
(既往知見⁽²⁾より引用)

鉛直方向 最大加速度 [m/s ²]	燃料集合体下端 加速度最大値 (水平方向)[m/s ²]	燃料集合体下端 せん断力最大値 (水平方向)[N]	鉛直方向加速度 による浮上り量 [mm]	水平方向加速度 による浮上り量 [mm]	水平+鉛直方向 加速度による 浮上り量[mm]
1.5×9.8	7.62×9.8	5.23×10 ⁶	5.8	1.1	6.9
2.0×9.8	10.0×9.8	5.50×10 ⁶	21.2	1.3	22.5

次に女川原子力発電所第2号機の基準地震動条件での浮上り量評価条件を整理し、既往知見⁽²⁾の浮上り量評価条件と対比して、表5-11に示す。既往知見⁽²⁾の検討条件に対し、女川原子力発電所第2号機の基準地震動S_sの条件の方が、燃料集合体下端の加速度最大値及びせん断力最大値ともに小さい。このため、水平及び鉛直方向加速度による上方向の浮上り量は、既往知見⁽²⁾で算出された6.9mm(1.5×9.8m/s²の場合)より小さくなり、浮上りによる燃料支持金具からの離脱の影響はないと考える。

以上より、既往知見⁽²⁾を基に燃料集合体の浮上り量を算出し、浮上りによる燃料支持金具からの離脱の影響がないことから燃料集合体に対する鉛直方向加速度の影響がないことを確認した。

なお、燃料集合体の浮上に伴い、一時的に燃料集合体と燃料支持金具の間の流量が増加し、燃料集合体内の流量低下が生じる可能性があるが、浮上り量も小さく、浮上り継続時間も短時間であることから、燃料集合体の冷却が著しく損なわれることはないと考える。

表 5-11 女川原子力発電所第2号機の浮上り量評価条件(既往知見⁽²⁾と対比)

項目	鉛直方向 最大加速度 (m/s ²)	燃料集合体下端 加速度最大値 (水平方向) (m/s ²)	燃料集合体下端 せん断力最大値 (水平方向)(N)
既往知見 ⁽²⁾	1.5×9.8	7.62×9.8	5.23×10 ⁶
	2.0×9.8	10.0×9.8	5.50×10 ⁶
女川原子力発電所 第2号機	1.38×9.8* ¹	1.64×9.8* ²	3.62×10 ⁶ * ³

注記*1：添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答曲線の作成方針」の基準地震動S_sにおける制御棒案内管上端位置(質点64)の地震応答解析による

*2：添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答曲線の作成方針」の基準地震動S_sにおける燃料集合体下端位置(質点54)の地震応答解析による

*3：添付書類「VI-2-3-2 炉心、原子炉圧力容器及び原子炉内部構造物並びに原子炉格納容器及び原子炉本体の基礎の地震応答計算書」の基準地震動S_sにおける燃料集合体下端位置(質点54)の地震応答解析による

本項(1)、(2)の検討結果から鉛直方向加速度は制御棒及び燃料集合体の地震応答に影響を与えないことから鉛直方向加速度が制御棒挿入性評価に影響を与えないことを確認した。

d. 既往知見の女川原子力発電所第2号機への適用性

既往知見の検討に関連する燃料集合体等の機器仕様と女川原子力発電所第2号機の機器仕様についての比較結果を表5-12に示す。

検討に関連する機器仕様は、制御棒（中性子吸収材）以外の機器仕様は、同一条件である。また、制御棒（中性子吸収材）が異なるものの、制御棒質量は同等であることから、制御棒の型式の違いによる影響は軽微と考えられる。さらに、燃料集合体の鉛直方向の剛性も十分に高いことから、地震動の違いによる影響もないと考えられる。

以上より、既往知見の結果について、女川原子力発電所第2号機への適用性はあるものと判断できる。

表 5-12 機器仕様に係る既往知見との比較結果

機器	既往知見	女川原子力発電所第2号機	相違の有無
燃料集合体	9×9 燃料	9×9 燃料	無
チャンネルボックス*	100mil	100mil	無
制御棒	ハフニウム型	B ₄ C 型	有
上部格子板	S 格子	S 格子	無
制御棒駆動機構	FSCRD	FSCRD	無

注記*：燃料集合体の固有値解析の結果、鉛直方向の固有振動数は 45.9Hz となることを確認

5.3 制御棒挿入性評価の妥当性

5.2 項における実機条件との差異に対する影響検討結果を踏まえ、女川原子力発電所 2 号機の制御棒挿入性評価に対して総合的な評価を実施した結果を以下に示すとともに、詳細整理結果を表 5-13 に示す。

- 地震応答解析による燃料集合体相対変位の算出（発生値）については、チャンネルボックスの剛性を弾性（線形）モデルとした地震応答解析に対して、チャンネルボックスの弾塑性特性を考慮した燃料集合体相対変位は小さくなる傾向にあり、保守性を有する。
- 制御棒挿入性試験による確認済相対変位の設定（許容値）については、燃料集合体相対変位 60mm において、制御棒挿入性試験における正弦波加振は地震波加振に対して 75%ストロークスクラム時間が保守的であることを確認した。一方、鉛直方向加速度による制御棒挿入性に係る時間遅れの影響は軽微（約 0.01 秒）であり、制御棒挿入性試験における加振条件の保守性に包絡される。
- 影響検討に用いた CR-IN による制御棒挿入性解析においては、燃料集合体相対変位が最大となる時間帯を考慮して最も挿入時間が長くなるようにスクラム開始時間を設定していることに対して、実機におけるスクラム開始時間は、燃料集合体が最大変位となる前にスクラム信号によって制御棒が挿入されることから、CR-IN による制御棒挿入性解析にも保守性を有する。

表 5-13 実機条件との差異に対する影響検討の総合的評価

差異分類	検討項目	検討内容	影響検討の結果		保守性確認 ○：保守性あり △：保守性はないものの影響軽微 －：影響なし	
			地震応答解析による燃料集合体相対変位（発生値）の算出	制御棒挿入性試験による確認済相対変位（許容値）の設定		
実機条件に対する影響確認を実施する項目	チャンネルボックスの弾塑性影響の影響確認	チャンネルボックスの弾塑性特性を考慮した地震応答解析を実施し、弾性（線形）モデルでの燃料集合体相対変位結果を比較	線形モデルに比べ、 <u>弾塑性モデルの燃料集合体相対変位が小さくなる傾向にあること（保守性あり）</u> を確認した	－	○	
実機条件より明らかに保守性を有する項目	制御棒挿入性試験における保守性の確認	入力波条件が正弦波加振及び地震波加振に対する制御棒挿入性解析を実施し、75%ストロークスクラム時間を比較	－	地震波加振に比べ、 <u>正弦波加振の75%ストロークスクラム時間が長いこと</u> を確認した。また、実機条件（高温等）が制御棒挿入性試験の保守性に及ぼす影響を確認し十分に保守性が確保されることを確認した。 なお、制御棒挿入解析では75%ストロークスクラム時間が保守的となるようにスクラム開始時間を設定している	○	
実機条件に対する影響確認を実施する項目	鉛直方向加速度の影響確認	制御棒への影響	入力波条件が水平方向及び水平方向+鉛直方向に対する制御棒挿入性解析を実施し、75%ストロークスクラム時間を比較	－	水平方向のみに比べ、 <u>水平+鉛直方向の場合の75%ストロークスクラム時間の時間遅れが極僅か（約0.01秒）</u> こと（影響軽微）を確認した	△
		燃料集合体への影響	既往知見を基に燃料集合体の浮上り量を算出し、浮上りによる燃料支持金具からの離脱の有無を確認	－	鉛直方向地震動を考慮した場合でも、燃料集合体が燃料支持金具から離脱しないことを確認し、 <u>挿入性に影響を与えない</u> ことを確認した	－
条件調整により実機条件を模擬する項目	実機と制御棒挿入性試験の温度条件の差異に対する検討	制御棒挿入性試験で配慮した試験条件を確認	実機条件を模擬した配慮を行っていることを確認		－	
	実機と制御棒挿入性試験の圧力条件の差異に対する検討					
総合的な評価			線形モデルによる地震応答解析に対し、チャンネルボックスの弾塑性特性を考慮した燃料集合体相対変位は小さくなる傾向にあり、 <u>保守性を有する</u>	制御棒挿入性試験における正弦波加振の保守性に対し、鉛直方向加速度による時間遅れの影響が軽微であるため、 <u>保守性を有する</u>	○ <u>女川原子力発電所第2号機における制御棒挿入性評価の妥当性を確認した</u>	

6. 制御棒挿入性試験及び制御棒挿入性解析に基づく確認済相対変位（許容値）の設定
4章で示す制御棒挿入性試験結果及び5章で示す制御棒挿入性解析を用いた制御棒挿入性評価の妥当性確認結果を踏まえ、今回工認における制御棒挿入性評価に用いる確認済相対変位（許容値）を60mmと設定する。その上で、基準地震動 S_s に対する地震応答解析による燃料集合体相対変位（54.2mm）が制御棒挿入性試験による確認済相対変位（60mm）以下であることを満足することを確認した。

7. まとめ

今回工認における女川原子力発電所第2号機の制御棒挿入性評価は、既工認の評価手法と同様、J E A G 4 6 0 1 - 1991 追補版に記載のBWR用制御棒の評価手法に基づき評価を実施した。

女川原子力発電所第2号機の制御棒挿入性評価においては、新規制基準における地震動の追加及び地盤物性の不確かさ等の追加による基準地震動 S_s の増大に伴い燃料集合体相対変位が増大したことから、既工認と同様の制御棒挿入性試験を実施し、確認済相対変位のデータを拡充し、75%ストロークスクラムの規定値（1.62s）に達する際の燃料集合体の相対変位として60.9mm（試験3回の平均値）が得られた。

制御棒挿入性評価に係る地震応答解析による燃料集合体相対変位の算出及び制御棒挿入性試験の結果について、実機条件との差異に着目した影響検討を実施した結果、総合的に保守性を有する結果となっていることを確認した。

8. 引用文献

- (1) 平成16年度 原子力発電施設耐震信頼性実証に関する報告書 機器耐力その2（制御棒挿入性）（05 基構報-0003,（独）原子力安全基盤機構）
- (2) 平成17年度 原子力施設等の耐震性評価技術に関する試験及び調査機器耐力その2（BWR制御棒挿入性）に係る報告書（06 基構報-0014,（独）原子力安全基盤機構）

制御棒挿入性解析に用いる計算機プログラム CR-IN の概要

1. はじめに

CR-IN は、1980 年代に開発された計算機プログラム（解析コード）で、BWR の地震スクラム時に制御棒が炉心に挿入される時間を解析するプログラムである。制御棒が水圧によって炉心に挿入される際の制御棒の挿入運動方程式と、地震による燃料集合体振動方程式を、制御棒と燃料集合体の接触反力及び復元力によって連成させて、スクラム開始後の制御棒挿入位置を時刻歴応答で計算し、規定挿入位置までの挿入時間を算出する。

過去には女川原子力発電所第 1 号機の工認（6 資庁第 14412 号、1995 年）において、同様の評価に用いた実績のある計算機プログラムである。

本資料では、CR-IN の概要について説明する。

2. 解析手法

別紙 1 図 1 に、CR-IN で扱われるパラメータの一覧を示す。制御棒の挿入位置を x 、燃料集合体中央の相対変位を u とし、制御棒の挿入位置 x の運動方程式が式 (1)、水圧駆動が式 (2) で表わされ、燃料集合体相対変位 u の振動方程式が式 (3) で表される。CR-IN の特徴は、式 (1) と (3) を連成させ、式 (1) の右辺最後の項 $R_0 F(u, x)$ の接触反力 $F(u, x)$ と、式 (3) の左辺最後の項である復元力 $k(u, x)$ を、モデルで計算していることにある。

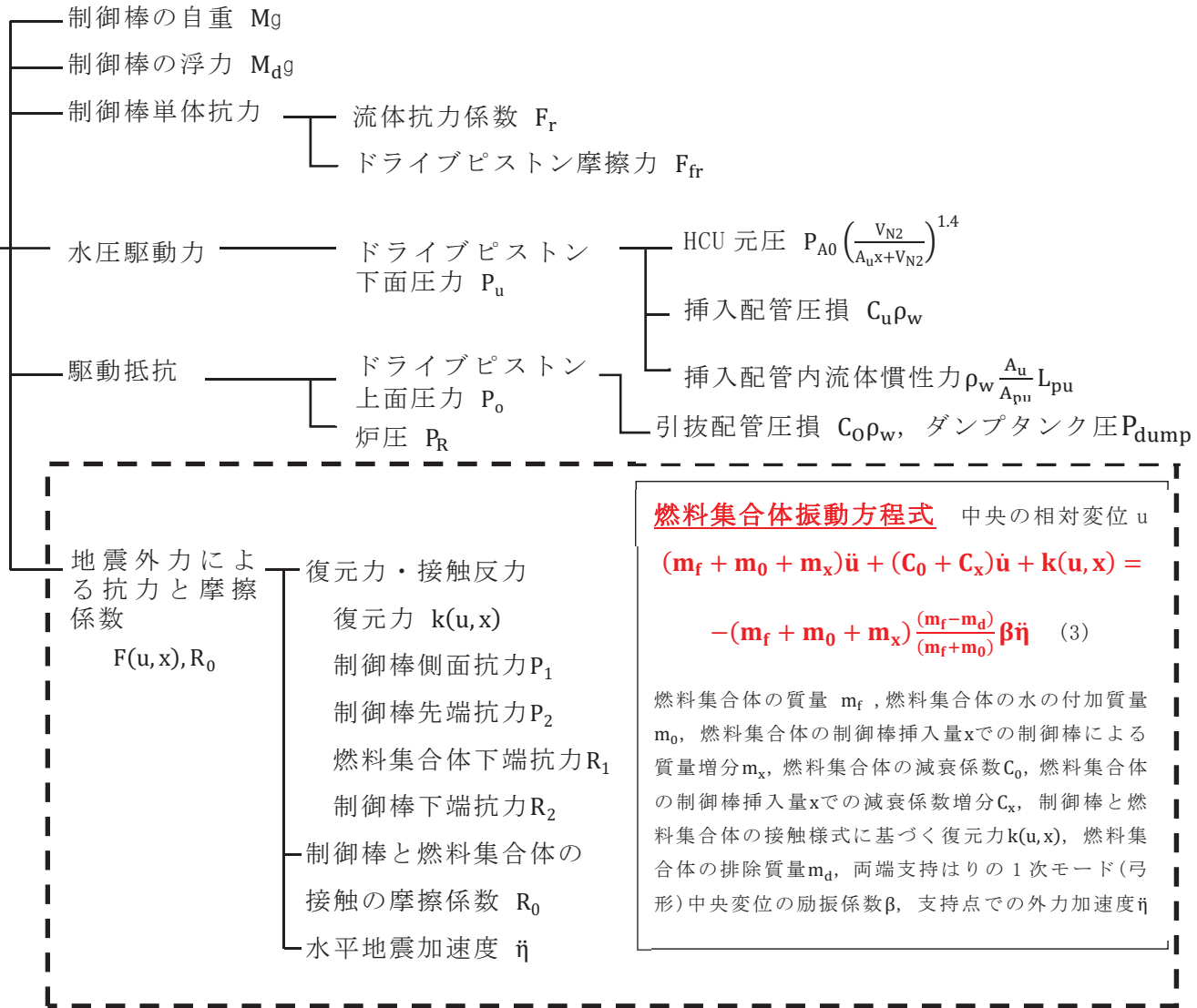
式 (1)～(3) の連成方程式を解く各時刻ステップにおいて、燃料集合体相対変位 u と制御棒挿入量 x から、復元力 $k(u, x)$ と、接触反力 $F(u, x)$ が逐次計算されて時刻歴応答計算が構成される。なお、CR-IN では制御棒挿入量 x と燃料集合体相対変位 u の 2 つの変数の 2 階連立微分方程式（別紙 1 図 1 中の (1) 及び (3) の連立方程式）を Runge-Kutta 法により時刻歴で解いている。

制御棒挿入運動方程式 制御棒挿入量 x

$$\begin{aligned}
 & \mathbf{M}\ddot{x} + \mathbf{F}_r\dot{x}^2 + \mathbf{F}_{fr} + (\mathbf{M} - \mathbf{M}_d)\mathbf{g} \\
 & = \mathbf{A}_u\mathbf{P}_u(x, \dot{x}, \ddot{x}) - \mathbf{A}_o\mathbf{P}_o \\
 & - (\mathbf{A}_u - \mathbf{A}_o)\mathbf{P}_R \\
 & - \mathbf{R}_0\mathbf{F}(u, x) \quad (1)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & P_u = P_{A0} \left(\frac{V_{N2}}{A_u x + V_{N2}} \right)^{1.4} - C_u \rho_w \dot{x}^2 \\
 & - \rho_w \frac{A_u}{A_{pu}} L_{pu} \ddot{x} \quad (2) \\
 & P_o = C_o \rho_w \dot{x}^2 + P_{dump}
 \end{aligned}$$

制御棒挿入時間



別紙 1 図 1 CR-IN に関するパラメータ 一覧 (点線内が地震外力に関する項)



別紙 1 図 2 制御棒と燃料集合体の接触による力

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

2.1 制御棒の挿入運動方程式及び燃料集合体振動方程式

別紙 1 図 1 に示した制御棒の挿入運動方程式(1), 水圧駆動式(2)及び燃料集合体振動方程式(3)の各項を以下に説明する。

【制御棒の挿入運動方程式】

$$M\ddot{x} + F_r\dot{x}^2 + F_{fr} + (M - M_d)g = A_u P_u(x, \dot{x}, \ddot{x}) - A_o P_o - (A_u - A_o)P_R - R_0 F(u, x) \quad (1)$$

【水圧駆動式】

$$\left. \begin{aligned} P_u &= P_{A0} \left(\frac{V_{N2}}{A_u x + V_{N2}} \right)^{1.4} - C_u \rho_w \dot{x}^2 - \rho_w \frac{A_u}{A_{pu}} L_{pu} \ddot{x} \\ P_o &= C_o \rho_w \dot{x}^2 + P_{dump} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ここで,

- x : 制御棒挿入量 (鉛直上向き正), \dot{x} は挿入速度, \ddot{x} は挿入加速度
- u : 燃料集合体中央の相対 (撓み) 変位 (水平方向)
- g : 重力加速度
- M : 制御棒の質量 (CRD の可動部 (ドライブピストン等) を含む)
- M_d : 制御棒の排除質量 ($M_d g$ が浮力に相当)
- F_r : 制御棒の流体抵抗係数 $F_r = C_d \rho S / 2$ C_d は抗力係数, ρ は炉水密度, S は投影面積
- F_{fr} : ドライブピストン摩擦力
- P_u : ドライブピストン下面圧力
- A_u : ドライブピストン下面面積
- P_o : ドライブピストン上面圧力
- A_o : ドライブピストン上面面積
- P_R : 炉圧 (加振試験では容器圧力)
- $F(u, x)$: 制御棒 / 燃料集合体での接触様式に基づく接触反力
(別紙 1 2.2 項参照; 接触反力 P_1, P_2, R_1, R_2 の絶対値和)
- R_0 : 制御棒と燃料集合体の接触の摩擦係数
- P_{A0} : HCU・アキュムレータ初期圧力
- V_{N2} : HCU・ N_2 初期容積
- C_u : 挿入配管の圧損係数
- C_o : 引抜配管の圧損係数
- ρ_w : 水の密度
- A_{pu} : 挿入配管断面積
- L_{pu} : 挿入配管長
- P_{dump} : ダンプタンク圧力

非加振 (ゼロスクラム条件) では, (1)式右辺の $R_0 F(u, x)$ の項がゼロとなり,

$$M\ddot{x} + F_r\dot{x}^2 + F_{fr} + (M - M_d)g = A_u P_u(x, \dot{x}, \ddot{x}) - A_o P_o - (A_u - A_o)P_R \quad (1)'$$

の変位 x のみの運動方程式となる。(1)式の $R_0 F(u, x)$ の項以外は加振 / 非加振で共通とし, ゼロスクラム試験結果を使って設定する。

【燃料集合体振動方程式】

$$(m_f + m_0 + m_x)\ddot{u} + (C_0 + C_x)\dot{u} + k(u, x) = -(m_f + m_0 + m_x)\frac{(m_f - m_d)}{(m_f + m_0)}\beta\ddot{\eta} \quad (3)$$

ここで、

- x : 制御棒挿入量 (鉛直上向き正)
 u : 燃料集合体中央の相対 (撓み) 変位 (水平方向) \dot{u} は撓み速度, \ddot{u} は撓み加速度
 m_f : 燃料集合体の質量 (4 体分)
 m_0 : 燃料集合体の水の付加質量 (4 体分)
 m_x : 燃料集合体の制御棒挿入量 x での制御棒による質量増分
 C_0 : 燃料集合体の減衰係数
 C_x : 燃料集合体の制御棒挿入量 x での減衰係数増分
 $k(u, x)$: 制御棒とチャンネルの接触様式に基づく復元力 (別紙 1 2.2 項参照)
 m_d : 燃料集合体の排除質量 (4 体分)

$\frac{(m_f - m_d)}{(m_f + m_0)}$ で燃料集合体の水中励振係数を表す

- β : 両端支持はりの 1 次モード (弓形) 中央変位の励振係数。 $4/\pi$ で近似
 $\ddot{\eta}$: 支持点での外力加速度 (外部入力値)

(3) 式で、質量/付加質量/排除質量は、仕様値から設定される項目であり、(3) 式の右辺は仕様あるいは加振条件に基づき設定する値である。

(1) 式右辺の接触反力 $F(u, x)$ と (3) 式左辺の復元力 $k(u, x)$ は、燃料集合体中央変位 u と制御棒挿入量 x の関数として表される。

また、制御棒挿入前 ($x = 0$) の状態では、(3)' 式に示すように x が関係しない燃料集合体の単体の振動方程式となる。

$$(m_f + m_0)\ddot{u} + C_0\dot{u} + \frac{48EI}{L^3}u = -(m_f - m_d)\beta\ddot{\eta} \quad (3)'$$

(3)' 式は、燃料集合体の 1 次モード振動方程式を考えると、1 次モード角振動数 ω_1 として、

$$\omega_1^2 = \frac{48EI}{(m_f + m_0)L^3}$$

で表され、燃料集合体固有振動数は (3)'' 式及び

$$\omega_1 = 2\pi f$$

の関係から表されるパラメータである。

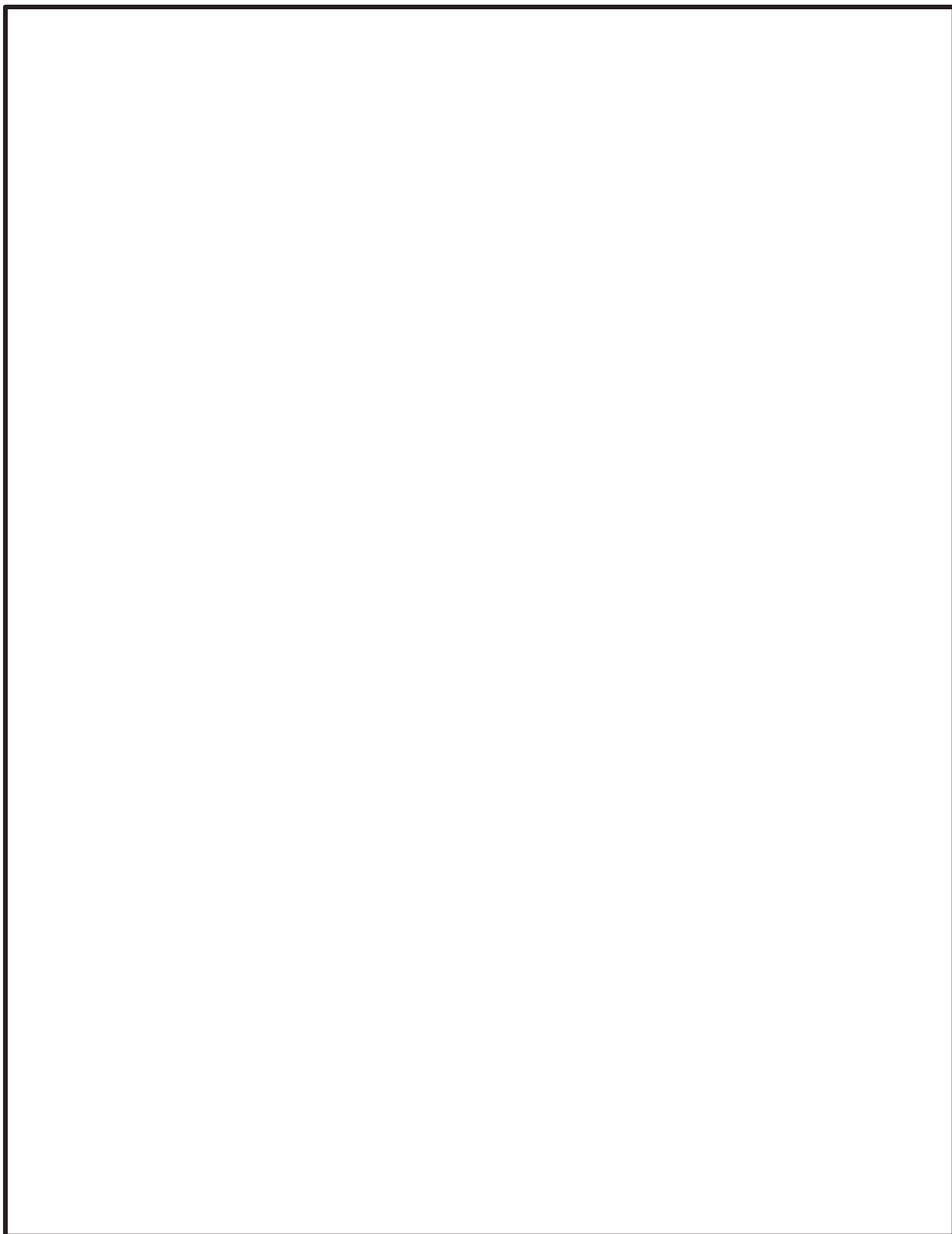
なお、挿入配管圧損係数 C_u 、引抜配管圧損係数 C_o 、流体抗力係数 F_r 、ドライブピストン摩擦力 F_{fr} 及び摩擦係数 R_0 は理論値をベースに制御棒挿入性試験結果に基づき設定した値であり、それ以外のパラメータについては設備の形状、仕様等で定まる値である。

挿入配管圧損係数 C_u 、引抜配管圧損係数 C_o 、流体抗力係数 F_r 、ドライブピストン摩擦力 F_{fr} 及び摩擦係数 R_0 の設定について別紙 2 に示す。

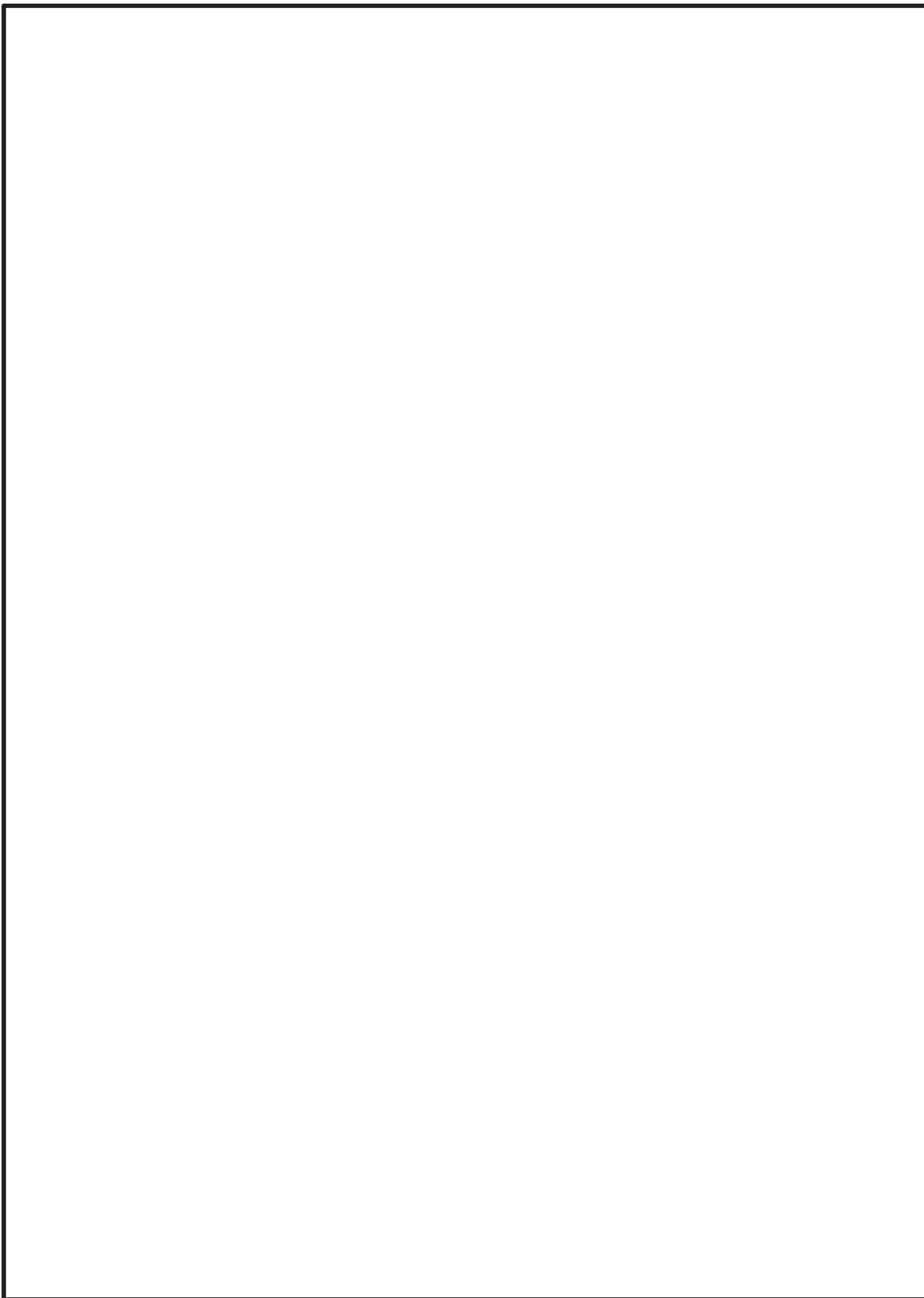
2.2 モデルによる接触反力と復元力の計算

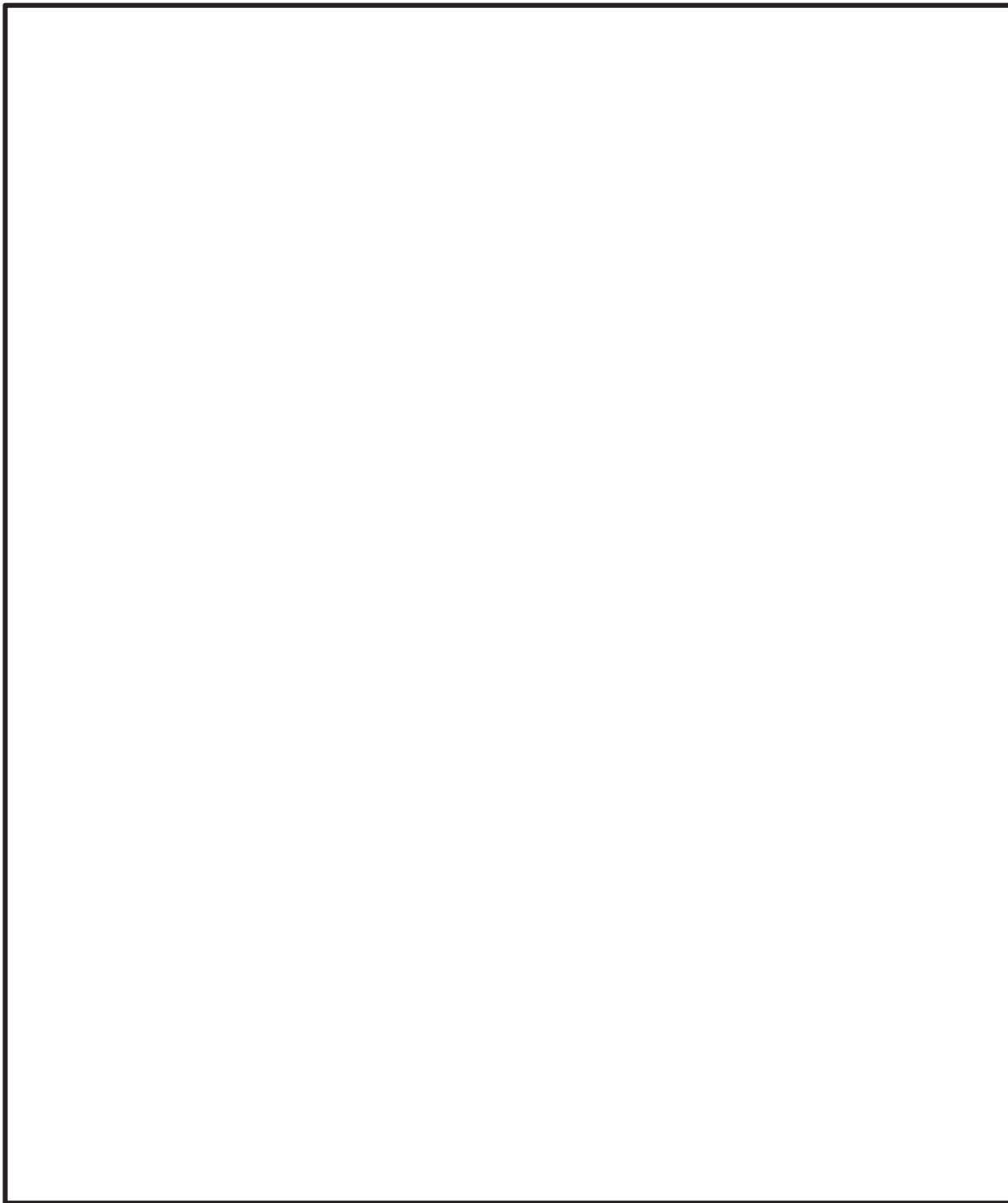


枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。





枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

3. 計算例

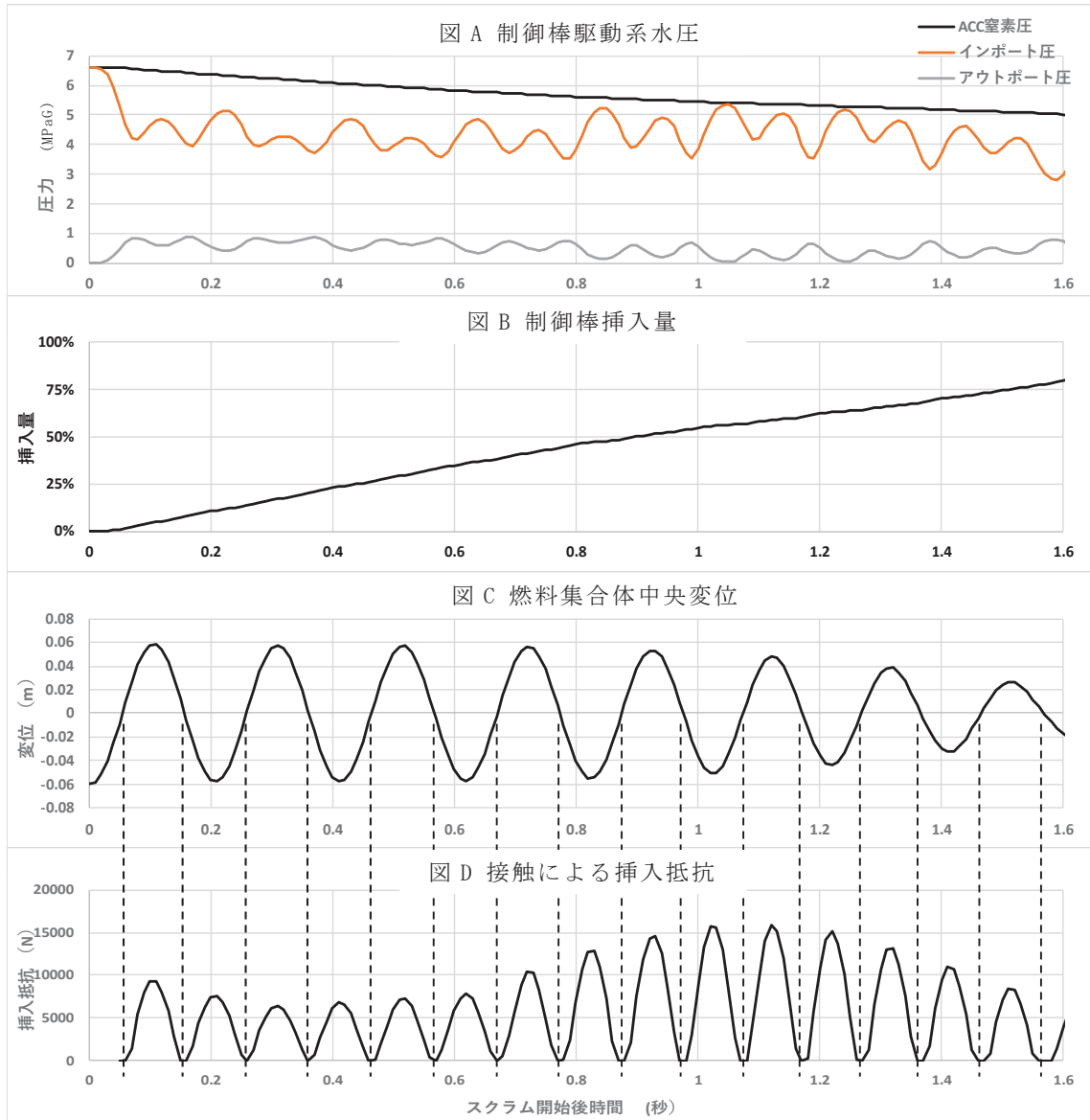
前章で説明した、 挿入抗力を、計算例にもとに説明する。

別紙 1 図 5 は、正弦波加振試験を再現することを目的に、正弦波を水平加振波として CR-IN で解析した例である。上から、図 A 制御棒水圧駆動系の圧力（アキュムレータ室素圧，ドライブピストン下面圧力，ドライブピストン上面圧力），図 B 制御棒挿入量（フルストローク基準の%で表示），図 C 燃料集合体中央のたわみ変位（相対変位），図 D 接触による挿入抵抗（総抵抗）， をスクラム開始後の時刻歴で示している。別紙 1 図 5 の例では，図 B に示す 75%挿入時間は約 1.5 秒であり，スクラム弁の遅れ時間 0.09 秒を加えた挿入時間 1.59 秒は，スクラム開始時の燃料集合体中央変位 59.1mm での試験結果に一致する。

制御棒水圧駆動系（図 A）では，スクラム開始後制御棒の挿入量と共に，アキュムレータ圧は徐々に低下する。ドライブピストン下面圧力とアキュムレータ圧力の差分は，(2)式から分かるように挿入速度の二乗に比例する圧損部分が主であり，両者の差が小さい時は，制御棒挿入速度が小さいことを意味する。

図 C の燃料集合体中央変位の時刻歴から徐々に変位が小さくなることが分かる。これは，制御棒が挿入され燃料集合体と接触することにより，制御棒の剛性が加わるためである。図 D の挿入抵抗（総抵抗）との関係を見ると，変位の絶対値が大きい時に挿入抵抗が大きく，挿入抵抗の変動周期が，変位の周期の倍になることが分かる。





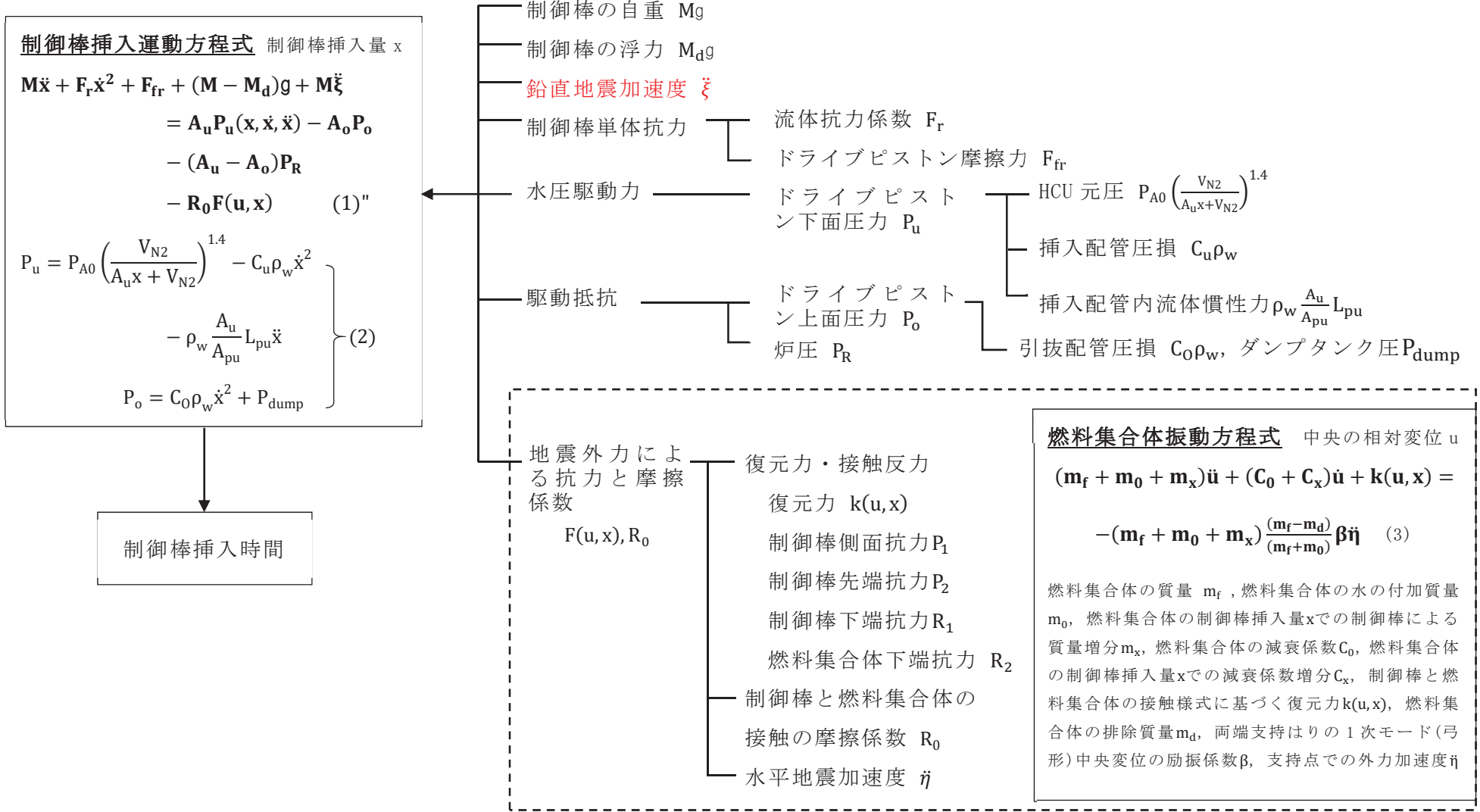
別紙 1 図 5 正弦波加振の解析例

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

4. 鉛直方向加速度を考慮した挿入時間影響評価

ここでは、CR-IN を使って、制御棒の挿入中に鉛直方向加速度が加わった場合の制御棒挿入時間への影響を評価する方法について説明する。別紙 1 図 6 に、鉛直方向加速度が加わった場合の CR-IN で扱われるパラメータの一覧を示す。別紙 1 図 7(b) に示すように、制御棒の質量に鉛直方向加速度を乗じて荷重とみなし、制御棒挿入運動方程式に組み込んで評価を行った。

鉛直方向の入力波は、水平方向に入力している正弦波と同じ振動数の正弦波及び水平方向に入力している正弦波振動数を 2 倍した振動数の正弦波とする。水平方向入力がある場合には、3 項で示したように、1 周期あたり燃料集合体と制御棒の接触は 2 回発生するため、水平方向正弦波の 1/2 周期のサイクルで挿入抵抗力が発生している（別紙 1 図 7(c) に示す挿入抵抗力のイメージ）。この水平方向入力による挿入抵抗力と鉛直方向入力による挿入抵抗力を同期させるため、水平方向に入力している正弦波振動数を 2 倍した振動数の正弦波を採用したものである。また、鉛直方向加速度の入力波に対し、別紙 1 図 7(c) 図に示すように、下向き加速度を正として、挿入抵抗力と同相となる場合と逆相となる場合を考慮する。



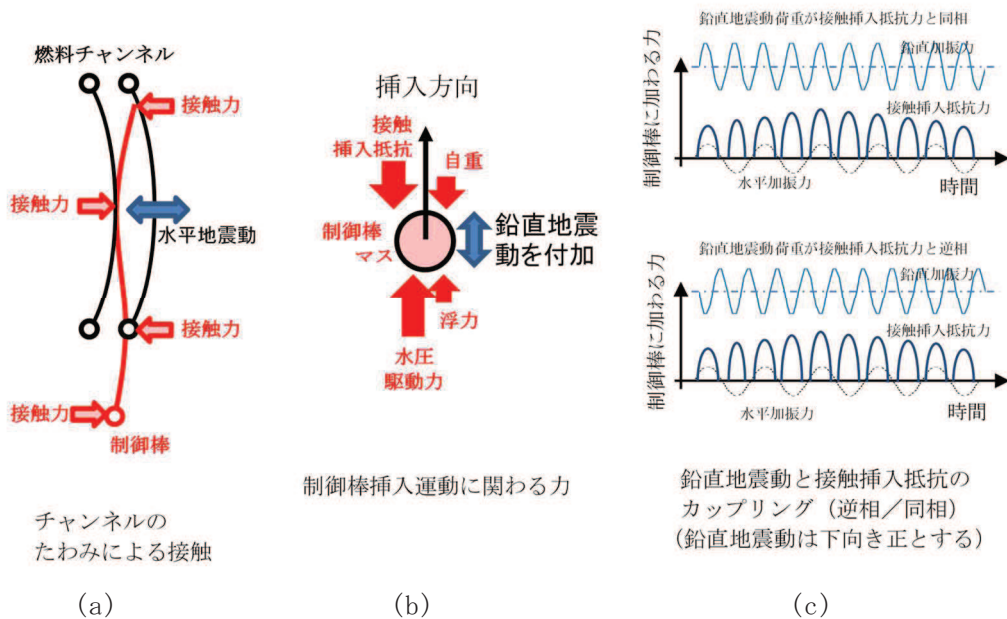
燃料集合体振動方程式 中央の相対変位 u

$$(\mathbf{m}_f + \mathbf{m}_0 + \mathbf{m}_x)\ddot{u} + (\mathbf{C}_0 + \mathbf{C}_x)\dot{u} + \mathbf{k}(u, \mathbf{x}) =$$

$$-(\mathbf{m}_f + \mathbf{m}_0 + \mathbf{m}_x) \frac{(\mathbf{m}_f - \mathbf{m}_d)}{(\mathbf{m}_f + \mathbf{m}_0)} \boldsymbol{\beta} \ddot{\eta} \quad (3)$$

燃料集合体の質量 m_f , 燃料集合体の水の付加質量 m_0 , 燃料集合体の制御棒挿入量 x での制御棒による質量増分 m_x , 燃料集合体の減衰係数 C_0 , 燃料集合体の制御棒挿入量 x での減衰係数増分 C_x , 制御棒と燃料集合体の接触様式に基づく復元力 $k(u, x)$, 燃料集合体の排除質量 m_d , 両端支持はりの 1 次モード(弓形)中央変位の励振係数 β , 支持点での外力加速度 $\ddot{\eta}$

別紙 1 図 6 鉛直方向加速度を考慮した CR-IN に関するパラメータ 一覧 (赤字が、鉛直方向加速度に関わる項)



別紙 1 図 7 CR-IN による鉛直方向加速度の挿入時間への影響解析モデル

参考文献：

- [1-1]Watanabe, Y. et al., and Motora, Y., "Analysis of control rod Scrammability Characteristics on the Condition of the Forced Vibration of Fuel Assemblies", Proc. of the 7th SMiRT, F7/8, 1983
- [1-2]Watanabe, Y. et al., "BWR CONTROL ROD DRIVE SCARAMMABILITY DURING EARTHQUAKES". 1989 ASME PVP Conference in Honolulu

制御棒挿入性解析におけるチャンネルボックス弾塑性特性の考慮

1. はじめに

CR-IN による制御棒挿入性解析においては、チャンネルボックスの曲げ剛性（荷重変位特性）は線形での設定のみ可能であることから、材料の弾塑性特性を踏まえて曲げ剛性をバイリニアに設定するような条件では評価できない。

一方で、今回 CR-IN で評価を行う燃料集合体相対変位は大きな変形範囲であり、チャンネルボックスは弾塑性領域に達している。弾塑性領域においては曲げ剛性は低下傾向になるが、仮にこの領域まで弾性領域での曲げ剛性を線形でそのまま適用すると、チャンネルボックスと制御棒の接触反力が実態よりも大きく算出されるため制御棒挿入性試験の再現性が低下することが懸念される。

そこで、弾塑性領域での曲げ剛性を考慮するために、CR-IN においては剛性を低下させる補正係数を用いて等価剛性を設定し、弾塑性領域の挙動を考慮した解析を行っている。この補正係数の設定方法詳細について以下にまとめる。

2. CR-IN におけるチャンネルボックス弾塑性特性の考慮

(1) 曲げ剛性の補正係数の設定方法

チャンネルボックスについて弾性モデルでの曲げ剛性と弾塑性モデルでの曲げ剛性の違いを補正するための補正係数を設定するため、以下の手順で検討を行った。

①

②

③

(2) 曲げ剛性の補正係数の設定結果

(1)項に記載のとおり、弾性解析（理論式）と弾塑性解析を実施した結果の比較を別紙1別添図1に示す。別紙1別添図1に示すとおり、弾性解析（理論式）は線形の曲げ剛性となるが、弾塑性解析では変位の増大に伴って、剛性が低下する傾向になっていることが分かる。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



別紙 1 別添図 1 弾性解析と弾塑性解析の比較

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

(3) チャンネルボックスの解析方法詳細

曲げ剛性の補正係数を算定するために実施した、チャンネルボックスの弾塑性解析の解析条件について別紙 1 別添表 1 にまとめる。

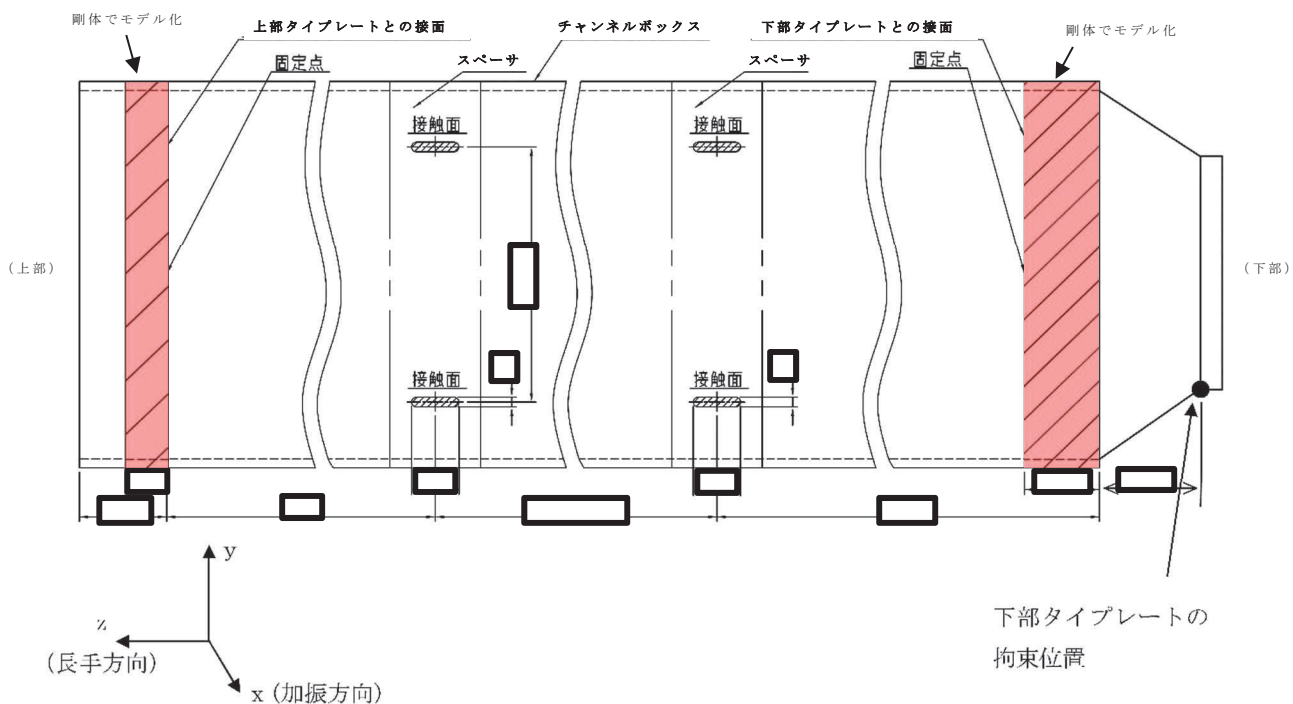
別紙 1 別添表 1 解析条件一覧

項目	条件
チャンネルボックス構造	試験用チャンネルボックス (<input type="text" value=""/> mil)
物性値	降伏応力, 引張強さ, 伸び (引張強さ時のひずみ) : 材料証明書から設定 縦弾性係数 : 実機と同じ材料の試験片を用いた実測値
温度	常温 (20℃)
曲げ剛性 (荷重変位特性)	上記物性値からバイリニア型の非線形設定
入力荷重	
モデル化方針及び境界条件 (別紙 1 別添図 2 及び 別紙 1 別添図 3 参照)	
解析コード	ABAQUS ver. 6.11-1

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



別紙 1 別添図 2 チャンネルボックス解析モデル



別紙 1 別添図 3 燃料集合体の構造概略図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

3. まとめ

制御棒挿入解析には、チャンネルボックスと制御棒の接触反力の計算が必要であり、これにはチャンネルボックスの曲げ剛性が影響する。今回検討する範囲は、燃料集合体相対変位が大きな変位領域であることから、実現象をとらえるために、CR-IN に用いる燃料集合体振動方程式におけるチャンネルボックスの曲げ剛性に、補正係数を用いることでチャンネルボックスの弾塑性特性を考慮しているものである。

制御棒挿入性解析に用いるパラメータの設定

1. はじめに

女川原子力発電所第 2 号機の制御棒挿入性解析に用いた解析コード CR-IN においてはいくつかパラメータを設定する必要がある。

今回工認の制御棒挿入性解析においては試験条件及び実機条件に対する検討を行うため、各条件に対して異なるパラメータを設定して解析を実施している。また、パラメータについては、制御棒挿入性試験から得られた結果に基づき設定しているパラメータや既往知見の結果を基に保守的に設定したパラメータが含まれる。

本資料は、制御棒挿入性に用いるパラメータの設定について整理した資料である。

2. CR-IN のパラメータの設定

CR-IN に用いるパラメータは別紙 1 2.1 項に示すとおりである。今回工認の制御棒挿入性解析においては試験条件及び実機条件に対する検討を行うため、各条件に対するパラメータを設定する。試験条件及び実機条件に対するパラメータの設定方法について以下に示す。

2.1 試験条件に対するパラメータの設定

試験条件に対する制御棒挿入性解析に用いるパラメータの設定値及び設定根拠を別紙 2 表 1 に示す。各パラメータについては、設備の形状、仕様等で定まる値を設定することを基本とするが、別紙 2 表 1 に示すパラメータのうち、挿入配管圧損係数 C_u 、引抜配管圧損係数 C_o 、流体抗力係数 F_r 、ドライブピストン摩擦力 F_{fr} 及び摩擦係数 R_0 については、実際の試験装置の構造特徴によって数値が変わってくるパラメータやそもそも理論的に設定することが難しいパラメータであることから、精度の高いパラメータを理論的に算出することは難しいと考え、制御棒挿入性試験結果に基づき設定した。別紙 2 図 1 に、CR-IN を用いた各パラメータの設定フローを示す。

別紙 2 表 1 試験条件における各パラメータの設定値及び設定根拠 (1/2)

パラメータ	名称	設定値	設定根拠
g	重力加速度	9.8m/s ²	理論で定まる値
M	制御棒の質量		仕様で定まる値
M _d	制御棒の排除質量		仕様で定まる値
F _r	流体抗力係数	1050 N/(m/s) ²	制御棒挿入性試験に基づき設定
F _{fr}	ドライブピストン摩擦力	500N	制御棒挿入性試験に基づき設定
A _u	ドライブピストン下面面積		仕様で定まる値
A _o	ドライブピストン上面面積		仕様で定まる値
P _R ^{*1}	炉圧	0.1MPa	仕様で定まる値
R ₀	制御棒と燃料集合体の接触の摩擦係数	0.182	制御棒挿入性試験に基づき設定
P _{A0} ^{*1}	HCU・アキュムレータ初期圧力		仕様で定まる値
V _{N2}	HCU・N ₂ 初期容積		仕様で定まる値
C _u	挿入配管の圧損係数		制御棒挿入性試験に基づき設定
C _o	引抜配管の圧損係数		制御棒挿入性試験に基づき設定
ρ _w	水の密度	1000kg/m ³	理論で定まる値
A _{pu}	挿入配管断面積		仕様で定まる値
L _{pu}	挿入配管長		仕様で定まる値
P _{dump} ^{*1}	ダンプタンク圧力		仕様で定まる値
m _f	燃料集合体の質量 (4体分)		仕様で定まる値
m ₀	燃料集合体の水の付加質量 (4体分)		仕様で定まる値
m _d	燃料集合体の排除質量 (4体分)		仕様で定まる値
C	燃料集合体の減衰係数*2		制御棒挿入性試験時に測定した値
C _x	燃料集合体の制御棒挿入量 xでの減衰係数増分	—	
β	両端支持はりの1次モード (弓形)中央変位の励振係数	4/π	理論で定まる値

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

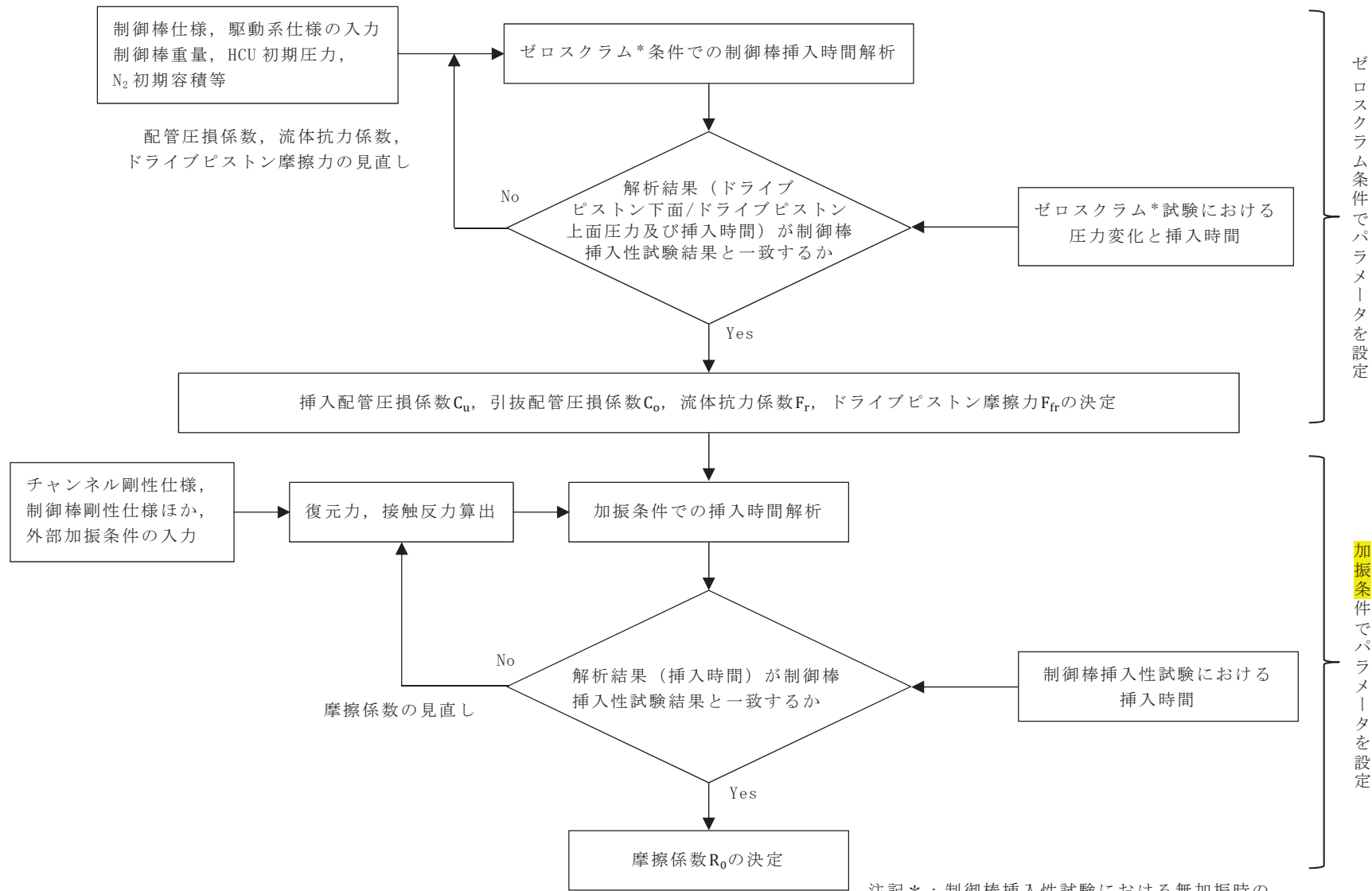
別紙 2 表 1 試験条件における各パラメータの設定値及び設定根拠 (2/2)

パラメータ	名称	設定値	設定根拠
$\ddot{\eta}$	支持点での外力加速度	炉心支持板部の時刻歴加速度	—
t	燃料集合体板厚		理論で定まる値
E_{CR}	制御棒の縦弾性係数	195000MPa	理論で定まる値
E_{CB}	燃料集合体の縦弾性係数	98000MPa	理論で定まる値
I	断面二次モーメント		理論で定まる値
f	燃料集合体固有振動数		制御棒挿入性試験時に測定した値

注記 * 1 : 実機 (炉圧状態) では圧力抵抗が増すため, 制御棒挿入に要する時間が増加する制御棒挿入性試験は大気圧条件で実施するが, 制御棒挿入圧力を調整し, ゼロスクラム時間 (無加振時の 75%ストロークスクラムに要する時間) を実機と合わせることで炉圧状態を模擬している。

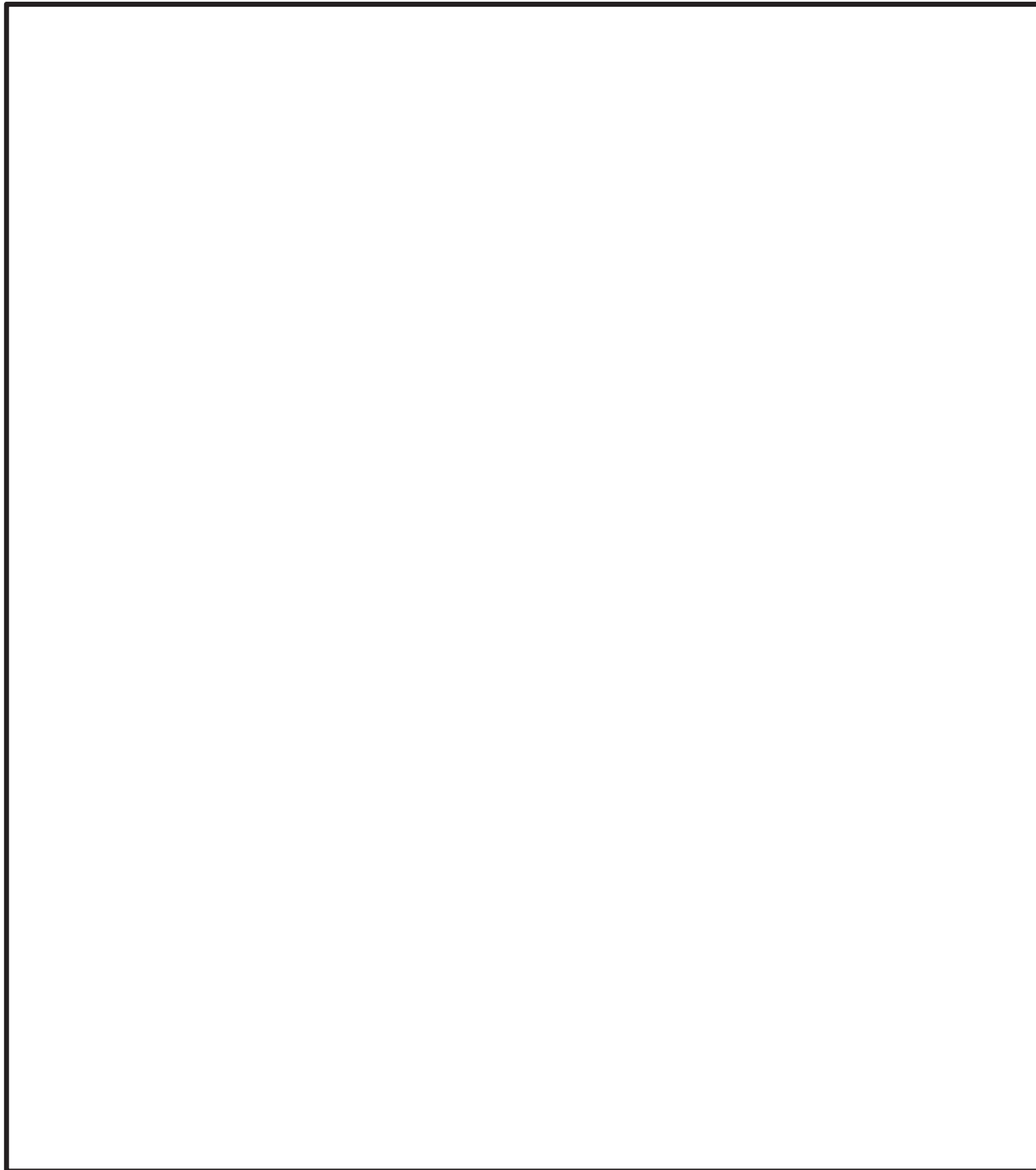
* 2 : 減衰定数のことを表す。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



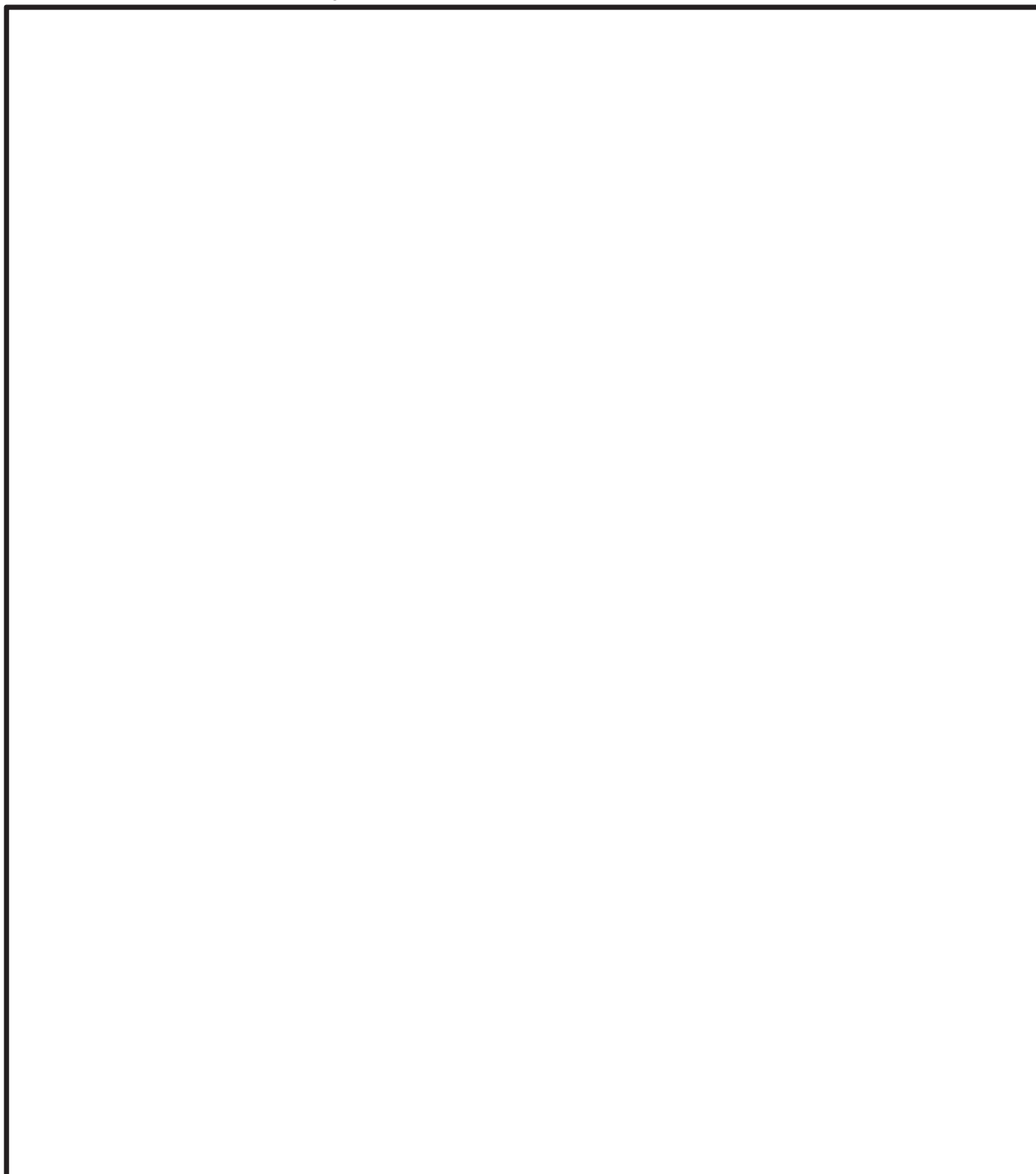
別紙 2 図 1 CR-IN の各パラメータの設定フロー

2.1.1 挿入配管圧損係数 C_u の設定



別紙 2 図 2 ドライブピストン下面圧力の制御棒挿入性試験と解析結果の比較

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

2.1.2 引抜配管圧損係数 C_0 の設定

別紙 2 図 3 ドライブピストン上面圧力の制御棒挿入性試験と解析結果の比較

2.1.3 流体抗力係数 F_T の設定

流体抗力係数 F_T は、CR-IN によるゼロスクラム条件での制御棒挿入時間が制御棒挿入性試験結果のゼロスクラム時間と同様となるように $1050\text{N}/(\text{m/s})^2$ を設定した。

なお、下記の通り、推定値は $1000\text{N}/(\text{m/s})^2$ であるが、制御棒の投影面積、体積等は概算値を用いて算出しているため、わずかに相違が生じるものであり、試験での設定については妥当であるとする。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

《推定値の算出》

物体が流体中を運動する際に受ける流体抗力は、一般的には次式で定義される。

$$\text{流体抗力} = 1/2 \times C_d \times (\text{流体密度}) \times (\text{物体の投影面積}) \times (\text{物体の速度})^2$$

ここで C_d は抗力係数であり、物体形状や移動する流路に依存する。CR-INにおける流体抗力係数 F_r は、流体抗力を物体の速度の二乗で除した係数として定義するため

$$F_r = 1/2 \times C_d \times (\text{炉心流体密度}) \times (\text{制御棒の面積})$$

に相当する。

制御棒はチャンネルボックスとの狭い間隙を駆動されるので、既往知見^[2-1]によると、 $C_d = 0.5$ と推定される。炉心流体密度は、常温挿入試験では室温の水の密度 1000kg/m^3 、制御棒の面積についてはブレード面積（約 4.0m^2 ）を用いると、

$$F_r = 1/2 \times 0.5 \times 1000 \times 4.0 = 1000$$

と推定される。

2.1.4 ドライブピストン摩擦力 F_{fr} の設定

ドライブピストン摩擦力 F_{fr} は、挿入速度に依存しないドライブピストン駆動時にCRD内部で部材同士が接触して生じる摩擦力となり流体抗力係数 F_r とは独立に設定される。ドライブピストン摩擦力 F_{fr} は、CR-INによるゼロスクラム条件での制御棒挿入時間が制御棒挿入性試験結果のゼロスクラム時間と同様となるように500Nを設定した。

なお、女川原子力発電所第2号機の定期検査時に測定されたドライブピストン摩擦力は500Nであり同等の値となっていることから、CR-INにおける設定は妥当であると考えられる。

2.1.5 摩擦係数 R_0 の設定

摩擦係数 R_0 は、CR-INの解析結果と制御棒挿入性試験における燃料集合体相対変位59.1mmの正弦波加振試験の75%挿入時間1.59秒の試験結果とが同等となるように、0.182とし、燃料集合体相対変位に関わらず一律に設定した。摩擦係数0.182と設定した考え方を別紙2別添に示す。

なお、機械工学便覧^[2-2]によれば境界潤滑（流体潤滑のように境界面が完全に隔離されておらず部分的に金属表面の接触が生じている潤滑状態）の条件では摩擦係数が0.1前後であると言われている。挿入性試験においては制御棒と燃料集合体の接触抗力が大きいことから一般的な境界潤滑状態よりも乾燥摩擦の状態に近かったものと推察される。

2.1.6 まとめ

CR-IN のパラメータのうち、制御棒挿入性試験結果に基づき設定する挿入配管圧損係数 C_u 、引抜配管圧損係数 C_o 、流体抗力係数 F_r 、ドライブピストン摩擦力 F_{fr} 及び摩擦係数 R_0 の設定値について別紙 2 表 2 に示す。CR-IN における圧損係数、流体抗力係数及び摩擦係数のパラメータの設定値については、制御棒挿入性試験結果から得られたパラメータを基に設定しており、また、推定値とも同等の値となっているため妥当な設定値と考える。なお、圧損係数、流体抗力係数及び摩擦係数以外のパラメータについては、設備の形状、仕様等で定まる値を設定している。

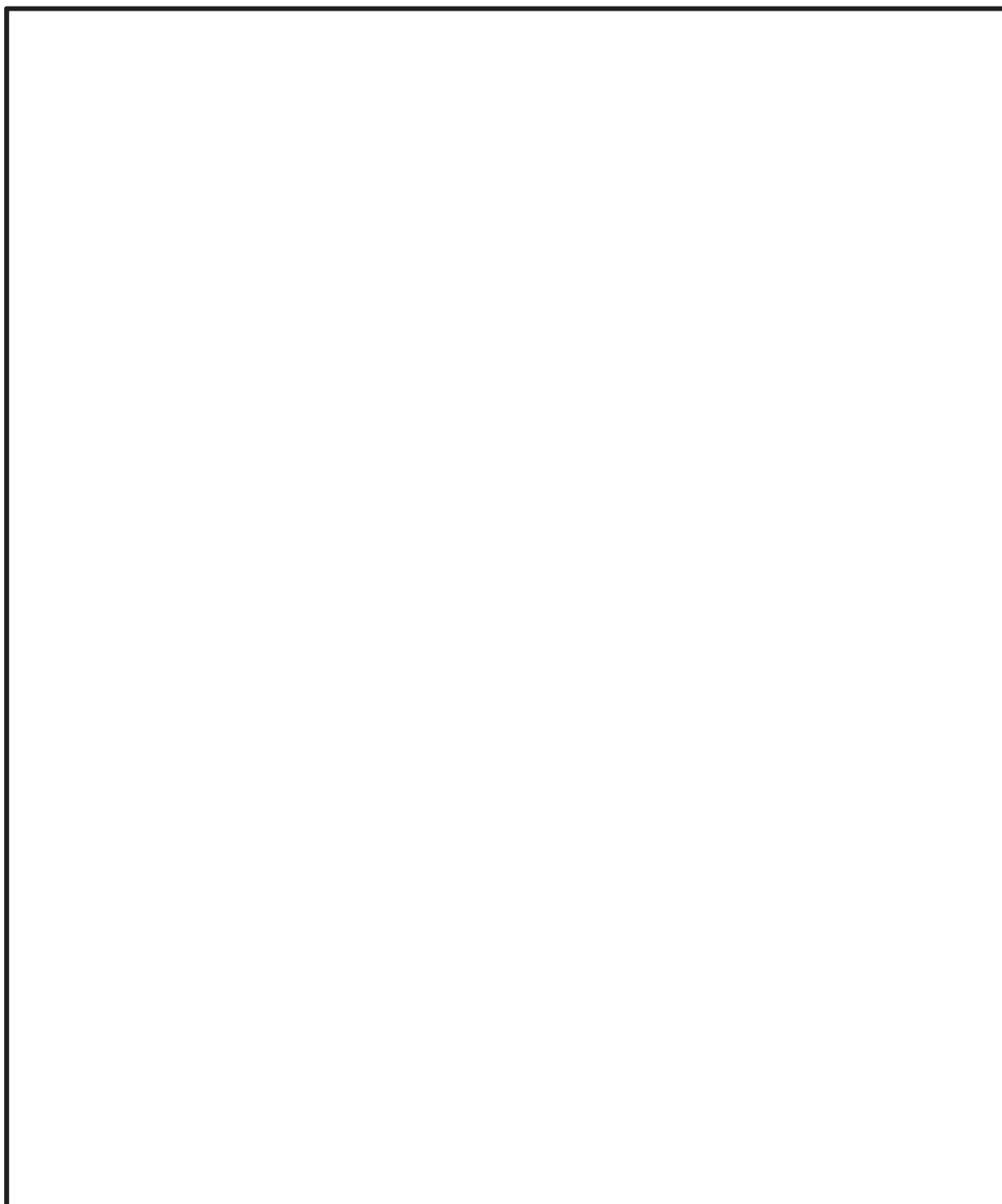
別紙 2 表 2 制御棒挿入性試験結果に基づき設定するパラメータの設定値

パラメータ	記号	設定値	推定値	単位	設定の根拠
挿入配管 圧損係数	C_u			—	ゼロスクラム*試験で得られたデータより設定
引抜配管 圧損係数	C_o			—	同上
流体抗力 係数	F_r	1050	1000	N/ (m/s) ²	同上
ドライブピストン 摩擦力	F_{fr}	500	500	N	同上
摩擦係数	R_0	0.182	0.1	—	加振条件での試験から各目標変位 (30 mm~70 mm) における摩擦係数の平均値を算出し、そのうち最大値 (目標変位 60 mm) を適用

注記* : 制御棒挿入性試験における無加振時の 75%ストロークスクラム時間

2.2 実機条件に対するパラメータの設定

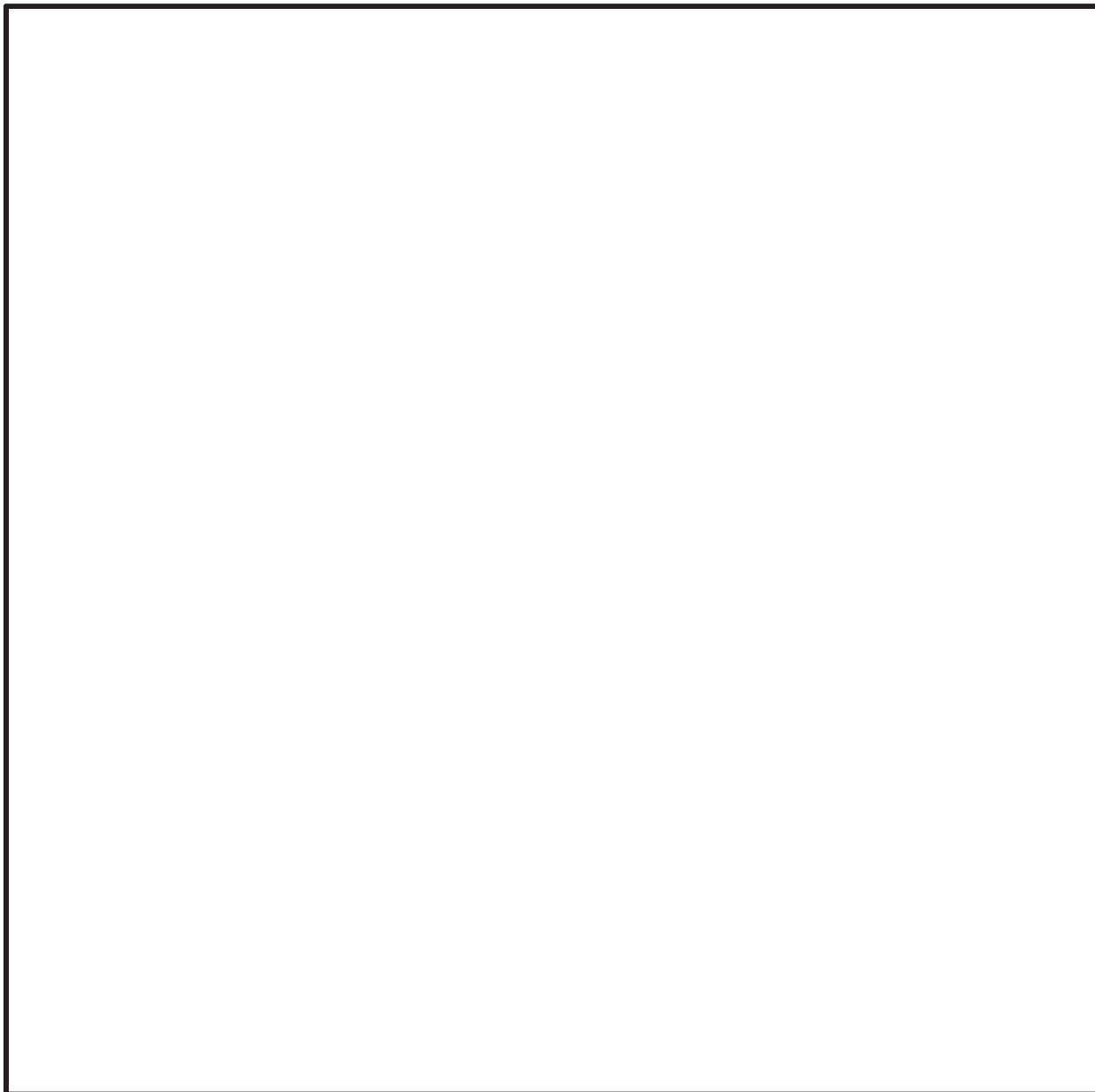
実機条件に対する制御棒挿入性解析に用いるパラメータの設定値及び設定根拠を別紙 2 表 3 に示す。実機条件に対するパラメータについても、設備の形状、仕様等で定まる値を設定することを基本とするが、別紙 2 表 3 に示すパラメータのうち、挿入配管圧損係数 C_u 、引抜配管圧損係数 C_o 及び流体抗力係数 F_r については、試験条件での設定と同様に、実際の試験装置の構造特徴によって数値が変わってくるパラメータやそもそも理論的に設定することが難しいパラメータである。そのため、制御棒挿入性試験結果に基づいた値に温度影響等の違いを考慮して設定した。また、ドライブピストン摩擦力 F_{fr} 及び摩擦係数 R_0 については、金属同士の摩擦係数は温度依存性のあるヤング率と変形抵抗に影響を受けて、温度上昇に伴い変化しないもしくは低下傾向であるとの滑り摩擦に係る既往知見^[2-3]^[2-4]を確認（別紙 2 図 4 参照）しているものの、制御棒挿入性評価に関連した既往知見^[2-5]の検討では、高温での摩擦係数を常温での 1.2 倍と設定していることを踏まえ、本検討においては、試験条件の 1.0 倍と設定する場合と保守的に試験条件の 1.2 倍と設定する場合の 2 ケースに対し解析を実施した。



注 : Victor H. Mucino. et al. : Simulation of Friction Stir Spot Welding (FSSW) Process: Study of Friction Phenomena, Department of Mechanical and Aerospace Engineering Morgantown, West Virginia 2007 抜粋, 一部加筆

別紙 2 図 4 摩擦係数に対する温度依存性 (1/4)

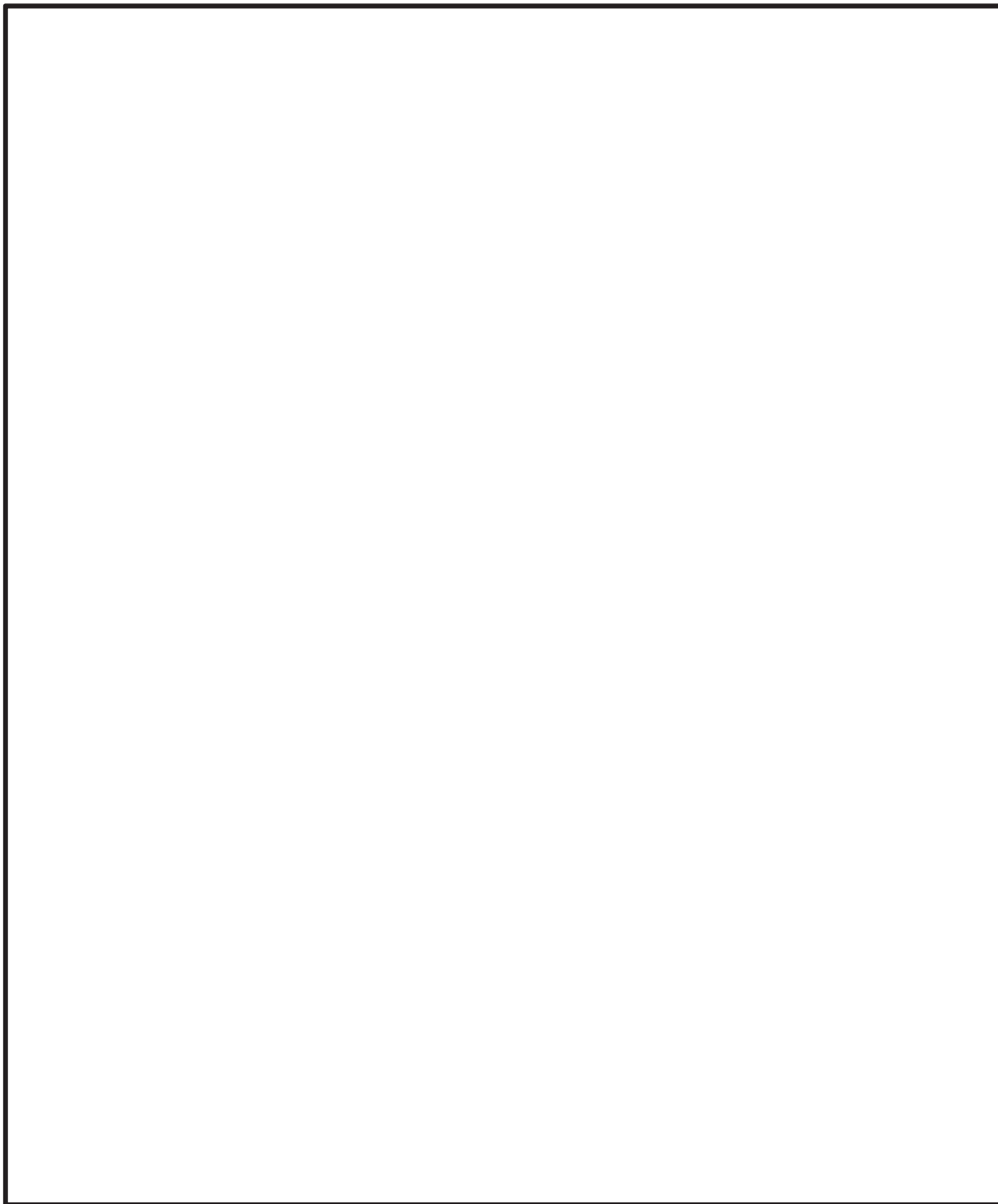
枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



注：Victor H. Mucino. et al. : Simulation of Friction Stir Spot Welding (FSSW) Process: Study of Friction Phenomena, Department of Mechanical and Aerospace Engineering Morgantown, West Virginia 2007 抜粋，一部加筆

別紙 2 図 4 摩擦係数に対する温度依存性 (2/4)

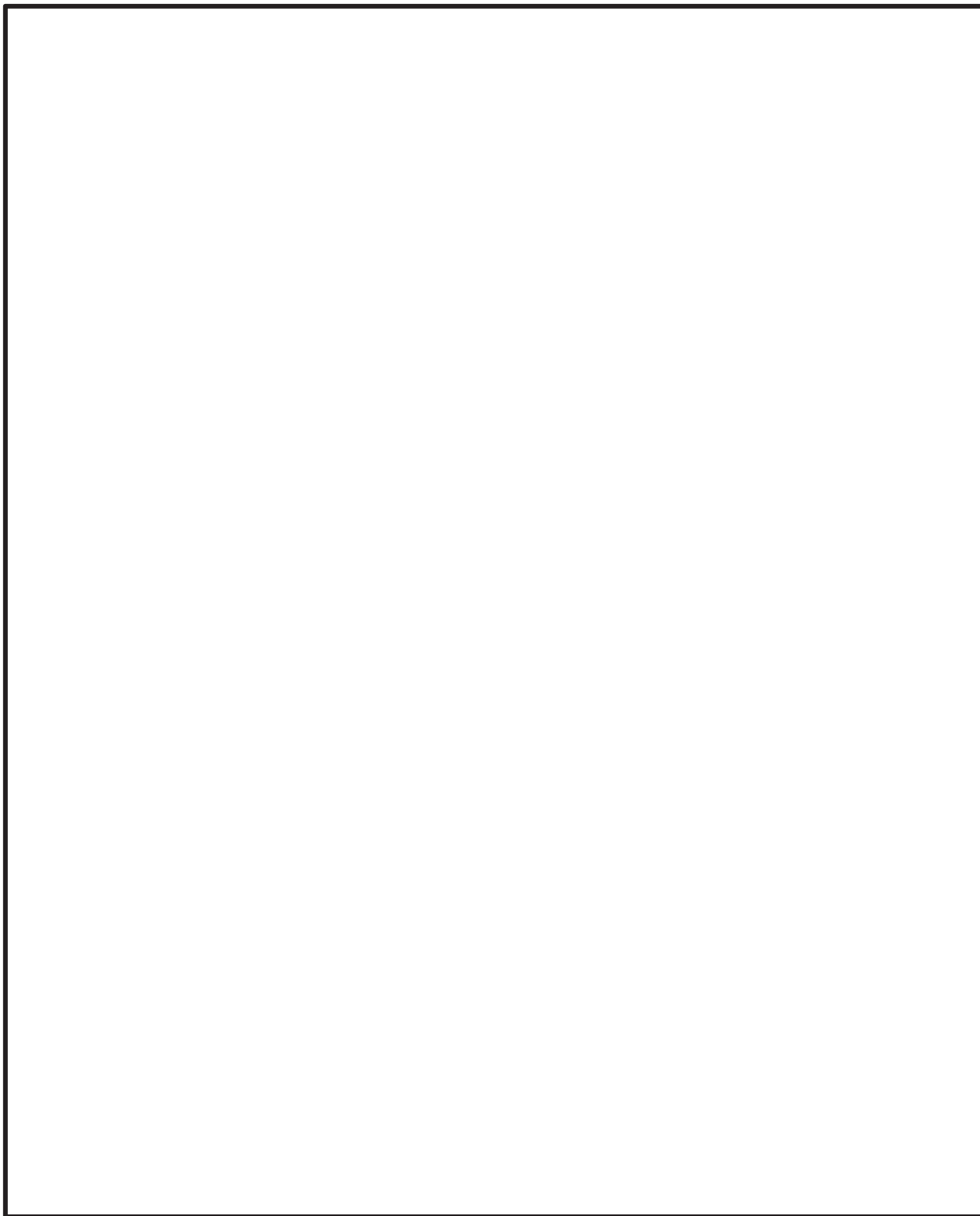
枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



注：V.L. Popov. et al. : Friction coefficient in “rail - wheel” -contacts as a function of material and loading parameters, Physical Mesomechanics 5 3 (2002) 17-24 抜粋

別紙 2 図 4 摩擦係数に対する温度依存性 (3/4)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



注：V.L. Popov. et al. : Friction coefficient in “rail - wheel” -contacts as a function of material and loading parameters, Physical Mesomechanics 5 3 (2002) 17-24 抜粋

別紙 2 図 4 摩擦係数に対する温度依存性 (4/4)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 2 表 3 実機条件における各パラメータの設定値及び設定根拠 (1/2)

記号	名称	設定値	設定根拠
g	重力加速度	9.8m/s ²	理論で定まる値
M	制御棒質量	137kg	仕様で定まる値
M _d	制御棒の 排除質量		仕様で定まる値
F _r	流体抗力 係数	772N/(m/s) ²	制御棒挿入性試験に基づき設定
F _{fr} ^{*3}	ドライブピストン摩擦力	①500N ②600N	制御棒挿入性試験に基づき設定
A _u	ドライブピストン下面面積		仕様で定まる値
A _o	ドライブピストン上面面積		仕様で定まる値
P _R ^{*1}	炉圧	同左	仕様で定まる値
R ₀ ^{*3}	制御棒と燃料集合体の接触の摩擦係数	①0.182 ②0.218	制御棒挿入性試験に基づき設定
P _{A0} ^{*1}	HCU・アキュムレータ初期圧力		仕様で定まる値
V _{N2}	HCU・N ₂ 初期容積		仕様で定まる値
C _u	挿入配管の圧損係数		制御棒挿入性試験に基づき設定
C _o	引抜配管の圧損係数		制御棒挿入性試験に基づき設定
ρ _w	水の密度		理論で定まる値
A _{pu}	挿入配管断面積		仕様で定まる値
L _{pu}	挿入配管長		仕様で定まる値
P _{dump} ^{*1}	ダンプタンク 圧力		仕様で定まる値
m _f	燃料集合体質量 (4体分)		仕様で定まる値
m ₀ ^{*2}	燃料集合体の水の付加質量 (4体分)		仕様で定まる値
m _d ^{*2}	燃料集合体の排除質量 (4体分)		仕様で定まる値
C	燃料集合体の減衰係数 ^{*4}	7%	制御棒挿入性試験時に測定した値
C _x	燃料集合体の制御棒挿入量 x での減衰係数増分		—
β	両端支持はりの 1 次モード (弓形) 中央変位の励振係数		理論で定まる値

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 2 表 3 実機条件における各パラメータの設定値及び設定根拠 (2/2)

記号	名称	実機条件	差異理由
$\ddot{\eta}$	支持点での外力加速度	炉心支持板部の時刻 歴加速度	—
t	燃料集合体板厚	100mil	理論で定まる値
E_{CR}	制御棒の縦弾性係数	176560MPa	理論で定まる値
E_{CB}	燃料集合体の縦弾性係数	78300MPa	理論で定まる値
I	断面二次モーメント		理論で定まる値
f	燃料集合体固有振動数	4.35Hz	地震応答解析による燃料 集合体固有振動数

注記*1：実機（炉圧状態）では圧力抵抗が増すため、制御棒挿入に要する時間が増加する制御棒挿入性試験は大気圧条件で実施するが、制御棒挿入圧力を調整し、ゼロスクラム時間（無加振時の75%ストロークスクラムに要する時間）を実機と合わせることで炉圧状態を模擬していることから、試験条件及び実機条件でも数値に変更はない。

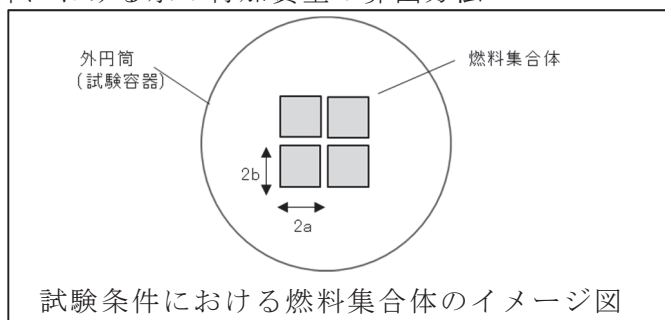
*2：試験条件では、燃料集合体4体を考慮し、実機条件では燃料集合体560体を考慮する。試験条件及び実機条件における水の付加質量の算出方法を別紙2図5に示す。なお、既往知見^[2-6]における368体の模擬燃料が装荷された実規模の炉心相当の試験体の振動試験により、燃料集合体は装荷位置によらず全燃料集合体が同位相で振動するとの知見が得られている（別紙2図6参照）。制御棒挿入性試験及びCR-INによる解析での燃料集合体は4体で設定しているが、既往知見^[2-6]のとおり4体の振動挙動は実機プラントの燃料集合体全数の振動挙動と同様と考えられ、制御棒挿入性試験及びCR-INによる解析評価手法は実機プラント評価として妥当である。

*3：既往知見^[2-3]^[2-4]において、金属同士の摩擦係数はヤング率と変形抵抗に依存することから、温度上昇に伴い変化しないもしくは低下傾向であるとの内容が示されている。一方で、制御棒挿入性評価に関連した既往知見^[2-5]の検討では高温での摩擦係数を常温での1.2倍と設定している。このため実機条件の摩擦係数を試験条件と同様1.0倍と保守的に試験条件の1.2倍の2ケースとした。

*4：減衰定数のことを表す。

枠囲みの内容は商業機密の観点から
公開できません。

○試験条件における水の付加質量の算出方法

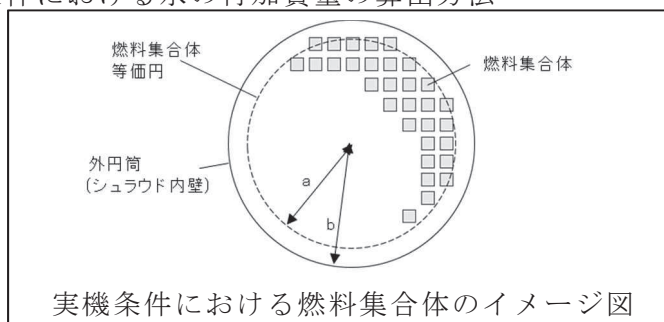


試験条件では、試験体の燃料集合体と外円筒(試験容器)との直径比は大きく外円筒の影響を無視できるとし、機械工学便覧記載の一般式から水の付加質量を算出する。

(水の付加質量算出式)

$$\pi K_1 \rho a^2 \quad K_1 : b/a \text{ より定まる係数} \quad \rho : \text{水の密度}$$

○実機条件における水の付加質量の算出方法



実機条件では、燃料集合体と外円筒(シュラウド内壁)との直径比は1に近く、外円筒の影響を無視できないため、原子力発電所耐震設計技術指針(J E A G 4 6 0 1 - 1987)記載の二重円筒の式から水の付加質量を算出する。

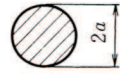

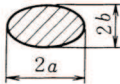


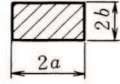

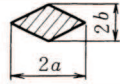



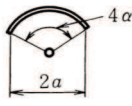





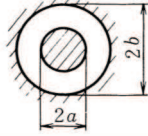

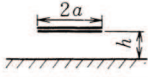

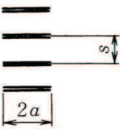
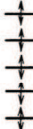
下記算出式から、燃料集合体 560 体の等価半径 a と炉心シュラウドの半径 b の二重円筒での水の付加質量を求め、この値を 4/560 倍することで、燃料集合体 4 体の水の付加質量を算出する。

(水の付加質量算出式)

$$\pi \rho a^2 \left(\frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} \right) \quad \rho : \text{水の密度}$$

別紙 2 図 5 水の付加質量の算出方法 (1/2)

表 13・2 柱状物体の単位長さ当たりの付加質量
(ρ は流体の密度)

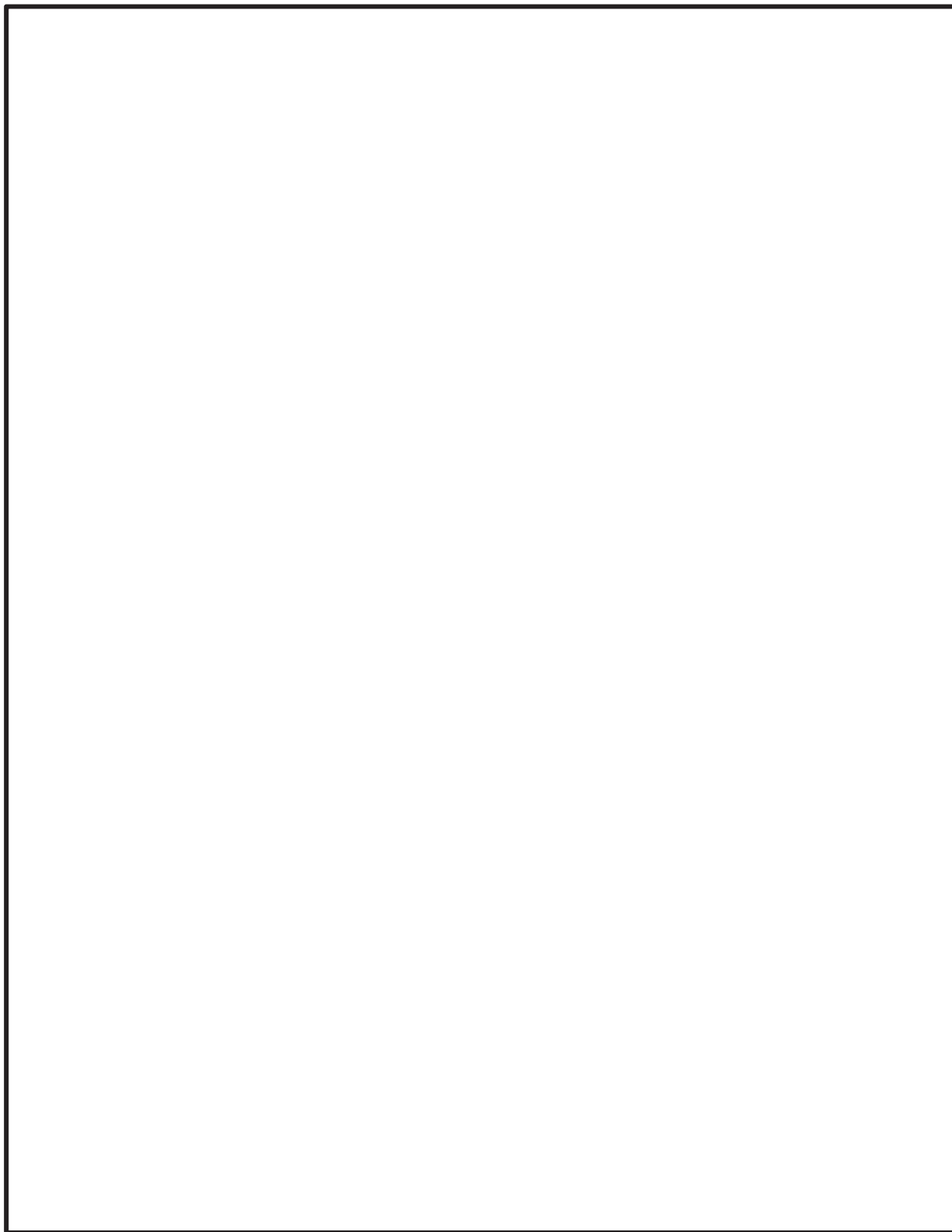
断面形状	付加質量
円 	 $\pi\rho a^2$
だ円 	 $\pi\rho a^2$  $\pi\rho b^2$
長方形 	 $\pi K_1 \rho a^2$
ひし形 	 $\pi K_2 \rho a^2$
平板 	 $\pi\rho a^2$
円弧翼 	 $\frac{\pi\rho a^2}{2} \left(1 + \frac{1}{\cos^2 \alpha}\right)$  $\frac{\pi\rho a^2}{2} \tan^2 \alpha$
ジェーコフスキー対称翼 	 $\frac{\pi\rho a^2}{4} \left(4 + \frac{k-2}{k+1}\right)$  $\frac{\pi\rho a^2}{4} (k-2)(k+1)$
同心固定同筒内の円 	 $\pi\rho a^2 \left(\frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2}\right)$
固定壁近くの平板 	 $\pi\rho a^2 K_3$
平板列 	 $\frac{2\rho s^2}{\pi} \log \left\{ \cos h \left(\frac{\pi a}{s} \right) \right\}$

備考

b/a	0	0.1	0.2	0.5	1	2	5	10
K_1	1.00	1.14	1.21	1.36	1.51	1.70	1.98	2.23
b/a	0.5	1	2	5				
K_2	0.85	0.76	0.67	0.61				
$h/2a$	∞	2.5	0.5					
K_3	1.00	1.03	1.165					

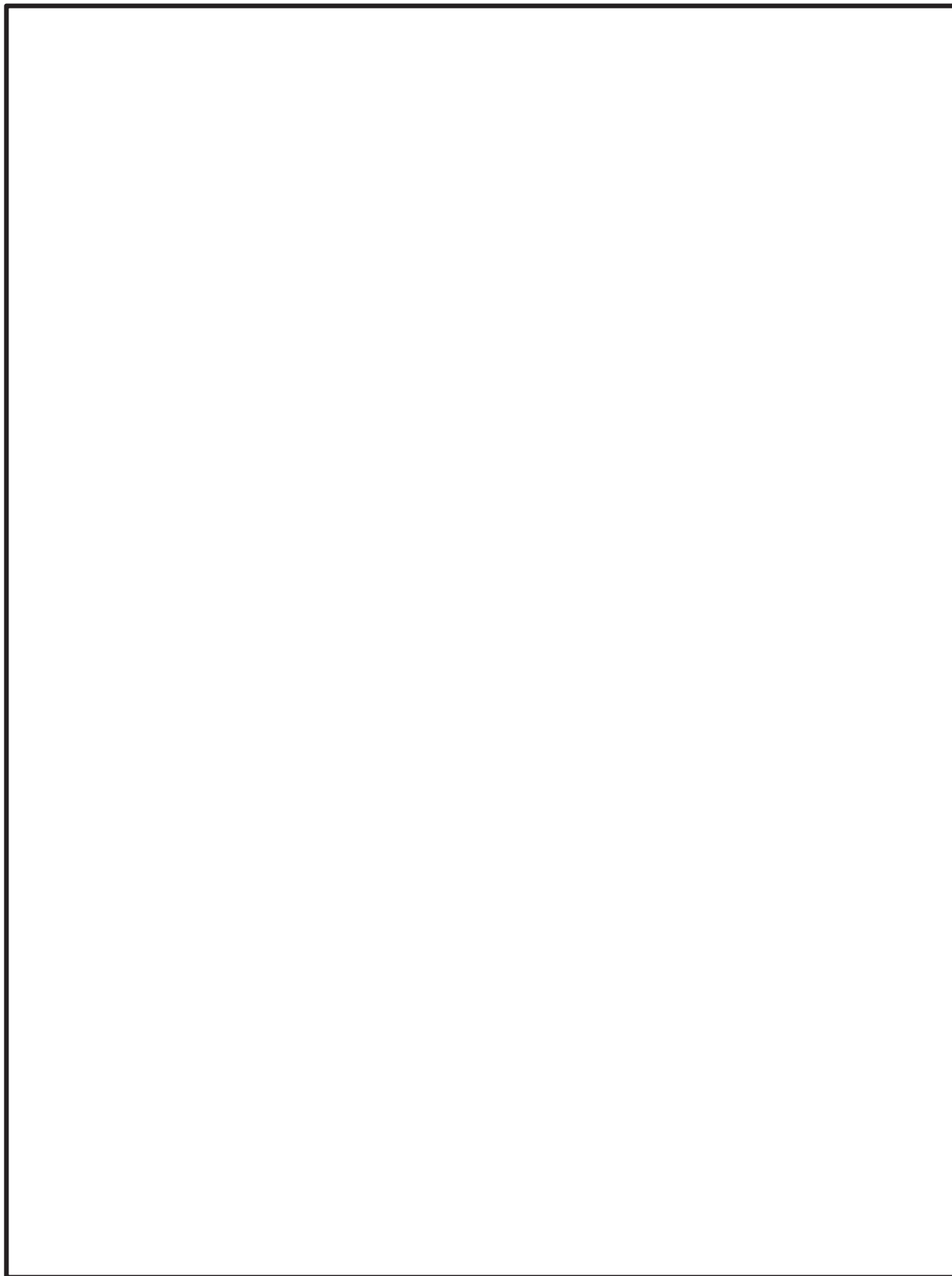
機械工学便覧 柱状物体の単位長さ当たりの付加質量 (抜粋)

別紙 2 図 5 水の付加質量の算出方法 (2/2)



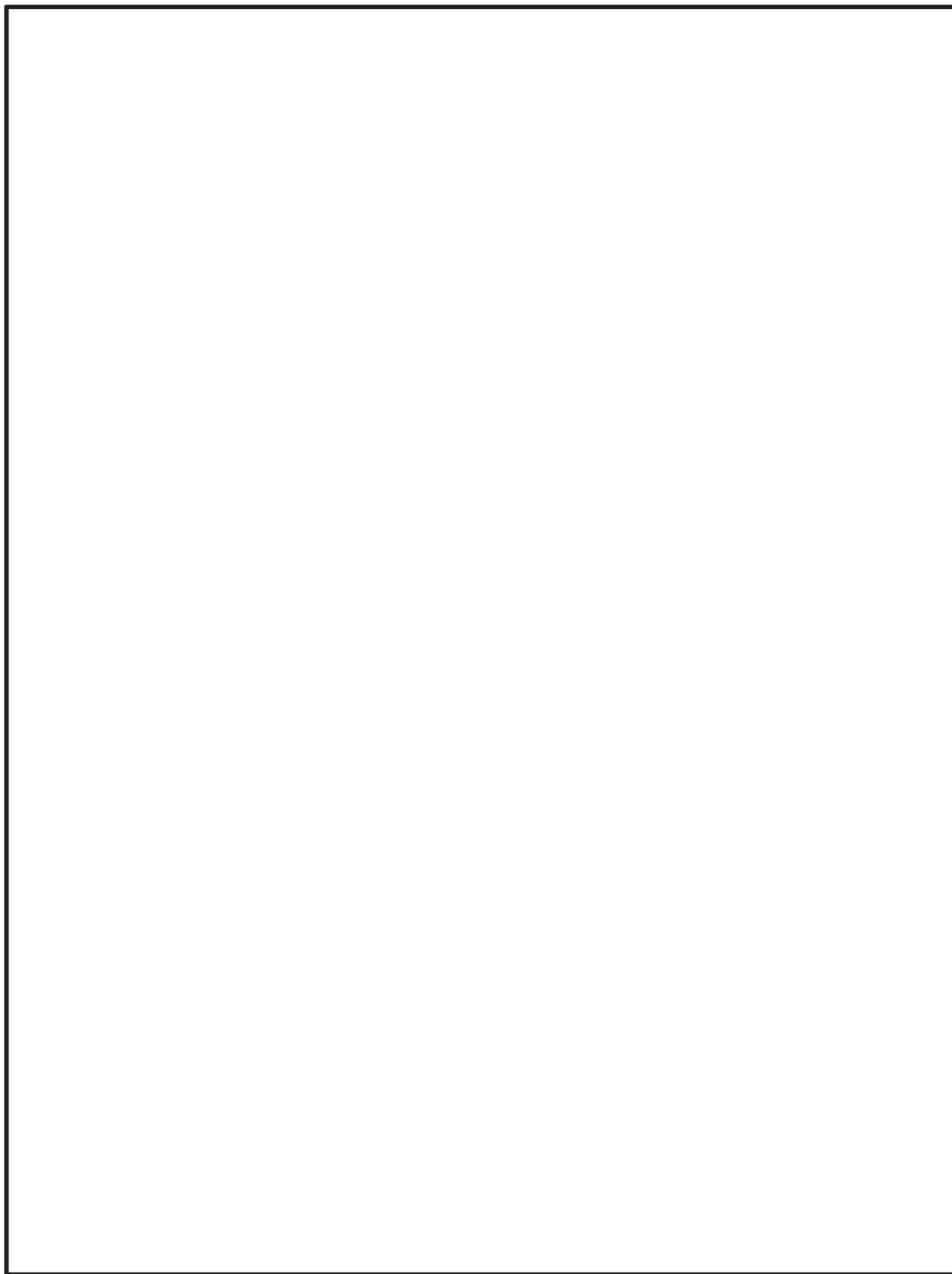
注*：原子力発電施設信頼性実証試験の現状 原子力工学試験センター昭和 63 年報告書 抜粋

別紙 2 図 6 既往知見^[2-6]における実規模の炉心相当の試験体の振動試験結果(1/3)



注* : 原子力発電施設信頼性実証試験の現状 原子力工学試験センター昭和 63 年報告書 抜粋

別紙 2 図 6 既往知見^[2-6]における実規模の炉心相当の試験体の振動試験結果(2/3)



注*：原子力発電施設信頼性実証試験の現状 原子力工学試験センター昭和 63 年報告書 抜粋

別紙 2 図 6 既往知見^[2-6]における実規模の炉心相当の試験体の振動試験結果(3/3)

2.3 試験条件及び実機条件のパラメータの比較

試験条件及び実機条件のパラメータを比較し、その差異理由及びパラメータの差異が制御棒挿入時間に与える影響について別紙 2 表 4 のとおり整理した。この結果より、パラメータの差異は温度及びモデル化の違いに起因して発生している。また、パラメータの差異が制御棒挿入時間に与える影響は、制御棒挿入時間が早くなる場合と遅くなる場合があり、パラメータごとに異なっている。

ここで、パラメータの差異が制御棒挿入時間に与える影響に関し、燃料集合体固有振動数については制御棒挿入時間に与える影響を一概には評価できない。これは、以下の内容を踏まえた結果である。

- ・正弦波入力の場合、今回工認及び既工認の制御棒挿入性試験の燃料集合体固有振動数が異なっても*¹制御棒挿入時間は同等の結果を示している。
- ・一方、地震波（S s - D 2）入力の場合は、実機条件と試験条件とで異なる燃料集合体固有振動数に対し*²、制御棒挿入時間に差異が生じる。（燃料集合体相対変位の増加に伴う制御棒挿入時間遅れは、実機条件の方が試験条件に比べて大きい。）
（別紙 2 図 7 参照）

注記* 1：今回工認の制御棒挿入性試験における燃料集合体の固有振動数は□ Hz、既工認の制御棒挿入性試験における燃料集合体の固有振動数は□ Hz となっている。

* 2：実機条件の燃料集合体の固有振動数は 4.35 Hz、試験条件の燃料集合体の固有振動数は□ Hz となっている。

別紙 2 表 4 試験条件と実機条件のパラメータの比較 (1/2)

記号	名称	試験条件	実機条件	差異理由	差異要因		制御棒挿入 時間に与え る影響
					温度* ²	モデル化 * ³	
g	重力加速度	9.8m/s ²	同左	—	—	—	同じ
M	制御棒質量	137kg	同左	—	—	—	同じ
M _d	制御棒の 排除質量			水の密度の違い	○	—	早くなる
F _r	流体抗力 係数	1050 N/(m/s) ²	772N/(m/s) ²	水の密度の違い	○	—	早くなる
F _{fr}	ドライブピスト ン摩擦力	500N	①500N* ⁴ ②600N* ⁴	温度の違い	○	—	遅くなる
A _u	ドライブピスト ン下面面積		同左	—	—	—	同じ
A _o	ドライブピスト ン上面面積		同左	—	—	—	同じ
P _R * ¹	炉圧	0.1MPa	同左	—	—	—	同じ
R ₀	制御棒と燃料集 合体の接触の摩 擦係数	0.182	①0.182* ⁴ ②0.218* ⁴	温度の違い	○	—	遅くなる
P _{AO} * ¹	HCU・アキュムレ ータ初期圧力		同左	—	—	—	同じ
V _{N2}	HCU・N ₂ 初期容積		同左	—	—	—	同じ
C _u	挿入配管の圧損 係数		同左	—	—	—	同じ
C _o	引抜配管の圧損 係数		同左	—	—	—	同じ
ρ _w	水の密度	1000kg/m ³		温度の違い	○	—	早くなる
A _{pu}	挿入配管断面積		同左	—	—	—	同じ
L _{pu}	挿入配管長		同左	—	—	—	同じ
P _{dump} * ¹	ダンプタンク 圧力		同左	—	—	—	同じ
m _f	燃料集合体質量 (4体分)			板厚の違い	○	—	遅くなる
m ₀	燃料集合体の 水の付加質量 (4体分)			水の密度及びモ デル化の違い	○	○	遅くなる
m _d	燃料集合体の 排除質量 (4体分)			水の密度及び板 厚の違い	○	—	早くなる
C	燃料集合体の 減衰係数* ⁵		7%	モデル化の違い	—	○	遅くなる
C _x	燃料集合体の制 御棒挿入量 x での 減衰係数増分		同左	—	—	—	同じ

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

別紙 2 表 4 試験条件と実機条件のパラメータの比較 (2/2)

記号	名称	試験条件	実機条件	差異理由	差異要因		制御棒挿入 時間に与え る影響
					温度* ²	モデル化 * ³	
β	両端支持はりの 1次モード(弓 形)中央変位の 励振係数	$4/\pi$	同左	—	—	—	同じ
$\ddot{\eta}$	支持点での外力 加速度	炉心支持板 部の時刻歴 加速度	同左	—	—	—	同じ
t	燃料集合体板厚		100mil	温度の違いによ る剛性を調整す るための違い	○	—	遅くなる
E_{CR}	制御棒の縦弾性 係数	195000MPa	176560MPa	温度の違い	○	—	早くなる
E_{CB}	燃料集合体の縦 弾性係数	98000MPa	78300MPa	温度の違い	○	—	早くなる
I	断面二次モーメ ント			板厚の違い	○	—	遅くなる
f	燃料集合体固有 振動数		4.35Hz* ⁶	温度の違い及び モデル化の違い	○	○	一概には評 価できない

注記*1：実機(炉圧状態)では圧力抵抗が増すため、制御棒挿入に要する時間が増加する制御棒挿入性試験は大気圧条件で実施するが、制御棒挿入圧力を調整し、ゼロスクラム時間(無加振時の75%ストロークスクラムに要する時間)を実機と合わせることで炉圧状態を模擬していることから、試験条件及び実機条件でも数値に変更はない。

*2：試験条件では常温(20℃)となり、実機条件では「高温(炉内運転温度 286℃)」となる。

*3：試験条件では、燃料集合体4体を考慮し、実機条件では燃料集合体560体を考慮する。試験条件及び実機条件における水の付加質量の算出方法を別紙2図5に示す。なお、既往知見^[2-6]における368体の模擬燃料が装荷された実規模の炉心相当の試験体の振動試験により、燃料集合体は装荷位置によらず全燃料集合体が同位相で振動するとの知見が得られている(別紙2図6参照)。制御棒挿入性試験及びCR-INによる解析での燃料集合体は4体で設定しているが、既往知見^[2-6]のとおり4体の振動挙動は実機プラントの燃料集合体全数の振動挙動と同様と考えられ、制御棒挿入性試験及びCR-INによる解析評価手法は実機プラント評価として妥当である。

*4：既往知見^[2-3]^[2-4]において、金属同士の摩擦係数はヤング率と変形抵抗に依存することから、温度上昇に伴い変化しないもしくは低下傾向であるとの内容が示されている。一方で、制御棒挿入性評価に関連した既往知見^[2-5]の検討では高温

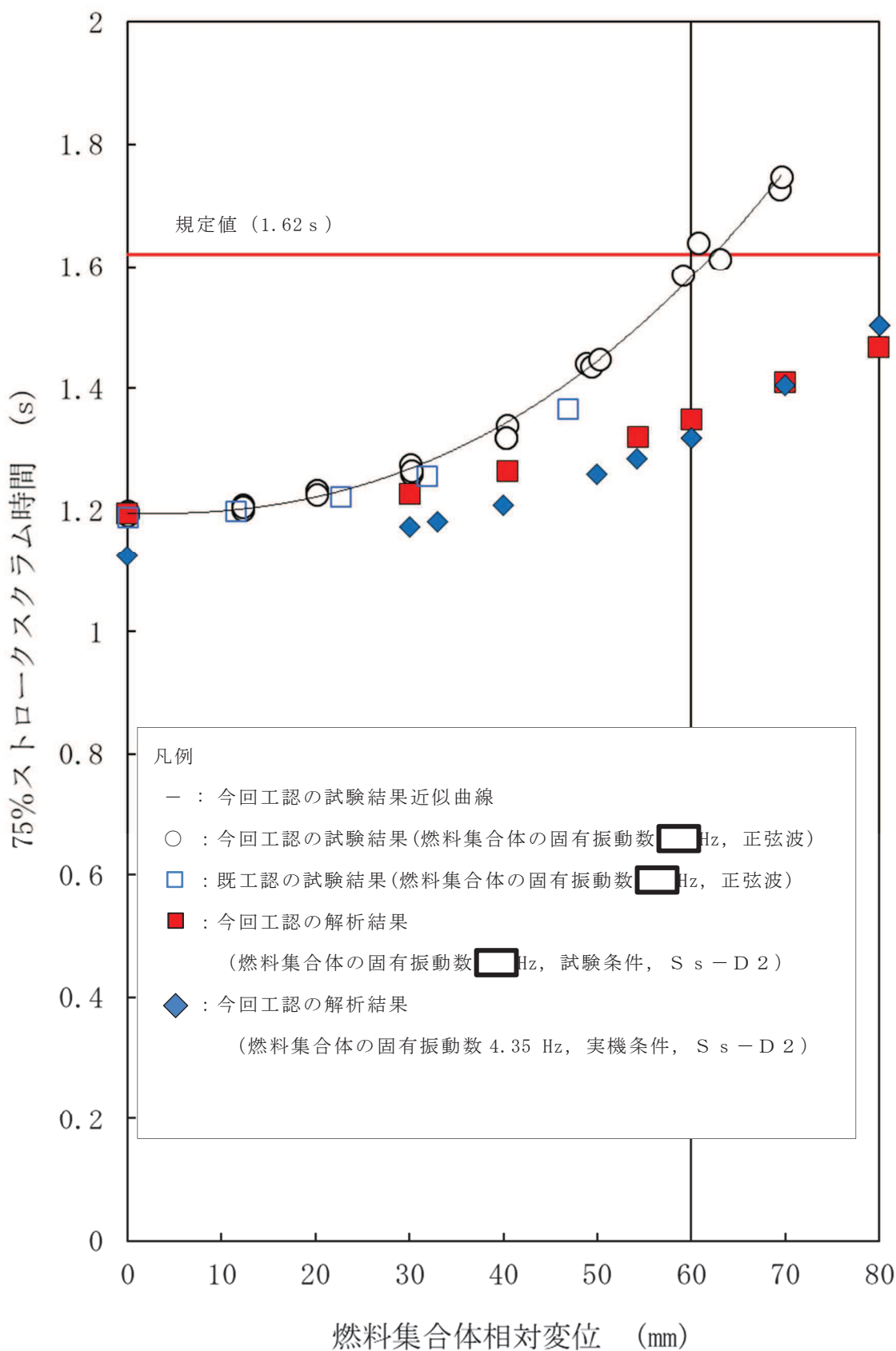
での摩擦係数を常温での 1.2 倍と設定している。このため実機条件の摩擦係数を試験条件と同様 1.0 倍と保守的に試験条件の 1.2 倍の 2 ケースとした。

* 5 : 減衰定数のことを表す。

* 6 : 燃料集合体固有振動数は試験条件では Hz, 実機条件 (炉内構造物系地震応答解析) では 4.35Hz を使用している。数値が異なる理由は別紙 2 図 5 に示すとおり試験条件と実機条件の水の付加質量が異なるためである。

参考文献

- [2-1]坂本ら,「乱流境界層内におかれたにぶい物体周辺の流れに関する研究:2 報 傾斜平板に作用する流体力」 機械学会論文集 42 巻 (357) 1976 より
- [2-2]機械工学便覧基礎編応用編(1991) 第 2 章トライボロジ B1-33
- [2-3]V. L. Popov. et al. : Friction coefficient in “rail - wheel” -contacts as a function of material and loading parameters, Physical Mesomechanics 5 3 (2002) 17-24
- [2-4]Victor H. Mucino. et al. : Simulation of Friction Stir Spot Welding (FSSW) Process: Study of Friction Phenomena, Department of Mechanical and Aerospace Engineering Morgantown, West Virginia 2007
- [2-5]平成 16 年度 原子力発電施設耐震信頼性実証に関する報告書 機器耐力その 2 (制御棒挿入性) (05 基構報-0003, (独) 原子力安全基盤機構) 及び平成 17 年度 原子力施設等の耐震性評価技術に関する試験及び調査機器耐力その 2 (BWR 制御棒挿入性) に係る報告書 (06 基構報-0014, (独) 原子力安全基盤機構)
- [2-6]原子力発電施設 信頼性実証試験の現状 (昭和 62 年 (財) 原子力工学試験センター) 及び原子力発電施設 信頼性実証試験の現状 (昭和 63 年 (財) 原子力工学試験センター)



別紙 2 図 7 制御棒挿入性に対する燃料集合体の固有振動数の関係

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

摩擦係数の設定の考え方

1. はじめに

CR-IN における摩擦係数の設定については、制御棒挿入性試験における燃料集合体相対変位 59.1mm の試験結果を用いて 0.182 としている。

本資料では、CR-IN における摩擦係数の設定の考え方及びその妥当性を確認する。

2. 摩擦係数の設定の考え方及びその妥当性確認

CR-IN における摩擦係数の設定については、制御棒挿入性試験における燃料集合体相対変位 59.1mm の試験結果を用いて 0.182 としている。これは、別紙 2 別添表 1 に示す試験より得られた摩擦係数を参照して設定したものであり、今回工認で確認済相対変位を 60mm と設定することを踏まえて、燃料集合体相対変位 60mm 目標での試験結果から得られた摩擦係数のうち中央値である 0.182 と設定しているものである。なお、60mm 目標での試験結果の摩擦係数の平均値も 0.182 ($= (0.182 + 0.190 + 0.174) / 3$) となっており、相対変位 60mm における設定として妥当と考えている。

また、摩擦力は制御棒挿入力の抵抗力として働くため、摩擦係数が大きいほど挿入時間は遅くなることから、試験全体を通して最も摩擦係数平均値が大きくなっている相対変位 60mm 目標試験における摩擦係数 0.182 を、他の相対変位においても一律に設定し CR-IN による挿入性解析を実施しているものである。

一方で、制御棒挿入性試験から得られている摩擦係数については、別紙 2 別添表 1 に示すとおり、0.135~0.190 の範囲に分布しており 0.182 を上回る結果も得られている。そこで、摩擦係数のばらつきによる制御棒挿入性に及ぼす影響を検討するため、0.182 を上回る摩擦係数を設定し別紙 2 別添表 2 の条件で挿入性解析を実施した。

影響検討のため設定した摩擦係数の考え方は以下のとおり。

- ・試験から得られる摩擦係数の最大値：0.190
- ・試験における摩擦係数分布から得られた平均値 + 2σ を考慮した摩擦係数：0.198

摩擦係数の違いによる挿入時間の変化を別紙 2 別添表 3 及び別紙 2 別添図 1 に示す。別紙 2 別添表 3 には今回、確認済相対変位として設定した 60mm における挿入時間の違いを示しているが、摩擦係数の違いによって最大で約 0.03 秒の差異が生じ、挿入時間は 1.375 秒となるものの規定値である 1.62 秒には十分に余裕がある結果となっている。また、別紙 2 別添図 1 には燃料集合体相対変位 80mm までの範囲で摩擦係数による違いを比較した結果を示す。相対変位が大きくなるにつれて、摩擦係数の影響により挿入時間が遅くなる傾向になっているものの、いずれの結果も規定値 1.62 秒には十分に余裕がある結果となっており、摩擦係数による影響は軽微であることを確認した。

別紙 2 別添表 1 試験結果から得られる摩擦係数

目標変位 (mm)	燃料集合体相対 変位 (4 体平 均) (mm)	75%ストローク スクラム時間 (s)	試験結果から得られ る摩擦係数*	各目標変位における 摩擦係数平均値
30	30.2	1.26	0.135	0.150
	30.1	1.28	0.165	
	30.2	1.27	0.150	
40	40.4	1.34	0.160	0.153
	40.3	1.32	0.148	
	40.3	1.32	0.149	
50	48.8	1.44	0.181	0.179
	49.3	1.44	0.176	
	50.2	1.45	0.178	
60	59.1	1.59	0.182	0.182
	60.7	1.64	0.190	
	63.0	1.61	0.174	
70	69.4	1.73	0.170	0.171
	69.6	1.75	0.172	

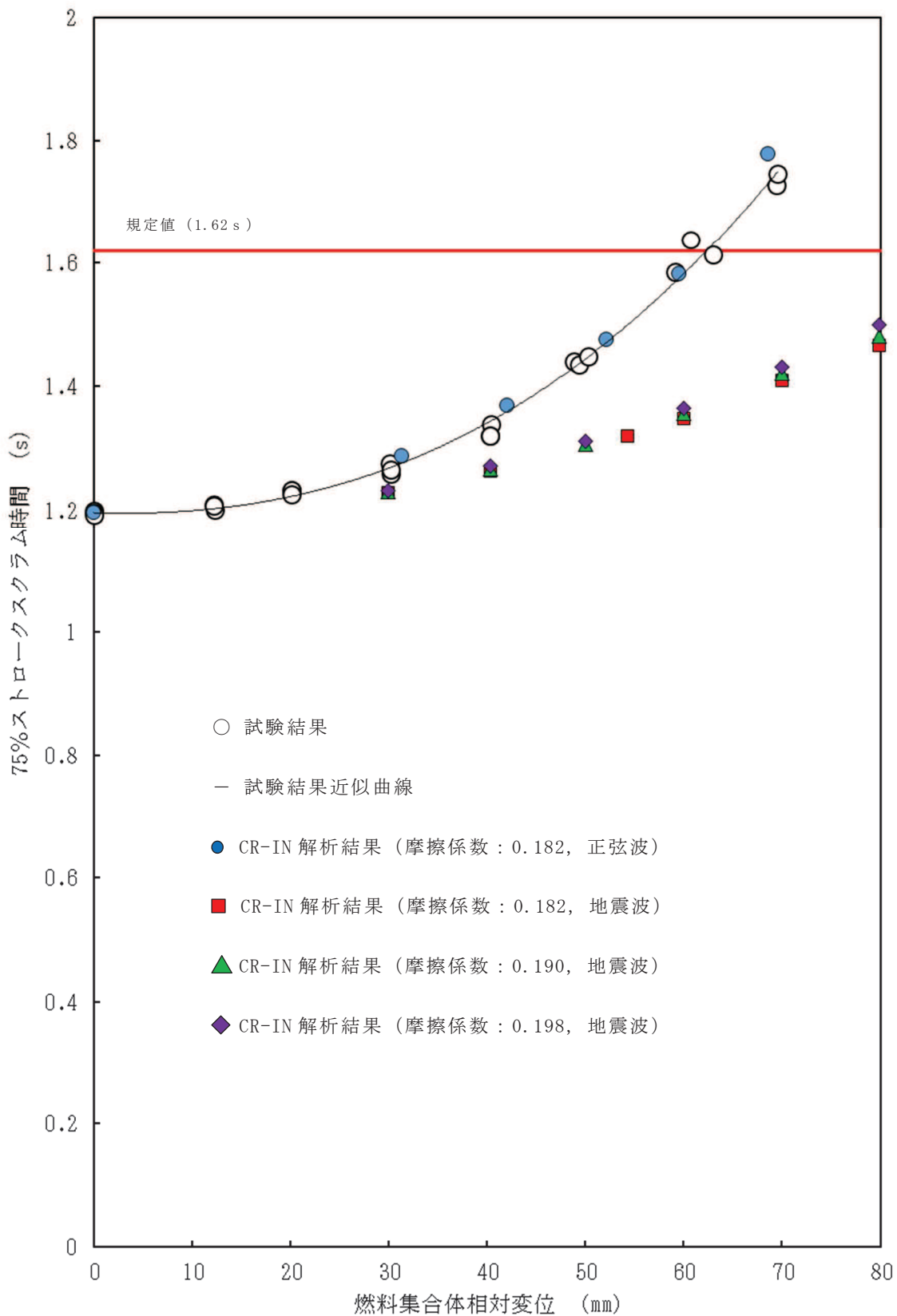
注記* : 試験結果と CR-IN での挿入性解析結果が整合するよう調整した結果から得られる摩擦係数

別紙 2 別添表 2 影響検討条件

加振条件	燃料集合体 相対変位	摩擦係数	
地震波加振 (S _s -D2)	60mm	0.182	各目標変位 (30 mm~70 mm) に おける摩擦係数平均値の最大値
		0.190	試験における摩擦係数最大値
		0.198	試験結果から得られる摩擦係数平 均値に+2σを考慮した摩擦係数

別紙 2 別添表 3 燃料集合体相対変位 60mm における各摩擦係数での挿入時間

項目	摩擦係数 : 0.182 (今回工認)	摩擦係数 : 0.190	摩擦係数 : 0.198
燃料集合体相対変位 60mm における 75%ストロークスク ラム時間 (s)	1.348	1.356	1.365



別紙 2 別添図 1 摩擦係数に対する 75%ストロークスクラム時間

制御棒挿入性解析に用いる入力波

1. はじめに

今回工認における制御棒挿入性解析に用いる入力波は、炉内構造物系地震応答解析結果から得られた応答を基に選定している。

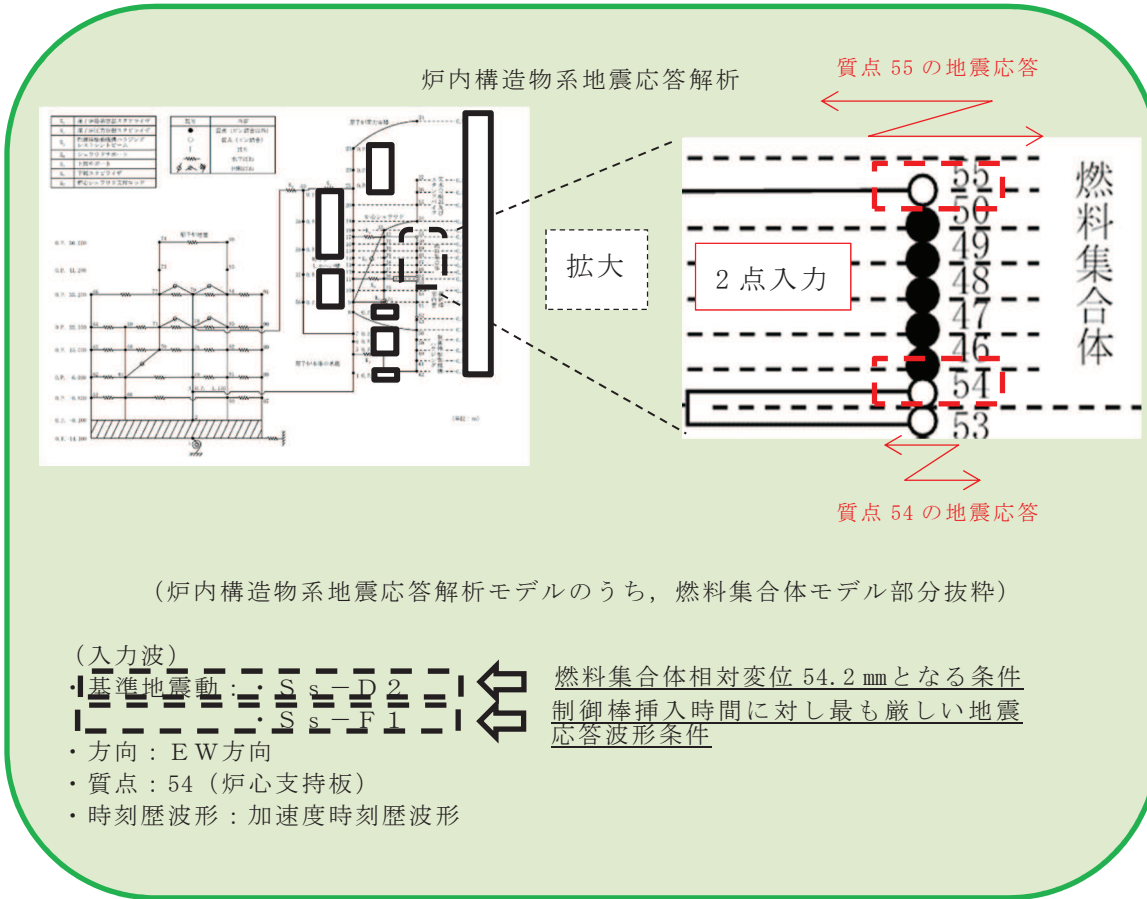
本資料は、制御棒挿入性解析に用いる入力波に係る説明資料である。

2. 地震波加振に対する制御棒挿入性解析に用いる水平方向入力波

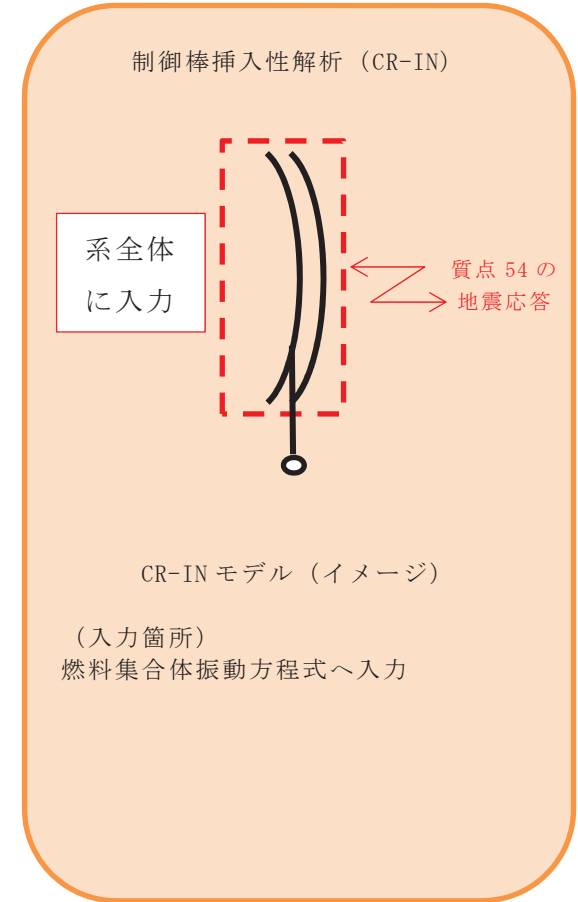
今回工認における地震波加振に対する制御棒挿入性解析に用いる水平方向入力波は炉内構造物系地震応答解析から得られた応答波形を用いている。CR-IN の水平方向入力波は、地震応答解析から得られる地震応答のうち、燃料集合体相対変位が最も大きくなる $S_s -$ 及び同一の相対変位条件で最も挿入時間が遅くなる $S_s - F 1$ における加速度時刻歴波形を使用した。また、用いる応答波形は炉内構造物系地震応答解析モデルの質点 54*（燃料集合体下端位置）の加速度時刻歴波形を係数倍し CR-IN の燃料集合体振動方程式へ入力している。CR-IN に入力する地震波と入力方法について別紙 3 図 1 に示す。

注記*：炉内構造物系地震応答解析モデルについては本文図 3-2、図 3-3 及び図 3-4 参照

実機を模擬したモデル



制御棒挿入性試験を模擬したモデル



別紙 3 図 1 CR-IN に入力する地震動と入力方法

2.1 制御棒挿入性評価に用いる基準地震動

2.1.1 基準地震動 S s 7 波の燃料集合体最大相対変位に対する制御棒挿入時間

今回工認の制御棒挿入性評価において、地震波の影響確認に用いる地震波は基準地震動 S s - S 2 を基本とする。これは、基準地震動 S s 7 波のうち燃料集合体相対変位が最も大きくなるのが S s - D 2 となるためであり、基準地震動 S s 7 波の中で制御棒挿入性評価に対し最も厳しいと考えられるためである。本項では、基準地震動 S s 7 波の相対変位と制御棒挿入時間を整理するため、各基準地震動で燃料集合体相対変位が最大になっているケースに対して制御棒挿入性解析を実施する。

基準地震動 S s 7 波に対する燃料集合体相対変位を別紙 3 表 1 に示す。

別紙 3 表 1 基準地震動 S s に対する燃料集合体相対変位

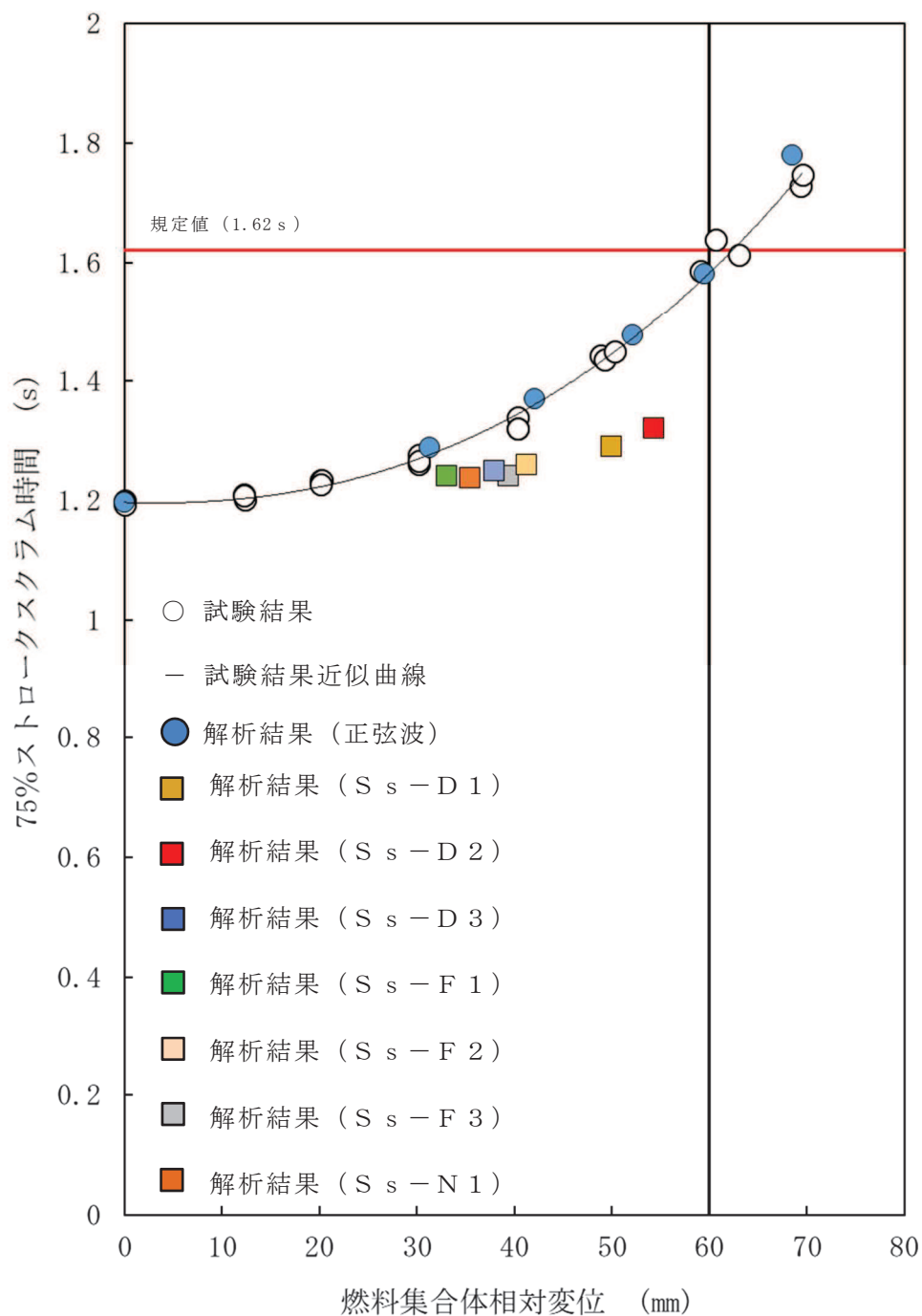
基準地震動	燃料集合体相対変位 (mm)	
	NS 方向	EW 方向
S s - D 1	47.7	49.8
S s - D 2	50.5	54.2
S s - D 3	37.9	37.0
S s - F 1	33.4	31.4
S s - F 2	41.2	39.5
S s - F 3	39.4	36.6
S s - N 1	33.3	35.4

注：今回の検討に用いる方向を赤字で示す

表に示す相対変位のうち、より大きい数値となっている方向の地震応答を適用して制御棒挿入性解析を実施した結果を別紙 3 表 2 及び別紙 3 図 2 に示す。

別紙 3 表 2 各基準地震動に対する燃料集合体相対変位を用いた
制御棒挿入性解析結果

入力波	各基準地震動での燃料集合体相対変位の最大値 (mm)	制御棒挿入時間 (s)
S s - D 1	49.8	1.29
S s - D 2	54.2	1.32
S s - D 3	37.9	1.25
S s - F 1	33.4	1.24
S s - F 2	41.2	1.26
S s - F 3	39.4	1.24
S s - N 1	35.4	1.24
(参考) 75%ストロークスクラム規定値		1.62



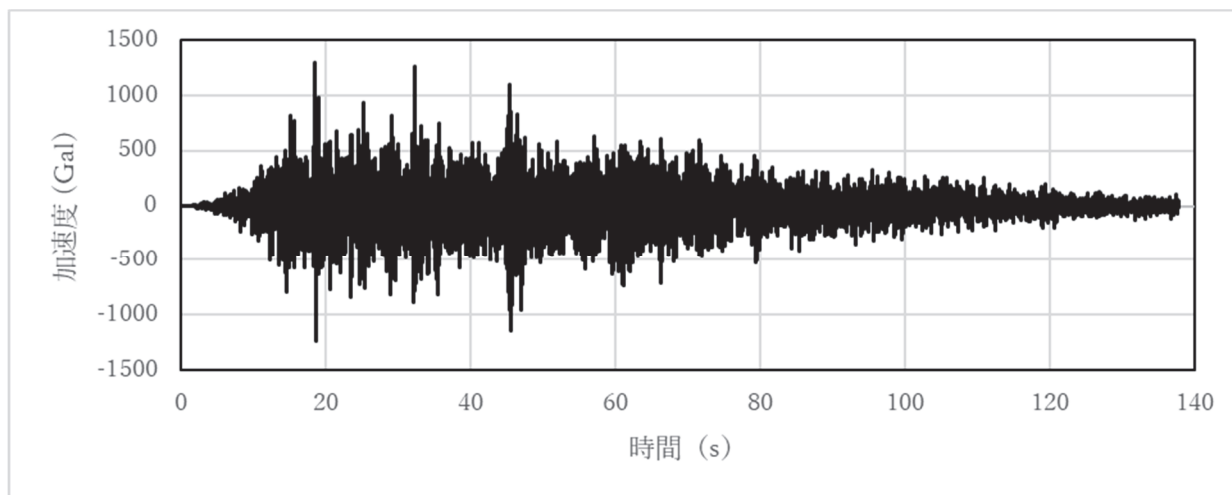
別紙 3 図 2 各基準地震動に対する燃料集合体相対変位を用いた
制御棒挿入性解析結果

別紙 3 表 2 及び別紙 3 図 2 に示すとおり，確認済相対変位 60mm に対して最も余裕が小さい地震動が $S_s - D 2$ であることが分かる。また，地震動の違いによらず燃料集合体相対変位が大きくなるにつれて制御棒挿入時間は遅くなる傾向になっており，地震波の違いによる大きな傾向の差は確認されない。

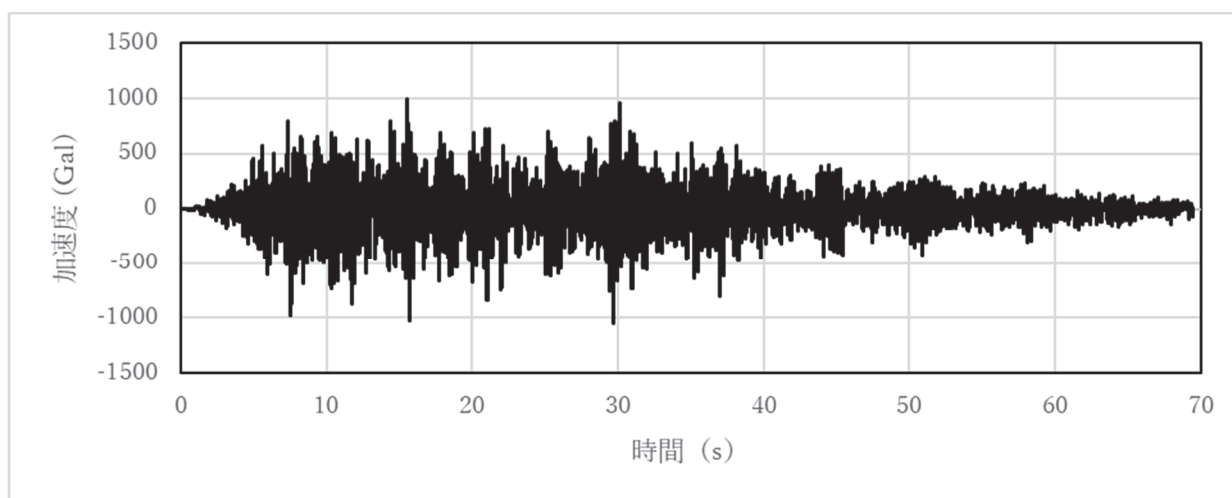
以上の確認結果を踏まえて，地震波入力 of 制御棒挿入性解析には $S_s - D 2$ を適用していたものであり考え方は適当であると考えているが，地震動の違いによる制御棒挿入時間の違いを定量的に確認するため，次項より $S_s - D 2$ 以外の地震動に対する制御棒挿入性解析の結果をまとめる。

2.1.2 同一の燃料集合体相対変位における基準地震動 $S_s 7$ 波の制御棒挿入時間

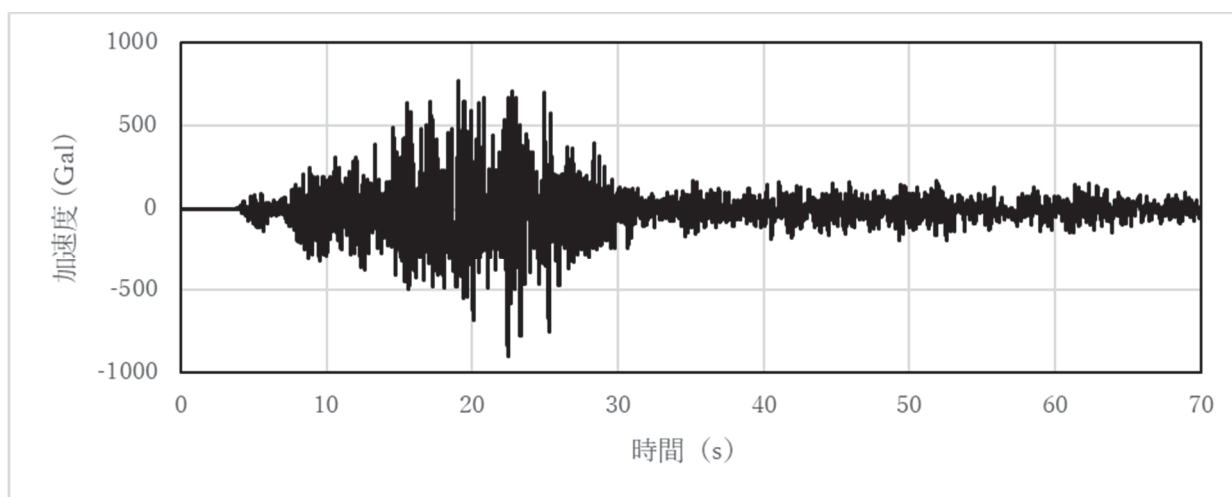
検討に用いる加速度時刻歴波形は，基準地震動 $S_s - D 2$ に対する検討と同様に，各基準地震動に対して燃料集合体が最大となる方向の加速度時刻歴波形を用いる。各基準地震動 S_s に対する燃料集合体相対変位を別紙 3 表 1 に，検討に用いる加速度時刻歴波形を別紙 3 図 3 に示す。



(S s - D 1)

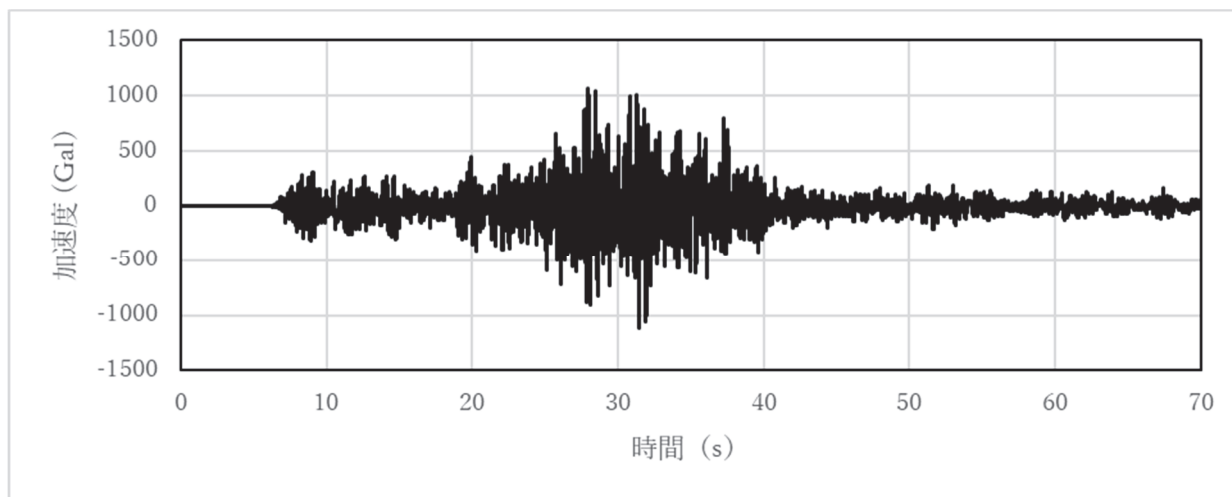
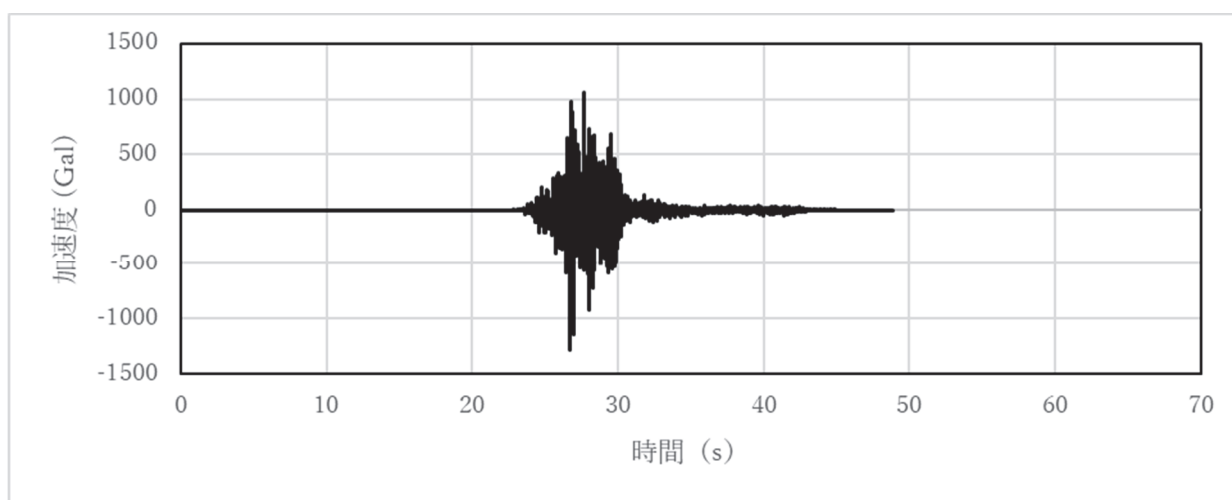
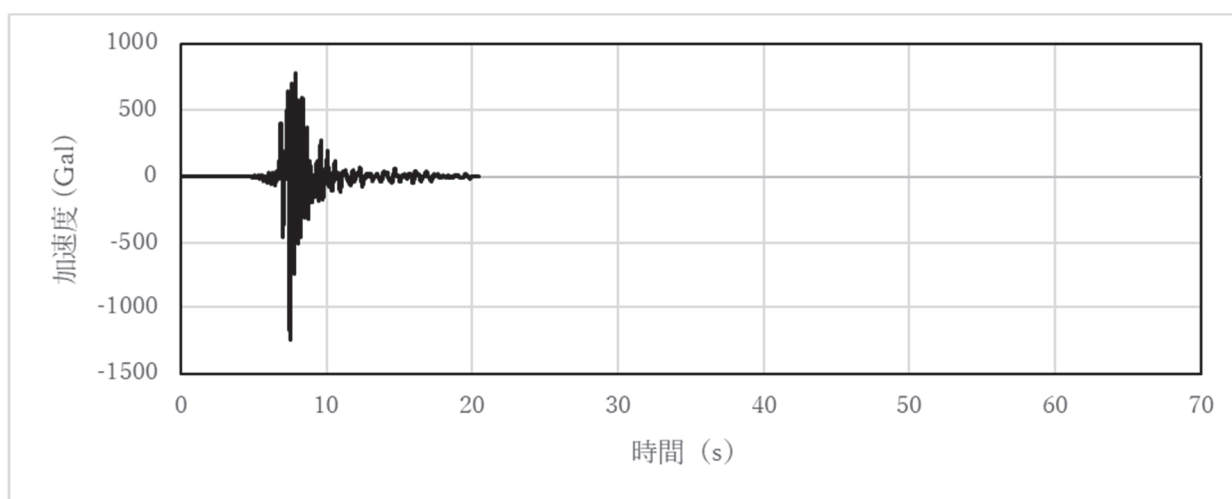


(S s - D 3)



(S s - F 1)

別紙 3 図 3 検討に用いる加速度時刻歴波形（炉心支持板での加速度時刻歴）（1/2）

(S _s - F 2)(S _s - F 3)(S _s - N 1)

別紙 3 図 3 検討に用いる加速度時刻歴波形 (炉心支持板での加速度時刻歴) (2/2)

別紙 3 図 3 で整理した加速度時刻歴波形を用いて制御棒挿入性解析を実施する。CR-IN による制御棒挿入性解析の入力条件を別紙 3 表 3 に示す。温度及び圧力条件を基準地震動 $S_s - D 2$ に対する検討条件と一致させた上で、75%ストロークスクラム時間の差異を確認した。また、CR-IN における燃料集合体相対変位が同一の変位 60mm となるように、地震応答解析から得られる加速度時刻歴波形を振幅方向に係数倍した上で CR-IN への入力波とした。

別紙 3 表 3 $S_s - D 2$ 以外の基準地震動に対する制御棒挿入性解析条件

条件項目	$S_s - D 2$ 以外	$S_s - D 2$ (参考)
入力波	地震波 ($S_s - D 1$, $S_s - D 3$, $S_s - F 1$, $S_s - F 2$, $S_s - F 3$, $S_s - N 1$)	地震波 ($S_s - D 2$)
燃料集合体相対変位	60.0 mm	30.0 mm, 40.4 mm, 54.3 mm, 60.0 mm, 70.0 mm, 79.9 mm
温度	試験温度 (常温)	同左
圧力	大気圧	同左

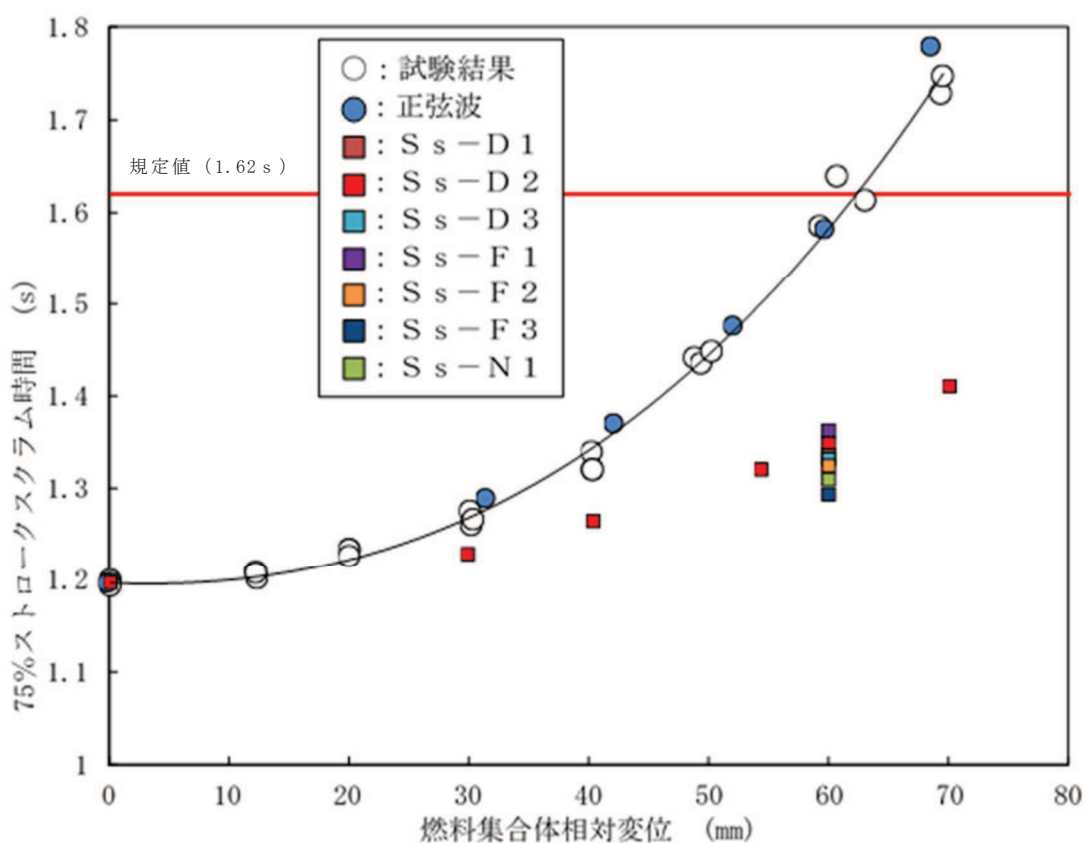
別紙 3 表 3 の条件を用いた基準地震動 7 波に対する制御棒挿入性解析結果を別紙 3 表 4 及び別紙 3 図 4 に示す。別紙 3 表 4 及び別紙 3 図 4 のとおり、基準地震動 7 波のうち最も制御棒挿入時間が遅くなる地震動は $S_s - F 1$ となることを確認した。これは、別紙 3 図 5 に示すとおり、スクラム時間内の燃料集合体相対変位が、 $S_s - F 1$ を入力波とした場合が他の 6 波を入力波とした場合に比べ比較的大きな変位が連続していることから、制御棒と燃料集合体の接触による挿入抵抗が他の地震動に比べて大きくなったためと考えられる。なお、CR-IN の入力波は加速度時刻歴波形を振幅方向に係数倍している関係上、燃料集合体相対変位 60 mm 以外の変位に対しても最も制御棒挿入時間が遅くなる地震動は $S_s - F 1$ となる。

そこで、燃料集合体相対変位 60mm における制御棒挿入時間が最も遅かった $S_s - F 1$ について、60mm 以外の燃料集合体相対変位での制御棒挿入性解析を実施し、制御棒挿入性試験及び $S_s - D 2$ の結果との比較を実施した。比較結果を別紙 3 図 6 に示す。別紙 3 図 6 のとおり、 $S_s - F 1$ の制御棒挿入時間は $S_s - D 2$ に比べて遅くなっているもののその差は軽微であり、確認済相対変位 60mm において、正弦波を用いた制御棒挿入性試験の制御棒挿入時間に比べて十分に早い結果となっていることから、制御棒挿入性試験は保守的であることを確認した。

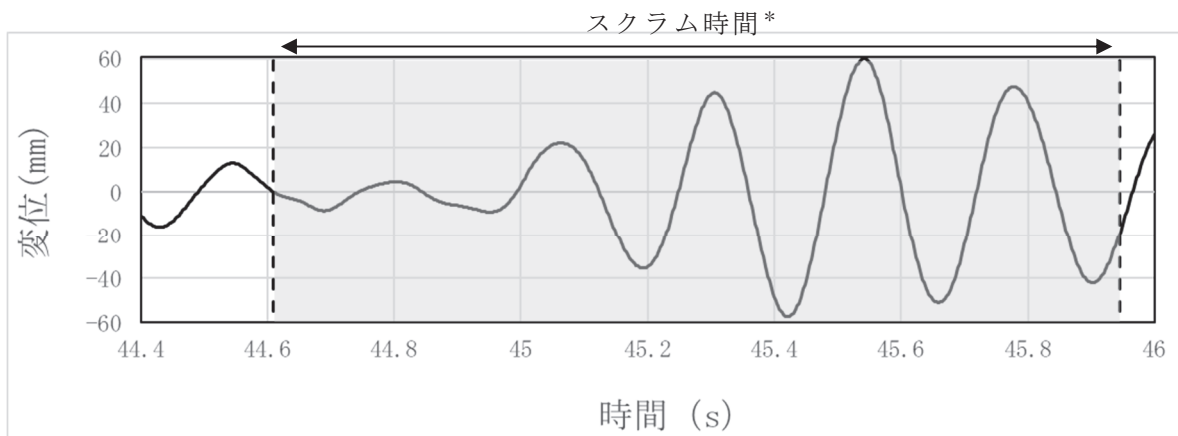
別紙 3 表 4 基準地震動 7 波に対する制御棒挿入性解析結果

入力波	制御棒挿入時間 (s) (燃料集合体相対変位 60mm)	S s - D 2 に対する 挿入時間比率*
S s - D 1	1.355	0.99
S s - D 2	1.348	—
S s - D 3	1.331	0.99
S s - F 1	1.362	<u>1.01</u>
S s - F 2	1.324	0.98
S s - F 3	1.293	0.96
S s - N 1	1.309	0.97
(参考) 75%ストローク スクラム規定値	1.62	—

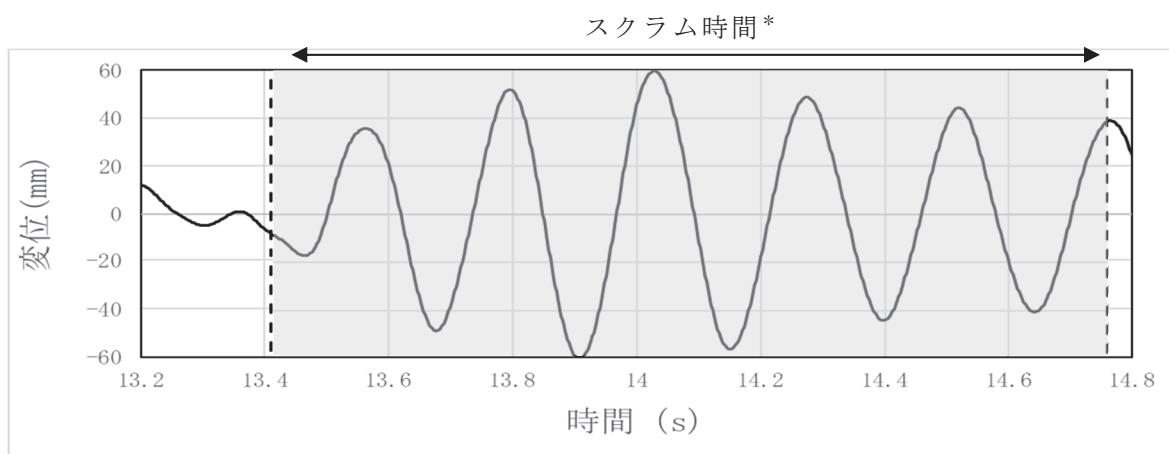
注記* : 各地震波での挿入時間 / S s - D 2 での挿入時間



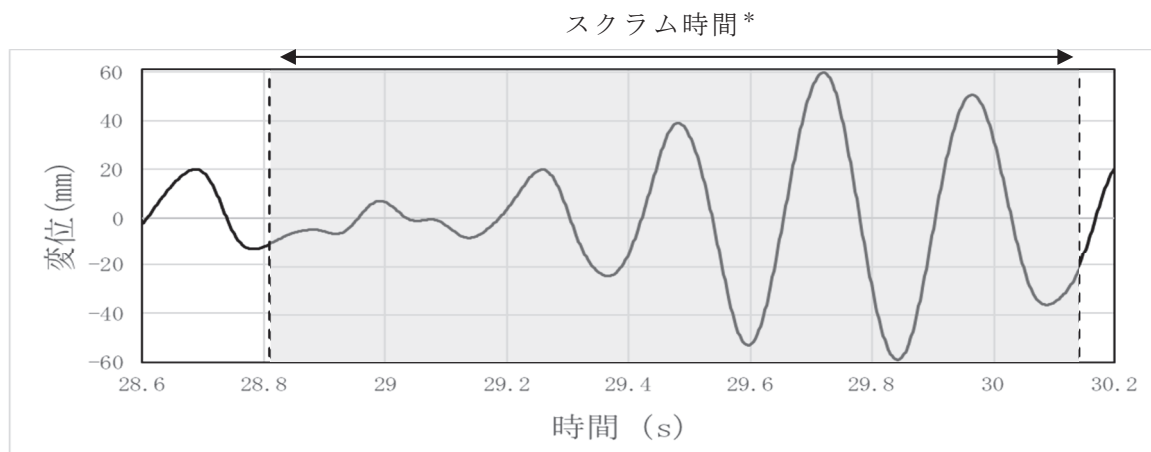
別紙 3 図 4 S s - D 2 以外の基準地震動に対する制御棒挿入性解析結果



(S s - D 1)



(S s - D 2)

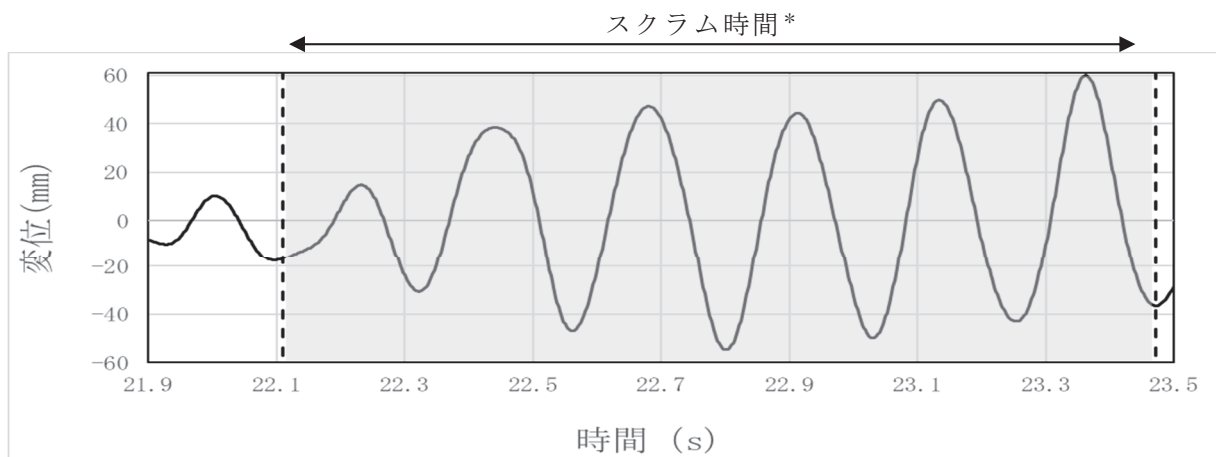


(S s - D 3)

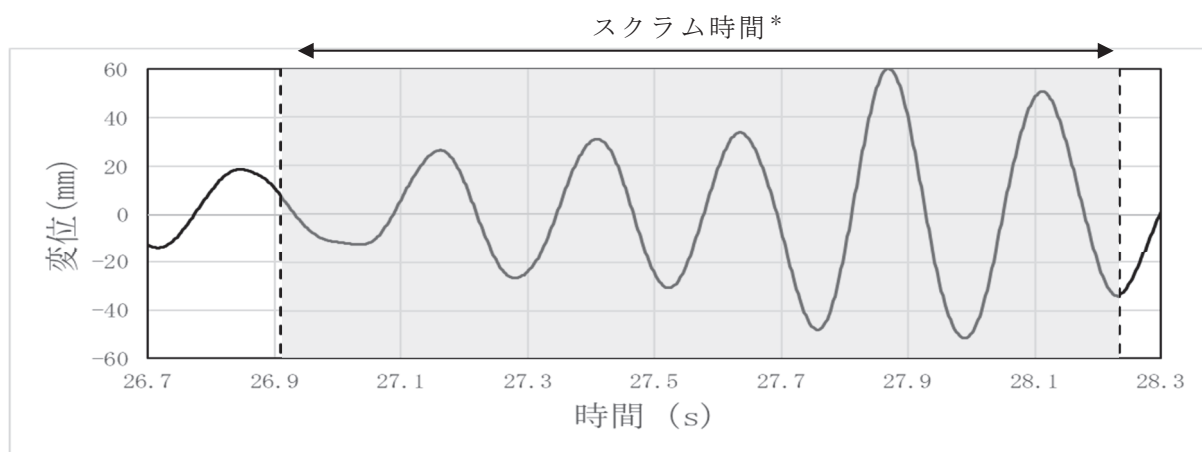
注：燃料集合体相対変位を 60 mm に設定した際の変位時刻歴

注記*：燃料集合体相対変位が最大となる時間帯を考慮して最も挿入時間が長くなるタイミングをスクラム開始時刻とした

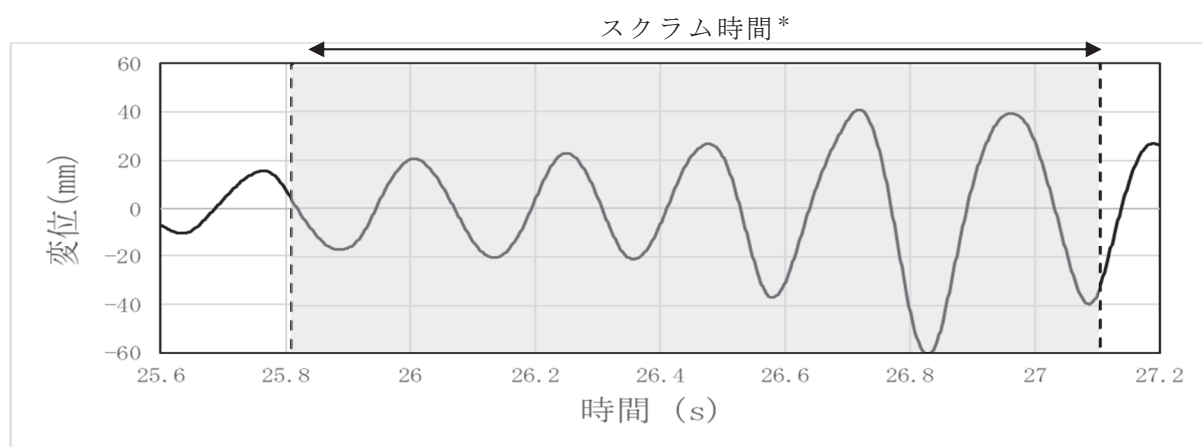
別紙 3 図 5 各基準地震動の変位時刻歴 (1/3)
(地震応答解析による燃料集合中央部での変位時刻歴)



(S s - F 1)



(S s - F 2)

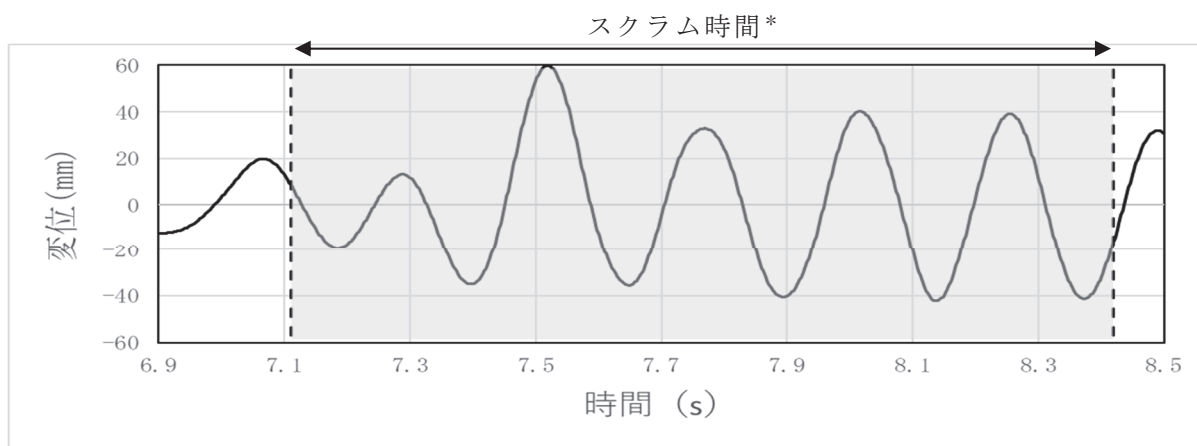


(S s - F 3)

注：燃料集合体相対変位を 60 mm に設定した際の変位時刻歴

注記*：燃料集合体相対変位が最大となる時間帯を考慮して最も挿入時間が長くなるタイミングをスクラム開始時刻とした

別紙 3 図 5 各基準地震動に対する最大相対変位発生時刻近傍の変位時刻歴 (2/3)
(地震応答解析による燃料集合中央部での変位時刻歴)



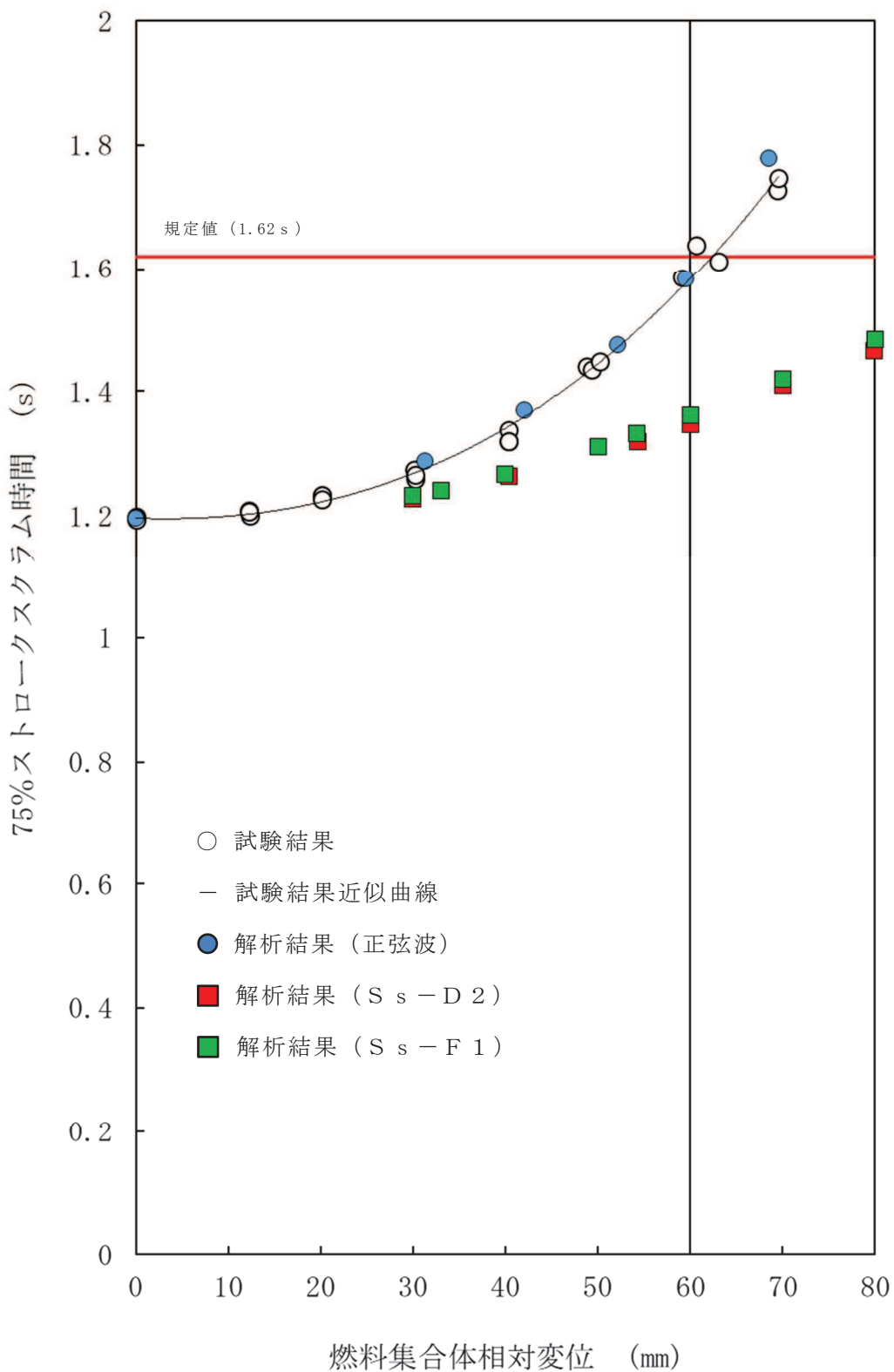
(S s - N 1)

注：燃料集合体相対変位を 60 mm に設定した際の変位時刻歴

注記*：燃料集合体相対変位が最大となる時間帯を考慮して最も挿入時間が長くなる
タイミングをスクラム開始時刻とした

別紙 3 図 5 各基準地震動に対する最大相対変位発生時刻近傍の変位時刻歴 (3/3)

(地震応答解析による燃料集合中央部での変位時刻歴)



別紙 3 図 6 挿入性曲線の比較

2.2 制御棒挿入性評価に用いる係数倍率

炉内構造物系地震応答解析モデルは炉内構造物全体に対して実機条件を模擬したモデルであり、CR-IN は燃料集合体及び制御棒に対して制御棒挿入性試験条件を模擬したモデルである。炉内構造物系地震応答解析モデルは別紙 3 図 1 に示すように、建物及び原子炉圧力容器等の大型構造物がモデル化されており、燃料集合体と周辺の構造物との相互作用を踏まえた地震応答を算出しているものである。一方、CR-IN は燃料集合体と制御棒の相互作用のみを考慮して計算しているものであるため、解析モデルとして大きな相違がある。そのため、炉内構造物系地震応答解析モデルの応答をそのまま CR-IN にインプットしても同じアウトプット（燃料集合体相対変位）とはならない。

以上を踏まえて、今回工認の CR-IN における水平方向入力については、CR-IN における燃料集合体相対変位が目標値となるように、地震応答解析から得られる加速度時刻歴を係数倍した上で CR-IN への水平方向入力波とした。CR-IN における燃料集合体相対変位の目標値に対する係数倍率を別紙 3 表 5 にまとめる。

別紙 3 表 5 で整理した係数倍率(B)は、炉内構造物系地震応答解析から得られる 1 種類の加速度時刻歴を用いて、燃料集合体相対変位を 30mm から 80mm までに調整するために適用した係数倍率であり、燃料集合体相対変位を大きくするにつれて係数倍率は大きくなっている。一方、炉内構造物系地震応答解析モデルと CR-IN のモデルの違いに起因する係数倍率を比較するため、入力として適用している地震応答解析結果の燃料集合体相対変位 (54.2mm) に最も近似している 54.3mm を基準に正規化した係数倍率を(C)として整理した。正規化した係数倍率(C)の結果から、モデルの違いに起因する係数倍率は 2.0 倍～2.4 倍程度であるものと考えられる。

別紙 3 表 5 CR-IN における燃料集合体相対変位の目標値に対する係数倍率

CR-IN における燃料集合体相対変位の目標値 (mm) (A)	係数倍率 (B)	正規化した係数倍率 (C) = (B) × 54.3 / (A)
30.0	1.15	2.08
40.4	1.65	2.22
54.3	2.35	2.35
60.0	2.63	2.38
70.0	3.10	2.40
80.0	3.50	2.38

注：炉内構造物系地震応答解析における燃料集合体相対変位が 54.2 mm となる条件 (S s - D2, EW 方向) の燃料集合体下端位置の加速度時刻歴波形を、CR-IN の燃料集合体振動方程式へ入力する。その際、CR-IN における燃料集合体相対変位が目標値となるように加速度時刻歴波形の係数倍を実施。

2.2.1 係数倍が必要となる理由の検討

係数倍が必要となる理由について以下に考察を示す。

炉内構造物系地震応答解析及び CR-IN のモデルの諸元を別紙 3 表 6 に示す。

別紙 3 表 6 炉内構造物系地震応答解析モデルと CR-IN のモデルの諸元

	炉内構造物系 地震応答解析モデル	CR-IN
解析モデルの範囲	原子炉建屋及び炉内構造物全体を模擬した多質点モデル	燃料集合体及び制御棒を模擬した [] モデル。燃料集合体の変位による制御棒との接触抗力を制御棒挿入方程式に組込んで挿入時間を解析
解析条件 (温度)	定格運転状態 (289℃)	制御棒挿入性試験状態 (20℃) ※荷重変位特性は高温模擬
燃料集合体 水平方向固有振動数	4.35Hz ^{*1}	[] Hz ^{*2} (試験結果より算出)
減衰率	7.0% (JEAG4601)	[] % (試験結果より算出)

注記*1: 地震応答解析における固有値解析より得られる値。制御棒無挿入状態における燃料集合体の水平方向固有振動数

*2: 制御棒挿入性試験より得られる値。制御棒無挿入状態における燃料集合体の水平方向固有振動数 (別紙 1 2.2 項参照)

別紙 3 表 6 に示すとおり、炉内構造物系地震応答解析モデルと CR-IN のモデルの違いは大別すると以下の 2 点が挙げられる。

- ▶ 燃料集合体の固有振動数及び減衰率の差異
- ▶ 燃料集合体への入力加速度の差異

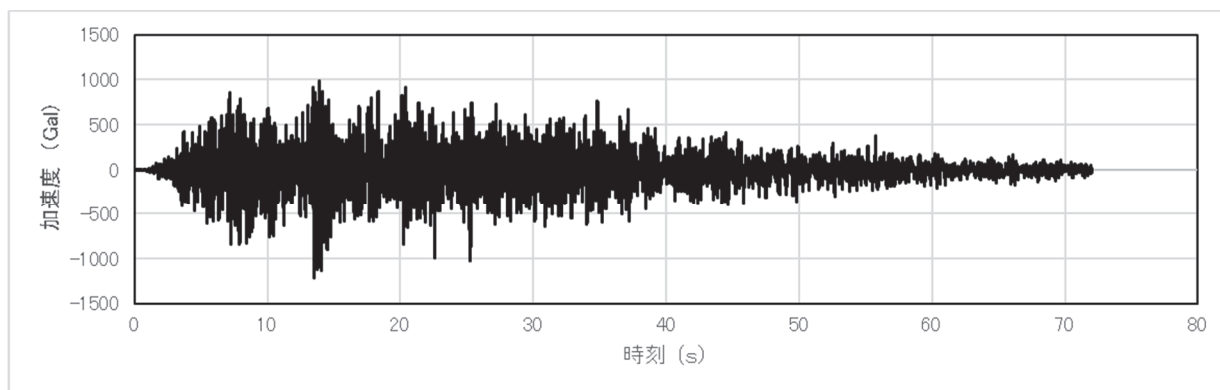
上記 2 項目の差異に着目し、炉内構造物系地震応答解析モデルと CR-IN のモデルとで燃料集合体相対変位が異なる理由を検討する。

(1) 燃料集合体の固有振動数及び減衰率の差異

最初に固有振動数及び減衰率の差異が燃料集合体相対変位の差異に及ぼす影響について床応答スペクトルを用いて検討する。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

燃料集合体下端位置となる炉心支持板での加速度時刻歴を別紙 3 図 7 に示す。

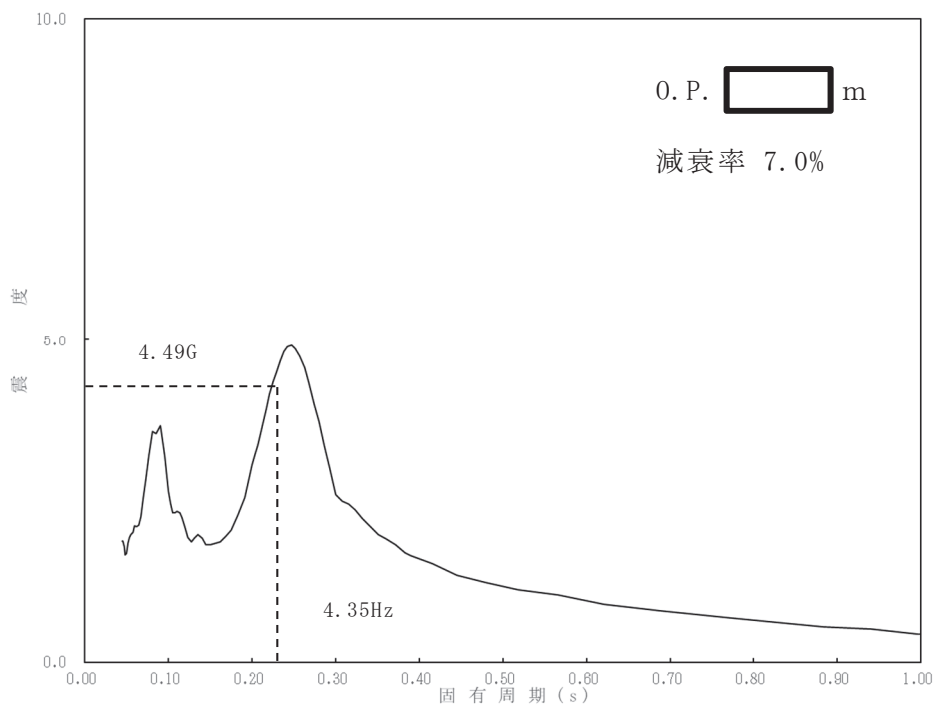


別紙 3 図 7 炉心支持板での加速度時刻歴

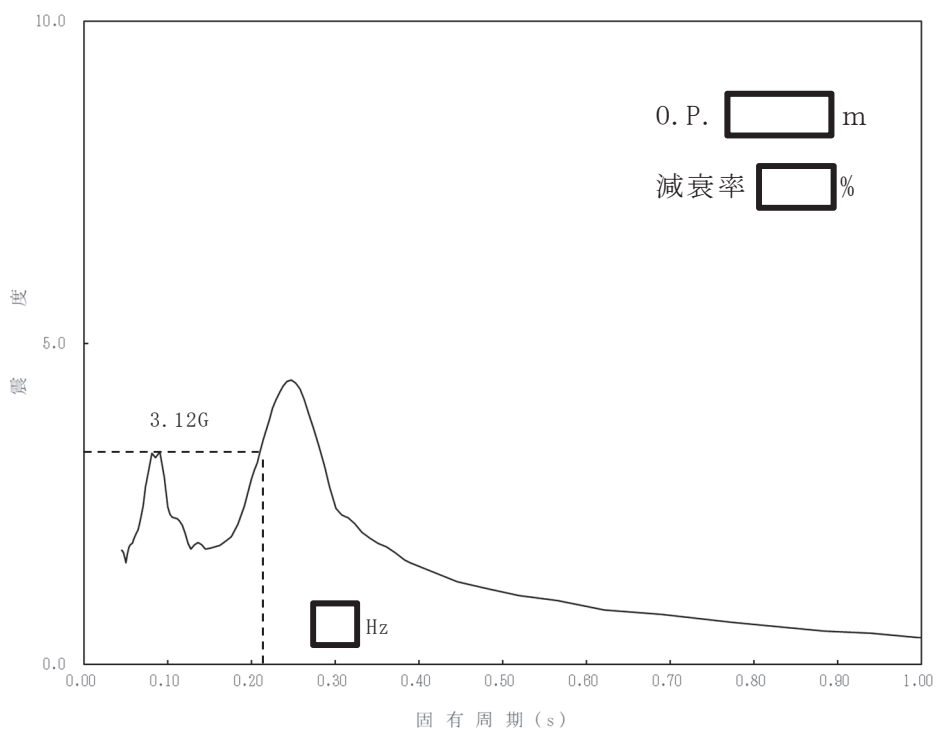
別紙 3 表 6 の通り，炉内構造物系地震応答解析モデルにおいては，燃料集合体の減衰率 7%，固有振動数 4.35Hz と設定しており，CR-IN のモデルにおいては燃料集合体の減衰率 %，共振振動数 Hz と設定しているため，それぞれの条件における応答倍率の違いについて，床応答スペクトルを用いて確認する。

炉内構造物系地震応答解析モデルの燃料集合体の条件として減衰率 7% に設定して作成した床応答スペクトルを別紙 3 図 8 に，CR-IN のモデルの燃料集合体の条件として減衰率 % に設定して作成した床応答スペクトルを別紙 3 図 9 に示す。

炉内構造物系地震応答解析モデルの燃料集合体の条件（別紙 3 図 8 における固有振動数 4.35Hz）の震度は 4.49G，CR-IN のモデルの燃料集合体の条件（別紙 3 図 9 における固有振動数 Hz）の震度は 3.12G であり，炉内構造物系地震応答解析モデルの方が大きく，CR-IN のモデルに対する炉内構造物系地震応答解析モデルの燃料集合体の応答倍率は 1.44 倍となる。



別紙 3 図 8 炉内構造物系地震応答解析モデル条件の床応答スペクトル



別紙 3 図 9 CR-IN 条件の床応答スペクトル

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

また、別紙 3 図 8 及び別紙 3 図 9 の結果から、変位応答倍率の比を評価する。加速度を a 、変位を x 、固有振動数を f とすると、変位 x は下式で表される。

$$x = \frac{a}{(2\pi f)^2}$$

炉内構造物系地震応答解析モデル条件の加速度（震度）は燃料集合体の固有振動数 4.35Hz で 4.49G、CR-IN 条件の加速度（震度）は燃料集合体の固有振動数 Hz で 3.12G であるため、上式にこれら数値を入力して変位応答倍率の比を評価すると、別紙 3 表 7 のとおり 1.75 となる。

別紙 3 表 7 炉内構造物系地震応答解析及び CR-IN の変位応答倍率の比

	炉内構造物系地震応答解析	CR-IN
加速度 a	4.49	3.12
燃料集合体固有振動数 f	4.35	<input type="text"/>
変位 x	6.01×10^{-3} (A)	3.43×10^{-3} (B)
変位応答倍率の比 (A/B)	1.75	

(2) 燃料集合体への入力加速度の差異

別紙 3 図 1 に示すとおり、炉内構造物系地震応答解析モデルにおいて、燃料集合体は質点 54 及び 55 で支持されておりこの質点はそれぞれ炉心支持板（質点 54）と上部格子板（質点 55）との支持点となっている。したがって、燃料集合体へ入力される地震時の加速度はこの 2 点から同時に入力されることとなる。

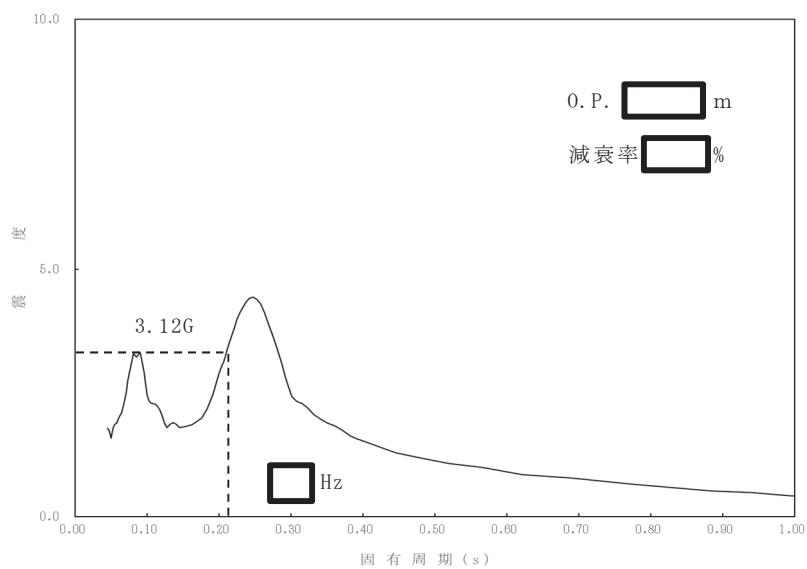
一方、CR-IN において今回実施した S s - D 2 に対する応答解析は、炉内構造物系地震応答解析モデルの炉心支持板（質点 54）における時刻歴応答加速度のみを適用して、これを係数倍することで燃料集合体相対変位が 54.2mm となるように調整したものである。

以上のように、炉内構造物系地震応答解析では 2 点入力になっているものを、CR-IN では系全体に 1 つの質点の地震応答を入力しているため、燃料集合体の応答に差異が発生したものと考えられる。

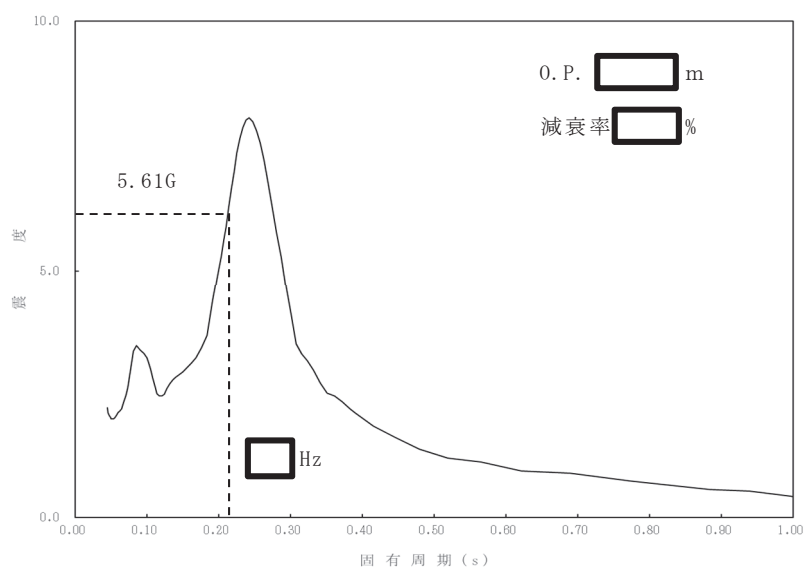
そこで、質点 54 と質点 55 の地震応答加速度の違いが燃料集合体に及ぼす差異を確認するため、それぞれの条件における応答倍率の違いについて、床応答スペクトルを用いて確認する。

質点 54 の応答を用いて減衰率 % に設定して作成した床応答スペクトルを別紙 3 図 10 に、質点 55 の応答を用いて減衰率 % に設定して作成した床応答スペクトルを別紙 3 図 11 に示す。CR-IN 条件の燃料集合体の固有振動数 Hz における震度は、質点 54 では 3.12G、質点 55 では 5.61G となる。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



別紙 3 図 10 質点 54 の応答を用いて作成した床応答スペクトル



別紙 3 図 11 質点 55 の応答を用いて作成した床応答スペクトル

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

燃料集合体は 2 点支持で炉心支持板（質点 54）及び上部格子板（質点 55）から地震応答が入力されており，燃料集合体はこの 2 点の応答を合成した入力による振動が発生していると考えられるため，この 2 点の平均値に対して比較検討することとした。その結果，別紙 3 表 8 表に示すとおり炉心支持板（質点 54）の震度と上部格子板（質点 55）の震度の平均値は 4.37G で，質点 54 に対し 1.40 の応答倍率が必要となる。

別紙 3 表 8 質点 54 に対する質点 54 及び質点 55 の平均値の応答倍率の比

炉心支持板（質点 54）(A)	3.12G
上部格子板（質点 55）(B)	5.61G
(A) 及び (B) の平均値 (C)	4.37G
応答倍率の比 (A)/(C)	1.40

(3) 係数倍が必要となる理由の検討結果

炉内構造物系地震応答解析における燃料集合体相対変位が 54.2 mm となる条件の燃料集合体下端位置の加速度時刻歴波形を用いて，CR-IN で同様の燃料集合体相対変位を発生するためには，炉内構造物系地震応答解析から得られる加速度時刻歴に対し 2.35 の係数倍率が必要となる（別紙 3 表 5 参照）。その理由を検討するため，燃料集合体の固有振動数及び減衰率の差異並びに燃料集合体への入力加速度の差異について検討した。

その結果，燃料集合体の固有振動数及び減衰率の差異から生じる応答倍率は(1)項での検討のとおり 1.75 倍，燃料集合体への入力加速度の差異から生じる応答倍率は(2)項での検討のとおり 1.40 倍となることから，これらの応答倍率を掛け合わせると 2.45 で 2.35 と同程度となることを確認した。

よって，係数倍が必要となる理由は，燃料集合体の固有振動数及び減衰率の差異並びに燃料集合体への入力加速度の差異によるものと考えられる。

2.3 鉛直方向加速度に対する CR-IN の鉛直方向入力波

鉛直方向加速度に対する CR-IN の鉛直方向入力波は正弦波を用いた。正弦波の固有振動数は水平方向の固有振動数と同様 Hz，振幅は炉内構造物系地震応答解析モデルの質点 64*（制御棒案内管上端位置）の設計条件における最大加速度を 1.2 倍した値とし，CR-IN の燃料集合体振動方程式へ入力している。なお，加速度を 1.2 倍しているのは，鉛直方向加速度の影響を保守的に検討するためである。

注記*：炉内構造物系地震応答解析モデルについては本文図 3-2，図 3-3 及び図 3-4 参照

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

制御棒挿入性解析に係る女川原子力発電所第 1 号機工認実績との比較

1. はじめに

女川原子力発電所第 2 号機の制御棒挿入性解析においては、女川原子力発電所第 1 号機での工認実績のある計算機プログラム CR-IN を用いている。

本資料は、制御棒挿入性解析に係る女川原子力発電所第 1 号機における評価内容を整理するとともに、今回工認との比較を行ったものである。

2. 制御棒挿入性解析に係る女川原子力発電所第 1 号機工認実績と今回工認との比較

(1) 女川原子力発電所第 1 号機における評価内容

女川原子力発電所第 1 号機では、制御棒挿入性試験のチャンネルボックス板厚 (2.03 mm) と実機チャンネルボックスの板厚 (2.54 mm) との差異の影響を確認する目的で CR-IN を用いた制御棒挿入性解析を実施し、チャンネルボックスの板厚の差異によるスクラム時間を評価した。別紙 4 図 1 及び別紙 4 図 2 に女川原子力発電所第 1 号機における CR-IN による制御棒挿入性評価結果を示す。

(2) 今回工認との比較

制御棒挿入性解析に係る女川原子力発電所第 1 号機工認実績と今回工認の評価内容の比較を別紙 4 表 1 に示す。女川原子力発電所第 1 号機も今回工認と同様、制御棒挿入性試験と実機条件との差異に対し影響検討を実施している目的で CR-IN が使用されている。

別紙 4 表 1 制御棒挿入性解析 (CR-IN) に係る評価内容の比較

項目	女川原子力発電所第 1 号機	女川原子力発電所第 2 号機
評価目的	制御棒挿入性評価にあたり, 制御棒挿入性試験のチャンネルボックス板厚 (2.03 mm) と実機チャンネルボックスの板厚 (2.54 mm) との差異の影響を確認するため	<ul style="list-style-type: none"> ・制御棒挿入性評価にあたり, 制御棒挿入性試験の入力波としての正弦波と実機における入力波となる地震波との差異の影響を確認するため ・制御棒挿入性評価にあたり, 入力波の入力条件として水平方向と水平方向+鉛直方向との差異の影響を確認するため
評価方法	CR-IN を用いて, 解析条件 (チャンネルボックス板厚) を変えた制御棒挿入性解析を実施	CR-IN を用いて, 解析条件 (入力波, 入力条件) を変えた制御棒挿入性解析を実施
評価結果	チャンネルボックスの板厚の差異によってスクラム時間に有意な差がないことを確認	<ul style="list-style-type: none"> ・入力波の差異によってスクラム時間に差があり, 制御棒挿入性試験の入力波を正弦波とすることが保守的であることを確認 ・入力波の入力条件の差異によってスクラム時間に有意な差がないことを確認

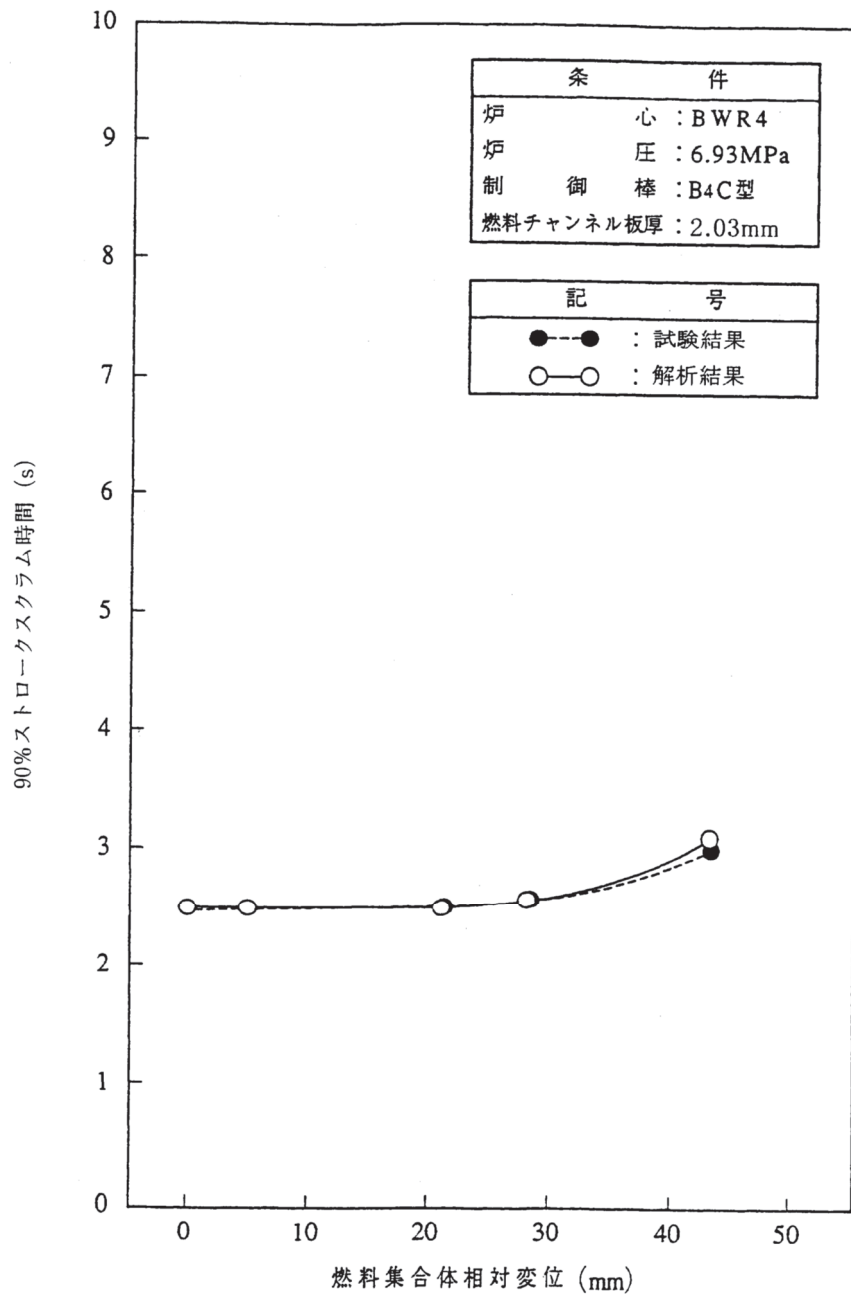


図 4 - 2 制御棒挿入時間における解析結果と試験結果の比較

別紙 4 図 1 女川原子力発電所第 1 号機工認実績*
(再現解析結果)

注記* : 6 資庁第 14412 号 平成 7 年 1 月 12 日認可 高燃焼度 8×8 燃料工認 IV-
3 「燃料集合体の耐震性についての計算書」抜粋

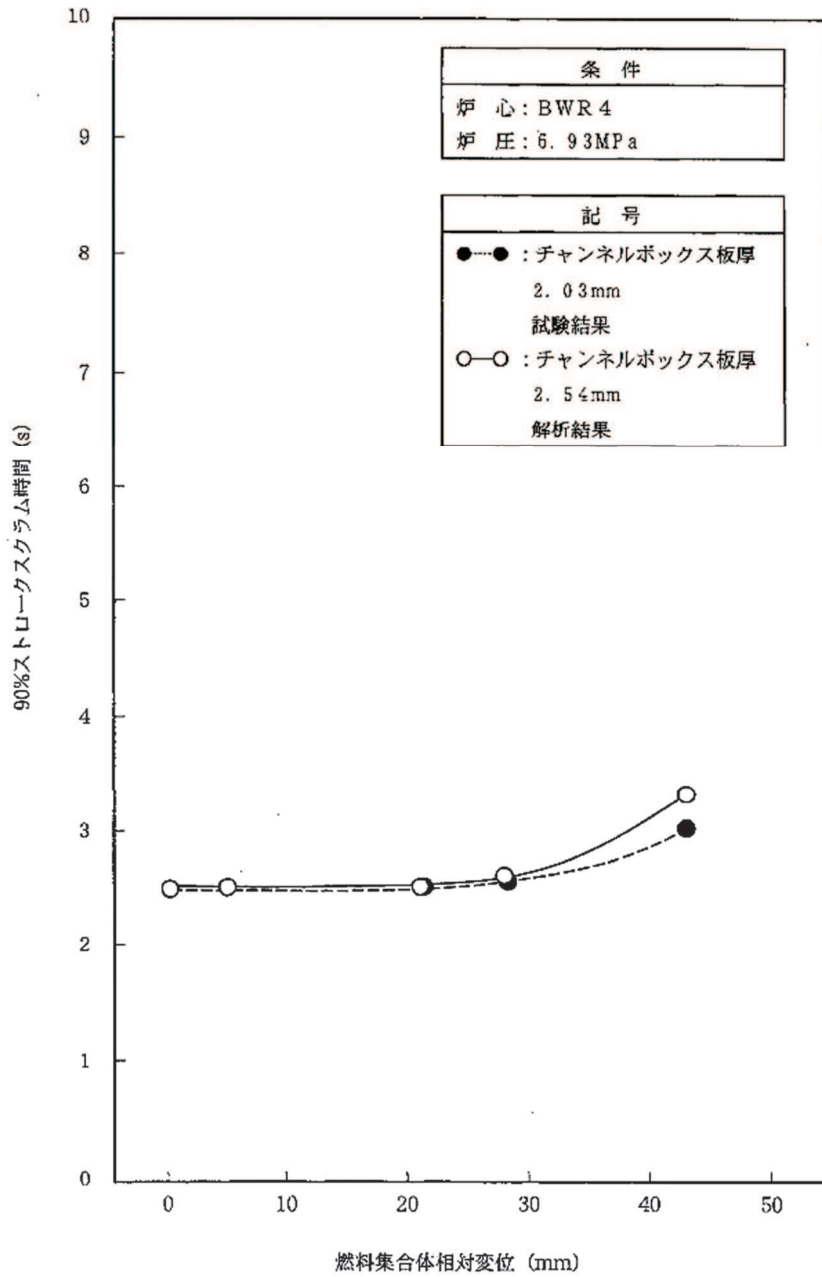


図4-1 燃料集合体相対変位のスクラム時間に及ぼすチャンネルボックス板厚の影響
(ボロンカーバイド型制御棒の試験結果と解析結果の比較)

別紙 4 図 2 女川原子力発電所第 1 号機工認実績*
(解析による影響確認結果)

注記* : 6 資庁第 14412 号 平成 7 年 1 月 12 日認可 高燃焼度 8×8 燃料工認 IV-3 「燃料集合体の耐震性についての計算書」抜粋

制御棒挿入性解析に係る既往知見との比較

1. はじめに

制御棒挿入性解析は制御棒挿入性評価に用いられており、既往知見でも使用されている。

本資料は、既往知見の内、「06 基構報-0014 平成 17 年度 原子力施設等の耐震性評価技術に関する試験及び調査 機器耐力その 2 (BWR 制御棒挿入性)に係る報告書」(以下「JNES 知見」という。)及び「原子力発電施設 信頼性実証試験の現状」(以下「NUPEC 知見」という。)で用いられた制御棒挿入性解析と今回工認の評価に用いた CR-IN との比較を行ったものである。

2. JNES 知見との比較

今回工認に用いた CR-IN と JNES 知見の制御棒挿入性解析との比較を別紙 5 表 1 及び別紙 5 図 1 に示す。

3. NUPEC 知見との比較

今回工認に用いた CR-IN と NUPEC 知見の制御棒挿入性解析との比較を別紙 5 表 2 に示す。また、NUPEC 知見の評価結果について、別紙 5 図 2 に示す。

4. 比較結果

NUPEC 知見、JNES 知見共に、制御棒挿入性解析に係るパラメータの詳細内容が公開されていないため、CR-IN における各パラメータの比較を行うことはできないが、いずれの知見も制御棒挿入性試験の結果とシミュレーション解析の結果を比較することで、解析の妥当性を確認しており妥当性の検証方法は女川原子力発電所第 2 号機の今回工認における検証方法と同じであることを確認した。なお、NUPEC 知見には制御棒挿入性解析内容に関する詳細な記載はなかったものの、報告書に記載された図等により CR-IN と同等の解析を実施していると推測した。

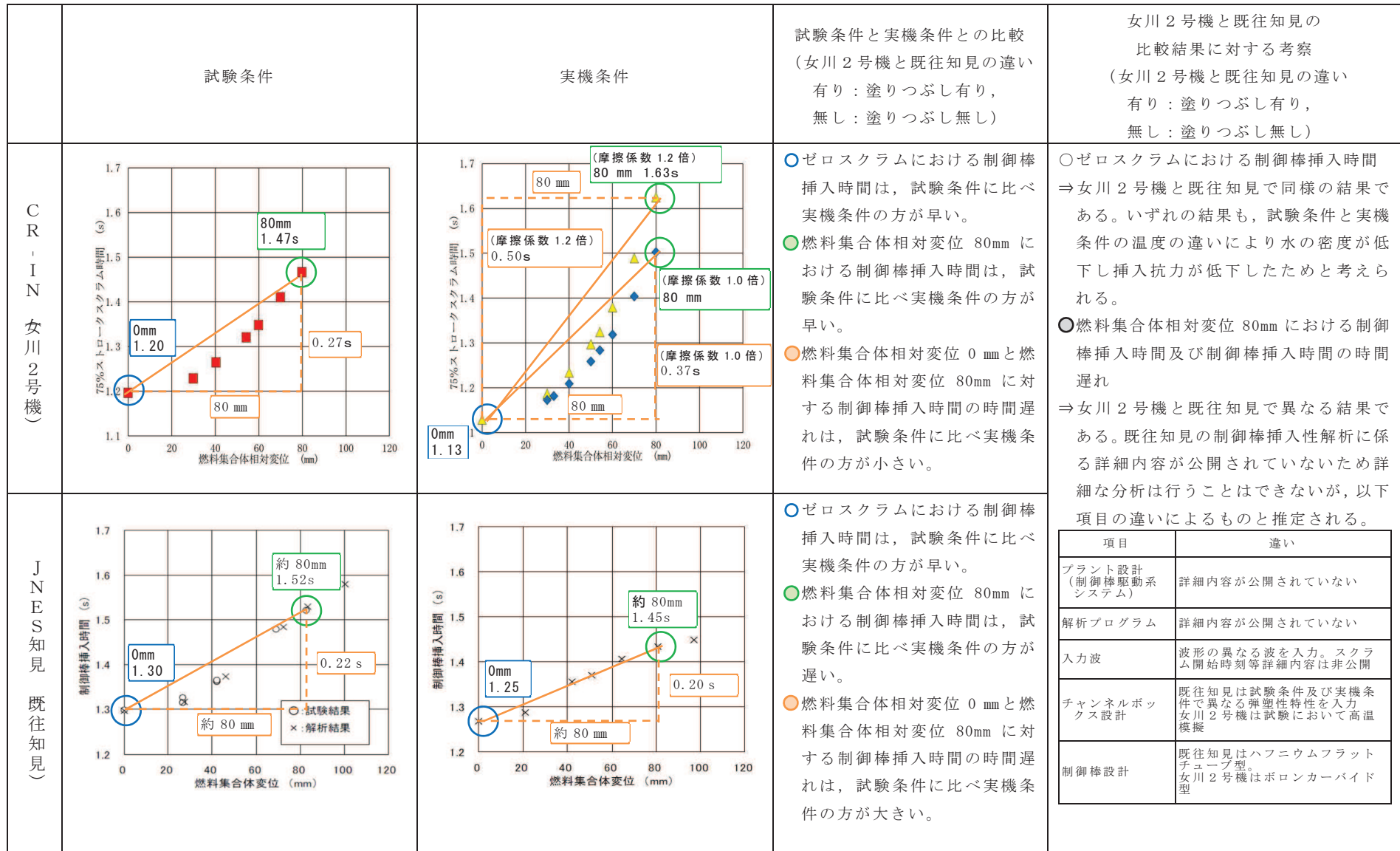
今回工認における CR-IN のパラメータ設定は、別紙 2 に記載のとおり、制御棒挿入性試験の条件を踏まえて理論値や試験結果から設定をしているものであり、試験結果と解析結果の整合性を踏まえて十分に妥当であるものとする。

別紙 5 表 1 CR-IN と JNES 知見の制御棒挿入性解析の比較

項目	CR-IN	JNES 知見
プログラム名称	CR-IN ver. 2.0	－（報告書に記載無し）
開発機関	東芝エネルギーシステムズ株式会社	－（報告書に記載無し）
使用目的	地震波及び鉛直地震動を考慮したスクラム時間を算出し、制御棒挿入性試験の保守性を定量的に評価する。	制御棒挿入性試験とシミュレーション解析を組合せて機器耐力を評価し、耐力データベース整備を行う。
スクラム時間の計算方法	制御棒と燃料集合体のたわみをはりでモデル化した を用い、制御棒と燃料集合体の接触反力を時刻歴で計算する。接触反力に摩擦係数を乗じて制御棒挿入時の抵抗力とし、水圧駆動の制御棒挿入運動方程式と燃料集合体振動方程式を連立させ、制御棒の挿入時間を計算する。	制御棒、燃料集合体、制御棒案内管、燃料支持金具をはり・質点でモデル化し、制御棒駆動機構の挿入力、自重、流体抵抗力及び浮力を制御棒に作用させることで制御棒挿入挙動を模擬する。燃料集合体と制御棒の表面を定義して求めた接触反力に摩擦係数を乗じて制御棒挿入時の抵抗力とする。
制御棒型式	ボロンカーバイド型	ハフニウムフラットチューブ型
制御棒駆動機構型式	高速型	同左
加振波	地震波	同左
燃料集合体相対変位	0～80mm	0～100mm
制御棒挿入性試験結果との同定方法	燃料集合体と制御棒の摩擦係数により同定	同左
燃料集合体と制御棒の摩擦係数	0.182*	燃料集合体相対変位 40mm 以下：0.16 燃料集合体変位 40～60mm：0.4 燃料集合体相対変位 60mm 以上：0.45
鉛直地震動の影響考慮	有り	同左
出典	VI-2-6-2-1 制御棒の耐震性についての計算書	06 基構報-0014 平成 17 年度 原子力施設等の耐震性評価技術に関する試験及び調査 機器耐力その 2（BWR 制御棒挿入性）に係る報告書 独立行政法人 原子力安全基盤機構

注記*：全ての燃料集合体相対変位に対し摩擦係数を一律に設定

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



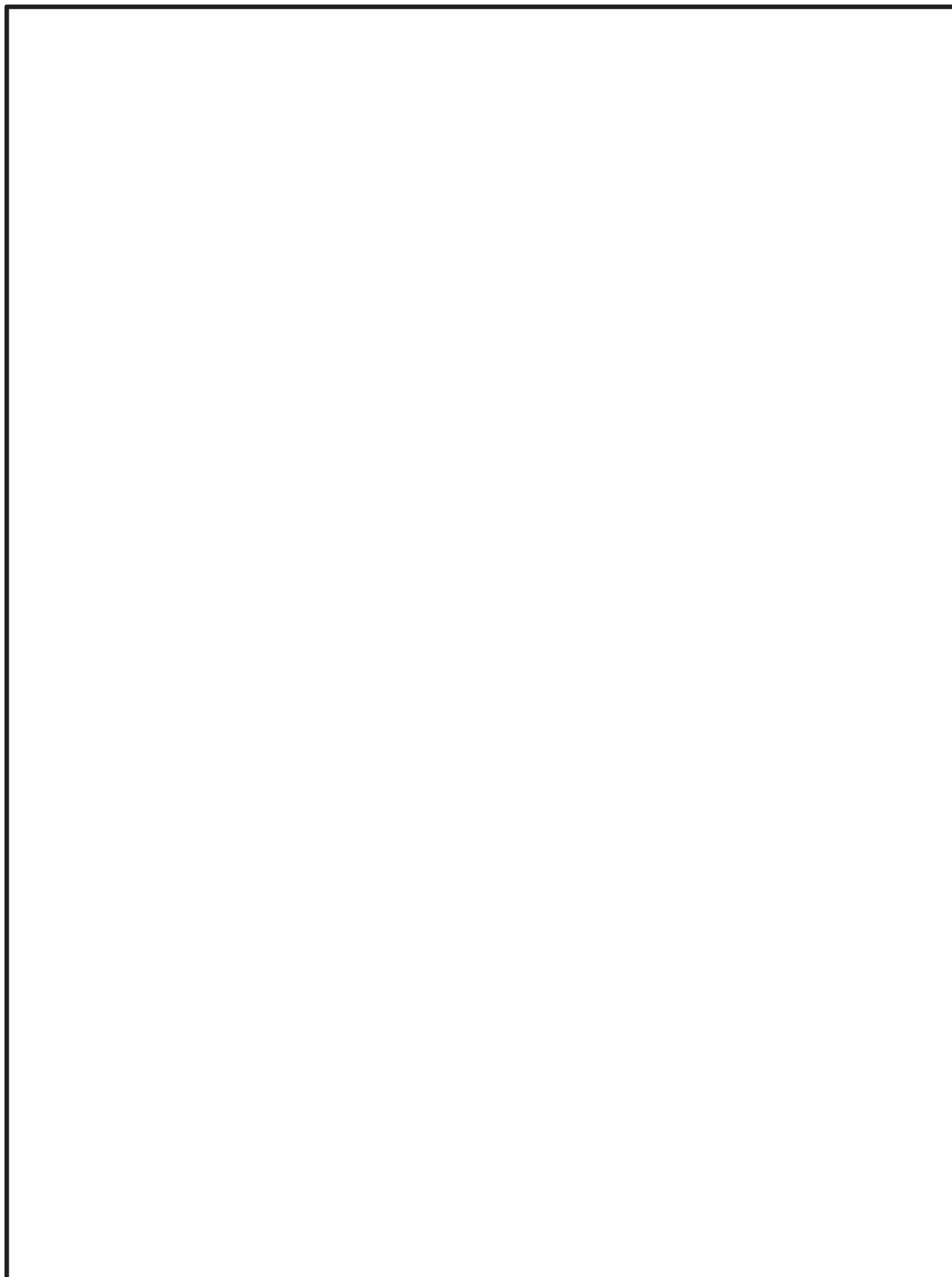
別紙 5 図 1 CR-IN と JNES 知見との制御棒挿入性解析結果の比較

別紙 5 表 2 CR-IN と NUPEC 知見の制御棒挿入性解析の比較

項目	CR-IN	NUPEC 知見
プログラム名称	CR-IN ver. 2.0	－（報告書に記載無し）
開発機関	東芝エネルギーシステムズ株式会社	－（報告書に記載無し）
使用目的	地震波及び鉛直地震動を考慮したスクラム時間を算出し、正弦波による挿入性試験の保守性を定量的に評価する。	地震波による制御棒挿入性試験結果に対し、シミュレーション解析手法の妥当性を評価する。
スクラム時間の計算方法	制御棒と燃料集合体のたわみをはりでモデル化した「 」を用い、制御棒と燃料集合体の接触反力を時刻歴で計算する。接触反力に摩擦係数を乗じて制御棒挿入時の駆動抵抗とし、制御棒挿入の運動方程式と燃料集合体振動方程式を連立させ、制御棒の挿入時間を計算する。	－（報告書に記載無し）
制御棒型式	ボロンカーバイド型	同左
制御棒駆動機構型式	高速型	同左
加振波	地震波	同左
燃料集合体相対変位	0～80mm	0～38mm
制御棒挿入性試験結果との同定方法	燃料集合体と制御棒の摩擦係数により同定	－（報告書に記載無し）
燃料集合体と制御棒の摩擦係数	0.182*	－（報告書に記載無し）
鉛直地震動の影響考慮	有り	無し
出典	VI-2-6-2-1 制御棒の耐震性についての計算書	原子力発電施設 信頼性実証試験の現状 原子力工学試験センター* 昭和 63 年 報告書

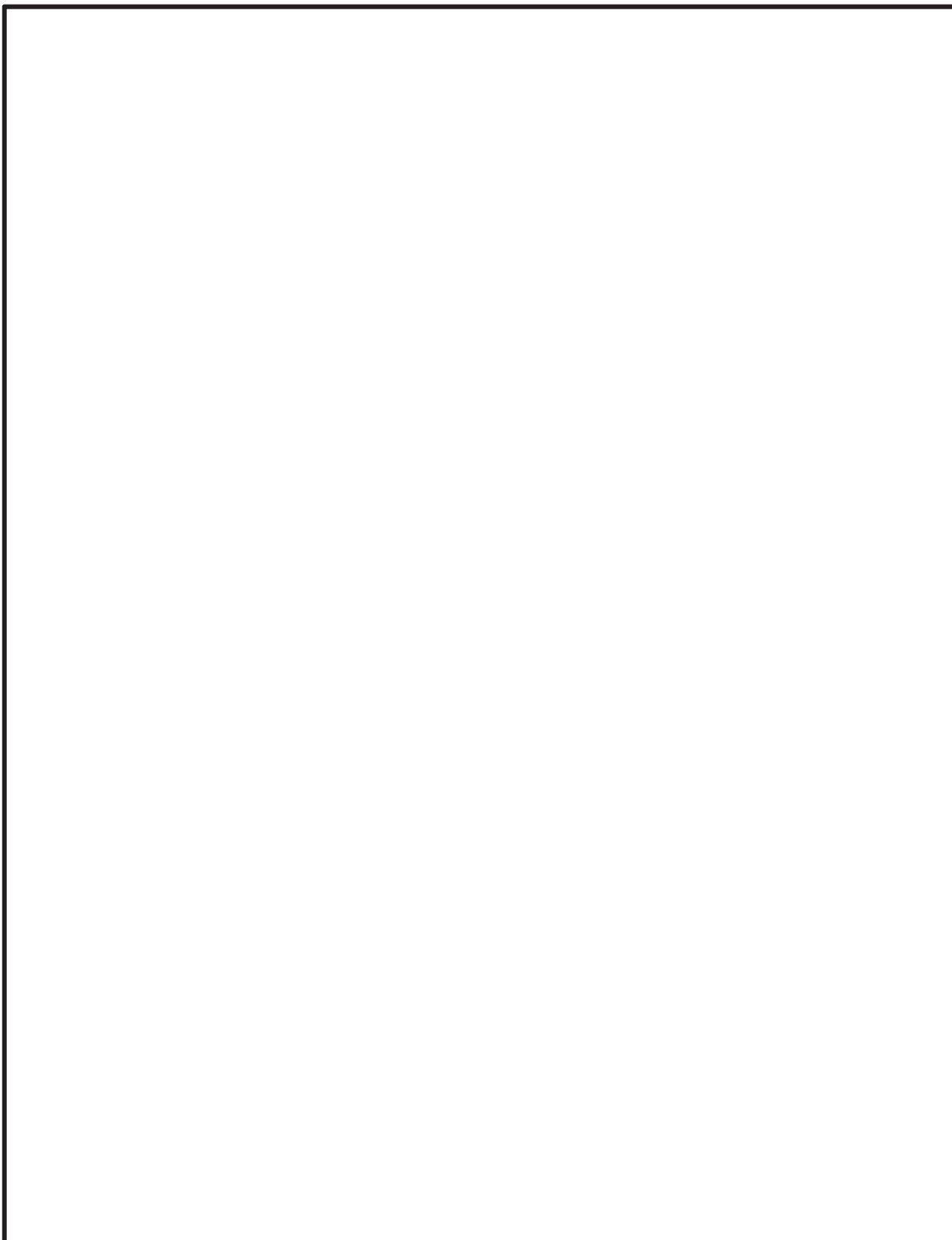
注記*：全ての燃料集合体相対変位に対し摩擦係数を一律に設定

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



注*：原子力発電施設信頼性実証試験の現状 原子力工学試験センター昭和 63 年報告書 抜粋

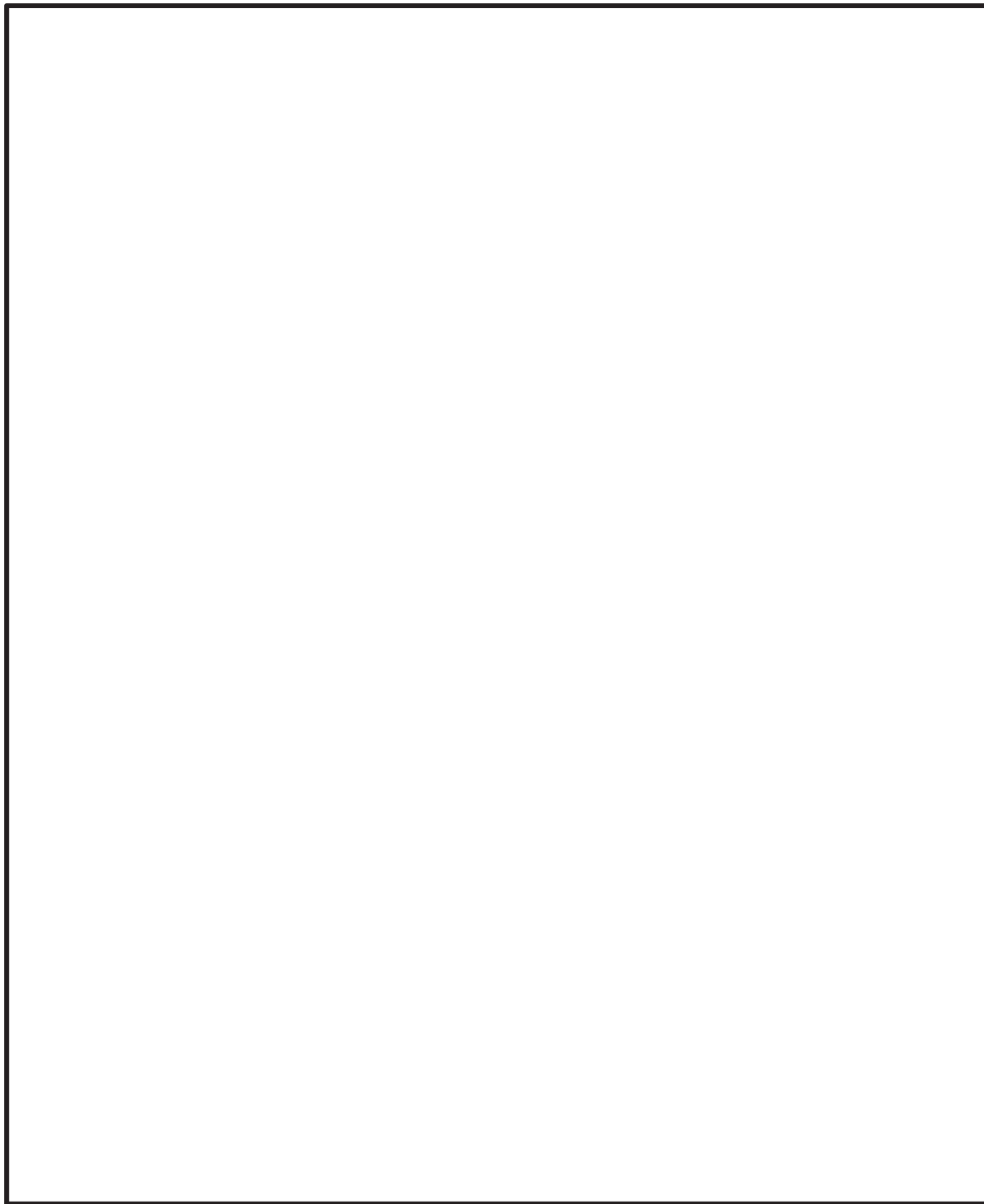
別紙 5 図 2 NUPEC 知見における制御棒挿入性解析の概要 (1/3)



注*：原子力発電施設信頼性実証試験の現状 原子力工学試験センター昭和 63 年報告書 抜粋

別紙 5 図 2 NUPEC 知見における制御棒挿入性解析の概要 (2/3)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



注* : 原子力発電施設信頼性実証試験の現状 原子力工学試験センター昭和 63 年報告書 抜粋

別紙 5 図 2 NUPEC 知見における制御棒挿入性解析の概要 (3/3)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

制御棒の挿入性評価に対する水平2方向の考慮方法

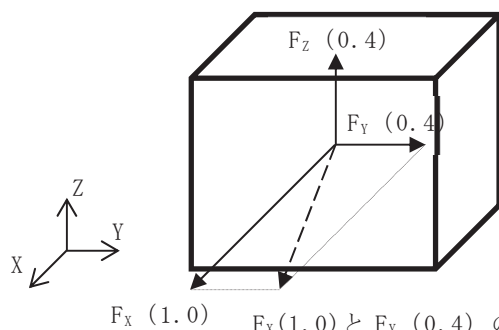
1. 概要

今回工認における基準地震動 S_s に対する燃料集合体の最大相対変位は 54.2mm であり、確認済相対変位の 60mm を下回っているので問題ないとの結論になっているが、これは水平1方向による相対変位によって評価している内容であり水平2方向の影響を確認する必要がある。

水平2方向に対する影響評価の詳細については、添付書類「VI-2-12-1 水平2方向及び鉛直方向地震力の組合せに関する影響評価結果」及び補足説明資料「補足-600-5 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」に示すが、本資料では評価方法の概要と評価結果をまとめるものである。

2. 水平2方向の影響評価方法

制御棒の挿入性評価に対する水平2方向の影響評価については、既往の耐震評価においても適用実績のある組合せ係数法 (1.0 : 0.4 : 0.4) を用いて水平2方向を考慮した場合の燃料集合体相対変位を算出する方針とする。組合せ係数法の概念図を別紙6図1に示す。



○組合せ係数法とは、最大応答の非同時性を考慮して地震力を設定する方法。

ある軸に作用する地震力を 1.0 と設定して、残りの軸の地震力に係数 0.4 を考慮するもの。

$F_x : F_y : F_z = (1.0 : 0.4 : 0.4)$ として 3 方向の荷重

$F_x (1.0)$ $F_x (1.0)$ と $F_y (0.4)$ のベクトル和 を組み合わせる。

別紙6図1 組合せ係数法の概念図

3. 水平2方向の影響評価結果

制御棒の挿入性評価について、水平1方向に対する最大の燃料集合体相対変位と組合せ係数法を用いて水平2方向を考慮した燃料集合体相対変位の結果を別紙6表1に示す。水平2方向の相対変位は、水平方向での最大相対変位 54.2mm と、この最大相対変位 54.2mm に係数 0.4 を考慮して算出した値 21.7mm とをベクトル和により算出したものである。

別紙6表1に示すとおり、水平2方向を考慮した場合でも燃料集合体相対変位が確認済相対変位を下回ることを確認した。

別紙 6 表 1 制御棒挿入性評価における水平 2 方向の影響検討結果

評価項目	燃料集合体相対変位 (mm)		確認済相対変位 (mm)
	水平 1 方向	水平 2 方向	
制御棒挿入性	54.2	58.4	60.0

4. 組合せ係数法の適用性

制御棒挿入性評価に組合せ係数法を適用するにあたって、耐震設計の規格や他施設も含めた適用実績等を整理し組合せ係数法の適用性を以下にまとめる。

4.1 地震荷重の組合せ方法の規格基準における整理

原子力発電所耐震設計技術指針 J E A G 4 6 0 1 -1987 において、地震荷重の組合せ方法については別紙 6 図 2 に示すとおり、絶対値和法での組合せを実施する方針が記載されている。ただし、「鉛直震度」と「水平動的応答」との記載から分かるとおり、本規格が制定された当時は鉛直方向について動的な地震応答が定義されておらず、鉛直方向は時間の概念がない静的な震度を適用することが前提であるため、絶対値和を基本とする指針になっているものである。

6.1.5 地震応答解析

(1) 応答解析法一般

機器・配管系は、その耐震重要度に応じた静的地震力に耐えられるように設計するが、耐震 A_s 、A クラスは静的地震力と共に動的地震力に対しても耐えられるように設計する。また、B クラスであって、建屋を含む支持構造物の振動と共振するおそれのあるものは、B クラス相当の動的地震力によってその安全性を検討する。

動的地震力は、地震応答解析によって算定されるが、機器・配管系の地震応答解析は、据付床の設計用床応答スペクトルに基づいたスペクトルモード解析法を採用することを基本とする。

設計用床応答スペクトルは、当該系の重心位置に近い或いは耐震支持点の最も多い床のもの等最も適切な床のものを採用することを基本とするが、耐震安全評価上必要がある場合は関連する床応答スペクトルによる多入力解析又はそれと同等の近似解析法を用いることができる。

スペクトルモード解析に当たっては、考慮すべきモードは、その刺激係数が無視し得ない程度のものでとし、その重畳法は加速度、変位、応力、支点反力等の算定必要応答に対してそれぞれ Square Root of the Sum of the Squares 法（以下「SRSS」法という。）とする。

鉛直震度による応答と水平動的応答の組合せは絶対和法を採用するものとする。

原子炉格納容器、原子炉圧力容器、炉内構造物は、その構造体の規模、多様な耐震支持法、応答相対変位解析の重要性により原子炉建屋と連成した解析モデル又は分離したサブストラクチャー法に類似したモデルによる時刻歴応答解析法の採用を原則とする。ただし、上記のような特殊な重要構造物でなくても、据付点、耐震支持点の地震応答加速度波形、変位波形を入力として対象機器系の時刻歴応答解析法に基づいた動的地震力を算定することは差支えない。

別紙 6 図 2 J E A G 4 6 0 1 - 1987 に記載の地震荷重の組合せ方法（機器配管系）
（P481, 482 抜粋）

続いて、J E A G 4 6 0 1 - 1987 以降に発刊されている規格として、原子力発電所耐震設計技術規程 J E A C 4 6 0 1 - 2008 における、地震荷重の組合せ方法についての内容を別紙 6 図 3 に示す。

4.3.2 水平地震力と鉛直地震力による荷重の組み合わせ法

4.3.2.1 動的地震力における組み合わせ

水平地震動と鉛直地震動を別々に動的解析モデルへ入力して地震荷重を求める場合、両者の荷重組み合わせには以下の方法が適用できる。

a. 二乗和平方根(SRSS)法

水平地震動による最大荷重の二乗と鉛直地震動による最大荷重の二乗を加算し、その値の平方根を求める方法。

b. 組み合わせ係数法

水平地震動による最大荷重及び鉛直地震動による最大荷重のいずれか小さい方に組み合わせ係数 0.4 を乗じて加算する方法。

c. 代数和法

水平地震動による荷重と鉛直地震動による荷重を計算時刻ステップ毎に代数和する方法。

なお、上記 3 方法において、地震荷重のかわりに応力を組み合わせてもよい。

また、水平地震動と鉛直地震動を動的解析モデルへ同時入力することにより、地震荷重を求める方法を用いてもよい。

別紙 6 図 3(1) J E A C 4 6 0 1 - 2008 に記載の地震荷重の組合せ方法 (機器配管系)
(P 355 抜粋)

3.3.2 設計に用いる地震力

発電用原子炉施設の建物・構築物の設計に用いる地震力は、次の方法により求めなければならない。

(1) 基準地震動 S_s による地震力

「3.1.4.3 (1)基準地震動 S_s による地震力」に示す地震力の算定においては、「3.5 地震応答解析」に適合する方法を用いなければならない。この場合において、水平地震動と鉛直地震動を同時に考慮した解析結果より地震力を算定する。

ただし、水平地震動と鉛直地震動に対して各々別の解析を実施し水平地震力と鉛直地震力を算定する場合において、水平地震力と鉛直地震力による応力の組合せは、二乗和平方根法 (SRSS法) 又は式3.3.2-1に示す組み合わせ係数法を用いることができる。

組み合わせ係数法による地震時応力

$$= \max\{(水平地震力による応力 + 0.4 \times 鉛直地震力による応力), \\ (0.4 \times 水平地震力による応力 + 鉛直地震力による応力)\}$$

別紙 6 図 3(2) J E A C 4 6 0 1 - 2008 に記載の地震荷重の組合せ方法 (建物構築物)
(P73 抜粋)

(3) 地震力の重ね合わせ

水平地震動と鉛直地震動を同時に入力して応答値を求める。ただし、線形解析や等価線形解析において、水平地震動と鉛直地震動に対して各々別の解析を実施する場合、応答値の組合せは、二乗和平方根法（SRSS 法）又は組合せ係数法を用いることができる。

別紙 6 図 3(3) J E A C 4 6 0 1 - 2008 に記載の地震荷重の組合せ方法
(屋外重要土木構造物) (P979 抜粋)

別紙 6 図 3(1)に示すとおり、鉛直地震動が動的な地震応答となったことを踏まえて、機器配管系に対する地震荷重の組合せ方法は、二乗和平方根（SRSS）法、組合せ係数法及び代数和法の 3 手法が示されている。また、組合せ係数法については、水平方向及び鉛直方向の最大荷重のいずれか小さい方に係数として「0.4」を適用するよう記載されている。

別紙 6 図 3(2), (3)には、建物構築物及び屋外重要土木構造物における地震荷重の組合せについての記載内容を示している。地震荷重の組合せ方法は、建物構築物においても屋外重要土木構造物においても、二乗和平方根法（SRSS 法）及び組合せ係数法が示されており、建物構築物に対する方針には、係数「0.4」を適用するよう記載されている。

さらに、米国 REGULATORY GUIDE 1.92*の「2. Combining Effects Caused by Three Spatial Components of an Earthquake」においても、地震応答の非同時性を考慮して、SRSS 法や組合せ係数法（1.0 : 0.4 : 0.4）によって 3 方向の地震荷重を組合せる方法が示されている。

以上に示すとおり、J E A C 4 6 0 1 - 2008 や REGULATORY GUIDE 1.92 において、地震荷重の組合せ方法として SRSS 法と組合せ係数法が示されており、組合せ係数法に適用する係数として「0.4」が定義されている。

注記* : REGULATORY GUIDE 1.92 “COMBINING MODAL RESPONSES AND SPATIAL COMPONENTS IN SEISMIC RESPONSE ANALYSIS”

4.2 女川 2 号機における水平 2 方向及び鉛直方向の地震応答の組合せに係る方針

(1) 建物構築物及び屋外重要土木構造物

女川 2 号機における、水平 2 方向及び鉛直方向の地震応答の組合せ方法については「補足-600-5 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」に詳細を示している。

今回工認において、建物構築物及び屋外重要土木構造物に対する水平 2 方向及び鉛直方向の組合せに係る検討では、建物構築物については組合せ係数法の適用を基本とし、屋外重要土木構造物については位相の異なる地震動を適用した評価を基本としている。ここで、組合せ係数法を適用している建物構築物の水平 2 方向及び鉛直方向に対する荷重の組合せケースの例を別紙 6 図 4 に示す。

別紙 6 図 4 に示すとおり、3 方向の地震荷重の組合せについては、基準地震動 S_s によって発生する 3 方向の荷重に対して、係数 (1 : 0.4 : 0.4) 及び符号を入れ替えて施設に最も厳しい条件を選定している。

表 3-1-14 荷重の組合せケース (水平 2 方向)

外力の 状態	ケース No.	荷重の組合せ
S s 地震時	3-1	$G + P + 1.0 S_{s\ SN} - 0.4 S_{s\ WE} + 0.4 S_{s\ UD}$
	3-2	$G + P + 1.0 S_{s\ SN} + 0.4 S_{s\ WE} + 0.4 S_{s\ UD}$
	3-3	$G + P - 1.0 S_{s\ SN} - 0.4 S_{s\ WE} + 0.4 S_{s\ UD}$
	3-4	$G + P - 1.0 S_{s\ SN} + 0.4 S_{s\ WE} + 0.4 S_{s\ UD}$
	3-5	$G + P + 0.4 S_{s\ SN} - 1.0 S_{s\ WE} + 0.4 S_{s\ UD}$
	3-6	$G + P - 0.4 S_{s\ SN} - 1.0 S_{s\ WE} + 0.4 S_{s\ UD}$
	3-7	$G + P + 0.4 S_{s\ SN} + 1.0 S_{s\ WE} + 0.4 S_{s\ UD}$
	3-8	$G + P - 0.4 S_{s\ SN} + 1.0 S_{s\ WE} + 0.4 S_{s\ UD}$
	3-9	$G + P + 1.0 S_{s\ SN} - 0.4 S_{s\ WE} - 0.4 S_{s\ UD}$
	3-10	$G + P + 1.0 S_{s\ SN} + 0.4 S_{s\ WE} - 0.4 S_{s\ UD}$
	3-11	$G + P - 1.0 S_{s\ SN} - 0.4 S_{s\ WE} - 0.4 S_{s\ UD}$
	3-12	$G + P - 1.0 S_{s\ SN} + 0.4 S_{s\ WE} - 0.4 S_{s\ UD}$
	3-13	$G + P + 0.4 S_{s\ SN} - 1.0 S_{s\ WE} - 0.4 S_{s\ UD}$
	3-14	$G + P - 0.4 S_{s\ SN} - 1.0 S_{s\ WE} - 0.4 S_{s\ UD}$
	3-15	$G + P + 0.4 S_{s\ SN} + 1.0 S_{s\ WE} - 0.4 S_{s\ UD}$
	3-16	$G + P - 0.4 S_{s\ SN} + 1.0 S_{s\ WE} - 0.4 S_{s\ UD}$
	3-17	$G + P + 0.4 S_{s\ SN} - 0.4 S_{s\ WE} + 1.0 S_{s\ UD}$
	3-18	$G + P + 0.4 S_{s\ SN} + 0.4 S_{s\ WE} + 1.0 S_{s\ UD}$
	3-19	$G + P - 0.4 S_{s\ SN} - 0.4 S_{s\ WE} + 1.0 S_{s\ UD}$
	3-20	$G + P - 0.4 S_{s\ SN} + 0.4 S_{s\ WE} + 1.0 S_{s\ UD}$
	3-21	$G + P + 0.4 S_{s\ SN} - 0.4 S_{s\ WE} - 1.0 S_{s\ UD}$
	3-22	$G + P + 0.4 S_{s\ SN} + 0.4 S_{s\ WE} - 1.0 S_{s\ UD}$
	3-23	$G + P - 0.4 S_{s\ SN} - 0.4 S_{s\ WE} - 1.0 S_{s\ UD}$
	3-24	$G + P - 0.4 S_{s\ SN} + 0.4 S_{s\ WE} - 1.0 S_{s\ UD}$

G : 固定荷重
P : 積載荷重
 $S_{s\ SN}^*$: S→N 方向 S s 地震荷重 (S s 地震時動水圧荷重を含む)
 $S_{s\ WE}^*$: W→E 方向 S s 地震荷重 (S s 地震時動水圧荷重を含む)
 $S_{s\ UD}^*$: 鉛直方向 S s 地震荷重

別紙 6 図 4 建物構築物における水平 2 方向及び鉛直方向の地震荷重の組合せケースの例
(補足-600-5 抜粋)

(2) 機器配管系

機器配管系に対する水平 2 方向及び鉛直方向の組合せの検討においては、「補足-600-5 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」に示すとおり、先行プラントと同様、円筒容器や矩形配置のボルトに対する影響程度を確認するために組合せ係数法を適用している。

別紙 6 図 5 に円筒容器に対して水平 2 方向の影響検討を行った結果の抜粋を示すが、SRSS 法と組合せ係数法で手法による差異は軽微であることを確認している。また、本検討において適用した組合せ係数法においては、水平 2 方向にそれぞれ同一の荷重を負荷して算出された応力に対し、係数 (1 : 0.4) を考慮して地震による応力を算出している。一方、別紙 6 図 3(1)に示すとおり、地震による発生荷重に係数を考慮する方法もあるが、機器配管系における解析手法は線形解析が基本であることから、係数を応力に考慮した場合でも荷重に考慮した場合でも結果は変わらないものとなる。

なお、参考として、応力に対して係数を考慮した場合 (別紙 6 図 5) と比較するために、入力荷重に対して係数 (1 : 0.4) を考慮した場合の結果を別紙 6 表 2, 3 に示す。表に示すとおり、入力荷重に係数を考慮した場合の発生応力はいずれも別紙 6 図 5 に示す結果と同一の値となっている。別紙 6 図 3(1)に示す J E A C 4 6 0 1 -2008 にも「地震荷重のかわりに応力を組み合わせても良い。」との記載があるが、今回検討した結果からも、荷重もしくは応力に対して組合せ係数を考慮すれば同等の結果が得られることが分かる。

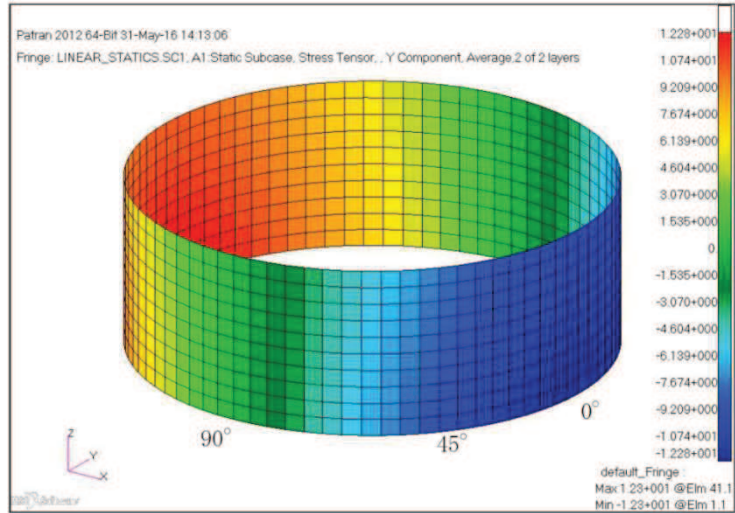


図4-2 水平地震時軸方向応力コンター図

表 4-1 水平地震時の軸方向応力分布（応力に係数を考慮した場合）

角度	X 方向入力 時 応力 (MPa) $\sigma_{x,x}(\theta)$	Y 方向入力 時 応力 (MPa) $\sigma_{x,y}(\theta)$	2 方向入力時応力 (MPa)	
			組合せ係数法 $\sigma_{x,c}(\theta)$	SRSS 法 $\sigma_{x,s}(\theta)$
0° 方向	12.28	0.00	12.28 $\sigma_{x,c(x)}(0^\circ) = 12.28 \times 1 + 0 \times 0.4 = 12.28$ $\sigma_{x,c(y)}(0^\circ) = 12.28 \times 0.4 + 0 \times 1 = 4.91$	12.28
22.5° 方 向	11.34	4.70	13.22 $\sigma_{x,c(x)}(22.5^\circ) = 11.34 \times 1 + 4.70 \times 0.4 = 13.22$ $\sigma_{x,c(y)}(22.5^\circ) = 11.34 \times 0.4 + 4.70 \times 1 = 9.24$	12.28
45° 方向	8.68	8.68	12.15 $\sigma_{x,c(x)}(45^\circ) = 8.68 \times 1 + 8.68 \times 0.4 = 12.15$ $\sigma_{x,c(y)}(45^\circ) = 8.68 \times 0.4 + 8.68 \times 1 = 12.15$	12.28
67.5° 方 向	4.70	11.34	13.22 $\sigma_{x,c(x)}(67.5^\circ) = 4.70 \times 1 + 11.34 \times 0.4 = 9.24$ $\sigma_{x,c(y)}(67.5^\circ) = 4.70 \times 0.4 + 11.34 \times 1 = 13.22$	12.28
90° 方向	0.00	12.28	12.28 $\sigma_{x,c(x)}(90^\circ) = 0 \times 1 + 12.28 \times 0.4 = 4.91$ $\sigma_{x,c(y)}(90^\circ) = 0 \times 0.4 + 12.28 \times 1 = 12.28$	12.28

別紙 6 図 5 機器配管系における組合せ係数法の適用例（補足-600-5 抜粋_一部加筆）

別紙6表2 水平地震時の軸方向応力分布(入力荷重に係数を考慮した場合, X:Y=1:0.4)

角度	X:Y=1:0.4		2方向入力時応力 (MPa)
	X方向入力時 応力 (MPa) $\sigma_{x,x}(\theta)$	Y方向入力時 応力 (MPa) $\sigma_{x,y}(\theta)$	組合せ係数法 $\sigma_{x,c}(\theta)$
0° 方向	12.28	0.00	12.28 $\sigma_{x,c(x)}(0^\circ) = 12.28 + 0 = 12.28$
22.5° 方向	11.34	1.88	13.22 $\sigma_{x,c(x)}(22.5^\circ) = 11.34 + 1.88 = 13.22$
45° 方向	8.68	3.47	12.15 $\sigma_{x,c(x)}(45^\circ) = 8.68 + 3.47 = 12.15$
67.5° 方向	4.70	4.54	9.24 $\sigma_{x,c(x)}(67.5^\circ) = 4.70 + 4.54 = 9.24$
90° 方向	0.00	4.91	4.91 $\sigma_{x,c(x)}(90^\circ) = 0 + 4.91 = 4.91$

別紙6表3 水平地震時の軸方向応力分布(入力荷重に係数を考慮した場合, X:Y=0.4:1)

角度	X:Y=0.4:1		2方向入力時応力 (MPa)
	X方向入力時 応力 (MPa) $\sigma_{x,x}(\theta)$	Y方向入力時 応力 (MPa) $\sigma_{x,y}(\theta)$	組合せ係数法 $\sigma_{x,c}(\theta)$
0° 方向	4.91	0.00	4.91 $\sigma_{x,c(y)}(0^\circ) = 4.91 + 0 = 4.91$
22.5° 方向	4.54	4.70	9.24 $\sigma_{x,c(y)}(22.5^\circ) = 4.54 + 4.70 = 9.24$
45° 方向	3.47	8.68	12.15 $\sigma_{x,c(y)}(45^\circ) = 3.47 + 8.68 = 12.15$
67.5° 方向	1.88	11.34	13.22 $\sigma_{x,c(y)}(67.5^\circ) = 1.88 + 11.34 = 13.22$
90° 方向	0.00	12.28	12.28 $\sigma_{x,c(y)}(90^\circ) = 0 + 12.28 = 12.28$

4.3 制御棒挿入性評価への組合せ係数法の適用性

4.1 項及び 4.2 項に示すとおり，J E A G 4 6 0 1 等の規格及び先行プラントの適用実績における水平 2 方向の組合せ方法として，組合せ係数法が示されていること，また建物構築物等の施設を含めて組合せ係数法の適用実績が十分にあることから，制御棒挿入性評価に対する水平 2 方向の組合せ方法として，組合せ係数法を適用することが可能である。

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-19-0600-17_改2

補足-600-17 E C C S ストレーナ評価条件等の整理について

目次

1. 概要	1
2. ECCS ストレーナに関わる内規について	1
3. ECCS ストレーナ関連の既提出工事認可申請について	1
4. 技術基準の規定について	1
5. 既工認及び今回工認における評価条件の整理	2
6. ECCS ストレーナの評価に用いる荷重について	2
7. 異物量の整理	5
別紙1 水力学的動荷重の算出について	別 1-1
別紙2 解析モデルについて	別 2-1

1. 概要

非常用炉心冷却系ストレーナ（以下「ECCS ストレーナ」という。）に対して、内規及び圧損試験による条件を踏まえた評価を実施することについて、以下に評価条件等の整理を行った。

2. ECCS ストレーナに関わる内規について

ECCS ストレーナに関わる内規の時系列を以下に示す。

- ① 平成 17 年 10 月 25 日 平成 17・10・13 原院第 4 号 「沸騰水型原子力発電設備における非常用炉心冷却設備及び格納容器熱除去設備に係るろ過装置の性能評価及び構造強度評価について（内規）」（以下「H17 年内規」という。）
- ② 平成 20 年 2 月 27 日 平成 20・02・12 原院第 5 号 「非常用炉心冷却設備又は格納容器熱除去設備に係るろ過装置の性能評価等について（内規）」※平成 20 年 3 月 1 日施行（以下「H20 年内規」という。）

3. ECCS ストレーナ関連の既提出工事認可申請について

ECCS ストレーナ関連の既提出工事認可申請について以下に示す。

- ① 平成 18 年 6 月 28 日 東北電原設第 16 号 申請
- ② 平成 18 年 7 月 31 日 平成 18・06・28 原第 3 号 認可
- ③ 平成 20 年 2 月 29 日 東北電原設第 50 号 申請
- ④ 平成 20 年 4 月 7 日 平成 20・02・29 原第 30 号 認可

4. 技術基準の規定について

技術基準における ECCS ストレーナの評価に関連する規定を以下に示す。

技術基準	評価に関連する規定
5 条・50 条（地震による損傷の防止）	設計基準対象施設：地震荷重 S_d 、 S_s で評価する必要がある。 重大事故等対処設備：地震荷重 S_s で評価する必要がある。
17 条（材料及び構造）	H20 年内規に適合することが解釈（17 条 4）に記載されている。
55 条（材料及び構造）	設計基準対象施設の規定（17 条）を準用することが解釈に記載されている。

5. 既工認及び今回工認における評価条件の整理
既工認及び今回工認における評価条件を以下に示す。

対象		評価条件	
		既工認	今回工認
残留熱除去系	ストレーナ本体	H17 年内規に 基づき評価	H20 年内規に 基づき評価
	ストレーナ部ティー*		
高圧炉心スプレイ系	ストレーナ本体		
	ストレーナ部ティー*		
低圧炉心スプレイ系	ストレーナ本体		
	ストレーナ部ティー*		

注記*：施設時の適用規格が「発電用原子力設備に関する構造等の技術基準」（昭和 55 年 10 月 30 日 通商産業省告示第 5 0 1 号）となることから、強度計算書において設計・建設規格又は告示による評価を実施する。

6. ECCS ストレーナの評価に用いる荷重について

表 6-1 に ECCS ストレーナの評価における荷重の組合せを示す。今回工認における ECCS ストレーナの評価において、同一の荷重の組合せである場合は、より大きな荷重の組合せを代表で評価条件として用いる。このため、設計基準対象施設（以下「DB」という。）及び重大事故等対処設備（以下「SA」という。）として評価に用いる荷重の比較を表 6-2 に示す。

なお、ECCS ストレーナはサプレッションプール内に設置される機器であり、添付書類「VI-1-8-1 原子炉格納施設の設計条件に関する説明書」にて原子炉格納施設の重大事故等時の荷重の組合せとして、S d とチャギング荷重の組合せが示されている。これは格納容器過圧・過温破損（ベントケース）を想定したものであり、当該シーケンスにおいてストレーナは有効性評価上、期待する設備ではないため、S d とチャギング荷重の組合せは考慮不要である。

水力学的動荷重の算出については別紙 1 に示す。

表 6-1 ECCS ストレーナ評価用荷重の整理

【内規に記載の組合せ】

運転状態	死荷重	異物荷重	通常運転温度	差圧	SRV 荷重		LOCA 荷重			地震荷重		供用状態
					運転時	中小破断時	プールスウェル	蒸気凝縮 (CO)	チャギング (CH)	S d	S s	
運転状態 I	○		○									A
運転状態 II	○		○		○							B
運転状態 IV (L)	○	○		○								A
運転状態 IV (S)	○	○		○				○				D
運転状態 IV (S)	○	○		○	○				○			D
運転状態 IV (S)	○						○					D
運転状態 I	○									○		C(III _A S)
運転状態 I	○										○	D(IV _A S)
運転状態 II	○				○					○		C(III _A S)
運転状態 II	○				○						○	D(IV _A S)
運転状態 IV (L)	○	○		○						○		C(III _A S)

3

【今回工認で考慮する組合せ】

分類	運転状態	死荷重	異物荷重	通常運転温度	差圧	SRV 荷重		LOCA 荷重			地震荷重		供用状態
						運転時	中小破断時	プールスウェル (LAB, FAB)	蒸気凝縮 (CO)	チャギング (CH)	S d	S s	
強度計算書 記載項目	SA	運転状態 V (L)	○	○		○							重大事故等時*1
		運転状態 V (S)	○	○		○			○				重大事故等時*1
		運転状態 V (S)	○	○		○	○			○			重大事故等時*1
		運転状態 V (S)	○						○*2				重大事故等時*1
		運転状態 V (S)	○						○*3				重大事故等時*1
耐震計算書 記載項目	DB	運転状態 I	○								○		C(III _A S)
		運転状態 I	○									○	D(IV _A S)
		運転状態 II	○				○				○		C(III _A S)
		運転状態 II	○				○					○	D(IV _A S)
		運転状態 IV (L)	○	○		○					○		C(III _A S)
	SA	運転状態 V (L) *4	○	○		○					○		D(IV _A S) *5
	運転状態 V (LL)	○	○		○						○	D(IV _A S) *5	

注記*1：重大事故等時として運転状態 V (L)は供用状態 A、運転状態 V (S)は供用状態 D の許容限界を用いる。

*2：気泡形成 (L A B)

*3：フォールバック (F A B)

*4：運転状態 V (L)は、温度条件を重大事故等時における最高使用温度とした運転状態 V (LL)の評価で代表される。

*5：許容応力状態 V_AS として IV_AS の許容応力を用いる。

表 6-2 荷重の大小関係の整理

No.	荷重の種類		説明
1	異物荷重 DB 時 \geq SA 時		ストレーナ圧損試験に基づく評価結果より、DB 時圧損が SA 時圧損を上回るため、ストレーナに付加される異物の量は DB 条件での値に包絡できることから、 DB 時 \geq SA 時 DB 時圧損： <input type="text"/> m SA 時圧損： <input type="text"/> m
2	差圧 DB 時 \geq SA 時		ストレーナ圧損試験に基づく評価結果より、DB 時 \geq SA 時
3	SRV 荷重	中小破断時 DB 時=SA 時	DB, SA 時ともに逃がし安全弁作動時にサブプレッションプール内に設置される構造物に考慮すべき荷重であり、 DB 時荷重=SA 時荷重
4	LOCA 荷重	プールスウェル (気泡形成: L A B, フォールバック: F A B) DB 時=SA 時	DB, SA 時ともに LOCA 時に発生するプールスウェルの際にサブプレッションプール内に設置される構造物に考慮すべき荷重であり、 DB 時荷重=SA 時荷重
5		蒸気凝縮 (C O) DB 時=SA 時	DB, SA 時ともに LOCA 時に発生する蒸気凝縮の際にサブプレッションプール内に設置される構造物に考慮すべき荷重であり、 DB 時荷重=SA 時荷重
6		チャギング (C H) DB 時=SA 時	DB, SA 時ともに LOCA 時に発生するチャギングの際にサブプレッションプール内に設置される構造物に考慮すべき荷重であり、 DB 時荷重=SA 時荷重
7	地震荷重	S s 荷重 \geq S d 荷重 (又は静的震度)	S d 荷重は S s 荷重の 1/2 程度であり、 S s 荷重 \geq S d 荷重 (又は静的震度)

7. 異物量の整理

内規に基づきストレーナ評価にて考慮する異物量については、「破損保温材」、「破損保温材以外に考慮する異物」が定義されており、以下にその整理を行う。

(1) 破損保温材の異物量

表 7-1 に示すとおり内規に基づき異物量を算出した。

[H20 年内規 記載]

(2) 破損保温材のECCS水源への移行量評価

(1) で評価された保温材の破損量に別表第2に示す割合を乗じた量が、ECCS水源 (ECCSの再循環運転における水源をいい、BWRではサプレッションプール、PWRでは格納容器再循環サンプをいう。以下同じ。) への移行量として評価されていること。

別表第2 破損保温材のECCS水源への移行割合

保温材種類	BWR	PWR
カプセル保温 (金属反射型)	50%	57% (ドライ型) 68% (アイスクонденサ型)
カプセル保温 (繊維質)	15%	60%
一般保温 (ケイ酸カルシウム)	10%	100%
一般保温 (繊維質)	28% (グレーチング上) 78% (グレーチング下)	60%

表 7-1 破損保温材の ECCS 水源への移行割合と異物量*1

No.	保温材種類	既工認 (H17 年内規)	圧損試験 (DB 時)	圧損試験 (SA 時)
①	カプセル保温 (金属反射型)	50% 【 <input type="text"/> m ² 】	50% 【 <input type="text"/> m ² 】	50% 【 <input type="text"/> m ² 】
②	カプセル保温 (繊維質)	15% 【 <input type="text"/> m ³ 】	15% 【 <input type="text"/> m ³ 】	15% 【 <input type="text"/> m ³ 】
③	一般保温 (ケイ酸カルシウム)	10% 【 <input type="text"/> m ³ 】	10% 【 <input type="text"/> m ³ 】	10% 【 <input type="text"/> m ³ 】
④	一般保温 (繊維質)	28% (グレーチング上) 78% (グレーチング下) 【 <input type="text"/> m ³ (<input type="text"/> kg*2)】	28% (グレーチング上) 78% (グレーチング下) 【 <input type="text"/> m ³ (<input type="text"/> kg*3)】	28% (グレーチング上) 78% (グレーチング下) 【 <input type="text"/> m ³ (<input type="text"/> kg*4)】

注記 *1: 異物量は移行割合を乗じた後の値を示す。

*2: 重量は②カプセル保温 (繊維質) と④一般保温 (繊維質) の合計を示す。

*3: 内規に基づき付着厚さ 3mm 相当を考慮している。

*4: 実機のドライウェル内では、繊維質保温材を撤廃しているが、付着厚さ 0.3mm 相当を考慮している。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

(2) 破損保温材以外に考慮する異物

表 7-2 に示すとおり内規に基づき異物量を算出した。

[H20 年内規 記載]

(3) 破損保温材以外の異物のECCS水源への移行量評価
 破損保温材以外の格納容器内に存在する異物について、破断流・格納容器スプレイによる流動及び格納容器内雰囲気を考慮の上で、ECCS水源への移行量が評価されていること。その際、存在する異物の量については、原則として、発電設備毎の状況調査に基づき保守的な量としていること。ただし、異物管理及び原子炉起動の際の格納容器内清掃・点検を実施している場合に限り、別表第3に示す異物の種類に応じ、当該異物の欄に示す量とすることができることとする。

別表第3 破損保温材以外に考慮する異物		
種類	BWR	PWR
耐DBA仕様塗装	39 kg	半径10Dの球形ZOIの表面積に塗膜厚さを乗じた値
非DBA仕様塗装	格納容器内の事故時環境に直接晒されるもの全量	
堆積異物	スラッジ：89 kg 錆片：23 kg 塵土：68 kg	繊維質：13.6 kg 粒子：77.1 kg
その他異物	現地調査を踏まえ余裕を持たせた値	

表 7-2 破損保温材以外に考慮する異物

No.	種類	既工認 (H17 年内規)	圧損試験 (DB 時)	圧損試験 (SA 時)
⑤	耐 DBA 仕様塗装 (ジェット破損)	39 kg	39 kg	39 kg
⑥	非 DBA 仕様塗装	—	□ kg	□ kg
⑦	堆積異物	スラッジ	89 kg	89 kg
⑧		錆片	23 kg	23 kg
⑨		塵土	68 kg	68 kg
⑩	その他異物	—	□ m ²	□ m ²
⑪	耐 DBA 仕様塗装 (SA 環境剥落) *	—	—	□ kg
⑫	化学影響生成異物	—	—	□ kg

注記*：重大事故等時において原子炉格納容器内温度が上昇することから、塗装片の追加発生を考慮。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

(3) 今回工認で考慮する異物の整理

表 7-1 及び表 7-2 より、DB/SA 評価の異物で考慮すべき対象を次のとおり整理する。

① カプセル保温（金属反射型）：

DB/SA の評価で考慮が必要。DB 時の圧損試験では、評価式により試験投入不要としているが、異物荷重としては考慮すべきであるため、DB 時でも考慮する。

② カプセル保温（繊維質）：

原子炉格納容器内の繊維質保温材を撤廃するため、DB/SA とともに考慮不要。

③ 一般保温（ケイ酸カルシウム）：

原子炉格納容器内のケイ酸カルシウム保温材を撤廃するため、DB/SA とともに考慮不要。

④ 一般保温（繊維質）：

原子炉格納容器内の繊維質保温材を撤廃するため、DB/SA とともに考慮不要であるが、DB では内規の薄膜効果を考慮するため、付着厚さ 3mm 相当の考慮が必要。SA では内規に規定がなく、繊維質ゼロ相当として付着厚さ 0.3mm 相当の考慮が必要。

⑤ 耐 DBA 仕様塗装（ジェット破損）：

DB/SA の評価で考慮が必要であり、内規記載の値を用いる。

⑥ 非 DBA 仕様塗装：

DB/SA の評価で考慮が必要であり、調査結果による値を用いる。

- ⑦ スラッジ：(DB/SA)
⑧ 錆片：(DB/SA)
⑨ 塵土：(DB/SA)
- } 堆積異物

DB/SA の評価で考慮が必要であり、内規記載の値を用いる。

⑩ その他異物：(DB/SA)

DB/SA の評価で考慮が必要。圧損試験では、ストレーナ表面積からステッカー類の総表面積の 75%分を差し引いて考慮しているため、試験には投入していないが、異物荷重としては考慮すべきであるため、現場調査の確認結果による値を用いる。

- ⑪ 耐 DBA 仕様塗装 (SA 環境剥落)
⑫ 化学影響生成異物
- } SA 時に考慮する異物

SA 時に考慮すべき異物であるが、この異物を考慮した圧損試験の結果、DB 条件で得られた圧損より小さい値であることが確認できたことから、ストレーナに付加される異物の量は DB 条件での値に包絡できると考えられるため、評価には含めない。

(4) 評価で考慮する異物のまとめ

上記より、今回工認で考慮する異物について表 7-3 に示す。なお、耐震強度評価においては全量を系統ごとに流量比で分配し、異物の質量をストレナーナの自重と同様に死荷重として考慮している。

表 7-3 異物のまとめ

No.	異物の種類	評価で考慮する異物量	備考	
①	カプセル保温 (金属反射型)	<input type="text"/> m ²	移行割合と破損影響範囲	
②	カプセル保温 (繊維質)	—	繊維撤廃	
③	一般保温 (ケイ酸カルシウム)	<input type="text"/> m ³	ケイ酸カルシウム撤廃	
④	一般保温 (繊維質)	<input type="text"/> kg 〔 DB : <input type="text"/> kg SA : <input type="text"/> kg 〕	繊維撤廃 ただし以下を考慮 DB : 付着厚さ 3mm 相当 SA : 付着厚さ 0.3mm 相当	
⑤	耐 DBA 仕様塗装 (ジェット破損)	39 kg	内規記載値	
⑥	非 DBA 仕様塗装	<input type="text"/> kg	確認結果	
⑦	堆積異物	スラッジ	89 kg	内規記載値
⑧		錆片	23 kg	内規記載値
⑨		塵土	68 kg	内規記載値
⑩	その他異物	<input type="text"/> m ²	確認結果	
⑪	耐 DBA 仕様塗装 (SA 環境剥落)	—	圧損試験結果より含めず	
⑫	化学影響生成異物	—	圧損試験結果より含めず	

水力的動的荷重の算出について

1. はじめに

原子炉冷却材喪失時及び逃がし安全弁作動時には、サブプレッションプール水中の構造物に様々な荷重が作用する。これらの荷重に関する評価は、「BWR. MARK I 型格納容器圧力抑制系に加わる動的荷重の評価指針」（昭和 62 年 11 月 5 日決定 平成 2 年 8 月 30 日一部改訂）（以下「MARK-I 指針」という。）に準じて荷重の評価を行う。本資料は、BWR においてストレーナに作用する水力的動的荷重の評価の概要について説明するものである。



2. 水力的動的荷重の現象及び評価項目

水力的動的荷重は、原子炉冷却材喪失時に発生するものと、逃がし安全弁作動時に発生するものの二つに大別される。それぞれの事象について、図 2-1 及び図 2-2 にその概要を示す。また、BWR のストレーナにおいて考慮する水力的動的荷重を表 2-1 に示す。

事故後の推移	MARK-I	事故後の推移	MARK-I
① LOCA 発生	 <p>ドライウェル内圧力温度上昇</p>	⑤ 気相部圧縮	 <p>プール水面上昇 (プールのウェル)</p>
② ベントクリア	 <p>ダウンカマ内のプール水が押し出される</p>	⑥ ブレークスルー	 <p>水面が壊れる</p>
③ 気泡形成	 <p>ダウンカマ出口に気泡形成</p>	⑦ フォールバック	 <p>プール水が落下</p>
④ プール水面上昇	 <p>気泡形成とともにプール水面上昇</p>	⑧ 蒸気凝縮振動, チャギング	 <p>ダウンカマ内にプール水が入り出す</p>

注：図中の矢印は荷重の方向を示す。

図 2-1 原子炉冷却材喪失時の動荷重現象概念

作動後の推移	MARK- I
① クリアリング	 <p data-bbox="837 607 1054 636">逃がし安全弁排気管</p>
② 気泡振動	

注：図中の矢印は荷重の方向を示す。

図 2-2 逃がし安全弁作動時の動荷重現象概念

表 2-1 水力的動的荷重の評価項目

事象	荷重	概要	評価項目
原子炉冷却材喪失時	ベントクリアリング		
	気泡形成 (L A B)		定常ドラッグ力 加速度ドラッグ力
	プールスウェル		
	フォールバック (F A B)		定常ドラッグ力 加速度ドラッグ力
	蒸気凝縮振動 (C O)		定常ドラッグ力 加速度ドラッグ力
	チャギング (C H)		定常ドラッグ力 加速度ドラッグ力
逃がし安全弁作動時	逃がし安全弁作動時荷重		

別 1-4

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

3. 水力的動的荷重の評価

MARK-I 指針に示される水力的動的荷重の評価手法と、MARK-I のストレーナに作用する水力的動的荷重の比較を表 3-1 及び表 3-2 に示す。

表 3-1 原子炉冷却材喪失時にストレーナに作用する動荷重（その 1）

事故後の推移	荷重	MARK-I 動荷重 指針での番号	適用	MARK-I 動荷重指針での評価方法	荷重の評価方法
①破断直後	—	—	—	—	
②ベントクリア リング過程	ベントクリアに伴いプール水の流動により構造物に加わる荷重	2.1.2(1)	N/A	継続時間が短く、あるいは振幅が小さく、他の荷重との重量を考慮しても格納容器安全評価上の重要度は低いので評価を省略することができる。	
	ベントクリア時にダウンカムに対して横方向に加わる荷重	2.1.2(2)	N/A	継続時間が短く、あるいは振幅が小さく、他の荷重との重量を考慮しても格納容器安全評価上の重要度は低いので評価を省略することができる。	
③気泡形成過程	気泡形成に伴いプール水の流動により構造物に加わる荷重	2.1.2(1)	A	継続時間が短く、あるいは振幅が小さく、他の荷重との重量を考慮しても格納容器安全評価上の重要度は低いので評価を省略することができる。	
④プールスウェル 過程	プールスウェルに伴いプール水の流動により構造物に加わる荷重	2.1.2(1)	N/A	継続時間が短く、あるいは振幅が小さく、他の荷重との重量を考慮しても格納容器安全評価上の重要度は低いので評価を省略することができる。	
	プールスウェル時にベント系に加わる衝撃荷重及びドラッグ荷重	2.1.2(3)	N/A	実機を模擬した各種の実験により得られた荷重及び荷重の分布のデータからスケール則等を適切に用いて荷重を評価する。	
	プールスウェルに伴い圧力抑制室気相部内の構造物に加わる衝撃荷重	2.1.2(4)	N/A	継続時間が短く、あるいは振幅が小さく、他の荷重との重量を考慮しても格納容器安全評価上の重要度は低いので評価を省略することができる。	
	プールスウェル時、蒸気凝縮時の真空破壊弁作動により弁本体に加わる荷重	2.1.2(5)	N/A	継続時間が短く、あるいは振幅が小さく、他の荷重との重量を考慮しても格納容器安全評価上の重要度は低いので評価を省略することができる。	

表 3-1 原子炉冷却材喪失時にストレーナに作用する動荷重（その 2）

事故後の推移	荷重	MARK-I 動荷重 指針での番号	適用	MARK-I 動荷重指針での評価方法	荷重の評価方法
⑤ フォールバック過程	フォールバックに伴いプール水の流動により構造物に加わる荷重	2.1.2(1)	A	継続時間が短く、あるいは振幅が小さく、他の荷重との重畳を考慮しても格納容器安全評価上の重要度は低いので評価を省略することができる。	
⑥ フォールバック後の水面振動過程	プールのスウェル後のプール水面の揺動により構造物に加わる荷重	2.1.2(6)	N/A	継続時間が短く、あるいは振幅が小さく、他の荷重との重畳を考慮しても格納容器安全評価上の重要度は低いので評価を省略することができる。	
⑦ 蒸気放出過程	蒸気凝縮に伴いプール水の流動により構造物に加わる荷重	2.1.2(1)	A	継続時間が短く、あるいは振幅が小さく、他の荷重との重畳を考慮しても格納容器安全評価上の重要度は低いので評価を省略することができる。	
	蒸気凝縮時の真空破壊弁作動により弁本体に加わる荷重	2.1.2(5)	N/A	継続時間が短く、あるいは振幅が小さく、他の荷重との重畳を考慮しても格納容器安全評価上の重要度は低いので評価を省略することができる。	
	蒸気流によりベント系に加わる荷重	2.1.2(7)	N/A	継続時間が短く、あるいは振幅が小さく、他の荷重との重畳を考慮しても格納容器安全評価上の重要度は低いので評価を省略することができる。	
	蒸気凝縮に伴いダウンカムに対して横方向に加わる荷重	2.1.2(8)	N/A	実機を模擬した実規模試験の結果に基づき、蒸気凝縮振動についてはダウンカム内における圧力を、チャギングについてはダウンカム出口に加わる横方向の荷重を、実機ダウンカマの振動特性等により補正して評価する。	

表 3-2 逃がし安全弁作動時にストレーナに作用する水力学的動荷重

事故後の推移	荷重	MARK-I 動荷重 指針での番号	適用	MARK-I 動荷重指針での評価方法	荷重の評価方法
①クリアリング過程	弁の作動開始直後、排気管内にたまっていた水のクリアリングによる噴流により、構造物に加わる衝撃荷重及びドラッグ荷重	2.2.2(1)	N/A	継続時間が短く、あるいは振幅が小さく、他の荷重との重量を考慮しても格納容器安全評価上の重要度は低いので評価を省略することができる。	
②気泡放出過程	クリアリングに引き続き、排気管内にたまっていた非凝縮性ガスがプール内に吹き出して膨張、収縮することにより構造物に加わるドラッグ荷重	2.2.2(2)	A	継続時間が短く、あるいは振幅が小さく、他の荷重との重量を考慮しても格納容器安全評価上の重要度は低いので評価を省略することができる。	
③蒸気放出過程	排気管からプールへ流入する蒸気の凝縮が不安定となる場合に生じる構造物に加わるドラッグ荷重	2.2.2(3)	N/A	継続時間が短く、あるいは振幅が小さく、他の荷重との重量を考慮しても格納容器安全評価上の重要度は低いので評価を省略することができる。	
①②③	弁作動時にクエンチャ自身に加わる荷重	2.2.2(4)	N/A	実機の排気管内空気、蒸気、水柱に対して、質量、運動量、エネルギーの各保存式と熱力学的関係式に基づいて、排気管内過渡流動解析を行い、クエンチャに加わる反力を評価する。	

表 3-1 及び表 3-2 の整理結果より、ストレーナに加わる水力学的動荷重によるドラッグ荷重として、以下の荷重を算出する。

① 原子炉冷却材喪失時の水力学的動荷重

- ・気泡形成に伴いプール水の流動により構造物に加わる荷重*
- ・フォールバックに伴いプール水の流動により構造物に加わる荷重*
- ・蒸気凝縮に伴いプール水の流動により構造物に加わる荷重（蒸気凝縮及びチャギング）*

② 逃がし安全弁作動時の水力学的動荷重

- ・排気管内にたまっていた非凝縮性ガスがプール内に吹き出して膨張，収縮することにより構造物に加わるドラッグ荷重*

注記*：上記の荷重は「MARK-I 指針」において、いずれも評価を省略することができると整理されているが、内規の規定を踏まえ、ECCS ストレーナの評価においては水力学的動荷重として考慮している。

また、表 3-3 のとおり、上記の荷重について、サプレッションチェンバの耐震対策である強め輪補強による影響がないことを整理する。

表 3-3 強め輪補強に対するストレーナに加わる水力学的動荷重への影響

水力学的動荷重	水力学的動荷重への影響
気泡形成に伴うドラッグ荷重	3.1.1 項に示すドラッグ荷重の算出式に用いているダウンカメラ管内半径，ストレーナの座標，ダウンカメラ先端の座標，ストレーナの加速度ドラッグ体積 V_A 及び投影面積 A_A は，補強部材による変更がないため，算出荷重に影響がない。
フォールバックに伴うドラッグ荷重	3.1.2 項に示すドラッグ荷重の算出式に用いているストレーナの加速度ドラッグ体積 V_A 及び投影面積 A_A は，補強部材による変更がないため，算出荷重に影響がない。
蒸気凝縮及びチャギングに伴うドラッグ荷重	3.1.3 項に示すドラッグ荷重の算出式に用いているストレーナの加速度ドラッグ体積 V_A 及び投影面積 A_A は，補強部材による変更がないため，算出荷重に影響がない。さらに，構造物と流体の連成解析において強め輪の剛性が考慮されているが，補強部材による剛性向上がドラッグ荷重の算出式に用いているストレーナ部でのプール水加速度及びプール水速度に影響しない。
逃がし安全弁作動に伴うドラッグ荷重	3.2 項に示すドラッグ荷重の算出式に用いているストレーナの加速度ドラッグ体積 V_A 及び投影面積 A_A は，補強部材による変更がないため，算出荷重に影響がない。さらに，構造物と流体の連成解析において強め輪の剛性が考慮されているが，補強部材による剛性向上がドラッグ荷重の算出式に用いているストレーナ部でのプール水加速度及びプール水速度に影響しない。

3.1 原子炉冷却材喪失時（LOCA 時）の水力学的動荷重

3.1.1 気泡形成に伴うドラッグ荷重



(1) 荷重算出方法

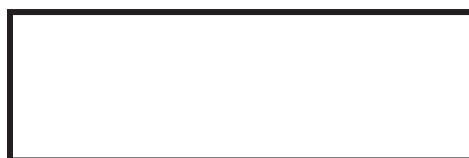
以下の式により，加速度ドラッグ荷重 F_A ，定常ドラッグ荷重 F_S を算出する。なお，荷重は図 3-1 に示す座標系に基づいて算出した。



ここで， R_{ini} ：ダウンカマ管内半径 = [m]

P_{∞} ：ダウンカマ出口レベル圧力 = [Pa]

ρ ：水の比重量 [kg/m³]



(x, y, z) ：ストレーナの座標

$(x_{0,i}, y_{0,i}, z_{0,i})$ ：ダウンカマ先端の座標（2 本， $i=1, 2$ ）



V_{Ax}, V_{Ay}, V_{Az} ： x, y, z 方向の加速度ドラッグ体積 V_A [m³]

A_{Ax}, A_{Ay}, A_{Az} ： x, y, z 方向の投影面積 A_A [m²]

C_D ：ドラッグ係数 [—]



枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



時間毎に算出した F_{Ax} , F_{Ay} , F_{Az} , F_{Sx} , F_{Sy} , F_{Sz} のうち, 最大の値をストレナーナの評価に
入力する荷重として用いる。

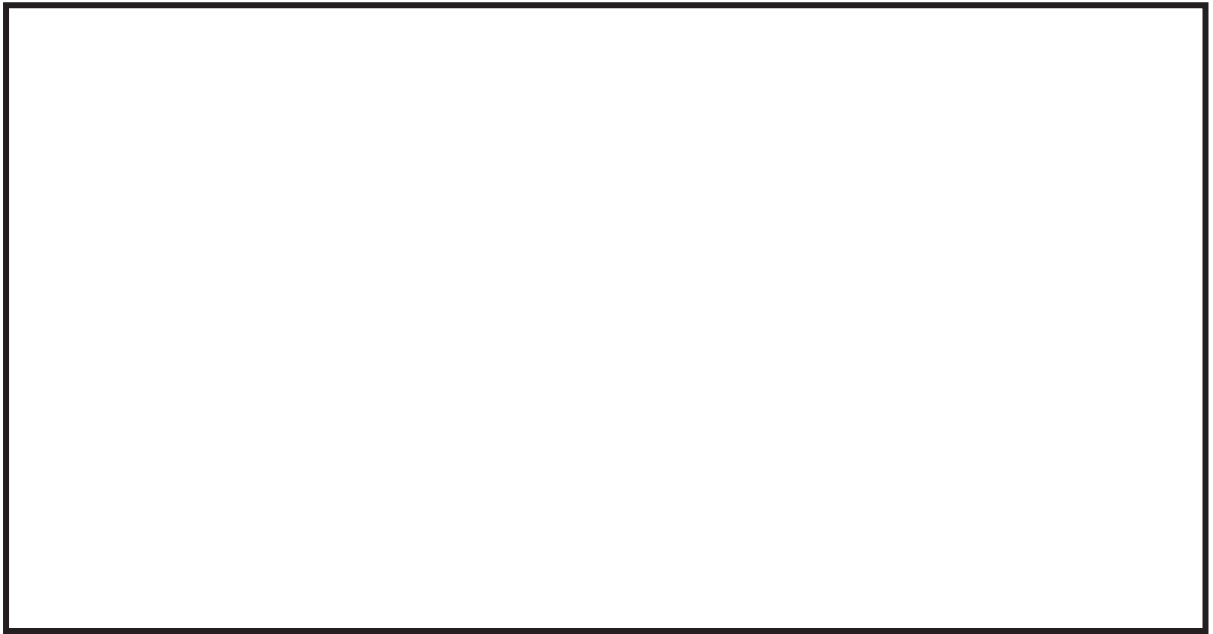


図 3-1 気泡形成に伴うドラッグ荷重算定モデル

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

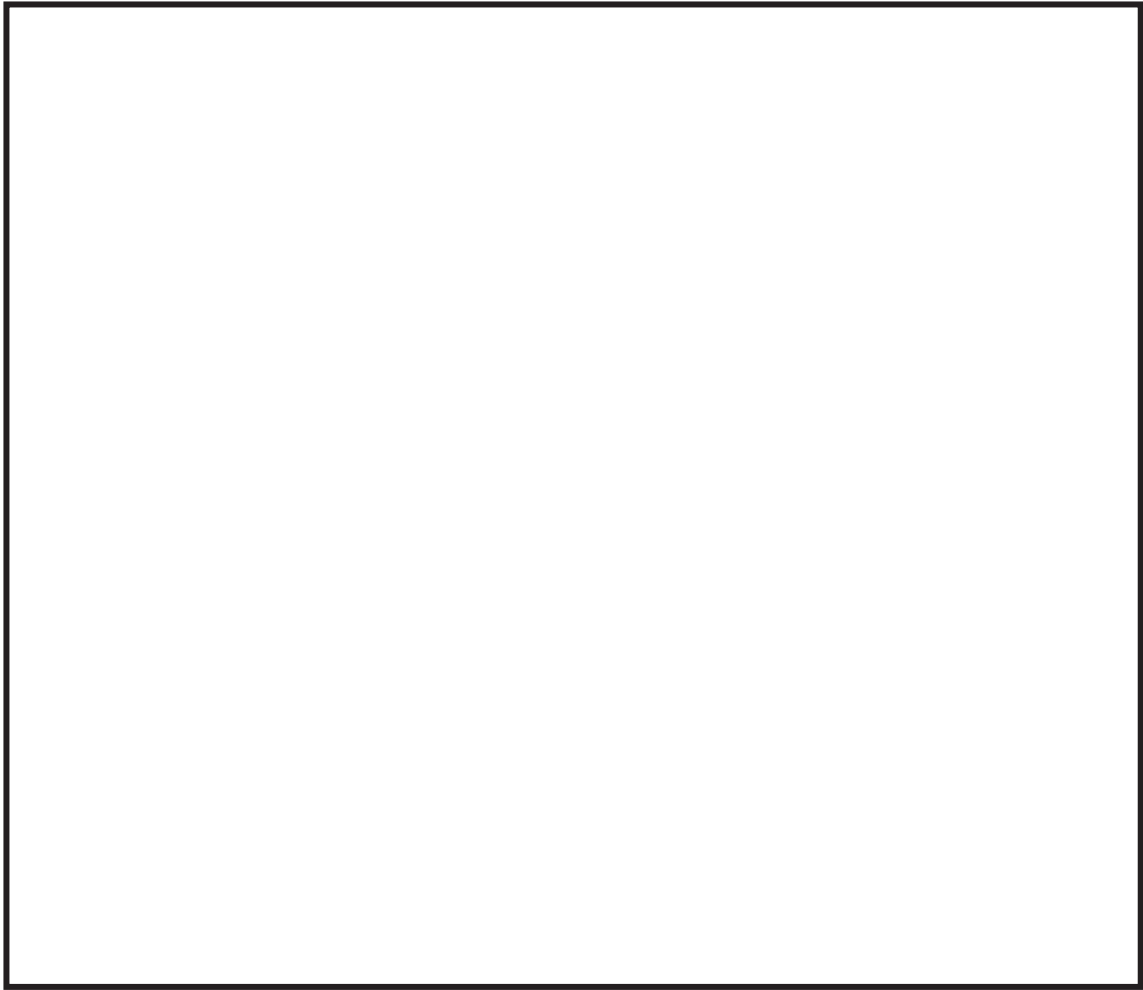


図 3-2 気泡形成に伴う加速度ドラッグ力

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

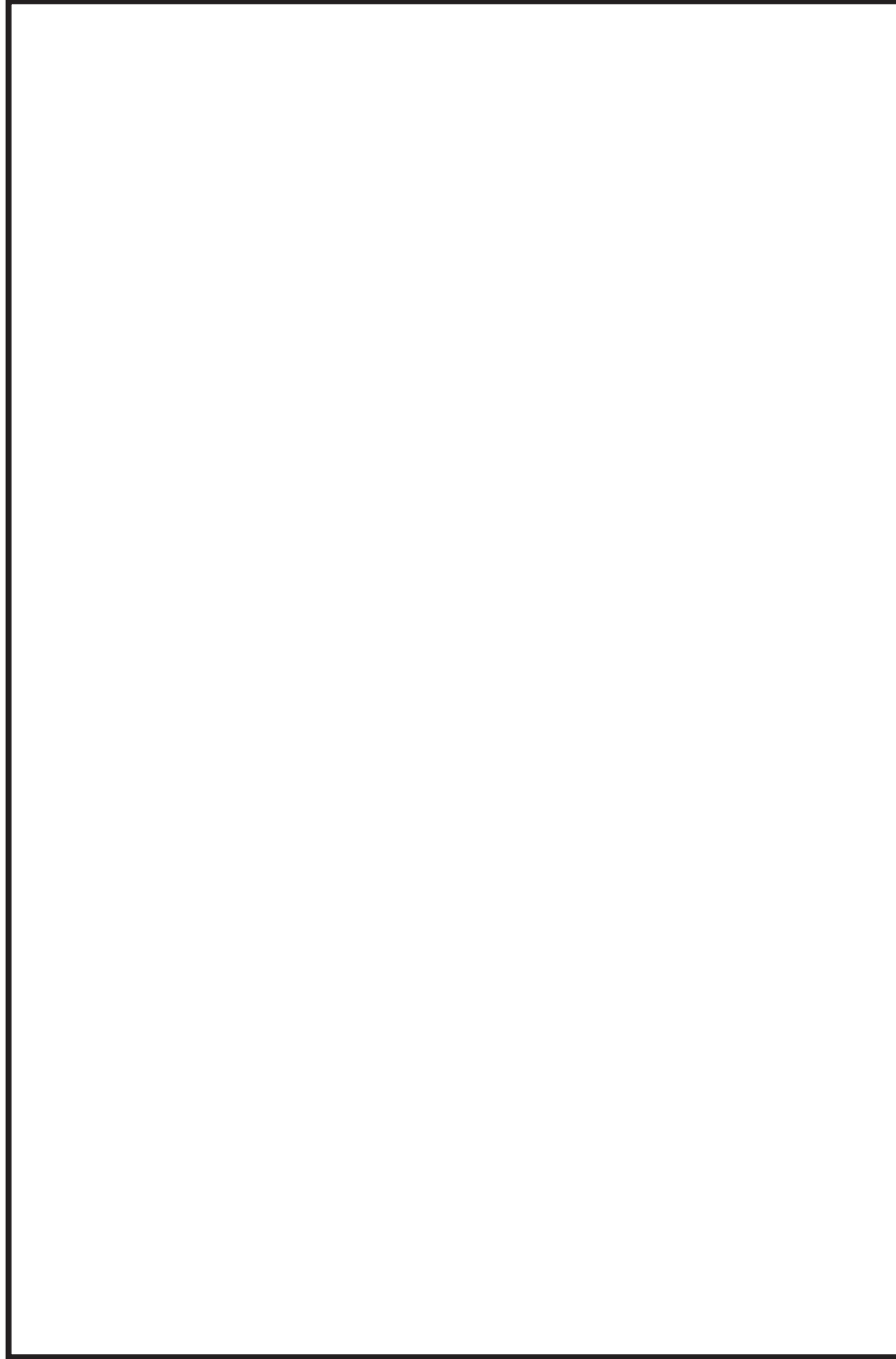


図 3-3 気泡形成に伴う定常ドラッグ力

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

(2) 算出結果

(1)の算出方法により算出した各軸方向のドラッグ荷重を，表 3-3 に示す。

表 3-3 気泡形成に伴うドラッグ荷重

荷重	方向	ストレーナ 1	ストレーナ 2
		(<input type="text"/> mm × <input type="text"/> mm)	(<input type="text"/> mm × <input type="text"/> mm)
加速度ドラッグ荷重 F_A/V_A [N/m ³]	x		
	y		
	z		
定常ドラッグ荷重 $F_S/(C_D \cdot A_A)$ [N/m ²]	x		
	y		
	z		

上記の加速度ドラッグ荷重及び定常ドラッグ荷重を代数和した荷重 (F_A+F_S) を算出し，ストレーナが設置された配管解析モデル上のストレーナ重心位置に当該荷重を各方向別に入力した配管解析評価を行い，評価結果から得られた配管側とストレーナの取合い部の配管反力を用いて，ストレーナの応力評価を行う。

3.1.2 フォールバックに伴うドラッグ荷重

プールのスウェルにより持ち上げられたプール水が落下する現象であり、ダウンカメラ出口より上の構造物に作用する。ストレーナは一部がダウンカメラ出口より上方にあるため、フォールバックに伴う加速度ドラッグ力及び定常ドラッグ力を評価する。

(1) 荷重算出方法

以下の式により加速度ドラッグ荷重及び定常ドラッグ荷重を求める。この荷重は鉛直下向きに方向のみに作用する。

$$\boxed{}$$

ここで、

ρ : 水の密度 [kg/m³]

g : 重力加速度 [m/s²]

V_A : 加速度ドラッグ体積 [m³]

C_D : 定常ドラッグ係数 [—]

A_A : ストレーナ投影面積 [m²]

v : フォールバックの速度 = $\boxed{}$ [m/s]

(2) 算出結果

(1)の算出方法により算出したドラッグ荷重を、表 3-4 に示す。

表 3-4 フォールバックに伴うドラッグ荷重

荷重	方向	ストレーナ 1	ストレーナ 2
		($\boxed{}$ mm × $\boxed{}$ mm)	($\boxed{}$ mm × $\boxed{}$ mm)
加速度ドラッグ荷重 F_A/V_A [N/m ³]	x		
	y		
	z		
定常ドラッグ荷重 $F_S/(C_D \cdot A_A)$ [N/m ²]	x		
	y		
	z		

上記の加速度ドラッグ荷重及び定常ドラッグ荷重を代数和した荷重 ($F_A + F_S$) を算出し、ストレーナが設置された配管解析モデル上のストレーナ重心位置に当該荷重を各方向別に入力した配管解析評価を行い、評価結果から得られた配管側とストレーナの取合い部の配管反力を用いて、ストレーナの応力評価を行う。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

3.1.3 蒸気凝縮及びチャギングに伴うドラッグ荷重

プール水中に放出された蒸気がダウンカメラ出口部で凝縮される際に、凝縮の不安定によって蒸気泡が振動する（蒸気凝縮：CO）。また、蒸気流速が低下すると、ダウンカメラ出口での蒸気泡の形成・崩壊が間欠的に発生するようになる（チャギング：CH）。これらの現象に伴うプール水の振動による加速度ドラッグ力及び定常ドラッグ力を評価する。

(1) 荷重算出方法



以下の式により加速度ドラッグ荷重及び定常ドラッグ荷重を求める。



ここで、

ρ : 水の密度 [kg/m³]

V_{Ax} , V_{Ay} , V_{Az} : x, y, z 方向の加速度ドラッグ体積 V_A [m³]

A_{Ax} , A_{Ay} , A_{Az} : x, y, z 方向の投影面積 A_A [m²]

C_D : ドラッグ係数 [-]

a_x , a_y , a_z : x, y, z 方向のプール水加速度 [m/s²] (解析により算出)

v_x , v_y , v_z : x, y, z 方向のプール水速度 [m/s] (解析により算出)

(2) 算出結果

(1)の算出方法により算出したドラッグ荷重を、表 3-5 及び表 3-6 に示す。

表 3-5 蒸気凝縮に伴うドラッグ荷重

荷重	方向	ストレーナ 1	ストレーナ 2
		(<input type="text"/> mm × <input type="text"/> mm)	(<input type="text"/> mm × <input type="text"/> mm)
加速度ドラッグ荷重 F_A/V_A [N/m ³]	x		
	y		
	z		
定常ドラッグ荷重 $F_S/(C_D \cdot A_A)$ [N/m ²]	x		
	y		
	z		

表 3-6 チャギングに伴うドラッグ荷重

荷重	方向	ストレーナ 1	ストレーナ 2
		(<input type="text"/> mm × <input type="text"/> mm)	(<input type="text"/> mm × <input type="text"/> mm)
加速度ドラッグ荷重 F_A/V_A [N/m ³]	x		
	y		
	z		
定常ドラッグ荷重 $F_S/(C_D \cdot A_A)$ [N/m ²]	x		
	y		
	z		

上記の加速度ドラッグ荷重及び定常ドラッグ荷重を代数和した荷重 (F_A+F_S) を算出し、ストレーナが設置された配管解析モデル上のストレーナ重心位置に当該荷重を各方向別に入力した配管解析評価を行い、評価結果から得られた配管側とストレーナの取合い部の配管反力を用いて、ストレーナの応力評価を行う。

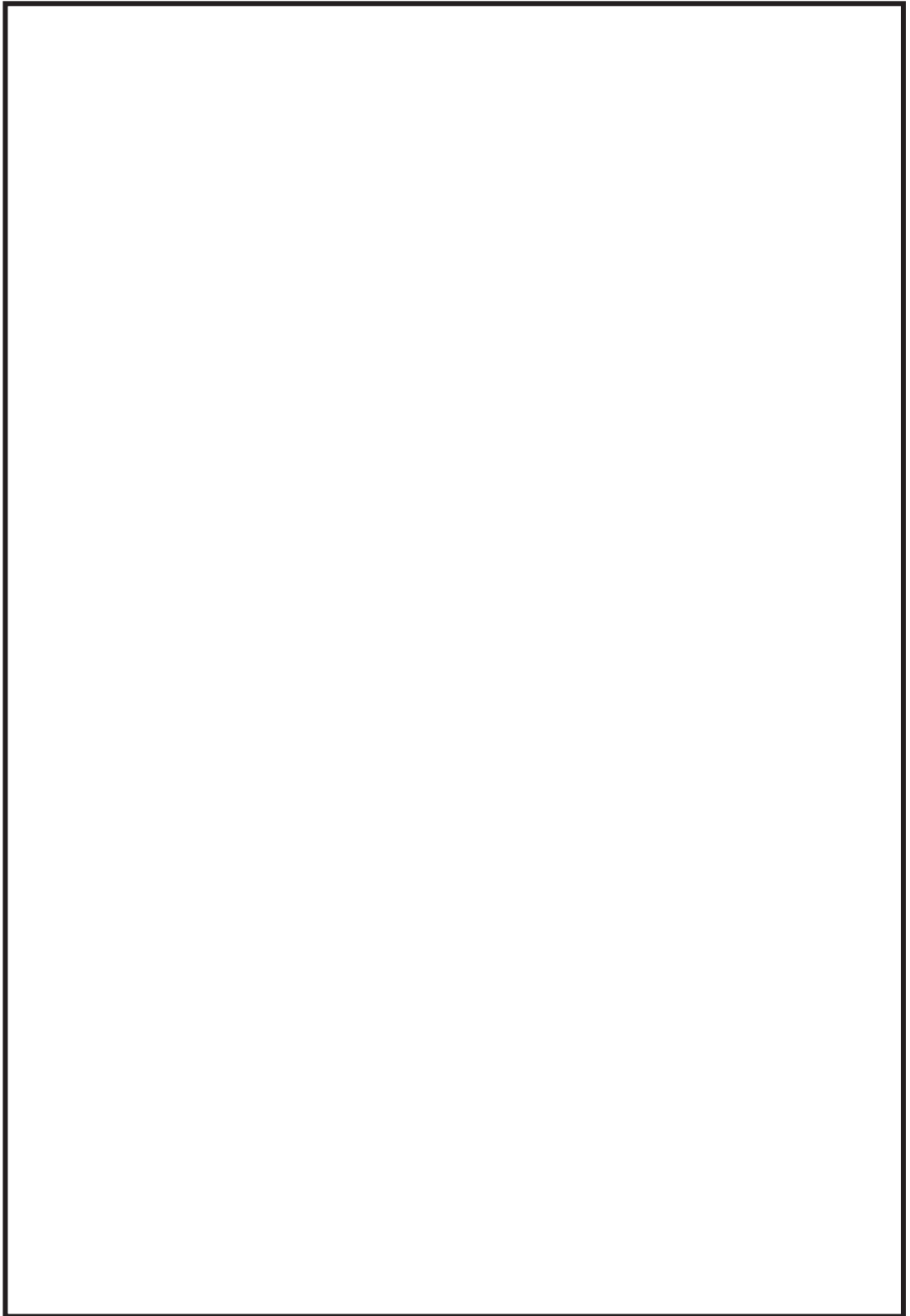


図 3-4 蒸気凝縮振動及びチャギング解析モデル

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

3.2 逃がし安全弁作動に伴うドラッグ荷重

逃がし安全弁の作動により、排気管内の空気がプール水中に押し出され、過膨張・過収縮を繰り返しながら気泡が成長する。この現象に伴うプール水の振動による加速度ドラッグ力及び定常ドラッグ力を評価する。

(1) 荷重算出方法

以下の式により加速度ドラッグ荷重及び定常ドラッグ荷重を求める。

ここで、

ρ : 水の密度 [kg/m³]

V_{Ax} , V_{Ay} , V_{Az} : x, y, z 方向の加速度ドラッグ体積 V_A [m³]

A_{Ax} , A_{Ay} , A_{Az} : x, y, z 方向の投影面積 A_A [m²]

C_D : ドラッグ係数[-]

a_x , a_y , a_z : x, y, z方向のプール水加速度 [m/s²] (解析により算出)

v_x , v_y , v_z : x, y, z方向のプール水速度 [m/s] (解析により算出)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

(2) 算出結果

(1)の算出方法により算出したドラッグ荷重を，表 3-7 に示す。

表 3-7 逃がし安全弁作動に伴うドラッグ荷重

荷重	方向	ストレーナ 1	ストレーナ 2
		(<input type="text"/> mm × <input type="text"/> mm)	(<input type="text"/> mm × <input type="text"/> mm)
加速度ドラッグ荷重 F_A/V_A [N/m ³]	x		
	y		
	z		
定常ドラッグ荷重 $F_S/(C_D \cdot A_A)$ [N/m ²]	x		
	y		
	z		

上記の加速度ドラッグ荷重及び定常ドラッグ荷重を代数和した荷重 (F_A+F_S) を算出し，ストレーナが設置された配管解析モデル上のストレーナ重心位置に当該荷重を各方向別に入力した配管解析評価を行い，評価結果から得られた配管側とストレーナの取合い部の配管反力を用いて，ストレーナの応力評価を行う。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

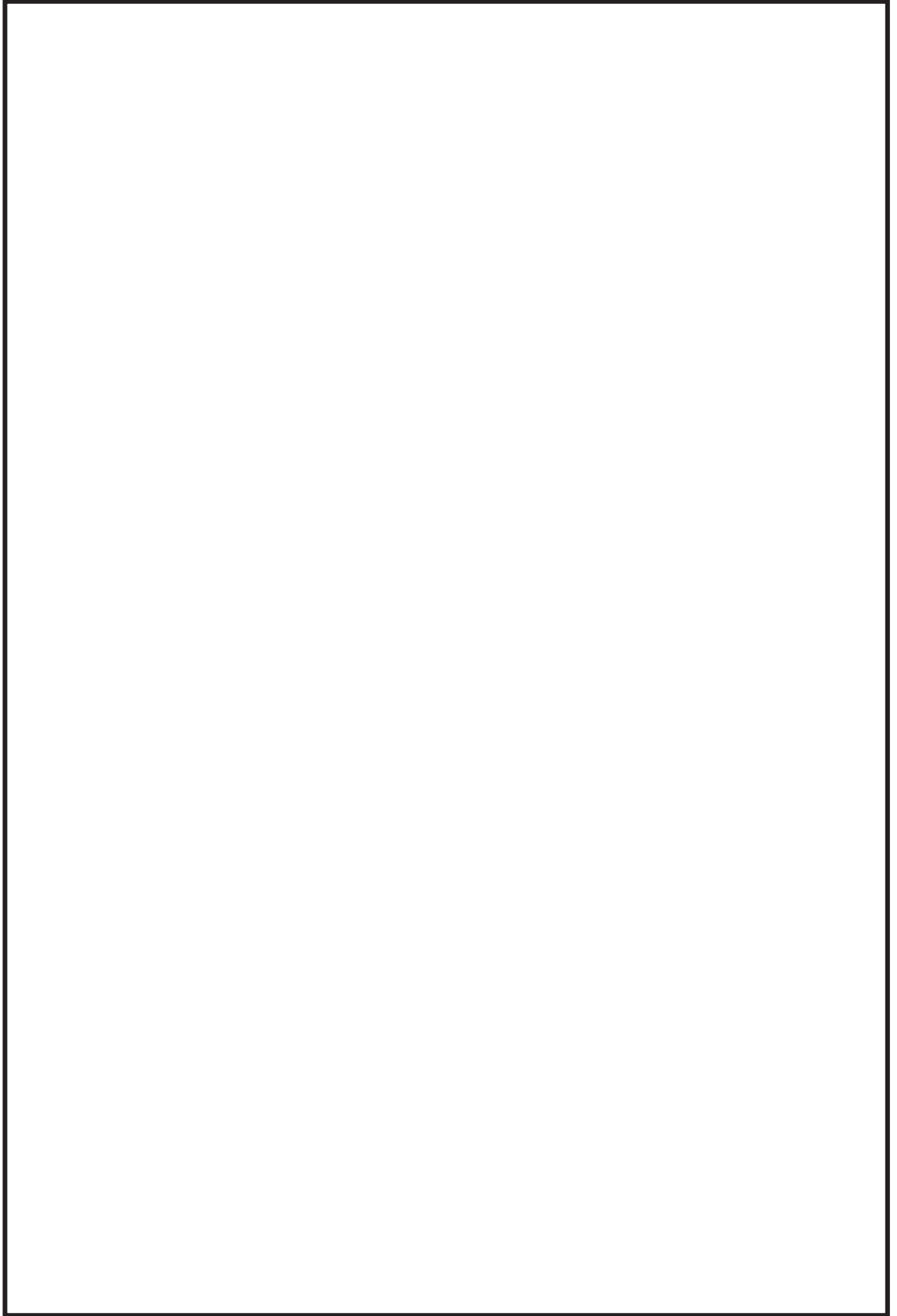


図 3-5 逃がし安全弁作動に伴う気泡振動荷重解析モデル

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

水力学的動荷重算出における計算条件

(1) RHR, HPCS 及び LPCS ストレーナの定常ドラッグ係数 C_D の設定根拠

RHR, HPCS 及び LPCS ストレーナにおける定常ドラッグ係数は, 機械工学便覧の数値を参考に, CCI 社での試験によって妥当性が確認された値を使用する。

RHR, HPCS 及び LPCS ストレーナ軸直角方向

RHR, HPCS 及び LPCS ストレーナ軸方向

(2) RHR, HPCS 及び LPCS ストレーナの投影面積の算出方法

RHR, HPCS 及び LPCS ストレーナの投影面積は, 外観形状が円筒形のストレーナにおいて, 軸方向及び軸直角方向に対し, 算出する。

ストレーナの軸方向の投影面積は円形の面積とし, 以下の値とする。

ストレーナの軸直角方向の投影面積は, 円筒形の軸直角方向から投影した長方形面の面積とし, 以下の値とする。

(3) RHR, HPCS 及び LPCS ストレーナの加速度ドラッグ体積 V_A の算出方法

RHR, HPCS 及び LPCS ストレーナの加速度ドラッグ体積は, 以下の式により算出される数値を用いる。なお, 以下の数値は CCI 社が実施した試験により妥当性を確認している。

水力学的質量の算出 参考

解析モデルについて

本資料は、ECCS ストレーナの耐震強度評価における解析モデルについて説明するものである。

(1) 貫通部のモデル化について

原子炉格納容器貫通部の概略構造を図 1-1 に示す。

BWR MARK-I 型の ECCS ストレーナ接続配管と原子炉格納容器の接続部は、PCV 壁面に原子炉格納容器貫通部管台が直接取り付けられた構造であることから、当該貫通部は配管モデル上のアンカ点には該当せず、6 軸方向のばねを持つ拘束点としてモデル化している。貫通部がアンカ点ではないため、当該の配管モデルでは原子炉格納容器内外の配管を一体として構築しており、貫通部は支持点の一つとして考慮している。貫通部のばねを考慮して PCV 内外の配管を一体としたはりモデルを適用することにより、PCV 内外の影響を考慮して評価している。

ここで原子炉格納容器に対して半径方向の並進ばねと周方向及び軸方向の回転ばねのモデル化については、原子炉格納容器貫通部の構造強度評価にも適用しているバイラードの引用文献*を用いて設定している。

原子炉格納容器貫通部の構造強度評価では、図 1-2 に示すとおり半径方向の荷重と周方向及び軸方向のモーメントを考慮しており、シェルである原子炉格納容器とアタッチメントである貫通部の形状等からシェルパラメータ、アタッチメントパラメータを決定し、バイラードの引用文献*に記載された図表から応力や応力係数を読み取ることにより発生する応力を算出している。

一般的に並進ばねは「荷重／変位量」であり、回転ばねは、「モーメント／変位角」で求めることができる。原子炉格納容器貫通部の発生する応力を算出する際に適用したバイラードの引用文献*により、上記の荷重、変位量、モーメント及び変位角を原子炉格納容器や貫通部の形状等に換算してばね定数を設定している。

なお、残り 3 軸方向のばね定数については、容器の面内方向であり、剛性が十分に高いことから、剛ばねを設定している。

以上により設定した ECCS ストレーナ接続配管の応答解析モデルと貫通部ばね定数の例を図 1-3 及び図 1-4 に示す。

注記*：バイラードの引用文献は以下のとおり。

1) 「Local Stresses in Spherical and Cylindrical Shells due to External Loadings」

K. R. Wichman, A. G. Hopper and J. L. Mershon

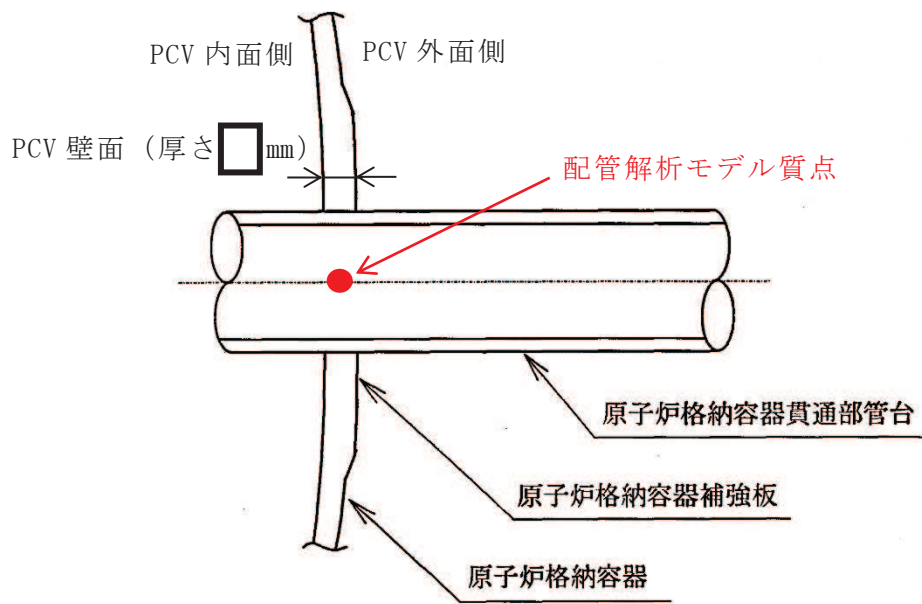


図 1-1 BWR MARK-I 型の原子炉格納容器貫通部の概略構造

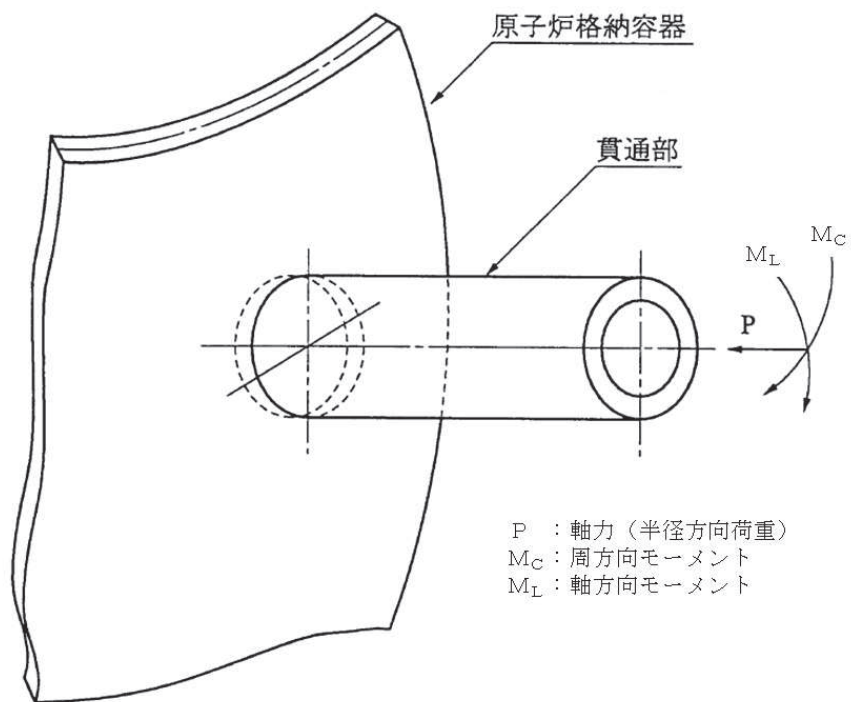


図 1-2 原子炉格納容器貫通部に作用する荷重

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

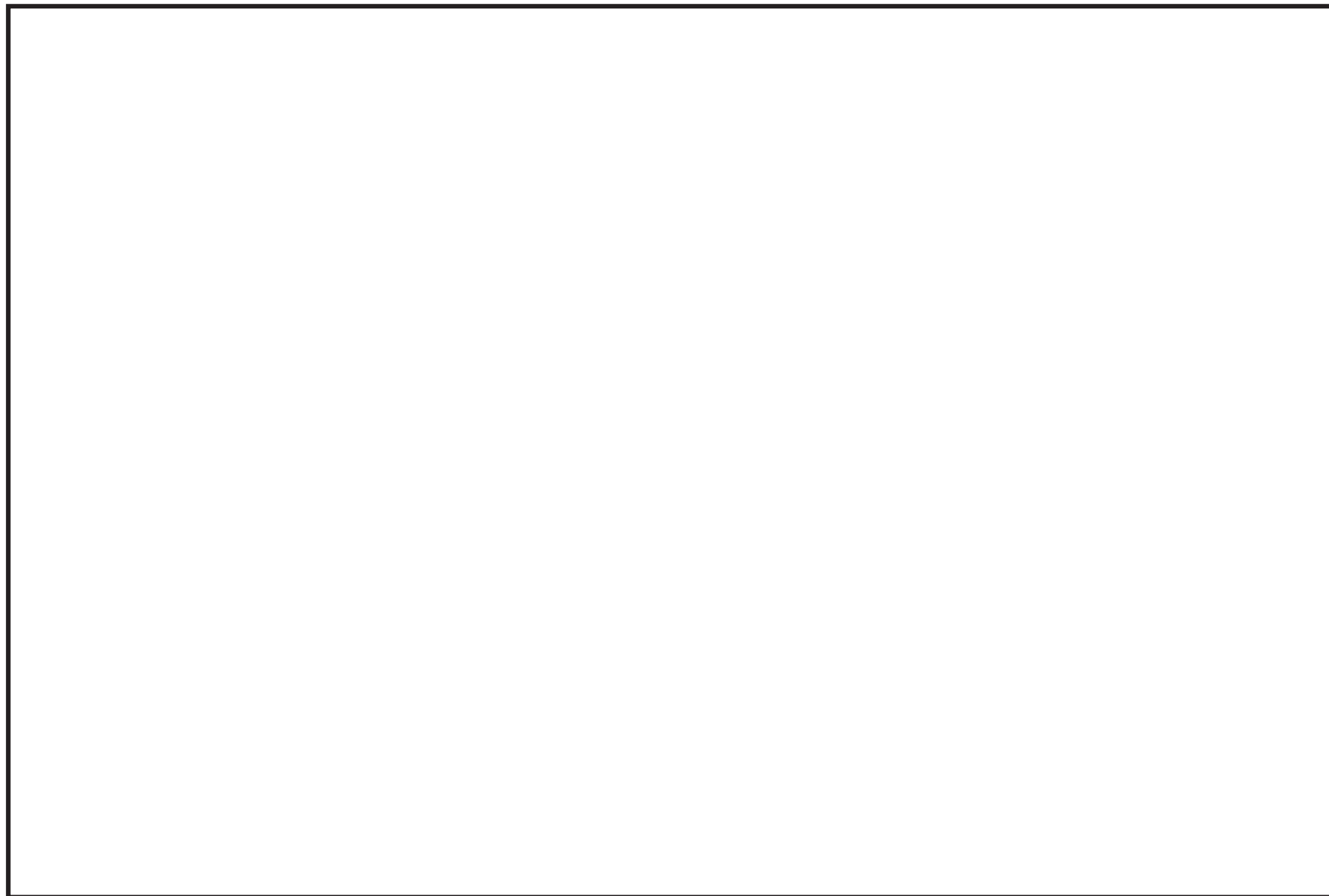


図 1-3 ECCS ストレーナ接続配管の応答解析モデルの例

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



図 1-4 ECCS ストレーナ接続配管貫通部のばね定数

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

(2) 多孔プレートの設定について

応力解析用モデルでは、ASME Section III Div.1 Appendices A-8131(a) (図 2-1 参照) に記載の方針に基づき、多孔プレートは孔無しの等価プレートにてモデル化しており、以下に示す等価係数を掛けることで計算を行っている。

・縦弾性係数

ASME Section III Div.1 Appendices A-8131(b) (図 2-1 参照) に記載の「縦弾性係数 E と等価縦弾性係数の間にある係数はコンピューター演算により直接求めても良い」に基づき、FEM 解析により計算した変位から係数を算出し、設定している。等価縦弾性係数の係数は孔無しのプレートに対して計算された変位最大値と孔有りのプレートに対して計算された変位最大値の比により算出し、 を用いている。

・ポアソン比

ASME Section III Div.1 Appendices A-8131(c) (図 2-1 参照) 中の Figure A-8131-1 に示されるグラフから求め、設定している。なお、図中の h (孔の間の最小距離), P (孔のピッチ) は図 2-2 からそれぞれ mm と mm となり、 $h/P =$ より等価ポアソン比 ν^* は となる。

・応力増倍率

ASME Section III Div.1 Appendices A-8131(b) (図 2-1 参照) に記載の「孔有りプレートの応力強さは、等価の孔無しプレートに対してコンピューター演算を行い求めた単位荷重による応力に倍率をかけることで、決定することができる」に基づき、孔有りプレートの応力増倍率を、孔無しプレートと孔有りプレートの断面積の比率に相当する P と h の比率により算出し、 を用いている。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

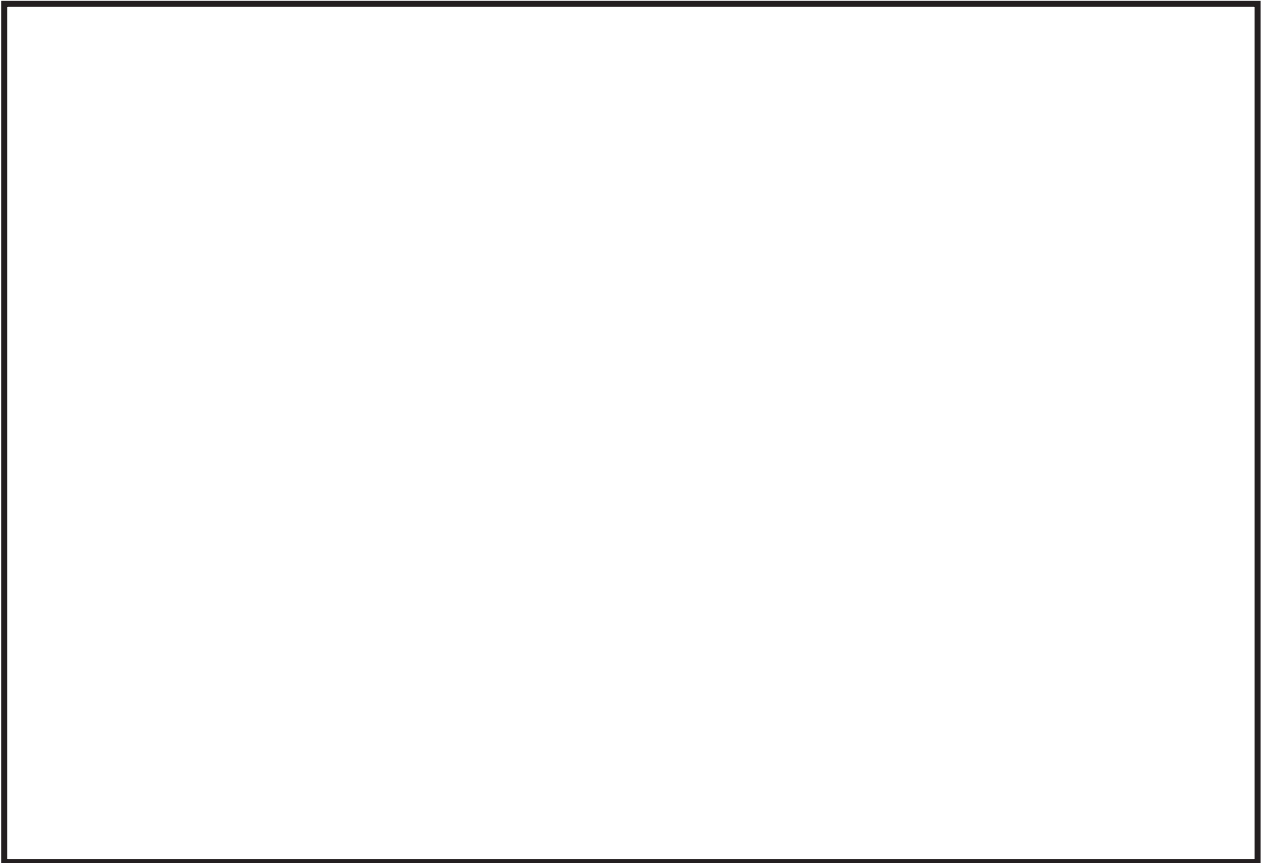


図 2-1 ASME Section III Div.1 Appendices A-8131 抜粋



図 2-2 多孔プレート構造図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

(3) フランジ部の評価について

ストレーナはフランジ面にてボルトとナットにより締結されているため、締結部の完全拘束を想定し、モデル化している。具体的にはフランジプレートとアウトージャケットの重心位置までを含めたシェル要素でモデル化しており、モデル図を図 3-1 に示す。当該モデルを用いた FEM 解析により発生応力を算出し評価を行う。

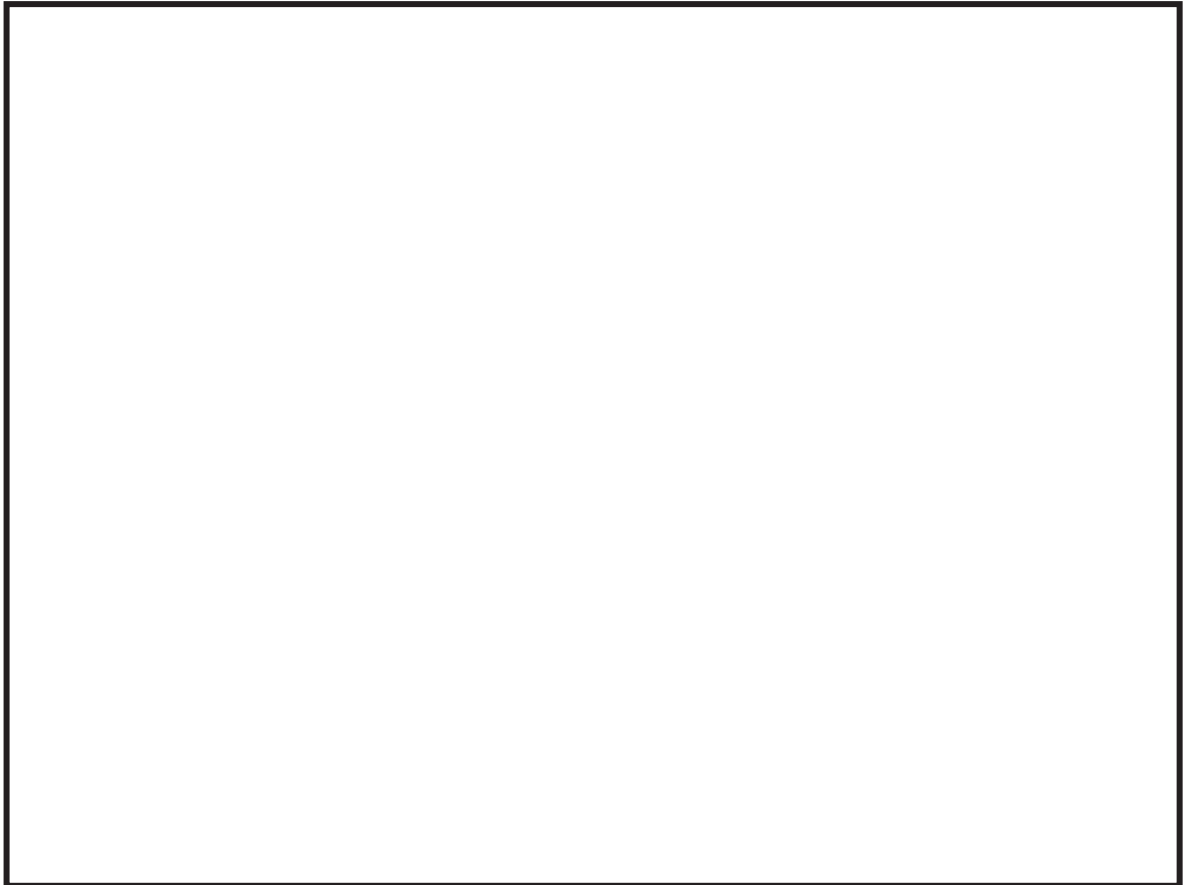


図 3-1 フランジプレートの計算モデル図

(4) ストレーナ部ティーの評価について

(1)の記載のとおり、ストレーナ部ティーは配管解析モデルの一部としてモデル化していることから、ストレーナ部ティーに発生する応力は、設計・建設規格 PPC-3520 に従い算出している。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

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-19-0600-18_改1

補足-600-18 盤類の耐震性に係る補足説明資料

東北電力株式会社

工事計画添付書類に係る補足説明資料

添付書類の記載内容を補足するための資料を以下に示す。

工認添付書類	補足説明資料
VI-2-6 計測制御系統施設の耐震性についての計算書	補足-600-18-1 電気計装設備の固有周期について
	補足-600-18-2 電気盤等の機能維持評価に適用する水平方向の評価用地震力について

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-19-0600-18-1_改1

補足-600-18-1 電気計装設備の固有周期について

目次

1. 概要	1
2. 構造が同様な振動特性をもつ設備について	2
添付 1 当該設備の打振試験により剛としている設備の打振試験内容・結果.....	37

1. 概要

本資料は、盤、計装ラック及び計器スタンションの耐震計算書に記載した固有周期について補足するものである。

盤、計装ラック及び計器スタンションの固有周期は、添付書類「VI-2-1-13-7 盤の耐震性についての計算書作成の基本方針」、添付書類「VI-2-1-13-8 計装ラックの耐震性についての計算書作成の基本方針」及び添付書類「VI-2-1-13-9 計器スタンションの耐震性についての計算書作成の基本方針」に記載された方針に基づき、以下を適用している。

「盤、計装ラック及び計器スタンションの固有周期は、振動試験（加振試験又は打振試験）にて求める。なお、振動試験により固有周期が求められていない盤、計装ラック及び計器スタンションについては、構造が同様な振動特性をもつ盤、計装ラック及び計器スタンションに対する振動試験の結果算定された固有周期を使用する。」

このうち、構造が同様な振動特性をもつ設備に対する打振試験の結果算定された固有周期を使用して剛としている耐震計算書について主体構造別に分類し、構造が同様な振動特性をもつ設備について説明する。

2. 構造が同様な振動特性をもつ設備について

(1) 主体構造別の分類について

構造が同様な振動特性をもつ設備に対する打振試験の結果算定された固有周期を使用している設備の耐震計算書について、主体構造別に分類すると、表 2-1 のとおり分類される。

表 2-1 構造が同様な振動特性をもつ設備の固有周期を使用している耐震計算書の分類

設備	主体構造	詳細
盤 (蓄電池含む)	直立形 (鋼材及び鋼板を組み合わせた自立閉鎖型の盤)	表 2-2 参照
	直立形 (鋼製架台に固定された密閉形クラッド式又は制御弁式 据置鉛蓄電池)	表 2-3 参照
	壁掛形 (鋼材及び鋼板を組み合わせた壁掛形の盤)	表 2-4 参照
	ベンチ形 (鋼材及び鋼板を組み合わせたベンチ形の操作卓)	表 2-5 参照
計装ラック	検出器 * 検出器は、直立形の計装ラックに取付けられた取付板 に固定	表 2-6 参照
	検出器 * 検出器は、壁掛形の計装ラックに取付けられた取付板 に固定	表 2-7 参照
計器 スタンション	検出器 * 検出器は、直立形の計器スタンションに取付けられた 取付板に固定	表 2-8 参照
	検出器 * 検出器は、壁掛形の計器スタンションに取付けられた 取付板に固定	表 2-9 参照

(2) 構造が同様な振動特性をもつ設備の類似性について

構造が同様な振動特性をもつ設備に対する打振試験の結果算定された固有周期を使用している盤(蓄電池含む)、計装ラック及び計器スタンションと構造が同様な振動特性をもつ設備の比較表を表 2-2～表 2-9 に整理する。また、構造が同様な振動特性をもつ設備の打振試験内容・結果について表 3-1～表 3-23 に示す。

(3) 概略寸法が類似した設備の類似性について

表 3-1～表 3-23 において、構造が同様な振動特性をもつ設備として水平方向又は鉛直方向における打振試験の結果を示している設備は、すべて S クラス設備として固有周期 0.05 秒以下(以下「剛構造」という。)を満足できるように、過去の実績も踏まえ以下を考慮した設計・製作を実施し、製作後の打振試験において固有周期が 0.05 秒以下(剛構造)であることを確認している。

① 溶接点数の増加

②補強部材の増強

③厚いフレーム材の使用

表3-1～表3-23に記載の構造が同様な振動特性をもつ設備に対する打振試験の結果算定された水平方向又は鉛直方向の固有周期を使用している盤（蓄電池含む）（表2-2～表2-5）計装ラック（表2-6～表2-7）及び計器スタンション（表2-8～表2-9）は、主体構造の分類ごとに、剛構造での設計・製作実績のある設備のうち、概略寸法が近い設備と類似した設計とすることにより、剛構造で製作することが可能である。従って、概略寸法が類似した設備は、構造が同様な振動特性をもつ設備とする。

なお、これら構造が同様な振動特性をもつ設備に対する打振試験の結果算定された固有周期を使用して剛構造としている盤（蓄電池含む）、計装ラック及び計器スタンションについては、製作後に打振試験を行い、剛構造で製作されていることを確認する。

(4) 盤（直立形，壁掛形，ベンチ形）及び蓄電池（直立形）の鉛直方向の類似性について

盤（直立形）（表2-2）、蓄電池（直立形）（表2-3）、盤（壁掛形）（表2-4）及び盤（ベンチ形）（表2-5）は、鉛直方向に剛構造で設計していることから、鉛直方向については過去の打振試験においても基本的に試験を実施していない。そのため、表2-1に示す各主体構造の設備で参考として鉛直方向の固有周期を打振試験にて採取した以下の設備を、鉛直方向の固有周期に対して構造が同様な振動特性をもつ設備とする。

① 盤（直立形）（表2-2）及び蓄電池（直立形）（表2-3）

460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1（表3-1）

② 盤（ベンチ形）（表2-5）

CRD 自動交換機主操作盤（表3-15）

③盤（壁掛型）

SPDS 無線中継盤（表3-14）

表 2-2 構造が同様な振動特性をもつ設備の打振結果から剛としている盤（直立形）の比較表

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様		構造が同様な振動特性をもつ設備						備考	
			水平方向			鉛直方向				
			設備名	概略仕様	類似性	設備名 【打振試験結果】	概略仕様	類似性		
代替原子炉再循環ポンプトリップ遮断器盤 (VI-2-6-7-9)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	mm	6.9kV メタクラ 6-2C 【表3-1】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	mm	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤	460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1 【表3-8】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	直立形の設備は鉛直方向に剛構造であることから、直立形の盤である460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1 を構造が同様な振動特性をもつ設備とする。	水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
非常用ディーゼル発電機 2A 制御盤 (VI-2-10-1-2-1-7)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	mm	—	—	—	—				水平方向は当該盤の打振試験による
非常用ディーゼル発電機 2B 制御盤 (VI-2-10-1-2-1-7)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	mm	非常用ディーゼル発電機 2A 制御盤 【表3-2】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	mm	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				—
高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機制御盤 (VI-2-10-1-2-2-7)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	mm	非常用ディーゼル発電機 2A 制御盤 【表3-2】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	mm	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				—
無停電交流電源用静止形無停電電源装置 2A (VI-2-10-1-3-1-1)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	mm	非常用ディーゼル発電機 2A 制御盤 【表3-2】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	mm	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				—
無停電交流電源用静止形無停電電源装置 2B (VI-2-10-1-3-1-1)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	mm	非常用ディーゼル発電機 2A 制御盤 【表3-2】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	mm	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				—
6.9kV メタクラ 6-2C (VI-2-10-1-4-1)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	mm	—	—	—	—				水平方向は当該盤の打振試験による
6.9kV メタクラ 6-2D (VI-2-10-1-4-1)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	mm	—	—	—	—				水平方向は当該盤の打振試験による
6.9kV メタクラ 6-2H (VI-2-10-1-4-2)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	mm	6.9kV メタクラ 6-2C 【表3-1】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	mm	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様	構造が同様な振動特性をもつ設備						備考
		水平方向			鉛直方向			
		設備名	概略仕様	類似性	設備名 【打振試験結果】	概略仕様	類似性	
460V パワーセンタ 4-2C (VI-2-10-1-4-3)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	—	—	—	460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1 【表3-8】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	直立形の設備は鉛直方向に剛構造であることから、直立形の盤である460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1 を構造が同様な振動特性をもつ設備とする。	水平方向は当該盤の打振試験による
460V パワーセンタ 4-2D (VI-2-10-1-4-3)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	125V 直流主母線盤 2A-1 (P/C 部) 【表3-3】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
460V 原子炉建屋 MCC 2C-1 (VI-2-10-1-4-4)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表3-4】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
460V 原子炉建屋 MCC 2C-2 (VI-2-10-1-4-4)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表3-4】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 (VI-2-10-1-4-4)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	—	—	—				水平方向は当該盤の打振試験による
460V 原子炉建屋 MCC 2C-4 (VI-2-10-1-4-4)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表3-4】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
460V 原子炉建屋 MCC 2C-5 (VI-2-10-1-4-4)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表3-4】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
460V 原子炉建屋 MCC 2D-1 (VI-2-10-1-4-4)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	—	—	—				水平方向は当該盤の打振試験による
460V 原子炉建屋 MCC 2D-2 (VI-2-10-1-4-4)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表3-4】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様		構造が同様な振動特性をもつ設備					備考			
			水平方向			鉛直方向					
			設備名	概略仕様	類似性	設備名 【打振試験結果】	概略仕様		類似性		
460V 原子炉建屋 MCC 2D-3 (VI-2-10-1-4-4)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	—	—	—	460V 緊急用電気品建 屋 MCC 2F-1 【表 3-8】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	直立形の設備 は鉛直方向に 剛構造である ことから、直立 形の盤である 460V 緊急用電 気品建屋 MCC 2F-1 を構造が 同様な振動特 性をもつ設備 とする。	水平方向は当該盤 の打振試験による	
460V 原子炉建屋 MCC 2D-4 (VI-2-10-1-4-4)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表 3-4】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg					S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 直立形の盤	水平 : 列盤の面数 の差異による概略 仕様の相違であり 同じ剛性で設計
460V 原子炉建屋 MCC 2D-5 (VI-2-10-1-4-4)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表 3-4】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg					S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 直立形の盤	水平 : 列盤の面数 の差異による概略 仕様の相違であり 同じ剛性で設計
460V 制御建屋 MCC 2C-1 (VI-2-10-1-4-4)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	—	—	—					水平方向は当該盤 の打振試験による	
460V 制御建屋 MCC 2C-2 (VI-2-10-1-4-4)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表 3-4】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg					S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 直立形の盤	水平 : 列盤の面数 の差異による概略 仕様の相違であり 同じ剛性で設計
460V 制御建屋 MCC 2D-1 (VI-2-10-1-4-4)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	—	—	—					水平方向は当該盤 の打振試験による	
460V 制御建屋 MCC 2D-2 (VI-2-10-1-4-4)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表 3-4】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg					S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 直立形の盤	水平 : 列盤の面数 の差異による概略 仕様の相違であり 同じ剛性で設計
460V 原子炉建屋 MCC 2H (VI-2-10-1-4-5)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表 3-4】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg					S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 直立形の盤	水平 : 列盤の面数 の差異による概略 仕様の相違であり 同じ剛性で設計
460V 原子炉建屋交流電源切替盤 2C 1~4 盤 (VI-2-10-1-4-8)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	125V 直流電源切 替盤 2B 【表 3-5】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg					S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 直立形の盤	水平 : 列盤の面数 の差異による概略 仕様の相違であり 同じ剛性で設計

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様		構造が同様な振動特性をもつ設備					備考
			水平方向			鉛直方向		
			設備名	概略仕様	類似性	設備名 【打振試験結果】	概略仕様	
460V 原子炉建屋交流電源切替盤 2C 5~6 盤 (VI-2-10-1-4-8)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	125V 直流電源切替盤 2B 【表 3-5】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤	460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1 【表 3-8】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	直立形の設備は鉛直方向に剛構造であることから、直立形の盤である 460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1 を構造が同様な振動特性をもつ設備とする。	水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
460V 原子炉建屋交流電源切替盤 2D (VI-2-10-1-4-8)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	—	—	—				水平方向は当該盤の打振試験による
中央制御室 120V 交流分電盤 2A-1 (VI-2-10-1-4-9)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	125V 直流分電盤 2A-1 【表 3-6】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 当該設備及び構造が同様な設備とも単独盤構造であり同じ剛性で設計
中央制御室 120V 交流分電盤 2B-1 (VI-2-10-1-4-9)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	125V 直流分電盤 2A-1 【表 3-6】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 当該設備及び構造が同様な設備とも単独盤構造であり同じ剛性で設計
ガスタービン発電機 (A) 接続盤 (VI-2-10-1-4-10)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	6.9kV メタクラ 6-2C 【表 3-1】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
ガスタービン発電機 (B) 接続盤 (VI-2-10-1-4-10)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	6.9kV メタクラ 6-2C 【表 3-1】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
6.9kV メタクラ 6-2G (VI-2-10-1-4-11)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	6.9kV メタクラ 6-2C 【表 3-1】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
6.9kV メタクラ 6-2F-1 (VI-2-10-1-4-11)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	6.9kV メタクラ 6-2C 【表 3-1】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
6.9kV メタクラ 6-2F-2 (VI-2-10-1-4-11)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	6.9kV メタクラ 6-2C 【表 3-1】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様		構造が同様な振動特性をもつ設備					備考	
			水平方向			鉛直方向			
			設備名	概略仕様	類似性	設備名 【打振試験結果】	概略仕様		類似性
パワーセンタ動力変圧器 6-2PG (VI-2-10-1-4-12)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	—	—	—	—	460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1 【表3-8】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	直立形の設備は鉛直方向に剛構造であることから、直立形の盤である460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1を構造が同様な振動特性をもつ設備とする。	水平方向は当該盤の打振試験による
MCC 動力変圧器 6-2PF-1 (VI-2-10-1-4-12)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	パワーセンタ動力変圧器6-2PG 【表3-7】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し概略寸法が類似した直立形の盤	—				
MCC 動力変圧器 6-2PF-2 (VI-2-10-1-4-12)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	パワーセンタ動力変圧器6-2PG 【表3-7】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し概略寸法が類似した直立形の盤	—				
460V パワーセンタ 4-2G (VI-2-10-1-4-13)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	125V 直流主母線盤2A-1(P/C部) 【表3-3】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤	水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計				
460V 原子炉建屋 MCC 2G-1 (VI-2-10-1-4-14)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表3-4】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤	水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計				
460V 原子炉建屋 MCC 2G-2 (VI-2-10-1-4-14)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表3-4】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤	水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計				
460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-2 (VI-2-10-1-4-14)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表3-4】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤	水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計				
ガスタービン発電設備燃料移送ポンプ接続盤 (VI-2-10-1-4-15)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	125V 直流電源切替盤2B 【表3-5】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤	水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計				

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様		構造が同様な振動特性をもつ設備						備考		
			水平方向			鉛直方向					
			設備名	概略仕様	類似性	設備名 【打振試験結果】	概略仕様	類似性			
460V 原子炉建屋 交流電源切替盤 2G (第1盤～第2盤) (VI-2-10-1-4-16)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	125V 直流電源切 替盤 2B 【表 3-5】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 直立形の盤	460V 緊急用電気品建 屋 MCC 2F-1 【表 3-8】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	直立形の設備 は鉛直方向に 剛構造である ことから、直立 形の盤である 460V 緊急用電 気品建屋 MCC 2F-1 を構造が 同様な振動特 性をもつ設備 とする。	水平 : 列盤の面数 の差異による概略 仕様の相違であり 同じ剛性で設計
460V 原子炉建屋 交流電源切替盤 2G (第3盤～第4盤) (VI-2-10-1-4-16)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	125V 直流電源切 替盤 2B 【表 3-5】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 直立形の盤					水平 : 列盤の面数 の差異による概略 仕様の相違であり 同じ剛性で設計
460V 原子炉建屋 交流電源切替盤 2G (第5盤～第8盤) (VI-2-10-1-4-16)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	125V 直流電源切 替盤 2B 【表 3-5】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 直立形の盤					水平 : 列盤の面数 の差異による概略 仕様の相違であり 同じ剛性で設計
460V 原子炉建屋 交流電源切替盤 2G (第9盤～第12盤) (VI-2-10-1-4-16)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	125V 直流電源切 替盤 2B 【表 3-5】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 直立形の盤					水平 : 列盤の面数 の差異による概略 仕様の相違であり 同じ剛性で設計
460V 原子炉建屋 交流電源切替盤 2G (第13盤～第15盤) (VI-2-10-1-4-16)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	125V 直流電源切 替盤 2B 【表 3-5】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 直立形の盤					水平 : 列盤の面数 の差異による概略 仕様の相違であり 同じ剛性で設計
120V 原子炉建屋 交流電源切替盤 2G (VI-2-10-1-4-17)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	125V 直流電源切 替盤 2B 【表 3-5】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 直立形の盤					水平 : 列盤の面数 の差異による概略 仕様の相違であり 同じ剛性で設計
中央制御室 120V 交流分電盤 2G (VI-2-10-1-4-18)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	125V 直流分電盤 2A-1 【表 3-6】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 直立形の盤					水平 : 当該設備及び 構造が同様な設備と も単独盤構造であり 同じ剛性で設計
6.9kV メタクラ 6-J-1 (VI-2-10-1-4-19)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	6.9kV メタクラ 6-2C 【表 3-1】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 直立形の盤					水平 : 列盤の面数 の差異による概略 仕様の相違であり 同じ剛性で設計
6.9kV メタクラ 6-J-2 (VI-2-10-1-4-19)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	6.9kV メタクラ 6-2C 【表 3-1】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 直立形の盤	水平 : 列盤の面数 の差異による概略 仕様の相違であり 同じ剛性で設計				

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様		構造が同様な振動特性をもつ設備						備考			
			水平方向			鉛直方向						
			設備名	概略仕様	類似性	設備名 【打振試験結果】	概略仕様	類似性				
MCC 動力変圧器 6-PJ-1 (VI-2-10-1-4-20)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	パワーセンタ動力変圧器6-2PG 【表3-7】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備として設計し概略寸法が類似した直立形の盤	460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1 【表3-8】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	直立形の設備は鉛直方向に剛構造であることから、直立形の盤である460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1 を構造が同様な振動特性をもつ設備とする。	水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計	
MCC 動力変圧器 6-PJ-2 (VI-2-10-1-4-20)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	パワーセンタ動力変圧器6-2PG 【表3-7】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備として設計し概略寸法が類似した直立形の盤						水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
460V 緊急時対策所 MCC J-1 (VI-2-10-1-4-21)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表3-4】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤						水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
460V 緊急時対策所 MCC J-2 (VI-2-10-1-4-21)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表3-4】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤						水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
460V 緊急時対策所 MCC J-3 (VI-2-10-1-4-21)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表3-4】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤						水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
緊急時対策所 105V 交流電源切替盤 (VI-2-10-1-4-22)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	125V 直流電源切替盤 2B 【表3-5】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤						水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
緊急時対策所 105V 交流分電盤 J-3 (VI-2-10-1-4-23)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	125V 直流分電盤 2A-1 【表3-6】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤						水平 : 当該設備及び構造が同様な設備とも単独盤構造であり同じ剛性で設計
緊急時対策所 120V 交流分電盤 J-1 (VI-2-10-1-4-24)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	125V 直流分電盤 2A-1 【表3-6】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤						水平 : 当該設備及び構造が同様な設備とも単独盤構造であり同じ剛性で設計
緊急時対策所 120V 交流分電盤 J-2 (VI-2-10-1-4-24)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	125V 直流分電盤 2A-1 【表3-6】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤						水平 : 当該設備及び構造が同様な設備とも単独盤構造であり同じ剛性で設計

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様		構造が同様な振動特性をもつ設備						備考
			水平方向			鉛直方向			
			設備名	概略仕様	類似性	設備名 【打振試験結果】	概略仕様	類似性	
緊急時対策所 210V 交流分電盤 J-1 (VI-2-10-1-4-25)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	125V 直流分電盤 2A-1 【表 3-6】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤	460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1 【表 3-8】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	直立形の設備は鉛直方向に剛構造であることから、直立形の盤である 460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1 を構造が同様な振動特性をもつ設備とする。	水平 : 当該設備及び構造が同様な設備とも単独盤構造であり同じ剛性で設計	
緊急時対策所 210V 交流分電盤 J-2 (VI-2-10-1-4-25)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	125V 直流分電盤 2A-1 【表 3-6】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 当該設備及び構造が同様な設備とも単独盤構造であり同じ剛性で設計	
125V 直流主母線盤 J-1(P/C 部) (VI-2-10-1-4-26)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	125V 直流主母線盤 2A-1(P/C 部) 【表 3-3】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計	
125V 直流主母線盤 J-1(MCC 部) (VI-2-10-1-4-26)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表 3-4】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計	
125V 直流主母線盤 J-2(P/C 部) (VI-2-10-1-4-26)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	125V 直流主母線盤 2A-1(P/C 部) 【表 3-3】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計	
125V 直流主母線盤 J-2(MCC 部) (VI-2-10-1-4-26)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表 3-4】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計	
125V 直流主母線盤 J-3(MCC 部) 1 盤 (VI-2-10-1-4-26)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表 3-4】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計	
125V 直流主母線盤 J-3(MCC 部) 2 ~ 4 盤 (VI-2-10-1-4-26)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表 3-4】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計	
125V 充電器盤 2A (VI-2-10-1-4-27)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	125V 代替充電器盤 【表 3-9】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 当該設備及び構造が同様な設備とも単独盤構造であり同じ剛性で設計	

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様		構造が同様な振動特性をもつ設備					備考			
			水平方向			鉛直方向					
			設備名	概略仕様	類似性	設備名 【打振試験結果】	概略仕様		類似性		
125V 充電器盤 2B (VI-2-10-1-4-27)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	125V 代替充電器 盤 【表 3-9】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤	460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1 【表 3-8】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	直立形の設備は鉛直方向に剛構造であることから、直立形の盤である 460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1 を構造が同様な振動特性をもつ設備とする。	水平 : 当該設備及び構造が同様な設備とも単独盤構造であり同じ剛性で設計
125V 直流主母線盤 2A(受電 P/C 部) (VI-2-10-1-4-28)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	125V 直流主母線盤 2A-1 (P/C 部) 【表 3-3】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備として設計し概略寸法が類似した直立形の盤					—
125V 直流主母線盤 2A(P/C 部) (VI-2-10-1-4-28)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	—	—	—	—					水平方向は当該盤の打振試験による
125V 直流主母線盤 2A(MCC 部) 5~9 盤 (VI-2-10-1-4-28)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表 3-4】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤					水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
125V 直流主母線盤 2A(MCC 部) 10 盤 (VI-2-10-1-4-28)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表 3-4】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤					水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
125V 直流主母線盤 2A(MCC 部) 11~12 盤 (VI-2-10-1-4-28)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表 3-4】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤					水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
125V 直流主母線盤 2B(受電 P/C 部) (VI-2-10-1-4-28)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	125V 直流主母線盤 2A-1 (P/C 部) 【表 3-3】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤					—
125V 直流主母線盤 2B(P/C 部) (VI-2-10-1-4-28)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	125V 直流主母線盤 2A-1 (P/C 部) 【表 3-3】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤					—
125V 直流主母線盤 2B(MCC 部) 5~7 盤 (VI-2-10-1-4-28)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表 3-4】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤					水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様		構造が同様な振動特性をもつ設備					備考
			水平方向			鉛直方向		
			設備名	概略仕様	類似性	設備名 【打振試験結果】	概略仕様	
125V 直流主母線盤 2B(MCC 部) 8~10 盤 (VI-2-10-1-4-28)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表 3-4】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤	460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1 【表 3-8】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	直立形の設備は鉛直方向に剛構造であることから、直立形の盤である 460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1 を構造が同様な振動特性をもつ設備とする。	水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
125V 直流主母線盤 2A-1(P/C 部) (VI-2-10-1-4-29)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	—	—	—				水平方向は当該盤の打振試験による
125V 直流主母線盤 2A-1(MCC 部) 3~6 盤 (VI-2-10-1-4-29)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	—	—	—				水平方向は当該盤の打振試験による
125V 直流主母線盤 2A-1(MCC 部) 7~10 盤 (VI-2-10-1-4-29)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表 3-4】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
125V 直流主母線盤 2B-1(P/C 部) (VI-2-10-1-4-29)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	—	—	—				水平方向は当該盤の打振試験による
125V 直流主母線盤 2B-1(MCC 部) 3~6 盤 (VI-2-10-1-4-29)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	—	—	—				水平方向は当該盤の打振試験による
125V 直流主母線盤 2B-1(MCC 部) 7~9 盤 (VI-2-10-1-4-29)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	—	—	—				水平方向は当該盤の打振試験による
125V 直流分電盤 2A-1 (VI-2-10-1-4-30)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	—	—	—				水平方向は当該盤の打振試験による
125V 直流分電盤 2A-2 (VI-2-10-1-4-30)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	125V 直流分電盤 2A-1 【表 3-6】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤				—

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様		構造が同様な振動特性をもつ設備						備考
			水平方向			鉛直方向			
			設備名	概略仕様	類似性	設備名 【打振試験結果】	概略仕様	類似性	
125V 直流分電盤 2A-3 (VI-2-10-1-4-30)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	125V 直流分電盤 2A-1 【表 3-6】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤	460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1 【表 3-8】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	直立形の設備は鉛直方向に剛構造であることから、直立形の盤である 460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1 を構造が同様な振動特性をもつ設備とする。	—	
125V 直流分電盤 2B-1 (VI-2-10-1-4-30)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	125V 直流分電盤 2A-1 【表 3-6】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤					—
125V 直流分電盤 2B-2 (VI-2-10-1-4-30)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	125V 直流分電盤 2A-1 【表 3-6】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤					—
125V 直流分電盤 2B-3 (VI-2-10-1-4-30)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	125V 直流分電盤 2A-1 【表 3-6】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤					—
125V 直流電源切替盤 2A (第 1 盤～第 6 盤) (VI-2-10-1-4-31)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	125V 直流電源切替盤 2B 【表 3-5】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤					水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
125V 直流電源切替盤 2A (第 7 盤～第 8 盤) (VI-2-10-1-4-31)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	125V 直流電源切替盤 2B 【表 3-5】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤					水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
125V 直流電源切替盤 2B (VI-2-10-1-4-31)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	—	—	—					水平方向は当該盤の打振試験による
125V 直流 RCIC MCC (VI-2-10-1-4-32)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表 3-4】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤					水平 : 列盤の面数の差異による概略仕様の相違であり同じ剛性で設計
125V 充電器盤 2H (VI-2-10-1-4-33)	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	125V 代替充電器盤 【表 3-9】	たて : mm 横 : mm 高さ : mm 質量 : kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の盤					水平 : 当該設備及び構造が同様な設備とも単独盤構造であり同じ剛性で設計

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様		構造が同様な振動特性をもつ設備					備考			
			水平方向			鉛直方向					
			設備名	概略仕様	類似性	設備名 【打振試験結果】	概略仕様		類似性		
125V 直流主母線盤 2H(P/C 部) (VI-2-10-1-4-34)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	125V 直流主母線 盤 2A-1(P/C 部) 【表 3-3】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 直立形の盤	460V 緊急用電気品建 屋 MCC 2F-1 【表 3-8】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	直立形の設備 は鉛直方向に 剛構造である ことから、直立 形の盤である 460V 緊急用電 気品建屋 MCC 2F-1 を構造が 同様な振動特 性をもつ設備 とする。	水平 : 列盤の面数 の差異による概略 仕様の相違であり 同じ剛性で設計
125V 直流主母線盤 2H(MCC 部) (VI-2-10-1-4-34)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表 3-4】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 直立形の盤					水平 : 列盤の面数 の差異による概略 仕様の相違であり 同じ剛性で設計
125V 直流分電盤 2H (VI-2-10-1-4-35)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	125V 直流分電盤 2A-1 【表 3-6】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 直立形の盤					—
125V 代替充電器盤 (VI-2-10-1-4-36)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	—	—	—	—					水平方向は当該盤 の打振試験による
250V 充電器盤 (VI-2-10-1-4-37)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	125V 代替充電器 盤 【表 3-9】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 直立形の盤					水平 : 当該設備及び 構造が同様な設備と も単独盤構造であり 同じ剛性で設計
250V 直流主母線盤(P/C 部) (VI-2-10-1-4-38)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	125V 直流主母線 盤 2A-1(P/C 部) 【表 3-3】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 直立形の盤					水平 : 列盤の面数 の差異による概略 仕様の相違であり 同じ剛性で設計
250V 直流主母線盤(MCC 部)第 3 盤 ～第 4 盤 (VI-2-10-1-4-38)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表 3-4】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 直立形の盤					水平 : 列盤の面数 の差異による概略 仕様の相違であり 同じ剛性で設計
250V 直流主母線盤(MCC 部)第 5 盤 ～第 10 盤 (VI-2-10-1-4-38)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 【表 3-4】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	mm mm mm kg	S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 直立形の盤					水平 : 列盤の面数 の差異による概略 仕様の相違であり 同じ剛性で設計
使用済燃料プール監視カメラ現場 制御盤 (VI-2-4-4-1)	たて : 横 : 高さ : 質量 :	1000mm 1000mm 1950mm kg	出力領域モニタ 盤 (A) RPS-I 【表 3-10】	たて : 横 : 高さ : 質量 :	1000mm 3000mm 2300mm kg	S クラス設備と して設計し概略 寸法が類似した 直立形の盤					水平 : 当該設備及び 構造が同様な設備と も単独盤構造であり 同じ剛性で設計

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様	構造が同様な振動特性をもつ設備						備考
		水平方向			鉛直方向			
		設備名	概略仕様	類似性	設備名 【打振試験結果】	概略仕様	類似性	
計測制御設備の盤 (出力領域モニタ盤 (A) RPS-I) (VI-2-6-7-1)	たて : 1000mm 横 : 3000mm 高さ : 2300mm 質量 : <input type="text"/> kg	—	—	—	460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1 【表 3-8】	たて : <input type="text"/> mm 横 : <input type="text"/> mm 高さ : <input type="text"/> mm 質量 : <input type="text"/> kg	直立形の設備は鉛直方向に剛構造であることから、直立形の盤である460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1 を構造が同様な振動特性をもつ設備とする。	水平方向は当該盤の打振試験による

表 2-3 構造が同様な振動特性をもつ設備の打振結果から剛としている蓄電池（直立形）の比較表

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様	構造が同様な振動特性をもつ設備						備考				
		水平方向			鉛直方向							
		設備名	概略仕様	類似性	設備名 【打振試験結果】	概略仕様	類似性					
125V 蓄電池 2A (制御建屋 O.P. 8.00 2段1列 3000Ah用 (VI-2-10-1-3-2-1))	たて： 横： 高さ： 質量：	mm mm mm kg	125V 蓄電池 2A (制御建屋 O.P. 1.50 2段1 列 2000Ah用) 【表 3-11】	たて： 横： 高さ： 質量：	mm mm mm kg	S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 蓄電池架台	460V 緊急用電気品建 屋 MCC 2F-1 【表 3-8】	たて： 横： 高さ： 質量：	mm mm mm kg	直立形の設備 は鉛直方向に 剛構造である ことから、直立 形の盤である 460V 緊急用電 気品建屋 MCC 2F-1 を構造が 同様な振動特 性をもつ設備 とする。	—	
125V 蓄電池 2A (制御建屋 O.P. 8.00 1段1列 3000Ah用) (VI-2-10-1-3-2-1))	たて： 横： 高さ： 質量：	mm mm mm kg	125V 代替蓄電池 【表 3-12】	たて： 横： 高さ： 質量：	mm mm mm kg	S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 蓄電池架台						—
125V 蓄電池 2B (制御建屋 O.P. 8.00 2段1列 3000Ah用) (VI-2-10-1-3-2-1))	たて： 横： 高さ： 質量：	mm mm mm kg	125V 蓄電池 2A (制御建屋 O.P. 1.50 2段1 列 2000Ah用) 【表 3-11】	たて： 横： 高さ： 質量：	mm mm mm kg	S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 蓄電池架台						—
125V 蓄電池 2A (制御建屋 O.P. 11.40 2段1列 3000Ah用) (VI-2-10-1-3-2-1))	たて： 横： 高さ： 質量：	mm mm mm kg	125V 蓄電池 2A (制御建屋 O.P. 1.50 2段1 列 2000Ah用) 【表 3-11】	たて： 横： 高さ： 質量：	mm mm mm kg	S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 蓄電池架台						—
125V 蓄電池 2A (制御建屋 O.P. 11.40 1段1列 3000Ah用) (VI-2-10-1-3-2-1))	たて： 横： 高さ： 質量：	mm mm mm kg	125V 代替蓄電池 【表 3-12】	たて： 横： 高さ： 質量：	mm mm mm kg	S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 蓄電池架台						—
125V 蓄電池 2A (制御建屋 O.P. 1.50 2段1列 2000Ah用) (VI-2-10-1-3-2-1))	たて： 横： 高さ： 質量：	mm mm mm kg	—	—	—	—						水平方向は当該蓄 電池の打振試験に よる
125V 蓄電池 2A (制御建屋 O.P. 1.50 1段1列 2000Ah用) (VI-2-10-1-3-2-1))	たて： 横： 高さ： 質量：	mm mm mm kg	125V 代替蓄電池 【表 3-12】	たて： 横： 高さ： 質量：	mm mm mm kg	S クラス設備と して設計し、概略 寸法が類似した 蓄電池架台						—

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様	構造が同様な振動特性をもつ設備						備考
		水平方向			鉛直方向			
		設備名	概略仕様	類似性	設備名 【打振試験結果】	概略仕様	類似性	
125V 蓄電池 2H (VI-2-10-1-3-2-1)	たて : [] mm 横 : [] mm 高さ : [] mm 質量 : [] kg	125V 代替蓄電池 【表 3-12】	たて : [] mm 横 : [] mm 高さ : [] mm 質量 : [] kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した蓄電池架台	460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1 【表 3-8】	たて : [] mm 横 : [] mm 高さ : [] mm 質量 : [] kg	直立形の設備は鉛直方向に剛構造であることから、直立形の盤である460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1 を構造が同様な振動特性をもつ設備とする。	水平 : 当該設備及び構造が同様な設備とも単独盤構造であり同じ剛性で設計
125V 代替蓄電池 (VI-2-10-1-3-2-2)	—	—	—	水平方向は当該蓄電池の打振試験による				
250V 蓄電池 (VI-2-10-1-3-2-3)	たて : [] mm 横 : [] mm 高さ : [] mm 質量 : [] kg	125V 蓄電池 2A (制御建屋 O.P.1.50 2段1列 2000Ah 用) 【表 3-11】	たて : [] mm 横 : [] mm 高さ : [] mm 質量 : [] kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した蓄電池架台				水平 : 当該設備及び構造が同様な設備とも単独盤構造であり同じ剛性で設計

表 2-4 構造が同様な振動特性をもつ設備の打振結果から剛としている盤（壁掛形）の比較表

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様	構造が同様な振動特性をもつ設備						備考
		水平方向			鉛直方向			
		設備名	概略仕様	類似性	設備名 【打振試験結果】	概略仕様	類似性	
中央制御室 120V 交流分電盤 2A (VI-2-10-1-4-9)	たて : [] mm 横 : [] mm 高さ : [] mm 質量 : [] kg	—	—	—	SPDS 無線中継盤 【表 3-14】	たて : 250mm 横 : 700mm 高さ : 700mm 質量 : [] kg	壁掛形の設備は鉛直方向に剛構造であることから、壁掛形の盤である SPDS 無線中継盤を構造が同様な振動特性をもつ設備とする。	水平方向は当該盤の打振試験による
中央制御室 120V 交流分電盤 2B (VI-2-10-1-4-9)	たて : [] mm 横 : [] mm 高さ : [] mm 質量 : [] kg	中央制御室 120V 交流分電盤 2A 【表 3-13】	たて : [] mm 横 : [] mm 高さ : [] mm 質量 : [] kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の盤				—

表 2-5 構造が同様な振動特性をもつ設備の打振結果から剛としている盤（ベンチ形）の比較表

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様	構造が同様な振動特性をもつ設備						備考
		水平方向			鉛直方向			
		設備名	概略仕様	類似性	設備名 【打振試験結果】	概略仕様	類似性	
計測制御設備の盤（原子炉冷却制御盤 ESS-I・III） (VI-2-6-7-1)	たて：1500mm 横：4600mm 高さ：2300mm 質量：□ kg	—	—	—	CRD 自動交換機 主 操作盤 【表 3-15】	たて：1000mm 横：1600mm 高さ：2300mm 質量：□ kg	ベンチ形の設備は鉛直方向に剛構造であることから、ベンチ形の盤である CRD 自動交換機 主操作盤を構造が同様な振動特性をもつ設備とする。	水平方向は当該盤の打振試験による

表 2-6 構造が同様な振動特性をもつ設備の打振結果から剛としている計装ラック(直立形)の比較表

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様	構造が同様な振動特性をもつ設備						備考
		水平方向			鉛直方向			
		設備名	概略仕様	類似性	設備名	概略仕様	類似性	
復水貯蔵タンク水位 (H22-P645) (VI-2-6-5-5-1)	たて：600mm 横：1250mm 高さ：1200mm 質量： <input type="text"/> kg	HPCW ポンプ計器架 台 (H22-P602) 【表 3-16】	たて：600mm 横：1000mm 高さ：1200mm 質量： <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の計装ラック	HPCW ポンプ計器架 台 (H22-P602) 【表 3-16】	たて：600mm 横：1000mm 高さ：1200mm 質量： <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の計装ラック	—

表 2-7 構造が同様な振動特性をもつ設備の打振結果から剛としている計装ラック (壁掛形) の比較表

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様	構造が同様な振動特性をもつ設備						備考
		水平方向			鉛直方向			
		設備名	概略仕様	類似性	設備名	概略仕様	類似性	
高圧代替注水系ポンプ出口圧力 (H22-P617) (VI-2-6-5-2-1-2)	たて : 400mm 横 : 750mm 高さ : 1700mm 質量 : <input type="text"/> kg	残留熱除去系ポンプ出口圧力 (H22-P614) 【表 3-17】	たて : 400mm 横 : 1500mm 高さ : 1200mm 質量 : <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	残留熱除去系ポンプ出口圧力 (H22-P614) 【表 3-17】	たて : 400mm 横 : 1500mm 高さ : 1200mm 質量 : <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	—
高圧炉心スプレイ系ポンプ出口圧力 (H22-P014) (VI-2-6-5-2-1-6)	たて : 500mm 横 : 1000mm 高さ : 1700mm 質量 : <input type="text"/> kg	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口圧力 (H22-P018A) 【表 3-18】	たて : 500mm 横 : 1500mm 高さ : 1700mm 質量 : <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口圧力 (H22-P018A) 【表 3-18】	たて : 500mm 横 : 1500mm 高さ : 1700mm 質量 : <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	—
低圧炉心スプレイ系ポンプ出口圧力 (H22-P001) (VI-2-6-5-2-1-8)	たて : 500mm 横 : 1000mm 高さ : 1700mm 質量 : <input type="text"/> kg	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口圧力 (H22-P018A) 【表 3-18】	たて : 500mm 横 : 1500mm 高さ : 1700mm 質量 : <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口圧力 (H22-P018A) 【表 3-18】	たて : 500mm 横 : 1500mm 高さ : 1700mm 質量 : <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	—
原子炉冷却材浄化系入口流量 (H22-P015A) (VI-2-6-5-2-3-1)	たて : 500mm 横 : 1500mm 高さ : 1700mm 質量 : <input type="text"/> kg	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口圧力 (H22-P018A) 【表 3-18】	たて : 500mm 横 : 1500mm 高さ : 1700mm 質量 : <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口圧力 (H22-P018A) 【表 3-18】	たて : 500mm 横 : 1500mm 高さ : 1700mm 質量 : <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	—

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様	構造が同様な振動特性をもつ設備						備考
		水平方向			鉛直方向			
		設備名	概略仕様	類似性	設備名	概略仕様	類似性	
高圧炉心スプレイ系ポンプ出口流量 (H22-P014) (VI-2-6-5-2-3-8)	たて：500mm 横：1000mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) 【表3-18】	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) 【表3-18】	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	—
低圧炉心スプレイ系ポンプ出口流量 (H22-P001) (VI-2-6-5-2-3-10)	たて：500mm 横：1000mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) 【表3-18】	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) 【表3-18】	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	—
原子炉圧力 (H22-P005A) (VI-2-6-5-3-1-1)	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) 【表3-18】	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) 【表3-18】	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	—
原子炉圧力 (SA) (H22-P005A) (VI-2-6-5-3-1-2)	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) 【表3-18】	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) 【表3-18】	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	—
原子炉水位 (H22-P005A) (VI-2-6-5-3-2-1)	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) 【表3-18】	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) 【表3-18】	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	—
原子炉水位 (広帯域) (H22-P004A) (VI-2-6-5-3-2-2)	たて：500mm 横：1000mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) 【表3-18】	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) 【表3-18】	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	—

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様	構造が同様な振動特性をもつ設備						備考
		水平方向			鉛直方向			
		設備名	概略仕様	類似性	設備名	概略仕様	類似性	
原子炉水位(燃料域)(H22-P009-1) (VI-2-6-5-3-2-3)	たて：500mm 横：1250mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) 【表3-18】	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) 【表3-18】	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	—
ドライウエル圧力 (H22-P006C) (VI-2-6-5-4-1-1)	たて：500mm 横：1000mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) 【表3-18】	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) 【表3-18】	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	—
ドライウエル圧力 (H22-P006D) (VI-2-6-5-4-1-1)	たて：500mm 横：1000mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) 【表3-18】	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) 【表3-18】	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	—
圧力抑制室圧力 (H22-P610A) (VI-2-6-5-4-1-2)	たて：400mm 横：750mm 高さ：1100mm 質量：□ kg	残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P614) 【表3-17】	たて：400mm 横：1500mm 高さ：1200mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P614) 【表3-17】	たて：400mm 横：1500mm 高さ：1200mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	—
原子炉再循環ポンプ入口流量 (H22-P004A) (VI-2-6-5-6-1)	たて：500mm 横：1000mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) 【表3-18】	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) 【表3-18】	たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	—
原子炉補機冷却水系系統流量 (H22-P603) (VI-2-6-7-16)	たて：400mm 横：1000mm 高さ：1100mm 質量：□ kg	残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P614) 【表3-17】	たて：400mm 横：1500mm 高さ：1200mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P614) 【表3-17】	たて：400mm 横：1500mm 高さ：1200mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	—
原子炉建屋原子炉棟排気放射線モニタ (D11-RE002A) (VI-2-8-2-1-3-1)	たて：306mm 横：310mm 高さ：740mm 質量：□ kg	使用済燃料プール上部空間放射線モニタ(低線量)前置増幅器収納箱 【表3-19】	たて：306mm 横：250mm 高さ：740mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	格納容器雰囲気放射線モニタ 前置増幅器収納箱 【表3-20】	たて：256mm 横：250mm 高さ：840mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	—
取水ピット水位計 (H22-P772A) (VI-2-10-2-13-2)	たて：500mm 横：950mm 高さ：1250mm 質量：□ kg	残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P614) 【表3-17】	たて：400mm 横：1500mm 高さ：1200mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P614) 【表3-17】	たて：400mm 横：1500mm 高さ：1200mm 質量：□ kg	Sクラス設備として設計し, 概略寸法が類似した壁掛形の計装ラック	—

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 2-8 構造が同様な振動特性をもつ設備の打振結果から剛としている計器スタンション(直立形)の比較表

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様	構造が同様な振動特性をもつ設備						備考
		水平方向			鉛直方向			
		設備名	概略仕様	類似性	設備名	概略仕様	類似性	
残留熱除去系洗浄ライン流量(残留熱除去系B系格納容器冷却ライン洗浄流量)(E11-FT017B) (VI-2-6-5-2-3-4)	たて: 364mm 横: 170mm 高さ: 800mm 質量: <input type="text"/> kg	圧力抑制室水位(T48-LT020) 【表3-21】	たて: 397.5mm 横: 150mm 高さ: 1100mm 質量: <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の計器スタンション	圧力抑制室水位(T48-LT020) 【表3-21】	たて: 397.5mm 横: 150mm 高さ: 1100mm 質量: <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の計器スタンション	—
原子炉圧力(SA)(B21-PT060B) (VI-2-6-5-3-1-2)	たて: 375mm 横: 160mm 高さ: 1100mm 質量: <input type="text"/> kg	圧力抑制室水位(T48-LT020) 【表3-21】	たて: 397.5mm 横: 150mm 高さ: 1100mm 質量: <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の計器スタンション	圧力抑制室水位(T48-LT020) 【表3-21】	たて: 397.5mm 横: 150mm 高さ: 1100mm 質量: <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の計器スタンション	—
圧力抑制室圧力(T48-PT018B) (VI-2-6-5-4-1-2)	たて: 374mm 横: 150mm 高さ: 1100mm 質量: <input type="text"/> kg	圧力抑制室水位(T48-LT020) 【表3-21】	たて: 397.5mm 横: 150mm 高さ: 1100mm 質量: <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の計器スタンション	圧力抑制室水位(T48-LT020) 【表3-21】	たて: 397.5mm 横: 150mm 高さ: 1100mm 質量: <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の計器スタンション	—
原子炉格納容器代替スプレイ流量(E11-FT018B) (VI-2-6-5-7-1)	たて: 360mm 横: 170mm 高さ: 1100mm 質量: <input type="text"/> kg	圧力抑制室水位(T48-LT020) 【表3-21】	たて: 397.5mm 横: 150mm 高さ: 1100mm 質量: <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の計器スタンション	圧力抑制室水位(T48-LT020) 【表3-21】	たて: 397.5mm 横: 150mm 高さ: 1100mm 質量: <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の計器スタンション	—
圧力抑制室水位(T48-LT027B) (VI-2-6-5-8-1)	たて: 380mm 横: 160mm 高さ: 1100mm 質量: <input type="text"/> kg	圧力抑制室水位(T48-LT020) 【表3-21】	たて: 397.5mm 横: 150mm 高さ: 1100mm 質量: <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の計器スタンション	圧力抑制室水位(T48-LT020) 【表3-21】	たて: 397.5mm 横: 150mm 高さ: 1100mm 質量: <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の計器スタンション	—
循環水系隔離システム(N71-LE043A) (VI-2-別添2-4)	たて: 260mm 横: 250mm 高さ: 600mm 質量: <input type="text"/> kg	圧力抑制室水位(T48-LT020) 【表3-21】	たて: 397.5mm 横: 150mm 高さ: 1100mm 質量: <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の計器スタンション	圧力抑制室水位(T48-LT020) 【表3-21】	たて: 397.5mm 横: 150mm 高さ: 1100mm 質量: <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の計器スタンション	—
耐圧強化ベント系放射線モニタ(D11-RE019A) (VI-2-8-2-1-3-4)	たて: 176mm 横: 180mm 高さ: 1030mm 質量: <input type="text"/> kg	圧力抑制室水位(T48-LT020) 【表3-21】	たて: 397.5mm 横: 150mm 高さ: 1100mm 質量: <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の計器スタンション	圧力抑制室水位(T48-LT020) 【表3-21】	たて: 397.5mm 横: 150mm 高さ: 1100mm 質量: <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した直立形の計器スタンション	—

表 2-9 構造が同様な振動特性をもつ設備の打振結果から剛としている計器スタンション（壁掛形）の比較表

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様	構造が同様な振動特性をもつ設備						備考
		水平方向			鉛直方向			
		設備名	概略仕様	類似性	設備名	概略仕様	類似性	
直流駆動低圧注水系ポンプ出口圧力 (E71-PT004) (VI-2-6-5-2-1-3)	たて：495mm 横：250mm 高さ：850mm 質量：□kg	HPAC タービン排気圧力 (E61-PT053) 【表 3-22】	たて：415mm 横：440mm 高さ：850mm 質量：□kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	HPAC タービン排気圧力 (E61-PT053) 【表 3-22】	たて：415mm 横：440mm 高さ：850mm 質量：□kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	—
代替循環冷却ポンプ出口圧力 (E11-PT021) (VI-2-6-5-2-1-4)	たて：455mm 横：250mm 高さ：850mm 質量：□kg	HPAC タービン排気圧力 (E61-PT053) 【表 3-22】	たて：415mm 横：440mm 高さ：850mm 質量：□kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	HPAC タービン排気圧力 (E61-PT053) 【表 3-22】	たて：415mm 横：440mm 高さ：850mm 質量：□kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	—
復水移送ポンプ出口圧力 (P13-PT011) (VI-2-6-5-2-1-9)	たて：410.5mm 横：250mm 高さ：850mm 質量：□kg	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表 3-23】	たて：440mm 横：250mm 高さ：850mm 質量：□kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表 3-23】	たて：440mm 横：250mm 高さ：850mm 質量：□kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	—
残留熱除去系洗浄ライン流量（残留熱除去系ヘッドスプレイライン洗浄流量）(E11-FT017A) (VI-2-6-5-2-3-3)	たて：414mm 横：250mm 高さ：850mm 質量：□kg	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表 3-23】	たて：440mm 横：250mm 高さ：850mm 質量：□kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表 3-23】	たて：440mm 横：250mm 高さ：850mm 質量：□kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	—
直流駆動低圧注水系ポンプ出口流量 (E71-FT005) (VI-2-6-5-2-3-5)	たて：455mm 横：250mm 高さ：850mm 質量：□kg	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表 3-23】	たて：440mm 横：250mm 高さ：850mm 質量：□kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表 3-23】	たて：440mm 横：250mm 高さ：850mm 質量：□kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	—
代替循環冷却ポンプ出口流量 (E11-FT022) (VI-2-6-5-2-3-6)	たて：455mm 横：250mm 高さ：950mm 質量：□kg	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表 3-23】	たて：440mm 横：250mm 高さ：850mm 質量：□kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表 3-23】	たて：440mm 横：250mm 高さ：850mm 質量：□kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	—
原子炉圧力 (SA) (B21-PT060A) (VI-2-6-5-3-1-2)	たて：455mm 横：250mm 高さ：850mm 質量：□kg	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表 3-23】	たて：440mm 横：250mm 高さ：850mm 質量：□kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表 3-23】	たて：440mm 横：250mm 高さ：850mm 質量：□kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	—

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様	構造が同様な振動特性をもつ設備						備考
		水平方向			鉛直方向			
		設備名	概略仕様	類似性	設備名	概略仕様	類似性	
原子炉水位 (SA 広帯域) (B21-LT058) (VI-2-6-5-3-2-4)	たて: 455mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて: 440mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて: 440mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	—
原子炉水位 (SA 燃料域) (B21-LT059) (VI-2-6-5-3-2-5)	たて: 455mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて: 440mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて: 440mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	—
圧力抑制室圧力 (T48-PT019) (VI-2-6-5-4-1-2)	たて: 414mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて: 440mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて: 440mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	—
原子炉格納容器代替スプレイ流量 (E11-FT018A) (VI-2-6-5-7-1)	たて: 440mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて: 440mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて: 440mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	—
原子炉格納容器下部注水流量 (P13-FT035) (VI-2-6-5-7-2)	たて: 440mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて: 440mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて: 440mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	—
圧力抑制室水位 (T48-LT021) (VI-2-6-5-8-1)	たて: 447.5mm 横: 150mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて: 440mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて: 440mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	—
圧力抑制室水位 (T48-LT027) (VI-2-6-5-8-1)	たて: 414mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて: 440mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて: 440mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	—
フィルタ装置水位 (広帯域) (T63-LT010A) (VI-2-6-7-11)	たて: 590mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて: 440mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて: 440mm 横: 250mm 高さ: 850mm 質量: <input type="text"/> kg	S クラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	—

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様	構造が同様な振動特性をもつ設備						備考
		水平方向			鉛直方向			
		設備名	概略仕様	類似性	設備名	概略仕様	類似性	
フィルタ装置入口圧力 (広帯域) (T63-PT003) (VI-2-6-7-12)	たて：460mm 横：250mm 高さ：850mm 質量： <input type="text"/> kg	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて：440mm 横：250mm 高さ：850mm 質量： <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて：440mm 横：250mm 高さ：850mm 質量： <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	—
フィルタ装置出口圧力 (広帯域) (T63-PT006) (VI-2-6-7-13)	たて：460mm 横：160mm 高さ：850mm 質量： <input type="text"/> kg	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて：440mm 横：250mm 高さ：850mm 質量： <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて：440mm 横：250mm 高さ：850mm 質量： <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	—
残留熱除去系熱交換器冷却水入口流量 (P42-FT016A) (VI-2-6-7-17)	たて：447.5mm 横：150mm 高さ：850mm 質量： <input type="text"/> kg	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて：440mm 横：250mm 高さ：850mm 質量： <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて：440mm 横：250mm 高さ：850mm 質量： <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	—
循環水系隔離システム (N71-LE041A) (VI-2-別添 2-4)	たて：290mm 横：250mm 高さ：550mm 質量： <input type="text"/> kg	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて：440mm 横：250mm 高さ：850mm 質量： <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて：440mm 横：250mm 高さ：850mm 質量： <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	—
タービン補機冷却海水系隔離システム (P46-LE021A) (VI-2-別添 2-5)	たて：340mm 横：250mm 高さ：545mm 質量： <input type="text"/> kg	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて：440mm 横：250mm 高さ：850mm 質量： <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) 【表3-23】	たて：440mm 横：250mm 高さ：850mm 質量： <input type="text"/> kg	Sクラス設備として設計し、概略寸法が類似した壁掛形の計器スタンション	—

表 3-1 6.9kV メタクラ 6-2C (直立形の盤)の打振試験内容・結果

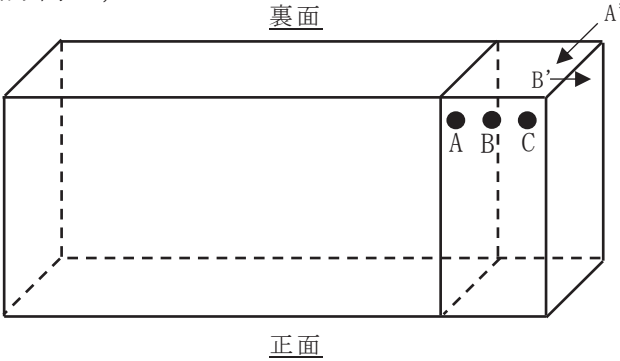
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて： <input type="text"/> mm 横： <input type="text"/> mm 高さ： <input type="text"/> mm 質量： <input type="text"/> kg	測定点 A～C 打振方向 A', B' 	A'方向： <input type="text"/> Hz B'方向： <input type="text"/> Hz

表 3-2 非常用ディーゼル発電機 2A 制御盤(直立形の盤)の打振試験内容・結果

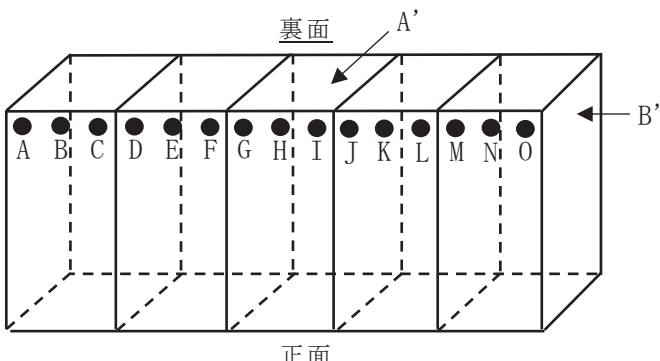
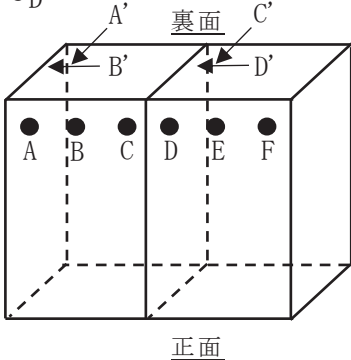
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて： <input type="text"/> mm 横： <input type="text"/> mm 高さ： <input type="text"/> mm 質量： <input type="text"/> kg	測定点 A～O 打振方向 A', B' 	A'方向： <input type="text"/> Hz B'方向： <input type="text"/> Hz

表 3-3 125V 直流主母線盤 2A-1 (P/C 部) (直立形の盤)の打振試験内容・結果

設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて： <input type="text"/> mm 横： <input type="text"/> mm 高さ： <input type="text"/> mm 質量： <input type="text"/> kg	測定点 A～F 打振方向 A'～D' 	A'方向： <input type="text"/> Hz B'方向： <input type="text"/> Hz C'方向： <input type="text"/> Hz D'方向： <input type="text"/> Hz

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 3-4 460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 (直立形の盤) の打振試験内容・結果

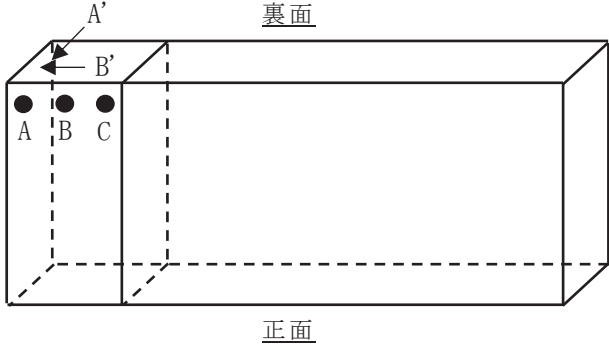
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : <input type="text"/> mm 横 : <input type="text"/> mm 高さ : <input type="text"/> mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A~C 打振方向 A', B' 	A'方向 : <input type="text"/> Hz B'方向 : <input type="text"/> Hz

表 3-5 125V 直流電源切替盤 2B (直立形の盤) の打振試験内容・結果

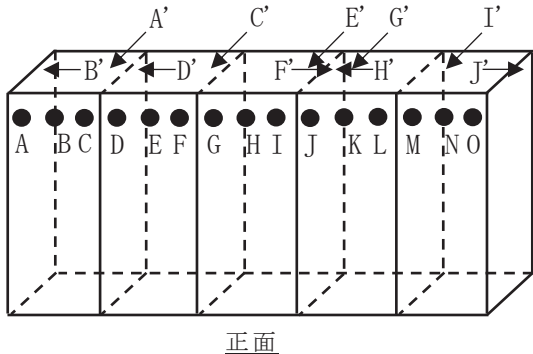
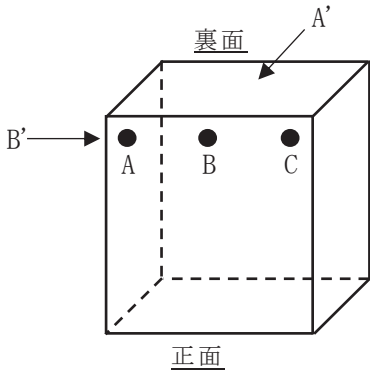
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : <input type="text"/> mm 横 : <input type="text"/> mm 高さ : <input type="text"/> mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A~O 打振方向 A'~J' 	A'方向 : <input type="text"/> Hz B'方向 : <input type="text"/> Hz C'方向 : <input type="text"/> Hz D'方向 : <input type="text"/> Hz E'方向 : <input type="text"/> Hz F'方向 : <input type="text"/> Hz G'方向 : <input type="text"/> Hz H'方向 : <input type="text"/> Hz I'方向 : <input type="text"/> Hz J'方向 : <input type="text"/> Hz

表 3-6 125V 直流分電盤 2A-1 (直立形の盤) の打振試験内容・結果

設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : <input type="text"/> mm 横 : <input type="text"/> mm 高さ : <input type="text"/> mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A~C 打振方向 A', B' 	A'方向 : <input type="text"/> Hz B'方向 : <input type="text"/> Hz

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 3-7 パワーセンタ動力変圧器 6-2PG (直立形の盤) の打振試験内容・結果

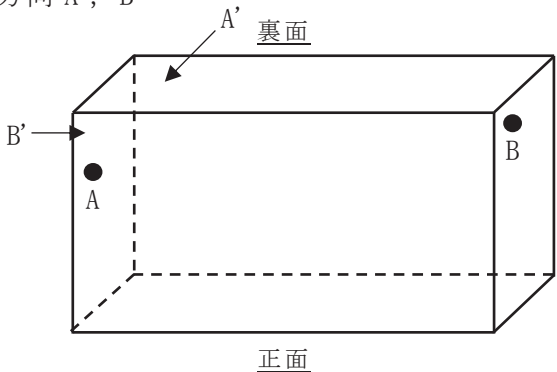
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて： <input type="text"/> mm 横： <input type="text"/> mm 高さ： <input type="text"/> mm 質量： <input type="text"/> kg	測定点 A, B 打振方向 A', B' 	A'方向： <input type="text"/> Hz B'方向： <input type="text"/> Hz

表 3-8 460V 緊急用電気品建屋 MCC 2F-1 (直立形の盤) の打振試験内容・結果

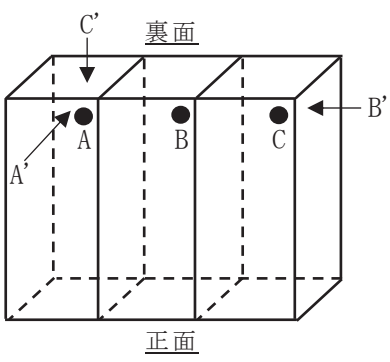
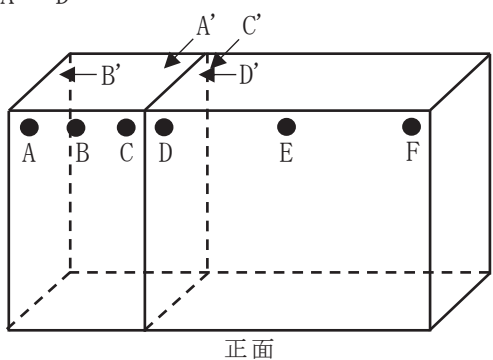
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて： <input type="text"/> mm 横： <input type="text"/> mm 高さ： <input type="text"/> mm 質量： <input type="text"/> kg	測定点 A~C 打振方向 A'~C' 	A'方向： <input type="text"/> Hz B'方向： <input type="text"/> Hz C'方向： <input type="text"/> Hz

表 3-9 125V 代替充電器盤(直立形の盤) の打振試験内容・結果

設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて： <input type="text"/> mm 横： <input type="text"/> mm 高さ： <input type="text"/> mm 質量： <input type="text"/> kg	測定点 A~F 打振方向 A'~D' 	A'方向： <input type="text"/> Hz B'方向： <input type="text"/> Hz C'方向： <input type="text"/> Hz D'方向： <input type="text"/> Hz

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 3-10 出力領域モニタ盤 (A) RPS-I (直立形の盤) の打振試験内容・結果

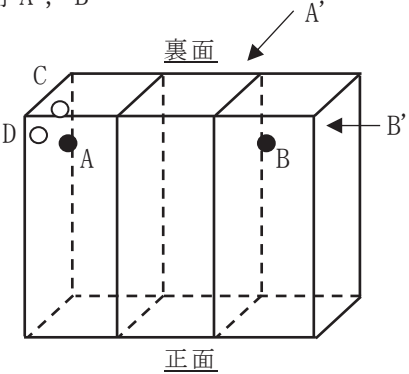
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : 1000mm 横 : 3000mm 高さ : 2300mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A~D 打振方向 A', B' 	A'方向 : <input type="text"/> Hz B'方向 : <input type="text"/> Hz

表 3-11 125V 蓄電池 2A(制御建屋 O.P. 1.50 2 段 1 列 2000Ah 用) の打振試験内容・結果

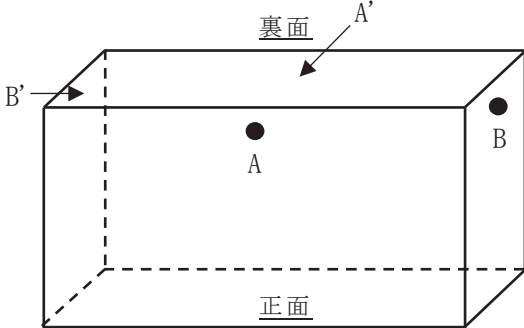
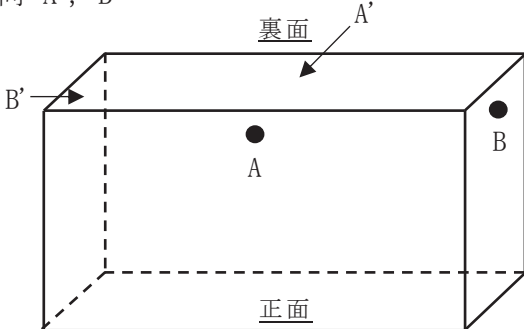
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : <input type="text"/> mm 横 : <input type="text"/> mm 高さ : <input type="text"/> mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A, B 打振方向 A', B' 	A'方向 : <input type="text"/> Hz B'方向 : <input type="text"/> Hz

表 3-12 125V 代替蓄電池の打振試験内容・結果

設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : <input type="text"/> mm 横 : <input type="text"/> mm 高さ : <input type="text"/> mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A, B 打振方向 A', B' 	A'方向 : <input type="text"/> Hz B'方向 : <input type="text"/> Hz

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 3-13 中央制御室 120V 交流分電盤 2A(壁掛形の盤)の打振試験内容・結果

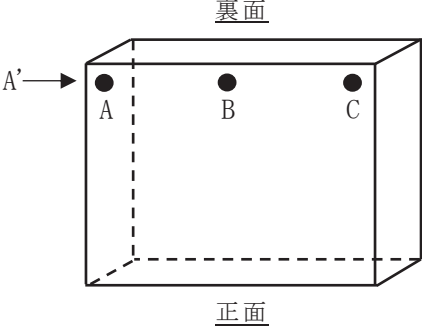
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて： <input type="text"/> mm 横： <input type="text"/> mm 高さ： <input type="text"/> mm 質量： <input type="text"/> kg	測定点 A~C 打振方向 A' 	A'方向： <input type="text"/> Hz

表 3-14 SPDS 無線中継盤(壁掛形の盤)の打振試験内容・結果

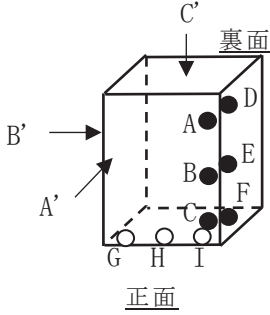
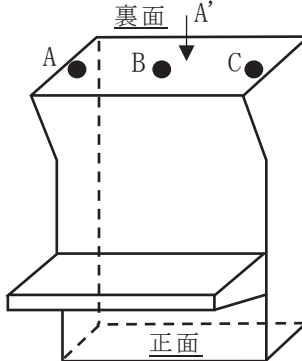
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて：250mm 横：700mm 高さ：700mm 質量： <input type="text"/> kg	測定点 A~I 打振方向 A'~C' 	A'方向： <input type="text"/> Hz B'方向： <input type="text"/> Hz C'方向： <input type="text"/> Hz

表 3-15 CRD 自動交換機 主操作盤(ベンチ形の盤)の打振試験内容・結果

設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて：1000mm 横：1600mm 高さ：2300mm 質量： <input type="text"/> kg	測定点 A~C 打振方向 A' 	A'方向： <input type="text"/> Hz 以上

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 3-16 HPCW ポンプ計器架台 (H22-P602) (直立形の計装ラック) の打振試験内容・結果

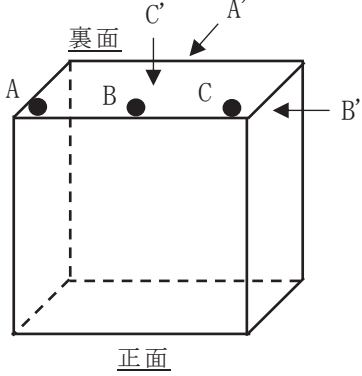
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて：600mm 横：1000mm 高さ：1200mm 質量： <input type="text"/> kg	測定点 A~C 打振方向 A'~C' 	A'方向： <input type="text"/> Hz B'方向： <input type="text"/> Hz C'方向： <input type="text"/> Hz 以上

表 3-17 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P614) (壁掛形の計装ラック) の打振試験内容・結果

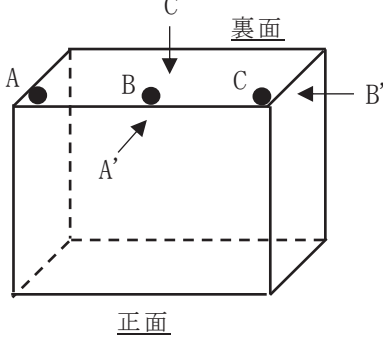
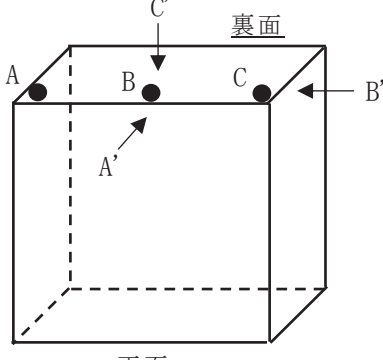
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて：400mm 横：1500mm 高さ：1200mm 質量： <input type="text"/> kg	測定点 A~C 打振方向 A'~C' 	A'方向： <input type="text"/> Hz B'方向： <input type="text"/> Hz C'方向： <input type="text"/> Hz

表 3-18 残留熱除去系ポンプ出口圧力, 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) (壁掛形の計装ラック) の打振試験内容・結果

設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて：500mm 横：1500mm 高さ：1700mm 質量： <input type="text"/> kg	測定点 A~C 打振方向 A'~C' 	A'方向： <input type="text"/> Hz 以上 B'方向： <input type="text"/> Hz C'方向： <input type="text"/> Hz 以上

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 3-19 使用済燃料プール上部空間放射線モニタ（低線量） 前置増幅器収納箱（壁掛形の計装ラック）の打振試験内容・結果

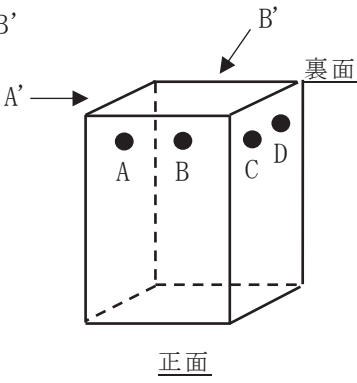
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて：306mm 横：250mm 高さ：740mm 質量： <input type="text"/> kg	測定点 A～D 打振方向 A'～B' 	A'方向： <input type="text"/> Hz B'方向： <input type="text"/> Hz

表 3-20 格納容器雰囲気放射線モニタ 前置増幅器収納箱（壁掛形の計装ラック）の打振試験内容・結果

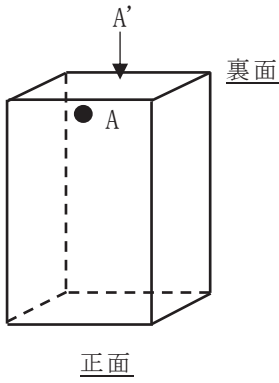
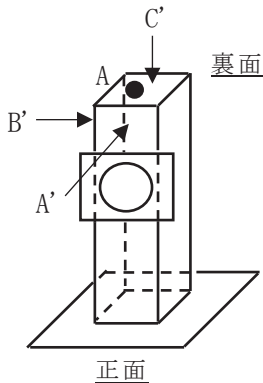
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて：256mm 横：250mm 高さ：840mm 質量： <input type="text"/> kg	測定点 A 打振方向 A' 	A'方向： <input type="text"/> Hz

表 3-21 圧力抑制室水位（T48-LT020）（直立形の計器スタンション）の打振試験内容・結果

設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて：397.5mm 横：150mm 高さ：1100mm 質量： <input type="text"/> kg	測定点 A 打振方向 A'～C' 	A'方向： <input type="text"/> Hz B'方向： <input type="text"/> Hz C'方向： <input type="text"/> Hz 以上

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 3-22 HPAC タービン排気圧力 (E61-PT053) (壁掛形の計器スタンション) の打振試験内容・結果

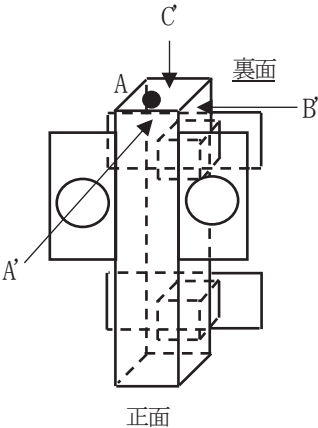
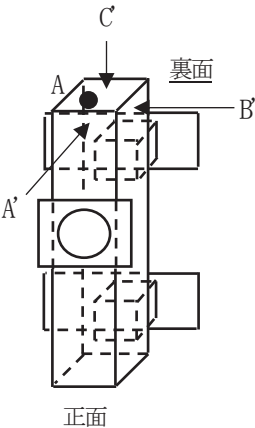
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : 415mm 横 : 440mm 高さ : 850mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A 打振方向 A'~C' 	A'方向 : <input type="text"/> Hz B'方向 : <input type="text"/> Hz C'方向 : <input type="text"/> Hz

表 3-23 高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) (壁掛形の計器スタンション) の打振試験内容・結果

設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : 440mm 横 : 250mm 高さ : 850mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A 打振方向 A'~C' 	A'方向 : <input type="text"/> Hz 以上 B'方向 : <input type="text"/> Hz C'方向 : <input type="text"/> Hz

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

当該設備の打振試験により剛としている設備の打振試験内容・結果

1. 概要

本資料は、盤、計装ラック及び計器スタンションの耐震計算書に記載した固有周期のうち、当該設備の打振試験により剛としている設備の打振試験内容・結果について、補足するものである。

2. 当該設備の打振試験により剛としている設備の打振試験内容・結果

当該設備の打振試験により剛としている設備について、表 4-1 に示す。また、打振試験内容・結果を表 4-2～表 4-23 に示す。

表 4-1 当該設備の打振試験により剛としている設備 (1/3)

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様	打振試験内容・結果
非常用ディーゼル発電機 2A 制御盤 (VI-2-10-1-2-1-7)	たて： mm 横： mm 高さ： mm 質量： kg	表32
6.9kV メタクラ 6-2C (VI-2-10-1-4-1)	たて： mm 横： mm 高さ： mm 質量： kg	表31
6.9kV メタクラ 6-2D (VI-2-10-1-4-1)	たて： mm 横： mm 高さ： mm 質量： kg	表42
460V パワーセンタ 4-2C (VI-2-10-1-4-3)	たて： mm 横： mm 高さ： mm 質量： kg	表43
460V 原子炉建屋 MCC 2C-3 (VI-2-10-1-4-4)	たて： mm 横： mm 高さ： mm 質量： kg	表34
460V 原子炉建屋 MCC 2D-1 (VI-2-10-1-4-4)	たて： mm 横： mm 高さ： mm 質量： kg	表44
460V 原子炉建屋 MCC 2D-3 (VI-2-10-1-4-4)	たて： mm 横： mm 高さ： mm 質量： kg	表45
460V 制御建屋 MCC 2C-1 (VI-2-10-1-4-4)	たて： mm 横： mm 高さ： mm 質量： kg	表46
460V 制御建屋 MCC 2D-1 (VI-2-10-1-4-4)	たて： mm 横： mm 高さ： mm 質量： kg	表47
460V 原子炉建屋交流電源切替盤 2D (VI-2-10-1-4-8)	たて： mm 横： mm 高さ： mm 質量： kg	表48

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 4-1 当該設備の打振試験により剛としている設備 (2/3)

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様	打振試験内容・結果
パワーセンタ動力変圧器 6-2PG (VI-2-10-1-4-12)	たて: mm 横: mm 高さ: mm 質量: kg	表3-7
125V 直流主母線盤 2A(P/C部) (VI-2-10-1-4-28)	たて: mm 横: mm 高さ: mm 質量: kg	表4-9
125V 直流主母線盤 2A-1(P/C部) (VI-2-10-1-4-29)	たて: mm 横: mm 高さ: mm 質量: kg	表3-3
125V 直流主母線盤 2A-1(MCC部) 3~6 盤 (VI-2-10-1-4-29)	たて: mm 横: mm 高さ: mm 質量: kg	表4-10
125V 直流主母線盤 2B-1(P/C部) (VI-2-10-1-4-29)	たて: mm 横: mm 高さ: mm 質量: kg	表4-11
125V 直流主母線盤 2B-1(MCC部) 3~6 盤 (VI-2-10-1-4-29)	たて: mm 横: mm 高さ: mm 質量: kg	表4-12
125V 直流主母線盤 2B-1(MCC部) 7~9 盤 (VI-2-10-1-4-29)	たて: mm 横: mm 高さ: mm 質量: kg	表4-13
125V 直流分電盤 2A-1 (VI-2-10-1-4-30)	たて: mm 横: mm 高さ: mm 質量: kg	表3-6
125V 直流電源切替盤 2B (VI-2-10-1-4-31)	たて: mm 横: mm 高さ: mm 質量: kg	表3-5
125V 代替充電器盤 (VI-2-10-1-4-36)	たて: mm 横: mm 高さ: mm 質量: kg	表3-9
計測制御設備の盤 (出力領域モニタ盤 (A) RPS- I) (VI-2-6-7-1)	たて: 1000 mm 横: 3000 mm 高さ: 2300 mm 質量: kg	表4-14
125V 蓄電池 2A (制御建屋 0.P.1.50 2段 1列 2000Ah 用) (VI-2-10-1-3-2-1)	たて: mm 横: mm 高さ: mm 質量: kg	表3-11
125V 代替蓄電池 (VI-2-10-1-3-2-2)	たて: mm 横: mm 高さ: mm 質量: kg	表3-12
中央制御室 120V 交流分電盤 2A (VI-2-10-1-4-9)	たて: mm 横: mm 高さ: mm 質量: kg	表3-13
計測制御設備の盤 (原子炉冷却制御盤 ESS- I・III) (VI-2-6-7-1)	たて: 1500 mm 横: 4600 mm 高さ: 2300 mm 質量: kg	表4-15

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 4-1 当該設備の打振試験により剛としている設備 (3/3)

設備名 (耐震計算書番号)	設備の概略仕様	打振試験内容・結果
原子炉隔離時冷却系ポンプ駆動用タービン入口蒸気圧力 (H22-P615) (VI-2-6-5-2-1-1)	たて： 400 mm 横： 1500 mm 高さ： 1200 mm 質量： <input type="text"/> kg	表4-16
原子炉隔離時冷却系ポンプ出口圧力 (H22-P615) (VI-2-6-5-2-1-5)	たて： 400 mm 横： 1500 mm 高さ： 1200 mm 質量： <input type="text"/> kg	表4-17
残留熱除去系ポンプ出口圧力 (H22-P018A) (VI-2-6-5-2-1-7)	たて： 500 mm 横： 1500 mm 高さ： 1700 mm 質量： <input type="text"/> kg	表4-18
原子炉隔離時冷却系ポンプ出口流量 (H22-P615) (VI-2-6-5-2-3-7)	たて： 400 mm 横： 1500 mm 高さ： 1200 mm 質量： <input type="text"/> kg	表4-19
残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) (VI-2-6-5-2-3-9)	たて： 500 mm 横： 1500 mm 高さ： 1700 mm 質量： <input type="text"/> kg	表4-20
残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P614) (VI-2-6-5-2-3-9)	たて： 400 mm 横： 1500 mm 高さ： 1200 mm 質量： <input type="text"/> kg	表4-21
圧力抑制室水位 (T48-LT020) (VI-2-6-5-8-1)	たて： 397.5 mm 横： 150 mm 高さ： 1100 mm 質量： <input type="text"/> kg	表4-22
高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) (VI-2-6-5-2-3-2)	たて： 440 mm 横： 250 mm 高さ： 850 mm 質量： <input type="text"/> kg	表4-23

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 4-2 6.9kV メタクラ 6-2D (直立形の盤) の打振試験内容・結果

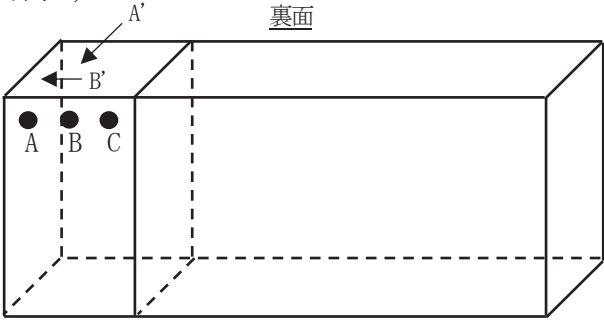
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : <input type="text"/> mm 横 : <input type="text"/> mm 高さ : <input type="text"/> mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A~C 打振方向 A', B' 	A'方向 : <input type="text"/> Hz B'方向 : <input type="text"/> Hz

表 4-3 460V パワーセンタ 4-2C (直立形の盤) の打振試験内容・結果

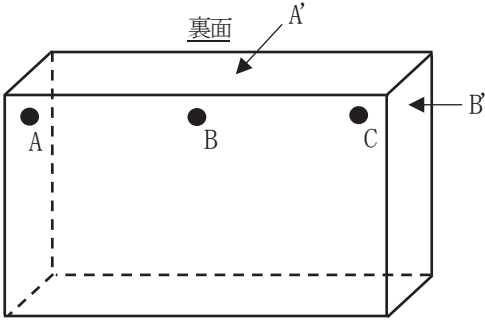
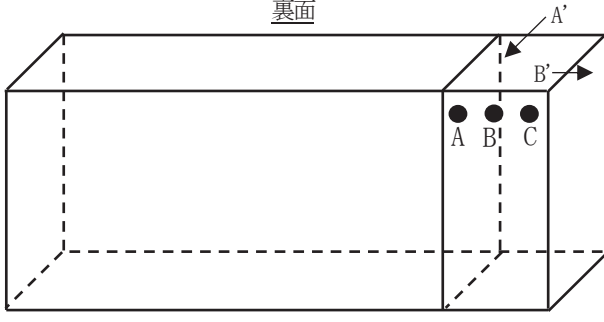
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : <input type="text"/> mm 横 : <input type="text"/> mm 高さ : <input type="text"/> mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A~C 打振方向 A', B' 	A'方向 : <input type="text"/> Hz B'方向 : <input type="text"/> Hz

表 4-4 460V 原子炉建屋 MCC 2D-1 (直立形の盤) の打振試験内容・結果

設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : <input type="text"/> mm 横 : <input type="text"/> mm 高さ : <input type="text"/> mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A~C 打振方向 A', B' 	A'方向 : <input type="text"/> Hz B'方向 : <input type="text"/> Hz

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 4-5 460V 原子炉建屋 MCC 2D-3 (直立形の盤) の打振試験内容・結果

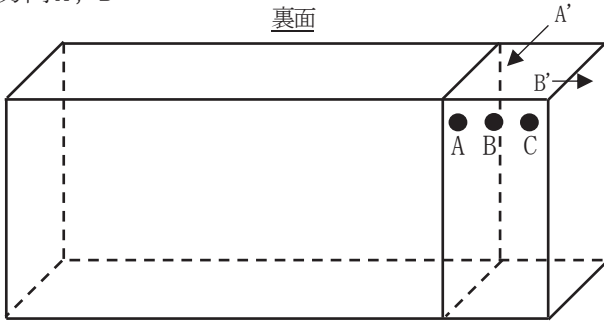
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて： <input type="text"/> mm 横： <input type="text"/> mm 高さ： <input type="text"/> mm 質量： <input type="text"/> kg	測定点 A~C 打振方向 A', B' 裏面 	A'方向： <input type="text"/> Hz B'方向： <input type="text"/> Hz

表 4-6 460V 制御建屋 MCC 2C-1 (直立形の盤) の打振試験内容・結果

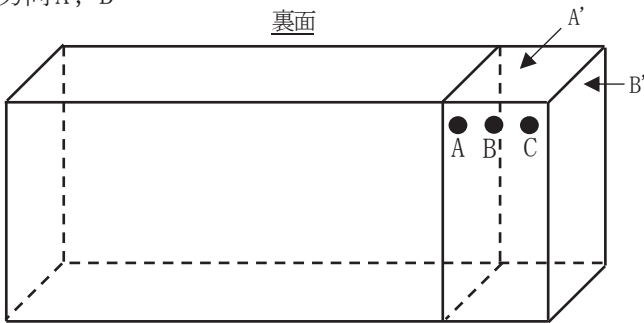
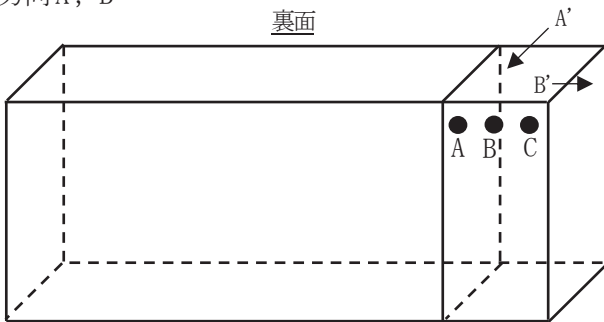
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて： <input type="text"/> mm 横： <input type="text"/> mm 高さ： <input type="text"/> mm 質量： <input type="text"/> kg	測定点 A~C 打振方向 A', B' 裏面 	A'方向： <input type="text"/> Hz B'方向： <input type="text"/> Hz

表 4-7 460V 制御建屋 MCC 2D-1 (直立形の盤) の打振試験内容・結果

設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて： <input type="text"/> mm 横： <input type="text"/> mm 高さ： <input type="text"/> mm 質量： <input type="text"/> kg	測定点 A~C 打振方向 A', B' 裏面 	A'方向： <input type="text"/> Hz B'方向： <input type="text"/> Hz

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 4-8 460V 原子炉建屋交流電源切替盤 2D (直立形の盤) の打振試験内容・結果

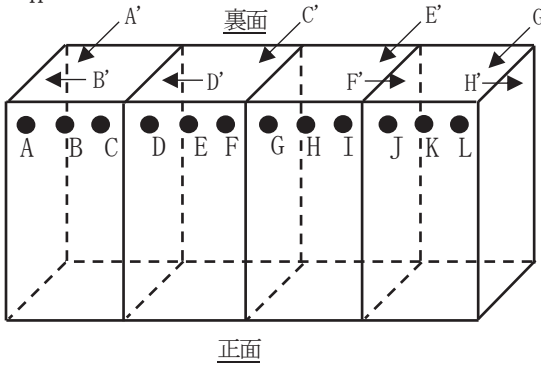
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : <input type="text"/> mm 横 : <input type="text"/> mm 高さ : <input type="text"/> mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A~L 打振方向 A'~H'  <p style="text-align: center;">正面</p>	A'方向 : <input type="text"/> Hz B'方向 : <input type="text"/> Hz C'方向 : <input type="text"/> Hz D'方向 : <input type="text"/> Hz E'方向 : <input type="text"/> Hz F'方向 : <input type="text"/> Hz G'方向 : <input type="text"/> Hz H'方向 : <input type="text"/> Hz

表 4-9 125V 直流主母線盤 2A(P/C 部) (直立形の盤) の打振試験内容・結果

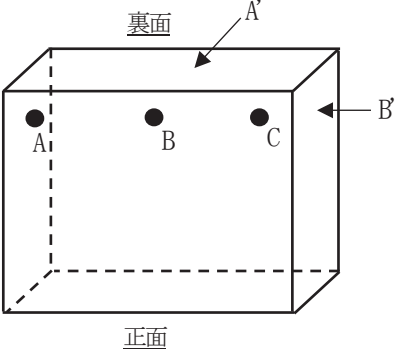
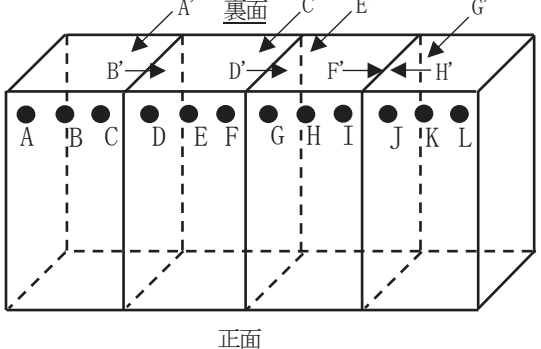
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : <input type="text"/> mm 横 : <input type="text"/> mm 高さ : <input type="text"/> mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A~C 打振方向 A', B'  <p style="text-align: center;">正面</p>	A'方向 : <input type="text"/> Hz B'方向 : <input type="text"/> Hz

表 4-10 125V 直流主母線盤 2A-1 (MCC 部) 3~6 盤 (直立形の盤) の打振試験内容・結果

設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : <input type="text"/> mm 横 : <input type="text"/> mm 高さ : <input type="text"/> mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A~L 打振方向 A'~H'  <p style="text-align: center;">正面</p>	A'方向 : <input type="text"/> Hz B'方向 : <input type="text"/> Hz C'方向 : <input type="text"/> Hz D'方向 : <input type="text"/> Hz E'方向 : <input type="text"/> Hz F'方向 : <input type="text"/> Hz G'方向 : <input type="text"/> Hz H'方向 : <input type="text"/> Hz

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 4-11 125V 直流主母線盤 2B-1 (P/C 部) (直立形の盤) の打振試験内容・結果

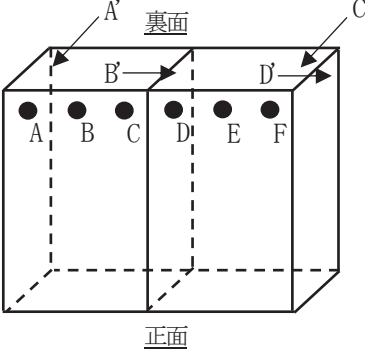
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : <input type="text"/> mm 横 : <input type="text"/> mm 高さ : <input type="text"/> mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A~F 打振方向 A'~D' 	A'方向 : <input type="text"/> Hz B'方向 : <input type="text"/> Hz C'方向 : <input type="text"/> Hz D'方向 : <input type="text"/> Hz

表 4-12 125V 直流主母線盤 2B-1 (MCC 部) 3~6 盤 (直立形の盤) の打振試験内容・結果

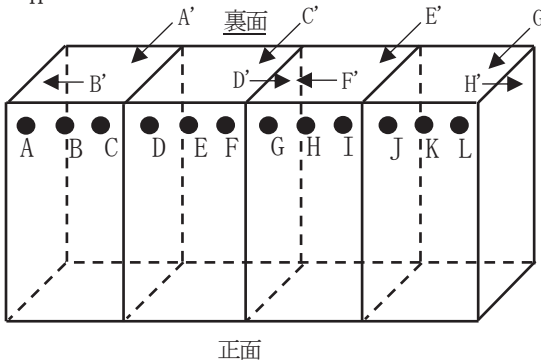
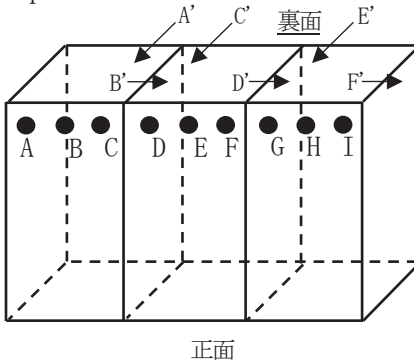
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : <input type="text"/> mm 横 : <input type="text"/> mm 高さ : <input type="text"/> mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A~L 打振方向 A'~H' 	A'方向 : <input type="text"/> Hz B'方向 : <input type="text"/> Hz C'方向 : <input type="text"/> Hz D'方向 : <input type="text"/> Hz E'方向 : <input type="text"/> Hz F'方向 : <input type="text"/> Hz G'方向 : <input type="text"/> Hz H'方向 : <input type="text"/> Hz

表 4-13 125V 直流主母線盤 2B-1 (MCC 部) 7~9 盤 (直立形の盤) の打振試験内容・結果

設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : <input type="text"/> mm 横 : <input type="text"/> mm 高さ : <input type="text"/> mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A~I 打振方向 A'~F' 	A'方向 : <input type="text"/> Hz B'方向 : <input type="text"/> Hz C'方向 : <input type="text"/> Hz D'方向 : <input type="text"/> Hz E'方向 : <input type="text"/> Hz F'方向 : <input type="text"/> Hz

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 4-14 計測制御設備の盤（出力領域モニタ盤 (A) RPS-I）（直立形の盤）の打振試験内容・結果

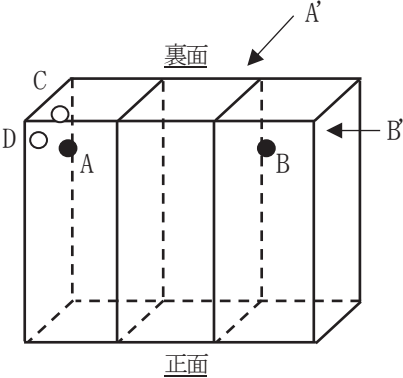
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて：1000 mm 横：3000 mm 高さ：2300 mm 質量： <input type="text"/> kg	測定点 A~D 打振方向 A', B' 	A'方向： <input type="text"/> Hz B'方向： <input type="text"/> Hz

表 4-15 計測制御設備の盤（原子炉冷却制御盤 ESS-I・III）（ベンチ形の盤）の打振試験内容・結果

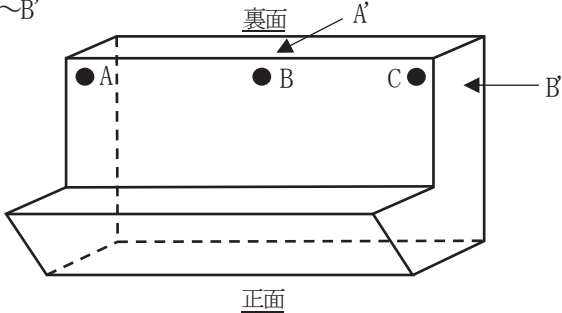
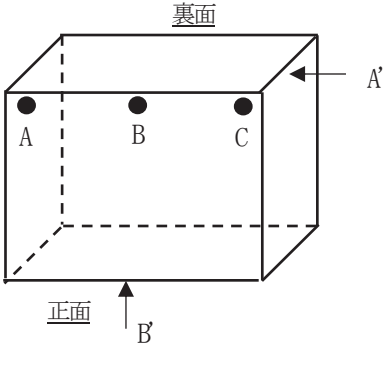
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて：1500 mm 横：4600 mm 高さ：2300 mm 質量： <input type="text"/> kg	測定点 A~C 打振方向 A'~B' 	A'方向： <input type="text"/> Hz B'方向： <input type="text"/> Hz

表 4-16 原子炉隔離時冷却系ポンプ駆動用タービン入口蒸気圧力 (H22-P615)（壁掛形の計装ラック）の打振試験内容・結果

設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて：400 mm 横：1500 mm 高さ：1200 mm 質量： <input type="text"/> kg	測定点 A~C 打振方向 A'~B' 	A'方向： <input type="text"/> Hz B'方向： <input type="text"/> Hz

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 4-17 原子炉隔離時冷却系ポンプ出口圧力 (H22-P615) (壁掛形の計装ラック) の打振試験内容・結果

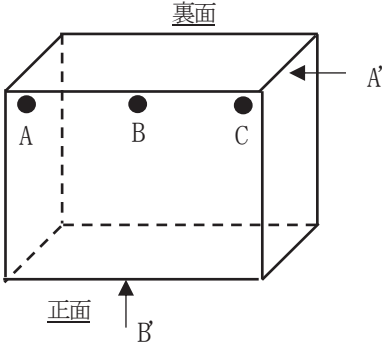
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : 400 mm 横 : 1500 mm 高さ : 1200 mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A~C 打振方向 A'~B' 	A'方向 : <input type="text"/> Hz B'方向 : <input type="text"/> Hz

表 4-18 残留熱除去系ポンプ出口圧力 (H22-P018A) (壁掛形の計装ラック) の打振試験内容・結果

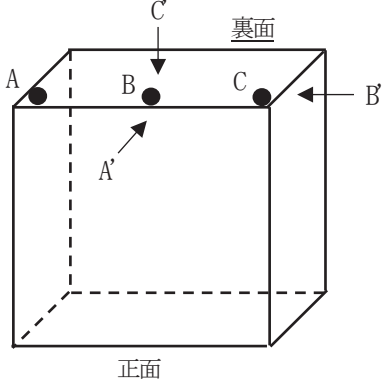
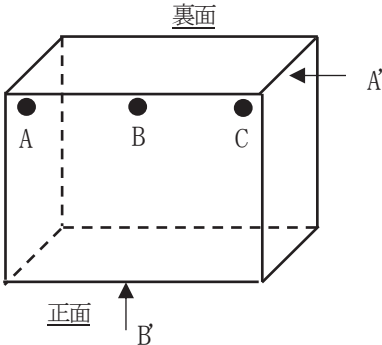
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : 500 mm 横 : 1500 mm 高さ : 1700 mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A~C 打振方向 A'~C' 	A'方向 : <input type="text"/> Hz 以上 B'方向 : <input type="text"/> Hz C'方向 : <input type="text"/> Hz 以上

表 4-19 原子炉隔離時冷却系ポンプ出口流量 (H22-P615) (壁掛形の計装ラック) の打振試験内容・結果

設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : 400 mm 横 : 1500 mm 高さ : 1200 mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A~C 打振方向 A'~B' 	A'方向 : <input type="text"/> Hz B'方向 : <input type="text"/> Hz

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 4-20 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P018A) (壁掛形の計装ラック) の打振試験内容・結果

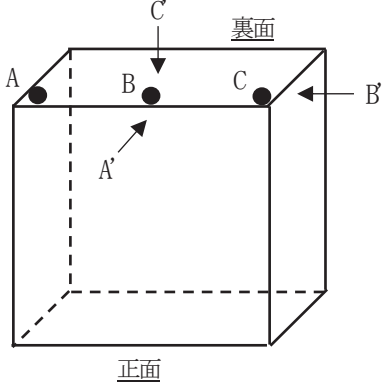
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : 500 mm 横 : 1500 mm 高さ : 1700 mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A~C 打振方向 A'~C' 	A'方向 : <input type="text"/> Hz 以上 B'方向 : <input type="text"/> Hz C'方向 : <input type="text"/> Hz 以上

表 4-21 残留熱除去系ポンプ出口流量 (H22-P614) (壁掛形の計装ラック) の打振試験内容・結果

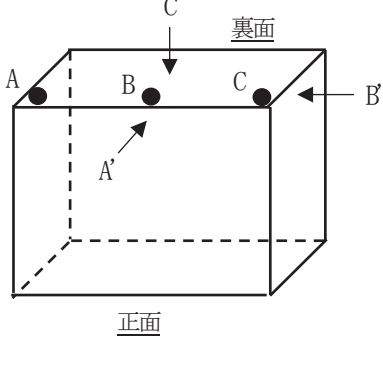
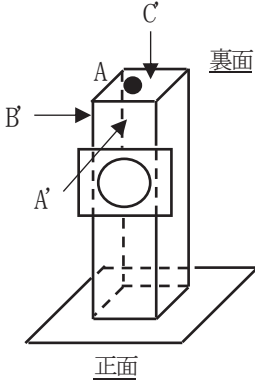
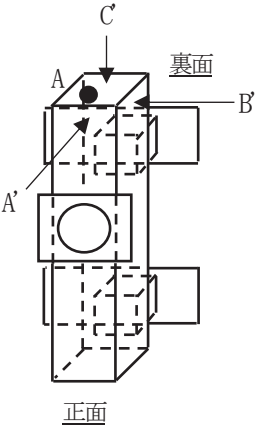
設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : 400 mm 横 : 1500 mm 高さ : 1200 mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A~C 打振方向 A'~C' 	A'方向 : <input type="text"/> Hz B'方向 : <input type="text"/> Hz C'方向 : <input type="text"/> Hz

表 4-22 圧力抑制室水位 (T48-LT020) (直立形の計装スタンプ) の打振試験内容・結果

設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : 397.5 mm 横 : 150 mm 高さ : 1100 mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A 打振方向 A'~C' 	A'方向 : <input type="text"/> Hz B'方向 : <input type="text"/> Hz C'方向 : <input type="text"/> Hz 以上

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 4-23 高圧代替注水系ポンプ出口流量 (E61-FT004) (壁掛形の計装スタンション) の打振試験内容・結果

設備の概略仕様	試験内容	試験結果
たて : 440 mm 横 : 250 mm 高さ : 850 mm 質量 : <input type="text"/> kg	測定点 A 打振方向 A'~C' 	A'方向 : <input type="text"/> Hz 以上 : <input type="text"/> Hz B'方向 : <input type="text"/> Hz C'方向 : <input type="text"/> Hz

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

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-19-0600-18-2_改1

補足-600-18-2 電気盤等の水平方向の機能維持評価用加速度の設定方法
について

目次

1. 検討の目的	1
2. 影響検討対象	1
3. 電気盤等の電氣的機能維持評価用加速度の設定方法について	1
4. 評価結果	2
5. まとめ	2

1. 検討の目的

電気盤、計装ラック（以下「電気盤等」という。）は、JNES で実施された電気盤等の加振試験*より固有振動数 20Hz 以上を有しているも、器具取付位置での応答は、水平方向入力に対して応答増幅があることが確認されている。

当該事象を踏まえて女川原子力発電所 2 号機の電気盤等の電氣的機能維持評価結果への影響を確認する。

なお、電気盤等の鉛直方向については、構造上設置床から上下方向に梁があり、水平方向に比べて固有振動数が大きく、応答増幅の影響は小さいと考えられるため、水平方向のみ影響を確認する。

注*：独立行政法人原子力安全基盤機構 平成 16 年度原子力発電施設耐震信頼性実証に関する報告書その 1（横型ポンプ，電気品）

2. 影響検討対象

電気盤等の応答増幅が考えられるのは、直立形の電気盤等であることから、影響検討対象については、直立形の電盤等に分類される直立形、ベンチ形の盤及び直立形の計装ラックの影響検討を行う。

3. 電気盤等の電氣的機能維持評価用加速度の設定方法について

電気盤等については、固有振動数を 20Hz 以上の剛構造とすることを基本として設計している。

今回の評価では、電気盤等の応答増幅として 20Hz での設計用床応答曲線の加速度に対し、電気盤等に取り付けられる器具の電氣的機能維持確認済加速度が上回ることを確認する。表 3-1 に電気盤等が設置される床面高さの 20Hz での設計用床応答曲線の加速度を示す。

また、図 1~12 に電気盤等が設置される床面高さの水平方向設計用床応答曲線を示す。

表 3-1 20Hz での設計用床応答曲線加速度

据付場所	床面高さ (m) *1	水平方向	
		加速度 ($\times 9.8\text{m/s}^2$) *2	設計用最大床応答加速度 ($\times 9.8\text{m/s}^2$)
原子炉建屋	OP. 22.50	3.97	1.77
	OP. 15.00	3.23	1.65
	OP. 6.00	3.20	1.31
	OP. -0.80	2.38	1.11
制御建屋	OP. 22.95	5.53	2.32
	OP. 8.00	6.62	1.62
	OP. 1.50	3.37	1.13
緊急時対策建屋	OP. 62.20	5.21	1.40
緊急用電気品建屋	OP. 56.40	1.92	0.70
CST 基礎連絡トレンチ	OP. 10.50	1.65	1.04

注*1：電気盤等が設置される床面高さのみを示す。

*2：VI-2-1-7「設計用床応答曲線の作成方針」に示す設計用床応答曲線のうち電気盤の減衰定数4.0%の加速度を記載。

4. 評価結果

表4-1に電気盤等の評価結果を示す。なお評価結果については電気盤等が設置される床面高さ毎に最も機能維持確認済加速度が小さい電気盤等を記載する。

表4-1 電氣的機能維持評価結果

据付場所	床面高さ (m)	電気盤等名称	水平方向	
			加速度 ($\times 9.8\text{m/s}^2$)*	機能維持確認済加速度 ($\times 9.8\text{m/s}^2$)
原子炉建屋	OP. 22.50	6.9kV メタクラ 6-2G	3.97	
	OP. 15.00	非常用ディーゼル発電機2A 界磁調整器盤	3.23	
	OP. 6.00	6.9kV メタクラ 6-2C	3.20	
	OP. -0.80	代替原子炉再循環ポンプトリップ遮断器	2.38	
制御建屋	OP. 22.95	2号 SPDS 緊急時伝送盤 (3)	5.53	
	OP. 8.00	無停電交流電減用静止形無停電交流電源装置 2A	6.62	
	OP. 1.50	250V 充電器	3.37	
緊急時対策建屋	OP. 62.20	6.9kV メタルクラッドスイッチギヤ 6-J-1	5.21	
緊急用電気品建屋	OP. 56.40	6.9kV メタルクラッドスイッチギヤ 6-2F-1	1.92	
CST 基礎連絡トレンチ	OP. 10.50	復水貯蔵タンク水位計器架台	1.65	

注*：表3-1に記載の20Hzでの設計用床応答曲線の加速度を示す。

5. まとめ

4項に示す評価結果より、20Hzでの設計用床応答曲線の加速度に対して、電気盤等に取り付けられる器具の電氣的機能維持確認済加速度が上回ることを確認した。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

構造物名：原子炉建屋

標高：0.P. 22.500m

—— 水平方向

減衰定数：4.0%

波形名：基準地震動 S s

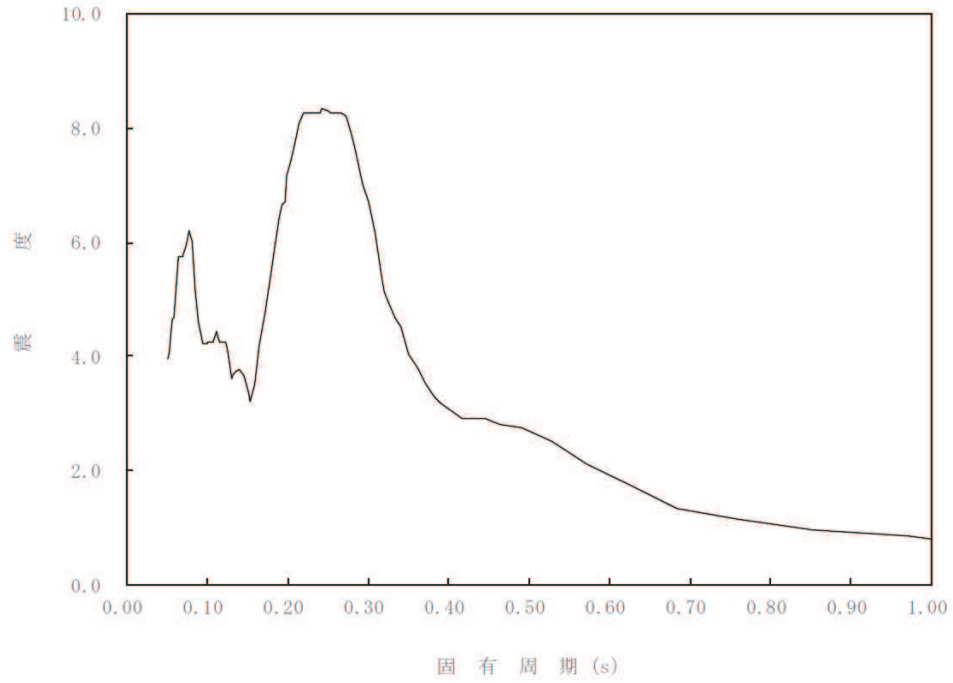


図1 原子炉建屋 (O.P. 22.50m) 設計用床応答曲線

構造物名：原子炉建屋

標高：0.P. 15.000m

—— 水平方向

減衰定数：4.0%

波形名：基準地震動 S s

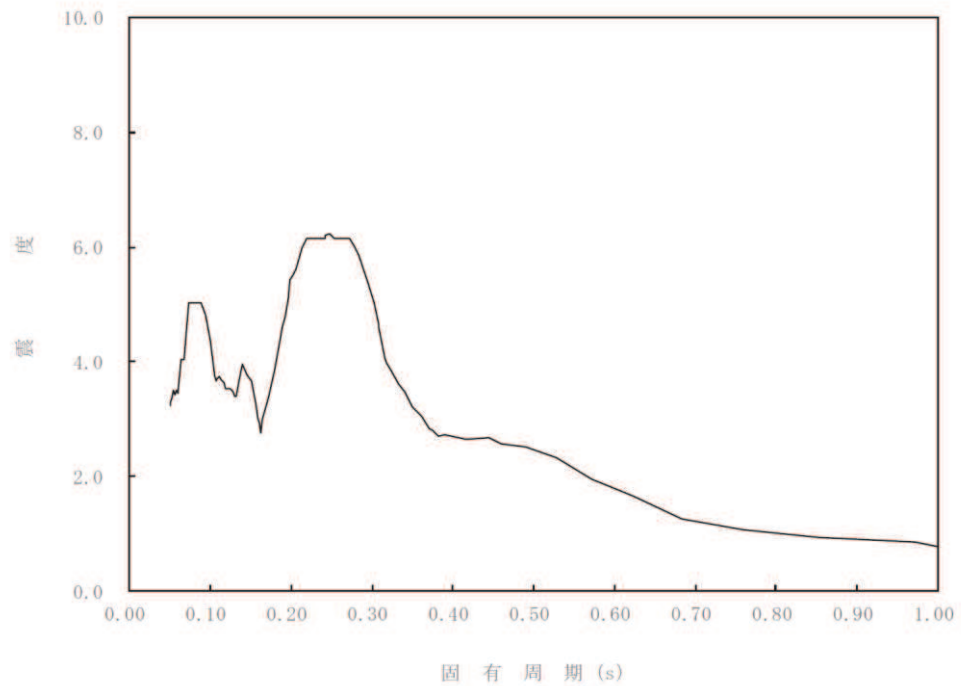


図2 原子炉建屋 (O.P. 15.00m) 設計用床応答曲線

構造物名：原子炉建屋

標高：O.P. 6.000m

—— 水平方向

減衰定数：4.0%

波形名：基準地震動S s

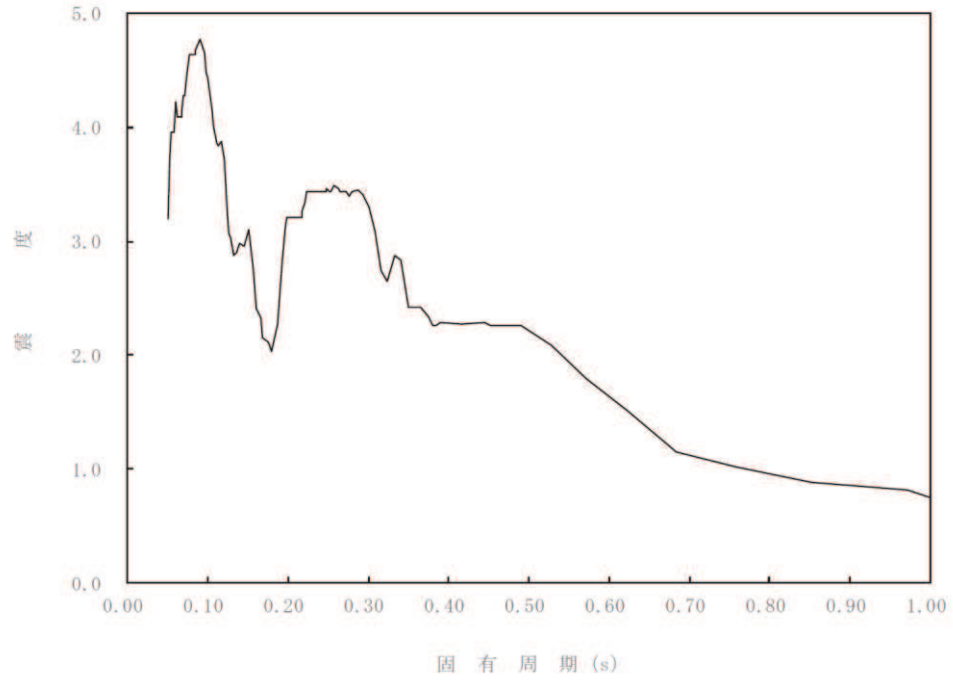


図3 原子炉建屋 (O.P. 6.00m) 設計用床応答曲線

構造物名：原子炉建屋

標高：O.P. -0.800m

—— 水平方向

減衰定数：4.0%

波形名：基準地震動S s

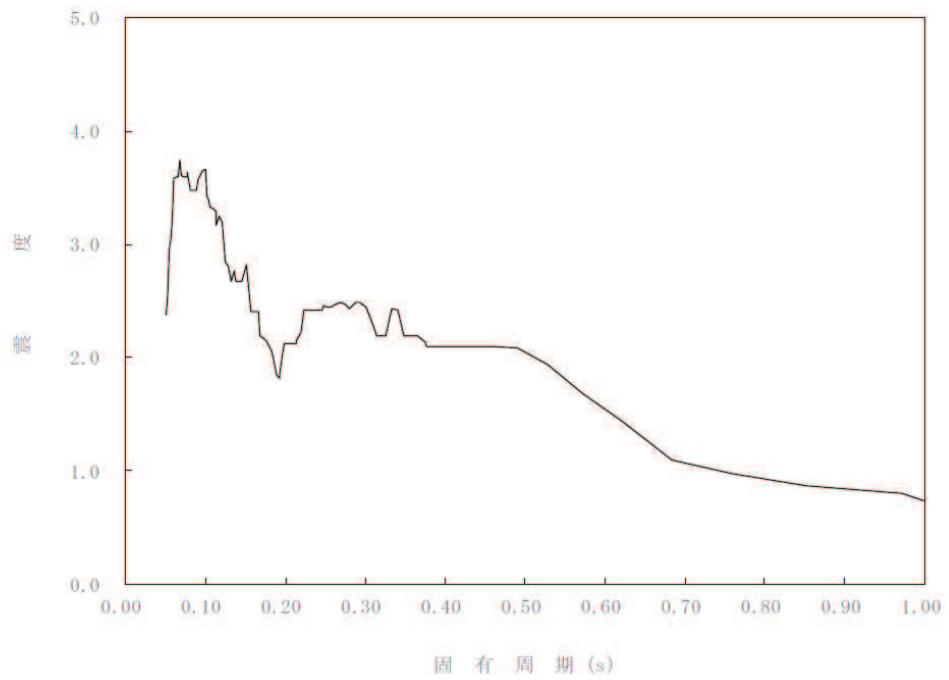


図4 原子炉建屋 (O.P. -0.80m) 設計用床応答曲線

構造物名：制御建屋

標高：0. P. 22.950m

—— 水平方向

減衰定数：4.0%

波形名：基準地震動 S s

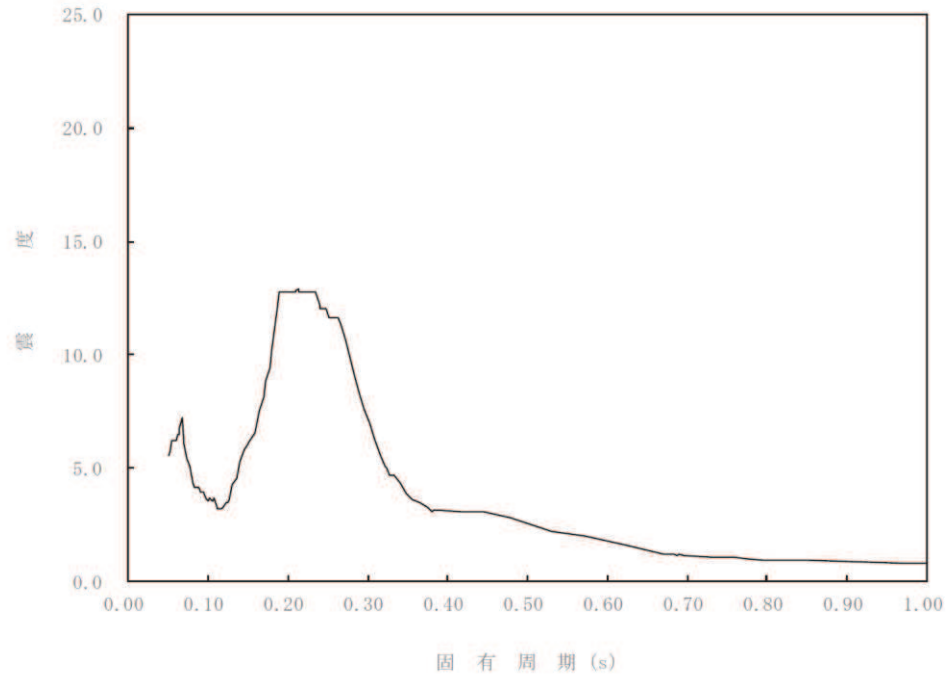


図5 制御建屋 (0. P. 22.95m) 設計用床応答曲線

構造物名：制御建屋

標高：0. P. 8.000m

—— 水平方向

減衰定数：4.0%

波形名：基準地震動 S s

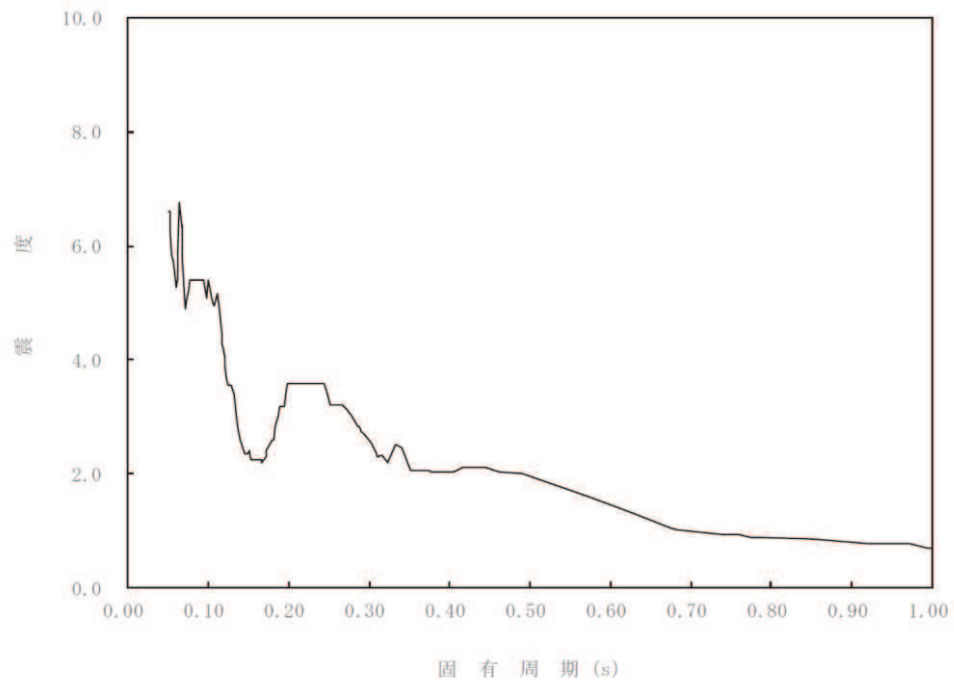


図6 制御建屋 (0. P. 8.00m) 設計用床応答曲線

構造物名：制御建屋

標高：O.P. 1.500m

—— 水平方向

減衰定数：4.0%

波形名：基準地震動S s

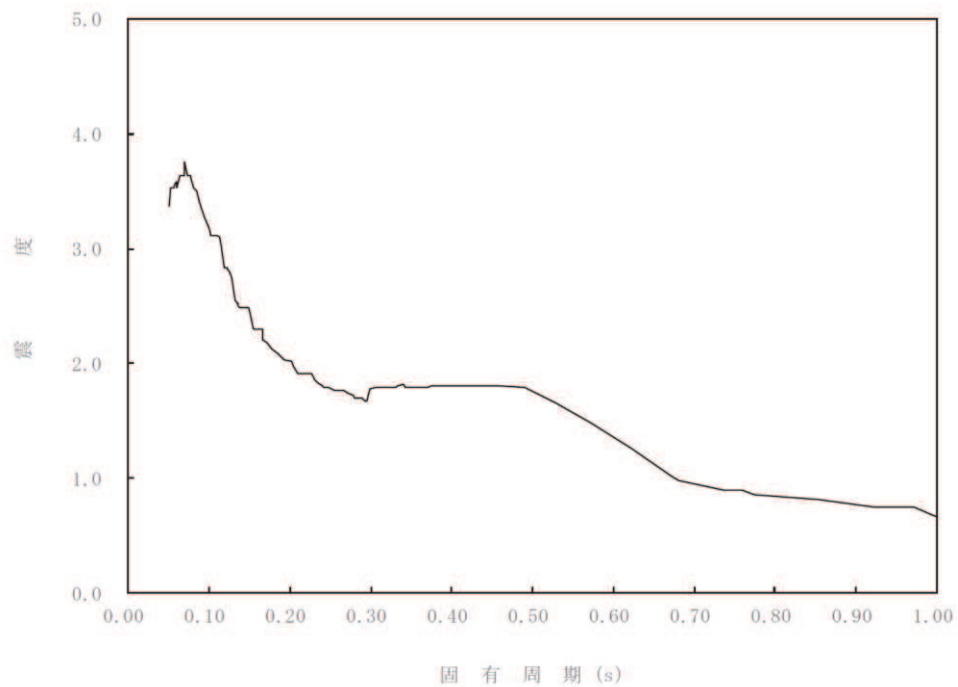


図7 制御建屋 (O.P. 1.50m) 設計用床応答曲線

構造物名：緊急時対策建屋
減衰定数：4.0

標高：O.P. 62.200m
波形名：Ss-AL

—— 水平方向

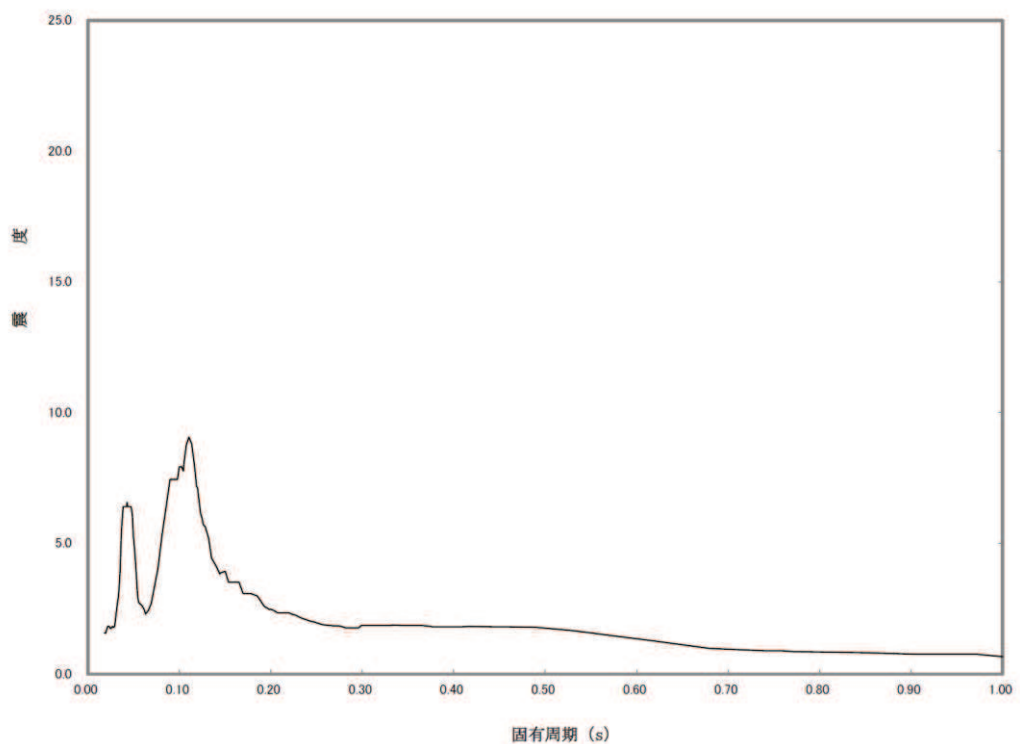


図8 緊急時対策建屋 (O.P. 62.20m) 設計用床応答曲線

構造物名：緊急用電気品建屋
減衰定数：4.0

標高：0.P.56.40m
波形名：Ss-AL

— 水平方向

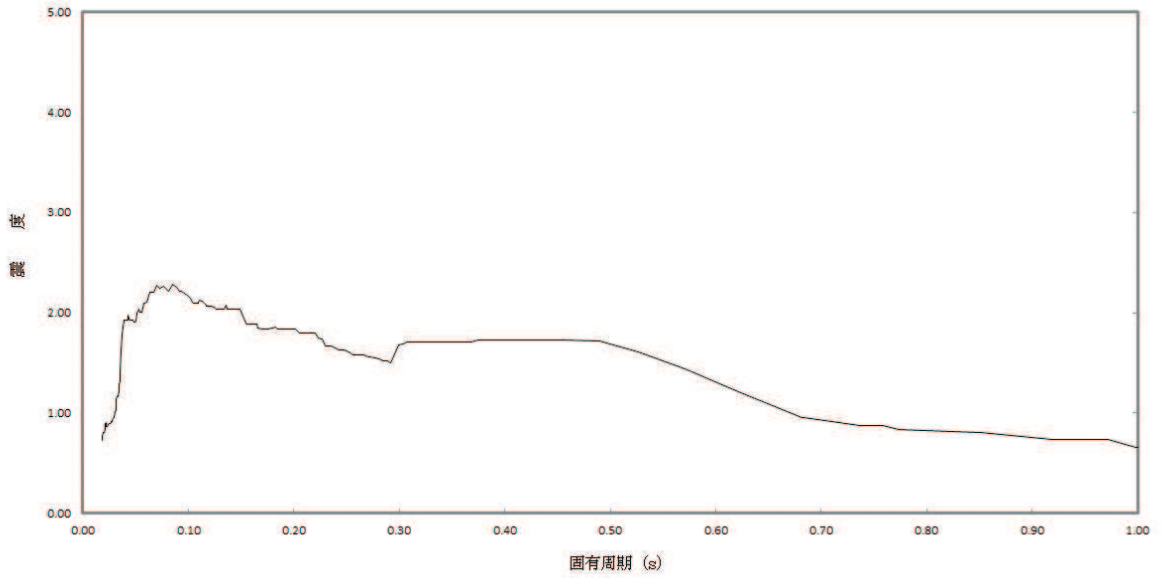


図9 緊急用電気品建屋 (O.P. 56.40m) 設計用床応答曲線

構造物名：CST基礎連絡トレンチ
減衰定数：4.0

標高：0.P. 10.50m
波形名：Ss-AL

— 水平方向

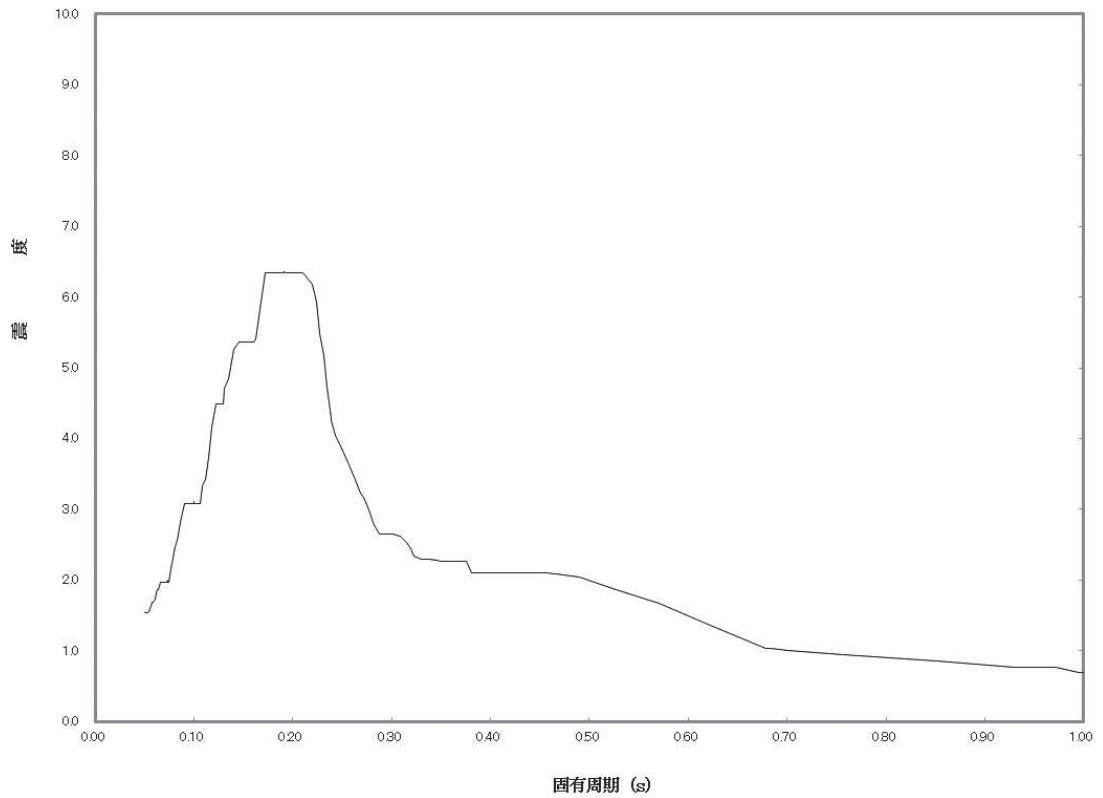


図10 CST基礎連絡トレンチ (O.P. 10.50m) 設計用床応答曲線

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-19-0600-19_改4

補足-600-19【重大事故等対処施設の耐震設計における重大事故と地震の組合せについて】

目 次

	頁
1. はじめに	1
2. 基準の規定内容	2
2.1 技術基準規則 第50条（SA施設）の規定内容	2
2.2 J E A G 4 6 0 1 の記載内容	2
3. SA施設の荷重の組合せと許容応力状態の設定に関する基本方針	8
4. 荷重の組合せの検討手順	11
5. 荷重の組合せの検討結果	14
5.1 地震の従属事象・独立事象の判断	14
5.2 荷重の組合せの検討結果	15
5.2.1 全般施設	15
5.2.2 PCV バウンダリ	19
5.2.3 RPV バウンダリ	30
5.2.4 SA施設の支持構造物	35
6. 許容応力状態の検討結果	36
6.1 全般施設	37
6.2 PCV バウンダリ	38
6.3 RPV バウンダリ	39
6.4 SA施設の支持構造物	39
7. まとめ	40

添付資料

添付資料－1 地震動の年超過確率

添付資料－2 「地震の従属事象」と「地震の独立事象」について

添付資料－3 建物・構築物のSA施設としての設計の考え方

添付資料－4 工認対象施設（SA施設）における荷重組合せの取扱い

1. はじめに

重大事故等* (以下「SA」という。)の状態が必要となる常設の重大事故等対処施設 (以下「SA 施設」という。)については、待機状態において地震により必要な機能が損なわれず、さらに SA が長期にわたり継続することを念頭に、SA における運転状態と地震との組合せに対して必要な機能が損なわれない設計とする必要がある。以下に SA 施設の耐震設計に対する考え方を示す。

注記* : 「重大事故に至るおそれがある事故 (運転時の異常な過渡変化及び設計基準事故を除く。)又は重大事故」を総称して重大事故等という。

2. 基準の規定内容

SA 施設，設計基準対象施設（以下「DB 施設」という。）の耐震性の要求は，それぞれ 実用発電用原子炉及びその附属施設の技術基準に関する規則（以下「技術基準規則」という。）第 50 条，第 5 条に規定されている。そこで，SA 施設及び DB 施設について，耐震設計に関する基準の規定内容を以下のとおり整理した。

2.1 技術基準規則 第 50 条（SA 施設）の規定内容

技術基準規則第 50 条において，基準地震動による地震力に対して SA に対処するために必要な機能が損なわれるおそれがないことが求められる。

同解釈によれば，その適用に当たっては DB 施設の耐震性を規定する技術基準規則第 5 条の解釈に準ずるとされている。

技術基準規則第 5 条各項の解釈では，それぞれ実用発電用原子炉及びその附属施設の位置，構造及び設備の基準に関する規則（以下「設置許可基準規則」という。）第 4 条各項の要求に従うこととされている。設置許可基準規則第 4 条の解釈によれば通常運転時，運転時の異常な過度変化時及び事故時に生じるそれぞれの荷重と適切な地震力を組み合わせた荷重条件に対して，その施設に要求される機能を保持することが求められている。

なお，上記の荷重については，地震の従属事象の荷重及び地震と独立した事象であっても長時間継続する事象による荷重は適切な地震力と組み合わせて考慮することが求められている。

2.2 J E A G 4 6 0 1 の記載内容

耐震設計に係る工認審査ガイドの「4.2 荷重及び荷重の組合せ」において，「規制基準の要求事項に留意して，J E A G 4 6 0 1 の規定を参考に」組み合わせることとされていることから，J E A G 4 6 0 1 における記載内容を以下のとおり整理した。

J E A G 4 6 0 1 ・補-1984 では，運転状態Ⅰ～Ⅲと S_1 及び S_2 との組合せに対して評価基準値Ⅲ_AS 及びⅣ_AS を適用した評価が求められている。ここで，運転状態Ⅳ(L)と S_1 との組合せにおいて，原子炉冷却材圧力バウンダリ（ECCS 系）及び原子炉格納容器についてはⅢ_AS を適用する。また，原子炉冷却材圧力バウンダリ（ECCS 系以外）についてはⅣ_AS を適用し，原子炉格納容器（LOCA 後最大内圧との組合せ）の評価についてはⅣ_AS を適用することが求められている。さらに，ECCS 機器については，運転状態Ⅰ（当該設備においては，本来運転状態Ⅳ(L)を設計条件としており，この状態が運転状態Ⅰに相当）と S_1 との組合せに対して評価基準値Ⅲ_AS を適用した評価が求められている。（図 2.2-1，2 参照）

表1 運転状態と基準地震動の組合せ及び対応する許容応力区分
(その1:容器,管)

第1種 容 器				第2種 容 器			
地震動 運転状態	—	S ₁	S ₂	地震動 運転状態	—	S ₁	S ₂
I	I _A	Ⅲ _A S	IV _A S	I	I _A	Ⅲ _A S	IV _A S
II	II _A	Ⅲ _A S	IV _A S	II	II _A	Ⅲ _A S	IV _A S
III	Ⅲ _A	Ⅲ _A S	IV _A S	III	Ⅲ _A	Ⅲ _A S	IV _A S
IV(L)	IV _A	IV _A S		IV(L)	I _A *	Ⅲ _A S	
IV(S)	IV _A			IV(S)	IV _A		

第3・4種 容器 (ECCS等以外)				第3・4種 容器 (ECCS等)			
地震動 運転状態	—	S ₁	S ₂	地震動 運転状態	—	S ₁	S ₂
I	I _A	Ⅲ _A S	IV _A S	I	I _A	Ⅲ _A S	IV _A S
II	II _A	Ⅲ _A S	IV _A S	II	II _A	Ⅲ _A S	IV _A S
III	Ⅲ _A	Ⅲ _A S	IV _A S	III	Ⅲ _A	Ⅲ _A S	IV _A S
IV(L)				IV(L)	I _A *	Ⅲ _A S	
IV(S)				IV(S)	IV _A		

第1種 管 (ECCS等以外)				第1種 管 (ECCS等)			
地震動 運転状態	—	S ₁	S ₂	地震動 運転状態	—	S ₁	S ₂
I	I _A	Ⅲ _A S	IV _A S	I	I _A	Ⅲ _A S	IV _A S
II	II _A	Ⅲ _A S	IV _A S	II	II _A	Ⅲ _A S	IV _A S
III	Ⅲ _A	Ⅲ _A S	IV _A S	III	Ⅲ _A	Ⅲ _A S	IV _A S
IV(L)	IV _A	IV _A S		IV(L)	I _A *	Ⅲ _A S	
IV(S)	IV _A			IV(S)	IV _A		

第3・4種 管 (ECCS等以外)				第3・4種 管 (ECCS等)			
地震動 運転状態	—	S ₁	S ₂	地震動 運転状態	—	S ₁	S ₂
I	I _A	Ⅲ _A S	IV _A S	I	I _A	Ⅲ _A S	IV _A S
II	II _A	Ⅲ _A S	IV _A S	II	II _A	Ⅲ _A S	IV _A S
III	Ⅲ _A	Ⅲ _A S	IV _A S	III	Ⅲ _A	Ⅲ _A S	IV _A S
IV(L)				IV(L)	I _A *	Ⅲ _A S	
IV(S)				IV(S)	IV _A		

J E A G 4 6 0 1 ・ 補-1984 より抜粋

図 2.2-1 J E A G 4 6 0 1 ・ 補-1984 の許容応力状態の考え方

付 録 2

地震荷重と他の荷重との組合せ及び対応する許容応力状態

本参考資料での検討と J E A G 4601・補-1984「原子力発電所耐震設計技術指針-許容応力編」での検討を踏まえた結果、地震荷重と他の荷重との組合せ及び対応する許容応力状態は次のとおりである。

耐震クラス	種 別 (1) 荷重の組合せ	第1種	第2種	第3種	第4種	第5種	炉心支持構造物	そ の 他		
		機支持構造物	容支持構造物	機支持構造物	容管器	管		ポンプ・弁	炉内構造物	支持構造物
A _S	D + P + M + S ₁	Ⅲ _A S	Ⅲ _A S	-	-	-	Ⅲ _A S	-	-	-
	D + P _D + M _D + S ₁	-	-	Ⅲ _A S	Ⅲ _A S	-	-	Ⅲ _A S	Ⅲ _A S	Ⅲ _A S
	D + P _L + M _L + S ₁	Ⅳ _A S ⁽²⁾	Ⅲ _A S ⁽³⁾	-	-	-	Ⅳ _A S	-	-	-
	D + P + M + S ₂	Ⅳ _A S	Ⅳ _A S	-	-	-	Ⅳ _A S	-	-	-
	D + P _D + M _D + S ₂	-	-	Ⅳ _A S	Ⅳ _A S	-	-	Ⅳ _A S	Ⅳ _A S	Ⅳ _A S
A	D + P _D + M _D + S ₁	-	-	Ⅲ _A S	Ⅲ _A S	Ⅲ _A S	-	Ⅲ _A S	Ⅲ _A S	Ⅲ _A S
B	D + P _d + M _d + S _B	-	-	B _A S	B _A S	B _A S	-	B _A S	-	B _A S
C	D + P _d + M _d + S _C	-	-	-	C _A S	C _A S	-	C _A S	-	C _A S

- 注：(1) 各設備の種別は、原則として告示に基づくものとする。
告示で規定されない容器・管にあっては以下による。
- 1) 耐震A又はA_Sクラスに分類される非常用予備発電装置に付属する容器・管については第3種の規定を準用する。
 - 2) 第5種管に分類されないダクトについても、第5種管の規定を準用する。
 - 3) 上記1), 2)以外で告示で規定されない容器・管にあっては第4種の規定を準用する。
- (2) なお、ECCS及びそれに関連し、事故時に運転を必要とするものについてはⅢ_ASとする。
- (3) 1) 第2種容器、許容応力状態Ⅲ_ASの荷重の組合せ(D + P_L + M_L + S₁)のP_Lは、LOCA後10⁻¹年後の原子炉格納容器内圧を用いる。
- 2) 原子炉格納容器は、LOCA後の最終障壁となることから、構造体全体としての安全裕度を確認する意味でLOCA後の最大内圧とS₁地震動(又は静的地震力)との組合せを考慮する。
この場合の評価は、許容応力状態Ⅳ_ASの許容限界を用いて行う。

J E A G 4601・補-1984より抜粋

図 2.2-2 J E A G 4601・補-1984の許容応力状態と荷重の組合せの考え方

(1) 荷重の組合せ

J E A G 4 6 0 1・補-1984における、荷重の組合せに関する記載は、以下のとおり。

- ・「その発生確率が 10^{-7} 回/炉・年を下回ると判断される事象は、運転状態 I ～IV には含めない。」とされている。
- ・地震の従属事象については、「地震時の状態と、それによって引き起こされるおそれのあるプラントの状態とは、組合せなければならない。」とされている。
- ・地震の独立事象については、「地震と、地震の独立事象の組合せは、これを確率的に考慮することが妥当であろう。地震の発生確率が低く、継続時間が短いことを考えれば、これと組合せるべき状態は、その原因となる事象の発生頻度及びその状態の継続時間との関連で決まることになる。」とされている。

以上の記載内容に基づき、J E A G 4 6 0 1において組み合わせるべき荷重を整理したものを図 2.2-3 に示す。図 2.2-3 では、事象の発生確率、継続時間、地震動の発生確率を踏まえ、その確率が 10^{-7} /炉年以下となるものは組合せが不要となっている。

発生確率		1	10^{-1}	10^{-2}	10^{-3}	10^{-4}	10^{-5}	10^{-6}	10^{-7}	10^{-8}	10^{-9}
運転状態の発生確率 (1/年)		I	II	III		IV					
基準地震動の発生確率 (1/年)				S_1	S_2						
基準地震動 S_1 との 組合せ	従属事象	S_1 従属									
	独立	$S_1 + II$									
	事象	$S_1 + II$									
	1分以内	$S_1 + III$									
	1時間以内	$S_1 + II$									
1日以内	$S_1 + III$										
1年以内	$S_1 + IV$										
基準地震動 S_2 との 組合せ	従属事象	S_2 従属									
	独立	($S_2 + II$ は 10^{-9} 以下となる)									
	事象	$S_2 + II$									
	1分以内	$S_2 + III$									
	1時間以内	$S_2 + II$									
1日以内	$S_2 + III$										
1年以内	$S_2 + IV$										

- 注：(1) 発生確率から見て
 ← 組合せが必要なもの。
 ←---- 発生確率が 10^{-7} 以下となり組合せが不要となるもの。
- (2) 基準地震動 S_2 の発生確率は $10^{-4} \sim 10^{-5}$ / サイト・年と推定されるが、ここでは $5 \times 10^{-4} \sim 10^{-5}$ / サイト・年を用いた。
- (3) 表に示す発生確率は現在の知見によるものである。

J E A G 4 6 0 1 ・ 補-1984 より抜粋

図 2.2-3 運転状態と地震動との組合せの確率的評価

(2) 運転状態と許容応力状態

J E A G 4 6 0 1・補-1984における、運転状態と許容応力状態に関する記載は以下のとおりであり、プラントの運転状態Ⅰ～Ⅳに対応する許容応力状態Ⅰ_A～Ⅳ_A及び、地震により生ずる応力に対する特別な応力の制限を加えた許容応力状態Ⅲ_{AS}、Ⅳ_{AS}を定義している。

【運転状態】

- 運転状態Ⅰ : 告示の運転状態Ⅰの状態
運転状態Ⅱ : 告示の運転状態Ⅱの状態
運転状態Ⅲ : 告示の運転状態Ⅲの状態
運転状態(長期)Ⅳ(L) : 告示の運転状態Ⅳの状態のうち、長期間のものが作用している状態
運転状態(短期)Ⅳ(S) : 告示の運転状態Ⅳの状態のうち、短期間のもの(例:JET, JET反力, 冷水注入による過渡現象等)が作用している状態

【許容応力状態】

- 許容応力状態Ⅰ_A : 告示の運転状態Ⅰ相当の応力評価を行う許容応力状態
許容応力状態Ⅰ_A* : ECCS等のように運転状態Ⅳ(L)が設計条件となっているものに対する許容応力状態で許容応力状態Ⅰ_Aに準ずる。
許容応力状態Ⅱ_A : 告示の運転状態Ⅱ相当の応力評価を行う許容応力状態
許容応力状態Ⅲ_A : 告示の運転状態Ⅲ相当の応力評価を行う許容応力状態
許容応力状態Ⅳ_A : 告示の運転状態Ⅳ相当の応力評価を行う許容応力状態
許容応力状態Ⅲ_{AS} : 許容応力状態Ⅲ_Aを基本として、それに地震により生ずる応力に対する特別な応力の制限を加えた許容応力状態
許容応力状態Ⅳ_{AS} : 許容応力状態Ⅳ_Aを基本として、それに地震により生ずる応力に対する特別な応力の制限を加えた許容応力状態

3. SA 施設の荷重の組合せと許容応力状態の設定に関する基本方針

(1) 対象施設

技術基準規則第 50 条において、基準地震動 S_s （以下「 S_s 」という。）による地震力に対しての機能維持が求められている「常設耐震重要重大事故防止設備」及び「常設重大事故緩和設備」を対象とする。

(2) SA 施設の運転状態

SA 施設は、DBA を超え、SA が発生した場合に必要な措置を講じるための施設であることから、運転状態として従来の I～IV に加え、SA の発生している状態として運転状態 V を新たに定義する。

さらに運転状態 V については、SA の状態が DBA を超える更に厳しい状態であることを踏まえ、事象発生直後の短期的に荷重が作用している状態を運転状態 V (S) とし、一連の過渡状態を除き、ある程度落ち着いた状態の長期的に荷重が作用している状態として運転状態 V (L)、V (L) より更に長期的に荷重が作用している状態を運転状態 V (LL) とする。

【運転状態の説明】

I～IV : J E A G 4 6 0 1 で設定している運転状態

V (S) : SA の状態のうち事象発生直後の短期的に荷重が作用している状態

V (L) : SA の状態のうち長期的(過渡状態を除く一連の期間)に荷重が作用している状態

V (LL) : SA の状態のうち V (L) より更に長期的に荷重が作用している状態

(3) 組合せの基本方針

SA 施設における荷重組合せの基本方針は以下のとおり。

- S_s 、弾性設計用地震動 S_d （以下「 S_d 」という。）による地震力と運転状態との組合せを考慮する。
- 運転状態 I～IV を想定するとともに、それを超える SA の状態として、運転状態 V を想定する。
- 地震の従属事象として扱う事象により発生する荷重については、地震力との組合せを実施する。
- 地震の独立事象については、事象の発生確率、継続時間及び S_s 若しくは S_d の年超過確率の積等も考慮し、工学的、総合的に組み合わせるか否かを判断する。組み合わせるか否かの判断は、国内外の基準等でスクリーニング基準として参照されている値、炉心損傷頻度及び格納容器機能喪失頻度の性能目標値に保守性をもたせた値を目安とする。
- SA による荷重が地震の従属事象として扱う事象により発生する荷重であるかについては、DB 施設の耐震設計の考え方に基づくとともに、確率論的な考察も考慮した上で判断する。

- ・原子炉格納容器について、DB 施設では LOCA 後の最終障壁として、SA に至らないよう強度的な余裕をさらに高めるべく、LOCA 後の最大内圧と S_d による地震力との組合せを考慮することとしているが、SA 施設においては、強度的に更なる余裕を確保するのではなく、以下の設計配慮を行うことにより、余裕を付加し信頼性を高めることとする。

SA 施設としての原子炉格納容器については、DB 施設の S_s に対する機能維持の考え方に準じた耐震設計を行う。さらに、最終障壁としての構造体全体の安全裕度の確認として、SA 時の原子炉格納容器の限界温度、限界圧力の条件で、原子炉格納容器の放射性物質閉じ込め機能が損なわれることがないことの確認を行う。

(4) 許容限界の基本方針

SA 施設の耐震設計として、技術基準規則では、「基準地震動による地震力に対して、重大事故に至るおそれがある事故に対処するために必要な機能が損なわれるおそれがないものであること」とされており、許容限界の設定に際しては、DB 施設の機能維持設計の解釈である設置許可基準規則第 4 条第 3 項に係る別記 2 の規定に準ずる。具体的な許容限界の設定は、J E A G 4 6 0 1 の DB 施設に対する記載内容を踏まえ、SA 施設における荷重の組合せと許容限界の設定方針を、以下のとおり定めた。

- ・SA 施設の耐震設計は、DB 施設に準拠することとしていることから、運転状態 I ~IV と地震による地震力との組合せに対しては、DB 施設と同様の許容応力状態を適用する。
- ・DB 施設の設計条件を超える運転状態 V の許容応力状態として V_A を定義し、さらに地震との組合せにおいては、許容応力状態 V_{AS} を定義する。

設置許可基準規則別記 2 によれば、機能維持設計の要求として、「荷重により塑性ひずみが生じる場合であっても、その量が小さなレベルに留まって破断延性限界に十分な余裕を有し、その施設に要求される機能に影響を及ぼさないこと。」とされており、DB 施設では、許容応力状態 IV_{AS} の許容限界を適用している。新たに定義する許容応力状態 V_{AS} は、SA に対処するために必要な機能が損なわれない許容限界であり、機能維持設計の許容限界として適用実績のある許容応力状態 IV_{AS} と同じ許容限界を適用する。

【許容応力状態の説明】

$I_A \sim IV_A$: J E A G 4 6 0 1 で設定している許容応力状態

$III_{AS} \sim IV_{AS}$: J E A G 4 6 0 1 で設定している許容応力状態

V_A : 運転状態 V 相当の応力評価を行う許容応力状態
(SA 時に要求される機能が満足できる許容応力状態)

V_{AS} : 許容応力状態 V_A を基本として、それに地震により生ずる応力に対する特別な応力の制限を加えた許容応力状態
(SA 時に要求される機能が満足できる許容応力状態)

4. 荷重の組合せの検討手順

(1) 地震の従属事象・独立事象の判断

3. 項の組合せの基本方針に示すとおり、地震従属事象として扱う事象は S_s による地震力と組み合わせることとし、独立事象として扱う事象はその事象の発生確率、継続時間及び地震動の年超過確率の関係を踏まえ、 S_s 、 S_d いずれか適切な地震力と組み合わせることとしている。したがって、 S_A による荷重を地震の従属事象によるものとして扱うか独立事象によるものとして扱うかを判断し、従属事象によるものと判断された場合は S_s による地震力と組み合わせ、独立事象によるものと判断された場合は、以下の(2)(3)項の手順に従う。

なお、地震の従属事象、独立事象の判断は「5.1 地震の従属事象・独立事象の判断」に記載する。

(2) 施設分類

対象施設を「全般設備」、「原子炉格納容器バウンダリを構成する設備」(以下「PCV バウンダリ」という。)及び「原子炉冷却材圧力バウンダリを構成する設備」(以下「RPV バウンダリ」という。)に分類し、荷重の組合せ方針を整理する。また、PCV バウンダリの圧力・温度等の条件を用いて評価を行う施設については、PCV バウンダリの荷重の組合せに従い、支持構造物については、支持される施設の荷重の組合せに従うものとする。

なお、建物・構築物の DB 施設としての設計の考え方は、機器・配管系と同じであり、SA 施設としての設計については、建物・構築物、機器・配管系ともに DB 施設としての設計の考え方を踏まえることを基本方針としていることから、建物・構築物は機器・配管系と同様の考え方で組合せを考慮することとする。

(3) 独立事象による荷重に対する荷重の組合せの選定手順

独立事象による荷重に対して、SA 施設に適用する荷重の組合せの選定手順を示す。考え方としては、SA の発生確率、継続時間、地震動の年超過確率の積等を考慮し、工学的、総合的に判断することとする。選定手順を以下に、組合せのイメージを図 4-1 及び選定フローを図 4-2 に示す。

【選定手順】

- ① SA の発生確率としては、炉心損傷頻度の性能目標値である 10^{-4} /炉年を適用する。
- ② 地震ハザード解析から得られる年超過確率を参照し、J E A G 4 6 0 1・補-1984 で記載されている S_2 、 S_1 の発生確率を S_s 、 S_d の年超過確率に読み替えて適用する。(添付資料-1 参照)
- ③ 荷重の組合せの判断は、①と②及び SA の継続時間との積で行い、そのスクリーニングの判断基準を設定する。具体的には、国内外の基準等でスクリー

ニング基準として参照されている値，炉心損傷頻度及び格納容器機能喪失頻度の性能目標値に保守性をもたせた値として，DB 施設の設計の際のスクリーニング基準である 10^{-7} /炉年に保守性を見込んだ 10^{-8} /炉年とする。

④ ①②の積と③を踏まえて S_d 又は S_s と組み合わせるべき SA の継続時間を表 4-1 に設定する。事象発生時を基点として， 10^{-2} 年までの期間を地震荷重との組合せが不要な短期(運転状態 V (S))， S_d との組合せが必要な $10^{-2} \sim 2 \times 10^{-1}$ 年を長期 (L) (運転状態 V (L))， S_s との組合せが必要な期間 2×10^{-1} 年以降を長期(LL) (運転状態 V (LL)) とする。

⑤ ④を踏まえて，施設分類ごとに荷重の組合せを検討する。

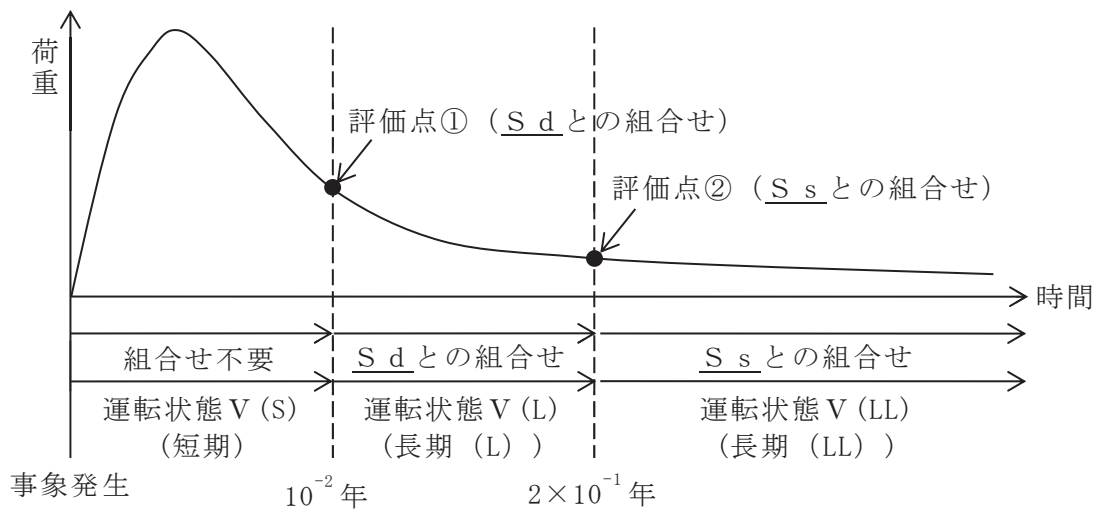


図 4-1 荷重の組合せと継続時間の関係 (イメージ)

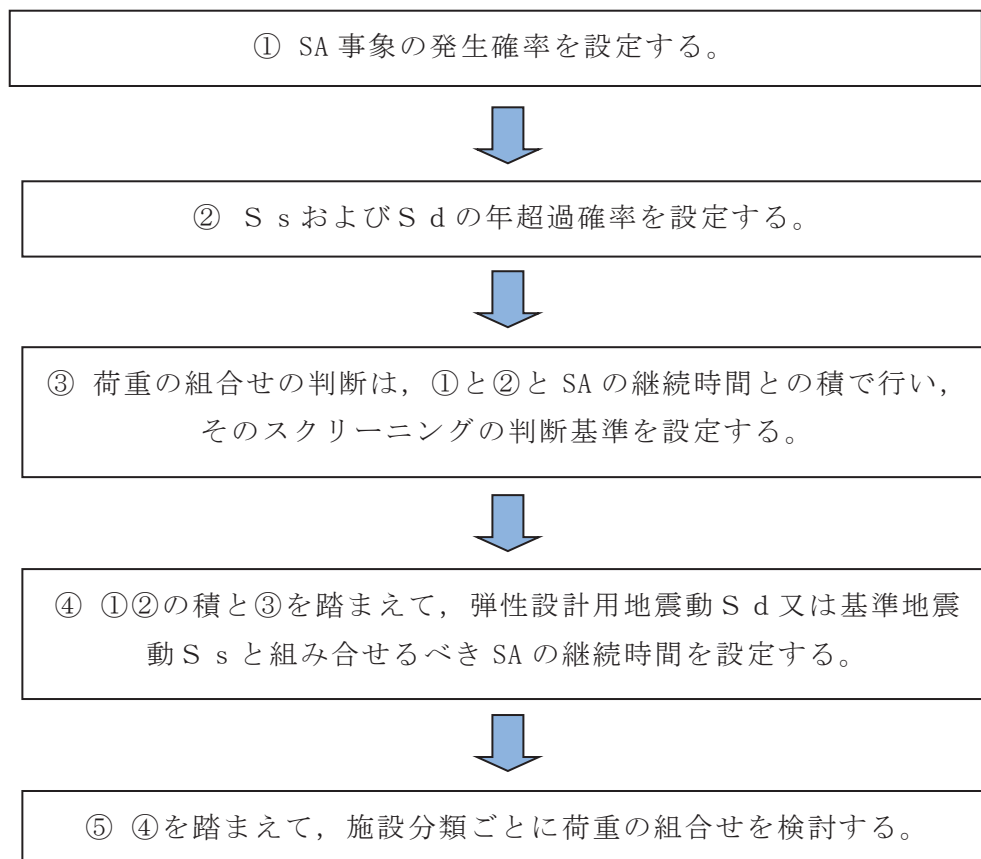


図 4-2 独立事象に対する荷重の組合せの選定フロー

表 4-1 組合せの目安となる継続時間

荷重の組合せを考慮する判断目安	SA の発生確率	地震動の年超過確率		組合せの目安となる継続時間
		弾性設計用地震動 S d	10 ⁻² /年以下*2	
10 ⁻⁸ /炉年以上	10 ⁻⁴ /炉年*1	弾性設計用地震動 S d	10 ⁻² /年以下*2	10 ⁻² 年以上
		基準地震動 S s	5×10 ⁻⁴ /年以下*2	2×10 ⁻¹ 年以上

注記*1：原子力安全委員会「発電用軽水型原子炉施設の性能目標について」に記載されている炉心損傷頻度の性能目標値を踏まえ、SA の発生確率として 10⁻⁴/炉年とした。

*2：J E A G 4 6 0 1・補-1984 に記載されている地震動 S₂, S₁ の発生確率を S_s, S_d の年超過確率に読み換えた。

5. 荷重の組合せの検討結果

4 項の検討手順に基づき、まず、5.1 項では SA が地震の従属事象か独立事象であるかを判断し、5.2 項では、全般施設、PCV バウンダリ、RPV バウンダリに分けて、SA 荷重と地震力の組合せ条件を検討する。なお、SA 施設の支持構造物については、支持する施設の荷重の組合せに従うものとする。

5.1 地震の従属事象・独立事象の判断

運転状態 V が地震によって引き起こされるおそれがある事象であるかについては、DB 施設の耐震設計の考え方に基づく。なお、確率論的な考察も考慮する。ここで、DB 施設に対して従前より適用してきた考え方にに基づき、地震の従属事象とは、ある地震力を想定して、その地震力未満で設計された設備が、その地震力を上回る地震が発生した際に確定論的に設備が損傷すると仮定した場合に発生する事象、すなわち「地震によって引き起こされる事象」と定義し、地震の独立事象とは、確定論的に考慮して「地震によって引き起こされるおそれのない事象」と定義する。

S クラス施設は S_s による地震力に対して、その安全機能が損なわれるおそれのないよう設計されている。この安全機能に係る設計は、S クラス施設自体が、S_s による地震力に対して、損傷しないよう設計するだけでなく、下位クラスに属するものの波及的影響等に対しても、その安全機能が損なわれないよう設計することも含まれる。S クラス施設が健全であれば、炉心損傷防止に係る重大事故等対策の有効性評価において想定した全ての事故シーケンスに対し、S_s 相当の地震により、起因事象が発生したとしても緩和設備が機能し、DB 設計の範囲で事象を収束させることができることを確認した。

したがって、SA 施設に対する耐震設計における荷重の組合せの検討としては、S_s 相当の地震に対して、運転状態 V は地震によって引き起こされるおそれのない「地震の独立事象」として扱い、運転状態 V の運転状態と地震力とを適切に組み合わせる。なお、地震 PRA の結果を参照し、確率論的な考察を実施した。SA 施設に期待した場合の地震 PRA において、S_s 相当までの地震力により炉心損傷に至る事故シーケンスについて、緩和設備のランダム故障を除いた炉心損傷頻度(以下「CDF」という。)であって、SA 施設による対策の有効性の評価が DB 条件を超えるものの累積値は、 3.0×10^{-8} /炉年である。性能目標の CDF (10^{-4} /炉年)に対する相対割合として 1%を下回る頻度の事象は、目標に対して影響がないといえるくらい小さい値と見なすことができ、 3.0×10^{-8} /炉年は、これを大きく下回ることから、S_s 相当までの地震力により DB 条件を超える運転状態 V の発生確率は極めて低いと考えられる。したがって、SA 施設に対する耐震設計における荷重の組合せの検討において、運転状態 V が地震によって引き起こされるおそれがないとして扱うことは妥当と考える。(添付資料-2 参照)

5.2 荷重の組合せの検討結果

5.1 項で運転状態 V は、地震の独立事象と判断したことから、以下では施設分類ごとに 4 項(3)の手順に従って、荷重の組合せを検討する。

5.2.1 全般施設

(1) SA の発生確率

SA の発生確率としては、CDF の性能目標値である 10^{-4} /炉年を適用する。なお、全般施設については事故シーケンスグループ等を特定せず全ての SA を考慮する。

(表 5.2.1-1)

表 5.2.1-1 全般施設において考慮する事故シーケンスグループ等 (1/2)

事故シーケンスグループ等	考慮する SA シーケンス
「運転中の原子炉における重大事故に至るおそれがある事故」に係る事故シーケンスグループ	
高圧・低圧注水機能喪失	○
高圧注水・減圧機能喪失	○
全交流動力電源喪失	
全交流動力電源喪失(長期 T B)	○
全交流動力電源喪失(T B U)	○
全交流動力電源喪失(T B D)	○
全交流動力電源喪失(T B P)	○
崩壊熱除去機能喪失	
取水機能が喪失した場合	○
残留熱除去系が故障した場合	○
原子炉停止機能喪失	○
LOCA 時注水機能喪失	○
格納容器バイパス(インターフェイスシステム LOCA)	○
「運転中の原子炉における重大事故」に係る格納容器破損モード	
雰囲気圧力・温度による静的負荷(格納容器過圧・過温破損)	
代替循環冷却系を使用する場合	○
代替循環冷却系を使用できない場合	○
高圧溶融物放出/格納容器雰囲気直接加熱	○
原子炉圧力容器外の溶融燃料-冷却材相互作用	○
水素燃焼	○
溶融炉心・コンクリート相互作用	○

表 5.2.1-1 全般施設において考慮する事故シーケンスグループ等 (2/2)

事故シーケンスグループ等	考慮する SA シーケンス
「運転停止中の原子炉における重大事故に至るおそれがある事故」に係る事故シーケンスグループ	
崩壊熱除去機能喪失	○
全交流動力電源喪失	○
原子炉冷却材の流出	○
反応度の誤投入	○

(2) 地震動の年超過確率

地震ハザード解析結果から得られる年超過確率を参照し、J E A G 4 6 0 1・補-1984 で記載されている S_2 , S_1 の発生確率を S_s , S_d の年超過確率に読み替えて適用する。(添付資料-1 参照)

(3) 荷重の組合せの継続時間の決定

保守性を見込んだ 10^{-8} /炉年と、(1), (2) で得られた値の積との比較により、工学的、総合的に組合せの目安となる継続時間を判断する。事象発生時を基点として、 10^{-2} 年までの期間を地震荷重との組合せが不要な短期(運転状態 V (S)), 弾性設計用地震動 S_d との組合せが必要な $10^{-2} \sim 2 \times 10^{-1}$ 年を長期(L)(運転状態 V (L)), 基準地震動 S_s との組合せが必要な期間 2×10^{-1} 年以降を長期(LL)(運転状態 V (LL)) とする。(表 5.2.1-2, 図 5.2.1-1)

表 5.2.1-2 組合せの目安となる継続時間

事故シーケンス	SA の発生確率	地震動の年超過確率		荷重の組合せを考慮する判断目安	組合せの目安となる継続時間
		弾性設計用地震動 S_d	基準地震動 S_s		
全ての SA	10^{-4} /炉年*1	弾性設計用地震動 S_d	10^{-2} /年以下*2	10^{-8} /炉年以上	10^{-2} 年以上
		基準地震動 S_s	5×10^{-4} /年以下*2		2×10^{-1} 年以上

注記*1: 原子力安全委員会「発電用軽水型原子炉施設の性能目標について」に記載されている炉心損傷頻度の性能目標値を踏まえ、SA の発生確率として 10^{-4} /炉年とした。

*2: J E A G 4 6 0 1・補-1984 に記載されている地震動 S_2 , S_1 の発生確率を S_s , S_d の年超過確率に読み換えた。

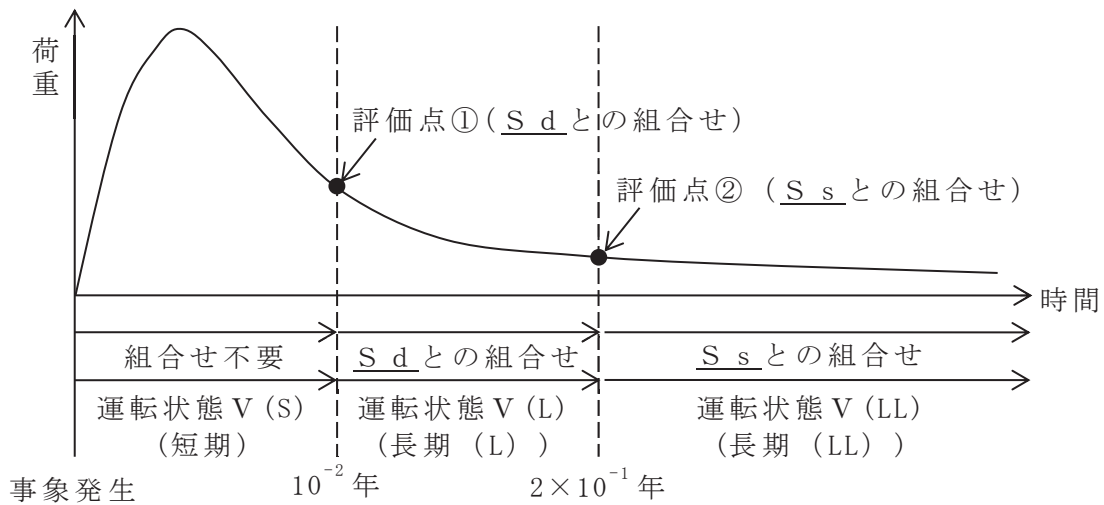


図 5.2.1-1 荷重の組合せと継続時間の関係(イメージ)

(4) 荷重組合せの検討

(1)～(3)から、SA の発生確率、地震動の年超過確率と掛け合わせた発生確率は表 5.2.1-2、組み合わせのイメージは図 5.2.1-1 のとおりとなる。この検討に際し、SA 施設としての重要性を鑑み安全裕度を確保するために、頻度が保守的に算出されるように各パラメータの設定に当たり、以下の事項を考慮している。

【全般施設の SA の発生確率、継続時間、地震動の年超過確率に関する考慮】

- ・ SA の発生確率は、個別プラントの CDF を用いず、CDF の性能目標値である 10^{-4} /炉年を適用している。
- ・ 地震ハザード解析結果から得られる年超過確率を参照し、地震動の年超過確率は J E A G 4 6 0 1 ・ 補-1984 に記載の発生確率を用いている。

表 5.2.1-3 の SA の発生確率、地震動の年超過確率、組合せの目安となる SA の継続時間との積を考慮し、事象発生後 10^{-2} 年以上に 2×10^{-1} 年未満の期間のうち最大となる荷重と S_d とを組み合わせる。また、SA 発生後 2×10^{-1} 年以上の期間における最大値と S_s による地震力とを組み合わせることとする。

ここで、全般施設については必ずしも SA による荷重の時間履歴を詳細に評価しないことから、上記の考え方を包絡するように事象発生後の最大荷重と S_s による地震力とを組み合わせる。

表 5.2.1-3 SA の発生確率，継続時間，地震動の年超過確率を踏まえた事象発生確率

事故シーケンス	SA の発生確率	地震動の年超過確率	組合せの目安となる SA の継続時間	運転状態	合計
全ての SA	10^{-4} /炉年	$S_d : 10^{-2}$ /年以下	10^{-2} 年以上 2×10^{-1} 年未満	V (L)	2×10^{-7} /炉年未満
		$S_s : 5 \times 10^{-4}$ /年以下	2×10^{-1} 年以上	V (LL)	10^{-8} /炉年以上

(5) まとめ

以上のことから，全般施設としては，事象発生後の最大荷重と S_s による地震力とを組み合わせることとする。

5.2.2 PCV バウンダリ

(1) SA の発生確率

SA の発生確率としては、CDF の性能目標値である 10^{-4} /炉年を適用する。

(2) 地震動の年超過確率

地震ハザード解析結果から得られる年超過確率を参照し、J E A G 4 6 0 1・補-1984 で記載されている S_2 , S_1 の発生確率を S_s , S_d の年超過確率に読み替えて適用する。(添付資料-1 参照)

(3) 荷重の組合せの継続時間の決定

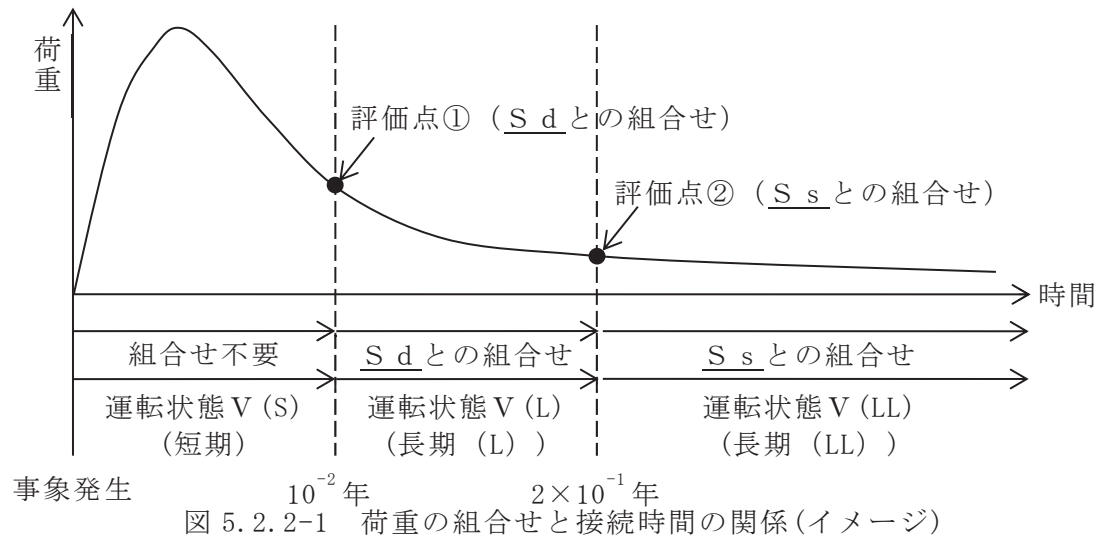
保守性を見込んだ 10^{-8} /炉年と、(1), (2) で得られた値の積との比較により、工学的、総合的に組合せの目安となる継続時間を判断する。事象発生時を基点として、 10^{-2} 年までの期間を地震荷重との組合せが不要な短期(運転状態 V (S)), 弾性設計用地震動 S_d との組合せが必要な $10^{-2} \sim 2 \times 10^{-1}$ 年未満を長期(L)(運転状態 V (L)), 基準地震動 S_s との組合せが必要な 2×10^{-1} 年以上を長期(LL)(運転状態 V (LL)) とする。組合せの目安となる継続時間を表 5.2.2-1 及び組合せのイメージを図 5.2.2-1 に示す。

表 5.2.2-1 組合せの目安となる継続時間

事故シーケンス	SA の発生確率	地震動の年超過確率		荷重の組合せを考慮する判断目安	組合せの目安となる継続時間
全ての SA	10^{-4} /炉年*1	弾性設計用地震動 S_d	10^{-2} /年以下*2	10^{-8} /炉年以上	10^{-2} 年以上
		基準地震動 S_s	5×10^{-4} /年以下*2		2×10^{-1} 年以上

注記*1: 原子力安全委員会「発電用軽水型原子炉施設の性能目標について」に記載されている炉心損傷頻度の性能目標値を踏まえ、重大事故等の発生確率として 10^{-4} /炉年とした。

*2: J E A G 4 6 0 1・補-1984 に記載されている地震動 S_2 , S_1 の発生確率を S_s , S_d の年超過確率に読み換えた。



(4) 荷重の組合せの検討

a. SA の選定

本発電用原子炉施設を対象とした PRA の結果を踏まえた、重大事故等対策の有効性を評価する事故シーケンスグループのうち、圧力・温度条件が最も厳しい事故シーケンスグループを選定する。参考として原子炉格納容器の DB 条件(最高使用圧力・温度)を超える事故シーケンスグループ等を選定した結果を表 5.2.2-2 に示す。

表 5.2.2-2 原子炉格納容器の DB 条件を超える事故シーケンスグループ等 (1/2)

事故シーケンスグループ等	DB 条件を超えるもの
「運転中の原子炉における重大事故に至るおそれがある事故」に係る事故シーケンスグループ	
高圧・低圧注水機能喪失	○
高圧注水・減圧機能喪失	×
全交流動力電源喪失	
全交流動力電源喪失(長期 T B)	○
全交流動力電源喪失(T B U)	○
全交流動力電源喪失(T B D)	○
全交流動力電源喪失(T B P)	○
崩壊熱除去機能喪失	
取水機能が喪失した場合	○
残留熱除去系が故障した場合	○
原子炉停止機能喪失	○
LOCA 時注水機能喪失	○
格納容器バイパス(インターフェイスシステム LOCA)	×*1

表 5.2.2-2 原子炉格納容器の DB 条件を超える事故シーケンスグループ等 (2/2)

事故シーケンスグループ等	DB 条件を超えるもの
「運転中の原子炉における重大事故」に係る格納容器破損モード	
雰囲気圧力・温度による静的負荷(格納容器過圧・過温破損)	
代替循環冷却系を使用する場合	○
代替循環冷却系を使用できない場合	○
高圧溶融物放出/格納容器雰囲気直接加熱	○
原子炉圧力容器外の溶融燃料-冷却材相互作用	○
水素燃焼	×*2
溶融炉心・コンクリート相互作用	○
「運転停止中の原子炉における重大事故に至るおそれがある事故」に係る事故シーケンスグループ	
崩壊熱除去機能喪失	×*3
全交流動力電源喪失	×*3
原子炉冷却材の流出	×*3
反応度の誤投入	×*3

注記*1：有効性評価では、インターフェイスシステム LOCA により格納容器外へ原子炉冷却材が流出する事象を評価しており、原子炉格納容器圧力・温度の評価を実施していないが、破断を想定した系 (HPCS) 以外の非常用炉心冷却系等を使用できることから、原子炉格納容器圧力・温度が最高使用圧力・温度を超えることはない

*2：雰囲気圧力・温度による静的負荷(格納容器過圧・過温破損)(代替循環冷却系を使用する場合)の事故シーケンスにて水素燃焼に対する有効性評価を行っているため対象外とする

*3：運転停止中は、炉心の冠水維持までを評価の対象としており原子炉格納容器に対する静的な過圧・過温に対する評価は実施していない。しかしながら、静的な過圧・過温の熱源となる炉心崩壊熱は、運転中と比較して十分に小さく、事象の進展も運転中に比べて遅くなることから、運転中に包絡されるものとして参照すべき事故シーケンスの対象とはしない

これらの事故シーケンスグループ等のうち、原子炉格納容器の圧力・温度条件が最も厳しくなるという点で、最高使用圧力・温度を超え、さらに継続期間の長い事故シーケンスグループ等を抽出することを目的に、事故発生後 10^{-2} 年(約 3 日後)以内及び事象発生後 10^{-2} 年(約 3 日後)の圧力・温度が最も高い事故シーケンスグループ等を抽出した結果、以下の事故シーケンスが挙げられる。

- ・雰囲気圧力・温度による静的負荷(格納容器過圧・過温破損)(代替循環冷却系を使用する場合)
- ・雰囲気圧力・温度による静的負荷(格納容器過圧・過温破損)(代替循環冷却

系を使用できない場合)

有効性評価においては、いずれの事故シーケンスグループ等においても、事象発生後 10^{-2} 年(約 3 日後)前までに原子炉格納容器フィルタベント系又は原子炉補機代替冷却水系による除熱機能が確保され、 10^{-2} 年以降の原子炉格納容器圧力及び温度は低下傾向が維持されることから、 10^{-2} 年以内の温度・圧力に基づき、事故シーケンスグループ等を選定することは妥当である。

なお、「高圧溶融物放出/格納容器雰囲気直接加熱」、「原子炉圧力容器外の溶融燃料-冷却材相互作用」及び「溶融炉心・コンクリート相互作用」は同じ事故シーケンスにより各格納容器破損モードの評価を行っている。これら格納容器破損モードを評価する際には、原子炉圧力容器破損に至るまで炉心損傷を進展させ、その後生じる格納容器破損モードに対する有効性を確認する必要があるため、解析の前提として、SA 施設として整備した原子炉への注水機能は使用しないとの前提で評価することで、各格納容器破損モードに対して厳しい条件となるよう保守的な条件設定を行っており、他の事故シーケンス等と比較して前提条件が異なる(本来は、高圧代替注水系により炉心損傷回避が可能な事故シーケンスである)。一方、原子炉格納容器に対する静的な過圧・過温に対する長期の頑健性を確認する上では、格納容器圧力及び温度は原子炉停止後の崩壊熱と除熱能力の関係が支配的な要素であることから、「運転中の原子炉における重大事故」に係る格納容器破損モード」として参照する事故シナリオとして、「雰囲気圧力・温度による静的負荷(格納容器過圧・過温破損)」を代表シナリオとすることは、原子炉圧力容器破損後のシナリオも考慮していることと等しくなる。

格納容器破損モード「雰囲気圧力・温度による静的負荷(格納容器過圧・過温破損)(代替循環冷却系を使用する場合)」及び「雰囲気圧力・温度による静的負荷(格納容器過圧・過温破損)(代替循環冷却系を使用できない場合)」は、大破断 LOCA が発生し、流出した原子炉冷却材及び溶融炉心の崩壊熱等の熱によって発生した水蒸気、炉心損傷に伴うジルコニウム-水反応によって発生した非凝縮性ガスなどの蓄積により、原子炉格納容器の雰囲気圧力・温度が上昇することになる。

上記の 2 つの事故シーケンスグループ等について、事故発生後の原子炉格納容器の最高圧力及び最高温度、 10^{-2} 年の圧力及び温度を表 5.2.2-3 に示す。

なお、その他の「運転中の原子炉における重大事故に至るおそれがある事故」に係る事故シーケンスグループについては、格納容器冷却及び除熱に係る手順として、格納容器圧力を最高使用圧力以下に抑える手順としているため抽出されない。

表 5.2.2-3 原子炉格納容器の SA 時の圧力・温度

	格納容器過圧・過温破損 (代替循環冷却系を使用する 場合)	格納容器過圧・過温破損 (代替循環冷却系を使用でき ない場合)
最高圧力	約 0.536MPa[gage]	約 0.640MPa[gage]
最高温度	約 178℃* ¹	約 178℃* ¹
圧力(10 ⁻² 年後)	約 0.167MPa[gage]	約 0.132MPa[gage]
温度(10 ⁻² 年後)	約 114℃	約 136℃

注記*1:PCV バウンダリにかかる温度(気相部温度)

表 5.2.2-3 に示す各事故シーケンスグループ等の有効性評価における解析条件設定は、解析条件及び解析コードの不確かさを考慮して、設計値を用いるか又は評価項目となるパラメータに対して余裕が小さくなるような設定とすることとしている。また、不確かさの影響評価を行っており、その結果として、解析コード及び解析条件の不確かさについて操作への影響を含めて確認した結果、評価項目となるパラメータに与える影響は小さいことを確認していることから、ここでは不確かさは考慮しない。

b. SA で考慮する荷重と継続時間

【短期荷重の継続時間】

上記の2つの事故シーケンスグループ等について、格納容器圧力・温度の解析結果を図 5.2.2-2～図 5.2.2-5 に示す。

図 5.2.2-2～図 5.2.2-5 より、SA 発生後 10⁻²年前までに、原子炉格納容器の最高圧力及び最高温度となり、10⁻²年以降は、原子炉格納容器フィルタベント系又は原子炉補機代替冷却水系による除熱機能の効果により、格納容器圧力及び温度は低下傾向が維持される。

よって、SA 発生後 10⁻²年前を V (S) (SA の状態のうち事象発生直後の短期的に荷重が作用している状態)として設定することは適切である。

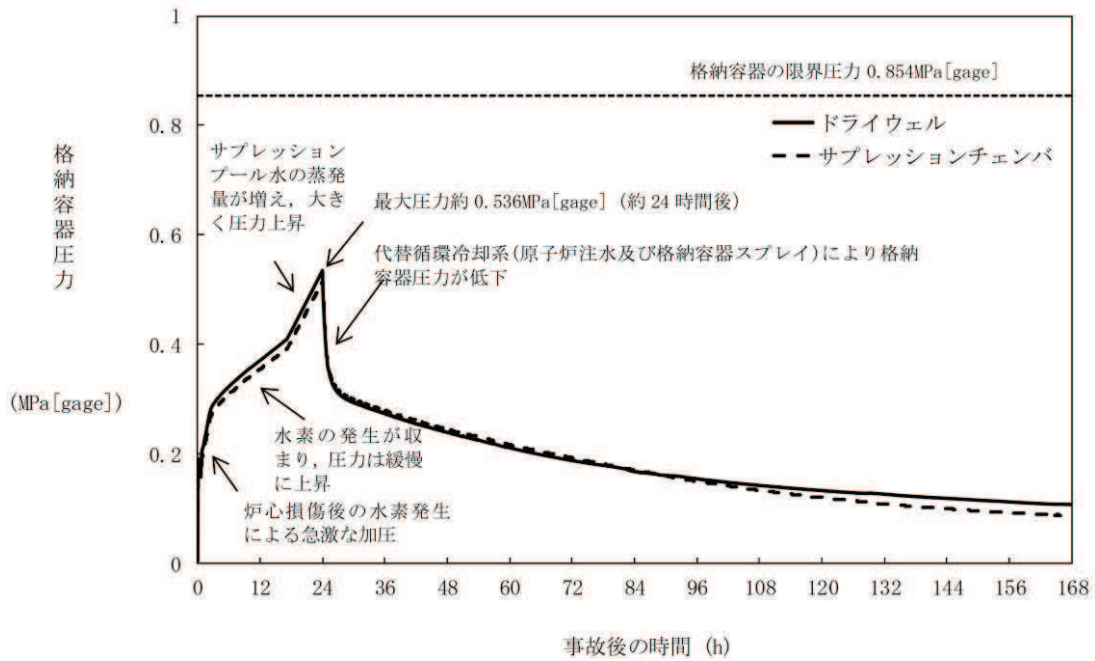


図 5.2.2-2 格納容器過圧・過温破損（代替循環冷却系を使用する場合）における格納容器圧力の推移

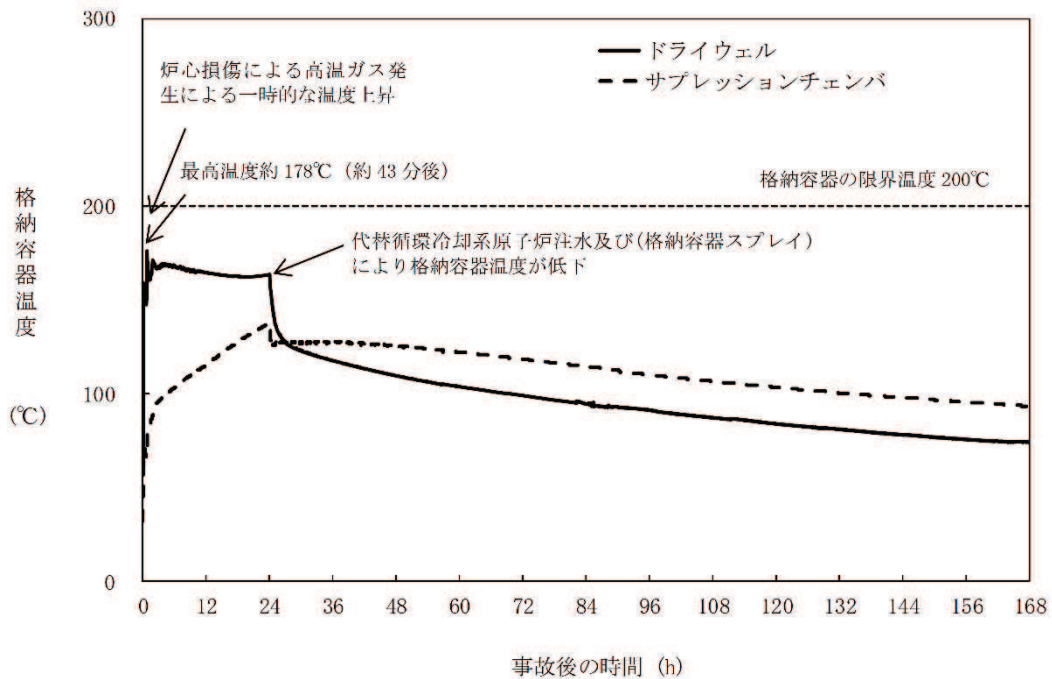


図 5.2.2-3 格納容器過圧・過温破損（代替循環冷却系を使用する場合）における格納容器温度の推移

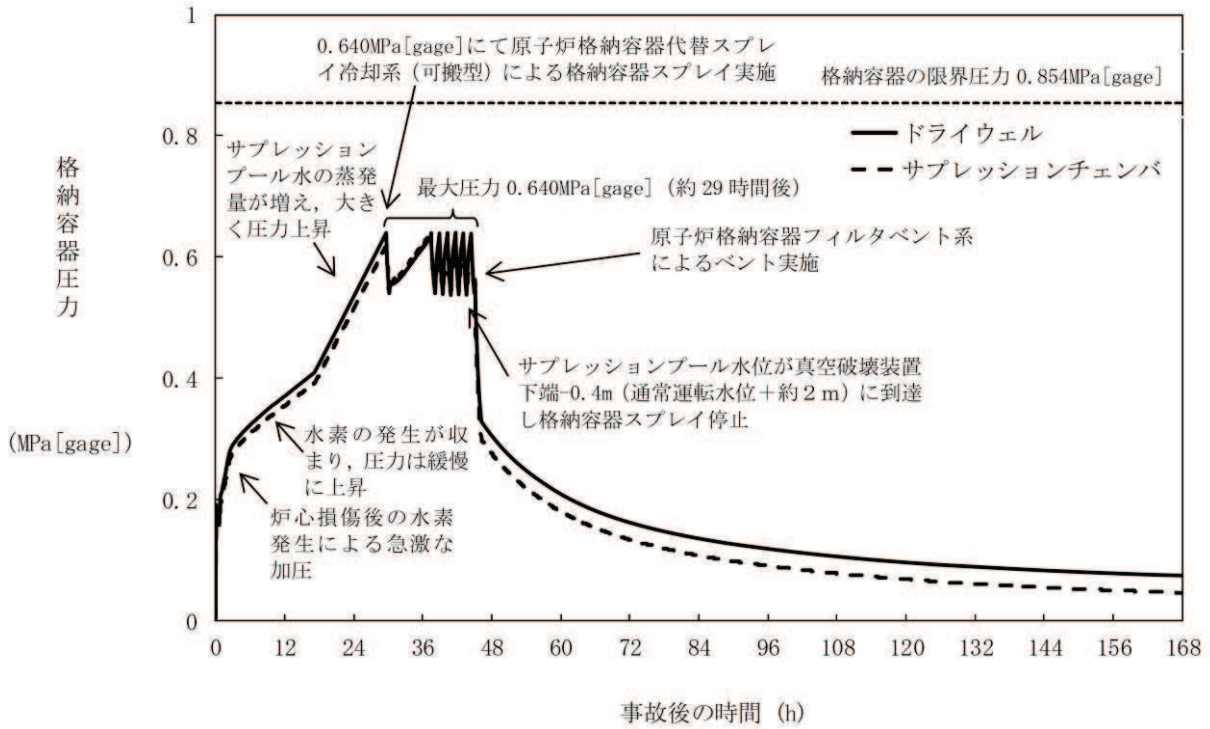


図 5.2.2-4 格納容器過圧・過温破損 (代替循環冷却系を使用できない場合) における格納容器圧力の推移

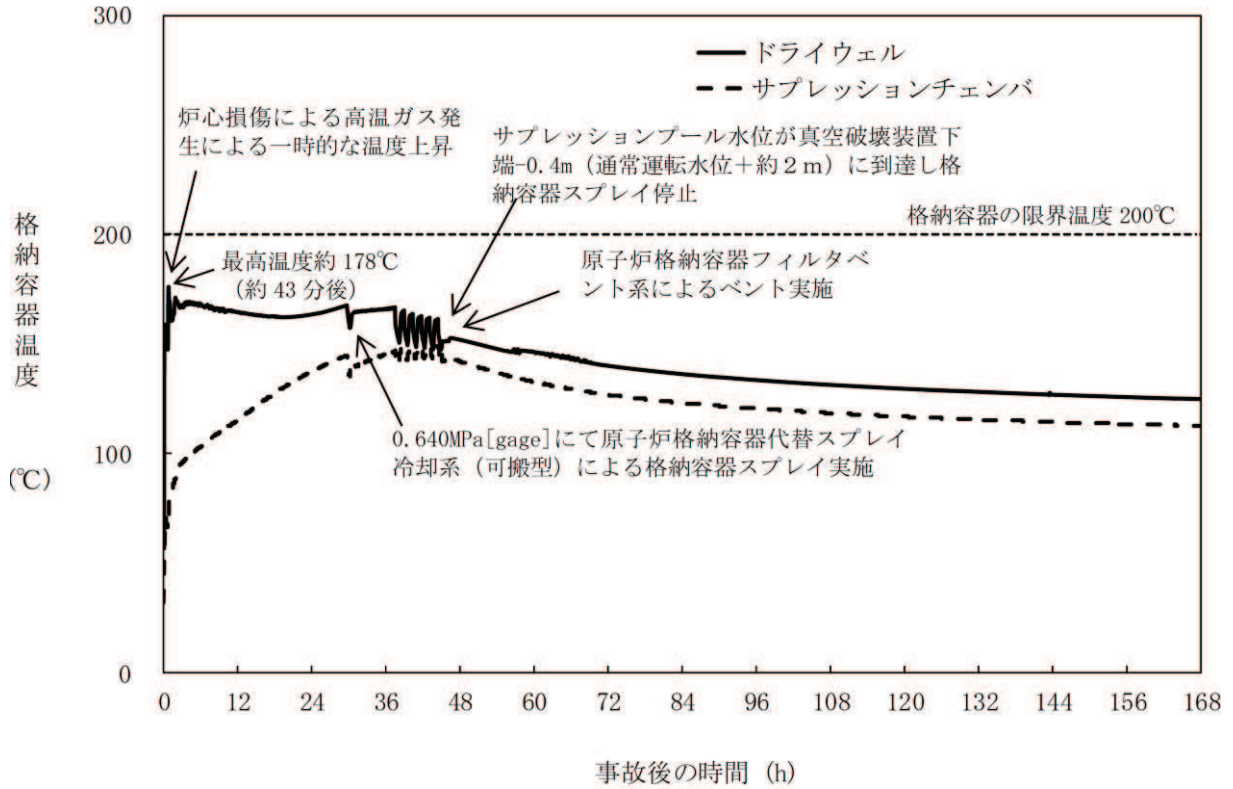


図 5.2.2-5 格納容器過圧・過温破損 (代替循環冷却系を使用できない場合) における格納容器温度の推移

【長期(L)および長期(LL)における荷重の継続時間】

事象発生後の原子炉格納容器の圧力・温度の推移は、除熱機能として代替循環冷却系を使用する場合と代替循環冷却系を使用できない場合では大幅に挙動が異なる。事象発生後 10^{-2} 年という断面においては、表 5.2.2-3 に示したとおり、格納容器過圧・過温破損（代替循環冷却系を使用する場合）の方が圧力は高い。かつ、除熱機能の確保はSA設備である代替循環冷却系の確保を優先に行うことから、本設定では、格納容器過圧・過温破損（代替循環冷却系を使用する場合）を前提とする。

長期間解析における格納容器圧力・温度の推移を図 5.2.2-6～図 5.2.2-7 に示す。事象発生 24 時間後に原子炉補機代替冷却水系の準備が完了し、以降、代替循環冷却系により格納容器圧力・温度は低下傾向が継続する。

また、格納容器内の酸素濃度が 4.0vol%（ドライ条件）に到達し、可搬型窒素ガス供給装置を用いた窒素供給操作を開始以降については、格納容器圧力は上昇後に静定し、格納容器温度は低下傾向を継続する。

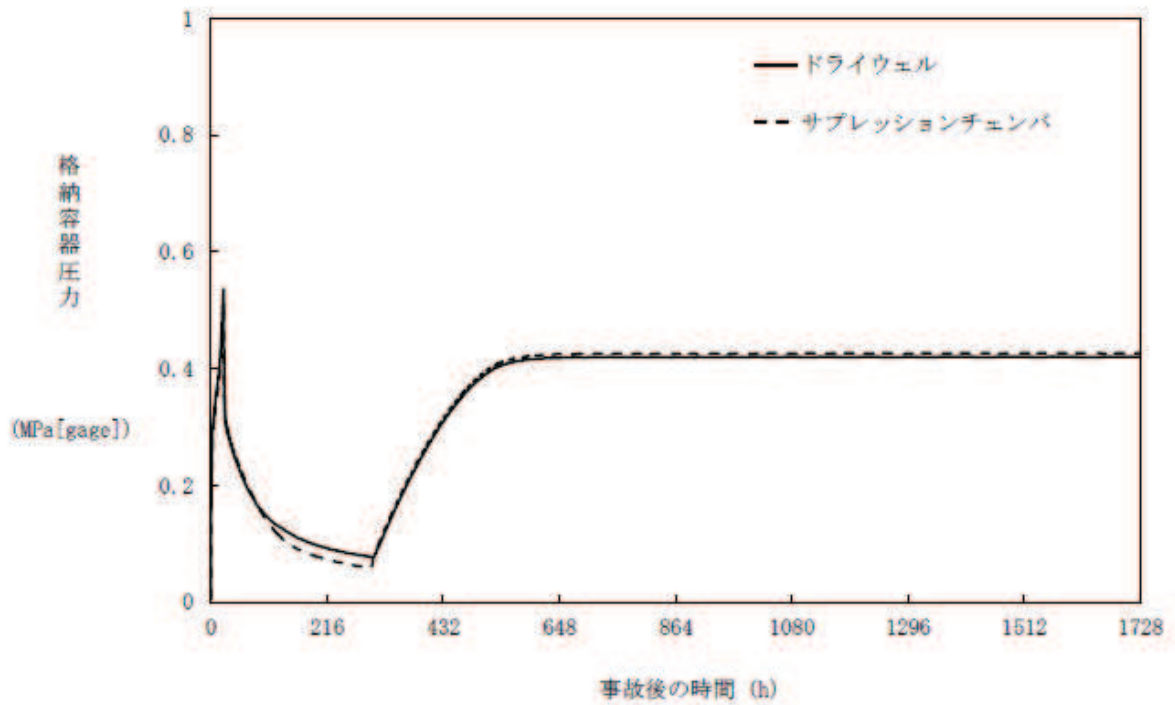


図 5.2.2-6 格納容器過圧・過温破損（代替循環冷却系を使用する場合）
における格納容器圧力の推移（長期間解析）

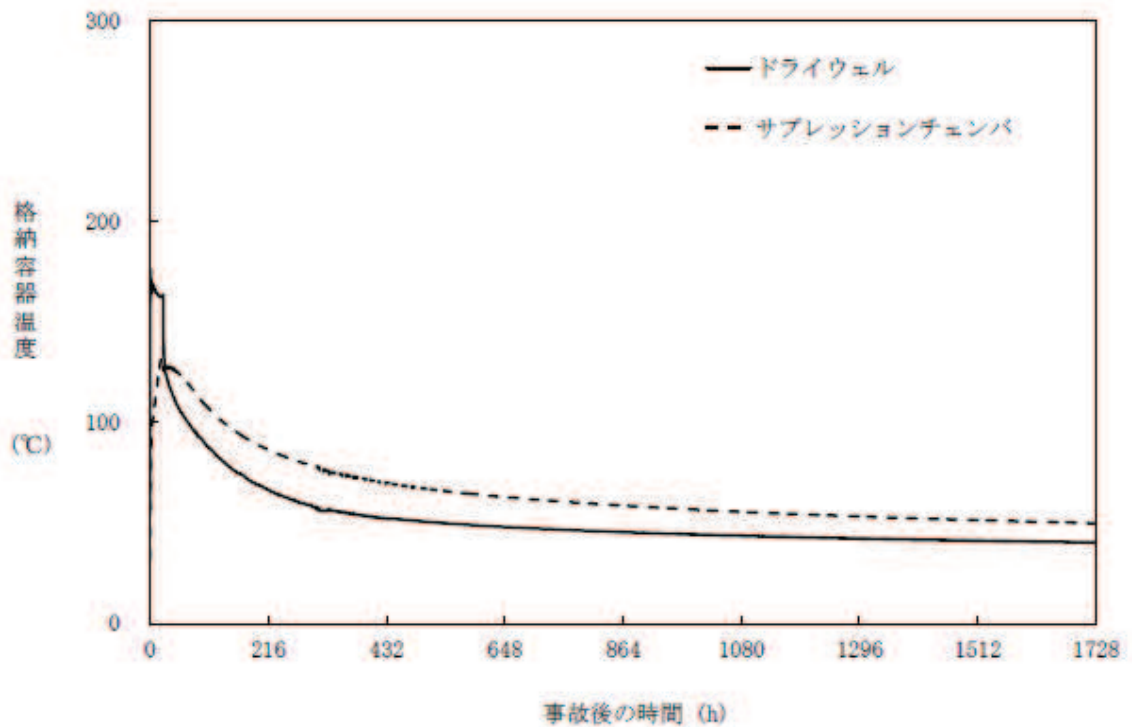


図 5.2.2-7 格納容器過圧・過温破損（代替循環冷却系を使用する場合）
における格納容器温度の推移（長期間解析）

ここで、 2×10^{-1} 年の格納容器圧力及び温度を表 5.2.2-4 に示す。格納容器圧力は低下傾向を示した後に一時的に上昇するが静定し、また、格納容器温度は低下傾向を維持するため、最高使用圧力及び最高使用温度以下に低下するものの、通常運転条件の格納容器圧力は上回る事となる。

なお、格納容器過圧・過温破損（代替循環冷却系を使用できない場合）の格納容器圧力及び温度も表 5.2.2-4 に併せて示す。

表 5.2.2-4 原子炉格納容器の SA 時の圧力・温度

	格納容器過圧・過温破損 (代替循環冷却系を使用する場合)	格納容器過圧・過温破損 (代替循環冷却系を使用できない場合)
格納容器圧力 (2×10^{-1} 年後)	約 0.426MPa [gage] * ¹	約 0.038MPa [gage] * ²
格納容器温度 (2×10^{-1} 年後)	約 50°C * ¹	約 110°C * ²

注記*1:PCV バウンダリ (サブプレッションチェンバ) にかかる
圧力および温度(気相部温度)

*2:PCV バウンダリ (ドライウエル) にかかる
圧力および温度(気相部温度)

(1)~(3)から、SA の発生確率、継続時間、地震の年超過確率(添付資料-1 参照)を踏まえた事象発生確率は表 5.2.2-5 のとおりとなる。この検討に際し、SA 施設としての重要性に鑑み安全裕度を確保するために、頻度が保守的に算出されるように各パラメータの設定に当たり、以下の事項を考慮している。

【PCV バウンダリにおける SA の発生確率、継続時間、地震動の年超過確率に関する考慮】

- SA の発生確率は、個別プラントの CDF を用いず、CDF の性能目標値である 10^{-4} /炉年を適用している。
- 地震ハザード解析結果から得られる年超過確率を参照し、地震動の年超過確率は J E A G 4 6 0 1 ・補-1984 に記載の発生確率を用いている。

以上より、表 5.2.2-3 及び表 5.2.2-4 を考慮し、格納容器過圧・過温破損（代替循環冷却系を使用できない場合）において、格納容器圧力の上昇の速度が遅く、格納容器スプレイ流量が抑制できるなど、原子炉格納容器フィルタベント系の使用タイミングが遅くなる可能性があることから、事象発生後 10^{-2} 年以上 2×10^{-1} 年未満の期間として組み合わせる荷重は、事象発生後以降の最大となる荷重（有効性評価結果の最高圧力・最高温度）と S d とを組み合わせる。また、事象発生後

2×10⁻¹年以上の期間における最大となる荷重と S_s による地震力とを組み合わせることとする。

表 5.2.2-5 SA の発生確率，継続時間，地震動の年超過確率を踏まえた
事象発生確率

事故シーケンス	SA の発生確率	地震動の年超過確率	組合せの目安となる SA の継続時間	運転状態	合計
雰囲気圧力・温度による静的負荷(格納容器過圧・過温破損)	10 ⁻⁴ /炉年	S _d : 10 ⁻² /年以下	10 ⁻² 年以上 2×10 ⁻¹ 年未満	V (L)	2×10 ⁻⁷ /炉年未満
		S _s : 5×10 ⁻⁴ /年以下	2×10 ⁻¹ 年以上	V (LL)	10 ⁻⁸ /炉年以上

(5) まとめ

以上のことから，PCV バウンダリとしては，SA 後長期(LL)に生じる荷重と S_s による地震力及び事象発生後の最大となる荷重と S_d による地震力とを組み合わせることとする。

5.2.3 RPV バウンダリ

(1) SA の発生確率

SA の発生確率としては、CDF の性能目標値である 10^{-4} /炉年を適用する。

(2) 地震動の年超過確率

地震ハザード解析結果から得られる年超過確率を参照し、J E A G 4 6 0 1・補-1984 で記載されている S_2 , S_1 の発生確率を S_s , S_d の年超過確率に読み替えて適用する。(添付資料-1 参照)

(3) 荷重の組合せの継続時間の決定

保守性を見込んだ 10^{-8} /炉年と、(1), (2) で得られた値の積との比較により、工学的、総合的に組合せの目安となる継続時間を判断する。事象発生時を基点として、 10^{-2} 年までの期間を地震荷重との組合せが不要な短期(運転状態 V (S)), 弾性設計用地震動 S_d との組合せが必要な $10^{-2} \sim 2 \times 10^{-1}$ 年を長期(L) (運転状態 V (L)), 基準地震動 S_s との組合せが必要な期間 2×10^{-1} 年以降を長期(LL) (運転状態 V (LL)) とする。組合せの目安となる継続時間を表 5.2.3-1, 組合せのイメージを図 5.2.3-1 に示す。

表 5.2.3-1 組合せの目安となる継続時間

事故シーケンス	SA の発生確率	地震動の年超過確率		荷重の組合せを考慮する判断目安	組合せの目安となる継続時間
全ての SA	10^{-4} /炉年*1	弾性設計用地震動 S_d	10^{-2} /年以下*2	10^{-8} /炉年以上	10^{-2} 年以上
		基準地震動 S_s	5×10^{-4} /年以下*2		2×10^{-1} 年以上

注記*1: 原子力安全委員会「発電用軽水型原子炉施設の性能目標について」に記載されている炉心損傷頻度の性能目標値を踏まえ、重大事故等の発生確率として 10^{-4} /炉年とした。

*2: J E A G 4 6 0 1・補-1984 に記載されている地震動 S_2 , S_1 の発生確率を S_s , S_d の年超過確率に読み換えた。

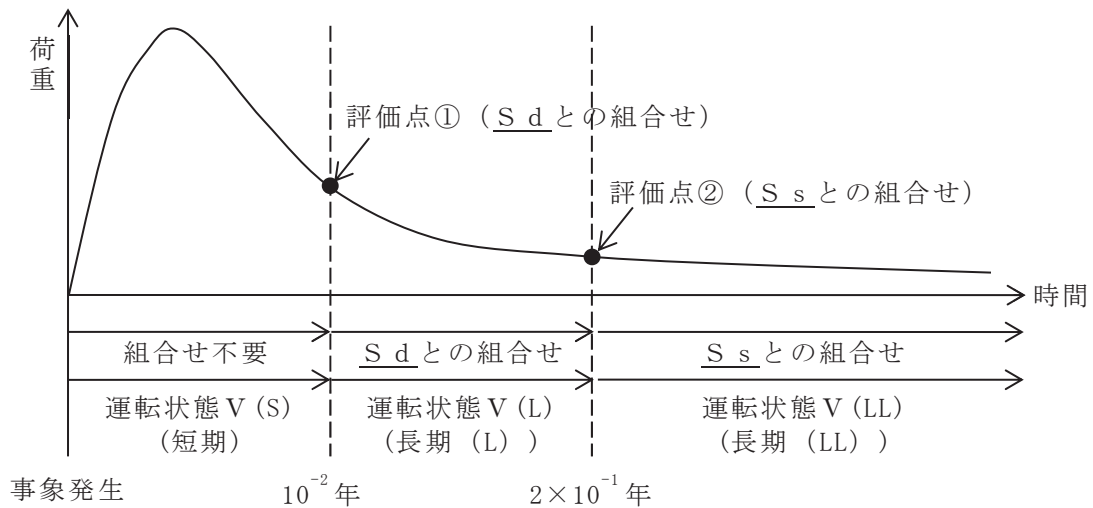


図 5.2.3-1 荷重の組合せと継続時間の関係 (イメージ)

(4) 荷重の組合せの検討

a. SA の選定

原子炉圧力容器の圧力及び温度上昇の観点で厳しい事故シーケンスグループ等は以下の理由から、「原子炉停止機能喪失」(以下「ATWS」という。)である(表 5.2.3-2)。ATWS は、過度事象として主蒸気隔離弁の誤閉止の発生を仮定するとともに、原子炉自動停止機能が喪失する事象であり、緩和措置がとられない場合には、原子炉出力が維持されるため、原子炉圧力容器が高温・高圧状態となる。

表 5.2.3-2 原子炉圧力容器の DB 条件を超える事故シーケンスグループ等(1/2)

事故シーケンスグループ等	DB 条件を超えるもの*1
「運転中の原子炉における重大事故に至るおそれがある事故」に係るシーケンスグループ	
高圧・低圧注水機能喪失	×
高圧注水・減圧機能喪失	×
全交流動力電源喪失	
全交流動力電源喪失(長期 T B)	×
全交流動力電源喪失(T B U)	×
全交流動力電源喪失(T B D)	×
全交流動力電源喪失(T B P)	×
崩壊熱除去機能喪失	
取水機能が喪失した場合	×
残留熱除去系が故障した場合	×
原子炉停止機能喪失	○
LOCA 時注水機能喪失	×
格納容器バイパス(インターフェイスシステム LOCA)	×

表 5.2.3-2 原子炉圧力容器の DB 条件を超える事故シーケンスグループ等(2/2)

事故シーケンスグループ等	DB 条件を超えるもの*1
「運転中の原子炉における重大事故」に係る格納容器破損モード	
雰囲気圧力・温度による静的負荷(格納容器過圧・過温破損)	
代替循環冷却系を使用する場合	— *2
代替循環冷却系を使用できない場合	— *2
高圧溶融物放出/格納容器雰囲気直接加熱	— *2
原子炉圧力容器外の溶融燃料－冷却材相互作用	— *2
水素燃焼	— *2
溶融炉心・コンクリート相互作用	— *2
「運転停止中の原子炉における重大事故に至るおそれがある事故」に係る事故シーケンスグループ	
崩壊熱除去機能喪失	— *3
全交流動力電源喪失	— *3
原子炉冷却材の流出	— *3
反応度の誤投入	— *3

注記*1：有効性評価における原子炉圧力と最高使用圧力との比較

*2：非常用炉心冷却系が喪失し、炉心が損傷に至るシナリオである。よって、RPV バウンダリの頑健性を評価することを目的とした事故シーケンスとしては参照しない。なお、雰囲気圧力・温度による静的負荷(格納容器過圧・過温破損)及び水素燃焼は大破断 LOCA を起因とし、事象発生後、急速に減圧するシナリオであり、また、他のシナリオは、原子炉が高圧の状態維持(その間逃がし安全弁による原子炉圧力制御)するが、原子炉水位が BAF+20%の位置で減圧するシナリオであるため、原子炉圧力という点では、「運転中の原子炉における重大事故に至るおそれがある事故」に係る事故シーケンスグループに包絡される

*3：運転停止中は、炉心の冠水維持までを評価の対象としており原子炉圧力・温度に対する評価は実施していない。しかしながら、運転停止中であり、初期圧力は十分に低く、また、過圧・過温として影響の大きい条件である炉心崩壊熱は、運転中と比較して十分に小さく、事象の進展も遅くなることから、「運転中の原子炉における重大事故に至るおそれがある事故」に係る事故シーケンスグループに包絡されるものとして参照すべき事故シーケンスの対象とはしない

これ以外の事故シーケンスグループ等では、原子炉圧力容器は健全であり、また、スクラム後、急速減圧及び低圧注水系による冠水維持開始までの間、逃がし安全弁の作動により、原子炉圧力は制御されることから、DB の荷重条件を超えることはない。また、「全交流動力電源喪失(TBP)」、「LOCA 時注水機能喪失」及び「格

納容器バイパス(インターフェイスシステム LOCA)」は、LOCA 又は逃がし安全弁の再閉失敗が発生していることを前提にしており、DB の荷重条件を超えることはない。

ATWS の炉心損傷防止対策は、主として当該事故の発生防止のために代替制御棒挿入機能(ARI)を備えており、プラント過渡事象が発生し、通常のスラム機能が、電氣的な故障により喪失した場合に、後備の手段として ARI を作動させることにより原子炉停止機能を確保することとなる。有効性評価では、この ARI の機能に期待せず、最も厳しい過渡事象として主蒸気隔離弁の閉止を条件とし、これによる原子炉圧力上昇による反応度投入、また、主蒸気隔離弁の閉止に伴う給水加熱喪失による反応度投入を評価している。これに対し、原子炉出力を抑制するための代替原子炉再循環ポンプトリップ機能、制御棒挿入機能喪失時の自動減圧系作動阻止機能及びほう酸水注入系による原子炉未臨界操作により原子炉を未臨界へ移行させることとなる。

以上のとおり、スラムを前提とした他の事故シーケンスグループ等と比較し、最も早く原子炉冷却材圧力が上昇する事象である。

したがって、SA として考慮すべき事故シーケンスは以下の事故シナリオを選定した。

- ・原子炉停止機能喪失

この事故シーケンスにおける SA 発生後の RPV バウンダリ圧力の最高値、原子炉冷却材温度の最高値を表 5.2.3-3 に示す。

表 5.2.3-3 RPV バウンダリの SA 時の圧力・温度(有効性評価結果)

	原子炉停止機能喪失
最高圧力	約 9.56MPa [gage]*
最高温度	約 309℃

注記*：原子炉圧力と原子炉圧力容器底部圧力との差を考慮した値

表 5.2.3-3 に示す原子炉停止機能喪失の有効性評価における解析条件設定は、解析条件及び解析コードの不確かさを考慮して、設計値を用いるか又は評価項目となるパラメータに対して余裕が小さくなるような設定とすることとしている。また、不確かさの影響評価を行っており、その結果として、解析コード及び解析条件の不確かさについて操作への影響を含めて確認した結果、評価項目となるパラメータに与える影響は小さいことを確認していることから、ここでは不確かさは考慮しない。

b. SA で考慮する荷重と継続時間

a. 項で選定した事故シーケンスの過渡応答図を図 5.2.3-2 及び図 5.2.3-3 に示す。原子炉圧力は主蒸気隔離弁の閉止に伴う圧力上昇以降、速やかに耐震設計上の設計圧力である 8.62MPa[gage]を下回る。また、事象開始から 50 分以内にほう酸水注入系による未臨界が確立され、事象は収束する。

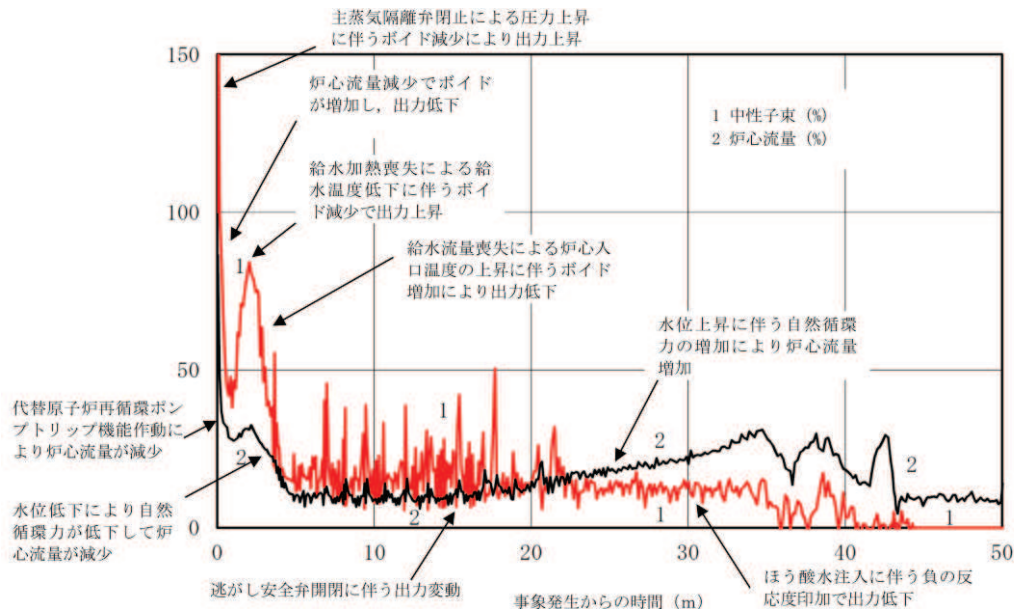


図 5.2.3-2 原子炉停止機能喪失における中性子束及び炉心流量の時間変化 (事象発生から 50 分後まで)

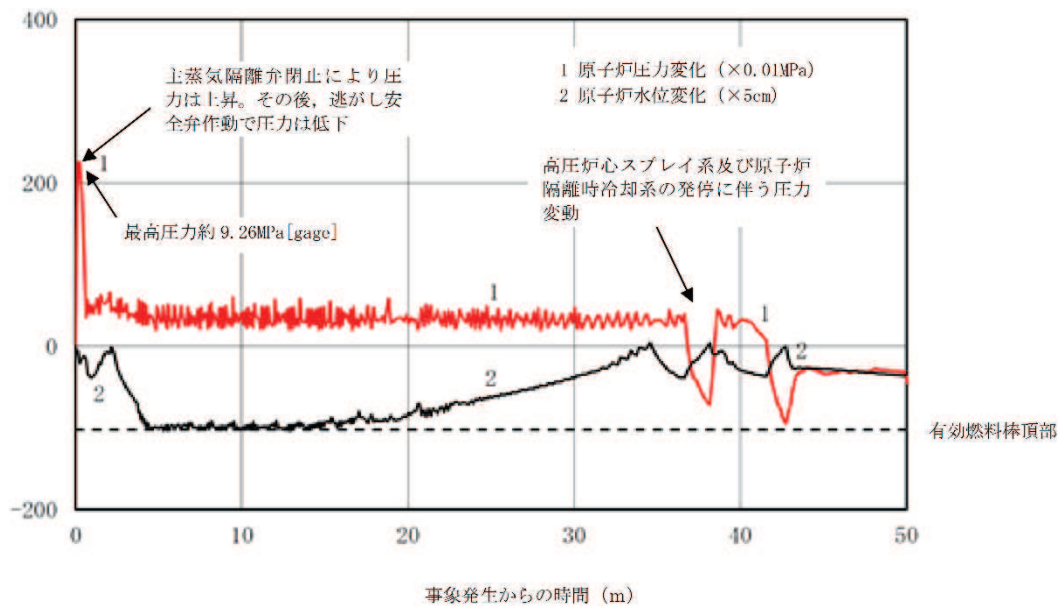


図 5.2.3-3 原子炉停止機能喪失における原子炉圧力、原子炉水位 (シュラウド外)の時間変化(事象発生から 50 分後まで)

(1)～(3)から、SAの発生確率、継続時間、地震動の年超過確率を踏まえた事象発生確率は表5.2.3-4のとおりとなる。この検討に際し、SA施設としての重要性を鑑み安全裕度を確保するために、頻度が保守的に算出されるように各パラメータの設定に当たり、以下の事項を考慮している。

【RPVバウンダリのSAの発生確率,継続時間,地震動の年超過確率に関する考慮】

- ・SAの発生確率は、個別プラントのCDFを用いず、CDFの性能目標値である 10^{-4} /炉年を適用している。
- ・地震ハザード解析結果から得られる年超過確率を参照し、地震動の年超過確率はJ E A G 4 6 0 1・補-1984に記載の発生確率を用いている。

表5.2.3-4より、SAの発生確率、地震動の年超過確率、組合せの目安となるSAの継続時間との積等も考慮し、工学的、総合的な判断としてS_dによる地震力とSA後長期(L)荷重、S_sによる地震力とSA後長期(LL)荷重とを組み合わせる。

表5.2.3-4 SAの発生確率、継続時間、地震動の年超過確率を踏まえた事象発生確率

事故シーケンス	SAの発生確率	地震動の年超過確率	組合せの目安となるSAの継続時間	運転状態	合計
原子炉停止機能喪失	10^{-4} /炉年	S _d : 10^{-2} /年以下	10^{-2} 年以上 2×10^{-1} 年未満	V(L)	2×10^{-7} /炉年未満
		S _s : 5×10^{-4} /年以下	2×10^{-1} 年以上	V(LL)	10^{-8} /炉年以上

(5) まとめ

以上のことから、RPVバウンダリとしては、SA後長期(LL)に生じる荷重とS_sによる地震力、SA後長期(L)に生じる荷重とS_dによる地震力とを組み合わせることとする。

5.2.4 SA施設の支持構造物

SA施設の支持構造物については、SA後長期の雰囲気温度と5.2.1～5.2.3項それぞれの地震とを組み合わせる。ただし、SA施設本体からの熱伝導等を考慮するものとする。具体的な組合せ内容は、5.2.1～5.2.3項による。

6. 許容応力状態の検討結果

5. 項の組合せ方針に基づき、各施設の SA と地震との組合せに対する許容応力状態の考え方を以下に示す。許容応力状態の考え方は、全般施設、PCV バウンダリ、RPV バウンダリ及び SA 施設の支持構造物に分けて検討することとした。

【運転状態の説明】

- I ~ IV : J E A G 4 6 0 1 で設定している運転状態と同じ
- V (S) : SA の状態のうち事象発生直後の短期的に荷重が作用している状態
- V (L) : SA の状態のうち長期的(過渡状態を除く一連の期間)に荷重が作用している状態
- V (LL) : SA の状態のうち V (L) より更に長期的に荷重が作用している状態

【許容応力状態の説明】

- $I_A \sim IV_A$: J E A G 4 6 0 1 で設定している許容応力状態と同じ
- $III_{AS} \cdot IV_{AS}$: J E A G 4 6 0 1 で設定している許容応力状態と同じ
- V_A : 運転状態 V 相当の応力評価を行う許容応力状態
(SA 時に要求される機能が満足できる許容応力状態)
- V_{AS} : 許容応力状態 V_A を基本として、それに地震により生ずる応力に対する特別な応力の制限を加えた許容応力状態
(SA 時に要求される機能が満足できる許容応力状態)

6.1 全般施設

5.2.1 項の荷重の組合せ方針から、各組合せ条件に対する許容応力状態を表 6.1-1 に示す。

表 6.1-1 PCV バウンダリ内外の全般施設の荷重の組合せと許容応力状態

運転状態	許容応力状態	DB 施設		SA 施設		備考
		S d	S s	S d	S s	
I	I _A	III _A S	IV _A S	—	IV _A S	DB と同じ許容応力状態とする。
II	II _A	III _A S	IV _A S	—	IV _A S	DB と同じ許容応力状態とする。
III	III _A	III _A S	IV _A S	—	IV _A S	DB と同じ許容応力状態とする。
IV (L)	IV _A ECCS 等: I _A *	III _A S* ¹	—	III _A S* ¹	—	DB と同じ許容応力状態とする。
IV (S)	IV _A	—	—	—	—	—
V (LL)	V _A			—	V _A S* ²	V _A S の許容限界は、IV _A S と同じものを適用する。
V (L)						
V (S)						

注記*1: ECCS 等に係るもののみ

*2: SA 後短期的なものと、長期的なものを区別せず、それらを包絡する条件を SA 条件として設定する。(原子炉格納容器雰囲気温度の影響を受ける全般施設については、6.2 項の検討結果も考慮する)

6.2 PCV バウンダリ

5.2.2 項の荷重の組合せ方針から、各組合せ条件に対する許容応力状態を表 6.2-1 に示す。DB 条件における評価では、S d と DBA 後長期荷重との組合せではⅢ_AS を許容応力状態としているが、これは、ECCS 等と同様、PCV バウンダリが DBA を緩和・収束させるために必要な施設に挙げられていることによるものである。また、DB 施設として PCV バウンダリについては、LOCA 後 (DBA) の最終障壁としての安全裕度を確認する意味で、LOCA 後の最大内圧と S d との組合せを実施している。SA 施設としての PCV バウンダリについては、最終障壁としての安全裕度の確認として、SA 時の原子炉格納容器の限界温度、限界圧力の条件で、PCV バウンダリの放射性物質閉じ込め機能が損なわれることがないことの確認を行う。

表 6.2-1 PCV バウンダリの荷重の組合せと許容応力状態

運転状態	許容応力状態	DB 施設		SA 施設		備考
		S d	S s	S d	S s	
I	I _A	Ⅲ _A S	IV _A S	—	IV _A S	DB と同じ許容応力状態とする。
II	II _A	Ⅲ _A S	IV _A S	—	IV _A S	DB と同じ許容応力状態とする。
III	III _A	Ⅲ _A S	IV _A S	—	IV _A S	DB と同じ許容応力状態とする。
IV (L)	I _A *	Ⅲ _A S	—	Ⅲ _A S	—	DB と同じ許容応力状態とする。
IV (S)	IV _A	IV _A S* ¹	—	—	—	—
V (LL)	V _A			—	V _A S* ²	V _A S の許容限界は、IV _A S と同じものを適用する。
V (L)	V _A			V _A S* ²	—	
V (S)	V _A			—	—	—

注記*1：構造体全体としての安全裕度を確認する意味で LOCA 後の最大内圧と S d による地震力との組合せを考慮する。

6.3 RPV バウンダリ

5.2.3 項の荷重の組合せ方針から、各組合せ条件に対する許容応力状態を表 6.3-1 に示す。DB 条件における評価では、S d と DBA 後長期荷重との組合せでは、ECCS 等は III_AS を許容応力状態としているが、これは、ECCS 等が DBA 時に運転を必要とする施設に挙げられていることによるものである。

表 6.3-1 RPV バウンダリの荷重の組合せと許容応力状態

運転状態	許容応力状態	DB 施設		SA 施設		備考
		S d	S s	S d	S s	
I	I _A	III _A S	IV _A S	—	IV _A S	DB と同じ許容応力状態とする。
II	II _A	III _A S	IV _A S	—	IV _A S	DB と同じ許容応力状態とする。
III	III _A	III _A S	IV _A S	—	IV _A S	DB と同じ許容応力状態とする。
IV (L)	IV _A ECCS 等 : I [*] _A	IV _A S*	—	IV _A S*	—	DB と同じ許容応力状態とする。
IV (S)	IV _A	—	—	—	—	—
V (LL)	V _A			—	V _A S	V _A S の許容限界は、IV _A S と同じものを適用する。
V (L)	V _A			V _A S	—	
V (S)	V _A			—	—	—

注記* : ECCS 等に係るものは III_AS

6.4 SA 施設の支持構造物

SA 施設の支持構造物についての、具体的な許容応力状態は、6.1~6.3 項による。

7. まとめ

SA 施設の耐震設計に当たっては、SA は地震の独立事象として位置付けた上で、SA の発生確率、継続時間及び地震動の年超過確率の関係や様々な対策、事故シーケンスを踏まえ、SA 荷重と S s 又は S d のいずれか適切な地震力とを組み合わせることで評価することとし、その組み合わせ検討結果としては、表 7-1～表 7-3 のとおりとなる。

【凡例】
○：組合せ要
－：組合せ不要

表 7-1 全般設備の組合せの検討結果

	①SA の発生確率	②地震動の年超過確率	③SA の継続時間	①×②×③	組合せ要否	考慮する組合せ
全ての SA*	10 ⁻⁴ /炉年	S d : 10 ⁻² /年以下	SA 発生後全期間	10 ⁻⁸ /炉年以上	○	SA 荷重 + S s
		S s : 5×10 ⁻⁴ /年以下	SA 発生後全期間	10 ⁻⁸ /炉年以上	○	

注記*：短期荷重，長期(L)荷重，長期(LL)荷重を区別せず，それらを包絡する条件と S s を組み合わせる。

表 7-2 PCV バウンダリの組合せの検討結果

	①SA の発生確率	②地震動の年超過確率	③SA の継続時間	①×②×③	組合せ要否	考慮する組合せ	
SA 荷重 V (S)	10 ⁻⁴ /炉年	S d : 10 ⁻² /年以下	10 ⁻² 年未満	10 ⁻⁸ /炉年未満	－	SA 発生後の最大荷重 + S d *2	
		S s : 5×10 ⁻⁴ /年以下		5×10 ⁻¹⁰ /炉年未満	－		
SA 荷重 V (L)		S d : 10 ⁻² /年以下	10 ⁻² 年以上，	2×10 ⁻⁷ /炉年未満	○		SA 荷重 V (LL) + S s
		S s : 5×10 ⁻⁴ /年以下	2×10 ⁻¹ 年未満	10 ⁻⁸ /炉年未満	－		
SA 荷重 V (LL)	S d : 10 ⁻² /年以下	2×10 ⁻¹ 年以上	2×10 ⁻⁷ /炉年以上	－*1			
	S s : 5×10 ⁻⁴ /年以下		10 ⁻⁸ /炉年以上	○			

注記*1：S s による評価に包含されるため “－” としている。

*2：格納容器過圧・過温破損（代替循環冷却系を使用できない場合）において、格納容器圧力の上昇の速度が遅く、格納容器スプレイ流量が抑制できるなど、原子炉格納容器フィルタベント系の使用タイミングが遅くなる可能性があることから、事象発生後 10⁻² 年以上 2×10⁻¹ 年未満の期間として組み合わせ

る荷重は、事象発生後以降の最大となる荷重（有効性評価結果の最高圧力・最高温度）と S d とを組み合わせる。

表 7-3 RPV バウンダリの組合せの検討結果

	①SA の発生確率	②地震動の年超過確率	③SA の継続時間	①×②×③	組合せ要否	考慮する組合せ
SA 荷重 V (S)	10 ⁻⁴ /炉年	Sd:10 ⁻² /年以下	10 ⁻² 年未満	10 ⁻⁸ /炉年未満	—	SA 荷重 V (L) + S d SA 荷重 V (LL) + S s
		Ss:5×10 ⁻⁴ /年以下		5×10 ⁻¹⁰ /炉年未満	—	
SA 荷重 V (L)		Sd:10 ⁻² /年以下	10 ⁻² 年以上, 2×10 ⁻¹ 年未満	2×10 ⁻⁷ /炉年未満	○	
		Ss:5×10 ⁻⁴ /年以下		10 ⁻⁸ /炉年未満	—	
SA 荷重 V (LL)		Sd:10 ⁻² /年以下	2×10 ⁻¹ 年以上	2×10 ⁻⁷ /炉年以上	—*	
		Ss:5×10 ⁻⁴ /年以下		10 ⁻⁸ /炉年以上	○	

注記* : S s による評価に包含されるため “—” としている。

添付資料

- 添付資料－1 地震動の年超過確率
- 添付資料－2 「地震の従属事象」と「地震の独立事象」について
- 添付資料－3 建物・構築物の SA 施設としての設計の考え方
- 添付資料－4 工認対象施設（SA 施設）における荷重組合せの取扱い

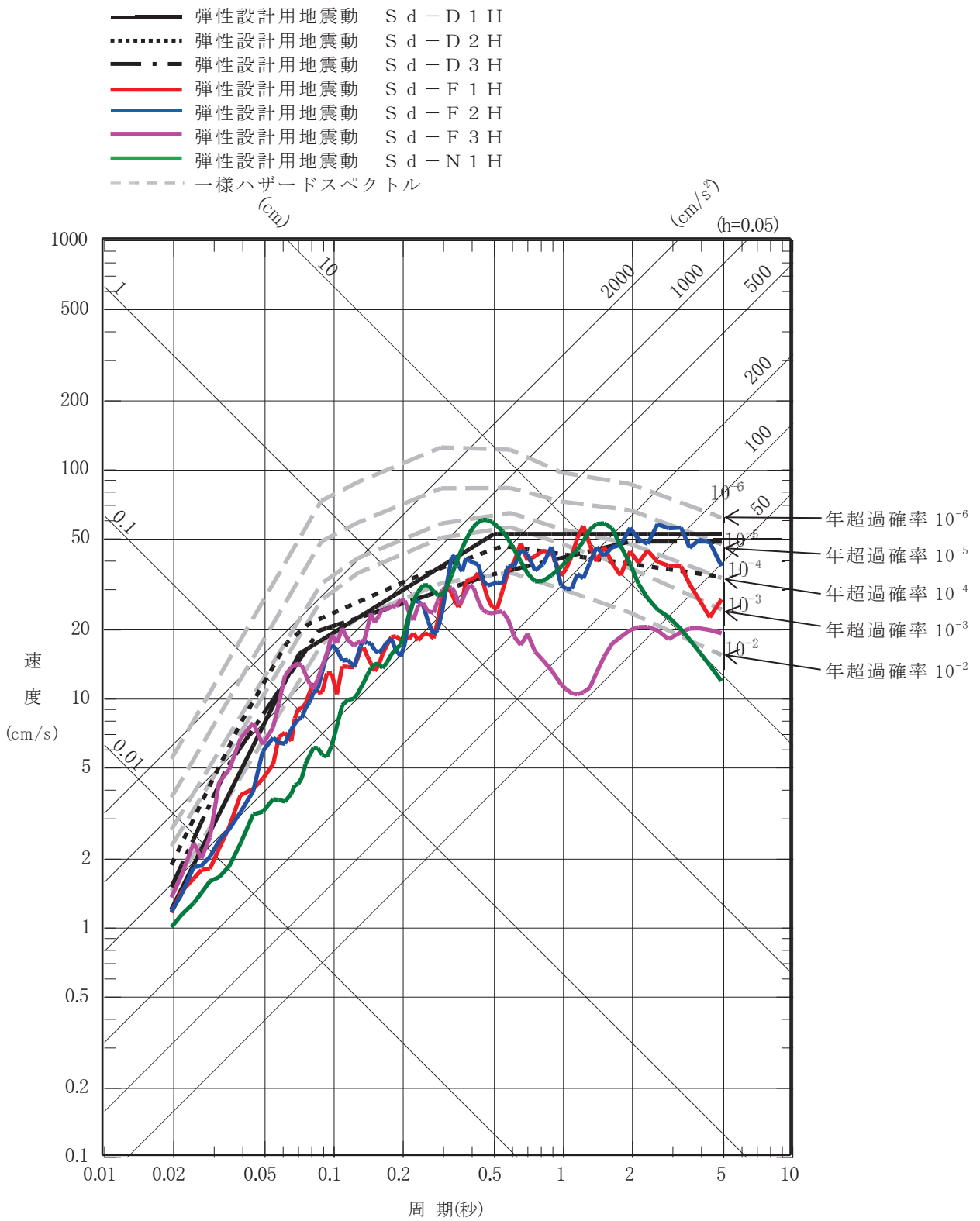
添付資料－1 地震動の年超過確率

表 I-1 運転状態と地震動との組合せの確率的評価

発生確率		1	10^{-1}	10^{-2}	10^{-3}	10^{-4}	10^{-5}	10^{-6}	10^{-7}	10^{-8}	10^{-9}	
運転状態の発生確率 (1/年)		I	II	III	IV							
基準地震動の発生確率 (1/年)				S_1	S_2							
基準地震動 S_1 との組合せ	従属事象					S_1 従属						
	独立事象	1分以内									$S_1 + II$	
		1時間以内							$S_1 + II$		$S_1 + III$	
		1日以内					$S_1 + II$		$S_1 + III$		$S_1 + IV$	
		1年以内	$S_1 + II$		$S_1 + III$		$S_1 + IV$					
基準地震動 S_2 との組合せ	従属事象					S_2 従属						
	独立事象	1分以内	($S_2 + II$ は 10^{-9} 以下となる)									
		1時間以内									$S_2 + II$	
		1日以内							$S_2 + II$		$S_2 + III$	
		1年以内					$S_2 + II$		$S_2 + III$		$S_2 + IV$	

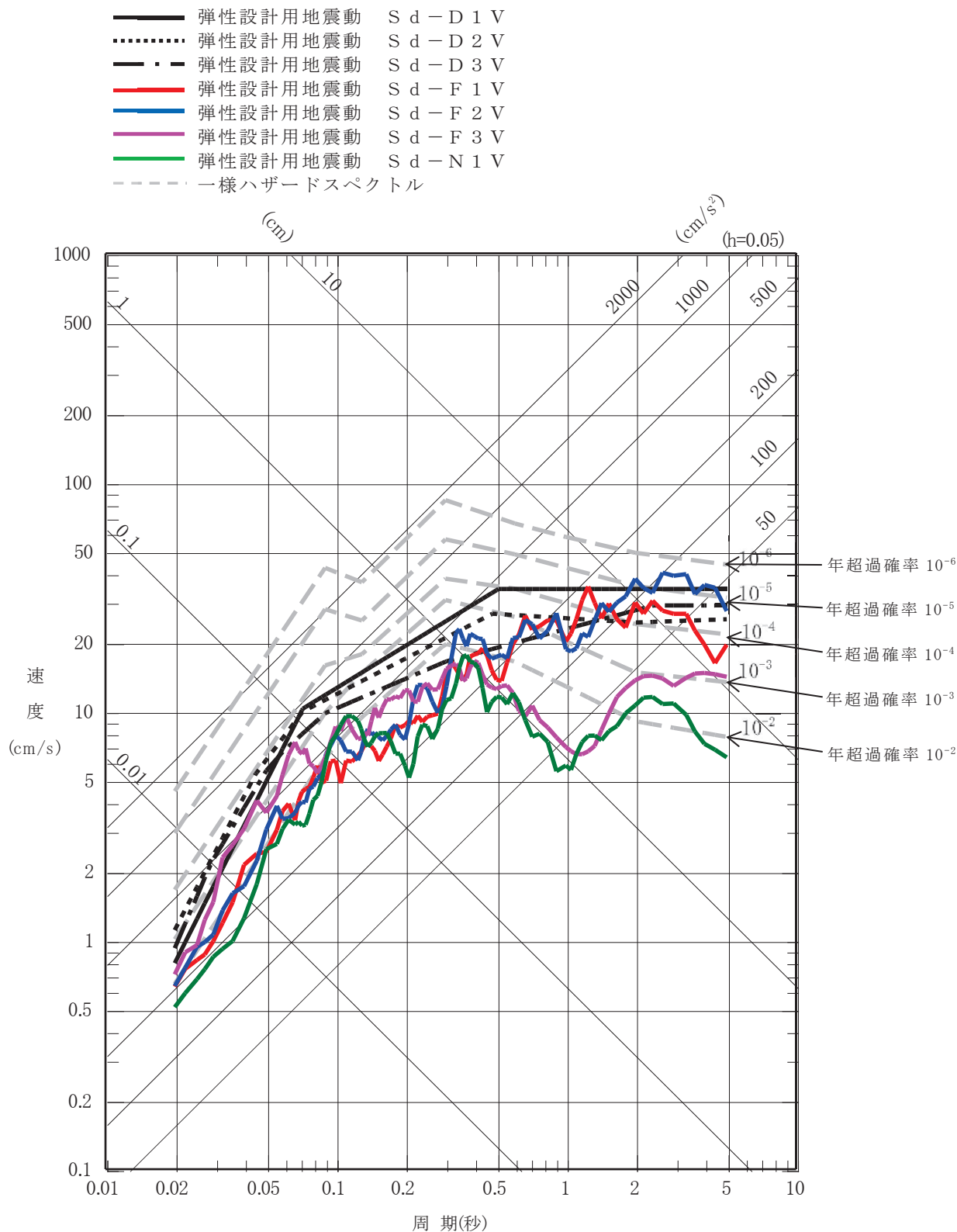
S_2 の発生確率
 $5 \times 10^{-4} \sim 10^{-5}$ / 年
 S_1 の発生確率
 $10^{-2} \sim 5 \times 10^{-4}$ / 年

- 注：(1) 発生確率から見て
 ← 組合せが必要なもの。
 ←----- 発生確率が 10^{-7} 以下となり組合せが不要となるもの。
- (2) 基準地震動 S_2 の発生確率は $10^{-4} \sim 10^{-5}$ / サイト・年と推定されるが、ここでは $5 \times 10^{-4} \sim 10^{-5}$ / サイト・年を用いた。
- (3) 表に示す発生確率は現在の知見によるものである。



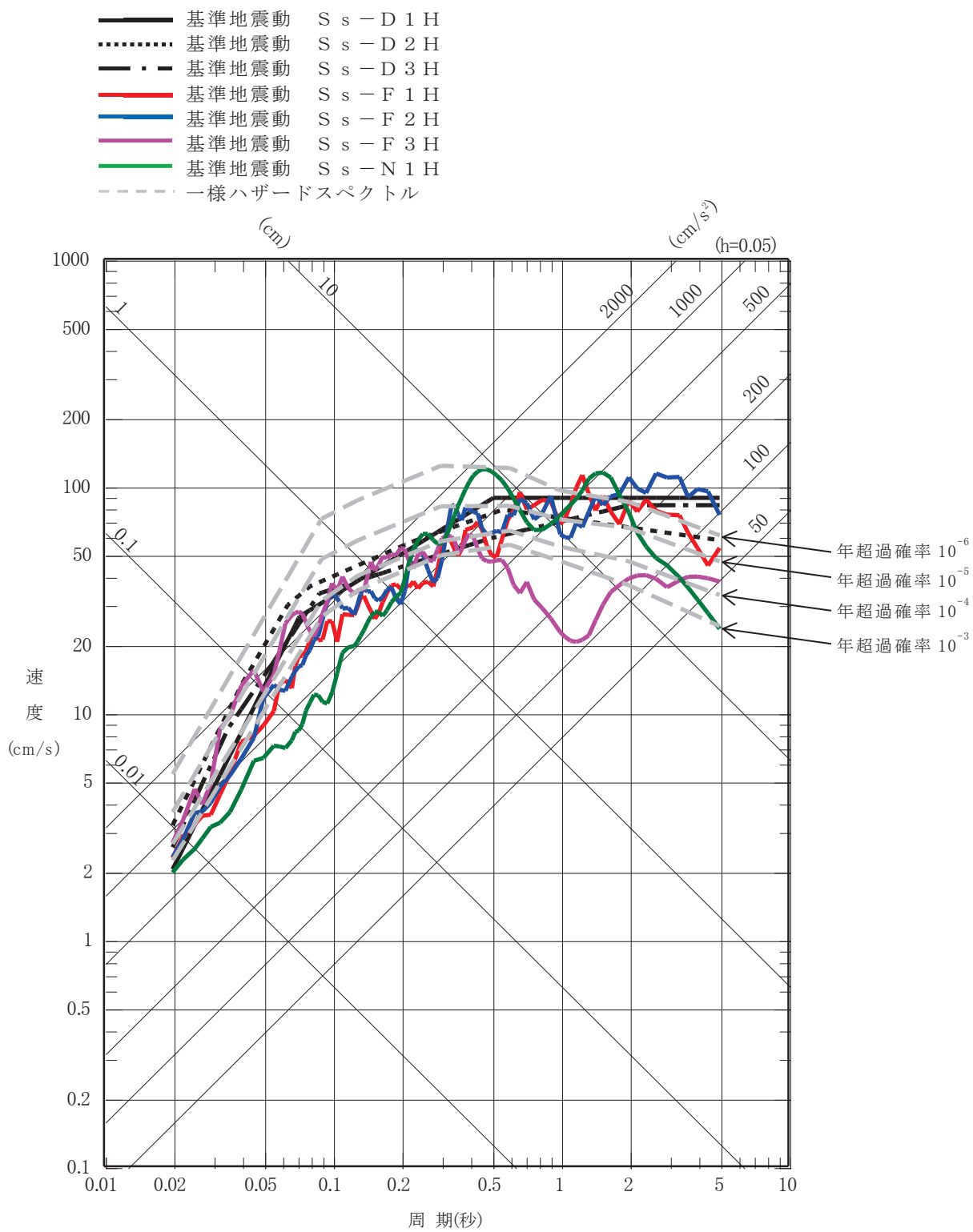
女川原子力発電所発電用原子炉設置変更許可申請書（2号発電用原子炉施設の変更）本文及び添付書類の一部補正について（令和2年2月26日許可）添付資料8より引用（一部加筆）

一様ハザードスペクトルと弾性設計用地震動 S d の応答スペクトルの比較（水平方向）



女川原子力発電所発電用原子炉設置変更許可申請書（2号発電用原子炉施設の変更）本文及び添付書類の一部補正について（令和2年2月26日許可）添付資料8より引用（一部加筆）

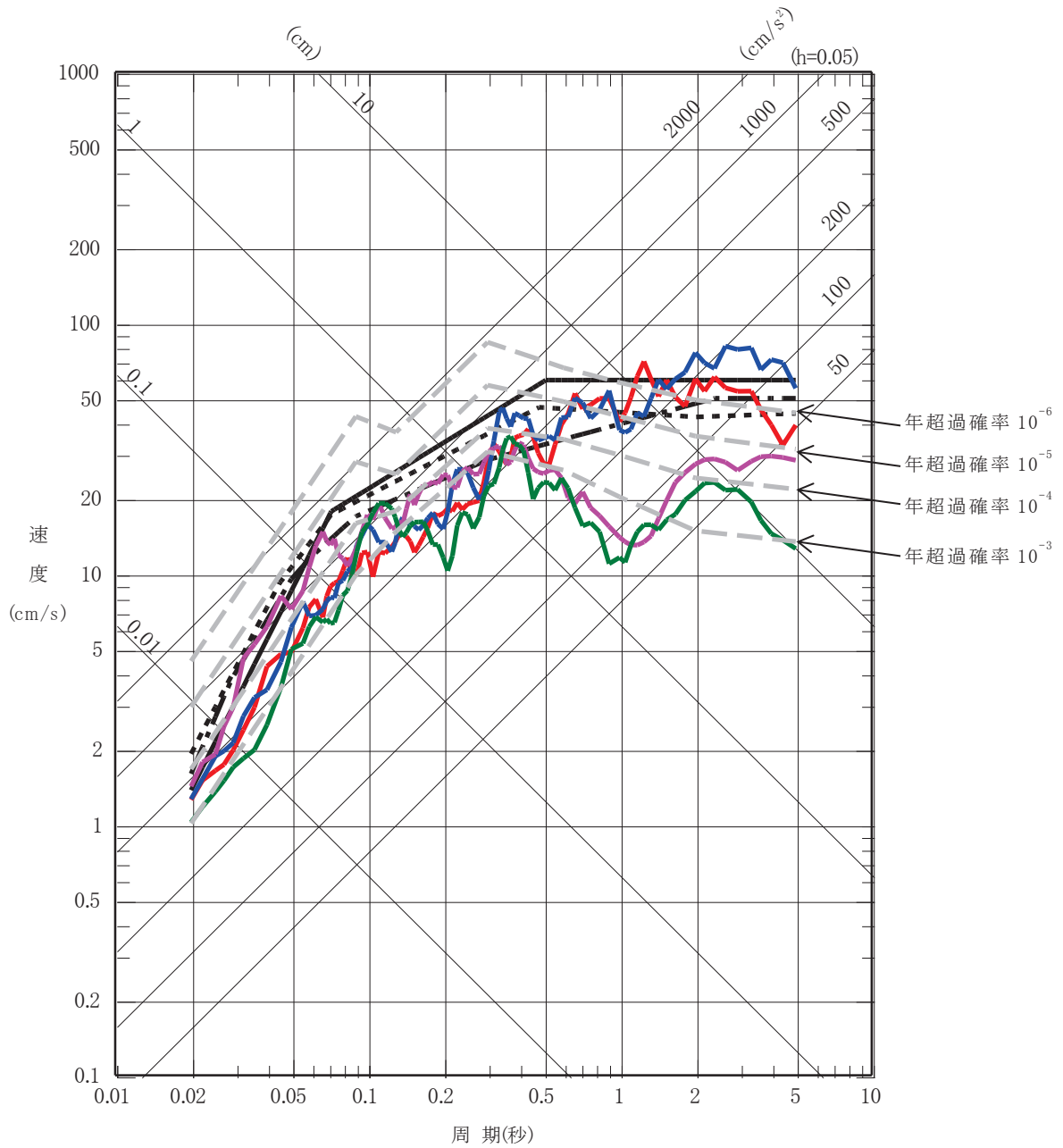
一様ハザードスペクトルと弾性設計用地震動 S d の応答スペクトルの比較（鉛直方向）



女川原子力発電所発電用原子炉設置変更許可申請書（2号発電用原子炉施設の変更）本文及び添付書類の一部補正について（令和2年2月26日許可）添付資料6より引用

一様ハザードスペクトルと基準地震動 S_s の応答スペクトルの比較（水平方向）

- 基準地震動 S s - D 1 V
- ⋯ 基準地震動 S s - D 2 V
- · — 基準地震動 S s - D 3 V
- 基準地震動 S s - F 1 V
- 基準地震動 S s - F 2 V
- 基準地震動 S s - F 3 V
- 基準地震動 S s - N 1 V
- - - 一様ハザードスペクトル



女川原子力発電所発電用原子炉設置変更許可申請書（2号発電用原子炉施設の変更）本文及び添付書類の一部補正について（令和2年2月26日許可）添付資料6より引用

一様ハザードスペクトルと基準地震動 S s の応答スペクトルの比較（鉛直方向）

添付資料－２ 「地震の従属事象」と「地震の独立事象」について

運転状態Vが地震によって引き起こされるおそれがある事象であるかについては、DB施設の耐震設計の考え方に基づく。なお、確率論的な考察も考慮する。

1. 「地震の従属事象」と「地震の独立事象」についての定義

判断にあたり、SA施設の評価における「地震の従属事象」、「地震の独立事象」について定義を示す。この定義はDB施設に対して従前より適用してきた考え方に基づくものであり、J E A G 4 6 0 1の記載とも整合したものとなっている。

(1) 地震の従属事象

設置許可基準規則の解釈の別記2における「地震によって引き起こされる事象(地震の従属事象)」を以下のとおり定義する。

- ・地震力A未満で設計された設備が、地震力Aを上回る地震が発生した際に確定論的に設備が損傷すると仮定した場合に発生する事象

(2) 地震の独立事象

設置許可基準規則の解釈の別記2における「地震によって引き起こされるおそれのない事象(地震の独立事象)」を以下のとおり定義する。

- ・上記(1)のような確定論的な評価では引き起こされるおそれのない事象

なお、J E A G 4 6 0 1においては、地震の従属事象は地震との組合せを実施し、地震の独立事象については、事象の発生頻度、継続時間、地震の発生確率を踏まえ、 10^{-7} 回/炉年を超える事象は地震との組合せを実施することを規定している。

2. DB施設の耐震設計の考え方等に基づく判断

Sクラス施設は S_s による地震力に対して、その安全機能が損なわれるおそれのないよう設計されている。この安全機能に係る設計は、Sクラス施設自体が、 S_s による地震力に対して、損傷しないよう設計するだけでなく、下位クラスに属するものの波及的影響等に対しても、その安全機能を損なわないよう設計することも含まれる。(表2-1)

Sクラス施設が健全であれば、炉心損傷防止に係る重大事故等対策の有効性評価において想定した全ての事故シーケンスに対し、 S_s 相当の地震により、起因事象が発生したとしても緩和設備が機能し、DB設計の範囲で事象を収束させることができることを確認した。(表2-2)

したがって、SA施設に対する耐震設計における荷重の組合せの検討としては、 S_s 相当の地震に対して、運転状態Vは地震によって引き起こされるおそれのない「地震の独立事象」として扱い、運転状態Vの運転状態と地震力とを適切に組み合わせる。

表 2-1 Sクラスの設計

地震の影響が考えられる事象		耐震性の担保
耐震重要施設自体の損傷		基準地震動による地震力に対して安全機能が損なわれるおそれがないよう設計する。(設置許可基準規則第4条)
下位クラスの損傷の影響による耐震重要施設の損傷		耐震重要施設が、耐震重要度分類の下位クラスに属するものの波及的影響によって、その安全機能を損なわないように設計する。(設置許可基準規則第4条)
地震随伴事象	溢水による耐震重要施設の損傷	安全施設は、発電用原子炉施設内における溢水が発生した場合においても安全機能を損なわないよう設計する。(設置許可基準規則第9条)
	津波による耐震重要施設の損傷	DB施設は、基準津波に対して安全機能が損なわれるおそれがないように設計する。(設置許可基準規則第5条)
	火災による耐震重要施設の損傷	DB施設は、火災により発電用原子炉施設の安全性が損なわれないよう設計する。(設置許可基準規則第8条)

表 2-2 地震の従属事象としての適用性について (1 / 12)

類型化グループ	事故シナリオ	事象	対象機器	DB 上の Ss 耐震性	地震の従属事象としての適用の有無	備考	
1	高圧・低圧注水機能喪失	過渡事象 + 高圧注水失敗 + 低圧 ECCS 失敗	過渡事象	外部電源設備※1	×	△	運転状態 II
			高圧注水失敗	高圧炉心スプレイ系ポンプ (電動機)	○	×	
		高圧炉心スプレイ系配管		○			
		高圧炉心スプレイ系弁		○			
		HPCS ポンプ室空調機		○			
		HPCS ポンプ室空調機ダクト		○			
		HPCS ディーゼル機関		○			
		HPCS ディーゼル発電機		○			
		燃料移送ポンプ		○			
		燃料移送系配管		○			
		DG (HPCS) 室非常用送風機		○			
		原子炉補機 (HPCS) 室送風機		○			
		原子炉補機 (HPCS) 室排風機		○			
		DG (HPCS) 室グラビティダンパ (DG (HPCS) 室非常用送風機 (A) 吸込側)		○			
		原子炉補機 (HPCS) 室グラビティダンパ (原子炉補機 (HPCS) 室送風機 (A) 吐出側)		○			
		原子炉補機 (HPCS) 室換気空調系ダクト		○			
		H 系 125V 蓄電池 (125V 蓄電池 2H)		○			
		H 系 125V 充電器 (125V 充電器 2H)		○			
		H 系直流主母線盤 (125V 直流主母線盤 2H (P/C))		○			
		H 系メタクラ (6.9kV メタクラ 6-2H)		○			
		H 系モータコントロールセンタ (460V 原子炉建屋 MCC 2H)		○			
		H 系母線変圧器 (HPCS 交流分電盤 2H 用変圧器)		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却水ポンプ		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却水系熱交換器		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却水サージタンク		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却水系配管		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプ (電動機)		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却海水系配管		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却海水系ストレーナ (高圧炉心スプレイ補機冷却海水系ストレーナ (A))		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却海水系弁	○				
		原子炉隔離時冷却系ポンプ	○				
		原子炉隔離時冷却系ポンプ駆動用タービン	○				
		原子炉隔離時冷却系弁	○				
原子炉隔離時冷却系配管	○						
復水給水系配管	○						
低圧 ECCS 失敗	低圧炉心スプレイ系ポンプ (電動機)	○	×				
	低圧炉心スプレイ系配管	○					
	低圧炉心スプレイ系弁	○					
	LPCS ポンプ室空調機	○					
	LPCS ポンプ室空調機ダクト	○					
	残留熱除去系ポンプ (電動機)	○					
	残留熱除去系配管	○					
	残留熱除去系弁	○					
RHR ポンプ室空調機 (RHR ポンプ A 室空調機)	○						

表 2-2 地震の従属事象としての適用性について (2 / 12)

類型化グループ	事故シナリオ	事象	対象機器	DB上のSs耐震性	地震の従属事象としての適用の有無	備考	
1	高圧・低圧注水機能喪失	過渡事象 + SRV 再開失敗 + 高圧注水失敗 + 低圧 ECCS 失敗	過渡事象	外部電源設備※1	×	△	運転状態 II
			高圧注水失敗	高圧炉心スプレイ系ポンプ (電動機)	○	×	
		高圧炉心スプレイ系配管		○			
		高圧炉心スプレイ系弁		○			
		HPCS ポンプ室空調機		○			
		HPCS ポンプ室空調機ダクト		○			
		HPCS ディーゼル機関		○			
		HPCS ディーゼル発電機		○			
		燃料移送ポンプ		○			
		燃料移送系配管		○			
		DG (HPCS) 室非常用送風機		○			
		原子炉補機 (HPCS) 室送風機		○			
		原子炉補機 (HPCS) 室排風機		○			
		DG (HPCS) 室グラビティダンパ (DG (HPCS) 室非常用送風機 (A) 吸込側)		○			
		原子炉補機 (HPCS) 室グラビティダンパ (原子炉補機 (HPCS) 室送風機 (A) 吐出側)		○			
		原子炉補機 (HPCS) 室換気空調系ダクト		○			
		H 系 125V 蓄電池 (125V 蓄電池 2H)		○			
		H 系 125V 充電器 (125V 充電器 2H)		○			
		H 系直流主母線盤 (125V 直流主母線盤 2H (P/C))		○			
		H 系メタクラ (6.9kV メタクラ 6-2H)		○			
		H 系モータコントロールセンタ (460V 原子炉建屋 MCC 2H)		○			
		H 系母線変圧器 (HPCS 交流分電盤 2H 用変圧器)		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却水ポンプ		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却水系熱交換器		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却水サージタンク		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却水系配管		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプ (電動機)		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却海水系配管		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却海水系ストレーナ (高圧炉心スプレイ補機冷却海水系ストレーナ (A))	○				
		高圧炉心スプレイ補機冷却海水系弁	○				
		低圧 ECCS 失敗	低圧炉心スプレイ系ポンプ (電動機)	○	×		
			低圧炉心スプレイ系配管	○			
			低圧炉心スプレイ系弁	○			
LPCS ポンプ室空調機	○						
LPCS ポンプ室空調機ダクト	○						
残留熱除去系ポンプ (電動機)	○						
残留熱除去系配管	○						
残留熱除去系弁	○						
RHR ポンプ室空調機 (RHR ポンプ A 室空調機)	○						
SRV 再開失敗	主蒸気逃がし安全弁	○	×				

表 2-2 地震の従属事象としての適用性について (3 / 12)

類型化グループ	事故シナリオ	事象	対象機器	DB上のSs耐震性	地震の従属事象としての適用の有無	備考	
2	高圧注水・減圧機能喪失	過渡事象 + 高圧注水失敗 + 手動減圧失敗	過渡事象	外部電源設備※1	×	△	運転状態Ⅱ
			高圧注水失敗	高圧炉心スプレイ系ポンプ (電動機)	○	×	
		高圧炉心スプレイ系配管		○			
		高圧炉心スプレイ系弁		○			
		HPCS ポンプ室空調機		○			
		HPCS ポンプ室空調機ダクト		○			
		HPCS ディーゼル機関		○			
		HPCS ディーゼル発電機		○			
		燃料移送ポンプ		○			
		燃料移送系配管		○			
		DG (HPCS) 室非常用送風機		○			
		原子炉補機 (HPCS) 室送風機		○			
		原子炉補機 (HPCS) 室排風機		○			
		DG (HPCS) 室グラビティダンパ (DG (HPCS) 室非常用送風機 (A) 吸込側)		○			
		原子炉補機 (HPCS) 室グラビティダンパ (原子炉補機 (HPCS) 室送風機 (A) 吐出側)		○			
		原子炉補機 (HPCS) 室換気空調系ダクト		○			
		H 系 125V 蓄電池 (125V 蓄電池 2H)		○			
		H 系 125V 充電器 (125V 充電器 2H)		○			
		H 系直流主母線盤 (125V 直流主母線盤 2H (P/C))		○			
		H 系メタクラ (6.9kV メタクラ 6-2H)		○			
		H 系モータコントロールセンタ (460V 原子炉建屋 MCC 2H)		○			
		H 系母線変圧器 (HPCS 交流分電盤 2H 用変圧器)		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却水ポンプ		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却水系熱交換器		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却水サージタンク		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却水系配管		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプ (電動機)		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却海水系配管		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却海水系ストレーナ (高圧炉心スプレイ補機冷却海水系ストレーナ (A))		○			
		高圧炉心スプレイ補機冷却海水系弁		○			
		原子炉隔離時冷却系ポンプ	○				
		原子炉隔離時冷却系ポンプ駆動用タービン	○				
		原子炉隔離時冷却系弁	○				
原子炉隔離時冷却系配管	○						
復水給水系配管	○						
手動減圧失敗	主蒸気逃がし安全弁自動減圧機能用アキユムレータ	○	×				
	主蒸気逃がし安全弁	○					

表 2-2 地震の従属事象としての適用性について (4 / 12)

類型化グループ	事故シナリオ	事象	対象機器	DB上のSs耐震性	地震の従属事象としての適用の有無	備考
3	全交流動力電源喪失	外部電源喪失	外部電源設備	×	△	運転状態Ⅱ
		DG 失敗	ディーゼル機関	○	×	
		ディーゼル発電機	○			
		燃料移送ポンプ	○			
		軽油タンク	○			
		燃料移送系配管	○			
		DG 室非常用送風機 (DG (A) 室非常用送風機)	○			
		原子炉補機室送風機 (原子炉補機 A 室送風機)	○			
		原子炉補機室排風機 (原子炉補機 A 室排風機)	○			
		DG 室グラビティダンパ (DG (A) 室非常用送風機 (A) 吸込側)	○			
		原子炉補機室グラビティダンパ (原子炉補機 (A) 室送風機 (A) 吐出側)	○			
		原子炉補機室換気空調系ダクト	○			
		非常用メタクラ (6.9kV メタクラ 6-2C)	○			
		非常用母線変圧器 (パワーセンタ動力用変圧器 2C)	○			
		非常用パワーセンタ (460V パワーセンタ 2C)	○			
		非常用モータコントロールセンタ (460V 制御建屋 MCC 2C-1)	○			
		原子炉補機冷却水系熱交換器	○			
		原子炉補機冷却水サージタンク	○			
		原子炉補機冷却水ポンプ	○			
		原子炉補機冷却水系弁	○			
		原子炉補機冷却水系配管	○			
		RCW ポンプ室空調機 (RCW ポンプ A 室空調機 A)	○			
		原子炉補機冷却海水ポンプ	○			
原子炉補機冷却海水系ストレータ	○					
原子炉補機冷却海水系弁	○					
原子炉補機冷却海水系配管	○					
残留熱除去系熱交換器	○					

表 2-2 地震の従属事象としての適用性について (5 / 12)

類型化グループ	事故シナリオ	事象	対象機器	DB上のSs耐震性	地震の従属事象としての適用の有無	備考	
3	全交流動力電源喪失	HPCS 失敗 全交流動力電源喪失(外部電源喪失+DG失敗)+HPCS失敗	HPCS 失敗	高圧炉心スプレイ系ポンプ(電動機)	○	×	
			高圧炉心スプレイ系配管	○			
			高圧炉心スプレイ系弁	○			
			HPCS ポンプ室空調機	○			
			HPCS ポンプ室空調機ダクト	○			
			HPCS ディーゼル機関	○			
			HPCS ディーゼル発電機	○			
			燃料移送ポンプ	○			
			燃料移送系配管	○			
			DG(HPCS)室非常用送風機	○			
			原子炉補機(HPCS)室送風機	○			
			原子炉補機(HPCS)室排風機	○			
			DG(HPCS)室グラビティダンパ(DG(HPCS)室非常用送風機(A)吸込側)	○			
			原子炉補機(HPCS)室グラビティダンパ(原子炉補機(HPCS)室送風機(A)吐出側)	○			
			原子炉補機(HPCS)室換気空調系ダクト	○			
			H系125V蓄電池(125V蓄電池2H)	○			
			H系125V充電器(125V充電器2H)	○			
			H系直流主母線盤(125V直流主母線盤2H(P/C))	○			
			H系メタクラ(6.9kVメタクラ6-2H)	○			
			H系モータコントロールセンタ(460V原子炉建屋MCC2H)	○			
			H系母線変圧器(HPCS交流分電盤2H用変圧器)	○			
			高圧炉心スプレイ補機冷却水ポンプ	○			
			高圧炉心スプレイ補機冷却水系熱交換器	○			
			高圧炉心スプレイ補機冷却水サージタンク	○			
			高圧炉心スプレイ補機冷却水系配管	○			
			高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプ(電動機)	○			
高圧炉心スプレイ補機冷却海水系配管	○						
高圧炉心スプレイ補機冷却海水系ストレーナ(高圧炉心スプレイ補機冷却海水系ストレーナ(A))	○						
高圧炉心スプレイ補機冷却海水系弁	○						

表 2-2 地震の従属事象としての適用性について (6 / 12)

類型化グループ	事故シナリオ	事象	対象機器	DB上のSs耐震性	地震の従属事象としての適用の有無	備考
3	全交流動力電源喪失	外部電源喪失	外部電源設備	×	△	運転状態Ⅱ
			DG 失敗	ディーゼル機関		
		ディーゼル発電機		○		
		燃料移送ポンプ		○		
		軽油タンク		○		
		燃料移送系配管		○		
		DG 室非常用送風機 (DG (A) 室非常用送風機)		○		
		原子炉補機室送風機 (原子炉補機 A 室送風機)		○		
		原子炉補機室排風機 (原子炉補機 A 室排風機)		○		
		DG 室グラビティダンパ (DG (A) 室非常用送風機 (A) 吸込側)		○		
		原子炉補機室グラビティダンパ (原子炉補機 (A) 室送風機 (A) 吐出側)		○		
		原子炉補機室換気空調系ダクト		○		
		非常用メタクラ (6.9kV メタクラ 6-2C)		○		
		非常用母線変圧器 (パワーセンタ動力用変圧器 2C)		○		
		非常用パワーセンタ (460V パワーセンタ 2C)		○		
		非常用モータコントロールセンタ (460V 制御建屋 MCC 2C-1)		○		
		原子炉補機冷却水系熱交換器		○		
		原子炉補機冷却水サージタンク		○		
		原子炉補機冷却水ポンプ		○		
		原子炉補機冷却水系弁		○		
		原子炉補機冷却水系配管		○		
		RCW ポンプ室空調機 (RCW ポンプ A 室空調機 A)	○			
		原子炉補機冷却海水ポンプ	○			
		原子炉補機冷却海水系ストレナ	○			
原子炉補機冷却海水系弁	○					
原子炉補機冷却海水系配管	○					
残留熱除去系熱交換器	○					
×						
SRV 再開失敗	主蒸気逃がし安全弁	○	×			

表 2-2 地震の従属事象としての適用性について (7 / 12)

類型化グループ	事故シナリオ	事象	対象機器	DB上のSs耐震性	地震の従属事象としての適用の有無	備考	
3	全交流動力電源喪失	全交流動力電源喪失(外部電源喪失+DG失敗)+SRV再閉失敗+HPCS失敗	HPCS失敗	高圧炉心スプレイ系ポンプ(電動機)	○	×	
				高圧炉心スプレイ系配管	○		
				高圧炉心スプレイ系弁	○		
				HPCSポンプ室空調機	○		
				HPCSポンプ室空調機ダクト	○		
				HPCSディーゼル機関	○		
				HPCSディーゼル発電機	○		
				燃料移送ポンプ	○		
				燃料移送系配管	○		
				DG(HPCS)室非常用送風機	○		
				原子炉補機(HPCS)室送風機	○		
				原子炉補機(HPCS)室排風機	○		
				DG(HPCS)室グラビティダンパ(DG(HPCS)室非常用送風機(A)吸込側)	○		
				原子炉補機(HPCS)室グラビティダンパ(原子炉補機(HPCS)室送風機(A)吐出側)	○		
				原子炉補機(HPCS)室換気空調系ダクト	○		
				H系125V蓄電池(125V蓄電池2H)	○		
				H系125V充電器(125V充電器2H)	○		
				H系直流主母線盤(125V直流主母線盤2H(P/C))	○		
				H系メタクラ(6.9kVメタクラ6-2H)	○		
				H系モータコントロールセンタ(460V原子炉建屋MCC2H)	○		
				H系母線変圧器(HPCS交流分電盤2H用変圧器)	○		
				高圧炉心スプレイ補機冷却水ポンプ	○		
				高圧炉心スプレイ補機冷却水系熱交換器	○		
				高圧炉心スプレイ補機冷却水サージタンク	○		
				高圧炉心スプレイ補機冷却水系配管	○		
				高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプ(電動機)	○		
高圧炉心スプレイ補機冷却海水系配管	○						
高圧炉心スプレイ補機冷却海水系ストレナ(高圧炉心スプレイ補機冷却海水系ストレナ(A))	○						
高圧炉心スプレイ補機冷却海水系弁	○						

表 2-2 地震の従属事象としての適用性について (8 / 12)

類型化 グループ	事故シ ケンス	事象	対象機器	DB 上の Ss 耐震性	地震の従 属 事象としての 適用の有無	備考	
3	全交流 動力電 源喪失	全交流動 力電源喪 失(外部 電源喪失 +DG 失 敗)+高 圧注水失 敗	外部電源 喪失	外部電源設備	×	△	運 転 状 態 II
			DG 失敗	ディーゼル機関	○	×	
		ディーゼル発電機	○				
		燃料移送ポンプ	○				
		軽油タンク	○				
		燃料移送系配管	○				
		DG 室非常用送風機 (DG(A)室非常用送風機)	○				
		原子炉補機室送風機 (原子炉補機 A 室送風機)	○				
		原子炉補機室排風機 (原子炉補機 A 室排風機)	○				
		DG 室グラビティダンパ (DG(A)室非常用送風機(A)吸込側)	○				
		原子炉補機室グラビティダンパ (原子炉補機(A)室送風機(A)吐出側)	○				
		原子炉補機室換気空調系ダクト	○				
		非常用メタクラ (6.9kV メタクラ 6-2C)	○				
		非常用母線変圧器 (パワーセンタ動力用変圧器 2C)	○				
		非常用パワーセンタ (460V パワーセンタ 2C)	○				
		非常用モータコントロールセンタ (460V 制御建屋 MCC 2C-1)	○				
		原子炉補機冷却水系熱交換器	○				
		原子炉補機冷却水サージタンク	○				
		原子炉補機冷却水ポンプ	○				
		原子炉補機冷却水系弁	○				
		原子炉補機冷却水系配管	○				
		RCW ポンプ室空調機 (RCW ポンプ A 室空調機 A)	○				
		原子炉補機冷却海水ポンプ	○				
		原子炉補機冷却海水系ストレナ	○				
		原子炉補機冷却海水系弁	○				
		原子炉補機冷却海水系配管	○				
残留熱除去系熱交換器	○						

表 2-2 地震の従属事象としての適用性について (9 / 12)

類型化グループ	事故シナリオ	事象	対象機器	DB上のSs耐震性	地震の従属事象としての適用の有無	備考	
3	全交流動力電源喪失	全交流動力電源喪失(外部電源喪失+DG失敗)+高圧注水失敗	高圧注水失敗	高圧炉心スプレイ系ポンプ(電動機)	○	×	
				高圧炉心スプレイ系配管	○		
				高圧炉心スプレイ系弁	○		
				HPCSポンプ室空調機	○		
				HPCSポンプ室空調機ダクト	○		
				HPCSディーゼル機関	○		
				HPCSディーゼル発電機	○		
				燃料移送ポンプ	○		
				燃料移送系配管	○		
				DG(HPCS)室非常用送風機	○		
				原子炉補機(HPCS)室送風機	○		
				原子炉補機(HPCS)室排風機	○		
				DG(HPCS)室グラビティダンパ(DG(HPCS)室非常用送風機(A)吸込側)	○		
				原子炉補機(HPCS)室グラビティダンパ(原子炉補機(HPCS)室送風機(A)吐出側)	○		
				原子炉補機(HPCS)室換気空調系ダクト	○		
				H系125V蓄電池(125V蓄電池2H)	○		
				H系125V充電器(125V充電器2H)	○		
				H系直流主母線盤(125V直流主母線盤2H(P/C))	○		
				H系メタクラ(6.9kVメタクラ6-2H)	○		
				H系モータコントロールセンタ(460V原子炉建屋MCC2H)	○		
				H系母線変圧器(HPCS交流分電盤2H用変圧器)	○		
				高圧炉心スプレイ補機冷却水ポンプ	○		
				高圧炉心スプレイ補機冷却水系熱交換器	○		
				高圧炉心スプレイ補機冷却水サージタンク	○		
				高圧炉心スプレイ補機冷却水系配管	○		
				高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプ(電動機)	○		
				高圧炉心スプレイ補機冷却海水系配管	○		
				高圧炉心スプレイ補機冷却海水系ストレナ(高圧炉心スプレイ補機冷却海水系ストレナ(A))	○		
				高圧炉心スプレイ補機冷却海水系弁	○		
				原子炉隔離時冷却系ポンプ	○		
原子炉隔離時冷却系ポンプ駆動用タービン	○						
原子炉隔離時冷却系弁	○						
原子炉隔離時冷却系配管	○						
復水給水系配管	○						

表 2-2 地震の従属事象としての適用性について (10/12)

類型化グループ	事故シナリオ	事象	対象機器	DB上のSs耐震性	地震の従属事象としての適用の有無	備考	
3	全交流動力電源喪失	全交流動力電源喪失(外部電源喪失+DG失敗)+直流電源喪失+HPCS失敗	外部電源喪失	外部電源設備	×	△	運転状態II
			DG失敗	ディーゼル機関	○	×	
		ディーゼル発電機	○				
		燃料移送ポンプ	○				
		軽油タンク	○				
		燃料移送系配管	○				
		DG室非常用送風機(DG(A)室非常用送風機)	○				
		原子炉補機室送風機(原子炉補機A室送風機)	○				
		原子炉補機室排風機(原子炉補機A室排風機)	○				
		DG室グラビティダンパ(DG(A)室非常用送風機(A)吸込側)	○				
		原子炉補機室グラビティダンパ(原子炉補機(A)室送風機(A)吐出側)	○				
		原子炉補機室換気空調系ダクト	○				
		非常用メタクラ(6.9kVメタクラ6-2C)	○				
		非常用母線変圧器(パワーセンタ動力用変圧器2C)	○				
		非常用パワーセンタ(460Vパワーセンタ2C)	○				
		非常用モータコントロールセンタ(460V制御建屋MCC2C-1)	○				
		原子炉補機冷却水系熱交換器	○				
		原子炉補機冷却水サージタンク	○				
		原子炉補機冷却水ポンプ	○				
		原子炉補機冷却水系弁	○				
		原子炉補機冷却水系配管	○				
		RCWポンプ室空調機(RCWポンプA室空調機A)	○				
		原子炉補機冷却海水ポンプ	○				
		原子炉補機冷却海水系ストレナ	○				
		原子炉補機冷却海水系弁	○				
		原子炉補機冷却海水系配管	○				
		残留熱除去系熱交換器	○				
直流電源喪失	125V蓄電池(125V蓄電池2A)	○	×				
125V充電器(125V充電器2A)	○						
直流主母線盤(125V直流受電パワーセンタ2A)	○						
ケーブルトレイ	○						

表 2-2 地震の従属事象としての適用性について (11 / 12)

類型化グループ	事故シナリオ	事象	対象機器	DB上のSs耐震性	地震の従属事象としての適用の有無	備考	
3	全交流動力電源喪失	全交流動力電源喪失(外部電源喪失+DG失敗)+直流電源喪失+HPCS失敗	HPCS 失敗	高圧炉心スプレイ系ポンプ(電動機)	○	×	
				高圧炉心スプレイ系配管	○		
				高圧炉心スプレイ系弁	○		
				HPCS ポンプ室空調機	○		
				HPCS ポンプ室空調機ダクト	○		
				HPCS ディーゼル機関	○		
				HPCS ディーゼル発電機	○		
				燃料移送ポンプ	○		
				燃料移送系配管	○		
				DG(HPCS)室非常用送風機	○		
				原子炉補機(HPCS)室送風機	○		
				原子炉補機(HPCS)室排風機	○		
				DG(HPCS)室グラビティダンパ(DG(HPCS)室非常用送風機(A)吸込側)	○		
				原子炉補機(HPCS)室グラビティダンパ(原子炉補機(HPCS)室送風機(A)吐出側)	○		
				原子炉補機(HPCS)室換気空調系ダクト	○		
				H系125V蓄電池(125V蓄電池2H)	○		
				H系125V充電器(125V充電器2H)	○		
				H系直流主母線盤(125V直流主母線盤2H(P/C))	○		
				H系メタクラ(6.9kVメタクラ6-2H)	○		
				H系モータコントロールセンタ(460V原子炉建屋MCC2H)	○		
				H系母線変圧器(HPCS交流分電盤2H用変圧器)	○		
				高圧炉心スプレイ補機冷却水ポンプ	○		
				高圧炉心スプレイ補機冷却水系熱交換器	○		
				高圧炉心スプレイ補機冷却水サージタンク	○		
				高圧炉心スプレイ補機冷却水系配管	○		
				高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプ(電動機)	○		
高圧炉心スプレイ補機冷却海水系配管	○						
高圧炉心スプレイ補機冷却海水系ストレナ(高圧炉心スプレイ補機冷却海水系ストレナ(A))	○						
高圧炉心スプレイ補機冷却海水系弁	○						

表 2-2 地震の従属事象としての適用性について (12/12)

類型化グループ	事故シーケンス	事象	対象機器	DB上のS _s 耐震性	地震の従属事象としての適用の有無	備考	
4	崩壊熱除去機能喪失	過渡事象 + 除熱失敗	過渡事象	外部電源設備※ ¹	×	△	運転状態Ⅱ
			除熱失敗	残留熱除去系ポンプ(電動機)	○	×	
				残留熱除去系配管	○		
				残留熱除去系弁	○		
			RHRポンプ室空調機(RHRポンプA室空調機)	○			
		過渡事象 + SRV再閉失敗 + 除熱失敗	過渡事象	外部電源設備※ ¹	×	△	運転状態Ⅱ
			除熱失敗	残留熱除去系ポンプ(電動機)	○	×	
				残留熱除去系配管	○		
				残留熱除去系弁	○		
				RHRポンプ室空調機(RHRポンプA室空調機)	○		
SRV再閉失敗	主蒸気逃がし安全弁	○	×				
5	原子炉停止機能喪失	過渡事象 + 原子炉停止失敗	過渡事象	外部電源設備※ ¹	×	△	運転状態Ⅱ
			原子炉停止失敗	制御棒駆動機構ハウジング支持金具	○	×	
				炉内構造物(シュラウドヘッド)	○		
				炉心支持構造物(シュラウドサポート)	○		
				炉心支持構造物(炉心支持板)	○		
				制御棒関連機器(制御棒挿入性)	○		
				水圧制御ユニット	○		
制御棒駆動水圧系配管	○						
6	LOCA時注水機能喪失	—	—	—	—		
7	格納容器バイパス(ISLOCA)	—	—	—	—		

※¹ 「過渡事象」を包絡する起因事象として「外部電源喪失」を設定

【凡例】

DB上のS_s耐震性

○：有 ×：無

地震の従属事象としての適用の有無

○：地震の従属事象であり、地震と組合せ評価が必要なもの

△：地震の従属事象であるが、他の事象で代表され地震と組合せ評価が不要なもの

×：地震の従属事象でないもの

3. 確率論的な考察

2. のとおり，SA 施設の耐震設計の荷重の組合せにおいて，確定論の観点から運転状態 V は地震の独立事象として取り扱うこととしている。

このことについて参考のため，確率論的な観点から考察すると，Ss 相当(1000gal)までの地震力により炉心損傷に至る事故シーケンスについて，緩和設備のランダム故障を除いた炉心損傷頻度(CDF)であって，SA 施設による対策の有効性の評価が DB 条件を超えるもの*1 の累積値は，一部の SA 施設を考慮した場合の PRA 評価*2 を実施した結果，約 3.0×10^{-8} /炉年となった。

注記*1 有効性評価において，原子炉格納容器の温度又は圧力が DB の範囲を超えるシナリオのことであり，表 5.2.2-2「DB 条件を超えるもの」に該当するシナリオ

*2 地震ハザード及び DB 施設の機器 fragility の評価条件は，女川原子力発電所 発電用原子炉設置変更許可申請書（2号発電用原子炉施設の変更）（令和2年2月26日許可）添付書類十 追補 2. I 別添 1.2.1 地震 PRA と同様。また，この評価は本申請の前段である設置変更許可段階で実施しており，代替循環冷却系等の一部の SA 施設を考慮していないことから保守的な設定である。

表 2-3 DB 条件を超える事故シーケンスに対する CDF

事故シーケンスグループ	DB 条件を超える事故シーケンス	CDF (／炉年)	合計 (／炉年)
高圧・低圧注水機能喪失	外部電源喪失＋高圧注水失敗＋低圧注水失敗	2.1E-15	3.0E-08
全交流動力電源喪失	全交流動力電源喪失（外部電源喪失＋D/G 失敗）＋高圧注水成功	3.0E-09	
	全交流動力電源喪失（外部電源喪失＋D/G 失敗）＋高圧注水失敗	3.0E-10	
	全交流動力電源喪失（外部電源喪失＋D/G 失敗）＋直流電源喪失＋高圧注水成功	5.9E-10	
	全交流動力電源喪失（外部電源喪失＋D/G 失敗）＋直流電源喪失＋高圧注水失敗	1.1E-09	
崩壊熱除去機能喪失	外部電源喪失＋除熱失敗	6.8E-09	
	全交流動力電源喪失（外部電源喪失＋D/G 失敗）＋高圧注水成功＋除熱失敗	1.0E-08	
	全交流動力電源喪失（外部電源喪失＋D/G 失敗）＋直流電源喪失＋高圧注水成功＋除熱失敗	5.8E-09	
原子炉停止機能喪失	外部電源喪失＋原子炉停止失敗	7.1E-10	
	全交流動力電源喪失（外部電源喪失＋D/G 失敗）＋原子炉停止失敗	6.2E-10	
	全交流動力電源喪失（外部電源喪失＋D/G 失敗）＋直流電源喪失＋原子炉停止失敗	1.2E-10	

原子力安全委員会「発電用軽水型原子炉施設の性能目標について」に記載されている性能目標の CDF (10^{-4} /炉年) に対して 1% を下回る頻度の事象は、目標に対して影響がないといえるくらい小さい値と見なすことができ、 3.0×10^{-8} /炉年はこれを大きく下回り、 S_s 相当までの地震力により DB 条件を超える運転状態 V の発生確率は極めて低いと考えられる。従って、SA 施設に対する耐震設計における荷重の組合せの検討において、運転状態 V が地震によって引き起こされるおそれがないとして扱うことは妥当と考える。

なお、実際には本震の他に余震または前震の発生も考えられることから、余震、前震を考慮した炉心損傷頻度を評価している。評価の結果、余震または前震を考慮した場合においても炉心損傷頻度は約 9.5×10^{-7} /炉年であり、 S_s 相当までの地震力により DB 条件を超える運転状態 V の発生確率は極めて低いことを確認している。（「(参考) 余震、前震を考慮した炉心損傷頻度の算出」参照）

(参考) 余震，前震を考慮した炉心損傷頻度の算出

1. 余震，前震を考慮した炉心損傷頻度の算出方法

1.1 本震前に前震を考慮した場合の影響評価

地震 PRA においては，前震，本震全体を考慮した評価方法はないことから，1 回の地震による評価を 2 回使用することで前震，本震を考慮することとする。評価方法の概念図を図 1.1-1 に示す。

なお，本評価は，3. に示した本震のみを考慮した評価に比べ，より保守的に前震，本震として 2 回の地震を考慮し，緩和設備のランダム故障および原子炉建屋損傷や格納容器損傷等の炉心損傷直結事象についても考慮する。この条件においても S_s 相当までの地震力により DB 条件を超える運転状態 V の発生確率は極めて低いことを定量的に示す。

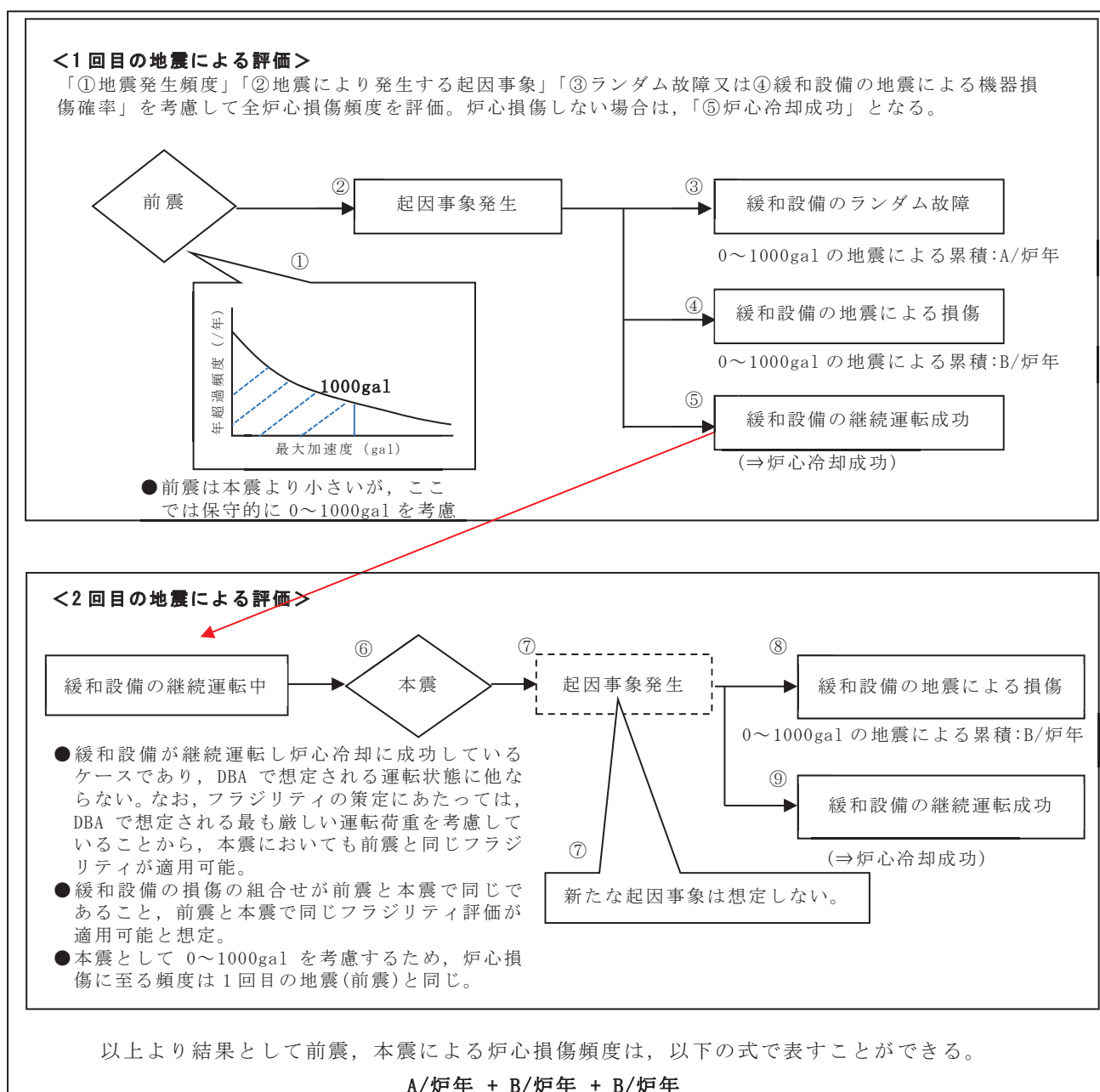
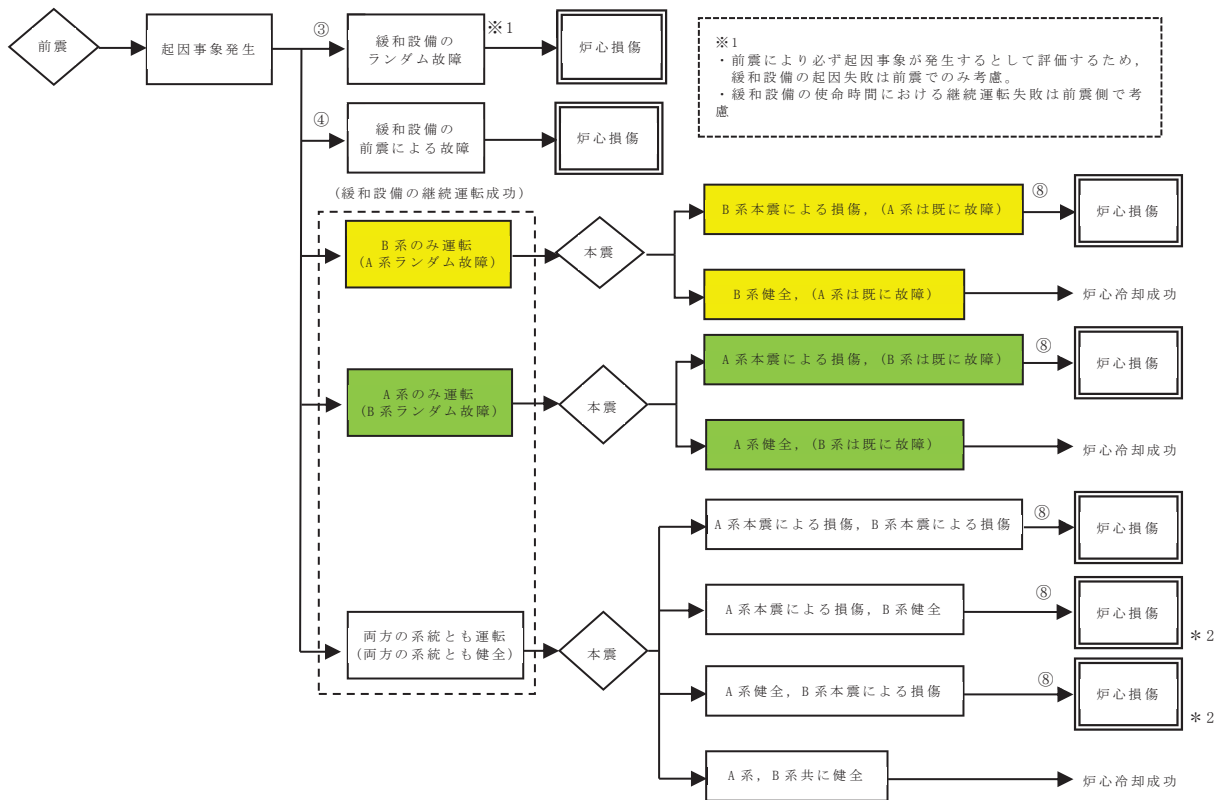


図 1.1-1 本震前に前震を考慮した場合の評価方法

次に考慮すべきケースの網羅性についての検討結果を示す。

緩和設備は冗長性を有するが、地震 PRA では冗長設備は同時に損傷するとして評価しているため、1つの系統が機器損傷し、残りの系統が健全となるケースは考慮せず、1つの設備が損傷する確率で全台の当該設備が損傷に至るものとして保守的に評価している。

そのため、緩和設備の状態について考えられる全ての組合せを抽出し、現行の地震 PRA でどのように整理されるかを考慮した。なお、以下は2つの系統で冗長化されている系統の場合について代表して記載する(3つの系統で冗長化されている場合も同様の整理となる)。



前震及び前震後の本震による緩和設備の状態の組合せを次に示す。

a. 前震による緩和設備の状態の組合せ

	A系	B系	
前震による影響	ランダム故障(前震)	ランダム故障(前震)	⇒③で整理
	ランダム故障(前震)	前震による機器損傷	
	前震による機器損傷	ランダム故障(前震)	⇒④で整理
	前震による機器損傷	前震による機器損傷	
	前震による機器損傷	○(健全)	⇒④で整理
	○(健全)	前震による機器損傷	
	ランダム故障(前震)	○(健全)	緩和設備の継続運転に成功
	○(健全)	ランダム故障(前震)	
	○(健全)	○(健全)	

b. 前震後の本震による緩和設備の状態の組合せ

	A系	B系		
本震による影響	ランダム故障(前震)	○(健全)	⇒炉心冷却成功	
	ランダム故障(前震)	本震による機器損傷		
	本震による機器損傷	ランダム故障(前震)	⇒本震による機器損傷として整理	
	○(健全)	ランダム故障(前震)		
	本震による機器損傷	本震による機器損傷	⇒炉心冷却成功	
	本震による機器損傷	○(健全)		
	○(健全)	本震による機器損傷	⇒本震による機器損傷として整理	
	○(健全)	○(健全)		
		○(健全)	○(健全)	⇒炉心冷却成功
		○(健全)	○(健全)	

注記*2 緩和設備の状態は、理論上、上記の組合せが考えられるが、地震 PRA では冗長設備は同時に損傷するとして評価するため、片方の系統が機器損傷しもう一方の系統が健全となるケースは考慮せず、1つの機器が損傷することで炉心損傷に至るものとして保守的に評価している。

本震により炉心損傷に至る組合せは、前震による組合せのうち④と整理したものと同一となった。

- 前震による緩和設備の状態の組合せは、緩和設備の状態(ランダム故障、地震による機器損傷、健全)の9通りの全ての組合せを考慮。
- 冗長設備は同時に損傷するとして評価するため、「ランダム故障と地震による機器損傷」「片方の系統のみ地震により機器損傷」のケースについては、「両方の系統とも地震により損傷」として整理。
- 緩和設備が「両方の系統ともランダム故障」のケースはランダム故障として整理。
- 前震後の本震による緩和設備の状態の組合せは、前震後に健全な系統の緩和設備が本震により損傷するか否かの組合せであり、8通り全ての組合せを想定。
- ランダム故障は前震側で考慮しているため、前震と前震後の本震による緩和設備の状態の組合せについては、「両方の系統ともランダム故障」となる組合せを除き、前震とその後の本震で同じ組合せとなった。
- そのため、地震規模を同程度とすると、地震により機器が損傷する確率は前震と本震で同程度となる。

1.2 本震後の余震を考慮した場合の影響について

地震 PRA においては、本震、余震全体を考慮した計算方法はないことから、「本震前に前震を考慮した場合」と同様に1回の地震による評価を2回用いることで本震、余震を考慮することとし、影響の検討を行う。

また、想定する地震規模として、本震及び余震の地震加速度を0から1000galの全ての地震による影響を考慮して組合せる場合、「1.1 本震前に前震を考慮した場合の影響評価」においても前震及び本震の地震加速度を0から1000galの全ての地震による影響を考慮して組み合わせていることを踏まえると、前震を本震に、本震を余震に読み替えることで同じ影響を評価することとなる。

以上より本震、余震による炉心損傷頻度は、

$$A/\text{炉年} + B/\text{炉年} + B/\text{炉年}$$

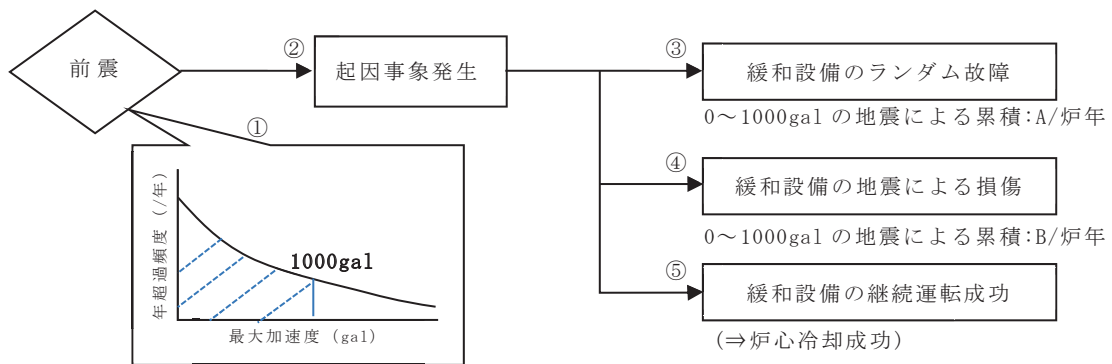
で算出される

2. 余震、前震を考慮した炉心損傷頻度の算出結果

2.1 Ss 相当までの本震による全炉心損傷頻度の累積の算出結果

地震 PRA においては、本震による影響のみを評価しているが、算出した S s 相当(1000gal)までの本震による全炉心損傷頻度は0galから S s 相当である1000galまでの地震による影響を累積した評価であり、緩和設備のランダム故障が重畳することで炉心損傷に至るケースが含まれている。

Ss 相当までの地震による全炉心損傷頻度の累積は約 5.3×10^{-7} /炉年であり、そのうち緩和設備のランダム故障によるものが約 1.2×10^{-7} /炉年、緩和設備の地震による損傷によるものが約 4.2×10^{-7} /炉年である。



2.2 余震，前震を考慮した炉心損傷頻度の算出結果

2.1 項の算出結果を用い，1.2 項の算出式で，評価を行った。

$$A/\text{炉年} + B/\text{炉年} + B/\text{炉年}$$

$$= \text{約 } 1.2 \times 10^{-7} / \text{炉年} + \text{約 } 4.2 \times 10^{-7} / \text{炉年} + \text{約 } 4.2 \times 10^{-7} / \text{炉年}$$

$$= \text{約 } 9.5 \times 10^{-7} / \text{炉年}$$

以上の算出結果から，余震，前震を考慮した炉心損傷頻度は約 $9.5 \times 10^{-7} / \text{炉年}$ となる。この結果は，3. に示した本震のみを考慮した炉心損傷頻度 ($3.0 \times 10^{-8} / \text{炉年}$) に比べると 1 桁程度大きくなっているものの，性能目標の CDF ($10^{-4} / \text{炉年}$) に比べると非常に小さい値となっている。従って，余震，前震を考慮した場合においても， S_s 相当までの地震力により DB 条件を超える運転状態 V の発生確率は極めて低い。

添付資料－3 建物・構築物の SA 施設としての設計の考え方

本文 4 項(2)では建物・構築物（原子炉格納容器バウンダリを構成する施設（PCV バウンダリ）を除く）を全般施設に分類しており，全般施設は SA 条件を考慮した設計荷重と S_s による地震力とを組み合わせることとしている。これは，建物・構築物の DB 施設としての設計の考え方が，機器・配管系のそれと同じであり，SA 施設としての設計については，建物・構築物，機器・配管系ともに DB 施設としての設計の考え方を踏まえることを基本方針としているからである。

以下では，建物・構築物の SA 施設としての設計の考え方について，DB 施設としての設計の考え方も踏まえ，本文の各項ごとに説明する。

(1) 対象施設とその施設分類(本文 3 項(1)に対する考え方)

SA 施設の建物・構築物を表-1 に示す。これら 10 施設は，基準地震動 S_s による地震力に対して機能維持が求められている「常設耐震重要重大事故防止設備」，「常設重大事故緩和設備」のいずれかに該当するため，荷重の組合せ検討の対象施設である。

表-1 SA 施設(建物・構築物)の施設分類

SA 施設 (建物・建築物)	常設耐震重要 重大事故防止設備	常設耐震重要 重大事故防止設備 以外の常設重大 事故防止設備	常設重大事故 緩和設備
原子炉建屋原子炉棟	—	—	○
使用済燃料プール	○	—	○
中央制御室遮蔽	○	—	○
中央制御室待避所遮蔽	—	—	○
緊急時対策所遮蔽	—	—	○
排気筒	○	—	○
貯留堰	○	—	○
取水口	—	○	○
取水路	—	○	○
海水ポンプ室	—	○	○

(2) DB 施設としての設計の考え方

a. 新規制基準における要求事項

「実用発電用原子炉及びその附属施設の位置、構造及び設備の基準に関する規則」の第 4 条(地震による損傷の防止)には、建物・構築物、機器・配管系の区分なく、次の事項が規定されている。

- ・DB 施設は、地震力に十分に耐えることができるものでなければならない。
- ・耐震重要施設は、その供用中に当該耐震重要施設に大きな影響を及ぼすおそれのある地震による加速度によって作用する地震力(以下「基準地震動による地震力」という)に対して安全機能が損なわれるおそれがないものでなければならない。

b. J E A G 4 6 0 1 の記載内容(本文 2.3 項に対する考え方)

上記の規制要求を踏まえ、J E A G 4 6 0 1-1987 において、建物・構築物に関する荷重の組合せと許容限界については、以下のように記載されている。

【荷重の組合せ】

- ・地震力と常時作用している荷重、運転時(通常運転時、運転時の異常な過渡変化時)に施設に作用する荷重とを組み合わせる。
- ・常時作用している荷重、及び事故時の状態で施設に作用する荷重のうち長時間その作用が続く荷重と基準地震動 S_1 による荷重とを組み合わせる。

【許容限界】

- ・基準地震動 S_1 による地震力との組合せに対する許容限界
安全上適切と認められる規格及び基準による許容応力度を許容限界とする。ただし、事故時の荷重と組み合わせる場合には、次項による許容限界を適用する。
- ・基準地震動 S_2 による地震力との組合せに対する許容限界
建物・構築物が構造物全体として十分変形能力(ねばり)の余裕を有し、終局耐力に対して安全余裕をもたせることとする。

ここで、J E A G 4 6 0 1-1987 における建物・構築物の荷重の組合せは、本文 2.3 項に示す機器・配管系の荷重の組合せと同じ考え方に基づいて設定された結果として記載されているものである。

なお、J E A G 4 6 0 1-1987 において、機器・配管系では運転状態が定義されているが、建物・構築物については、細かな運転状態を設定する必要がないため、運転状態は定義されていない。

(3) SA 施設の荷重の組合せと許容限界の設定方針(本文 3. (3) (4) 項に対する考え方)

SA 施設の建物・構築物における荷重の組合せと許容限界の設定方針は、機器・配管系と同様、J E A G 4 6 0 1-1987 の DB 施設に対する記載内容を踏まえ、以下のとおりとする(建物・構築物では、運転状態及びそれに対応した許容応力状態が定義され

ていないことから、機器・配管系とは下線部が異なる)。

【SA 施設(建物・構築物)における設定方針】

- ・ S_s 、 S_d と運転状態の組合せを考慮する。
- ・ 地震の従属事象については、地震との組合せを実施する。ここで、Sクラス施設は S_s による地震力に対して、その安全機能が保持できるよう設計されていることから、地震の従属事象としての SA は発生しないこととなる。したがって SA は地震の独立事象として取り扱う。
- ・ 地震の独立事象については、事象の発生確率、継続時間及び S_s 若しくは S_d の年超過確率の積等も考慮し、工学的、総合的に組み合わせるかを判断する。組み合わせるか否かの判断は、国内外の基準等でスクリーニング基準として参照されている値、炉心損傷頻度及び格納容器機能喪失頻度の性能目標値に保守性をもたせた値を目安とし、事象の発生確率、継続時間及び S_s 若しくは S_d の年超過確率の積との比較等により判断する。
- ・ また、上記により組合せ不要と判断された場合においても、事故後長期間継続する荷重と S_d による地震力とを組み合わせる。
- ・ 許容限界として、DB 施設の S_s に対する許容限界に加えて、SA 荷重と地震力との組合せに対する許容限界(機器・配管系の許容応力状態 V_{AS} に相当するもの)を設定する。ここでは、SA 荷重と地震力との組合せに対する許容限界は DB 施設の S_s に対する許容限界(建物・構築物が構造物全体として十分変形能力(ねばり)の余裕を有し、終局耐力に対して安全余裕をもたせることとする)と同じとする。

(4) 荷重の組合せと許容限界の検討結果(本文 5.2.1 項に対する考え方)

本文 5.2.1 項の全般施設の検討は、建物・構築物に対しても同様に適用される。すなわち、各項目に対する考え方は以下のとおりとなる。

SA の発生確率…………… 炉心損傷頻度の性能目標値(10^{-4} /炉年)を設定

継続時間…………… 事故発生時を基点として、 10^{-2} 年までの期間を地震荷重との組合せが不要な短期(運転状態 V(S))、弾性設計用地震動 S_d との組合せが必要な $10^{-2} \sim 2 \times 10^{-1}$ 年を長期(L)(運転状態 V(L))、基準地震動 S_s との組合せが必要な期間 2×10^{-1} 年以降を長期(LL)(運転状態 V(LL))とする。
(建物・構築物について、SA 時の荷重条件を踏まえ、荷重状態の分類を設備ごとに検討した結果を添付資料 - 3 補足資料 - 1 に示す。)

地震動の年超過確率・ J E A G 4 6 0 1 の地震動の発生確率($S_s : 5 \times 10^{-4}$ /年以下、 $S_d : 10^{-2}$ /年以下)を設定

以上から、機器・配管系と同様、SA の発生確率、継続時間、地震動の年超過確率の積等を考慮した工学的、総合的な判断として、建物・構築物についても、SA 荷重と

S s による地震力を組み合わせることとする。

(5) SA と地震との組合せに対する許容限界の考え方(本文 6.1 項に対する考え方)

(3)の荷重の組合せ方針から、SA 施設(建物・構築物)の各組合せ条件に対する許容応力状態を DB 施設(建物・構築物)と比較して表-2 に示す。なお、表-2 に示す荷重の組合せケースのうち、他の組合せケースと同一となる場合、又は他の組合せケースに包絡される場合は評価を省略することになる。

表-2 荷重の組合せと許容限界

運転状態	DB 施設		SA 施設		備考
	S d	S s	S d	S s	
運転時	許容応 力度*1	終局*2	—	終局*2	DB と同じ許容限界とする。
DBA 時 (長期)	終局*2	—	終局*2	—	DB と同じ許容限界とする。
SA 時	—	—	—	注	注：SA 荷重と地震力との組合 せに対する許容限界とし て、終局*2とする。

注記*1：許容応力度：安全上適切と認められる規格及び基準による許容応力度

*2：終局：構造物全体として十分変形能力(ねばり)の余裕を有し、終局耐力に対して安全余裕を持たせていること

添付資料-3 補足資料-2 に、S s による地震力と組み合わせる荷重を、施設ごとに示す。

いずれの施設も、DBA 時(長期)の荷重は、結果的に運転時と同じとなり、表-2 における「DBA 時(長期)+ S d」は地震力が大きい「運転時+ S s」に包絡されることになる。

以上のことから、建物・構築物は、PCV、RPV 以外の機器・配管系と同様に扱うことが可能であり、全般施設に分類することができる。

添付資料— 3 補足資料— 1

SA 施設(建物・構築物)の SA 時の条件を踏まえた分類

SA 施設 (建物・構築物)	荷重状態 の分類* 1	分類の根拠
原子炉建屋原子炉棟	a(b)	DB 設計では、常時作用している荷重(固定荷重、積載荷重)、通常時においては運転時荷重(圧力、温度荷重、機器・配管系から作用する荷重)、異常時荷重(圧力、温度荷重、機器・配管系から作用する荷重)を考慮している。SA 時には、DB 条件とは異なる異常時荷重が作用する。
使用済燃料プール	a(b)	DB 設計では、常時作用している荷重(固定荷重、積載荷重、水圧)、通常時においては運転時荷重(圧力、温度荷重、機器・配管系から作用する荷重)、異常時荷重(圧力、温度荷重、機器・配管系から作用する荷重)を考慮している。SA 時には、DB 条件とは異なる異常時荷重が作用する。
中央制御室遮蔽	b	DB 設計では、常時作用している荷重(固定荷重、積載荷重)を考慮している。SA 時においても、荷重条件は変わらないため、DB 条件を上回る荷重はない。
中央制御室待避所遮蔽	c	中央制御室待避所遮蔽については DB 施設ではない。
緊急時対策所遮蔽	c	緊急時対策所遮蔽については DB 施設ではない。
排気筒	b	DB 設計では、常時作用している荷重(固定荷重、風荷重)を考慮している。SA 時においても、屋外で、DB 条件を上回るような事象は発生しないため、DB 条件を上回る荷重はない。
貯留堰	b	DB 設計では、取水口に設置されている構造物として、常時作用している荷重(固定荷重、水圧)を考慮している。SA 時においても、DB 条件を上回るような事象は発生しないため、DB 条件を上回る荷重はない。
取水口 取水路 海水ポンプ室	b	DB 設計では、地盤内に埋設されている構造物として、常時作用している荷重(固定荷重、積載荷重、土圧、水圧)を考慮している。SA 時においても、地盤内で、DB 条件を上回るような事象は発生しないため、DB 条件を上回る荷重はない。

注記* 1 : 荷重状態の分類

- a. SA 条件が DB 条件を超える既設施設
 - (a) 新設の SA 施設の運転によって、DB 条件を超える既設施設
 - (b) SA による荷重・温度の影響によって DB 条件を超える既設施設
- b. SA 条件が DB 条件に包絡される既設施設
- c. DB 施設を兼ねない SA 施設

建物・構築物において S_s による地震力と組み合わせる荷重は表-1 のとおりとなる。

表-1 SA 施設(建物・構築物)において地震力と組み合わせる荷重

		運転時	DBA 時 (長期)	SA 時
組み合わせる地震力		S_s	S_d	S_s
許容限界		終局	終局	終局
S A 施設 (建物・ 構築物)	原子炉建屋原子炉棟	固定荷重 積載荷重 運転時温度荷重	固定荷重 積載荷重 DB 長期温度荷重	固定荷重 積載荷重 SA 時温度荷重
	使用済燃料プール	固定荷重 積載荷重 水圧 運転時温度荷重	固定荷重 積載荷重 水圧 DB 長期温度荷重	固定荷重 積載荷重 水圧 SA 時温度荷重
	中央制御室遮蔽	固定荷重 積載荷重	固定荷重 積載荷重	固定荷重 積載荷重
	中央制御室待避所遮蔽	固定荷重 積載荷重	固定荷重 積載荷重	固定荷重 積載荷重
	緊急時対策所遮蔽	固定荷重 積載荷重 土圧	固定荷重 積載荷重 土圧	固定荷重 積載荷重 土圧
	排気筒	固定荷重 風荷重	固定荷重 風荷重	固定荷重 風荷重
	貯留堰	固定荷重 水圧	固定荷重 水圧	固定荷重 水圧
	取水口 取水路 海水ポンプ室	固定荷重 積載荷重 土圧・水圧	固定荷重 積載荷重 土圧・水圧	固定荷重 積載荷重 土圧・水圧

J E A G 4 6 0 1 -1987 では、熱応力の扱いとして、終局状態では「熱応力は考慮しない」と記載されており、原子炉格納容器底部でない基礎マットや使用済燃料プールの解析例においても、地震時荷重と温度荷重は組み合わせられていない。これを踏まえ、表-1 から温度荷重を消去すると全ての荷重組合せケースにおいて、地震力と組み合わせる荷重は常時作用している荷重(固定荷重、積載荷重、土圧、水圧、風荷重)のみとなるため、DBA 時(S_d との組合せ)は運転時(S_s との組合せ)に包絡され、SA 時は運転時と同一となる。

添付資料－４ 工認対象設備（SA 施設）における荷重組合せの取扱い

今回の工認申請書においては、以上の検討により整理した荷重の組合せ方針に基づき、個々の施設の耐震計算を行っている。荷重の組合せの検討における施設分類と、今回工認の添付書類「VI-2-1-9 機能維持の方針」における工認申請対象設備の区分との対応を示す。

1)	全般施設に対応するもの
	重大事故等クラス2 容器（クラス2，3 容器）
	重大事故等クラス2 管（クラス2，3 管）
	重大事故等クラス2 管（クラス4 管）
	重大事故等クラス2 ポンプ（クラス2，3，その他のポンプ）
	重大事故等クラス2 弁（クラス2 弁（弁箱））
	炉内構造物
	重大事故等クラス2 支持構造物（クラス2，3，その他支持構造物）
	その他の支持構造物
	重大事故等クラス2 耐圧部テンションボルト（クラス2，3 耐圧部テンションボルト）
2)	原子炉格納容器バウンダリを構成する設備に対応するもの
	重大事故等クラス2 容器（クラスMC 容器）
	重大事故等クラス2 管（クラス2，3 管）
	重大事故等クラス2 支持構造物（クラスMC 支持構造物）
3)	原子炉冷却材圧力バウンダリを構成する設備に対応するもの
	重大事故等クラス2 容器（クラス1 容器）
	重大事故等クラス2 管（クラス1 管）
	重大事故等クラス2 ポンプ（クラス1 ポンプ）
	重大事故等クラス2 弁（クラス1 弁（弁箱））
	炉心支持構造物
	重大事故等クラス2 支持構造物（クラス1 支持構造物）
	重大事故等クラス2 耐圧部テンションボルト（容器以外）（クラス1 耐圧部テンションボルト（容器以外））

重大事故等対処施設の耐震設計における重大事故と地震との組合せの施設分類のうち
炉心支持構造物と炉内構造物の施設分類について

1. 重大事故と地震の荷重組合せにおける施設分類の考え方について

SA と地震の荷重組合せでは RPV バウンダリ, PCV バウンダリ及び全般施設の 3 つの施設分類に分けている。

- RPV バウンダリ及び PCV バウンダリは, 「重大事故等対策の有効性評価」により SA 時の圧力・温度の推移が得られているため, SA と地震の荷重の組合せの検討を行っている。
- PCV バウンダリ及び RPV バウンダリ以外の SA 施設は, 全般施設として分類し, SA による荷重の時間履歴を詳細に評価せず事象発生後の最大荷重と S_s とを組み合わせている。

2. 炉心支持構造物と炉内構造物の施設分類について

J E A G 4 6 0 1 ・補-1984 での地震荷重と他の荷重との組合せ及び対応する許容応力状態を下図に示す。許容応力状態 $IV_A S$ において,

- 炉心支持構造物は, 原子炉圧力容器と同じ組合せ (「 $D + P_L + M_L + S_1$ 」 及び 「 $D + P + M + S_2$ 」) となっている。
- 炉内構造物は, 他の耐震 A_s クラス機器*1と同じ組合せ (「 $D + P_D + M_D + S_2$ 」) となっている。

付 録 2

地震荷重と他の荷重との組合せ及び対応する許容応力状態

本参考資料での検討と J E A G 4601 ・補 - 1984 「原子力発電所耐震設計技術指針 - 許容応力編」での検討を踏まえた結果, 地震荷重と他の荷重との組合せ及び対応する許容応力状態は次のとおりである。

耐震クラス	種 別 荷重の組合せ	第 1 種	第 2 種	第 3 種	第 4 種	第 5 種	炉心支持構造物	そ の 他		
		機支持構造物	容支持構造物	機支持構造物	容器	管		ポンプ・弁	炉内構造物	支持構造物
A_s	$D + P + M + S_1$	$III_A S$	$III_A S$	-	-	-	$III_A S$	-	-	-
	$D + P_D + M_D + S_1$	-	-	$III_A S$	$III_A S$	-	-	$III_A S$	$III_A S$	$III_A S$
	$D + P_L + M_L + S_1$	$IV_A S$ ⁽²⁾	$III_A S$ ⁽³⁾	-	-	-	$IV_A S$	-	-	-
	$D + P + M + S_2$	$IV_A S$	$IV_A S$	-	-	-	$IV_A S$	-	-	-
	$D + P_D + M_D + S_2$	-	-	$IV_A S$	$IV_A S$	※2	-	$IV_A S$	$IV_A S$	$IV_A S$
A	$D + P_D + M_D + S_1$	-	-	$III_A S$	$III_A S$	$III_A S$	-	$III_A S$	$III_A S$	$III_A S$
B	$D + P_d + M_d + S_B$	-	-	$B_A S$	$B_A S$	$B_A S$	-	$B_A S$	-	$B_A S$
C	$D + P_d + M_d + S_C$	-	-	-	$C_A S$	$C_A S$	-	$C_A S$	-	$C_A S$

- : RPV バウンダリに分類
- : PCV バウンダリに分類
- : 全般施設に分類

注記*1 : 第 3 種機器・支持構造物, 第 4 種容器・管, その他ポンプ・弁, その他支持構造物

注記*2 : 今回工認の S クラスの第 5 種管は $IV_A S$ の組合せを行う。

今回工認の重大事故と地震の組合せの施設分類は、この J E A G 4 6 0 1 の地震荷重と他の荷重との組合せを踏まえ、以下としている。

- ・炉心支持構造物は、RPV バウンダリ（J E A G 4 6 0 1 では第 1 種機器）と同様の組合せが考慮されていることから、RPV バウンダリに分類している。
- ・炉内構造物は、他の耐震 As クラス機器と同様の組合せが考慮されていることから、全般施設に分類している。

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-19-0600-20_改3

補足-600-20 原子炉建屋ブローアウトパネル閉止装置の耐震性について

目次

1.	概要	1
2.	BOP 閉止装置の全体構造	1
3.	BOP 閉止装置の構造	2
4.	評価部位	3
4.1	考慮する荷重	3
4.2	荷重伝達経路	4
4.2.1	地震荷重	4
4.2.2	圧力荷重及び機械的荷重	6
4.3	評価部位	6
4.3.1	扉及び支持部材の考慮する荷重方向	6
4.3.2	応力評価部位	6
5.	評価条件	9
5.1	荷重の組合せ，許容応力状態及び許容応力	9
5.2	設計条件	11
5.2.1	温度条件	11
5.2.2	死荷重	11
5.2.3	圧力荷重	11
5.2.4	機械的荷重	11
5.2.5	地震荷重	11
5.3	各評価部位の許容応力	13
6.	評価	15
6.1	BOP 閉止装置の固有周期の計算方法	15
6.1.1	解析モデル	15
6.1.2	固有周期の算出結果	16
6.2	応力計算方法	17
6.2.1	扉の応力計算	17
6.2.2	閘部の応力計算	23
6.2.3	丁番部の応力計算	34
6.3	評価結果	47

1. 概要

本資料は、ブローアウトパネル関連設備のうち、原子炉建屋ブローアウトパネル閉止装置（以下「BOP 閉止装置」という。）の耐震評価手法について説明するものである。

2. BOP 閉止装置の全体構造

BOP 閉止装置は、原子炉建屋原子炉棟に装置取付架台を介して 1 式（24 台）設置しており、BOP 閉止装置の枠板は据付ボルトにより装置取付架台に固定される。BOP 閉止装置の全体構造を図 2-1 に示す。BOP 閉止装置 24 台と装置取付架台から構成される全体構造の固有周期は 0.05s 以下であり、全体構造が剛構造であることを確認している。そのため、全体構造における BOP 閉止装置の振動特性と BOP 閉止装置 1 台の振動特性に差異はないため、以下では BOP 閉止装置 1 台に対する評価結果を代表として記載する。添付 2 に装置取付架台が剛構造である根拠を示す。

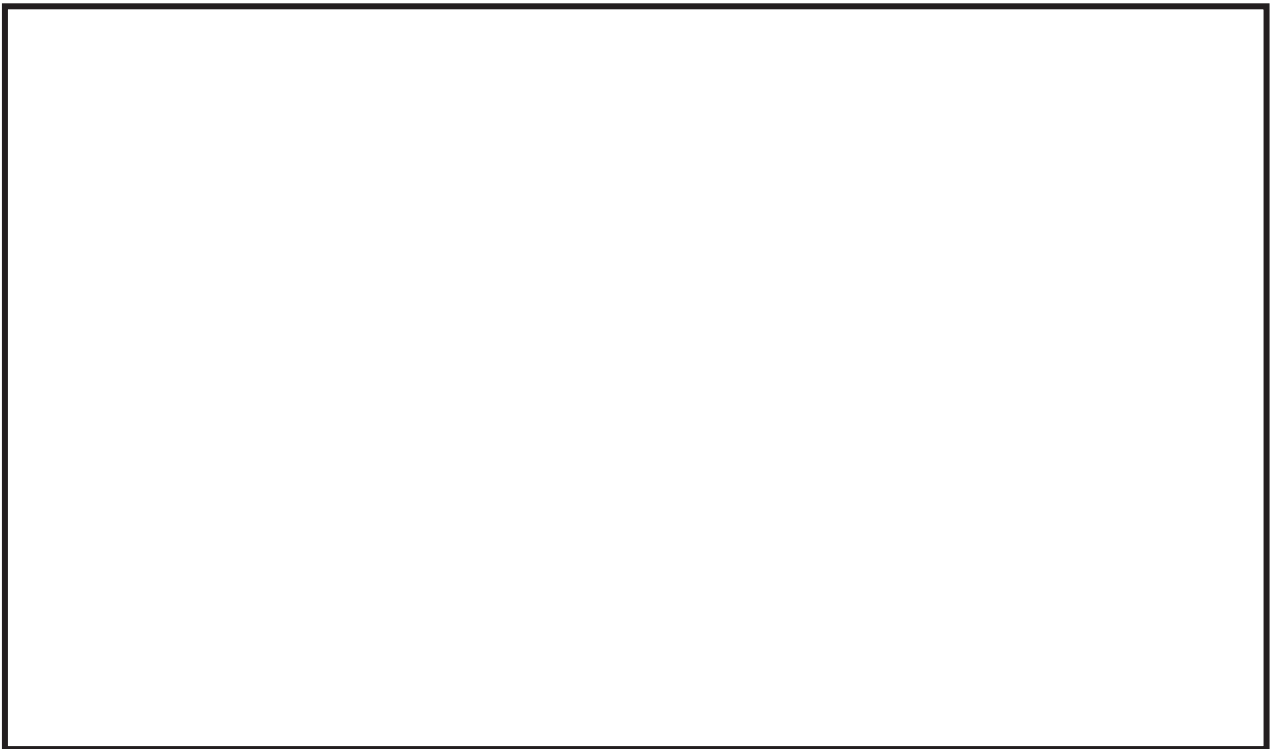
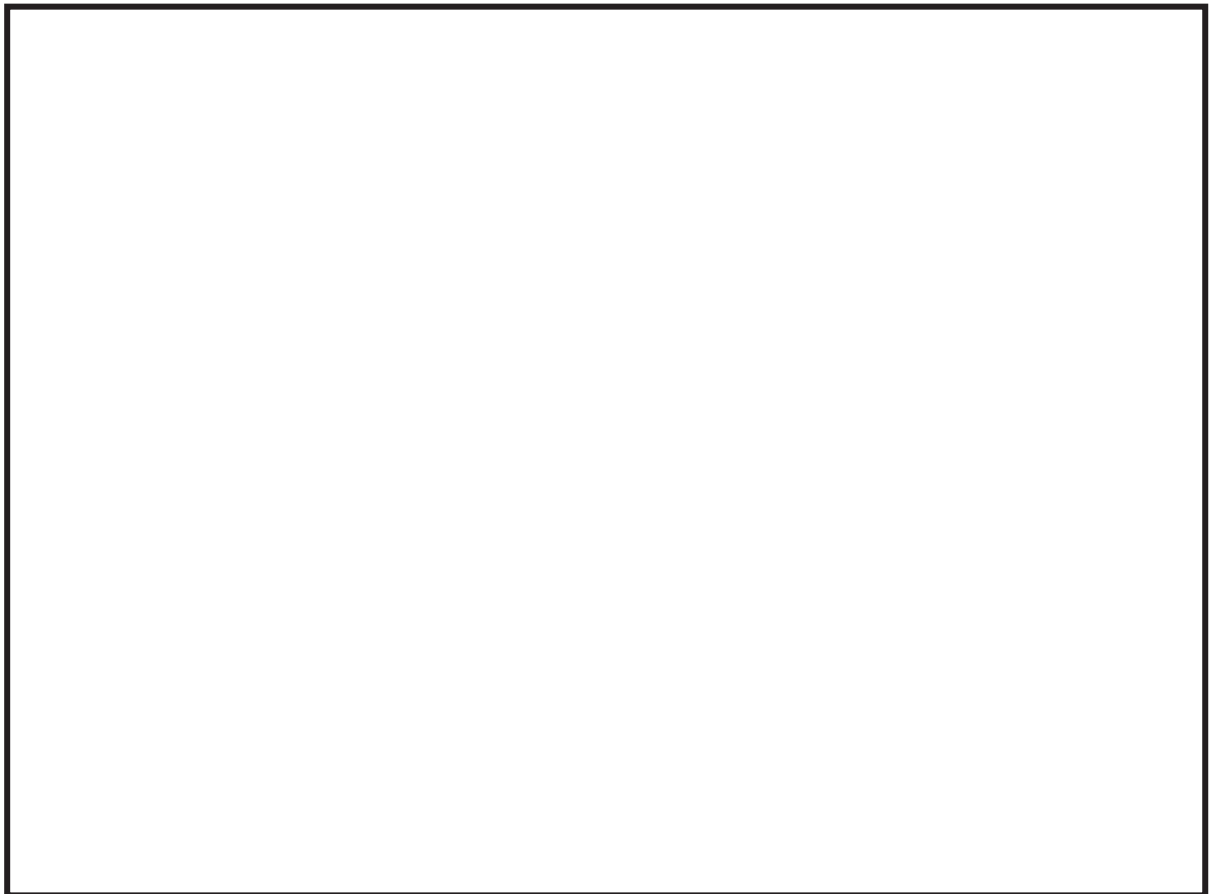


図 2-1 BOP 閉止装置の全体構造

3. BOP 閉止装置の構造

BOP 閉止装置は、原子炉建屋ブローアウトパネル（以下「BOP」という。）が開放された状態で炉心損傷した場合において、扉を電動機又は手動により動作させ、BOP 開口部を閉止する装置である。図 3-1 に BOP 閉止装置の構造を示す。BOP 閉止装置は、丁番を軸として、扉本体に取付けられたチェーンを介して電動機により開閉動作を可能とする。また、扉開状態及び扉閉状態では門により扉の動きを拘束する。



- | | | |
|----------|-------|---------|
| ① 扉 | ② 枠板 | ③ 門部 |
| ・内梁 | ・枠板 | ・門ピン |
| ・外梁 | | ・門ピン受 |
| ・面板 | | ・門ブラケット |
| ④ 丁番部 | ⑤ 駆動部 | |
| ・丁番ブラケット | ・電動機 | |
| ・丁番軸 | | |
| ・丁番ブロック | | |

図 3-1 BOP 閉止装置の構造

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

4. 評価部位

BOP 閉止装置は、扉をその支持部材である門及び丁番で支持する構造となっている。そのため評価部位は扉及び上記 2 種類の支持部材から選定する。以下に考慮する荷重、荷重伝達経路及び評価部位を示す。

4.1 考慮する荷重

BOP 閉止装置は、添付書類「VI-1-1-2-1-1 発電用原子炉施設に対する自然現象等による損傷の防止に関する基本方針」及び添付書類「VI-1-1-6-別添 4 ブローアウトパネル関連設備の設計方針」に基づき、表 4-1 に示す荷重を考慮する。

表 4-1 BOP 閉止装置に考慮する荷重

状態	死荷重	差圧	S s 地震	風 (台風)	竜巻		津波	火山の 影響	積雪
					風 (100 m/s)	飛来物			
扉開	○	—	○	—	—	—	—	—	—
扉閉	○	○	○	○	—	—	—	—	—

4.2 荷重伝達経路

4.2.1 地震荷重

BOP 閉止装置が扉開及び扉閉それぞれの状態で、地震荷重が作用した場合の各部位の荷重伝達経路を以下に示す。

(1) 門部

地震動が作用した場合、門ピンを介して門ピン受及び門ブラケットに伝達される。門部の荷重伝達経路を図 4-1 に示す。門部は面外方向地震荷重を支持し、扉開及び扉閉状態ともに荷重伝達経路は以下に示すとおりである。

- 1) 地震動により扉に慣性力が作用する。
- 2) 扉を支持する門ピンに扉慣性力が作用する。
- 3) 扉、門ピンを支持する門ピン受及び門ブラケットに扉慣性力が作用する。

以上から地震動に対しては、扉慣性力を支持する門部の部位のうち、門ピン、門ピン受及び門ブラケットが主要な荷重伝達経路になる。

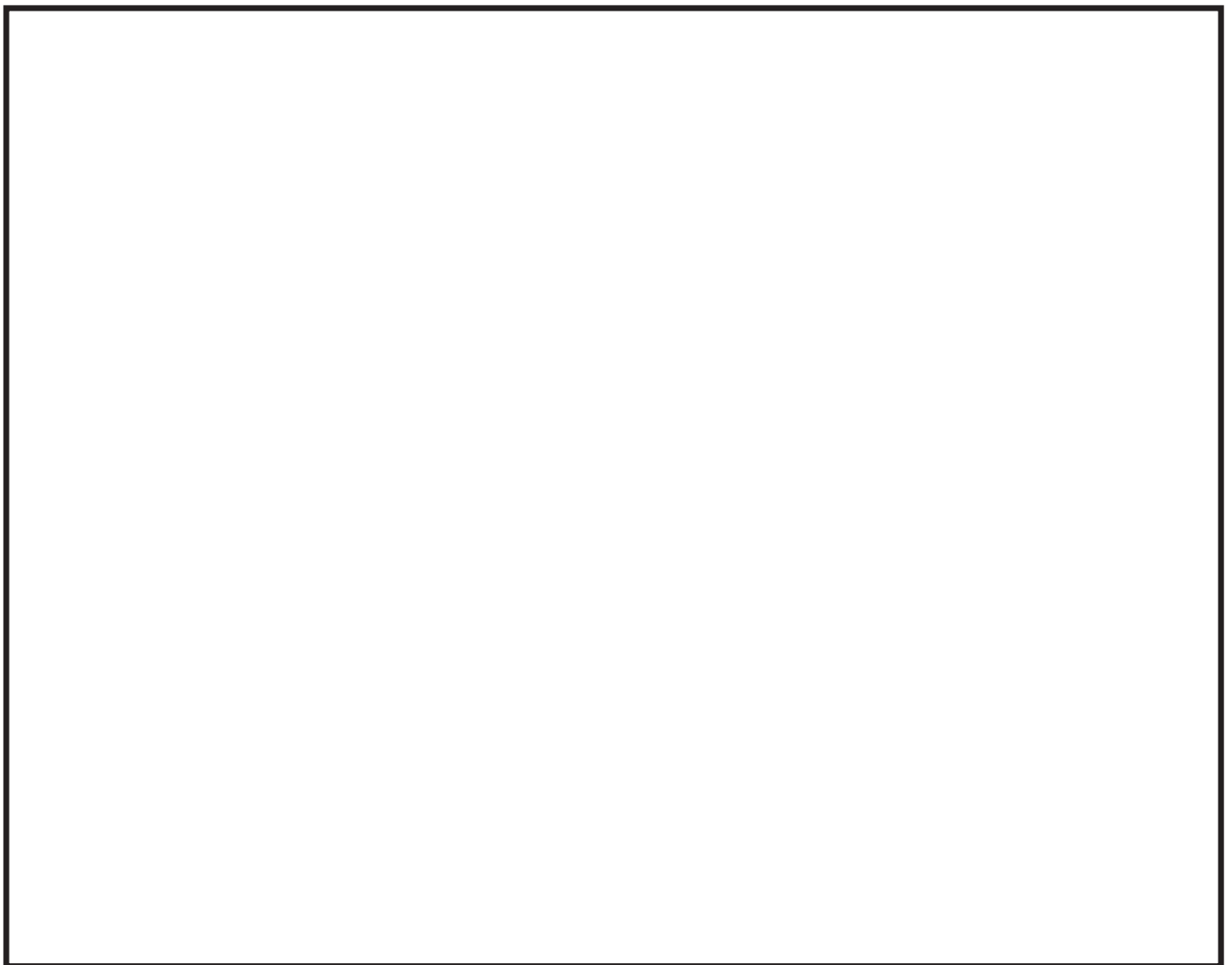


図 4-1 門部の荷重伝達経路

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

(2) 丁番部

地震動が作用した場合、丁番ブラケットから丁番軸を介して丁番ブロックに伝達される。丁番部の荷重伝達経路を図 4-2 に示す。丁番部は面外方向・面内方向・鉛直方向（死荷重を含む）地震荷重を支持し、扉開及び扉閉状態ともに荷重伝達経路は以下に示すとおりである。

- 1) 地震動により扉に慣性力が作用する。
- 2) 扉を支持する丁番ブラケットに扉慣性力が作用する。
- 3) 扉、丁番ブラケットを支持する丁番軸及び丁番ブロックに扉慣性力が作用する。

以上から地震動に対しては、扉慣性力を支持する丁番部の部位のうち、丁番ブラケット、丁番軸及び丁番ブロックが主要な荷重伝達経路になる。

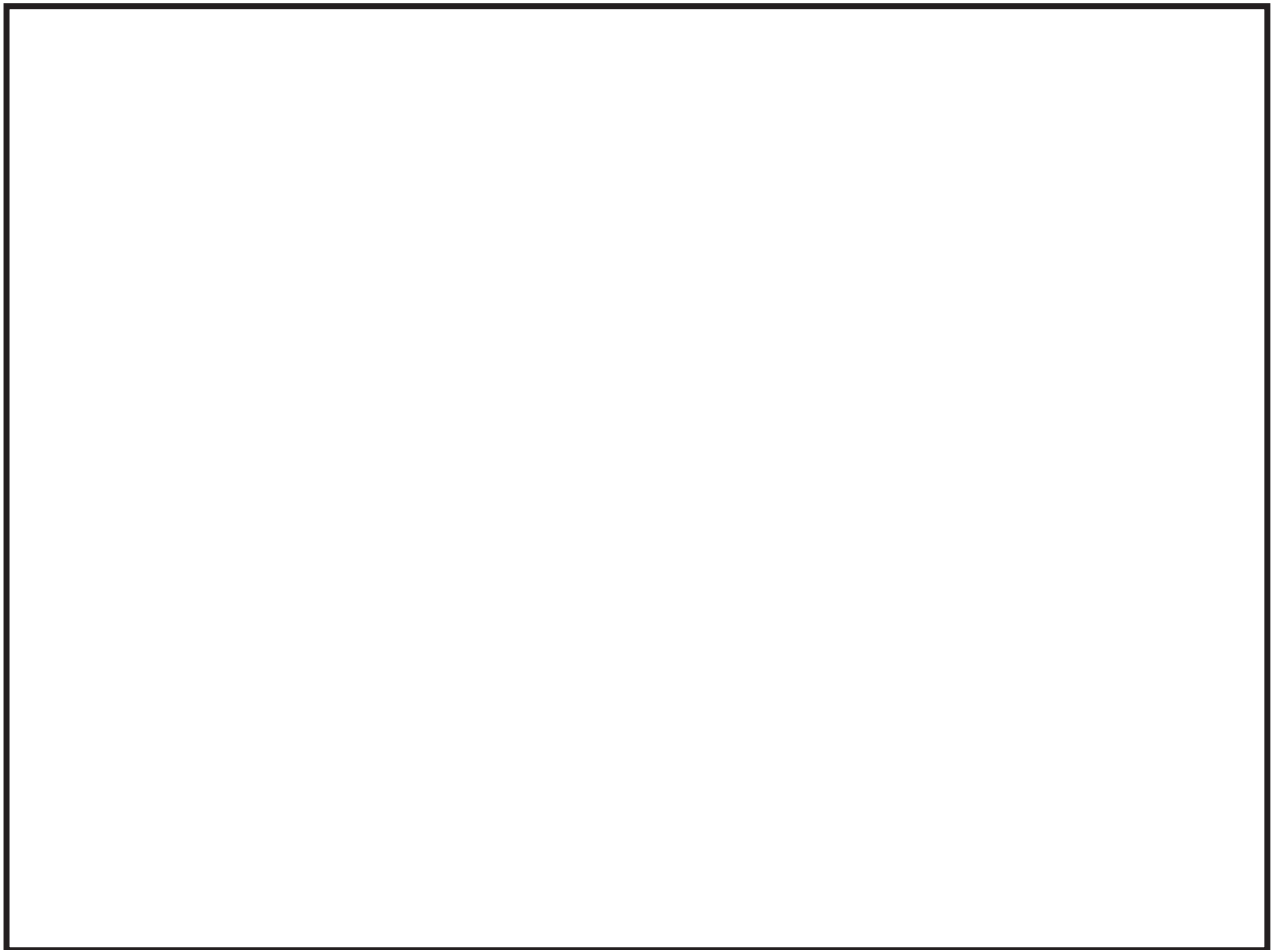


図 4-2 丁番部の荷重伝達経路

4.2.2 圧力荷重及び機械的荷重

圧力荷重及び機械的荷重は扉面外方向に分布荷重として作用するため、各部位の荷重伝達経路は地震荷重が面外方向に作用した場合と同様である。

4.3 評価部位

4.3.1 扉及び支持部材の考慮する荷重方向

扉及び支持部材の主要部材に対して、強度評価で考慮する荷重方向を表 4-2 に示す。

表 4-2 扉及び支持部材の強度評価上考慮する荷重方向

主要部材		考慮する荷重方向			
		面外	面内	鉛直	
扉	梁	○	○	○	
	板	○	○	○	
支持部材	門部	門ピン	○	—	—
		門ピン受	○	—	—
		門ブラケット	○	—	—
	丁番部	丁番ブラケット	○	○	○
		丁番軸	○	○	○
		丁番ブロック	○	○	○

4.3.2 応力評価部位

応力評価部位は、表 4-2 に示す主要部材のうち、構造強度評価上厳しい箇所とする。評価部位をまとめたものを表 4-3 に示す。また、評価部位を示した BOP 閉止装置構造の全体図（扉閉状態）を図 4-3 に示す。

表 4-3 強度評価を実施する部位

評価部位		応力評価箇所	備考*	
扉	梁	外梁	①	
		内梁	②	
	板	面板	③	
支持部材	門部	門ピン	本体	
		門ピン受	本体	④
			取付ボルト	⑤
		門ブラケット	本体	⑥
			取付ボルト	⑦
		丁番部	丁番ブラケット	本体
	取付ボルト			⑨
	丁番軸		本体	⑩
	丁番ブロック		本体	⑪
		取付ボルト	⑫	

注記*：備考欄に記載の番号は，図 4-3 中の番号を示す。

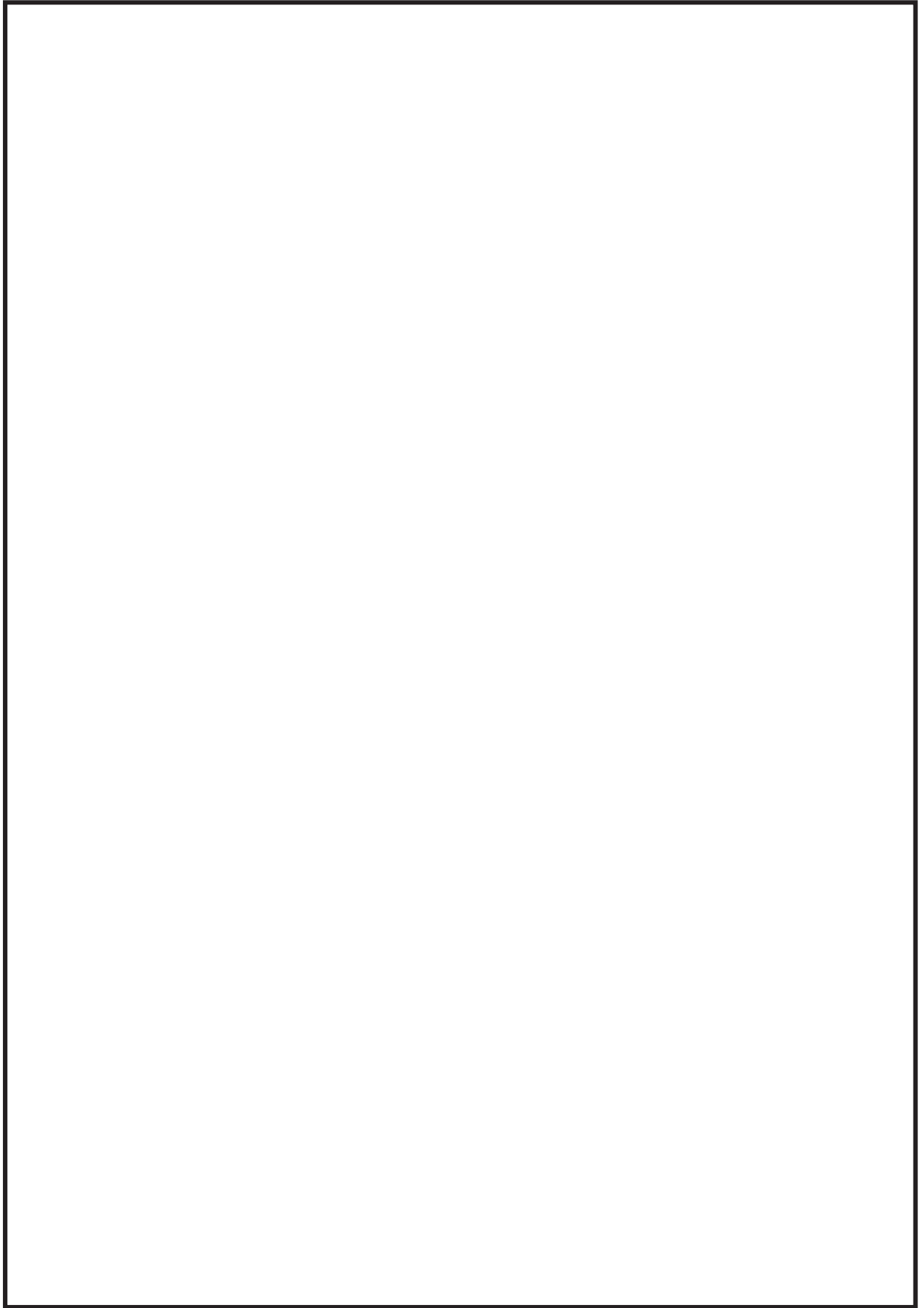


図 4-3 BOP 閉止装置構造の全体図（扉閉状態）

5. 評価条件

5.1 荷重の組合せ，許容応力状態及び許容応力

添付書類「VI-2-1-9 機能維持の基本方針」に基づき，強度評価に用いる BOP 閉止装置の荷重の組合せ及び許容応力を表 5-1 に示す。

なお，BOP 閉止装置に作用する荷重は，死荷重，地震荷重，圧力荷重及び風荷重による機械的荷重が主であることから，一次応力について評価を実施する。

表 5-1 BOP 閉止装置の荷重の組合せ及び許容応力

状態	荷重の組合せ	許容応力 状態	許容限界 (ボルト等以外)			許容限界 (ボルト等)	
			引張	せん断	組合せ	引張* ³	せん断
扉開	D + P _D + M _D + S _s	Ⅲ _{AS} * ¹	1.5・f _t	1.5・f _s	1.5・f _t	1.5・f _t	1.5・f _s
		Ⅳ _{AS}	1.5・f _t * ¹	1.5・f _s * ¹	1.5・f _t * ¹	1.5・f _t * ¹	1.5・f _s * ¹
扉閉	D + P _{SAD} + M _{SAD} + S _s	Ⅲ _{AS} * ¹	1.5・f _t	1.5・f _s	1.5・f _t	1.5・f _t	1.5・f _s
		V _{AS} * ²	1.5・f _t * ¹	1.5・f _s * ¹	1.5・f _t * ¹	1.5・f _t * ¹	1.5・f _s * ¹

注：

D : 死荷重

P_D : 地震と組み合わせべきプラントの運転状態Ⅰ及びⅡ（運転状態Ⅲ及び地震従属事象として運転状態Ⅳに包絡する状態がある場合にはこれを含む。）又は当該設備に設計上定められた最高使用圧力による荷重（BOP 閉止装置では扉開状態において圧力荷重は作用しないため考慮しない。）

M_D : 地震と組み合わせべきプラントの運転状態Ⅰ及びⅡ（運転状態Ⅲ及び地震従属事象として運転状態Ⅳに包絡する状態がある場合にはこれを含む。）又は当該設備に設計上定められた機械的荷重（BOP 閉止装置では扉開状態において風荷重は作用しないため考慮しない。）

S_s : 基準地震動 S_s により定まる地震力

P_{SAD} : 重大事故等時の状態（運転状態Ⅴ）における運転状態等を考慮して当該設備に設計上定められた設計圧力による荷重（BOP 閉止装置では建屋内外差圧による圧力荷重を考慮する。）

M_{SAD} : 重大事故等時の状態（運転状態Ⅴ）における運転状態等を考慮して当該設備に設計上定められた機械的荷重（BOP 閉止装置では風荷重を考慮する。）

Ⅲ_{AS} : J S M E S N C 1 - 2005/2007 発電用原子力設備規格 設計・建設規格（以下「設計・建設規格」という。）の供用状態 C 相当の許容応力を基準として，それに地震により生じる応力に対する特別な応力の制限を加えた許容応

力状態

- IV_{AS} : 設計・建設規格の供用状態D相当の許容応力を基準として、それに地震により生じる応力に対する特別な応力の制限を加えた許容応力状態
- V_{AS} : 運転状態V相当の応力評価を行う許容応力状態を基本として、それに地震により生じる応力に対する特別な応力の制限を加えた許容応力状態
- f_t : 許容応力状態 III_{AS} での許容引張応力
- f_s : 許容応力状態 III_{AS} での許容せん断応力
- f_t^* : 許容応力状態 IV_{AS} 及び V_{AS} での許容引張応力
- f_s^* : 許容応力状態 IV_{AS} 及び V_{AS} での許容せん断応力

注記*1: 門ピン等については、基準地震動 S_s により定まる地震力が作用した後においても、扉固定の機能を維持する設計とすることから許容応力状態を III_{AS} とする。

*2: V_{AS} として IV_{AS} の許容限界を用いる。

*3: せん断応力と引張応力を同時に受けるボルトの許容引張応力 f_{ts} は、以下から算出する。

$$f_{ts} = \min(1.4 \cdot f_t - 1.6 \cdot \tau, f_t)$$

ここで、

τ : せん断応力

5.2 設計条件

5.2.1 温度条件

評価する際の温度条件（許容応力算出条件）は以下とする。

扉開状態：55 °C

扉閉状態：66 °C

5.2.2 死荷重

死荷重（D）として考慮する扉の質量（m）は kg である。

5.2.3 圧力荷重

非常用ガス処理系による原子炉建屋内外最大差圧である Pa（負圧）を圧力荷重（ P_{SAD} ）として考慮する。

5.2.4 機械的荷重

機械的荷重（ M_{SAD} ）として、風荷重を考慮する。風荷重は、添付書類「VI-1-1-2-1-1 発電用原子炉施設に対する自然現象等による損傷の防止に関する基本方針」に基づき 30m/s とする。

5.2.5 地震荷重

地震荷重（基準地震動 S_s ）は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答曲線の作成方針」に基づく設計用地震力により、BOP 閉止装置に作用する震度を用いて算定する。地震荷重の算出の際に考慮する質量は「5.2.2 死荷重」で示す数値と同一のものを使用する。

(1) 固有周期

固有周期の計算結果を表 5-2 に示す。固有周期の計算方法は「6.1 BOP 閉止装置の固有周期の計算方法」に示す。

表 5-2 固有周期

(単位：s)

固有周期	面外方向		面内方向	鉛直方向
	扉開状態	扉閉状態		
	0.027	0.027	0.05 以下	0.05 以下

(2) 設計用地震力

扉閉状態における耐震評価に用いる設計用地震力を表 5-3 に、扉閉状態における耐震評価に用いる設計用地震力を表 5-4 に示す。

「弾性設計用地震動 S_d 又は静的震度」及び「基準地震動 S_s」による地震力は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答曲線の作成方針」に基づき設定する。

表 5-3 扉閉状態の設計用地震力（重大事故等対処設備）

据付場所 及び 床面高さ (m)	固有周期 (s)			弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度			基準地震動 S _s		
	面外 方向	面内 方向	鉛直 方向	面外方向 設計震度	面内方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	面外方向 設計震度	面内方向 設計震度	鉛直方向 設計震度
原子炉建屋 O.P. 33.20* (O.P. 38.25)	0.027	0.05 以下	0.05 以下	—	—	—	C _{H1} =3.15	C _{H2} =3.15	C _V =1.85

注記*：基準床レベルを示す。

表 5-4 扉閉状態の設計用地震力（重大事故等対処設備）

据付場所 及び 床面高さ (m)	固有周期 (s)			弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度			基準地震動 S _s		
	面外 方向	面内 方向	鉛直 方向	面外方向 設計震度	面内方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	面外方向 設計震度	面内方向 設計震度	鉛直方向 設計震度
原子炉建屋 O.P. 33.20* (O.P. 38.25)	0.027	0.05 以下	0.05 以下	—	—	—	C _{H1} =3.15	C _{H2} =3.15	C _V =1.85

注記*：基準床レベルを示す。

5.3 各評価部位の許容応力

各評価部位の許容応力は、各部位の材質及び設計・建設規格 付録材料図表 Part5 に規定される各温度の設計降伏点 (S_y) 及び設計引張強さ (S_u) から設定する。材質及び許容応力を表 5-5 に示す。

表 5-5(1) 扉の許容応力

評価部位	材料	温度 (°C)	許容 応力 状態	S_y (MPa)	S_u (MPa)	S_y (R T) (MPa)	許容限界	
							$1.5 f_t^*$ (MPa)	$1.5 f_s^*$ (MPa)
扉		55	IV _A S					
		66	V _A S					

表 5-5(2) 門部の許容応力

評価部位	材料	温度 (°C)	許容 応力 状態	S_y (MPa)	S_u (MPa)	S_y (R T) (MPa)	許容限界	
							$1.5 f_t$ (MPa)	$1.5 f_s$ (MPa)
門ピン		55	III _A S*					
		66						
門ピン受		55	III _A S*					
		66						
門ピン受 取付ボルト		55	III _A S*					
		66						
門ブラケット		55	III _A S*					
		66						
門ブラケット 取付ボルト		55	III _A S*					
		66						

注記*：門ピン等については、基準地震動 S_s により定まる地震力が作用した後においても、扉固定の機能を維持する設計とすることから許容応力状態を III_AS とする。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 5-5(3) 丁番部の許容応力

評価部位	材料	温度 (°C)	許容 応力 状態	S _y (MPa)	S _u (MPa)	S _y (R T) (MPa)	許容限界	
							1.5 f _t * (MPa)	1.5 f _s * (MPa)
丁番ブラケット		55	IV _{AS}					
		66	V _{AS}					
丁番ブラケット 取付ボルト		55	IV _{AS}					
		66	V _{AS}					
丁番軸		55	IV _{AS}					
		66	V _{AS}					
丁番ブロック		55	IV _{AS}					
		66	V _{AS}					
丁番ブロック 取付ボルト		55	IV _{AS}					
		66	V _{AS}					

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

6. 評価

6.1 BOP 閉止装置の固有周期の計算方法

6.1.1 解析モデル

BOP 閉止装置の解析モデルを図 6-1 に、解析モデルの概要を以下に示す。また、機器の諸元を表 6-1 に示す。

- (1) BOP 閉止装置の外梁及び内梁を三次元のはり要素及び面板を三次元のシェル要素でモデル化した FEM モデルによって固有周期を求める。なお、丁番は扉開状態及び扉閉状態で扉を固定する部材の位置が同じであり、門については扉開状態と扉閉状態で扉を固定する部材の位置が異なるが、扉から見た門の位置は同じであるために、解析モデルは扉開状態及び扉閉状態で共通とする。
- (2) 解析モデルの質量は、扉を構成する内梁、外梁及び面板等の質量を考慮する。
- (3) 拘束条件として、門は面外方向の並進拘束及び丁番は面外、面内及び鉛直方向の並進拘束とする。
- (4) 解析コードは「MSC NASTRAN」を使用し、固有値と各要素に発生する荷重及びモーメントを求める。なお、評価に用いる解析コードの検証及び妥当性確認等の概要については、添付書類「VI-5 計算機プログラム（解析コード）の概要」に示す。

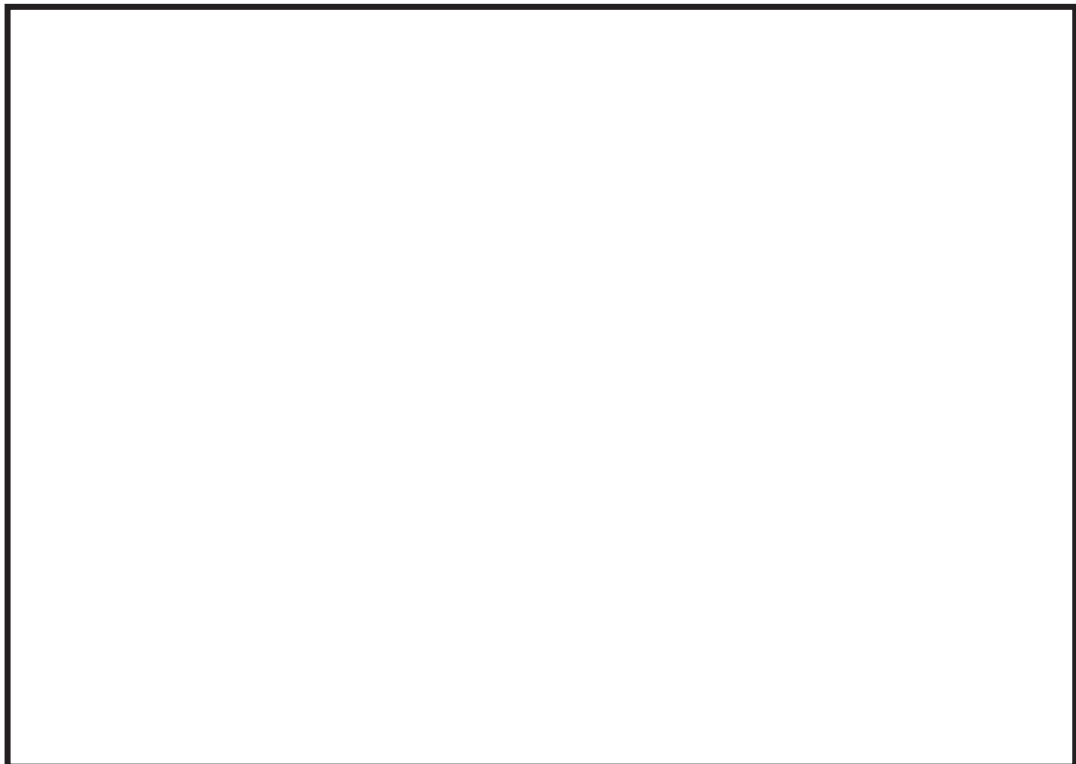


図 6-1 解析モデル

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 6-1 解析モデルの機器諸元

項目	記号	単位	入力値	
材料	—	—	<input type="text"/>	
質量	m	kg	<input type="text"/>	
温度条件	扉開状態	T	°C	55
	扉閉状態			66
縦弾性係数	扉開状態	E	MPa	<input type="text"/>
	扉閉状態			<input type="text"/>
ポアソン比	ν	—	<input type="text"/>	
要素数	—	個	<input type="text"/>	
節点数	—	個	<input type="text"/>	

6.1.2 固有周期の算出結果

扉開状態の固有値解析結果を表 6-2 に示す。また扉閉状態の固有値解析結果を表 6-3 に示す。振動モード図を図 6-2 に示す。

表 6-2 扉開状態の固有値解析結果

モード	固有周期 (s)	卓越方向	刺激係数		
			面外方向	面内方向	鉛直方向
1次	0.027	面外	—	—	—

表 6-3 扉閉状態の固有値解析結果

モード	固有周期 (s)	卓越方向	刺激係数		
			面外方向	面内方向	鉛直方向
1次	0.027	面外	—	—	—

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



図 6-2 振動モード図

6.2 応力計算方法

4.3 項で述べた評価部位に対し，それぞれ有限要素法等により，扉開状態と扉閉状態それぞれの荷重条件における応力を算出する。ここで，後述する応力計算の詳細においては，扉開状態と扉閉状態で条件が同じものについては統一することとし，扉開状態もしくは扉閉状態のみで用いる条件については，その旨を述べることとする。

6.2.1 扉の応力計算

(1) 梁に作用する荷重

6.1.1 項に示した解析モデルに対し，以下の荷重を考慮し，要素に発生する荷重を算出し，強度評価において組み合わせる。

- a. 地震荷重により生じる荷重は，扉に対して面外方向，面内方向及び鉛直方向それぞれについて算出する。扉開状態での各方向の地震荷重に対する変形図を図 6-3 に，扉閉状態での各方向の地震荷重に対する変形図を図 6-4 に示す。
- b. 圧力荷重及び機械的荷重は，扉に対して面外方向に等分布に作用するものとし，評価は外梁 4 辺を面外方向に拘束し，単位圧力による荷重に対して実施する。扉閉状態での圧力荷重及び機械的荷重に対する変形図を図 6-4 に示す。
- c. 死荷重は，扉に対して鉛直方向に作用するものとし算出する。死荷重による変形図は，鉛直方向の地震荷重と同等である。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

上記 a. ~c. より算出した荷重を、以下の SRSS 法を用いて水平 2 方向及び鉛直方向地震荷重を組み合わせる。

$$(\text{合成荷重}) = \sqrt{((\text{面外方向地震荷重})^2 + (\text{面内方向地震荷重})^2 + (\text{鉛直方向地震荷重})^2) + (\text{圧力荷重}) + (\text{機械的荷重}) + (\text{死荷重})}$$

(2) 梁の応力計算

梁の応力は、FEM 解析により算出した荷重から以下に示す式で算出する。荷重は、並進力 F_x , F_y , F_z , モーメント力 M_x , M_y , M_z とする。ただし、添字 x , y , z は要素に与えられた座標軸で、 x 軸は常に要素の長手方向にとる。

a. 応力成分

上記荷重による応力成分は次式となる。

$$\sigma_x = \frac{F_x}{A}, \quad \sigma_y = \frac{M_y}{Z_y}, \quad \sigma_z = \frac{M_z}{Z_z} \dots\dots\dots (6.2.1.1)$$

$$\tau_x = \frac{M_x}{Z_x}, \quad \tau_y = \frac{F_y}{A}, \quad \tau_z = \frac{F_z}{A} \dots\dots\dots (6.2.1.2)$$

ここで、

- A : 断面積
- Z_x : ねじり断面係数
- Z_y : y 軸周り断面係数
- Z_z : z 軸周り断面係数

b. 引張応力

引張応力 σ_t は次式となる。

$$\sigma_t = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z \dots\dots\dots (6.2.1.3)$$

c. せん断応力

せん断応力 τ は次式となる。

$$\tau = \left. \begin{array}{l} \sqrt{(\tau_x + \tau_y)^2 + \tau_z^2} \\ \sqrt{\tau_y^2 + (\tau_x + \tau_z)^2} \end{array} \right\} \text{大きい方} \dots\dots\dots (6.2.1.4)$$

d. 組合せ応力

組合せ応力 σ_c は次式となる。

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau^2} \dots\dots\dots (6.2.1.5)$$

(3) 面板の応力

面板の応力は、各荷重（地震荷重，圧力荷重及び機械的荷重）から FEM 解析により算出した引張応力及びせん断応力を各々合計し，以下に示す式で組合せ応力を算出する。

a. 組合せ応力

組合せ応力は次式となる。

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_x \cdot \sigma_y + 3 \cdot \tau_{xy}^2} \dots \dots \dots (6.2.1.6)$$

ここで，

σ_x, σ_y : 面板面内に生じる互いに直交する引張応力

τ_{xy} : 面板面内に生じるせん断応力

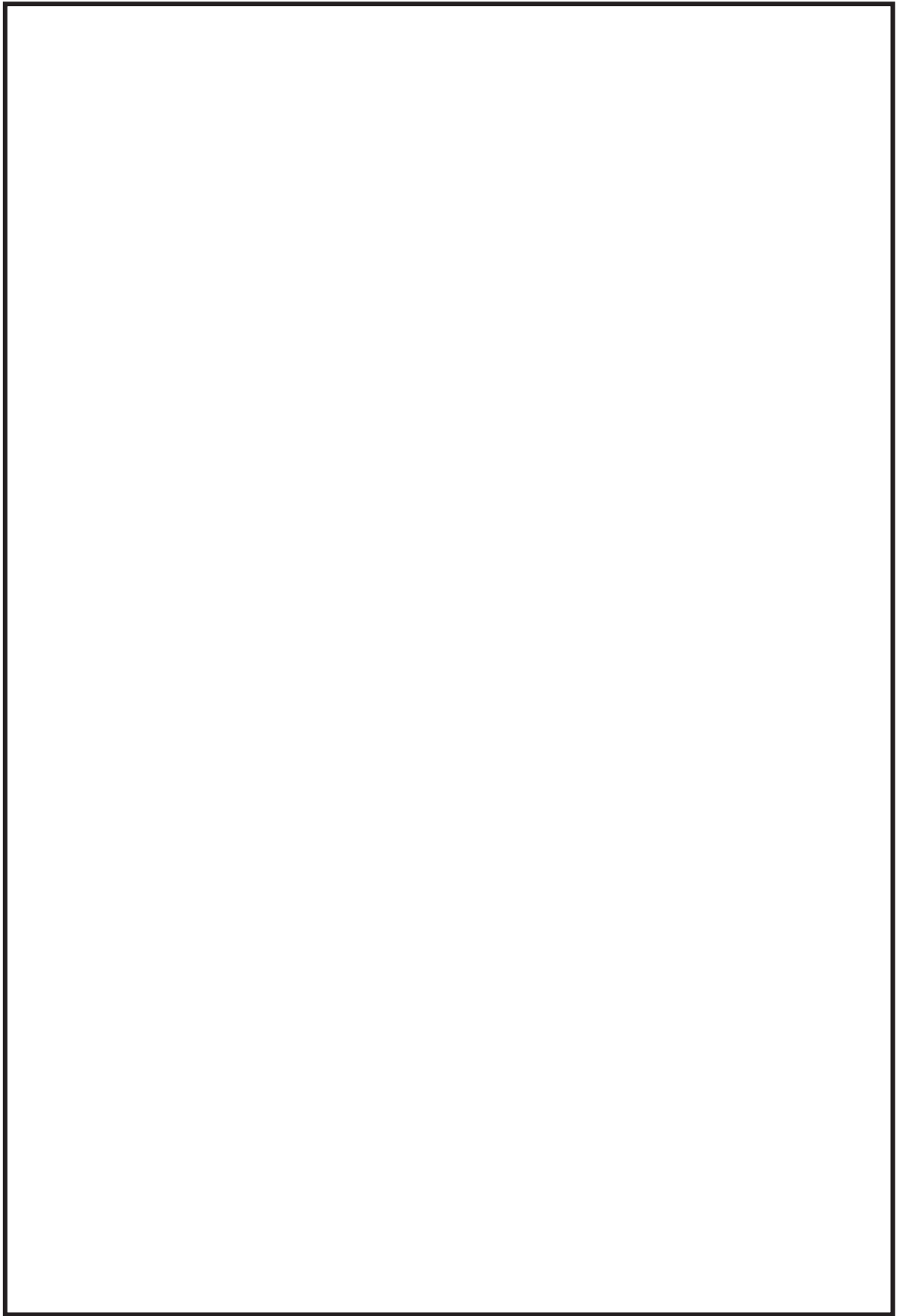


図 6-3 各荷重による変形〈扉開〉

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

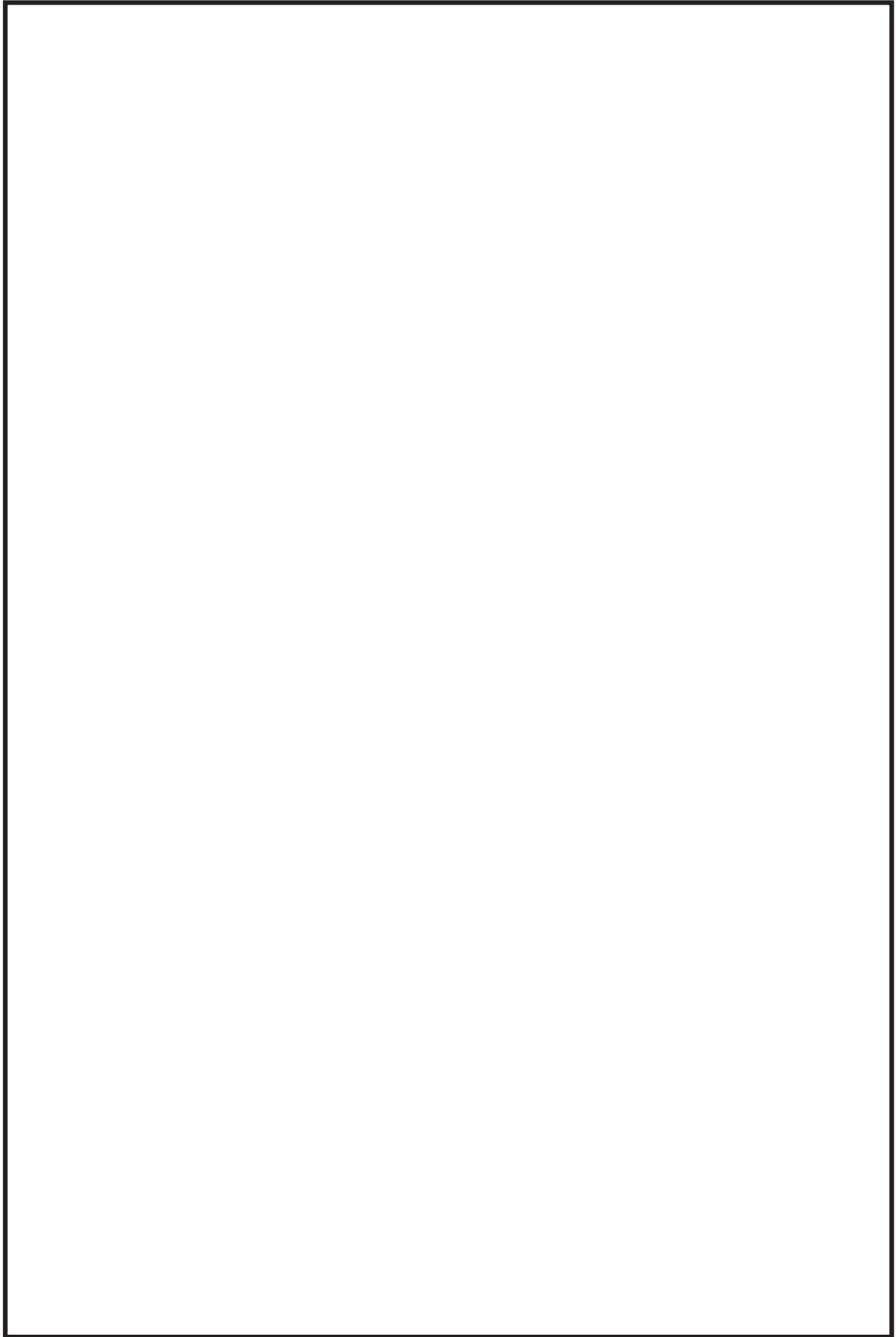


図 6-4 各荷重による変形〈扉閉〉(1/2)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



図 6-4 各荷重による変形〈扉閉〉(2/2)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

6.2.2 門部の応力計算

門部を構成する部材のうち，門ピン，門ピン受（本体及び取付ボルト）及び門ブラケット（本体及び取付ボルト）について応力評価を実施する。

(1) 門ピン

a. 計算モデル

扉の面外方向荷重が門ピンに作用する。応力計算は，図 6-5 に示す先端に集中荷重が作用する片持ち梁として，生じる応力を計算する。

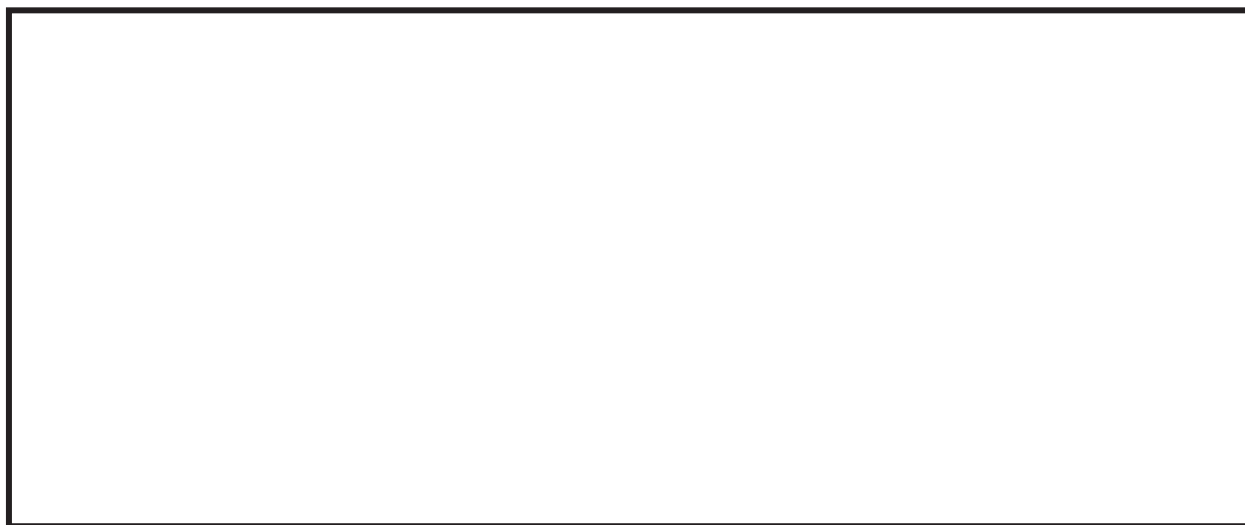


図 6-5 門ピン計算モデル

b. 応力計算

(a) 引張応力

イ. 面外方向設計震度による引張応力

面外方向設計震度により作用する曲げモーメントは次式により求める。

$$M_{4ho} = F_{4ho} \cdot L_4 \cdots \cdots (6.2.2.1)$$

ここで，

$$F_{4ho} : \text{地震荷重} = m_d \cdot g \cdot C_{h1} / n_{4o}$$

m_d : 扉の質量

C_{h1} : 面外方向設計震度

n_{4o} : 面外方向支持点の数

面外方向設計震度により生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{4ho} = M_{4ho} / Z_4 \cdots \cdots (6.2.2.2)$$

ここで，

Z_4 : 門ピンの断面係数

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

- ロ. 面圧（扉開状態：考慮なし，扉閉状態：圧力荷重及び機械的荷重）による引張応力

面圧により作用する曲げモーメントは次式により求める。

$$M_{4p} = (F_{4p} + F_{4w}) \cdot L_4 \cdots \cdots \cdots (6.2.2.3)$$

ここで，

$$F_{4p} : \text{圧力荷重} = \Delta P \cdot A_p / n_{4o}$$

（ただし，扉開状態では作用しないため， $F_{4p} = 0$ ）

$$F_{4w} : \text{機械的荷重} = P_w \cdot A_p / n_{4o}$$

（ただし，扉開状態では作用しないため， $F_{4w} = 0$ ）

ΔP : 差圧

P_w : 風圧力

A_p : 扉の受圧面積

面圧により生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{4p} = M_{4p} / Z_4 \cdots \cdots \cdots (6.2.2.4)$$

- ハ. 門ピンに生じる引張応力

$$\sigma_4 = \sigma_{4ho} + \sigma_{4p} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.5)$$

- (b) せん断応力

- イ. 面外方向設計震度によるせん断応力

面外方向設計震度により作用するせん断力は次式により求める。

$$Q_{4ho} = F_{4ho} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.6)$$

面外方向設計震度により生じるせん断応力は次式により求める。

$$\tau_{4ho} = Q_{4ho} / A_4 \cdots \cdots \cdots (6.2.2.7)$$

ここで，

A_4 : 門ピンの断面積

- ロ. 面圧（扉開状態：考慮なし，扉閉状態：圧力荷重及び機械的荷重）によるせん断応力

面圧により作用するせん断力は次式により求める。

$$Q_{4p} = F_{4p} + F_{4w} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.8)$$

面圧により生じるせん断応力は次式により求める。

$$\tau_{4p} = Q_{4p} / A_4 \cdots \cdots \cdots (6.2.2.9)$$

ハ. 門ピンに生じるせん断応力

$$\tau_4 = \tau_{4ho} + \tau_{4p} \dots\dots\dots (6.2.2.10)$$

(c) 組合せ応力

$$\sigma_{4c} = \sqrt{(\sigma_4^2 + 3 \cdot \tau_4^2)} \dots\dots\dots (6.2.2.11)$$

(2) 門ピン受

a. 計算モデル

扉の面外方向荷重が門ピン受到に作用する。応力計算は、図 6-6 に示す A～A 断面に生じる引張応力と B～B 断面に生じるせん断応力を計算する。

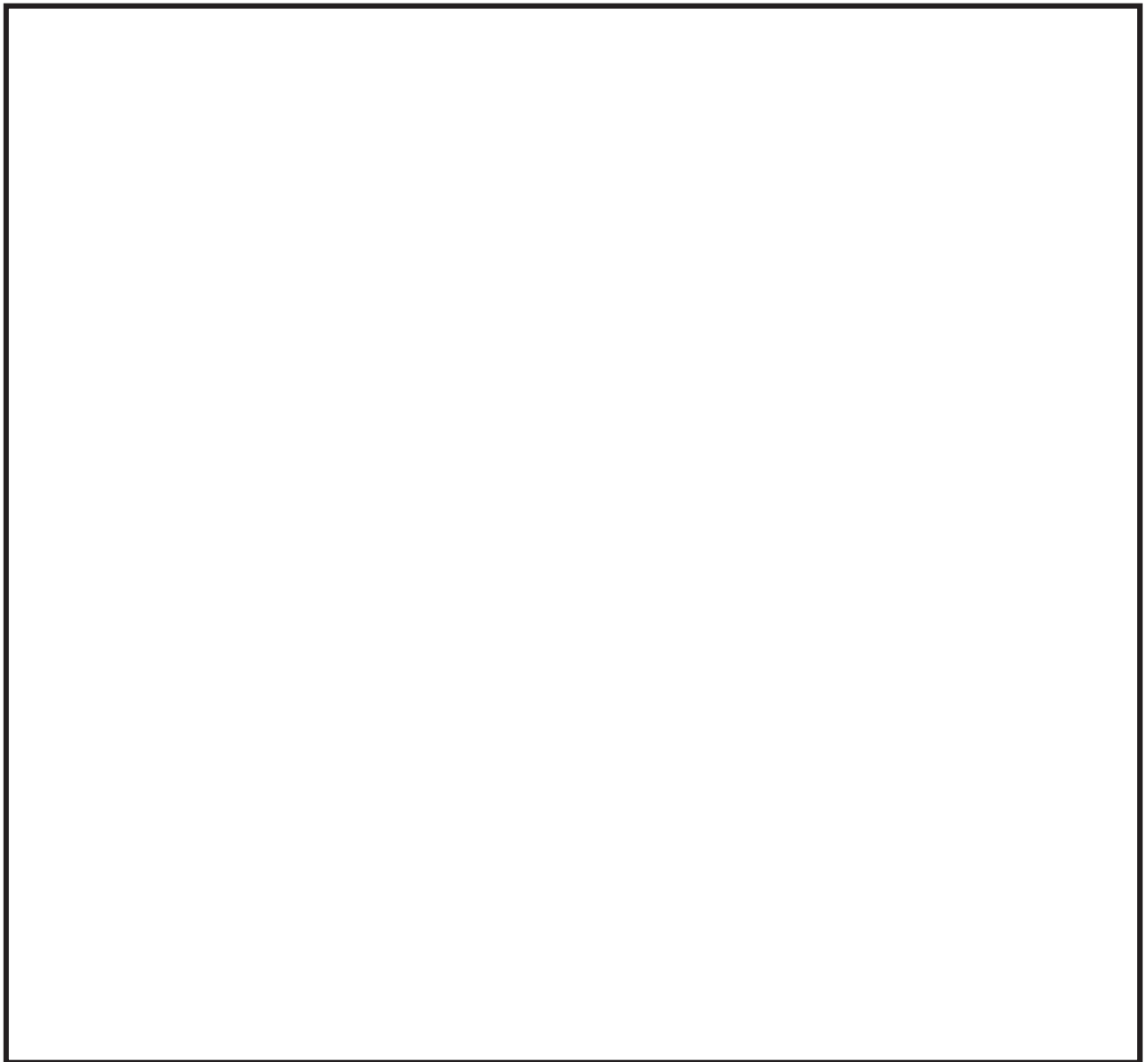


図 6-6 門ピン受計算モデル

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

応力計算

(a) 引張応力

イ. 面外方向設計震度による引張応力

面外方向設計震度により A～A 断面に作用する引張力は次式により求める。

$$N_{5ho} = F_{5ho} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.12)$$

ここで,

$$F_{5ho} : \text{地震荷重} = m_d \cdot g \cdot C_{h1} / n_{5o}$$

m_d : 扉の質量

C_{h1} : 面外方向設計震度

n_{5o} : 面外方向支持点の数

面外方向設計震度の引張力により A～A 断面に生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{5hot} = N_{5ho} / A_{5A} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.13)$$

ここで,

A_{5A} : 門ピン受 A～A 断面の断面積

面外方向設計震度により A～A 断面に作用する曲げモーメントは次式により求める。

$$M_{5hob} = F_{5ho} \cdot L_5 \cdots \cdots \cdots (6.2.2.14)$$

面外方向設計震度の曲げモーメントにより A～A 断面に生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{5hob} = M_{5hob} / Z_{5A} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.15)$$

ここで,

Z_{5A} : 門ピン受 A～A 断面の断面係数

ロ. 面圧（扉開状態：考慮なし，扉閉状態：圧力荷重及び機械的荷重）による引張応力

面圧により A～A 断面に作用する引張力は次式により求める。

$$N_{5p} = F_{5p} + F_{5w} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.16)$$

ここで,

$$F_{5p} : \text{圧力荷重} = \Delta P \cdot A_p / n_{5o}$$

(ただし，扉開状態では作用しないため， $F_{5p} = 0$)

$$F_{5w} : \text{機械的荷重} = P_w \cdot A_p / n_{5o}$$

(ただし，扉開状態では作用しないため， $F_{5w} = 0$)

ΔP : 差圧

P_w : 風圧力

A_p : 扉の受圧面積

面圧の引張力により A～A 断面に生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{5pt} = N_{5p} / A_{5A} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.17)$$

面圧により A～A 断面に作用する曲げモーメントは次式により求める。

$$M_{5pb} = (F_{5p} + F_{5w}) \cdot L_5 \cdots \cdots \cdots (6.2.2.18)$$

面圧の曲げモーメントにより A～A 断面に生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{5pb} = M_{5pb} / Z_{5A} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.19)$$

ハ. 門ピン受 A～A 断面に生じる引張応力

$$\sigma_5 = \sigma_{5hot} + \sigma_{5hob} + \sigma_{5pt} + \sigma_{5pb} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.20)$$

(b) せん断応力

イ. 面外方向設計震度によるせん断応力

面外方向設計震度により B～B 断面に作用するせん断力は次式により求める。

$$Q_{5ho} = F_{5ho} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.21)$$

面外方向設計震度のせん断力により B～B 断面に生じるせん断応力は次式により求める。

$$\tau_{5hos} = Q_{5ho} / A_{5B} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.22)$$

ここで,

A_{5B} : 門ピン受 B～B 断面の断面積 (せん断)

面外方向設計震度により B～B 断面に作用するねじりモーメントは次式により求める。

$$M_{5hot} = F_{5ho} \cdot L_5 \cdots \cdots \cdots (6.2.2.23)$$

面外方向設計震度のねじりモーメントにより B～B 断面に生じるせん断応力は次式により求める。

$$\tau_{5hot} = M_{5hot} / Z_{5B} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.24)$$

ここで,

Z_{5B} : 門ピン受 B～B 断面のねじり断面係数

ロ. 面圧 (扉開状態 : 考慮なし, 扉閉状態 : 圧力荷重及び機械的荷重) によるせん断応力

面圧により B～B 断面に作用するせん断力は次式により求める。

$$Q_{5p} = F_{5p} + F_{5w} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.25)$$

面圧のせん断力により B～B 断面に生じるせん断応力は次式により求める。

$$\tau_{5ps} = Q_{5p} / A_{5B} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.26)$$

面圧により B～B 断面に作用するねじりモーメントは次式により求める。

$$M_{5pt} = (F_{5p} + F_{5w}) \cdot L_5 \cdots \cdots \cdots (6.2.2.27)$$

面圧のねじりモーメントによる B～B 断面に生じるせん断応力は次式により求める。

$$\tau_{5pt} = M_{5pt} / Z_{5B} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.28)$$

ハ. 門ピン受 B～B 断面に生じるせん断応力

$$\tau_5 = \tau_{5hos} + \tau_{5hot} + \tau_{5ps} + \tau_{5pt} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.29)$$

(3) 門ピン受取付ボルト

a. 計算モデル

扉の面外方向荷重が門ピン受取付ボルトに作用する。応力計算は、図 6-7 に示すようにボルトが引抜きを受けると考えて、生じる引張応力を計算する。



図 6-7 門ピン受取付ボルト計算モデル

b. 応力計算

(a) 引張応力

イ. 面外方向設計震度による引張応力

面外方向設計震度により作用する引張力は次式により求める。

$$N_{6ho} = F_{6ho} / n_{6B} \cdot (L_{6A} + L_{6B}) / L_{6B} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.30)$$

ここで、

$$F_{6ho} : \text{地震荷重} = m_d \cdot g \cdot C_{h1} / n_{6o}$$

m_d : 扉の質量

C_{h1} : 面外方向設計震度

n_{6o} : 面外方向支持点の数

n_{6B} : 門ピン受取付ボルトの数

面外方向設計震度の引張力により生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{6ho} = N_{6ho} / A_6 \cdots \cdots \cdots (6.2.2.31)$$

ここで,

A_6 : 門ピン受取付ボルトの断面積

ロ. 面圧 (扉開状態: 考慮なし, 扉閉状態: 圧力荷重及び機械的荷重) による引張応力

面圧により作用する引張力は次式により求める。

$$N_{6p} = (F_{6p} + F_{6w}) / n_{6B} \cdot (L_{6A} + L_{6B}) / L_{6B} \cdots \cdots (6.2.2.32)$$

ここで,

F_{6p} : 圧力荷重 = $\Delta P \cdot A_p / n_{6o}$

(ただし, 扉開状態では作用しないため, $F_{6p} = 0$)

F_{6w} : 機械的荷重 = $P_w \cdot A_p / n_{6o}$

(ただし, 扉開状態では作用しないため, $F_{6w} = 0$)

ΔP : 差圧

P_w : 風圧力

A_p : 扉の受圧面積

面圧の引張力により生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{6p} = N_{6p} / A_6 \cdots \cdots \cdots (6.2.2.33)$$

ハ. 門ピン受取付ボルトに生じる引張応力

$$\sigma_6 = \sigma_{6ho} + \sigma_{6p} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.34)$$

(4) 門ブラケット

a. 計算モデル

扉の面外方向荷重が門ブラケットに作用する。応力計算は、図 6-8 に示す中央に集中荷重が作用する両端固定梁として、生じる応力を計算する。



図 6-8 門ブラケット計算モデル

b. 応力計算

(a) 引張応力

イ. 面外方向設計震度による引張応力

面外方向設計震度により作用する曲げモーメントは次式により求める。

$$M_{7ho} = F_{7ho} \cdot L_7 / 8 \cdots \cdots \cdots (6.2.2.35)$$

ここで、

$$F_{7ho} : \text{地震荷重} = m_d \cdot g \cdot C_{h1} / n_{7o}$$

m_d : 扉の質量

C_{h1} : 面外方向設計震度

n_{7o} : 面外方向支持点の数

面外方向設計震度により生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{7ho} = M_{7ho} / Z_7 \cdots \cdots \cdots (6.2.2.36)$$

ここで、

Z_7 : 門ブラケットの断面係数

- ロ. 面圧（扉開状態：考慮なし，扉閉状態：圧力荷重及び機械的荷重）による引張応力

面圧により作用する曲げモーメントは次式により求める。

$$M_{7p} = (F_{7p} + F_{7w}) \cdot L_7 / 8 \cdots \cdots \cdots (6.2.2.37)$$

ここで、

F_{7p} : 圧力荷重 = $\Delta P \cdot A_p / n_7$ 。

（ただし，扉開状態では作用しないため， $F_{7p} = 0$ ）

F_{7w} : 機械的荷重 = $P_w \cdot A_p / n_7$ 。

（ただし，扉開状態では作用しないため， $F_{7w} = 0$ ）

ΔP : 差圧

P_w : 風圧力

A_p : 扉の受圧面積

面圧により生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{7p} = M_{7p} / Z_7 \cdots \cdots \cdots (6.2.2.38)$$

- ハ. 門ブラケットに生じる引張応力

$$\sigma_7 = \sigma_{7ho} + \sigma_{7p} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.39)$$

- (b) せん断応力

- イ. 面外方向設計震度によるせん断応力

面外方向設計震度により作用するせん断力は次式により求める。

$$Q_{7ho} = F_{7ho} / 2 \cdots \cdots \cdots (6.2.2.40)$$

面外方向設計震度により生じるせん断力は次式により求める。

$$\tau_{7ho} = Q_{7ho} / A_7 \cdots \cdots \cdots (6.2.2.41)$$

ここで、

A_7 : 門ブラケットの断面積

- ロ. 面圧（扉開状態：考慮なし，扉閉状態：圧力荷重及び機械的荷重）によるせん断応力

面圧により作用するせん断力は次式により求める。

$$Q_{7p} = (F_{7p} + F_{7w}) / 2 \cdots \cdots \cdots (6.2.2.42)$$

面圧により生じるせん断応力は次式により求める。

$$\tau_{7p} = Q_{7p} / A_7 \cdots \cdots \cdots (6.2.2.43)$$

ハ. 門ブラケットに生じるせん断応力

$$\tau_7 = \tau_{7ho} + \tau_{7p} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.44)$$

(c) 組合せ応力

$$\sigma_{7c} = \sqrt{(\sigma_7^2 + 3 \cdot \tau_7^2)} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.45)$$

(5) 門ブラケット取付ボルト

a. 計算モデル

扉の面外方向荷重が門ブラケット取付ボルトに作用する。応力計算は、図 6-9 に示すように、ボルトに引張荷重が作用すると考えて、生じる引張応力を計算する。



図 6-9 門ブラケット取付ボルト計算モデル

b. 応力計算

(a) 引張応力

イ. 面外方向設計震度による引張応力

面外方向設計震度により作用する引張力は次式により求める。

$$N_{8ho} = F_{8ho} / n_{8B} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.46)$$

ここで、

$$F_{8ho} : \text{地震荷重} = m_d \cdot g \cdot C_{h1} / n_{8o}$$

m_d : 扉の質量

C_{h1} : 面外方向設計震度

n_{s0} : 面外方向支持点の数

n_{sB} : 門ブラケット取付ボルトの数

面外方向設計震度により生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{sho} = N_{sho} / A_s \cdots \cdots \cdots (6.2.2.47)$$

ここで,

A_s : 門ブラケット取付ボルトの断面積

ロ. 面圧 (扉開状態: 考慮なし, 扉閉状態: 圧力荷重及び機械的荷重) による引張応力

面圧により作用する引張力は次式により求める。

$$N_{sp} = (F_{sp} + F_{sw}) / n_{sB} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.48)$$

ここで,

F_{sp} : 圧力荷重 = $\Delta P \cdot A_p / n_{s0}$

(ただし, 扉開状態では作用しないため, $F_{sp} = 0$)

F_{sw} : 機械的荷重 = $P_w \cdot A_p / n_{s0}$

(ただし, 扉開状態では作用しないため, $F_{sw} = 0$)

ΔP : 差圧

P_w : 風圧力

A_p : 扉の受圧面積

面圧により生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{sp} = N_{sp} / A_s \cdots \cdots \cdots (6.2.2.49)$$

ハ. 門ブラケット取付ボルトに生じる引張応力

$$\sigma_s = \sigma_{sho} + \sigma_{sp} \cdots \cdots \cdots (6.2.2.50)$$

6.2.3 丁番部の応力計算

丁番部を構成する部材のうち、丁番ブラケット（本体及び取付ボルト）、丁番軸及び丁番ブロック（本体及び取付ボルト）について応力評価を実施する。

(1) 丁番ブラケット

a. 計算モデル

扉の面外方向、面内方向及び鉛直方向荷重が丁番ブラケットに作用する。応力計算は、図 6-10 に示す断面に荷重及びモーメントが作用すると考え、生じる応力を計算する。

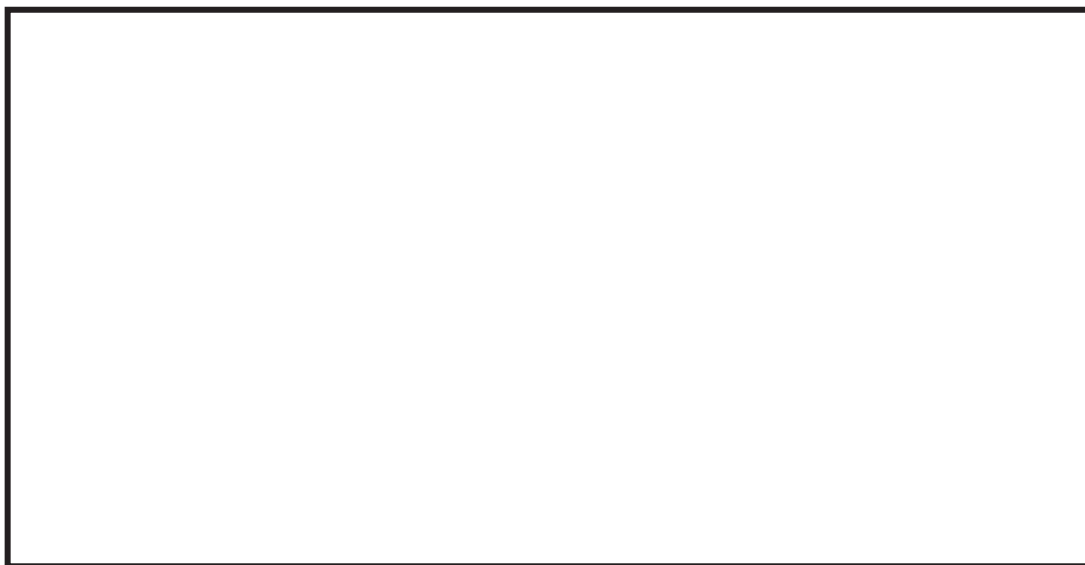


図 6-10 丁番ブラケット計算モデル

b. 応力計算

(a) 引張応力

イ. 面外方向設計震度による引張応力

面外方向設計震度により作用する Z 軸周りの曲げモーメントは次式により求める。

$$M_{9hoZ} = F_{9ho} \cdot L_9 \dots\dots\dots (6.2.3.1)$$

ここで、

$$F_{9ho} : \text{地震荷重} = m_d \cdot g \cdot C_{h1} / n_{9o}$$

m_d : 扉の質量

C_{h1} : 面外方向設計震度

n_{9o} : 面外方向支持点の数

面外方向設計震度により生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{9ho} = M_{9hoZ} / Z_{9z} \dots\dots\dots (6.2.3.2)$$

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

ここで、

Z_{9z} : 丁番ブラケットの Z 軸周りの断面係数

ロ. 面内方向設計震度による引張応力

面内方向設計震度により作用する引張力は次式により求める。

$$N_{9hi} = F_{9hi} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.3)$$

ここで、

F_{9hi} : 地震荷重 = $m_d \cdot g \cdot C_{h2} / n_{9i}$

C_{h2} : 面内方向設計震度

n_{9i} : 面内方向支持点の数

面内方向設計震度の引張力により生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{9hit} = N_{9hi} / A_9 \cdots \cdots \cdots (6.2.3.4)$$

ここで、

A_9 : 丁番ブラケットの断面積

ハ. 鉛直方向設計震度による引張応力

鉛直方向設計震度により作用する X 軸周りの曲げモーメントは次式により求める。

$$M_{9vx} = F_{9v} \cdot L_9 \cdots \cdots \cdots (6.2.3.5)$$

ここで、

F_{9v} : 地震荷重 = $m_d \cdot g \cdot (1 + C_v) / n_{9v}$

C_v : 鉛直方向設計震度

n_{9v} : 鉛直方向支持点の数

鉛直方向設計震度により生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{9v} = M_{9vx} / Z_{9x} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.6)$$

ここで、

Z_{9x} : 丁番ブラケットの X 軸周りの断面係数

ニ. 面圧（扉開状態：考慮なし，扉閉状態：圧力荷重及び機械的荷重）による引張応力

面圧により作用する Z 軸周りの曲げモーメントは次式により求める。

$$M_{9pz} = (F_{9p} + F_{9w}) \cdot L_9 \cdots \cdots \cdots (6.2.3.7)$$

ここで、

F_{9p} : 圧力荷重 = $\Delta P \cdot A_p / n_{9o}$

(ただし、扉開状態では作用しないため、 $F_{9p} = 0$)

F_{9w} : 機械的荷重 = $P_w \cdot A_p / n_{9o}$

(ただし、扉開状態では作用しないため、 $F_{9w} = 0$)

- ΔP : 差圧
- P_w : 風圧力
- A_p : 扉の受圧面積

面圧により生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{gp} = M_{gpz} / Z_{gz} \dots \dots \dots (6.2.3.8)$$

ホ. 丁番ブラケットに生じる引張応力

$$\sigma_g = \sigma_{gho} + \sigma_{ghit} + \sigma_{gv} + \sigma_{gp} \dots \dots \dots (6.2.3.9)$$

(b) せん断応力

イ. 面外方向設計震度によるせん断応力

面外方向設計震度により作用するせん断力は次式により求める。

$$Q_{gho} = F_{gho} \dots \dots \dots (6.2.3.10)$$

面外方向設計震度のせん断力により生じるせん断応力は次式により求める。

$$\tau_{ghos} = Q_{gho} / A_g \dots \dots \dots (6.2.3.11)$$

ロ. 鉛直方向設計震度によるせん断応力

鉛直方向設計震度により作用するせん断力は次式により求める。

$$Q_{gv} = F_{gv} \dots \dots \dots (6.2.3.12)$$

鉛直方向設計震度により生じるせん断応力は次式により求める。

$$\tau_{gv} = Q_{gv} / A_g \dots \dots \dots (6.2.3.13)$$

ハ. 面圧（扉開状態：考慮なし，扉閉状態：圧力荷重及び機械的荷重）によるせん断応力

面圧により作用するせん断力は次式により求める。

$$Q_{gp} = F_{gp} + F_{gw} \dots \dots \dots (6.2.3.14)$$

面圧のせん断力により生じるせん断応力は次式により求める。

$$\tau_{gps} = Q_{gp} / A_g \dots \dots \dots (6.2.3.15)$$

ニ. 丁番ブラケットに生じるせん断応力

$$\tau_g = \sqrt{(\tau_{ghos} + \tau_{gps})^2 + \tau_{gv}^2} \dots \dots \dots (6.2.3.16)$$

(c) 組合せ応力

$$\sigma_{gc} = \sqrt{(\sigma_g^2 + 3 \cdot \tau_g^2)} \dots \dots \dots (6.2.3.17)$$

(2) 丁番ブラケット取付ボルト

a. 計算モデル

扉の面外方向、面内方向及び鉛直方向荷重が丁番ブラケット取付ボルトに作用する。応力計算は、図 6-11 に示すボルト列に荷重及びモーメントが作用すると考え、生じる応力を計算する。



図 6-11 丁番ブラケット取付ボルト計算モデル

b. 応力計算

(a) 引張応力

イ. 面外方向設計震度による引張応力

面外方向設計震度により作用する引張力は次式により求める。

$$N_{10ho} = F_{10ho} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.18)$$

ここで、

$$F_{10ho} : \text{地震荷重} = m_d \cdot g \cdot C_{h1} / n_{10o}$$

m_d : 扉の質量

C_{h1} : 面外方向設計震度

n_{10o} : 面外方向支持点の数

面外方向設計震度の引張力により生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{10hot} = N_{10ho} / A_{10} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.19)$$

ここで、

A_{10} : 丁番ブラケット取付ボルトの断面積

面外方向設計震度により作用する Z 軸周りの曲げモーメントは次式により求める。

$$M_{10hoz} = F_{10ho} \cdot L_{10} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.20)$$

面外方向設計震度の Z 軸周りの曲げモーメントにより生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{10hob} = M_{10hoz} / Z_{10z} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.21)$$

ここで、

Z_{10z} : 丁番ブラケット取付ボルトの Z 軸周りの断面係数

ロ. 面圧（扉開状態：考慮なし，扉閉状態：圧力荷重及び機械的荷重）による引張応力

面圧により作用する引張力は次式により求める。

$$N_{10p} = F_{10p} + F_{10w} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.22)$$

ここで、

F_{10p} : 圧力荷重 = $\Delta P \cdot A_p / n_{10o}$

(ただし、扉開状態では作用しないため、 $F_{10p} = 0$)

F_{10w} : 機械的荷重 = $P_w \cdot A_p / n_{10o}$

(ただし、扉開状態では作用しないため、 $F_{10w} = 0$)

ΔP : 差圧

P_w : 風圧力

A_p : 扉の受圧面積

面圧の引張力により生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{10pt} = N_{10p} / A_{10} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.23)$$

面圧により作用する Z 軸周りの曲げモーメントは次式により求める。

$$M_{10pz} = (F_{10p} + F_{10w}) \cdot L_{10} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.24)$$

面圧の Z 軸周りの曲げモーメントにより生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{10pb} = M_{10pz} / Z_{10z} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.25)$$

ハ. 丁番ブラケット取付ボルトに生じる引張応力

$$\sigma_{10} = \sigma_{10hot} + \sigma_{10pt} + \sigma_{10hob} + \sigma_{10pb} \cdots \cdots (6.2.3.26)$$

(b) せん断応力

イ. 面内方向設計震度によるせん断応力

面内方向設計震度により作用するせん断力は次式により求める。

$$Q_{10hi} = F_{10hi} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.27)$$

ここで、

F_{10hi} : 地震荷重 = $m_d \cdot g \cdot C_{h2} / n_{10i}$

C_{h2} : 面内方向設計震度

n_{10i} : 面内方向支持点の数

面内方向設計震度のせん断力により生じるせん断応力は次式により求める。

$$\tau_{10his} = Q_{10hi} / A_{10} \dots\dots\dots (6.2.3.28)$$

ロ. 鉛直方向設計震度によるせん断応力

鉛直方向設計震度により作用するせん断力は次式により求める。

$$Q_{10v} = F_{10v} \dots\dots\dots (6.2.3.29)$$

ここで,

$$F_{10v} : \text{地震荷重} = m_d \cdot g \cdot (1 + C_v) / n_{10v}$$

C_v : 鉛直方向設計震度

n_{10v} : 鉛直方向支持点の数

鉛直方向設計震度のせん断力により生じるせん断応力は次式により求める。

$$\tau_{10vs} = Q_{10v} / A_{10} \dots\dots\dots (6.2.3.30)$$

鉛直方向設計震度により作用するねじりモーメントは次式により求める。

$$M_{10vx} = F_{10v} \cdot L_{10} \dots\dots\dots (6.2.3.31)$$

鉛直方向設計震度のねじりモーメントにより生じるせん断応力は次式により求める。

$$\tau_{10vt} = M_{10vx} / Z_{10x} \dots\dots\dots (6.2.3.32)$$

ここで,

Z_{10x} : 丁番ブラケット取付ボルトのねじり断面係数

ハ. 丁番ブラケット取付ボルトに生じるせん断応力

$$\tau_{10} = \sqrt{((\tau_{10his} + \tau_{10vt} \cdot \sin \phi_{10})^2 + (\tau_{10vs} + \tau_{10vt} \cdot \cos \phi_{10})^2)} \dots\dots\dots (6.2.3.33)$$

ここで,

ϕ_{10} : 丁番ブラケット取付ボルトの角度

(3) 丁番軸

a. 計算モデル

扉の面外方向、面内方向及び鉛直方向荷重が丁番軸に作用する。応力計算は、図 6-12 に示す断面に並進荷重が作用するとして、生じる応力を計算する。



図 6-12 丁番軸計算モデル

b. 応力計算

(a) 引張応力

イ. 鉛直方向設計震度による引張応力

鉛直方向設計震度により作用する引張力は次式により求める。

$$N_{11v} = F_{11v} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.34)$$

ここで、

$$F_{11v} : \text{地震荷重} = m_d \cdot g \cdot (1 + C_v) / n_{11v}$$

m_d : 扉の質量

C_v : 鉛直方向設計震度

n_{11v} : 鉛直方向支持点の数

鉛直方向設計震度により生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{11v} = N_{11v} / A_{11} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.35)$$

ここで、

A_{11} : 丁番軸の断面積

ロ. 丁番軸に生じる引張応力

$$\sigma_{11} = \sigma_{11v} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.36)$$

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

(b) せん断応力

イ. 面外方向設計震度によるせん断応力

面外方向設計震度により作用するせん断力は次式により求める。

$$Q_{11ho} = F_{11ho} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.37)$$

ここで,

$$F_{11ho} : \text{地震荷重} = m_d \cdot g \cdot C_{h1} / n_{11o}$$

C_{h1} : 面外方向設計震度

n_{11o} : 面外方向支持点の数

面外方向設計震度により生じるせん断応力は次式により求める。

$$\tau_{11ho} = Q_{11ho} / A_{11} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.38)$$

ロ. 面内方向設計震度によるせん断応力

面内方向設計震度により作用するせん断力は次式により求める。

$$Q_{11hi} = F_{11hi} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.39)$$

ここで,

$$F_{11hi} : \text{地震荷重} = m_d \cdot g \cdot C_{h2} / n_{11i}$$

C_{h2} : 面内方向設計震度

n_{11i} : 面内方向支持点の数

面内方向設計震度により生じるせん断応力は次式により求める。

$$\tau_{11hi} = Q_{11hi} / A_{11} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.40)$$

ハ. 面圧（扉開状態：考慮なし、扉閉状態：圧力荷重及び機械的荷重）によるせん断応力

面圧により作用するせん断力は次式により求める。

$$Q_{11p} = F_{11p} + F_{11w} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.41)$$

ここで,

$$F_{11p} : \text{圧力荷重} = \Delta P \cdot A_p / n_{11o}$$

(ただし、扉開状態では作用しないため、 $F_{11p} = 0$)

$$F_{11w} : \text{機械的荷重} = P_w \cdot A_p / n_{11o}$$

(ただし、扉開状態では作用しないため、 $F_{11w} = 0$)

ΔP : 差圧

P_w : 風圧力

A_p : 扉の受圧面積

面圧により生じるせん断応力は次式により求める。

$$\tau_{11p} = Q_{11p} / A_{11} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.42)$$

ニ. 丁番軸に生じるせん断応力

$$\tau_{11} = \sqrt{((\tau_{11ho} + \tau_{11p})^2 + \tau_{11hi}^2)} \dots\dots\dots (6.2.3.43)$$

(c) 組合せ応力

$$\sigma_{11c} = \sqrt{(\sigma_{11}^2 + 3 \cdot \tau_{11}^2)} \dots\dots\dots (6.2.3.44)$$

(4) 丁番ブロック

a. 計算モデル

扉の面外方向，面内方向及び鉛直方向荷重が丁番ブロックに作用する。応力計算は，図 6-13 に示す断面に荷重が作用すると考え，生じる応力を計算する。

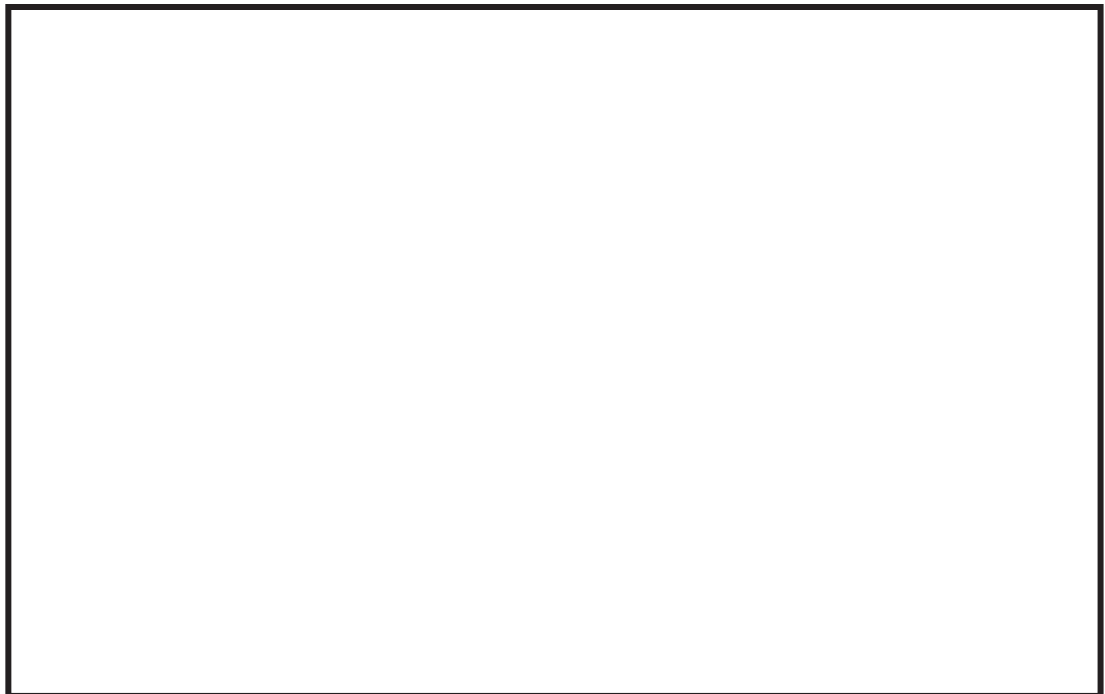


図 6-13 丁番ブロック計算モデル

b. 応力計算

丁番ブロックは，扉開状態と扉閉状態では座標系が異なるが，以下では扉閉状態の座標系を代表にして，応力計算手法を示す。

(a) 引張応力

イ. 面外方向設計震度による引張応力

面外方向設計震度により作用する引張力は次式により求める。

$$N_{12ho} = F_{12ho} \dots\dots\dots (6.2.3.45)$$

ここで，

$$F_{12ho} : \text{地震荷重} = m_d \cdot g \cdot C_{h1} / n_{12o}$$

m_d : 扉の質量

C_{h1} : 面外方向設計震度

n_{12o} : 面外方向支持点の数

面外方向設計震度により生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{12ho} = N_{12ho} / A_{12} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.46)$$

ここで,

A_{12} : 丁番ブロックの断面積

ロ. 面圧 (扉開状態: 考慮なし, 扉閉状態: 圧力荷重及び機械的荷重) による引張応力

面圧により作用する引張力は次式により求める。

$$N_{12p} = F_{12p} + F_{12w} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.47)$$

ここで,

F_{12p} : 圧力荷重 = $\Delta P \cdot A_p / n_{12o}$

(ただし, 扉開状態では作用しないため, $F_{12p} = 0$)

F_{12w} : 機械的荷重 = $P_w \cdot A_p / n_{12o}$

(ただし, 扉開状態では作用しないため, $F_{12w} = 0$)

ΔP : 差圧

P_w : 風圧力

A_p : 扉の受圧面積

面圧により生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{12p} = N_{12p} / A_{12} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.48)$$

ハ. 丁番ブロックに生じる引張応力

$$\sigma_{12} = \sigma_{12ho} + \sigma_{12p} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.49)$$

(b) せん断応力

イ. 面内方向設計震度によるせん断応力

面内方向設計震度により作用するせん断力は次式により求める。

$$Q_{12hi} = F_{12hi} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.50)$$

ここで,

F_{12hi} : 地震荷重 = $m_d \cdot g \cdot C_{h2} / n_{12i}$


C_{h2} : 面内方向設計震度

n_{12i} : 面内方向支持点の数

面内方向設計震度により生じるせん断応力は次式により求める。

$$\tau_{12hi} = Q_{12hi} / A_{12s} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.51)$$

ここで、

A_{12s} : 丁番ブロックの断面積 (せん断) 

ロ. 丁番ブロックに生じるせん断応力

$$\tau_{12} = \tau_{12hi} \dots \dots \dots (6.2.3.52)$$

(c) 組合せ応力

$$\sigma_{12c} = \sqrt{(\sigma_{12}^2 + 3 \cdot \tau_{12}^2)} \dots \dots \dots (6.2.3.53)$$

(5) 丁番ブロック取付ボルト

a. 計算モデル

扉の面外方向、面内方向及び鉛直方向荷重が丁番ブロック取付ボルトに作用する。応力計算は、図 6-14 に示すボルト列に荷重及びモーメントが作用すると考え、生じる応力を計算する。



図 6-14 丁番ブロック取付ボルト計算モデル

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

b. 応力計算

丁番ブロック取付ボルトは、扉開状態と扉閉状態では座標系が異なるが、以下では扉閉状態の座標系を代表にして、応力計算手法を示す。

(a) 引張応力

イ. 面外方向設計震度による引張応力

面外方向設計震度により作用する引張力は次式により求める。

$$N_{13ho} = F_{13ho} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.54)$$

ここで、

$$F_{13ho} : \text{地震荷重} = m_d \cdot g \cdot C_{h1} / n_{13o}$$

m_d : 扉の質量

C_{h1} : 面外方向設計震度

n_{13o} : 面外方向支持点の数

面外方向設計震度の引張力により生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{13hot} = N_{13ho} / A_{13} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.55)$$

ここで、

A_{13} : 丁番ブロック取付ボルトの断面積

面外方向設計震度により作用する Y 軸周りの曲げモーメントは次式により求める。

$$M_{13hoY} = F_{13ho} \cdot L_{13} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.56)$$

面外方向設計震度の Y 軸周りの曲げモーメントにより生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{13hob} = M_{13hoY} / Z_{13Y} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.57)$$

ここで、

Z_{13Y} : 丁番ブロック取付ボルトの Y 軸周りの断面係数

ロ. 面圧（扉開状態：考慮なし，扉閉状態：圧力荷重及び機械的荷重）による引張応力

面圧により作用する引張力は次式により求める。

$$N_{13p} = F_{13p} + F_{13w} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.58)$$

ここで、

$$F_{13p} : \text{圧力荷重} = \Delta P \cdot A_p / n_{13o}$$

(ただし、扉開状態では作用しないため、 $F_{13p} = 0$)

$$F_{13w} : \text{機械的荷重} = P_w \cdot A_p / n_{13o}$$

(ただし、扉開状態では作用しないため、 $F_{13w} = 0$)

ΔP : 差圧

P_w : 風圧力

A_p : 扉の受圧面積

面圧の引張力により生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{13pt} = N_{13p} / A_{13} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.59)$$

面圧により作用する Y 軸周りの曲げモーメントは次式により求める。

$$M_{13pY} = F_{13p} \cdot L_{13} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.60)$$

面圧の Y 軸周りの曲げモーメントにより生じる引張応力は次式により求める。

$$\sigma_{13pb} = M_{13pY} / Z_{13Y} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.61)$$

ハ. 丁番ブロック取付ボルトに生じる引張応力

$$\sigma_{13} = \sigma_{13hot} + \sigma_{13pt} + \sigma_{13hob} + \sigma_{13pb} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.62)$$

(b) せん断応力

イ. 面内方向設計震度によるせん断応力

面内方向設計震度により作用するせん断力は次式により求める。

$$Q_{13hi} = F_{13hi} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.63)$$

ここで,

$$F_{13hi} : \text{地震荷重} = m_d \cdot g \cdot C_{h2} / n_{13i}$$

C_{h2} : 面内方向設計震度

n_{13i} : 面内方向支持点の数

面内方向設計震度のせん断力により生じるせん断応力は次式により求める。

$$\tau_{13his} = Q_{13hi} / A_{13} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.64)$$

面内方向設計震度により作用するねじりモーメントは次式により求める。

$$M_{13hiX} = F_{13hi} \cdot L_{13} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.65)$$

面内方向設計震度のねじりモーメントにより生じるせん断応力は次式により求める。

$$\tau_{13hit} = M_{13hiX} / Z_{13X} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.66)$$

ここで,

Z_{13X} : 丁番ブロック取付ボルトのねじり断面係数

ロ. 鉛直方向設計震度によるせん断応力

鉛直方向設計震度により作用するせん断力は次式により求める。

$$Q_{13v} = F_{13v} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.67)$$

ここで,

$$F_{13v} : \text{地震荷重} = m_d \cdot g \cdot (1 + C_v) / n_{13v}$$

C_v : 鉛直方向設計震度

n_{13v} : 鉛直方向支持点の数

鉛直方向設計震度により生じるせん断応力は次式により求める。

$$\tau_{13v} = Q_{13v} / A_{13} \cdots \cdots \cdots (6.2.3.68)$$

ハ. 丁番ブロック取付ボルトに生じるせん断応力

$$\tau_{13} = \sqrt{((\tau_{13his} + \tau_{13hit} \cdot \sin \phi_{13})^2 + (\tau_{13v} + \tau_{13hit} \cdot \cos \phi_{13})^2) \cdots \cdots \cdots (6.2.3.69)}$$

ここで,

ϕ_{13} : 丁番ブロック取付ボルトの角度

6.3 評価結果

BOP 閉止装置の扉開状態での応力評価結果を表 6-4, 扉閉状態での応力評価結果を表 6-5 に示す。全ての評価部位の算出応力は許容応力を満足しており, 耐震性を有することを確認した。

耐震計算書においては, 扉, 閘部及び丁番部の代表部位 (評価上最も厳しい部位) についての評価結果を記載する。

表 6-4 応力評価結果（扉開状態 基準地震動 S s）

評価対象設備	評価部位		応力	算出応力 (MPa)	許容応力 (MPa)	裕度*	代表	
BOP 閉止装置	扉	外梁	引張り	12.70			—	
			せん断	0.09				
			組合せ	12.70				
		内梁	引張り	28.18				○
			せん断	0.05				
			組合せ	28.18				
		面板	引張り	15.24				—
			せん断	0.37				
			組合せ	19.19				
	支持部材	門部	門ピン	引張り			37.63	○
				せん断			1.88	
				組合せ			37.77	
			門ピン受	引張り			3.21	—
				せん断			6.12	
			門ピン受 取付ボルト	引張り			39.82	—
		門ブラケット	引張り	2.41			—	
			せん断	0.79				
			組合せ	2.77				
		門ブラケット 取付ボルト	引張り	7.37			—	
		丁番部	丁番ブラケット	引張り			21.22	○
				せん断			1.38	
				組合せ			21.36	
			丁番ブラケット 取付ボルト	引張り			10.66	—
				せん断			30.63	
	丁番軸		引張り	8.54			—	
			せん断	5.28				
			組合せ	12.51				
	丁番ブロック		引張り	4.02			—	
			せん断	8.04				
		組合せ	14.50					
	丁番ブロック 取付ボルト	引張り	20.49	—				
		せん断	14.95					

注記*：裕度 = (許容応力) / (算出応力)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 6-5 応力評価結果（扉閉状態 基準地震動 S s）

評価対象設備	評価部位		応力	算出応力 (MPa)	許容応力 (MPa)	裕度*	代表	
BOP 閉止装置	扉	外梁	引張り	12.83			—	
			せん断	0.18				
			組合せ	12.84				
		内梁	引張り	37.29			○	
			せん断	0.06				
			組合せ	37.29				
		面板	引張り	18.78			—	
			せん断	0.40				
			組合せ	23.75				
	支持部材	門部	門ピン	引張り			50.20	○
				せん断			2.51	
				組合せ			50.39	
			門ピン受	引張り			4.28	—
				せん断			8.16	
			門ピン受 取付ボルト	引張り			53.13	—
			門ブラケット	引張り			3.22	—
				せん断			1.05	
				組合せ			3.70	
		門ブラケット 取付ボルト	引張り	9.84			—	
		丁番部	丁番ブラケット	引張り			24.07	○
				せん断			1.42	
				組合せ			24.19	
			丁番ブラケット 取付ボルト	引張り			14.22	—
				せん断			30.63	
	丁番軸		引張り	8.54			—	
			せん断	5.67				
			組合せ	13.02				
	丁番ブロック		引張り	5.37			—	
			せん断	8.04				
			組合せ	14.93				
	丁番ブロック 取付ボルト		引張り	13.67			—	
		せん断	22.33					

注記*：裕度 = (許容応力) / (算出応力)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

加振試験により得られた荷重による応力評価結果

1. 概要

本資料は、BOP 閉止装置の加振試験の結果から得られた荷重に対する強度評価結果について纏めたものである。

加振試験による荷重の算出に関しては、BOP 閉止装置の扉に取り付けた加速度計の計測値から算出した荷重を BOP 閉止装置の慣性力として設定する方法を採用した。

2. 加速度計設置位置

扉の慣性力を算出するための加速度計は、面外、面内及び鉛直方向について扉の各部に配置した。各加速度計の設置位置について以下に示す。

(1) 面外方向

加速度計は扉の中央、上丁番部、上門部及び下丁番部 1箇所ずつに設置した。

扉慣性力	加速度計設置位置

(2) 面内方向

加速度計は扉の中央，上丁番部及び下丁番部 1箇所ずつに設置した。

扉慣性力	加速度計設置位置

(3) 鉛直方向

加速度計は扉の中央 1箇所ずつに設置した。

扉慣性力	加速度計設置位置

3. 扉の慣性力の算出

加振試験において，扉に取付けた加速度計による計測結果（最大加速度）から，扉に作用した慣性力を算出する。

3.1 計測データによる最大加速度

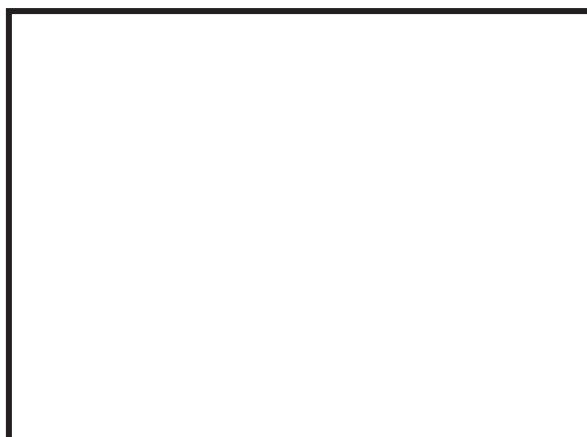
加振試験で計測された扉各部の最大加速度を表 3-1 に示す。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 3-1 扉の最大加速度一覧

(単位：m/s²)

試験体	方向	計測位置	記号	1.0×S s 加振	
				扉開	扉閉
扉 1	面外方向	扉 下丁番	A10X		
		扉 上丁番	A8X		
		扉 中央	A7X		
		扉 上門	A9X		
	面内方向	扉 下丁番	A10Y		
		扉 上丁番	A8Y		
		扉 中央	A7Y		
鉛直方向	扉 中央	A7Z			
扉 2	面外方向	扉 下丁番	A14X		
		扉 上丁番	A12X		
		扉 中央	A11X		
		扉 上門	A13X		
	面内方向	扉 下丁番	A14Y		
		扉 上丁番	A12Y		
		扉 中央	A11Y		
	鉛直方向	扉 中央	A11Z		



3.2 振動台への入力時の加速度の増加分及び支持架台での増幅の影響を除いた補正加速度

加振試験では、振動台への入力時の加速度の増加分及び試験体を設置している支持架台での増幅の影響により、耐震条件から求まる目標 ZPA 以上に、支持架台での計測加速度が増加している。試験体には、この増加した加速度が入力されており、扉の計測加速度もそれに応じて大きくなっている。強度評価に、扉の計測加速度を直接適用

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

することは実機の想定と異なることが想定される。そのため、振動台への入力時の加速度の増加分及び支持架台での増幅の影響を除いた補正加速度を求め、強度評価に適用する。補正加速度は以下の式に示すように、扉の最大加速度に対する補正值から算出する。別紙 1 にて、振動台への入力時の加速度の増加分及び支持架台での増幅を除くための補正值を算出する。なお、支持架台の加速度としては支持架台下部加速度と上部加速度を、扉重心位置標高（0. P. 38. 25m）で線形補間した値を用いた。算出結果を表 3-2 に示す。

$$\alpha' = a_0 / a_2 \times \alpha$$

ここで、

α' : 補正加速度 (m/s²)

α : 扉の最大加速度 (m/s²)

a_0 : 耐震条件から求まる目標 ZPA (m/s²)

a_2 : 支持架台での計測加速度 (m/s²)

(補正值 a_0 / a_2 の比率は別紙 1 による)

表 3-2 補正加速度

(単位 : m/s²)

試験体	方向	計測位置	記号	1.0×S _s 加振	
				扉開	扉閉
扉 1	面外方向	扉 下丁番	A10X		
		扉 上丁番	A8X		
		扉 中央	A7X		
		扉 上門	A9X		
	面内方向	扉 下丁番	A10Y		
		扉 上丁番	A8Y		
		扉 中央	A7Y		
鉛直方向	扉 中央	A7Z			
扉 2	面外方向	扉 下丁番	A14X		
		扉 上丁番	A12X		
		扉 中央	A11X		
		扉 上門	A13X		
	面内方向	扉 下丁番	A14Y		
		扉 上丁番	A12Y		
		扉 中央	A11Y		
	鉛直方向	扉 中央	A11Z		

3.3 扉の相当震度

扉の慣性力は以下のように、扉全体応答として平均的な応答加速度を求め、震度に換算する。

面外方向：以下の式により、扉 1, 2 の扉、門部及び丁番部それぞれに設置した加速度計(下補足図の X 付き箇所)の補正加速度から平均的な加速度(震度)を求め、扉 1, 2 のうち大きい方を選定する。丁番部については加速度計が 2 箇所 (A8 及び A10) あるため、2 箇所の平均値を丁番部の加速度として、加速度の算出に使用している。

$$a = \text{Max}[\{A7 + A9 + (A10 + A8)/2\}/3, \{A11 + A13 + (A14 + A12)/2\}/3]/g$$

面内方向：以下の式により、扉 1, 2 の扉及び丁番部それぞれに設置した加速度計(下補足図の Y 付き箇所)の補正加速度から平均加速度(震度)を求め、扉 1, 2 のうち大きい方を選定する。

$$a = \text{Max}[(A7 + A8 + A10)/3, (A11 + A12 + A14)/3]/g$$

鉛直方向：以下の式により、扉 1, 2 の扉に設置した加速度計(下補足図の Z 付き箇所)の補正加速度(震度)を適用し、扉 1, 2 のうち大きい方を選定する。

$$a = \text{Max}[A7, A11]/g$$

ここで、

a : 扉の相当震度 (—)

g : 重力加速度 = 9.80665 (m/s²)

なお、式中の記号には、表 3-2 の補正加速度を用いる。



算出結果を表 3-3 に示す。

表 3-3 扉の相当震度

(単位：—)

方向	1.0×S _s 加振	
	扉開	扉閉
面外方向	<input type="text"/>	<input type="text"/>
面内方向	<input type="text"/>	<input type="text"/>
鉛直方向	<input type="text"/>	<input type="text"/>

注：小数点以下第 3 位を切上げ

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

4. 結果

3項で算出した扉の相当震度を用いて強度評価を実施した。結果は表 4-1 に示す通りで、算出応力は許容応力を満足しており、加振試験による扉の相当震度に対して構造強度を有していることを確認した。

表 4-1 (1/2) 扉及び支持部材応力評価結果 (扉開状態)

評価対象設備	評価部位		応力	算出応力 (MPa)	許容応力 (MPa)	裕度*	
BOP 閉止装置	扉	外梁	引張り	44.88			
			せん断	0.32			
			組合せ	44.88			
		内梁	引張り	102.58			
			せん断	0.18			
			組合せ	102.58			
		面板	引張り	55.73			
			せん断	0.62			
			組合せ	70.12			
	支持部材	門部	門ピン	引張り			137.60
				せん断			6.88
				組合せ			138.12
			門ピン受	引張り			11.73
				せん断			22.37
			門ピン受 取付ボルト	引張り			145.64
		門ブラケット	引張り	8.82			
			せん断	2.88			
			組合せ	10.14			
		門ブラケット 取付ボルト	引張り	26.97			
		丁番部	丁番ブラケット	引張り			51.86
				せん断			2.58
	組合せ			52.05			
	丁番ブラケット 取付ボルト		引張り	38.98			
			せん断	49.94			
	丁番軸		引張り	14.11			
			せん断	10.53			
			組合せ	23.07			
	丁番ブロック		引張り	10.29			
			せん断	14.71			
		組合せ	27.48				
丁番ブロック 取付ボルト	引張り	26.21					
	せん断	39.63					

注記* : 裕度 = (許容応力) / (算出応力)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 4-1 (2/2) 扉及び支持部材応力評価結果 (扉閉状態)

評価対象設備	評価部位		応力	算出応力 (MPa)	許容応力 (MPa)	裕度*	
BOP 閉止装置	扉	外梁	引張り	42.20			
			せん断	0.39			
			組合せ	42.21			
		内梁	引張り	105.13			
			せん断	0.18			
			組合せ	105.13			
		面板	引張り	55.57			
			せん断	0.66			
			組合せ	70.12			
	支持部材	門部	門ピン	引張り			141.34
				せん断			7.07
				組合せ			141.87
			門ピン受	引張り			12.04
				せん断			22.98
			門ピン受 取付ボルト	引張り			149.59
		門ブラケット	引張り	9.06			
			せん断	2.96			
			組合せ	10.41			
		門ブラケット 取付ボルト	引張り	27.70			
		丁番部	丁番ブラケット	引張り			53.02
				せん断			2.63
				組合せ			53.22
			丁番ブラケット 取付ボルト	引張り			40.04
				せん断			50.71
	丁番軸		引張り	14.32			
			せん断	10.81			
			組合せ	23.58			
	丁番ブロック		引張り	10.55			
		せん断	15.11				
		組合せ	28.22				
	丁番ブロック 取付ボルト	引張り	38.48				
		せん断	31.89				

注記* : 裕度 = (許容応力) / (算出応力)

5. 別紙

別紙 1 振動台への入力時の加速度の増加分及び支持架台での増幅の影響を除くための補正值の算出

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

振動台への入力時の加速度の増加分及び支持架台での増幅の影響を
除くための補正值の算出

本資料は、加振試験より得られた扉の加速度から、振動台への入力時の加速度の増加分及び支持架台での増幅の影響を除くために、地震応答解析結果（）と加振試験結果の最大加速度の比率（最終補正值）を算定したものである。

1. 比率算定の考え方

今回得られた BOP 閉止装置の加振試験結果では、以下の 2 点で実機条件と乖離している。そのため、これらの乖離を補正するための比率を算出し、得られた試験結果を補正する。ここでは、試験結果のうち扉の応答加速度を補正する比率を算出する。

1.1 振動台への入力時の加速度の増加

加振試験は、目標 ZPA を満足するように模擬地震波（ $1.0 \times S_s$ ）を作成し、実施した。模擬地震波は確実に目標 ZPA を上回る様に作成していることから、結果として目標 ZPA を超過した加速度が振動台へ入力される事となる。よって、以下の通り補正を行う。

$$\text{補正值 (A) (振動台への入力時の加速度の増加)} = a_0 / a_1$$

ここで、

a_0 : 目標 ZPA

a_1 : 振動台上の加速度計（計測点 A1-1 又は A2-1）の計測結果

1.2 支持架台での増幅

試験体は、支持架台での増幅があるため、扉の上部（計測点 A3 又は A4）、下部（計測点 A1-1 又は A2-1）の計測結果に差異が生じている。これは実機条件と試験条件に差異がある事を示している。よって、以下の通り補正を行う。

$$\text{補正值 (B) (支持架台での増幅)} = a_1 / a_2$$

ここで、

a_1 : 振動台上の加速度計（計測点 A1-1 又は A2-1）の計測結果

a_2 : 扉上下端位置の加速度計（計測点 A1-1 と A3, または A2-1 と A4）の計測結果を扉重心位置標高（O.P. 38.25m）で線形補間した値

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

a₂設定の考え方（イメージを図 1-1 に示す）

扉は、丁番軸及び丁番ブロックによって、上下 2 点支持されている。よって、上部、下部からの加速度入力の影響が同じと考え、上部と下部（計測点 A1-1 と A3 又は、A2-1 と A4）の計測結果を扉重心位置標高（O.P. 38.25m）で線形補間した値を比率算定に使用する。



図 1-1 比率算定に用いる加速度計測結果のイメージ

- 1.3 振動台への入力時の加速度の増加及び支持架台での増幅の補正值
以上を踏まえ、下式の通り最終補正值を定める。

$$\begin{aligned} \text{最終補正值} &= \text{補正值(A)} \text{（振動台への入力時の加速度の増加）} \\ &\quad \times \text{補正值(B)} \text{（支持架台での増幅）} \\ &= a_0 / a_1 \times a_1 / a_2 \end{aligned}$$

2. 比率算定結果

最終補正值としての比率算定結果を表 2-1 に示す。

表 2-1 比率算定結果

試験体*1	方向	① a ₀ (目標 ZPA)*2 [×9.8m/s ²]	記号	計器 番号	a ₁ 及び a ₂ (加振試験結果) [×9.8m/s ²]				a ₀ /a ₂ (最終補正值)*4	
					②扉開		③扉閉		扉開 ①/②	扉閉 ①/③
					方向	加振試験結果	方向	加振試験結果		
扉 1	面外方向	□	a ₁	A1-1	Y	□	X	□	□	□
			-	A3	Y	□	X	□		
			a ₂	線形補間*3	Y	□	X	□		
	面内方向	□	a ₁	A1-1	X	□	Y	□	□	□
			-	A3	X	□	Y	□		
			a ₂	線形補間*3	X	□	Y	□		
	鉛直方向	□	a ₁	A1-1	Z	□	Z	□	□	□
			-	A3	Z	□	Z	□		
			a ₂	線形補間*3	Z	□	Z	□		
扉 2	面外方向	□	a ₁	A2-1	Y	□	X	□	□	□
			-	A4	Y	□	X	□		
			a ₂	線形補間*3	Y	□	X	□		
	面内方向	□	a ₁	A2-1	X	□	Y	□	□	□
			-	A4	X	□	Y	□		
			a ₂	線形補間*3	X	□	Y	□		
	鉛直方向	□	a ₁	A2-1	Z	□	Z	□	□	□
			-	A4	Z	□	Z	□		
			a ₂	線形補間*3	Z	□	Z	□		

注記*1: 試験体を正面として見た時に左側のユニットを扉1, 右側のユニットを扉2とする。

*2: 0-2 1.0×S s 相当の模擬地震波の目標 □ を用いる。

*3: 扉1は計測結果 (A1-1 及び A3), 扉2は計測結果 (A2-1 及び A4) をそれぞれ扉重心位置標高 (0. P. 38. 25m) で線形補間した値を用いる。

*4: 小数点4桁目を切上げ。

装置取付架台を剛構造として扱うことの根拠について

1. はじめに

BOP 閉止装置は、原子炉建屋原子炉棟に固定された装置取付架台に据付ボルトで固定されている。本資料は、BOP 閉止装置を支持する装置取付架台が剛構造であることを説明するものである。

2. 構造図

装置取付架台の構造図を図 2-1 に示す。

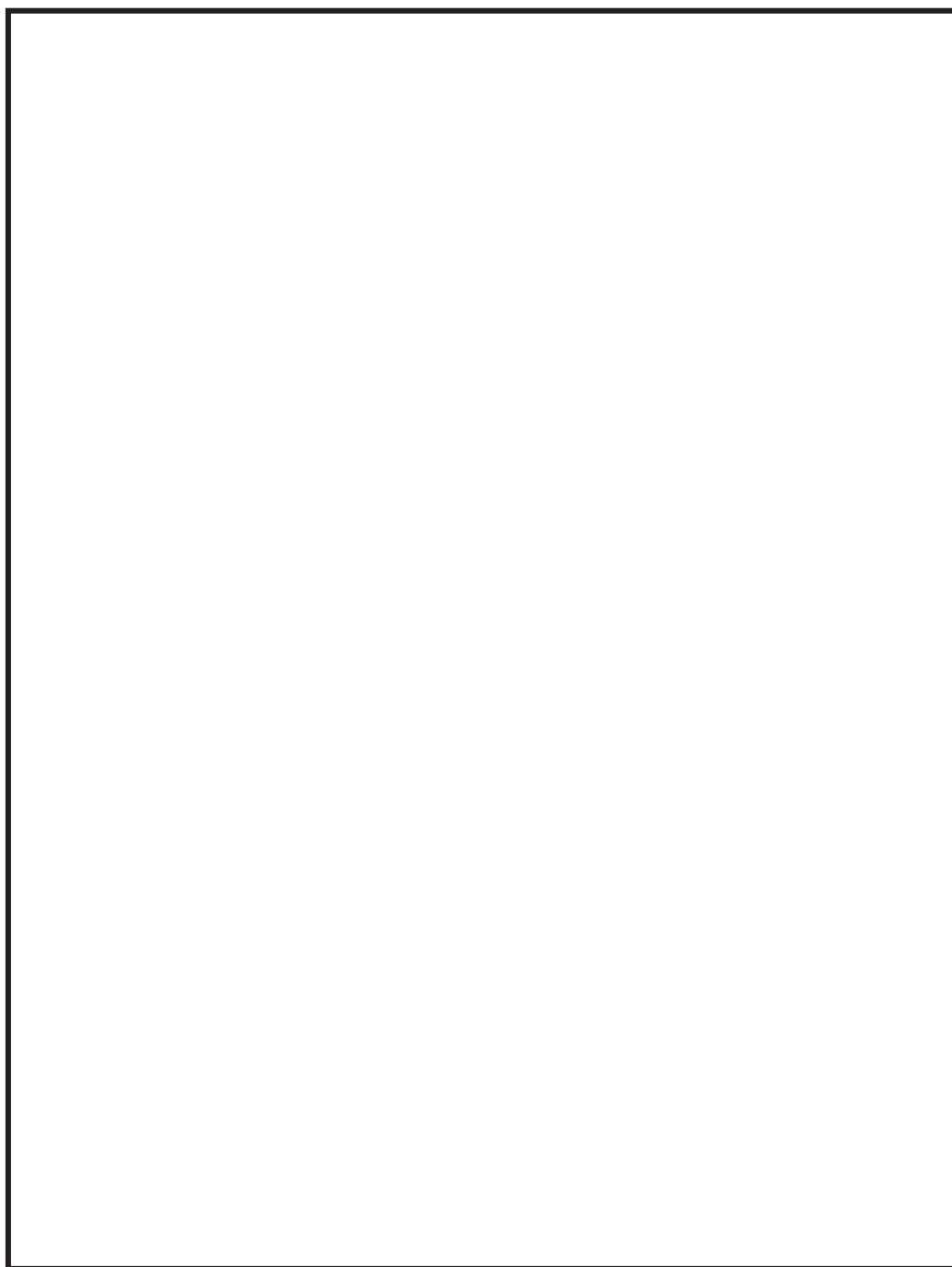


図 2-1 装置取付架台 構造図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

3. 解析条件

装置取付架台の解析条件を表 3-1 に示す。

表 3-1 装置取付架台 解析条件

項目		記号	単位	値	
設計条件	BOP 閉止装置	m	kg	[]	
	扉の質量 (1 台)				
物性値	鋼材 縦弾性係数	E	MPa	扉開	[]
				扉閉	[]
	鋼材 ポアソン比	ν	-	[]	
	鋼材 密度	ρ	kg/mm ³	[]	

4. 解析モデル

装置取付架台の解析モデル図を図 4-1 に、解析モデルの概要を以下に示す。装置取付架台は図 4-1 に示すように、断面が異なる複数の鋼材から構成されている。

- (1) 装置取付架台を三次元のはり要素でモデル化した FEM モデルを用いる。
- (2) 解析モデルの質量は、装置取付架台の鋼材質量及び BOP 閉止装置 1 式 (24 台) の質量を考慮する。
- (3) 拘束条件として、装置取付架台の原子炉建屋原子炉棟の壁及び床への取付部を固定とする。なお、装置取付架台は、原子炉建屋原子炉棟の壁及び床に後付けアンカーで固定する。
- (4) 解析コードは、「MSC NASTRAN」を使用し、固有値を求める。
- (5) 固有値解析は、BOP 閉止装置が扉開及び扉閉状態に対して実施する。

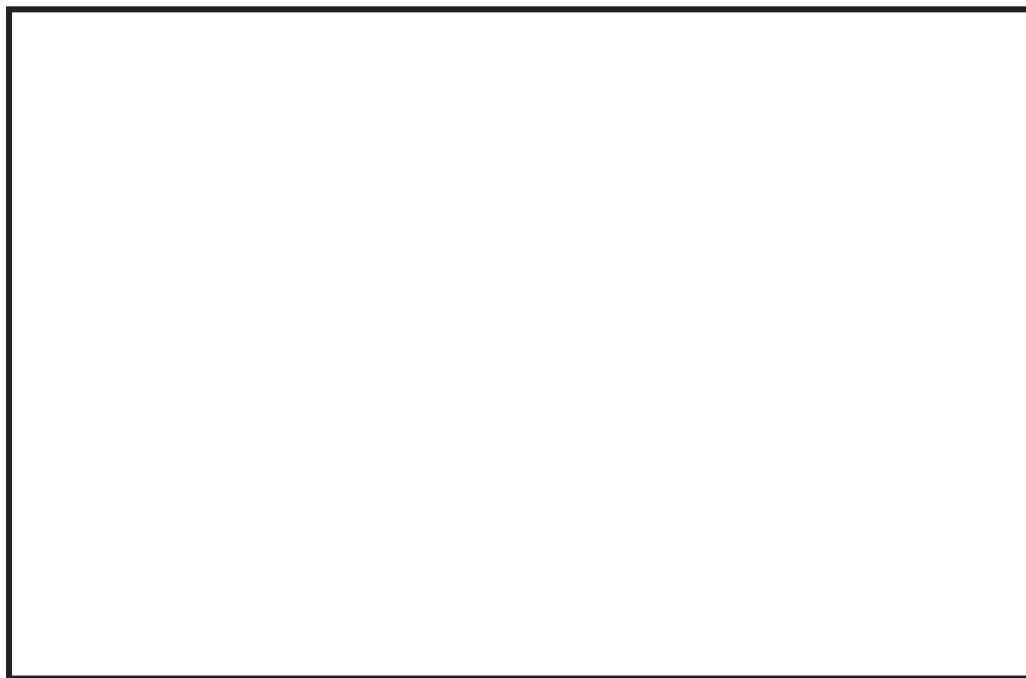


図 4-1 装置取付架台 解析モデル

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

固有値解析結果

固有値解析結果を図 5-1 に示す。固有周期は 0.05 秒以下であり，剛であることを確認した。

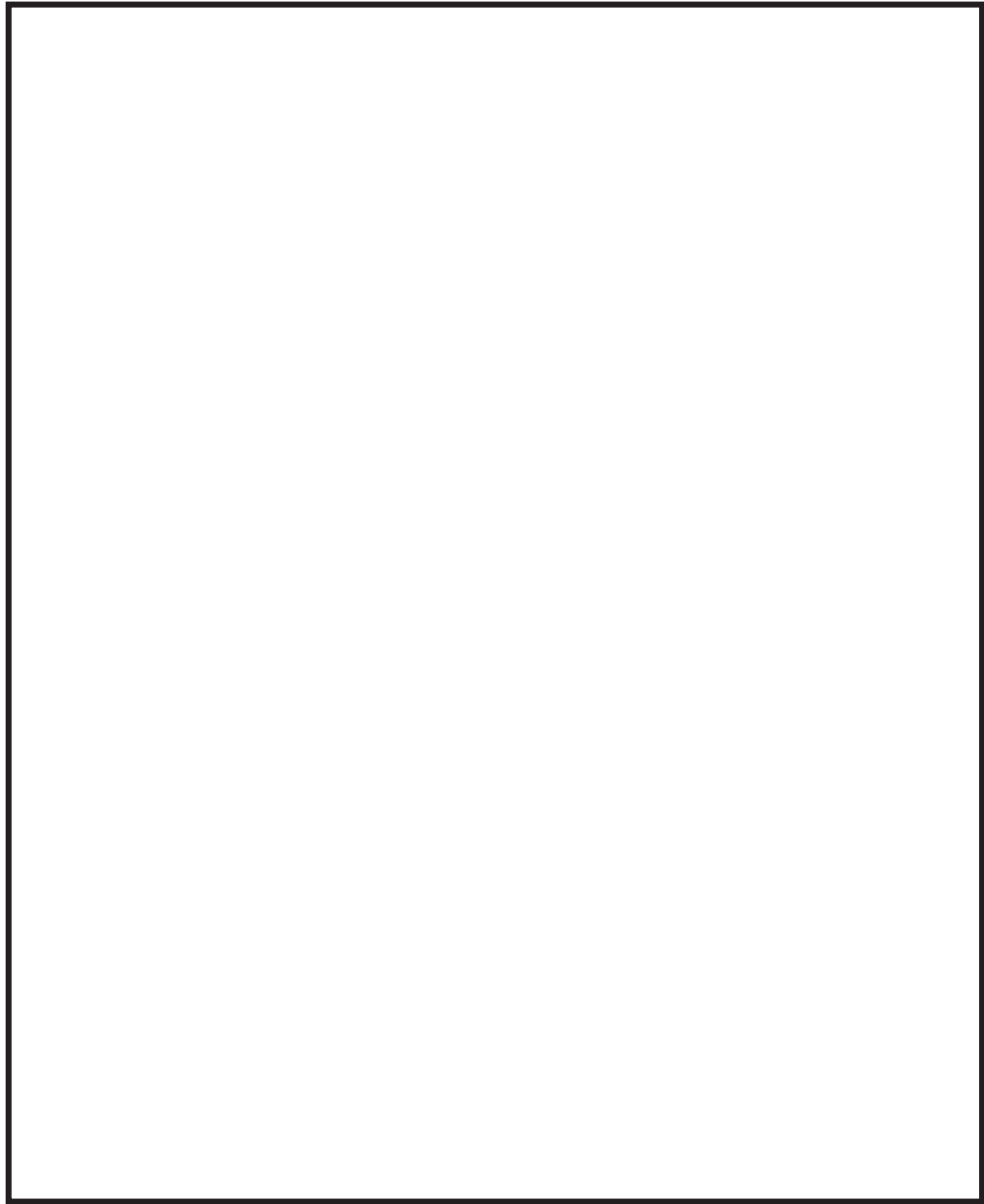


図 5-1 固有値解析結果

補足-600-21 ガスタービン発電設備の耐震性についての計算書に関する補足説明資料

目 次

1. 概要	1
2. 緊急用電気品建屋における入力地震動	1
2.1 入力地震動	1
2.2 ガスタービン発電設備の減衰定数	1
2.3 床応答曲線の包絡性	2
3. ガスタービン発電設備の耐震評価について	3
3.1 ガスタービン発電設備の固定装置について	3
3.2 評価手順	4
3.3 評価方針	6
3.4 加振試験	7
3.5 機能維持評価	10
3.6 保守性・不確かさのトータルバランスについて	11
別紙 3-1 固定装置の部材の健全性について	21
別紙 3-2 加振試験における設計用 FRS に対する加振波の FRS の裕度について	33

1. 概要

本補足説明資料は、添付書類「VI-2-1-9 機能維持の基本方針」にて設定している構造強度及び機能維持の設計方針に基づき、耐震評価を実施し、添付書類「VI-2-10-1-2-3-1 ガスタービン発電設備 機関・発電機の耐震性についての計算書」に評価結果をとりまとめている常設耐震重要重大事故防止設備及び常設重大事故緩和設備に該当するガスタービン発電設備 機関・発電機の耐震評価について補足するものである。

2. 緊急用電気品建屋における入力地震動

2.1 入力地震動

ガスタービン発電設備は、緊急用電気品建屋 1 階に設置している。

ガスタービン発電設備の入力地震動算定における地盤モデル及び解析用物性値については、添付書類「VI-2-2-21 緊急用電気品建屋の地震応答計算書」に示すとおりである。

入力地震動は、添付書類「VI-2-2-21 緊急用電気品建屋の地震応答計算書」に示す緊急用電気品建屋の地震応答から、添付書類「VI-2-1-7 設計用応答曲線の作成方針」に基づき作成する設計用床応答曲線をおおむね上回るよう作成したランダム波とする。

2.2 ガスタービン発電設備の減衰定数

試験における加振台の床応答曲線（以下「FRS」という。）が、緊急用電気品建屋 1 階の設計用 FRS を上回ることを確認する際に用いるガスタービン発電設備の減衰定数は、5%としている。

ガスタービン発電設備のような車両構造の設備については、J E A G 4 6 0 1 に減衰定数の規定はなく、減衰機構も複雑であることから、様々な文献に複数の減衰定数に関する記載*がある。これらの文献によると、車両構造の設備は、高い減衰が期待できる。加振試験により確認したガスタービン発電設備の減衰定数は、最も低いもので約 8%であるため、試験結果を参考に減衰定数を 5%とした。

注記*：自動車技術ハンドブックによるとサスペンションの減衰定数は 20%～80%であり、国土交通省の国土技術政策総合研究所資料第 180 号「大型車の振動特性が橋梁に及ぼす影響に関する研究（Ⅱ）」によると 10%以上とされている。

2.3 床応答曲線の包絡性

ガスタービン発電設備の耐震評価においては，大型構造物を搭載可能な能力を有した国立研究開発法人 防災科学技術研究所 兵庫耐震工学研究センターの3次元震動台（以下「加振台」という。）を用いることにより，加振試験にて評価している。加振台の仕様を表 2-1 に示す。

加振台の床応答曲線と緊急用電気品建屋 1 階の床応答曲線の比較及びガスタービン発電設備の固有振動数を図 2-3-1 に示す。

ガスタービン発電設備の固有振動数において，加振台の水平方向及び鉛直方向の床応答曲線が緊急用電気品建屋 1 階の床応答曲線を上回っていることを確認した。

表 2-1 加振台の仕様

加振台の大きさ		20000mm×15000mm
最大搭載質量		1200ton
最大加速度	水平	9m/s ²
	鉛直	15m/s ²

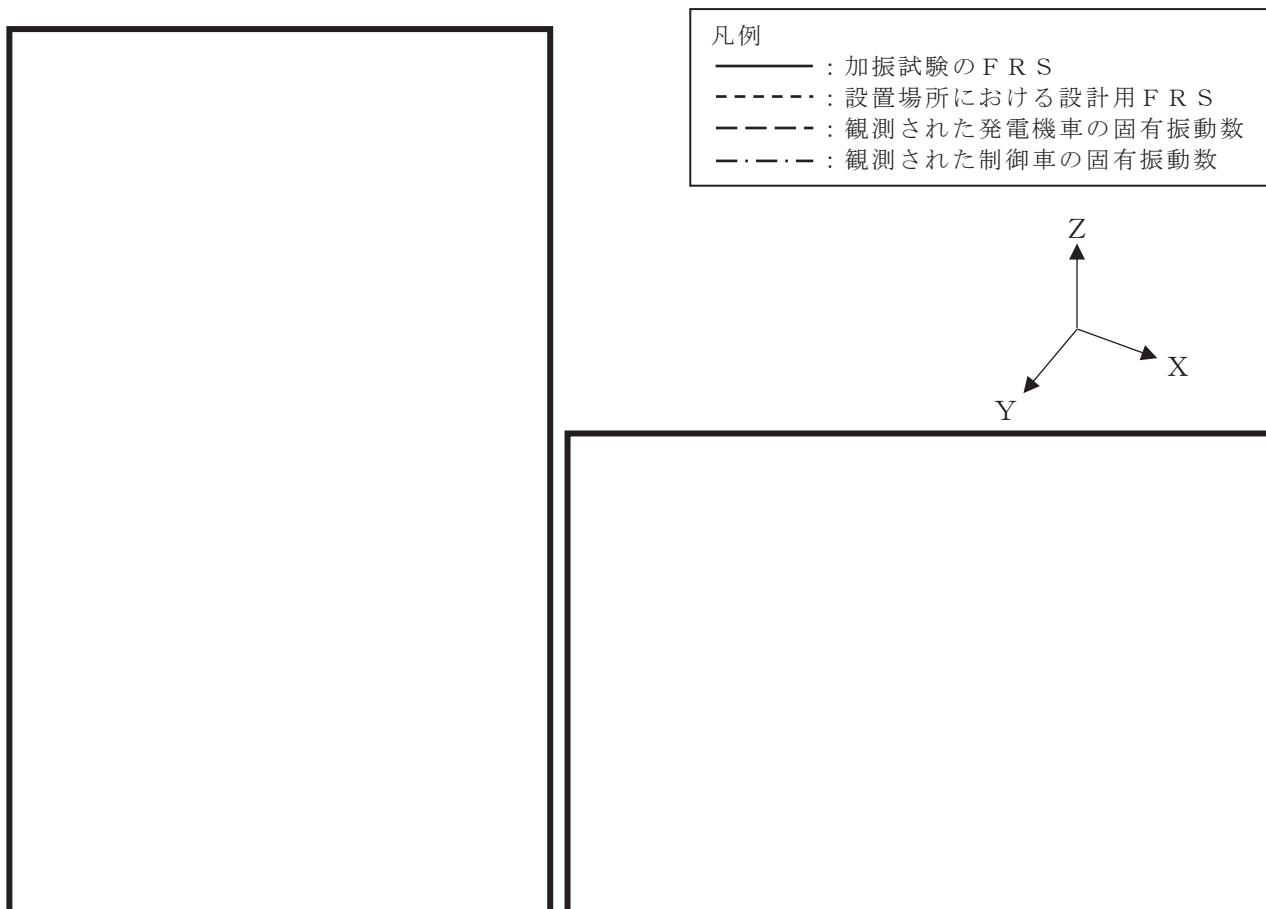


図 2-3-1 加振台の床応答曲線と設計用床応答曲線との比較

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

3. ガスタービン発電設備の耐震評価について

3.1 ガスタービン発電設備の固定装置について

ガスタービン発電設備に設置する固定装置の構造を、以下に示す。固定装置は、「タイヤ止め架台」、「スリング」から構成される。図 3-1-1 に固定装置の構造概要を示す。

車輪の走行軸方向及び走行軸直角方向には横ずれ防止用の梁、車輪の鉛直方向にはスリングを設置する事で、地震動を受けた際に、車輪は前後方向、左右方向、上下方向に固定されるため、車両は転倒しない。

このため、車両の状態が適切に保持される。

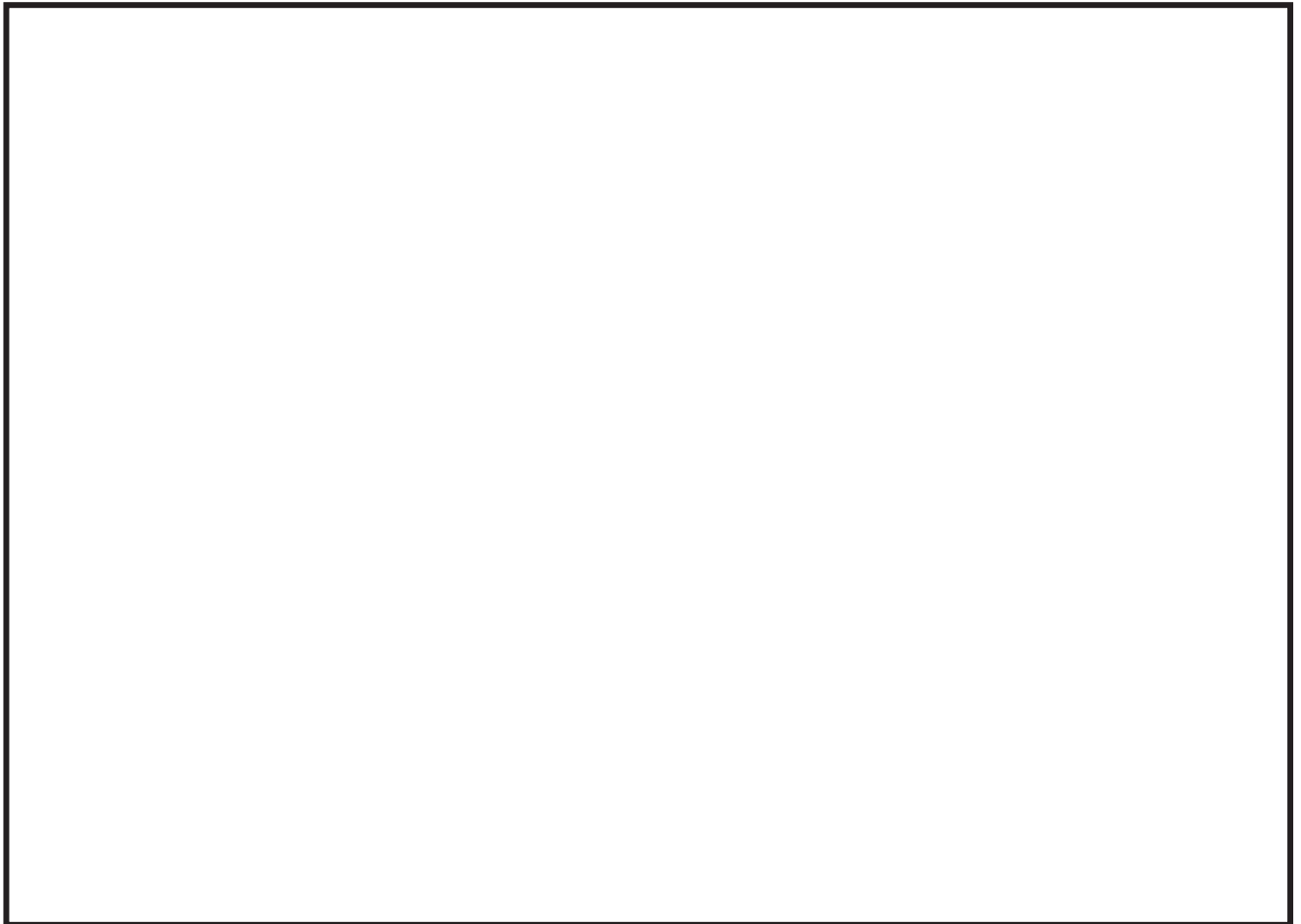


図 3-1-1 固定装置の構造概要

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

3.2 評価手順

ガスタービン発電設備の評価に当たっては、ガスタービン発電設備に要求される機能を踏まえ、必要となる性能目標を設定し、評価方法及び評価内容を決定する。評価に関する概要を表した評価体系図を図 3-2-1 に示す。

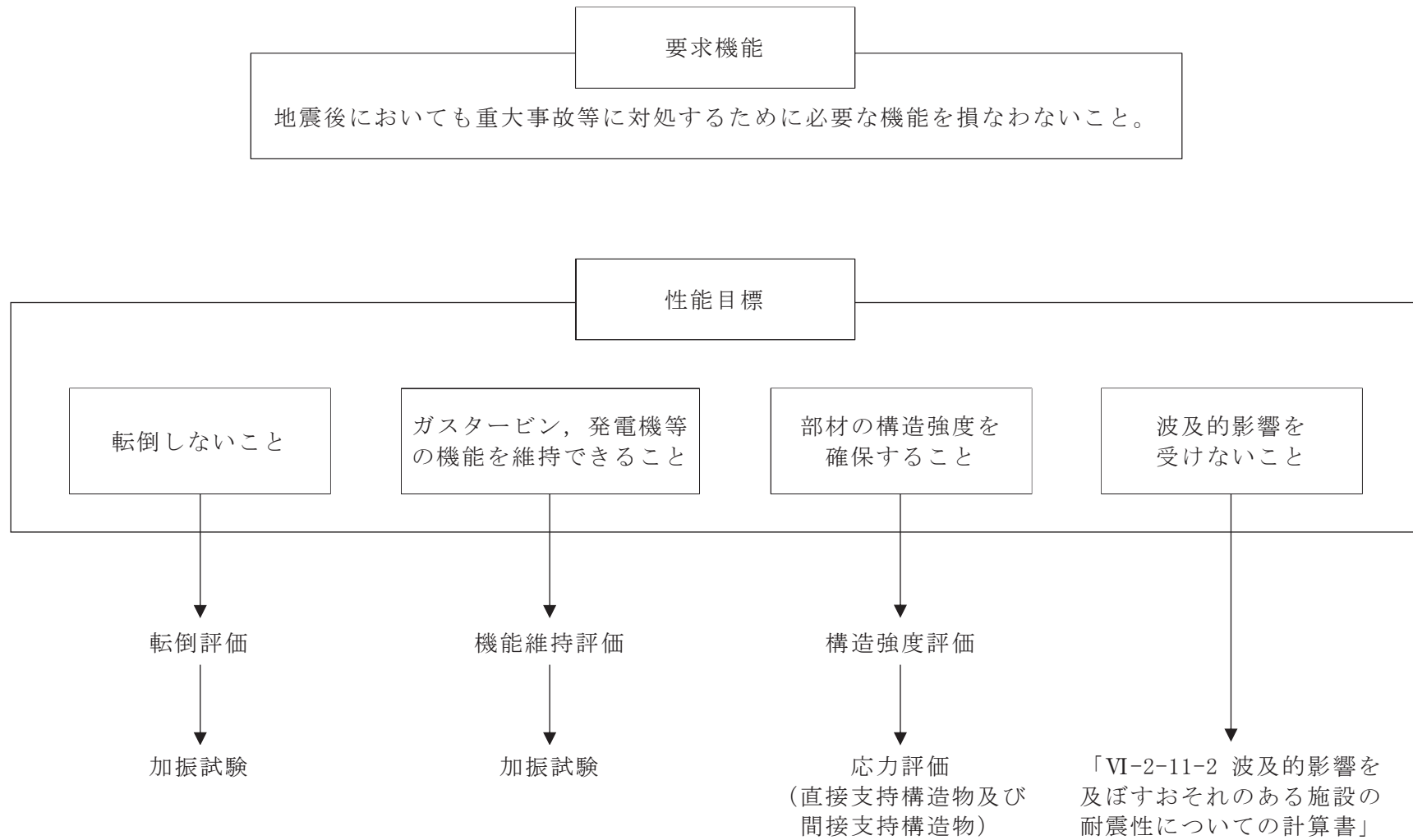


図 3-2-1 評価体系図

3.3 評価方針

ガスタービン発電設備は、緊急用電気品建屋内に設置される事から、積雪荷重について考慮しない。

3.4 加振試験

3.4.1 加振試験結果

(1) 試験方法

ガスタービン発電設備を図 3-4-1 に示すように加振台に設置し，以下に示すランダム波による加振試験を行い，試験後に転倒していないこと，加振試験後に動的または電氣的機能が維持されること等を確認する。

- ・加振波 : 緊急用電気品建屋 1 階の床応答曲線を包絡するように設定したランダム波。加振試験に用いた加振波（加振台上での観測データ）の例を図 3-4-2 に示す。
- ・加振方向 : 水平（走行軸方向）* + 鉛直，水平（走行軸直角方向）* + 鉛直（2 軸同時加振）
*加振台の性能を考慮し，車両を斜めに配置させ水平（走行軸方向）は 2 方向に同位相の加振波を入力，水平（走行軸直角方向）は 2 方向のうち 1 方向に逆位相の加振波を入力することで，必要な加速度を得ている。
- ・計測内容 : 評価部位の頂部に加速度計を設置し，応力評価部位の評価に用いる加速度応答の最大値を計測した。
- ・固定装置 : ガスタービン発電設備については，固定装置を設置した状態で加振試験を実施した。

(2) 加速度測定結果

ガスタービン発電設備の加振台の床応答曲線が緊急用電気品建屋 1 階の床応答曲線を上回っていることを確認した。



図 3-4-1 試験構成

		時刻歴波形	床応答スペクトル
水平方向 (走行軸直角方向)	X方向		
水平方向 (走行軸方向)	Y方向		
鉛直方向 (走行軸方向)	Z方向		

図 3-4-2 加振試験に用いた加振波の時刻歴波形の例

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

(3) 加速度の測定位置

発電機車の加速度の測定位置を図 3-4-3 に、制御車の加速度の測定位置を図 3-4-4 に示す。なお、加速度の測定は加振方向に合わせて 3 軸方向を測定した。

●：加速度の測定位置



図 3-4-3 発電機車の加速度の測定位置

●：加速度の測定位置



図 3-4-4 制御車の加速度の測定位置

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

3.5 機能維持評価

ガスタービン発電設備は、加振試験後の機能維持確認として、各設備の機能に応じた試験を実施し、機器が問題なく動作することを確認している。加振試験後の機能維持確認方法と結果を、表 3-5-1 および表 3-5-2 に示す。

また、加振台の最大加速度である機能確認済加速度と緊急用電気品建屋 1 階の床応答曲線の最大応答加速度である機能維持評価用加速度を比較し、機能確認済加速度が機能維持評価用加速度を上回っていることを確認している。機能確認済加速度と機能維持評価用加速度を表 3-5-2 に示す。

表 3-5-1 加振試験後の機能維持確認方法と結果

設備名称	確認事項
ガスタービン 発電設備	<ul style="list-style-type: none"> ・加振試験により、ガスタービン発電設備が転倒していないことを確認した。また、加振時に固定装置が作用していることから、固定装置も健全であることを確認した。 ・外観点検を行い、ガスタービン発電設備の必要な機能に影響する損傷、燃料漏えい等の異常がないことを確認した。 ・定格運転状態において、異常な振動、異音等の不具合が無いこと、発電機能が維持されていることを確認した。

表 3-5-2 加振試験後の定格運転時機能維持確認結果

項目	計測値	管理値
タービン入口温度 (°C)		
タービン出口温度 (°C)		
タービン振動 ($\mu\text{m p-p}$)		
発電機電圧 (V)		
発電機電流 (A)		

表 3-5-3 機能確認済加速度

(単位： $\times 9.8\text{m/s}^2$)

項目	機能確認済加速度	機能維持評価用加速度
水平方向	1.88	1.19
鉛直方向	1.14	0.65

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

3.6 保守性・不確実さのトータルバランスについて

3.6.1 保守性及び不確実さのトータルバランスの検討方針

ガスタービン発電設備の耐震設計及び評価の各段階に含まれる保守性及び不確実さ（非保守性を含む。以下、同様。）の全体的な釣り合い（以下「トータルバランス」という。）の検討は、以下の手順により実施する。

- (1) 保守性及び不確実さ要因の抽出
- (2) 保守性及び不確実さ要因のスクリーニング
- (3) 選定された各要因に関する保守性及び不確実さの分析
- (4) 各要因の保守性及び不確実さの定量化
- (5) 保守性・不確実さのトータルバランスの検討

(1) 保守性及び不確実さの要因の抽出

ガスタービン発電設備の耐震設計及び評価の各段階に含まれる保守性及び不確実さの要因となり得る項目を抽出する。

基準地震動 S_s による地震力に対するガスタービン発電設備の機能維持の評価は、「転倒評価」、「応力評価」及び「機能維持評価」の各段階に分けて実施されるが、これらの評価はガスタービン発電設備の加振試験結果を用いて実施される。

したがって、保守性・不確実さ要因の抽出にあたっては、ガスタービン発電設備の耐震設計及び評価を以下の各段階に分けて検討する。

- ① 加振試験
- ② 転倒評価
- ③ 応力評価
- ④ 機能維持評価

なお、①加振試験の検討対象範囲は、試験結果を出す段階までとし、これらの結果を用いた評価における評価手法そのものや評価条件の設定に含まれる保守性及び不確実さの要因はそれぞれ②～④の中で抽出する。

上記の各段階を基本的に以下の要素に分割し、要素毎に試験及び評価結果へ影響を与える可能性のある要因、即ち、保守性・不確実さ要因を抽出する。

- ・ 手法（試験方法，評価方法）
- ・ 入力条件（加振試験入力波，設計用地震力等）
- ・ 評価モデル（評価モデル，評価条件，試験条件等）

なお、各評価の特性を踏まえ、要素分類にあてはまらない評価要素があれば必要に応じて当該要素を追加する。

以上の設計・評価の段階及び要素に対する保守性及び不確実さ要因の抽出は、実機との差異、各種条件設定の根拠となるデータの不確実さ等に着目して実施する。

(2) 保守性及び不確実さ要因のスクリーニング

(1)項より抽出された保守性及び不確実さの要因，特に不確実さに関連する要因について，他の設備の耐震評価において J E A G 4 6 0 1 や工認（今回工認において妥当性確認済みの項目を含む）と同様の取り扱いを行っている場合は，当該要因が評価結果に与える不確実さは無いと考え，以降の検討の対象外とする。

(3) 選定された各要因に関する保守性及び不確実さの分析

(2)項までに抽出された保守性及び不確実さの各要因について，保守性及び不確実さのそれぞれの観点でガスタービン発電設備の耐震評価上及ぼす影響を分析する。

(4) 各要因の保守性及び不確実さの定量化

保守性及び不確実さの各要因について，その保守性や不確実さ・非保守性が定量化可能なものについて，その定量化を行う。

(5) 保守性・不確実さのトータルバランスの検討

「転倒評価」，「応力評価」及び「機能維持評価」の評価毎に，評価に関連する不確実さ要因を抽出し，不確実さ要因に対して，同じ要因が有する保守性や他の要因の保守性により，当該不確実さが包絡されることを確認する。

以上までの検討を基に，「転倒評価」，「応力評価」及び「機能維持評価」の評価毎に，評価全体として保守性が確保されていることを確認する。

3.6.2 検討結果

(1) 保守性及び不確実さ要因の抽出結果

保守性及び不確実さの要因の抽出結果を表 3-6-1 に示す。表 3-6-1 では、当該項目が保守性の要因と不確実さの要因のいずれに該当するかを併せて示している。

(2) 保守性及び不確実さ要因のスクリーニング結果

上記(1)項で抽出された保守性及び不確実さ要因について、工認や J E A G 4 6 0 1 での適用実績の有無を表 3-6-1 に併せて示す。

なお、「実績あり」(表中凡例“○”)の場合は下記(3)項以降の検討対象外とするが、その場合であっても、ガスタービン発電設備の耐震評価上において保守性や不確実さの観点で重要な場合や評価結果に影響が大きいと考えられる場合は検討対象として追加する。

(3) 選定された各要因に関する保守性及び不確実さの分析

(2)項までに抽出された保守性及び不確実さの要因に関し、その影響に対する定性的な検討を以下の要領で行った。検討結果を表 3-6-2 に示す。

- ・同じ保守性及び不確実さの要因であっても、その保守性や不確実さの影響は、耐震評価にて使用する応答値の項目(加速度・変位)毎に異なる。したがって、これらの項目毎に、保守性や不確実さが与える影響を定性的に分析した。
- ・車両型設備の耐震評価は、「転倒評価」、「応力評価」及び「機能維持評価」に分けられる。各評価において使用する応答値の項目が異なるため、各評価で使用する応答値を整理した。
- ・以上の整理を踏まえて、保守性及び不確実さに関する各要因が各応答値に与える保守性や不確実さの内容を整理した。
- ・また、当該要因が評価上与える相対的な影響度を定性的に検討し、「相対的に影響が大きい」、「相対的に影響が小さい」及び「影響は有意でない」の3種類に分類した。
- ・各保守性及び不確実さ要因について、その影響が定量化可能なものは定量化し、その結果を上記(3)項の影響度合い分類結果に反映した。

ここで、定量的あるいは定性的に評価結果に与える影響が概ね 10%を超えると判断される場合は「相対的に影響が大きい」に、影響が概ね 10%以下であると判断される場合は「相対的に影響が小さい」に分類する。また、影響が数%程度以下と判断される場合は「影響が有意でない」に分類した。「影響は有意でない」項目については、以降の検討の対象外とした。

(4) 保守性・不確実さのトータルバランスの検討

転倒評価，応力評価及び機能維持評価の評価毎に，表 3-6-2 の検討結果を以下の要領で整理することにより各評価が全体として保守的であることを確認した。

まず，表 3-6-2 から，不確実さの影響度が「相対的に影響が大きい」（凡例：【○】）及び「相対的に影響が小さい」（凡例：【△】）となっている要因を抽出する。

抽出した各要因を，その不確実さの内容と不確実さに対する対応から，「不確実さの残る要因」，「保守性の残る要因」及び「保守性と不確実さが同等である要因」に分類した。各分類の位置付けは以下のとおりである。

「不確実さの残る要因」：

当該要因の不確実さが，当該要因自身の保守性もしくは当該要因の不確実さに直接的に関連する他の要因が有する保守性により完全に包絡できないもの。

「保守性の残る要因」：

当該要因の保守性が，当該要因自身の不確実さもしくは直接的に関連する他の要因における不確実さを包絡し，その上で更に保守性が残存するもの。

「保守性と不確実さが同等である要因」：

当該要因の不確実さと，当該要因自身の保守性もしくは直接的に関連する他の要因における保守性がほぼ同等で相殺し合うもの。

なお，「不確実さの残る要因」は，さらに「保守性を有する直接的な対応のない不確実さ要因」と「定性的な確認のみの不確実さ」に分類する。前者は，保守性を有する直接的な対応がないため，不確実さの残存を否定できないものである。後者は，定性的な検討において，不確実さの程度，保守性の程度あるいはその両者が不明確であるために不確実さの残存を否定できないもの（影響が有意でないもの以外）である。

「保守性の残る要因」は，「未適用の保守性要因」と「保守性の残存する保守性要因」に分類する。前者は，当該要因に不確実さがなく，かつ，直接的に関連するほかの要因もないものである。後者は，当該要因自身の不確実さもしくは直接的に関連する他の要因における不確実さを包絡し，その上でさらに保守性が残存するものである。

「保守性と不確実さが同等である要因」は，「設計にて対応済みの要因」と「定性的に確認した要因」に分類する。前者は，当該要因の不確実さに対し設計上の対応で保守性が担保されるものである。後者は，当該要因の不確実さに対して特

段設計上の対応は行っていないが、当該要因の持つ特性から当該要因の不確実さに対する保守性が確認されるものである。

以上に基づく各評価に対する抽出・分析結果を表 3-6-3～表 3-6-5 に示す。

上記各分類のうち「不確実さの残る要因」と「保守性の残る要因」を総合的に分析することにより、各評価全体として保守性が確保されていることを確認した。確認結果を表 3-6-3～表 3-6-5 の「総合評価」欄に示す。

以上の検討の結果、車両型設備の耐震設計・評価全体として、各種不確実さを包絡する適切な保守性を有することを確認した。

表 3-6-1 保守性及び不確かさ要因の抽出結果

設計・評価段階	設計・評価要素	保守性及び不確かさを有する項目	設計・評価での取り扱いの概要	保守性の要因 (○：該当あり， —：該当なし)	不確かさの要因 (○：該当あり， —：該当なし)	J E A G ・先行プ ラント等での実績 の有無 (○：実績あり， ●：実績なし)	備 考
加振試験	試験方法	加振方向	水平1方向及び鉛直方向の2方向同時入力。	—	—	○	
		試験回数	当該設備の設置場所での設計用床応答曲線を、車両の固有振動数で包絡させた加振波で走行軸方向+鉛直、走行軸直角方向+鉛直の2回加振。	—	○	○	
	設計用地震力(入力地震動)	加振試験入力波	当該設備の設置場所での設計用床応答曲線を、車両の固有振動数で包絡させたランダム波を使用。	○	○	○	実績はあるが、保守性の観点で重要であるため除外しない。
	試験体及び諸元	試験体	実機と同一の車両型設備を使用。	—	—	○	
		試験環境	実機設置エリアと同等の設置状態を模擬。	—	—	○	
転倒評価	荷重の組合せ及び許容限界	(該当なし)	(試験にて直接的に転倒の有無を確認するため、荷重の組合せ及び許容限界の観点で保守性・不確かさ等に該当する要素はない。)	—	—	—	
	評価方法	(該当なし)	(試験にて直接的に転倒の有無を確認するため、評価方法の観点で保守性・不確かさ等に該当する要素はない。)	—	—	—	
	設計用地震力	(該当なし)	(試験にて直接的に転倒の有無を確認するため、設計用地震力の観点で保守性・不確かさ等に該当する要素はない。)	—	—	—	
応力評価	荷重の組合せ及び許容限界	許容限界	J E A G 4 6 0 1 のその他の支持構造物の許容値を適用。	○	—	○	
	評価方法	ボルト応力評価法(評価モデル)	J E A G 4 6 0 1 のポンプ等のボルト応力評価法を適用。	○	—	○	
	設計用地震力	設置床での応答加速度	加振試験で得られた評価部位頂部での応答を設置床での応答としている。	○	—	○	実績はあるが、保守性の観点で重要であるため除外しない。
		設計用加速度	設置床での応答加速度(評価部位頂部の応答加速度)を設計用加速度としている。	—	—	○	
		FRS 拡幅	加振試験入力波作成の際に、拡幅を考慮した FRS を用いている。	○	—	○	
	誘発上下動	ローリング・ロッキング挙動により車両端部で鉛直方向へ応答が発生し得るが、評価では各評価部位頂部での応答加速度を使用。	—	○	○	実績はあるが、不確かさの観点で重要であるため除外しない。	
機能維持	荷重の組合せ及び許容限界	(該当なし)	(加振試験にて加振後に機能が維持されていることを直接的に確認するため、荷重の組合せ及び許容限界の観点で保守性・不確かさに該当する要素はない。)	—	—	—	
	評価方法	(該当なし)	(加振試験にて加振後に機能が維持されていることを直接的に確認するため、評価方法の観点で保守性・不確かさに該当する要素はない。)	—	—	—	
	設計用地震力	(該当なし)	(上記「加振試験」での該当項目と同様であり、機能維持評価として新規に該当する項目はない。)	—	—	—	

表 3-6-2 保守性及び不確かさ要因の分析及び影響が有意でない不確かさのスクリーニング

設計・評価段階	設計・評価要素	保守性及び不確かさ要因	影響項目	評価との対応			保守性 【凡例】【○】：相対的に影響度大 【△】：相対的に影響度小 【—】：影響が有意でない	不確かさ 【凡例】【○】：相対的に影響度大 【△】：相対的に影響度小 【—】：影響が有意でない	影響が有意でない理由
				転倒評価 (○：該当あり, —：該当なし)	応力評価 (○：該当あり, —：該当なし)	機能維持評価 (○：該当あり, —：該当なし)			
加振試験	設計用地震力 (入力地震動)	a. 加振試験入力波	加速度	○	○	○	試験入力波は設計用床応答曲線を上回るよう設定したものであり、地震により設備が受ける加速度よりも保守的な値（設備の固有振動数により異なるが、 倍程度）となる。 【○】	—	—
転倒評価	(該当なし)	—	—	—	—	—	—	—	—
応力評価	設計用地震力	b. 設置床での応答加速度	加速度	—	○	—	試験で得られた評価部位頂部での応答加速度を、評価上は、より低い位置である設備設置床での応答と仮定することによる保守性がある。【△】	—	—
		c. 誘発上下動	加速度	—	○	○	—	水平方向の地震に伴い発生するローリングやロッキング挙動により、重心位置から離れた箇所では、誘発上下動が発生し、鉛直応答が増加する可能性がある。【—】	応力評価においては、各評価部位で計測した加速度を用いて応力評価を実施していることから、影響は有意ではない。
機能維持	(該当なし)	—	—	—	—	—	—	—	—

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 3-6-3 転倒評価に関連する不確かさ要因

		不確かさ要因*1	不確かさ	不確かさに対する対応（保守性）*2	備考
不確かさの残る要因	保守性を有する直接的な対応のない不確かさ要因	(該当なし)	—	—	
	定性的な確認のみの不確かさ要因	(該当なし)	—	—	
保守性の残る要因	未適用の保守性要因	a. 加振試験入力波	—	試験入力波は設計用床応答曲線を上回るよう設定したものであり、地震により設備が受ける加速度よりも保守的な値（設備の固有振動数により異なるが、 倍程度）となる。【○】	
	保守性の残存する保守性要因	(該当なし)	—	—	
保守性と不確かさが同等である要因	設計にて対応済みの要因	(該当なし)	—	—	
	定性的に確認した要因	(該当なし)	—	—	
【総合評価】		転倒評価は、評価に用いる地震力（入力加速度）として実機の加振試験結果を直接用いているため有意な不確かさはない。一方、加振試験の入力地震動には保守性を有する。以上より、転倒評価について、評価全体として保守性が確保されている。			

注記*1：先頭の記号及び要因名称は、表 3-6-2 における「保守性及び不確かさ要因」欄の記号及び要因名称と同じものを用いている。

*2：【 】内の記号は、表 3-6-2 の「保守性」、「不確かさ」欄の記号を表している。

表 3-6-4 応力評価に関連する不確かさ要因

		不確かさ要因*1	不確かさ	不確かさに対する対応（保守性）*2	備考
不確かさの残る要因	保守性を有する直接的な対応のない不確かさ要因	(該当なし)	—	—	
		c. 誘発上下動	—	—	
	定性的な確認のみの不確かさ要因	(該当なし)	—	—	
保守性の残る要因	未適用の保守性要因	a. 加振試験入力波	—	試験入力波は設計用床応答曲線を上回るよう設定したものであり、地震により設備が受ける加速度よりも保守的な値（設備の固有振動数により異なるが、 倍程度）となる。【○】	
		b. 設置床での応答加速度	—	試験で得られた評価部位頂部の応答加速度を、評価上はより低い位置である設備設置床での応答と仮定することによる保守性がある【△】	
	保守性の残存する保守性要因	(該当なし)	—	—	
保守性と不確かさが同等である要因	設計にて対応済みの要因	(該当なし)	—	—	
	定性的に確認した要因	(該当なし)	—	—	
【総合評価】		応力評価は、評価に用いる地震力（入力加速度）として評価部位頂部の応答加速度を用いているため有意な不確かさはない。 一方、未適用の保守性要因として「加振試験入力波」及び「設置床での応答加速度」がある。 以上より、加振試験結果に基づく応力評価について、評価全体として保守性が確保されている。			

注記*1：先頭の記号及び要因名称は、表 3-6-2 における「保守性及び不確かさ要因」欄の記号及び要因名称と同じものを用いている。

*2：【 】内の記号は、表 3-6-2 の「保守性」、「不確かさ」欄の記号を表している。

表 3-6-5 機能維持評価に関連する不確かさ要因

		不確かさ要因*1	不確かさ	不確かさに対する対応（保守性）*2	備考
不確かさの残る要因	保守性を有する直接的な対応のない不確かさ要因	(該当なし)	—	—	
	定性的な確認のみの不確かさ要因	(該当なし)	—	—	
保守性の残る要因	未適用の保守性要因	a. 加振試験入力波	—	試験入力波（機能確認済加速度）は設計用床応答曲線を上回るよう設定したものであり、地震により設備が受ける加速度よりも保守的な値（設備の固有振動数により異なるが、 倍程度）となる。【○】	
	保守性の残存する保守性要因	(該当なし)	—	—	
保守性と不確かさが同等である要因	設計にて対応済みの要因	(該当なし)	—	—	
	定性的に確認した要因	(該当なし)	—	—	
【総合評価】		機能維持評価は、評価に用いる地震力（入力加速度）として実機の加振試験での計測値を直接用いているため有意な不確かさはない。一方、加振試験の入力地震動には保守性を有する。以上より、機能維持評価について、評価全体として保守性が確保されている。			

注記*1：先頭の記号及び要因名称は、表 3-6-2 における「保守性及び不確かさ要因」欄の記号及び要因名称と同じものを用いている。

*2：【 】内の記号は、表 3-6-2 の「保守性」、「不確かさ」欄の記号を表している。

固定装置の部材の健全性について

1. 概要

固定装置の耐震評価については、固定装置を設置した状態で加振試験を実施することにより、健全性が確保できることを確認していることから、評価方法とその結果について示す。

2. 加振試験による固定装置の評価

2.1 タイヤ止め架台の評価

タイヤ止め架台が前後、左右方向変位の抑制に寄与し、異常がないことを確認した。

(評価方法)

- ①車両の前後変位、左右変位及び上下変位が抑制されていることを確認した。
- ②加振試験後の点検において異常がないことを確認した。



図 2-1 タイヤ止め架台概要図

2.2 スリングの評価

スリングが上下方向変位の抑制に寄与し、異常がないことを確認した。

(評価方法)

- ①車両の上下変位が抑制されていることを確認した。
- ②加振試験後の点検において異常がないことを確認した。

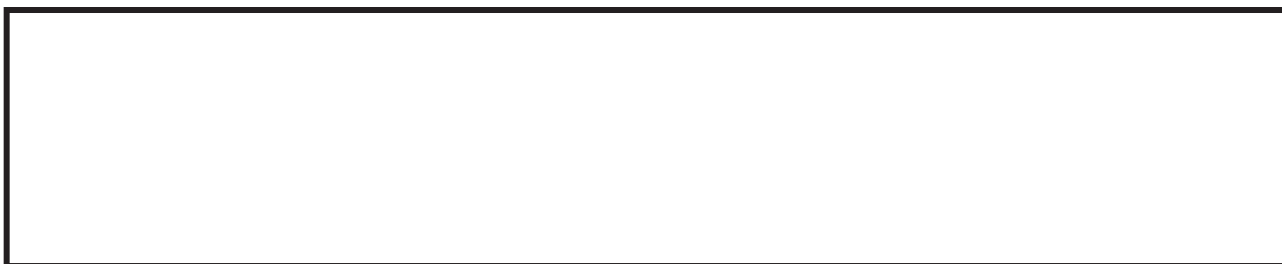


図 2-2 スリング概要図

3. 加振試験における固定装置基礎ボルトの評価

固定装置の基礎ボルトについては、タイヤを固定するタイヤ止め架台を緊急用電気品建屋1階に固定するために設置されており、耐震評価上重要な支持構造物であるため、間接支持構造物として評価を行う。

3.1 評価方針

固定装置基礎ボルトの応力評価は、添付書類「VI-2-1-13-4 横軸ポンプの耐震計算についての計算書作成の基本方針」に記載の耐震計算方法に基づき、加振試験で得られた設計用加速度を用い評価を行う。

3.2 設計用加速度

構造強度評価に用いる入力加速度は、発電機車固定装置基礎ボルトにおいては、発電機頂部*の設計用加速度を、制御車固定装置基礎ボルトにおいては、蓄電池架台頂部*の設計用加速度を用いる。設計用加速度を表3-1に示す。

*車両の重心に近い位置および重心より高い位置を選定

表 3-1 設計用加速度（重大事故等対処設備）

据付場所 及び 床面高さ (m)	基準地震動 S _s			
	発電機車固定装置		制御車固定装置	
	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度
緊急用 電気品建屋 O.P. 62.90 ^{*1}	a _H =17.46 ^{*2}	a _V =14.12 ^{*2}	a _H =14.71 ^{*3}	a _V =11.57 ^{*3}

注記*1：基準床レベルを示す。

*2：加振試験で得られた発電機頂部における最大応答加速度。

*3：加振試験で得られた蓄電池架台頂部における最大応答加速度。

3.3 計算方法

3.3.1 基礎ボルトの応力

固定装置基礎ボルトの応力は、地震による震度によって生じる引張力とせん断力について計算する。

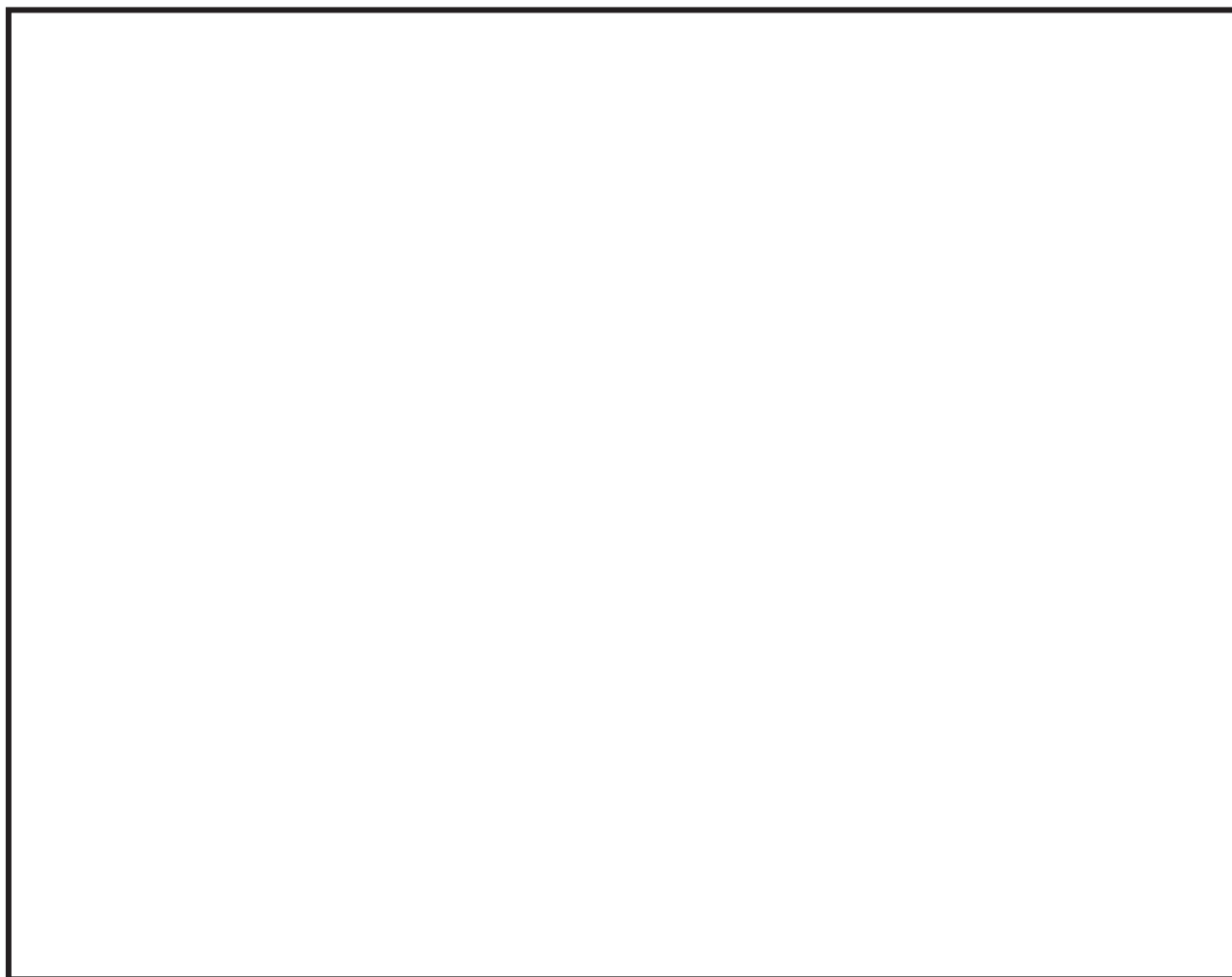


図 3-1 計算モデル（発電機車走行軸直角方向転倒）

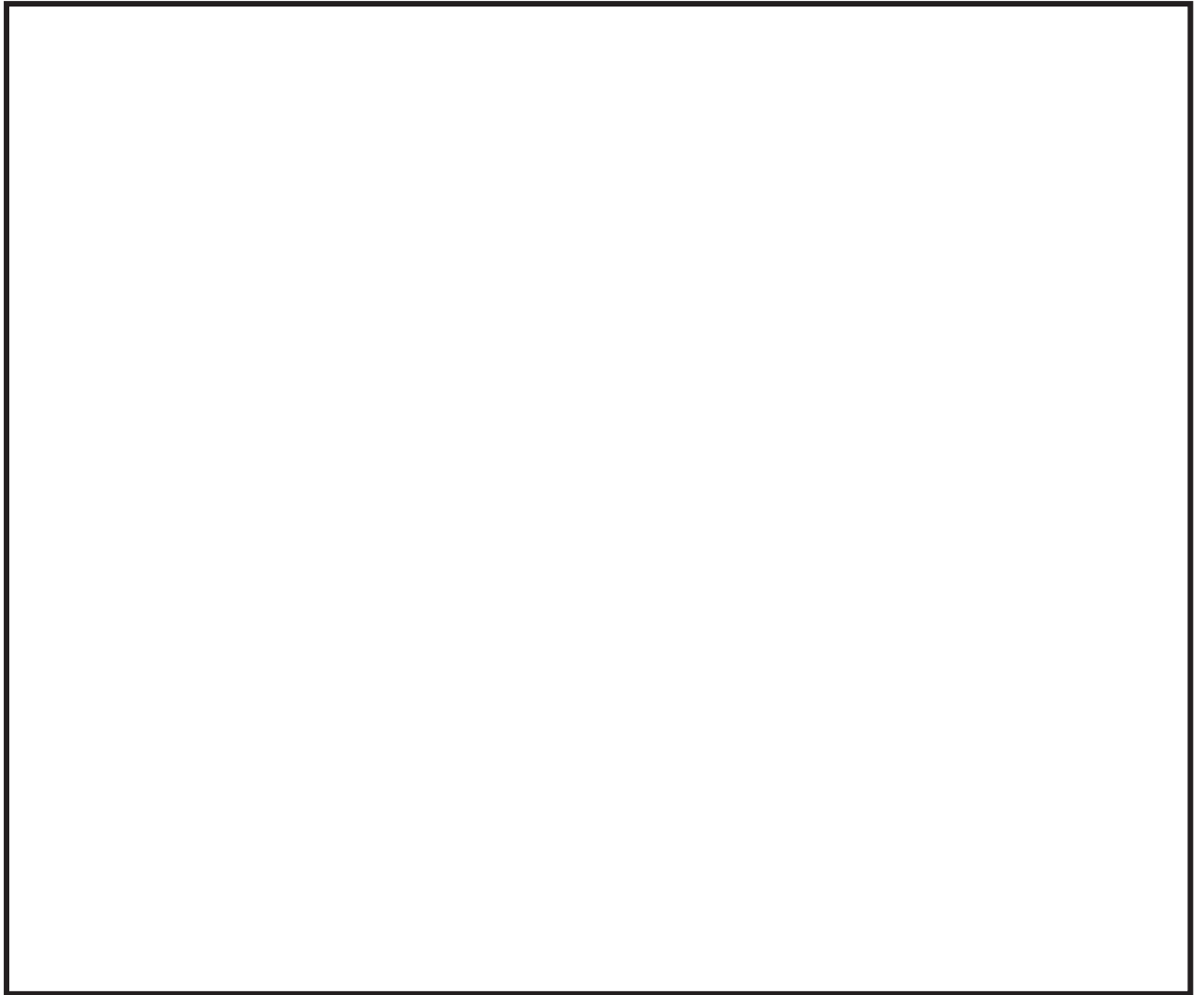


図 3-2 計算モデル（発電機車走行軸方向転倒）



図 3-3 計算モデル（制御車走行軸直角方向転倒）

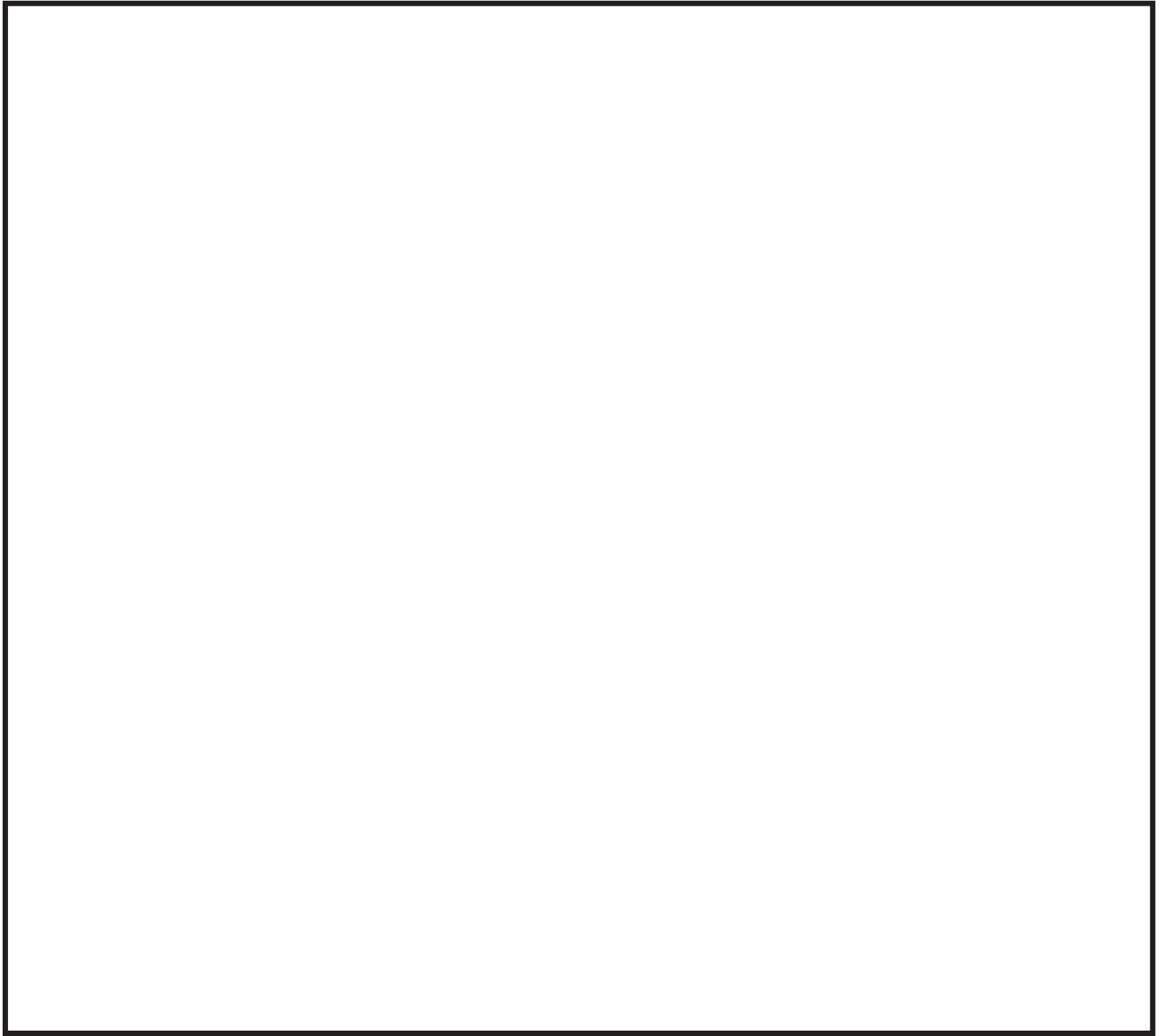


図 3-4 計算モデル（制御車走行軸方向転倒）

3.4 評価結果

固定装置基礎ボルトの重大事故等時の状態を考慮した場合の耐震評価結果を以下に示す。発生値は許容限界を満足しており，設計用地震力に対して十分な構造強度を有している事を確認した。

3.4.1 構造強度の評価結果

構造強度評価の結果を次頁以降の表に示す。

【ガスタービン発電設備 固定装置の耐震性についての計算結果】

1. 重大事故等対処設備

1.1 設計条件

1.1.1 固定装置 (発電機車)

機器名称	設備分類	据付場所及び 床面高さ (m)	弾性設計用地震動S _d 又は静的震度		基準地震動S _s (m/s ²)		回転体振動に よる加速度 (m/s ²)	回転体回転により 働くモーメント (N・mm)	周囲 環境温度 (°C)
			水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計用加速度	鉛直方向 設計用加速度			
固定装置 (発電機車)	常設耐震/防止 常設/緩和	緊急用電気品建屋 0.P. 62. 90*	—	—	a _H =17.46	a _V =14.12	—	—	50

注記*：基準床レベルを示す。

1.1.2 固定装置 (制御車)

機器名称	設備分類	据付場所及び 床面高さ (m)	弾性設計用地震動S _d 又は静的震度		基準地震動S _s (m/s ²)		回転体振動に よる加速度 (m/s ²)	回転体回転により 働くモーメント (N・mm)	周囲 環境温度 (°C)
			水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計用加速度	鉛直方向 設計用加速度			
固定装置 (制御車)	常設耐震/防止 常設/緩和	緊急用電気品建屋 0.P. 62. 90*	—	—	a _H =14.71	a _V =11.57	—	—	50

注記*：基準床レベルを示す。

1.2.1 固定装置 (発電機)

部材	m_i (kg)	h_i (mm)	d_i (mm)	A_{bi} (mm ²)	n_i	S_{yi} (MPa)	S_{ui} (MPa)
基礎ボルト ($i=1$)							

部材	ℓ_{1i}^* (mm)	ℓ_{2i}^* (mm)	n_{fi}^* (mm)	F_{ii}^* (MPa)	転倒方向	
					弾性設計用 地震動 S_d 又は静的震度	基準地震動 S_s
基礎ボルト ($i=1$)					—	走行軸方向

注記* : 各ボルトの機器要目における上段は走行軸直角方向転倒に対する評価時の要目を示し、下段は走行軸方向転倒に対する評価時の要目を示す。

1.2.2 固定装置 (制御車)

部材	m_i (kg)	h_i (mm)	d_i (mm)	A_{bi} (mm ²)	n_i	S_{yi} (MPa)	S_{ui} (MPa)
基礎ボルト ($i=1$)							

部材	ℓ_{1i}^* (mm)	ℓ_{2i}^* (mm)	n_{fi}^* (mm)	F_{i}^* (MPa)	転倒方向	
					弾性設計用 地震動Sd 又は静的震度	基準地震動Ss
基礎ボルト ($i=1$)					—	走行軸方向

注記* : 各ボルトの機器要目における上段は走行軸直角方向転倒に対する評価時の要目を示し、下段は走行軸方向転倒に対する評価時の要目を示す。

1.3 計算数値

1.3.1 ボルトに作用する力

(1) 固定装置 (発電機車)

(単位 : N)

部材	F _{bi}		Q _{bi}	
	弾性設計用地震動S _d 又は静的震度	基準地震動S _s	弾性設計用地震動S _d 又は静的震度	基準地震動S _s
基礎ボルト (i=1)	—	7.883×10 ⁴	—	4.740×10 ⁵

(2) 固定装置 (制御車)

(単位 : N)

部材	F _{bi}		Q _{bi}	
	弾性設計用地震動S _d 又は静的震度	基準地震動S _s	弾性設計用地震動S _d 又は静的震度	基準地震動S _s
基礎ボルト (i=2)	—	3.278×10 ⁴	—	2.449×10 ⁵

1.4 結論

1.4.1 ボルトの応力

(単位：MPa)

部 材	材 料	応 力	弾性設計用地震動S d又は静的震度		基準地震動S s	
			算出応力	許容応力	算出応力	許容応力
固定装置（発電機車） 基礎ボルト （i=1）	[]	引張り	—	—	$\sigma_{b1}=78$	[]
		せん断	—	—	$\tau_{b1}=18$	
固定装置（制御車） 基礎ボルト （i=2）	[]	引張り	—	—	$\sigma_{b2}=33$	
		せん断	—	—	$\tau_{b2}=15$	

注記*： $f_{tsi} = \text{Min}[1.4 \cdot f_{toi} - 1.6 \cdot \tau_{bi}, f_{toi}]$
 すべて許容応力以下である。

加振試験における設計用 FRS に対する加振波の FRS の裕度について

1. 概要

「3.6 保守性・不確実さのトータルバランスについて」において、「試験入力波は設計用床応答曲線を上回るように設定したものであり、地震により設備が受ける加速度よりも保守的な値（設備の固有振動数により異なるが、 倍程度）となる。」と記載している。ここでは、当該記載の根拠として、車両型設備の固有振動数において加振波の FRS の加速度を設計用 FRS の加速度で除した際の裕度について整理する。

2. 裕度の整理結果

各固有振動数に対する設計用 FRS に対する加振波の FRS の裕度を示す。また、グラフ中に最も裕度が小さい箇所について裕度を記載する。

X方向 (走行軸直角方向)			固有振動数(Hz)	裕度		
		発電機車				
					制御車	
			固有振動数(Hz)	裕度		
Y方向 (走行軸方向)			発電機車			
						制御車
				固有振動数(Hz)	裕度	
			Z方向 (鉛直方向)		発電機車	
制御車						
					固有振動数(Hz)	裕度

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-19-0600-22_改2

補足-600-22 高圧代替注水系タービンポンプの耐震性についての
計算書に関する補足説明資料

高圧代替注水系タービンポンプ加振試験について

1. 試験概要

高圧代替注水系タービンポンプは横形のポンプであるが、原動機であるタービンと一体構造となっており、J E A G 4 6 0 1における適用形式が異なることから、機能確認済加速度を用いた評価とすることができない。そのため、機能確認済加速度を設定することを目的とし、を用い、女川原子力発電所第2号機向けのポンプと同型式のポンプの加振試験を実施した。本ポンプはタービンと一体構造であるため、ガバナ等の付属品を含む形で試験を実施した。ポンプ断面イメージ図を図 1-1 に示す。試験方法としては振動特性把握試験を実施し固有振動数を求め、剛構造であることを確認した後、機器の据付位置における評価用加速度を包絡する加振波で加振試験を実施した。また、加振試験に加え、試験前後の性能比較及び試験後に機器毎の部品に分解し目視検査を実施することで健全性を確認している。振動試験装置外観を図 1-2、加振台仕様を表 1-1 に示す。また、試験体と実機の主な仕様の比較を表 1-2 に示す。



図 1-1 ポンプ断面イメージ図



図 1-2 振動試験装置外観

表 1-1 加振台仕様

寸法		
最大積載質量		
運転周波数帯域		
最大加速度 (10t 搭載時)	水平	$1.6 \times 9.8 \text{ m/s}^2$
	鉛直	$1.2 \times 9.8 \text{ m/s}^2$

表 1-2 高圧代替注水系タービンポンプの主な仕様の比較

仕様		試験体	実機
外形寸法		1430 mm (長さ)	1394 mm (長さ)
		940 mm (幅)	850 mm (幅)
		1285 mm (高さ)	1251.5 mm (高さ)
質量		3740 kg (公称値)	3150 kg (公称値)
ポンプ	種類	ターボ形	同左
	容量	136 m ³ /h	90.8 m ³ /h
原動機	種類	背圧式蒸気タービン	同左
	出力	554 kW	534 kW

2. 振動特性把握試験

2.1 試験方法

ポンプに 3 軸加速度計を取付け、加振波として までの範囲でランダム波を使用した各軸単独加振を実施し、3 軸それぞれについて応答加速度から周波数応答関数を得て、固有周期について求める。計測センサー取付位置を図 2-1、図 2-2 に示す。



図 2-1 計測センサー取付位置 (その 1)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

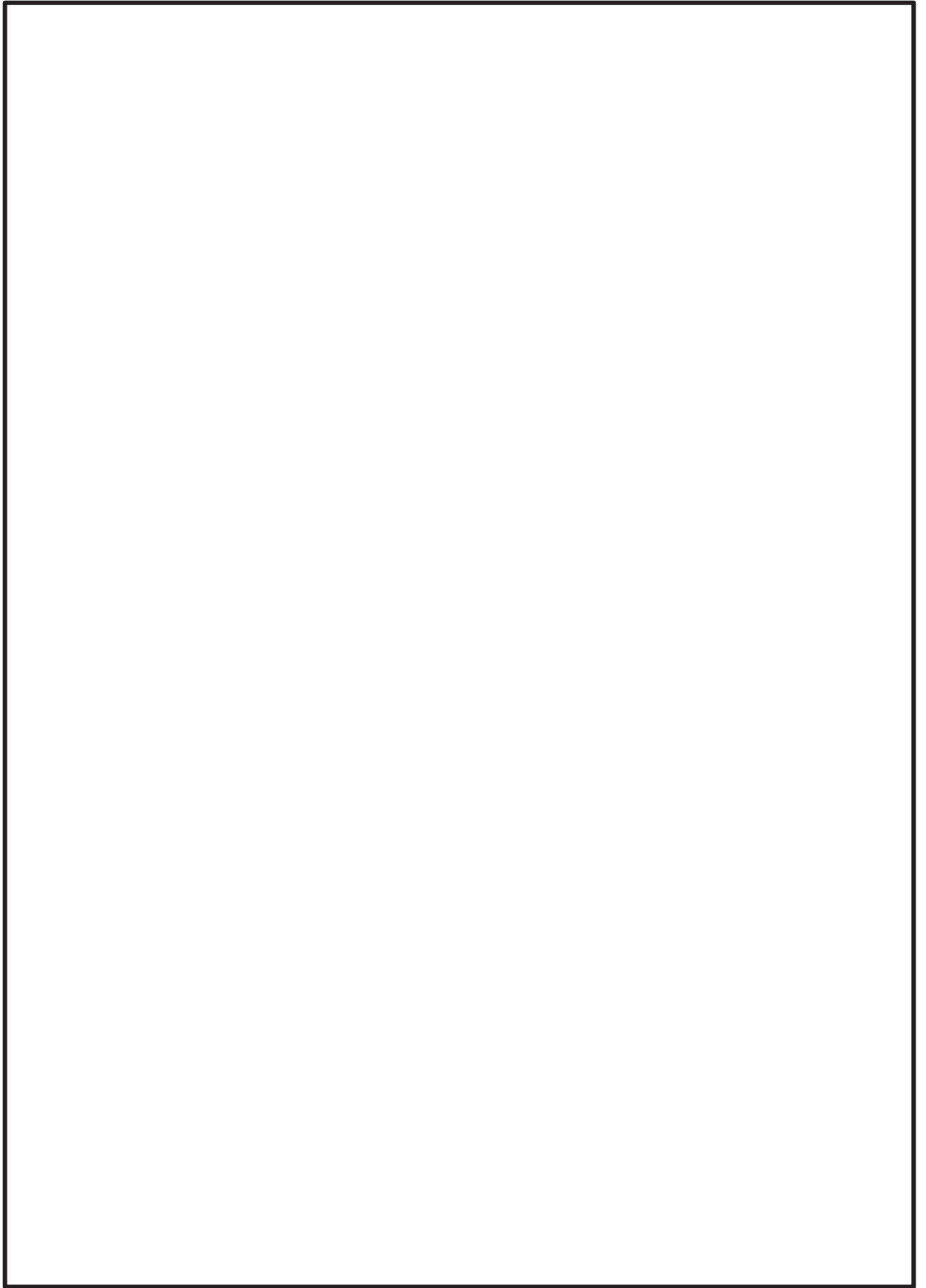
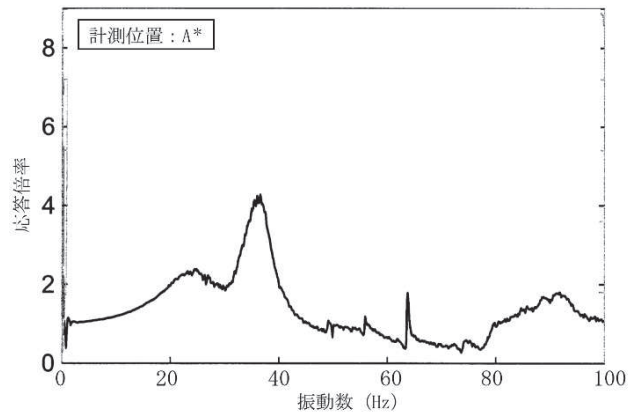


図 2-2 計測センサー取付位置 (その 2)

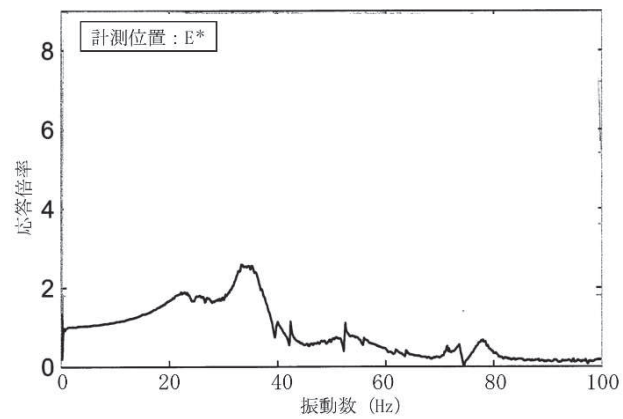
枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

2.2 試験結果

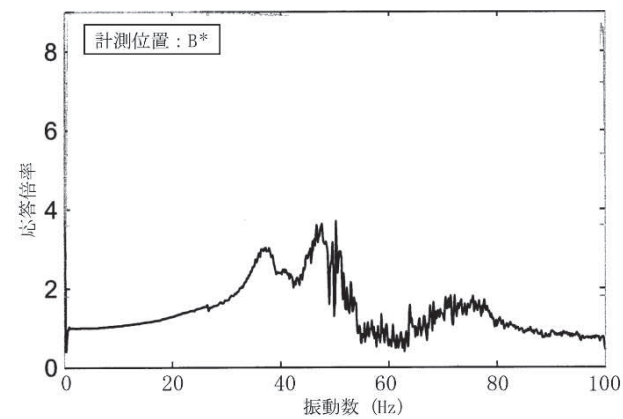
試験により得られた周波数応答関数を図 2-3 に、各軸方向の固有周期を表 2-1 に示す。各軸方向について剛構造と見なせる固有周期 0.05 秒を十分に下回る結果が得られた。



a. 水平 X 方向



b. 水平 Y 方向



c. 鉛直 Z 方向

注記* : 各計測位置のうち、応答が卓越しているものを代表で記載。

図 2-3 周波数応答関数

表 2-1 各軸方向での固有周期

方向	固有周期 (s)	固有振動数 (Hz)
X	0.028	
Y	0.029	
Z	0.027	

3. 加振試験

3.1 試験方法

「2.2 試験結果」で示しているように、機器の固有周期は 0.05 秒を下回っており、剛構造と見なせることから、機器据付位置における床応答加速度 (1.0ZPA) を上回るような加振波を生成し、加振試験を実施する。加振波は水平 (前後) + 水平 (左右) + 鉛直方向を加振方向として、次のように生成される。

- ・機器据付位置における設計用床応答曲線と等価な試験用床応答曲線を設定し、ランダム波を作成する。
- ・作成されたランダム波を入力とした加振台の時刻歴加速度波形から床応答曲線に変換し、試験用床応答曲線と比較する。
- ・ここで加振台での床応答曲線が試験用床応答曲線を満足する場合、これを最終的な入力加振波とする。満足していない場合、ランダム波を補正し、再度確認するプロセスを繰り返して試験用床応答曲線を満足する入力加振波を作成する。

加振試験における試験条件を表 3-1 に、加振波を図 3-1 に示す。

表 3-1 加振試験条件

項目	試験条件
加振地震波	ランダム波
加振方向	水平 2 方向 + 鉛直方向の 3 軸同時加振試験
運転状態	停止中加振 (満水状態)
取付状態	振動台上に設置された台板にボルトにて取り付け
試験回数	1 回

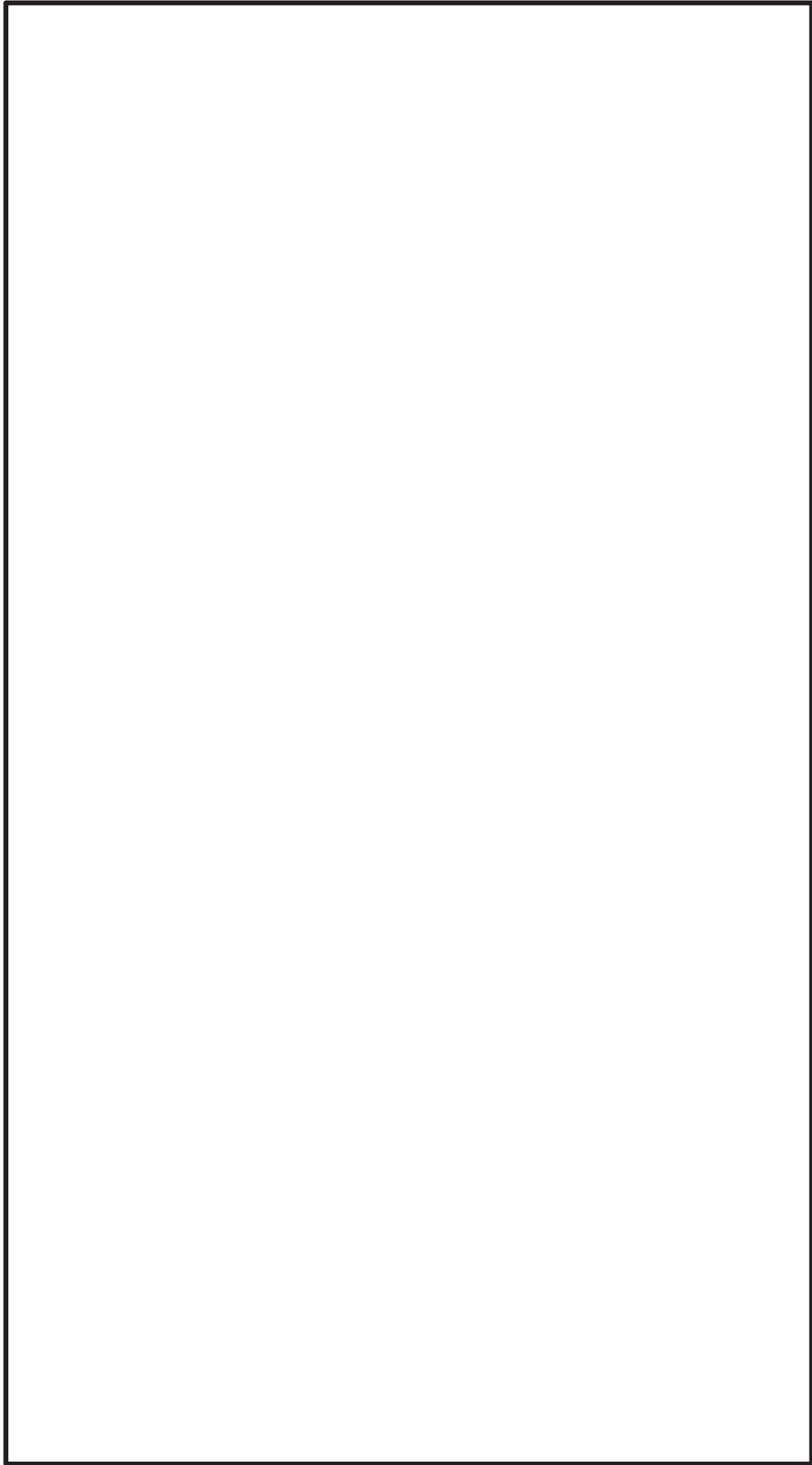


図 3-1 加振試験に用いた加振波（振動台上での計測データ）の加速度時刻歴波形

3.2 試験結果

加振中及び加振後に、以下の項目について確認し、異常のないことをもって、本試験における加振台での最大加速度を整数位で切り捨てた値を機能確認済加速度とした。

図 3-2 に設計用床応答曲線及び加振台床応答曲線を示す。なお、振動台の影響により 50Hz 近傍にピークが生じている。

また、加振試験前後の動作試験結果を図 3-3 に示す。

- (1) 加振台への時刻歴入力 of 最大加速度が機器据付位置における機能維持評価用加速度以上であること。(表 3-2 参照)
- (2) 漏えいのないこと。
- (3) 構造上損傷のないこと。
- (4) 加振中にガバナが 以上変位しないこと。
- (5) トリップ装置が誤作動しないこと。
- (6) 加振試験前後に動作試験を実施し、機器の健全性及び動作に異常のないこと。
 - a. 高圧及び低圧時における定格流量点で設計揚程の の範囲にあること。
 - b. 高圧時による性能試験で、必要揚程を下回らないこと。
 - c. 高圧時による性能試験で、設定締切揚程を上回らないこと。
 - d. 正常にトリップ機能が動作すること。
 - e. 漏えいのないこと。
- (7) 加振試験後に機器毎の部品に分解し、外観の目視点検により損傷のないこと。

表 3-2 機能維持評価用加速度と試験時の時刻歴最大加速度との比較

($\times 9.8 \text{ m/s}^2$)

方向	機能維持 評価用加速度	機能確認済加速度	加振台加振試験時 最大加速度
X	1.13	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Y	1.13	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Z	0.75	<input type="text"/>	<input type="text"/>

3.3 まとめ

加振試験で水平方向は $\times 9.8 \text{ m/s}^2$ 、鉛直方向は $\times 9.8 \text{ m/s}^2$ まで問題ないことを確認した。また、加振試験後の点検で損傷が無いこと及び性能試験において機器の健全性及び動作性に異常が無いこと(図 3-3 参照)を確認し、高圧代替注水系タービンポンプの動的機能が維持されることを確認した。

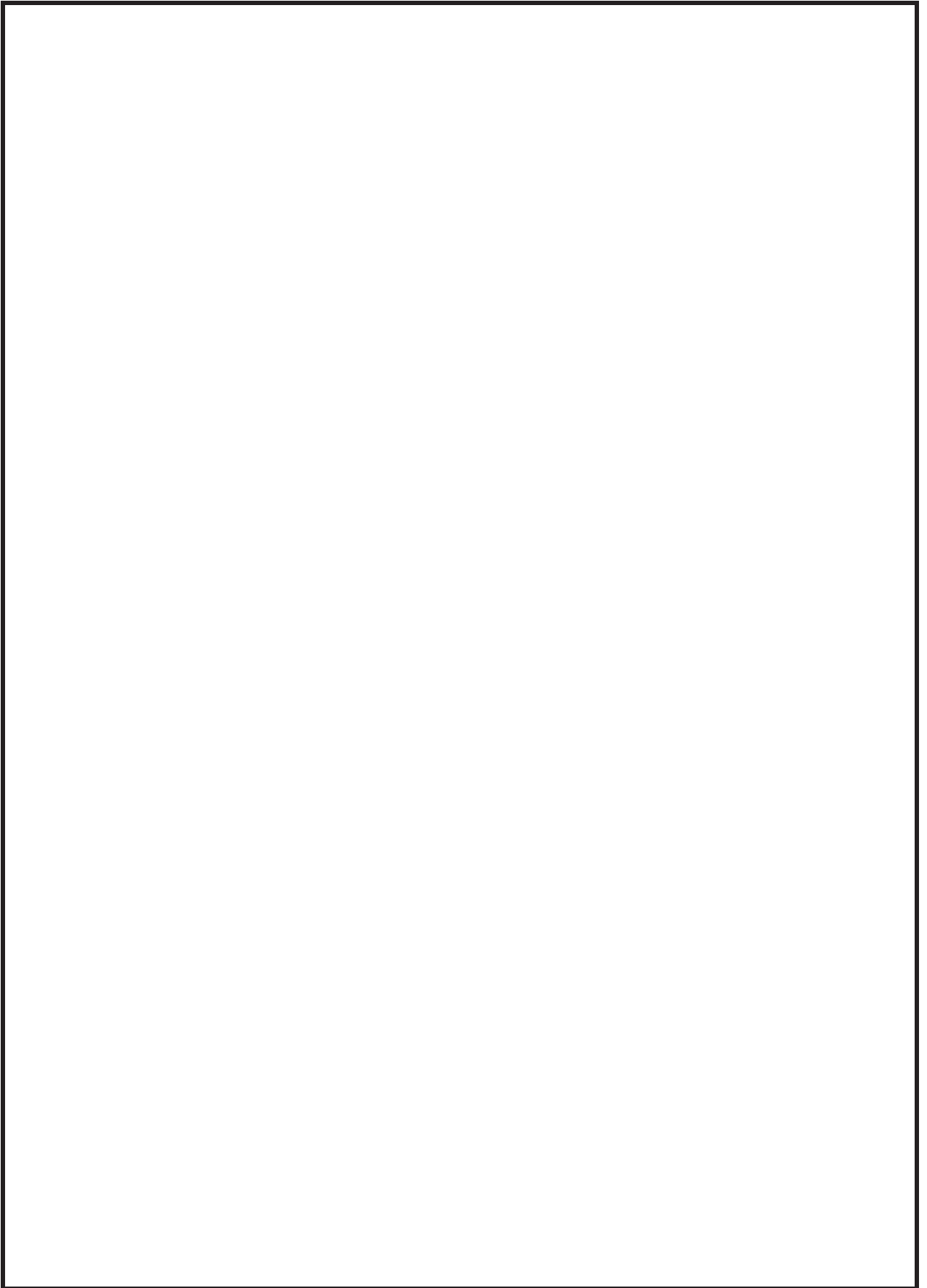


図 3-2 設計用床応答曲線と加振台床応答曲線との比較

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

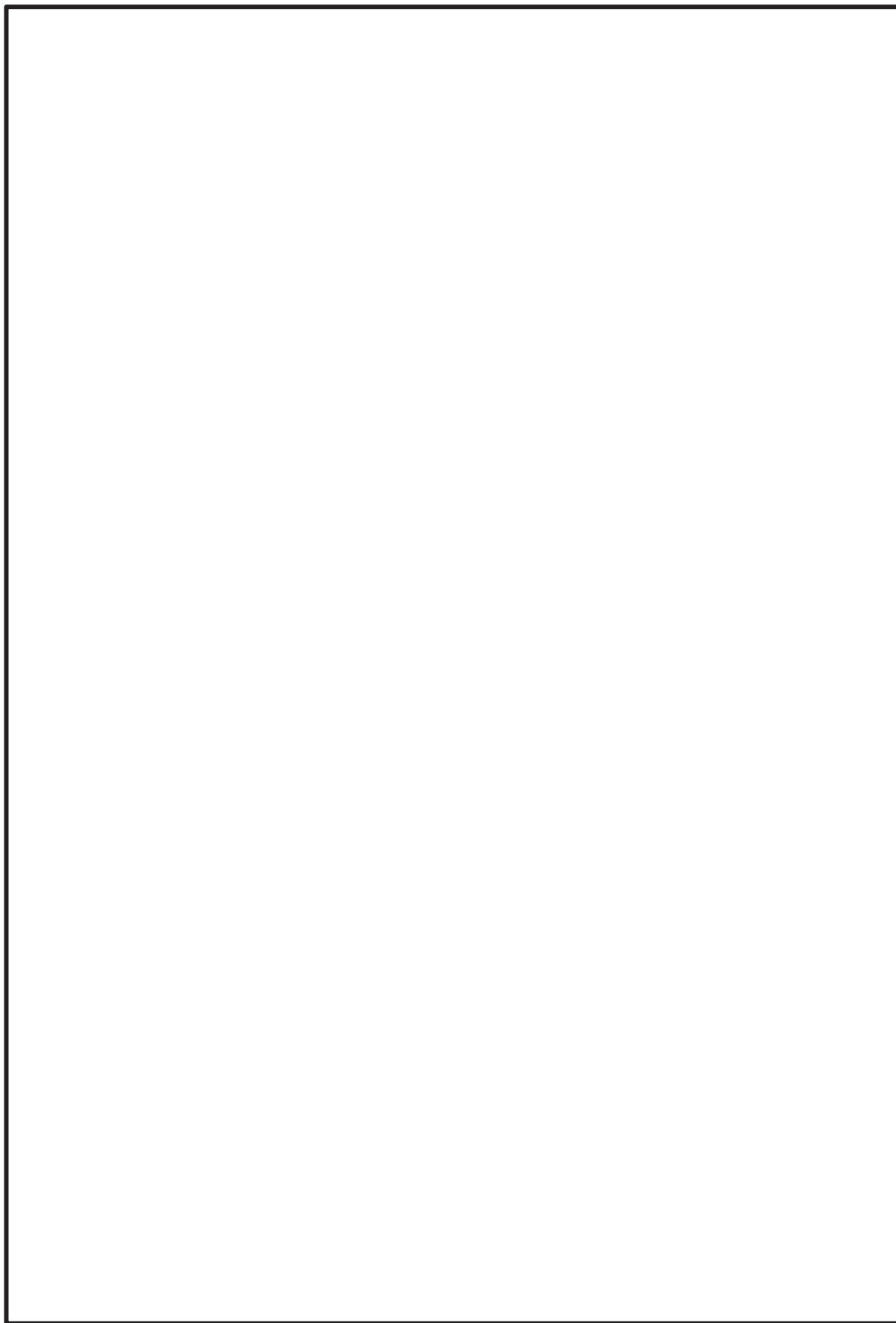


図 3-3(1) 加振試験前の動作試験結果

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

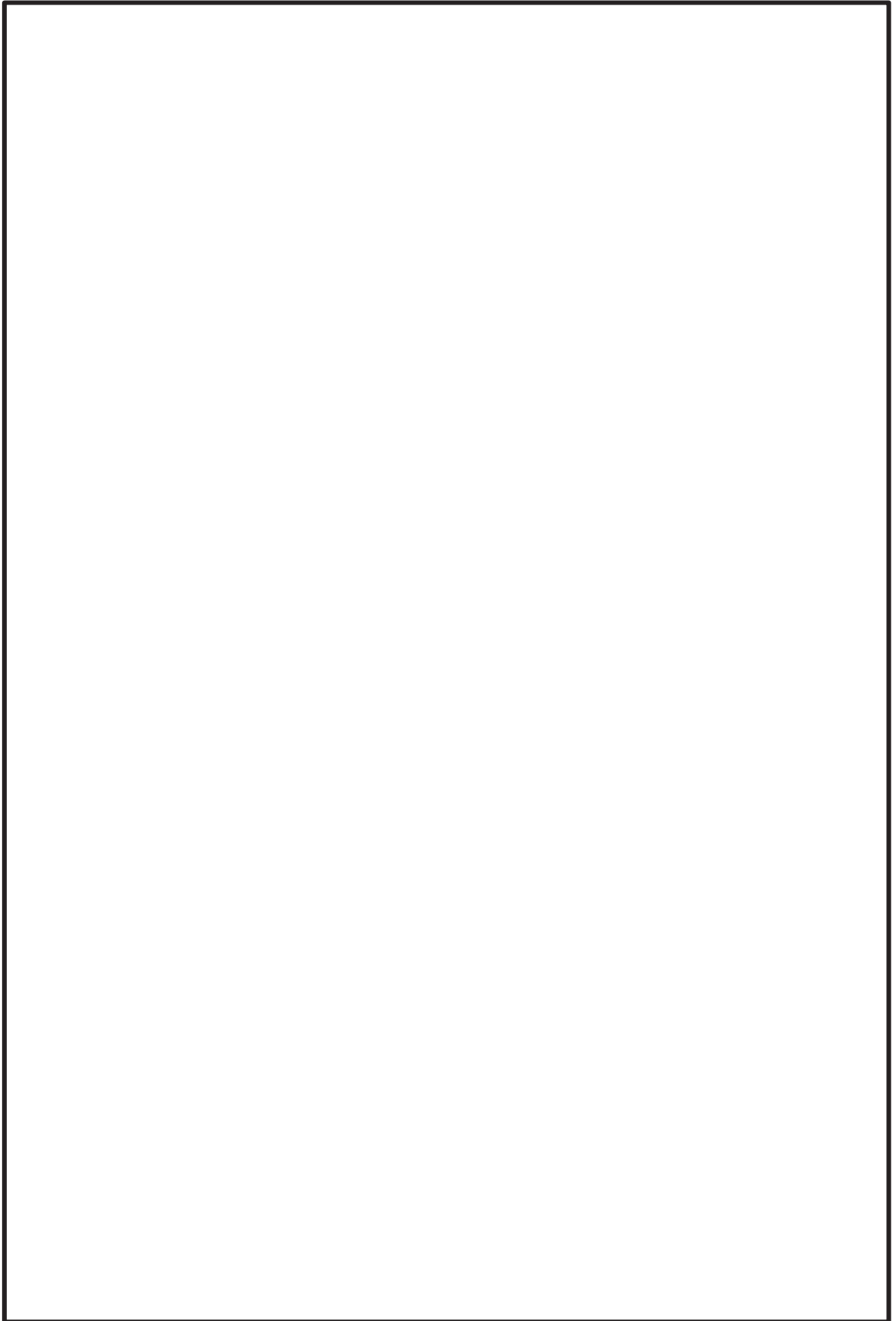


図3-3(2) 加振試験後の動作試験結果

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。