

本資料のうち、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-19-0600-14-1_改 2
提出年月日	2021年 5月 28日

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

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）の範囲が定められている。

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

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*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）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*：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）」

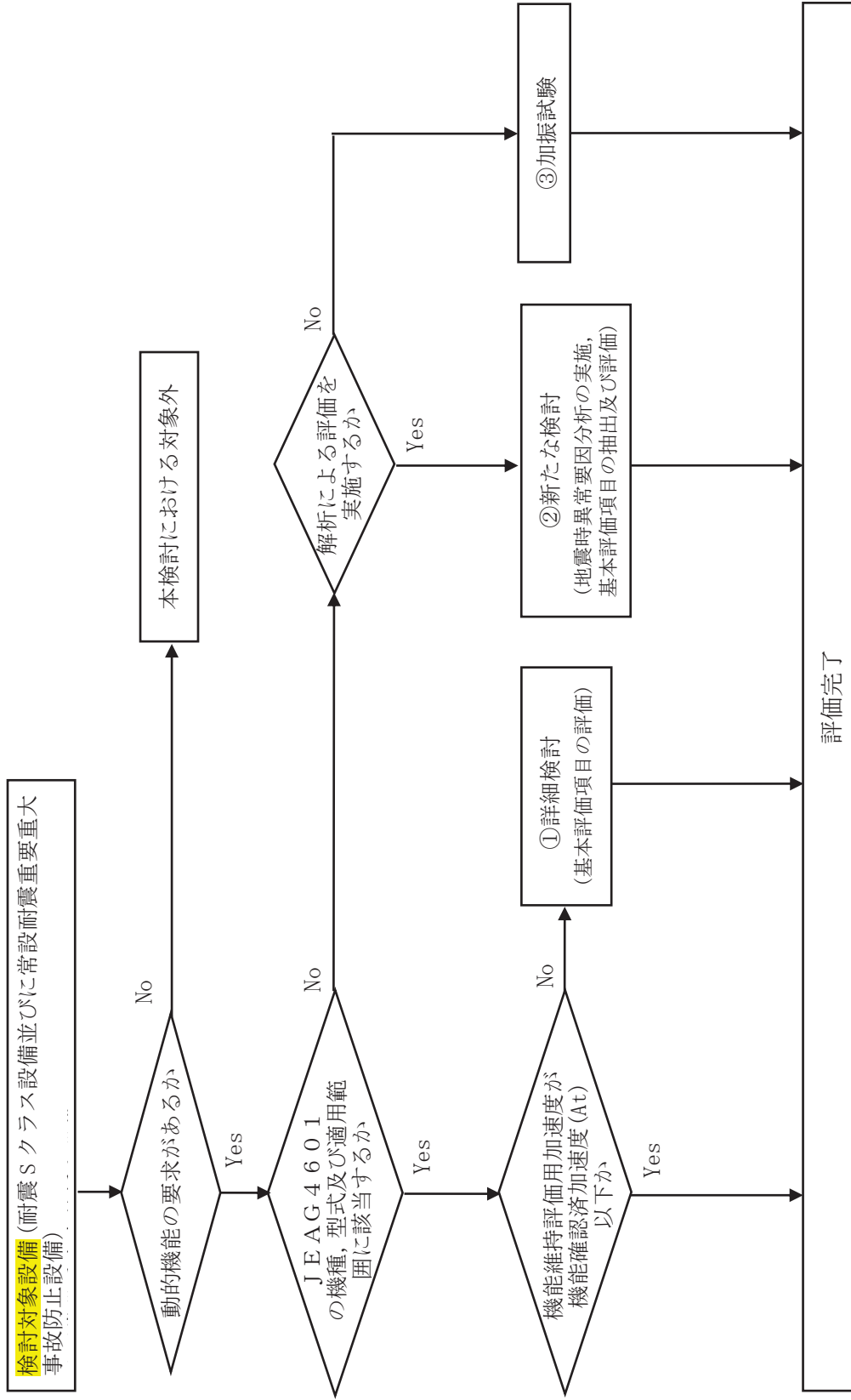


図1 動的機能維持評価の検討フロー

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，バタフライ弁，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，全て横形スクリーウ式ポンプ（以下「スクリーウ式ポンプ」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

スクリーウ式ポンプは，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ウ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，スクリーウ式ポンプは，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（At）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	○	○
	高圧炉心スプレイ系ポンプ	○	○
	低圧炉心スプレイ系ポンプ	○	○
	原子炉補機冷却海水ポンプ	○	× （別紙 2 参照）
	高圧炉心スプレイ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	○	○
	高圧炉心スプレイ補機冷却水ポンプ	○	○
	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）	—
	高圧炉心スプレイ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	○	○
	高圧炉心スプレイ系ポンプ用電動機	○	× （別紙 2 参照）
	低圧炉心スプレイ系ポンプ用電動機	○	× （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）
	高圧炉心スプレイ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	○	○
	高圧炉心スプレイ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 (At) 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（At）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，バタフライ弁，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（At）を超過する一部の弁について詳細検討を実施する。

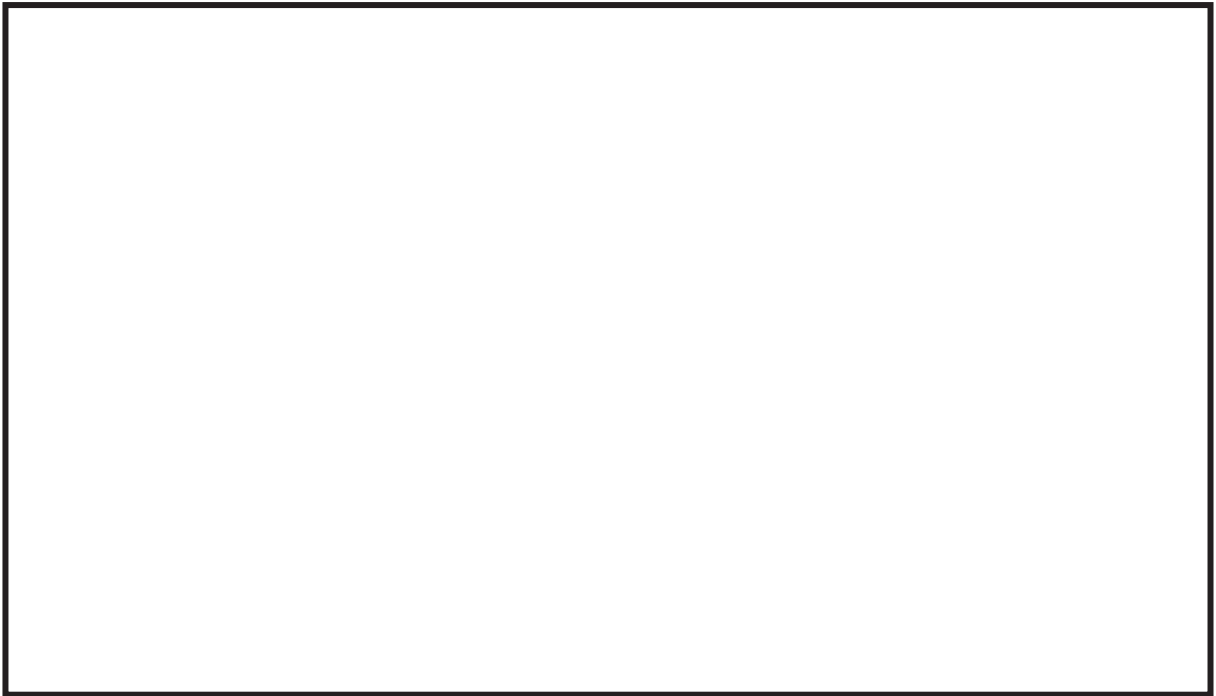


図 2 高圧代替注水系タービンポンプ構造図

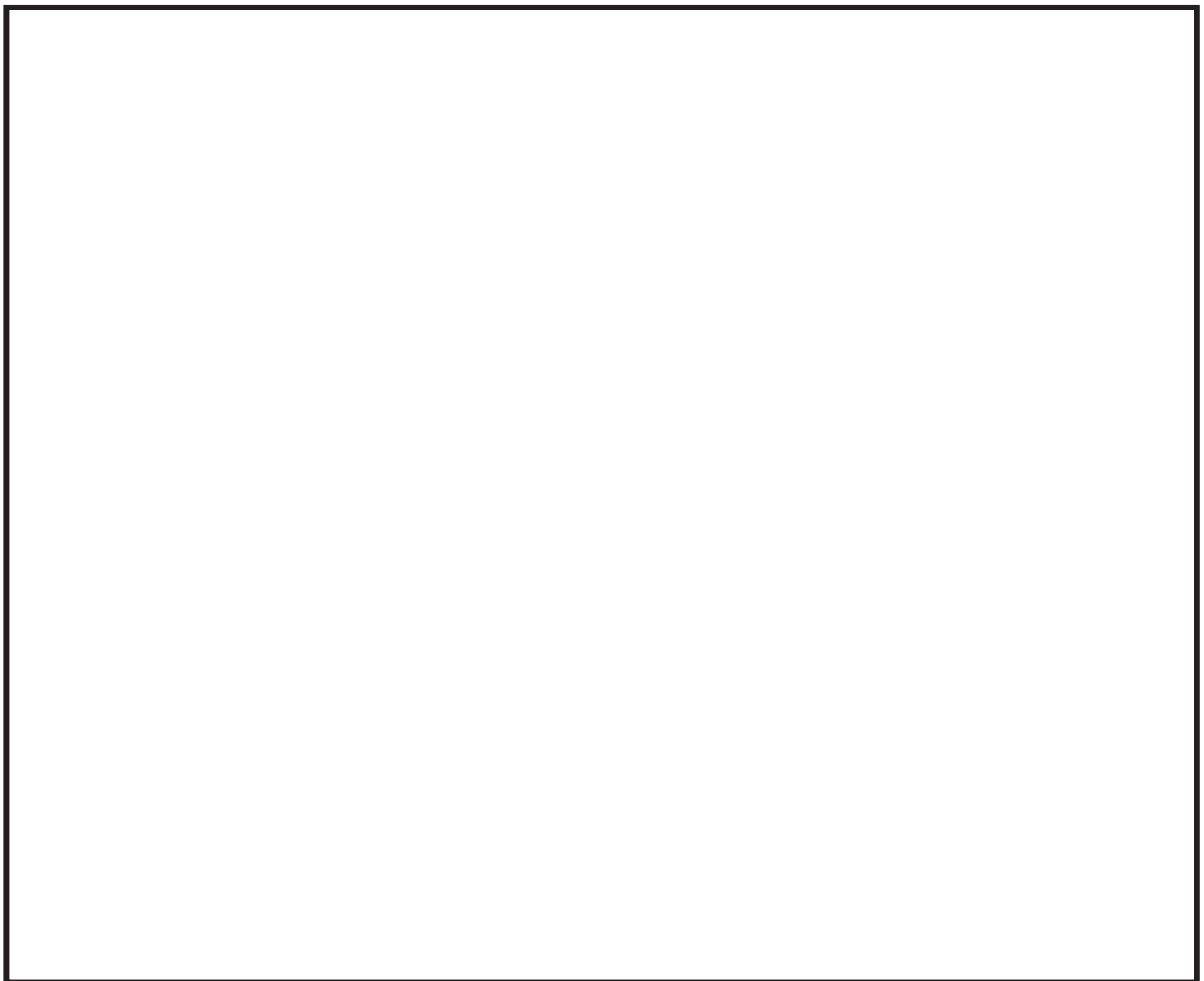


図 3 ガスタービン発電設備構造図

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	動的機能維持確認方法	J E A G 4 6 0 1 機種/型式		容量 ()内は当該設備の容量	機能確認加速度 (At) 確認 (×9.8m/s ²)		備考	
			機種	型式		機能維持評価用 加速度*1	機能確認加速度 (At)		
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	×	機能維持評価用加速度がAt超過のため、詳細検討を実施する。
						鉛直	1.15		
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	電動機	楕形ころがり軸受	~950kW (75kW)	水平	1.65	×	機能維持評価用加速度がAt超過のため、詳細検討を実施する。
						鉛直	1.15		
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	ピットバレル形	~1800m ³ /h (1160m ³ /h)	水平	0.82	○	
						鉛直	0.57		
残留熱除去系ポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	電動機	立形ころがり軸受	~1300kW (540kW)	水平	0.82	○	
						鉛直	0.57		
非常用炉心冷却設備その他原子炉注水設備									
高圧炉心スプレイス									
高圧炉心スプレイスポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	立形ポンプ	ピットバレル形	~1800m ³ /h (1074m ³ /h)	水平	0.82	○	
						鉛直	0.57		
高圧炉心スプレイスポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	電動機	立形スベリ軸受	~2700kW (1900kW)	水平	4.7	×	機能維持評価用加速度がAt超過のため、詳細検討を実施する。
						鉛直	0.57		
低圧炉心スプレイス									
低圧炉心スプレイスポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	立形ポンプ	ピットバレル形	~1800m ³ /h (1074m ³ /h)	水平	0.82	○	
						鉛直	0.57		
低圧炉心スプレイスポンプ	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	電動機	立形ころがり軸受	~1300kW (1000kW)	水平	4.2	×	機能維持評価用加速度がAt超過のため、詳細検討を実施する。
						鉛直	0.57		
高圧代替注水系									
高圧代替注水タービンポンプ	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		容量 ()内は当該設備の容量	方向	機能確認加速度 (At) 確認 ($\times 9.8m/s^2$)		機能維持評価用加速度がAt以下か ○ : At以下 × : At超過 - : 対象外	備考
			機種	型式			機能維持評価用加速度 ^{*1}	機能確認加速度 (At)		
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)	○	
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (37kW)	鉛直	0.58	1		
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)	○	
			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。	鉛直	0.6	1		
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)	○	
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (45kW)	鉛直	0.73	1		
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)	○	
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (235kW)	鉛直	0.57	1		
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	11.89	10.0	×	機能維持評価用加速度がAt超過のため, 詳細検討を実施する。
			電動機	立形ころがり軸受	~1300kW (420kW)	鉛直	1.61	1.0		
機能維持評価用加速度がAt超過のため, 詳細検討を実施する。										
機能維持評価用加速度がAt超過のため, 詳細検討を実施する。										

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	動的機能維持確認方法	JEAG4601 機種/型式		機能確認加速度 (At) 確認 ($9.8m/s^2$)		機能維持評価用 加速度*1	機能維持評価用 加速度がAt 以下か ○: At以下 ×: At超過 -: 対象外	備考	
			機種	型式	容量 (0内は当該設備の 容量)	方向				機能確認加速度 (At)
高圧炉心スプレイ補機冷却水系及び高圧炉心スプレイ補機冷却海水系										
高圧炉心スプレイ補機冷却水ポンプ	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)	○	
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (40kW)	鉛直	0.57	鉛直	1	
高圧炉心スプレイ補機冷却水ポンプ	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	3.18	10.0	×	機能維持評価用加速度がAt超過のため、詳細検討を実施する。
			電動機	立形ころがり軸受	~1300kW (60kW)	鉛直	1.61	鉛直	1.0	
計測制御系統施設										
制御材										
制御棒										
ほう酸水注入設備										
ほう酸水注入系										
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 — (9.78m ³ /h)	水平	1.77	1.6	×	機能維持評価用加速度がAt超過のため、詳細検討を実施する。
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (37kW)	鉛直	1.3	鉛直	1	
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	○	
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (110kW)	鉛直	0.66	鉛直	1	
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 (1333m ³ /min)	水平	1.13	2.3	○	
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (15kW)	鉛直	0.66	鉛直	1	
中央制御室排風機	有	JEAG4601 による確認	ファン	遠心直結型ファン	~2500m ³ /min (833m ³ /min)	水平	1.13	2.6	○	
			電動機	横形ころがり軸受	~950kW (3.7kW)	鉛直	0.66	鉛直	1	

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	J E A G 4 6 0 1 機種/型式		機能維持評価用 加速度*1	機能維持評価用 加速度がAt	備考
			機種	型式			
緊急時対策排換気空調系							
緊急時対策非常用送風機	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	ファン	遠心直動型ファン ~2500m ³ /min (16.7m ³ /min)	1.4	○	○ : At以下 × : At超過 - : 対象外
			電動機	横形ころがり軸受 ~950kW (3.7kW)	0.93	○	
原子炉格納施設							
圧力低下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	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 (150m ³ /h)	0.82	○	○ : At以下 × : At超過 - : 対象外
			電動機	横形ころがり軸受 ~950kW (90kW)	0.57	○	
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	J E A G 4 6 0 1 による確認	ファン	遠心直結型ファン ~2900m ³ /min (41.7m ³ /min)	1.81	×	機能維持評価用加速度がAt超過のため、詳細検討を実施する。
			電動機	横形ころがり軸受 ~950kW (22kW)	1.32	×	
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 ブロー	有	J E A G 4 6 0 1 による確認	ファン	遠心直動型ファン ~2500m ³ /min (4.3m ³ /min)	1.77	×	機能維持評価用加速度がAt超過のため、詳細検討を実施する。
			電動機	横形ころがり軸受 ~950kW (11kW)	1.3	×	

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	動的機能維持確認方法	J E A G 4 6 0 1 機種/型式		機能確認加速度 (At) 確認		機能維持評価用加速度がAt以下か、 ○：At以下 ×：At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 機能確認加速度 (At)
その他発電用原子炉の附属施設									
非常用電源設備									
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	~1550kW (6100kW)	水平	1.67	×	機能維持評価用加速度がAt超過のため、詳細検討を実施する。
					UG形	鉛直	1.17		
					UG形	鉛直	1.17		
					UG形	鉛直	1.17		
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	1.65	×	機能維持評価用加速度がAt超過のため、詳細検討を実施する。
					(4m ³ /h)	鉛直	1.15		
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	スクリュー式	~950kW (2.2kW)	水平	1.1	-	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。
					(4m ³ /h)	鉛直	0.77		
高圧炉心スプレイス系ディーゼル発電設備									
高圧炉心スプレイス系ディーゼル機関	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	~1550kW (3000kW)	水平	1.67	×	機能維持評価用加速度がAt超過のため、詳細検討を実施する。
					UG形	鉛直	1.17		
					UG形	鉛直	1.17		
					UG形	鉛直	1.17		
高圧炉心スプレイス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	×	機能維持評価用加速度がAt超過のため、詳細検討を実施する。
					(4m ³ /h)	鉛直	1.18		
高圧炉心スプレイス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	スクリュー式	~950kW (2.2kW)	水平	1.1	-	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。
					(4m ³ /h)	鉛直	0.77		
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	-	車両設備であり、解折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。
					0.65	鉛直	0.82		
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	スクリュー式	(3m ³ /h)	水平	1.23	-	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。
					~950kW (1.5kW)	鉛直	0.61		
						水平	1.23	○	
						鉛直	0.61		

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		機能確認済加速度 (At) 確認 (※9, ※7, ※3)		機能維持評価用加速度がAt以下か ○: At以下 ×: At超過 -: 対象外	備考		
			機種	型式	容量 (0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 (At)
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 鉛直	13.67 5.13	10.0 6.2	× ×	機能維持評価用加速度がAtを超過する弁について詳細検討を実施する。(At以下の弁については、詳細評価不要とする。)
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 鉛直	14.31 5.21	9.6 6.1	× ×	対象弁全てにおいて機能維持評価用加速度がAtを超過するため詳細検討を実施する。
制御機駆動システム弁*2	有	JEAG4601 による確認	弁	CR0スクラム弁	~50A	水平 鉛直	1.68 1.17	6.0 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 鉛直	10.68 2.4	6.0 6.0	× ×	機能維持評価用加速度がAtを超過する弁について詳細検討を実施する。(At以下の弁については、詳細評価不要とする。)
ゲート弁*2	有	JEAG4601 による確認	弁	ゲート弁	~650A	水平 鉛直	8.98 3.09	6.0 6.0	× ×	機能維持評価用加速度がAtを超過する弁について詳細検討を実施する。(At以下の弁については、詳細評価不要とする。)
バタフライ弁*2	有	JEAG4601 による確認	弁	バタフライ弁	~1800A	水平 鉛直	7.07 5.81	6.0 6.0	× ×	機能維持評価用加速度がAtを超過する弁について詳細検討を実施する。(At以下の弁については、詳細評価不要とする。)
逆止弁*2	有	JEAG4601 による確認	弁	逆止弁	~850A	水平 鉛直	10.8 4.17	6.0 6.0	× ×	機能維持評価用加速度がAtを超過する弁について詳細検討を実施する。(At以下の弁については、詳細評価不要とする。)

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	1
2. 評価項目の抽出方針	1
3. 動的機能維持評価の評価項目の抽出	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	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	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	13
3.4 スクリュー式ポンプの基本評価項目の検討	15
4. まとめ	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

参考 1-1 スクリュー式ポンプ 詳細評価結果エビデンス

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としては、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。

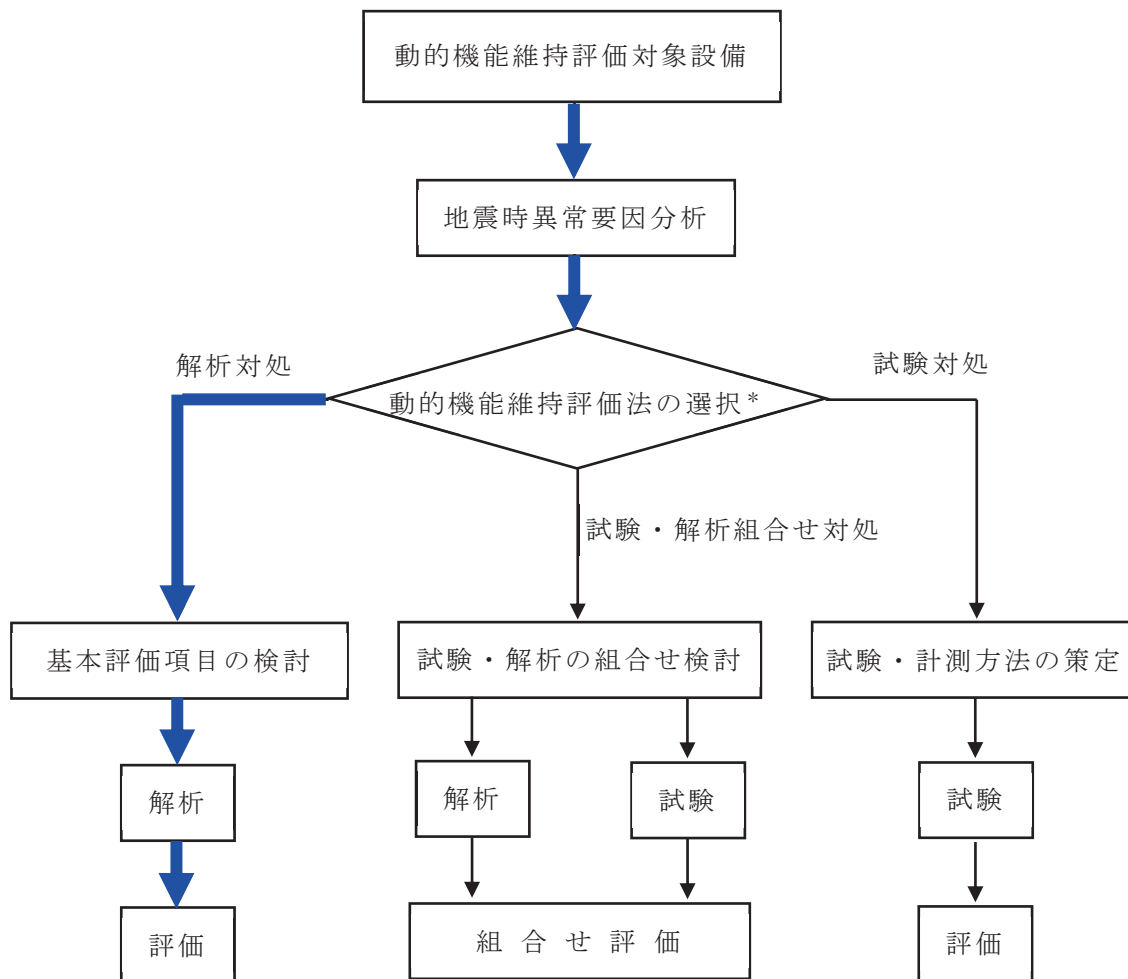
具体的には、耐特委では動的機能の評価においては、対象機種ごとに現実的な地震応答レベルでの異常のみならず、破壊に至るような過剰な状態を念頭に地震時に考え得る異常状態を抽出し、その分析により動的機能上の評価点を検討し、動的機能維持を評価する際に確認すべき事項として、基本評価項目を選定している。また、電共研の検討では、耐特委及び原子力発電技術機構（以下「NUPEC」という。）での検討を踏まえて、動的機能維持の基本評価項目を選定している。

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）」



* 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。

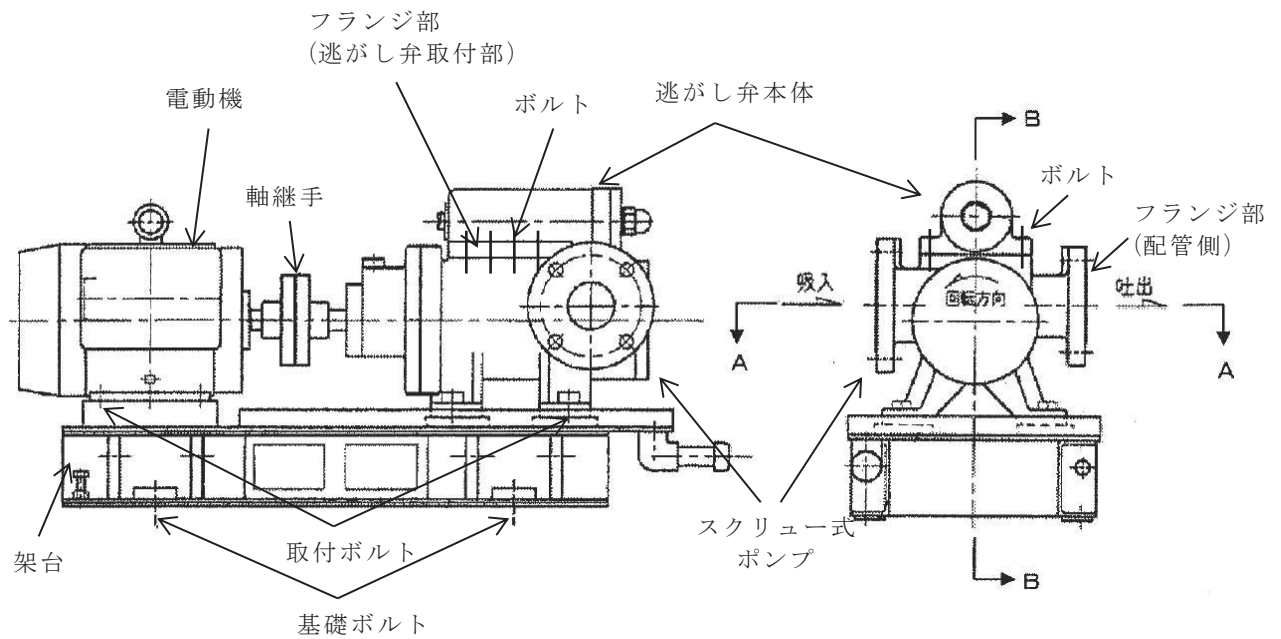
また、スクリー式ポンプの固定方法については、基礎ボルトで固定した共通の架台の上に、駆動機器である横形ころがり軸受の電動機とスクリー式ポンプが取付ボルトにより設置され、地震荷重は主ねじ（主軸）、軸受（電動機側、負荷側）を通してケーシングに伝達される。参考とするギヤ式及び遠心式ポンプについても、基礎ボルトで固定した共通の架台の上に取付ボルトで設置し主軸及び軸受を介して荷重伝達する構造であることから、ポンプの基本構造は同じと言える。さらに、電動機からの動力は軸継手を介してポンプ側に伝達する方式であることから、作動原理についても同じと言える。

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
設備名	機種／型式	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

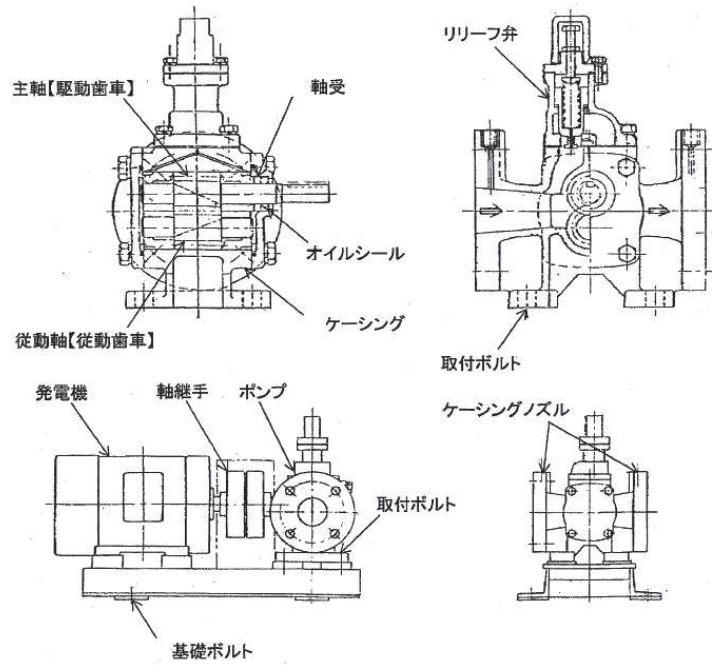


■ : 接液部

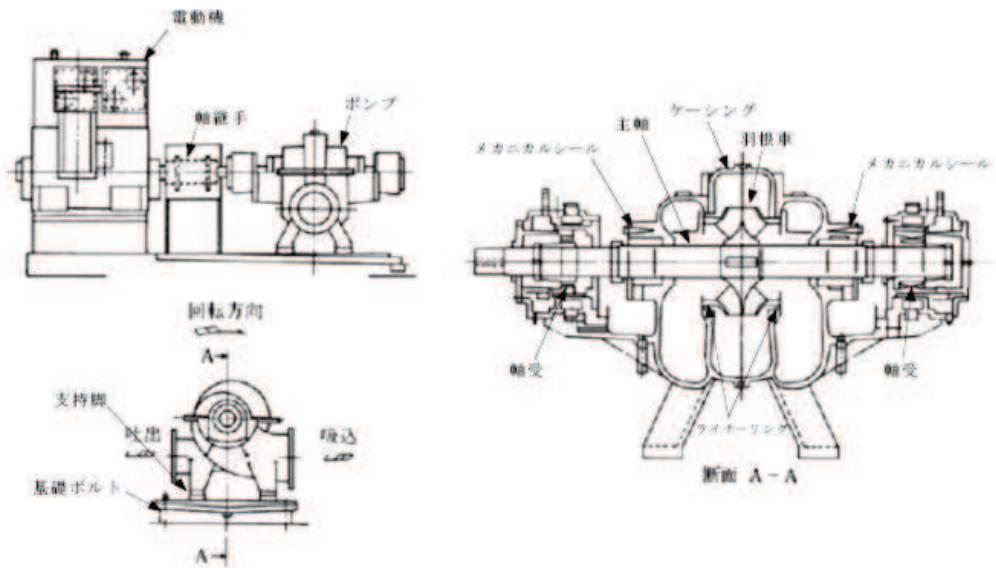
注記：スリーブ内に納められた主ねじ（主軸）と従ねじはかみ合って回転しており、ねじの1リードごとに作られる密閉される空間に入った流体は、ねじ面に沿って吐出側へ移動する。

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

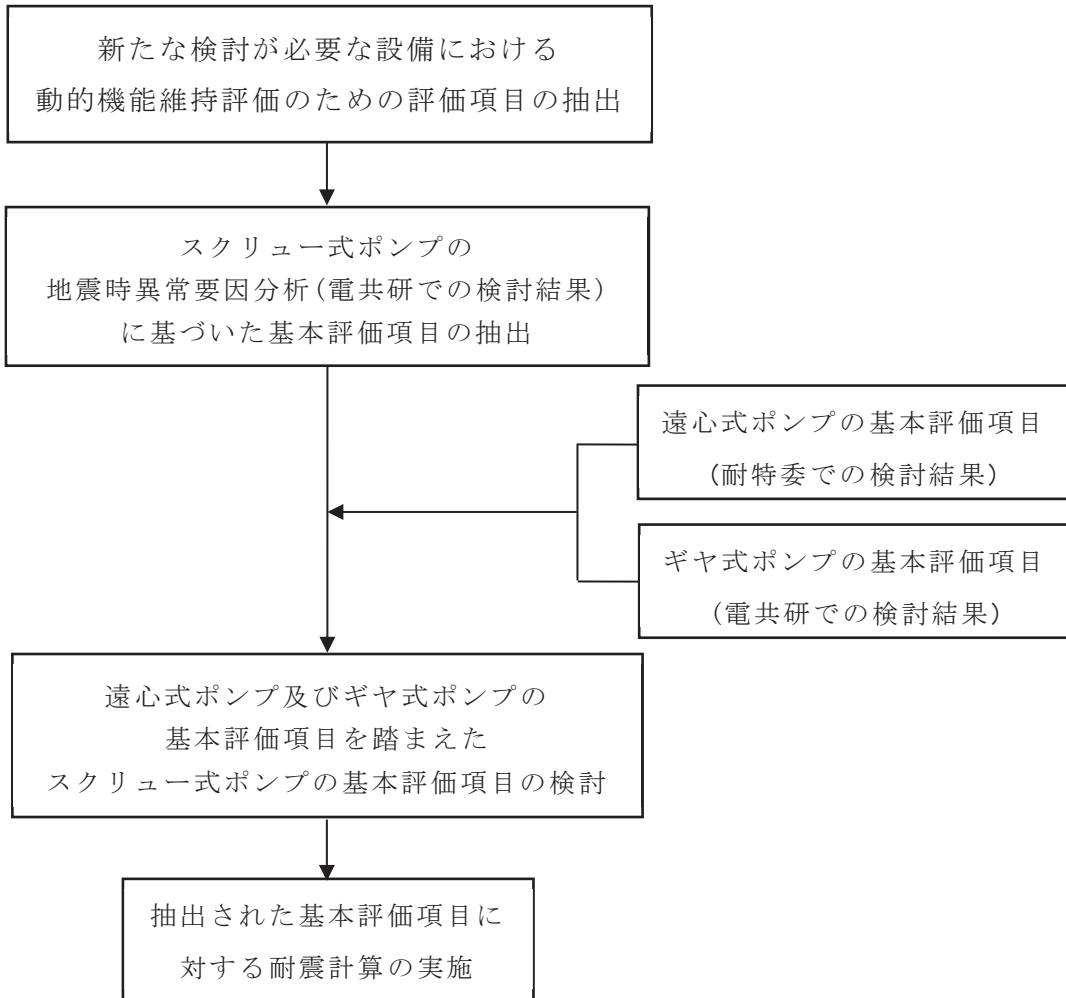
別紙 1-2 表 スクリュー式ポンプの主要仕様

		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 発電機設備 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基本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。

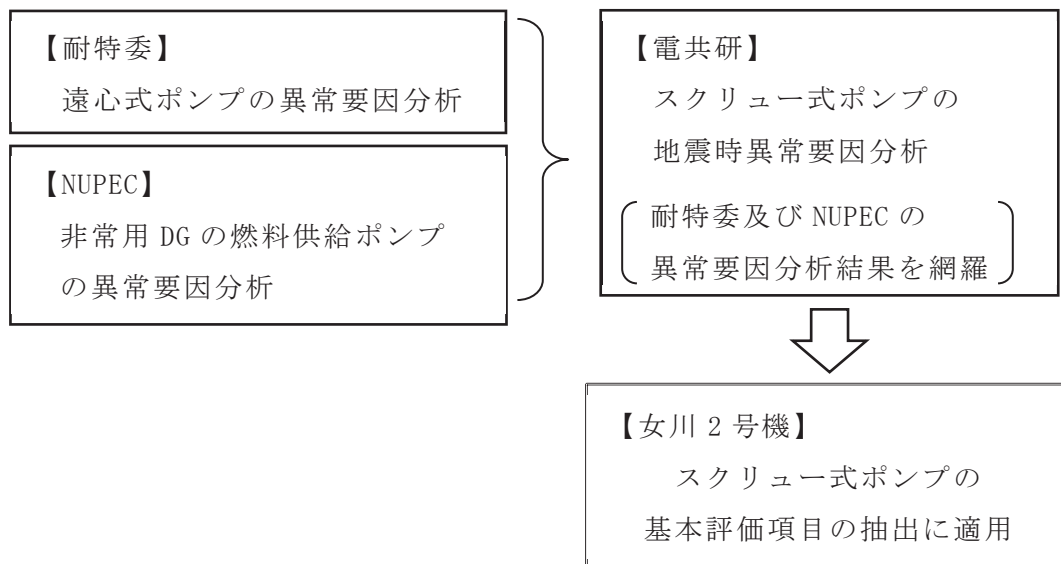


別紙 1-4 図 動的機能維持評価のための基本評価項目の抽出フロー

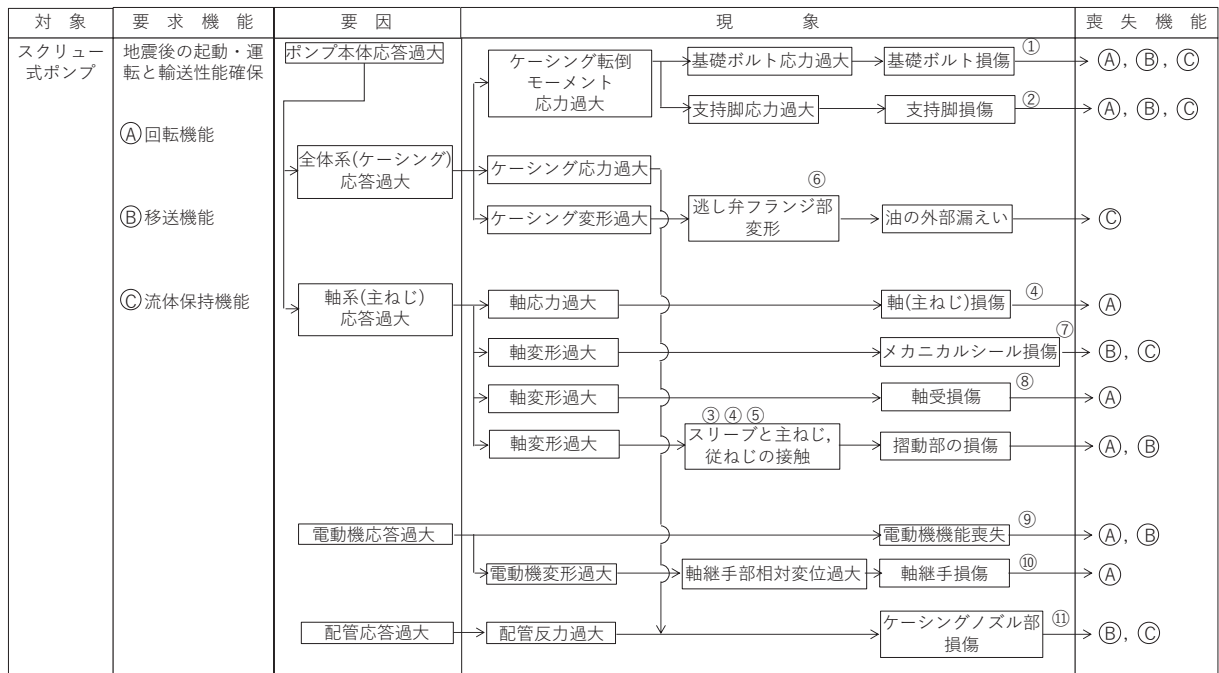
3.1 スクリュー式ポンプの地震時異常要因分析による基本評価項目の抽出

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）



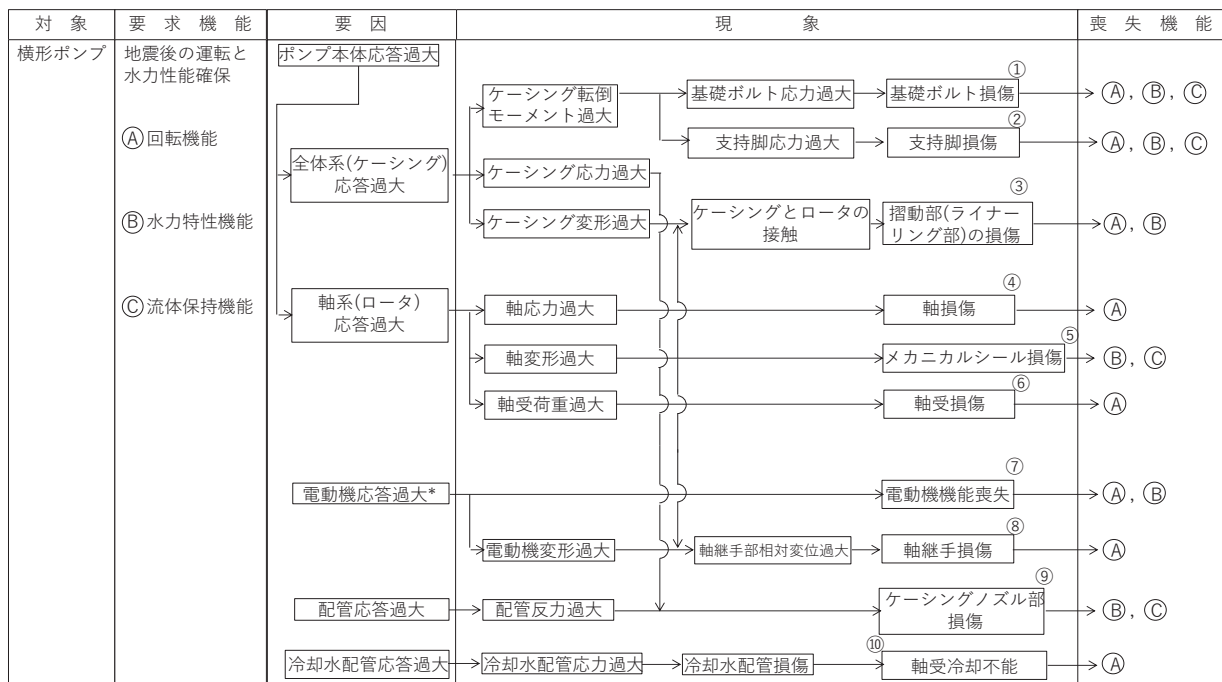
別紙 1-6 図 スクリュー式ポンプの地震時異常要因分析図

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。



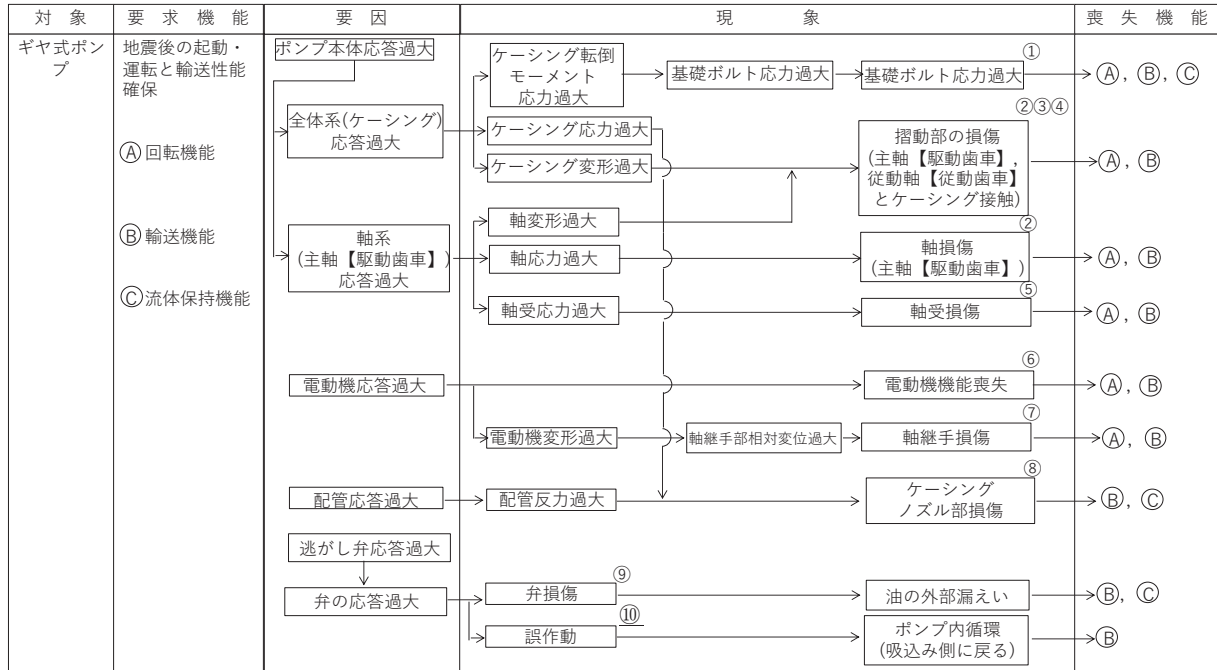
別紙 1-7 図 遠心式ポンプの地震時異常要因分析図

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、回転機能及び輸送機能が喪失する。
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輸送機能が喪失する。
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輸送機能が喪失する。
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、回転機能及び輸送機能が喪失する。
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輸送機能が喪失する。
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輸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、回転機能及び輸送機能が喪失する。
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輸送機能が喪失する。
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輸送機能が喪失する。
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、回転機能及び輸送機能が喪失する。
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輸送機能が喪失する。
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輸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、輸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、輸送機能が喪失する。(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が起こった場合でも、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の検討した結果、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（計算書対象），－：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（全体として弾性挙動となるような）値としてIV _{AS} 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 _{AS} 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：1.32 (×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：1.10 (×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最大せん断応力として評価。

*3：算出過程については、「参考 1-1 スクリュー式ポンプ 詳細評価結果エビデンス」にて示す。

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	許容値	評価
Ⅲ 主ねじ	変位	— (mm)	$\delta_1 = \frac{5 \cdot w \cdot \ell_1^4}{384 \cdot E \cdot I_1} - \frac{(M_A + M_B) \cdot \ell_1^3}{16 \cdot E \cdot I_1}$ <p> w : 地震力を考慮した軸等分布荷重 [N] ℓ₁ : 支点間距離 [mm] E : 縦弾性係数 [MPa] I₁ : 軸最小径での断面二次モーメント [mm⁴] 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] </p>			○
Ⅳ 軸系	応力	せん断 (MPa) *2	$\tau_{max} = \left(\frac{16}{\pi \cdot d^3} \right) \cdot \sqrt{M^2 + T^2}$ <p> 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] </p>			○
Ⅶ メカニカルシール	変位	— (mm)	$\delta_2 = \frac{W_1 \cdot \ell_2^3}{6 \cdot E \cdot I_2} \cdot \left[\frac{x^3}{\ell_2^3} - \frac{3 \cdot (\ell_1 + \ell_2)}{\ell_2^2} \cdot x + \frac{3 \cdot \ell_1}{\ell_2} + 2 \right]$ <p> W₁ : 地震力を考慮した軸端部荷重 [N] ℓ₁ : 支点間距離 [mm] ℓ₂ : 軸端から支点Aまでの距離 (= a) [mm] E : 縦弾性係数 [MPa] I₂ : シール面軸径での断面二次モーメント [mm⁴] x : 軸端からメカニカルシールシール面までの距離 [mm] </p>			○

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：1.32（×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：1.10（×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最大せん断応力として評価。

*3：算出過程については、「参考 1-1 スクリュー式ポンプ 詳細評価結果エビデンス」にて示す。

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	許容値	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)	—	1.10	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：1.32 (×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：1.10 (×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最大せん断応力として評価。

*3：算出過程については、「参考 1-1 スクリュー式ポンプ 詳細評価結果エビデンス」にて示す。

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	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：1.32 (×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：1.10 (×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最大せん断応力として評価。

*3：算出過程については、「参考 1-1 スクリュー式ポンプ 詳細評価結果エビデンス」にて示す。

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	許容値	評価
III 主ねじ	変位	— (mm)	$\delta_1 = \frac{5 \cdot w \cdot \ell_1^4}{384 \cdot E \cdot I_1} - \frac{(M_A + M_B) \cdot \ell_1^3}{16 \cdot E \cdot I_1}$ <p> w : 地震力を考慮した軸等分布荷重 [N] ℓ₁ : 支点間距離 [mm] E : 縦弾性係数 [MPa] I₁ : 軸最小径での断面二次モーメント [mm⁴] 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] </p>			○
IV 軸系	応力	せん断 (MPa) *2	$\tau_{max} = \left(\frac{16}{\pi \cdot d^3} \right) \cdot \sqrt{M^2 + T^2}$ <p> 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] </p>			○
VII メカニカルシール	変位	— (mm)	$\delta_2 = \frac{W_1 \cdot \ell_2^3}{6 \cdot E \cdot I_2} \cdot \left[\frac{x^3}{\ell_2^3} - \frac{3 \cdot (\ell_1 + \ell_2)}{\ell_2^2} \cdot x + \frac{3 \cdot \ell_1}{\ell_2} + 2 \right]$ <p> W₁ : 地震力を考慮した軸端部荷重 [N] ℓ₁ : 支点間距離 [mm] ℓ₂ : 軸端から支点 A までの距離 (= a) [mm] E : 縦弾性係数 [MPa] I₂ : シール面軸径での断面二次モー メント [mm⁴] x : 軸端からメカニカルシールシール 面までの距離 [mm] </p>			○

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：1.32 (×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：1.10 (×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最大せん断応力として評価。

*3：算出過程については、「参考 1-1 スクリュー式ポンプ 詳細評価結果エビデンス」にて示す。

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	許容値	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]			○
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)	—	1.10	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：1.32 (×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：1.10 (×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最大せん断応力として評価。

*3：算出過程については、「参考 1-1 スクリュー式ポンプ 詳細評価結果エビデンス」にて示す。

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	許容値	評価
I-1 基礎ボルト	応力	引張 (MPa)	$\sigma_{b1} = \frac{F_{b1}}{A_{b1}}$ $F_{b1} : \text{基礎ボルトに作用する引張力 (1本 当り) [N]}$ $A_{b1} : \text{基礎ボルトの断面積 [mm}^2\text{]}$			○
		せん断 (MPa)	$\tau_{b1} = \frac{Q_{b1}}{n_1 \cdot A_{b1}}$ $Q_{b1} : \text{基礎ボルトに作用するせん断力 [N]}$ $n_1 : \text{基礎ボルトの本数 [-]}$ $A_{b1} : \text{基礎ボルトの断面積 [mm}^2\text{]}$			○
I-2 ポンプ 取付ボルト	応力	引張 (MPa)	$\sigma_{b2} = \frac{F_{b2}}{A_{b2}}$ $F_{b2} : \text{基礎ボルトに作用する引張力 (1本 当り) [N]}$ $A_{b2} : \text{基礎ボルトの断面積 [mm}^2\text{]}$			○
		せん断 (MPa)	$\tau_{b2} = \frac{Q_{b2}}{n_2 \cdot A_{b2}}$ $Q_{b2} : \text{基礎ボルトに作用するせん断力 [N]}$ $n_2 : \text{基礎ボルトの本数 [-]}$ $A_{b2} : \text{基礎ボルトの断面積 [mm}^2\text{]}$			○
I-3 原動機 取付ボルト	応力	引張 (MPa)	$\sigma_{b3} = \frac{F_{b3}}{A_{b3}}$ $F_{b3} : \text{基礎ボルトに作用する引張力 (1本 当り) [N]}$ $A_{b3} : \text{基礎ボルトの断面積 [mm}^2\text{]}$			○
		せん断 (MPa)	$\tau_{b3} = \frac{Q_{b3}}{n_3 \cdot A_{b3}}$ $Q_{b3} : \text{基礎ボルトに作用するせん断力 [N]}$ $n_3 : \text{基礎ボルトの本数 [-]}$ $A_{b3} : \text{基礎ボルトの断面積 [mm}^2\text{]}$			○

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：1.32 ($\times 9.8\text{m/s}^2$), 鉛直 0.92 ($\times 9.8\text{m/s}^2$)] 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：1.10 ($\times 9.8\text{m/s}^2$), 鉛直 0.77 ($\times 9.8\text{m/s}^2$)] 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最大せん断応力として評価。

*3：算出過程については、「参考 1-1 スクリュー式ポンプ 詳細評価結果エビデンス」にて示す。

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	許容値	評価
III 主ねじ	変位	— (mm)	$\delta_1 = \frac{5 \cdot w \cdot \ell_1^4}{384 \cdot E \cdot I_1} - \frac{(M_A + M_B) \cdot \ell_1^3}{16 \cdot E \cdot I_1}$ <p>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 [mm⁴] 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]</p>			○
IV 軸系	応力	せん断 (MPa) *2	$\tau_{max} = \left(\frac{16}{\pi \cdot d^3} \right) \cdot \sqrt{M^2 + T^2}$ <p>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]</p>			○
VII メカニカルシール	変位	— (mm)	$\delta_2 = \frac{W_1 \cdot \ell_2^3}{6 \cdot E \cdot I_2} \cdot \left[\frac{x^3}{\ell_2^3} - \frac{3 \cdot (\ell_1 + \ell_2)}{\ell_2^2} \cdot x + \frac{3 \cdot \ell_1}{\ell_2} + 2 \right]$ <p>W₁ : 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 [mm⁴] x : 軸端からメカニカルシールシール 面までの距離 [mm]</p>			○

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：1.32 (×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：1.10 (×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最大せん断応力として評価。

*3：算出過程については、「参考 1-1 スクリュー式ポンプ 詳細評価結果エビデンス」にて示す。

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	許容値	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)	—	1.23	4.7	○	
		鉛直 (×9.8m/s ²)	—	0.61	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：1.32 (×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：1.10 (×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最大せん断応力として評価。

*3：算出過程については、「参考 1-1 スクリュー式ポンプ 詳細評価結果エビデンス」にて示す。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

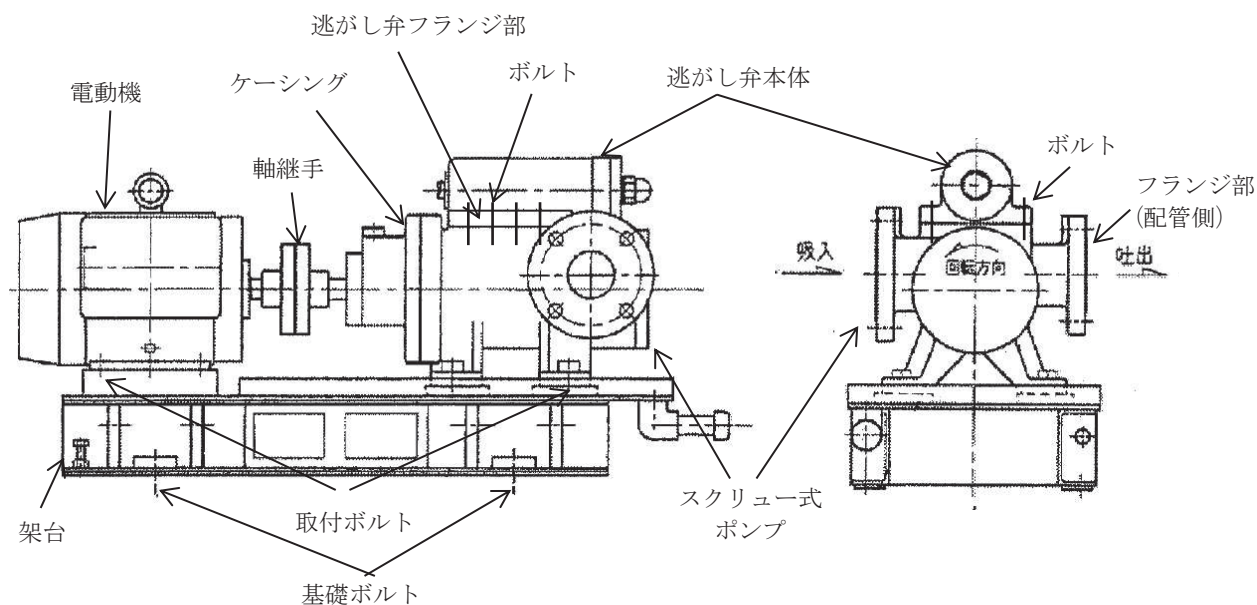
逃がし弁を動的機能維持評価対象外とする考え方について

1. 概要

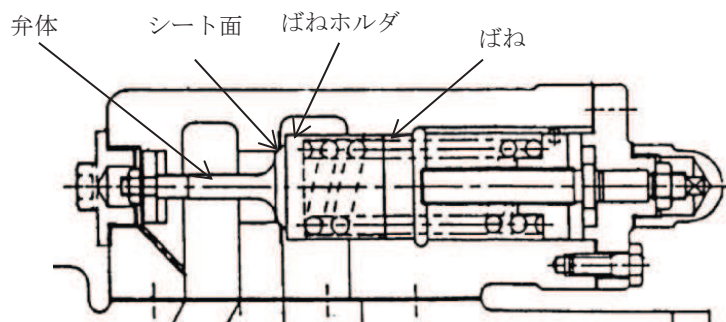
非常用ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ、高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ及びガスタービン発電設備燃料移送ポンプの逃がし弁については、動的機能維持評価を不要としている。以下に、逃がし弁が評価不要な理由を示す。

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。



(a) 燃料移送ポンプ構造概要図



(b) 逃がし弁の構造概要図

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。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

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。

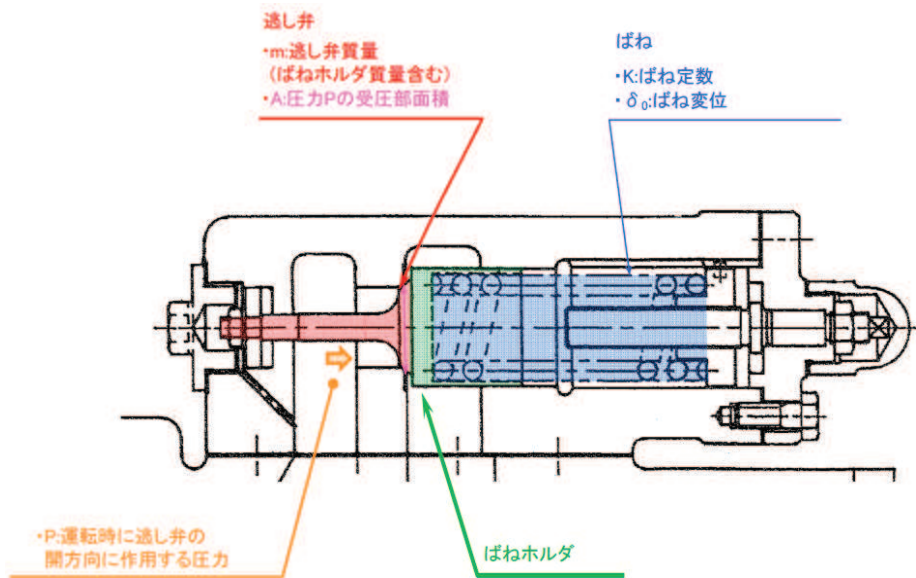
評価は、非常用ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ、高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備燃料移送ポンプ及びガスタービン発電設備燃料移送ポンプのうち、水平方向地震力が大きいガスタービン発電設備燃料移送ポンプについて確認する。逃がし弁の構造図を別紙 1-1-2 図に示す。

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

式中の記号は以下のとおり。

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		
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*	1.23	—

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) により定まる動的機能維持評価用震度 (1.0ZPA) [水平: 1.23 (×9.8m/s²), 鉛直 0.61 (×9.8m/s²)] のうち水平方向震度で評価



別紙 1-1-2 図 逃がし弁の構造図

5.2 評価結果

評価結果を以下に示す。

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

$$m g C_H = \text{[Redacted]} \times 9.80665 \times 1.23 = \text{[Redacted]}$$

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。

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。

スクリー式ポンプ 詳細評価結果エビデンス

参考資料 1-1-1 燃料移送ポンプの動的機能維持評価方法

1. 燃料移送ポンプの動的機能維持評価

1.1 記号の説明

燃料移送ポンプの動的機能維持評価に使用する記号を参考 1-1-1 表に示す。

参考1-1-1表 記号の説明 (1/2)

記号	記号の説明	単位
a	軸端から支点Aまでの距離 ($=\ell_2$)	mm
A_{R1}	ラジアル荷重を受ける軸受Aの投影面積	mm^2
A_{R2}	ラジアル荷重を受ける軸受Bの投影面積	mm^2
A_S	スラスト荷重を受ける軸受の投影面積	mm^2
b	軸端から支点Bまでの距離	mm
C_H	水平方向震度	—
C_V	鉛直方向震度	—
d	曲げモーメントが最大となる箇所の軸径	mm
E	縦弾性係数	MPa
g	重力加速度 ($=9.80665$)	m/s^2
I_1	軸最小径での断面二次モーメント	mm^4
I_2	シール面軸径での断面二次モーメント	mm^4
ℓ	軸長さ	mm
ℓ_1	支点間距離	mm
ℓ_2	軸端から支点Aまでの距離 ($=a$)	mm
M	最大曲げモーメント (M_A , M_B の大なる方)	$\text{N}\cdot\text{mm}$
m_0	軸系総質量	kg
M_A	支点Aの曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
M_B	支点Bの曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
M_P	ポンプ回転により作用するモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
N	回転数 (原動機の同期回転速度)	rpm
P	原動機出力	kW
P_{R1}	ラジアル荷重による軸受Aの面圧	MPa
P_{R2}	ラジアル荷重による軸受Bの面圧	MPa

参考1-1-1表 記号の説明 (2/2)

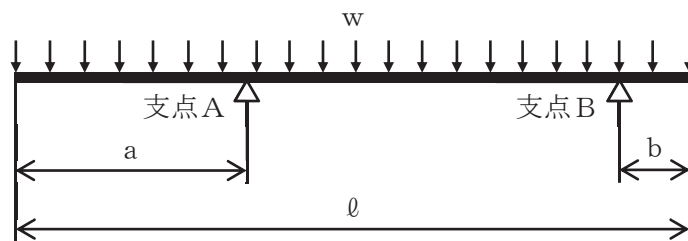
記号	記号の説明	単位
P_S	スラスト荷重による軸受の面圧	MPa
T	軸に作用するねじりモーメント	N・mm
w	地震力を考慮した軸等分布荷重	N
W_1	地震力を考慮した軸端部荷重	N
W_2	軸受にかかる通常運転時のスラスト荷重	N
W_{R1}	軸受Aにかかる地震時のラジアル荷重	N
W_{R2}	軸受Bにかかる地震時のラジアル荷重	N
W_S	軸受にかかる地震時のスラスト荷重	N
x	軸端からメカニカルシールシール面までの距離	mm
δ_1	摺動部（主ねじ部）における軸のたわみ量	mm
δ_2	シール面における軸のたわみ量	mm
π	円周率	—
τ_{max}	軸に生じる最大せん断応力	MPa

1.2 評価方法

(1) 軸

軸の評価は、軸を単純はりとしてモデル化し、地震力が加わる場合のねじりと曲げの組合せによる軸の応力を算出する。

発生する応力値が、その許容応力値を下回ることを確認する。



参考 1-1-1 図 軸の評価モデル

軸に生じる最大せん断応力 τ_{\max} は次式で求める。

$$\tau_{\max} = \left(\frac{16}{\pi \cdot d^3} \right) \cdot \sqrt{M^2 + T^2} \dots\dots\dots \text{(参考 1-1-1-1)}$$

ここで、ねじりモーメント T は

$$T = M_P \dots\dots\dots \text{(参考 1-1-1-2)}$$

ここで、ポンプ回転により作用するモーメント M_P は

$$M_P = \left(\frac{60}{2 \cdot \pi \cdot N} \right) \cdot 10^6 \cdot P \dots\dots\dots \text{(参考 1-1-1-3)}$$

(1 kW = 10⁶ N·mm/s)

支点 A の曲げモーメント M_A は

$$M_A = \frac{w \cdot a^2}{2} \dots\dots\dots \text{(参考 1-1-1-4)}$$

支点 B の曲げモーメント M_B は

$$M_B = \frac{w \cdot b^2}{2} \dots\dots\dots \text{(参考 1-1-1-5)}$$

ここで、地震力を考慮した等分布荷重 w は

$$w = \frac{m_0 \cdot g \cdot \sqrt{C_H^2 + (1 + C_V)^2}}{1} \dots\dots\dots \text{(参考 1-1-1-6)}$$

(2) 軸受

軸受の評価は、地震力が加わる場合に発生する全荷重を軸受が受けるものとし、地震による荷重が軸受の許容荷重（許容面圧）以下であることを確認する。

a. 軸受Aのラジアル荷重

ラジアル荷重による軸受Aの面圧は次式で求める。

$$P_{R1} = \frac{W_{R1}}{A_{R1}} \dots\dots\dots (参考 1-1-1-7)$$

ここで、軸受にかかる地震時のラジアル荷重 W_{R1} は

$$W_{R1} = m_0 \cdot g \cdot \sqrt{C_H^2 + (1 + C_V)^2} \dots\dots\dots (参考 1-1-1-1)$$

b. 軸受Bのラジアル荷重

ラジアル荷重による軸受Bの面圧は次式で求める。

$$P_{R2} = \frac{W_{R2}}{A_{R2}} \dots\dots\dots (参考 1-1-1-9)$$

ここで、軸受にかかる地震時のラジアル荷重 W_{R2} は

$$W_{R2} = m_0 \cdot g \cdot \sqrt{C_H^2 + (1 + C_V)^2} \dots\dots\dots (参考 1-1-1-10)$$

c. スラスト荷重

スラスト荷重による軸受の面圧は次式で求める。

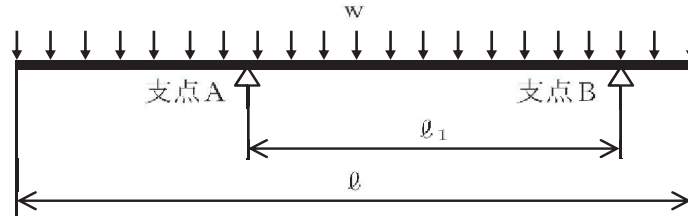
$$P_S = \frac{W_S}{A_S} \dots\dots\dots (参考 1-1-1-11)$$

ここで、軸受にかかる地震時のスラスト荷重 W_S は

$$W_S = m_0 \cdot g \cdot C_H + W_2 \dots\dots\dots (参考 1-1-1-12)$$

(3) 摺動部（主ねじ部）

摺動部の評価は、軸を単純はりとしてモデル化し、地震力が加わる場合の摺動部（主ねじ部）における軸のたわみ量を算出し、発生するたわみ量が主ねじとスリーブ間隙間内であることを確認する。



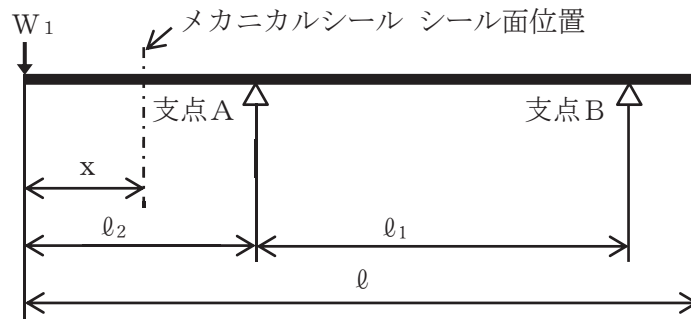
参考 1-1-2 図 摺動部（主ねじ部）の評価モデル

摺動部（主ねじ部）における軸のたわみ量 δ_1 は次式で求める。

$$\delta_1 = \frac{5 \cdot w \cdot l_1^4}{384 \cdot E \cdot I_1} - \frac{(M_A + M_B) \cdot l_1^2}{16 \cdot E \cdot I_1} \dots\dots\dots (参考 1-1-1-13)$$

(4) メカニカルシール

軸を単純はりとしてモデル化し、地震力が加わる場合のメカニカルシールシール面における軸の軸直角方向たわみ量を算出し、発生するたわみ量がメカニカルシール回転環の変位可能量を下回ることを確認する。



参考 1-1-3 図 メカニカルシールの評価モデル

シール面における軸のたわみ量 δ_2 は次式で求める。

$$\delta_2 = \frac{W_1 \cdot l_2^3}{6 \cdot E \cdot I_2} \cdot \left[\frac{x^3}{l_2^3} - \frac{3 \cdot (l_1 + l_2)}{l_2^2} \cdot x + \frac{3 \cdot l_1}{l_2} + 2 \right] \dots\dots\dots (参考 1-1-1-14)$$

ここで、地震力を考慮した軸端部荷重 W_1 は

$$W_1 = m_0 \cdot g \cdot \sqrt{C_H^2 + (1 + C_V)^2} \dots\dots\dots (参考 1-1-1-15)$$

詳細検討が必要な設備の評価

目 次

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

別紙 2-1 立形ポンプの詳細検討

参考 2-1 立形ポンプ 詳細評価結果エビデンス

別紙 2-2 横形ポンプの詳細検討

参考 2-2 横形ポンプ 詳細評価結果エビデンス

別紙 2-3 電動機の詳細検討

参考 2-3 電動機 詳細評価結果エビデンス

別紙 2-4 ファンの詳細検討

参考 2-4 ファン 詳細評価結果エビデンス

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-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 動的機能維持の基本項目としない評価項目の耐震性について

別添-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

参考 2-5 非常用ディーゼル発電設備（機関） 詳細評価結果エビデンス

別紙 2-6 非常用ディーゼル発電設備（発電機）の詳細検討

参考 2-6 非常用ディーゼル発電設備（発電機） 詳細評価結果エビデンス

別紙 2-7 往復動式ポンプの詳細検討

参考 2-7 往復動式ポンプ 詳細評価結果エビデンス

別紙 2-8 特殊弁及び一般弁の詳細検討

参考 2-8 特殊弁及び一般弁 詳細評価結果エビデンス

: 今回提出範囲

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。

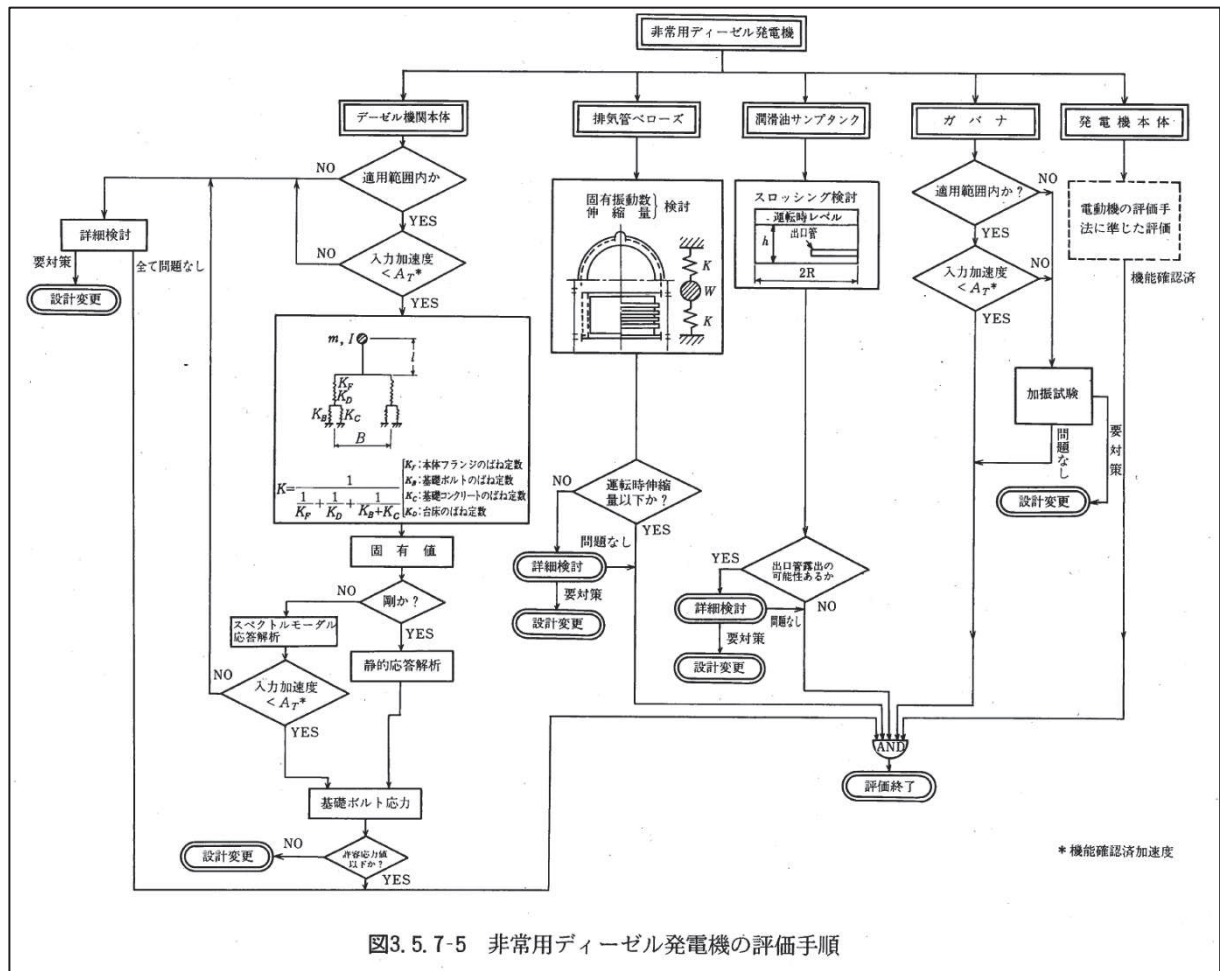
2. 動的機能維持評価の詳細検討が必要な設備

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 (At) 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 - 1 9 9 1 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

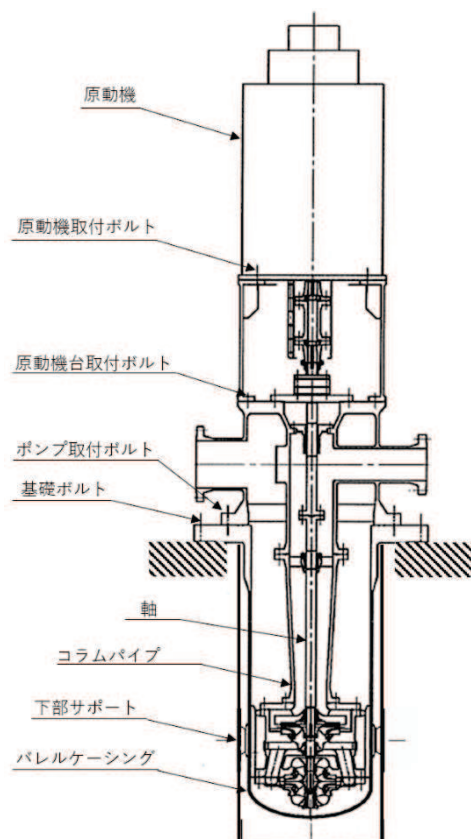
設備名称	形式	方向	機能維持評価用 加速度*1	機能確認済 加速度*1	超過の 有無*2
原子炉補機冷却海水 ポンプ	立形斜流式	水平方向	11.89	10.0	×
		鉛直方向	1.61	1.0	×
高压炉心スプレイ補機 冷却海水ポンプ		水平方向	3.18	10.0	○
		鉛直方向	1.61	1.0	×

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。

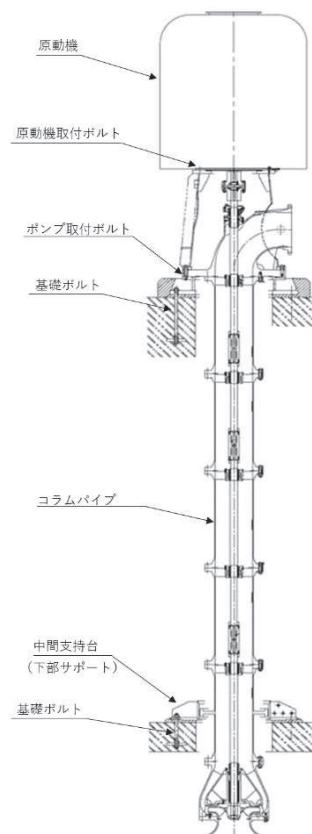
2. 立形ポンプの構造概要

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部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。軸は数か所的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）】

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

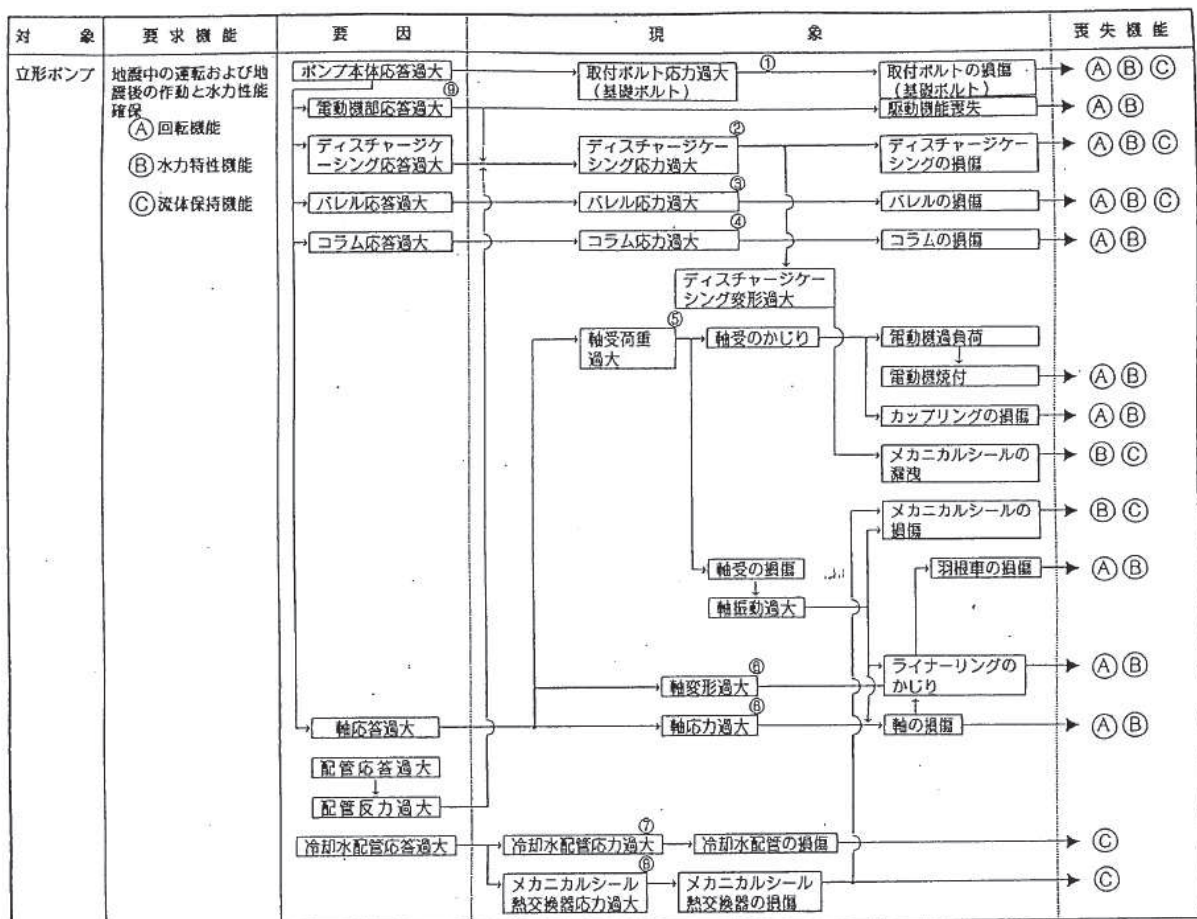
J E A G 4 6 0 1において基本評価項目として定義されている評価部位は以下のとおりである。

- ・基礎ボルト，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 の基本評価項目	耐特委の基本評価項目	検討方針	計算書対象*
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	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。	○
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。	—
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。	—
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。	○
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。	○
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。	—

注記*：計算書対象の場合を「○」、計算書省略の場合を「—」で示す。

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	$\sigma_d = \text{Max}(\sigma_{dCH} + \sigma_{dCV} + \sigma_{dZP}, \sigma_{d\theta P})^{*1}$ $\sigma_{dCH}: \text{水平方向地震によりディスチャージケーシングに生じる応力}$ $\sigma_{dCV}: \text{自重及び鉛直方向地震によりディスチャージケーシングに生じる応力}$ $\sigma_{dZP}: \text{ディスチャージケーシングの内圧による軸方向応力}$ $\sigma_{d\theta P}: \text{ディスチャージケーシングの内圧による周方向応力}$	90MPa	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*1	$1.838 \times 10^5 \text{ N}$	$5.536 \times 10^5 \text{ N}$	○
	荷重	(2 段目)		$5.741 \times 10^4 \text{ N}$	$2.031 \times 10^5 \text{ N}$	○
	荷重	(3 段目)		$4.243 \times 10^4 \text{ N}$	$2.031 \times 10^5 \text{ N}$	○
	荷重	(4 段目)		$7.362 \times 10^4 \text{ N}$	$2.031 \times 10^5 \text{ N}$	○
	荷重	(5 段目)		$4.360 \times 10^4 \text{ N}$	$2.031 \times 10^5 \text{ N}$	○
	荷重	(6 段目)		$3.534 \times 10^4 \text{ N}$	$2.031 \times 10^5 \text{ N}$	○

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。

別紙 2-1-5 表 高圧炉心スプレィ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	$\sigma_d = \text{Max}(\sigma_{dCH} + \sigma_{dCV} + \sigma_{dZP}, \sigma_{d\theta P})^{*1}$ $+ \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_{psb} + \sigma_{psz})^2 + 4(\tau_{pss} + \tau_{pst})^2}^{*1}$ <p> 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 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 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 $\sigma_{d\theta P}$: ディスチャージケーシングの内圧による周方向応力 </p>	66MPa	144MPa	○
②軸	応力	組合せ	$\sigma_{ps} = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_{psb} + \sigma_{psz})$ $+ \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_{psb} + \sigma_{psz})^2 + 4(\tau_{pss} + \tau_{pst})^2}^{*1}$ <p> σ_{psb}: 軸に生じる曲げ応力 σ_{psz}: 自重及び鉛直方向地震力により軸に生じる応力 τ_{pss}: 軸に生じるせん断力 τ_{pst}: 軸回転により作用するせん断応力 </p>	37MPa	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ィ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	$4.626 \times 10^3 \text{ N}$	$7.060 \times 10^3 \text{ N}$	○
	荷重	(2 段目)		$4.291 \times 10^3 \text{ N}$	$2.118 \times 10^4 \text{ N}$	○
	荷重	(3 段目)		$4.510 \times 10^3 \text{ N}$	$2.118 \times 10^4 \text{ N}$	○
	荷重	(4 段目)		$4.196 \times 10^3 \text{ N}$	$2.118 \times 10^4 \text{ N}$	○
	荷重	(5 段目)		$4.160 \times 10^3 \text{ N}$	$2.118 \times 10^4 \text{ N}$	○
	荷重	(6 段目)		$5.535 \times 10^3 \text{ N}$	$2.118 \times 10^4 \text{ N}$	○
	荷重	(7 段目)		$4.565 \times 10^3 \text{ N}$	$2.118 \times 10^4 \text{ N}$	○
	荷重	(8 段目)		$4.142 \times 10^3 \text{ N}$	$2.118 \times 10^4 \text{ N}$	○
	荷重	(9 段目)		$4.041 \times 10^3 \text{ N}$	$2.118 \times 10^4 \text{ N}$	○

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

立形ポンプ 詳細評価結果エビデンス

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_{pss}	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

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，曲げ応力は以下のようになる。

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

b. 自重及び鉛直方向地震力による応力

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

c. せん断応力

$$\tau_{pss} = \frac{4 \cdot Q}{3 \cdot A} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-1-1-8)}$$

d. 軸回転により作用するせん断応力

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

e. 組合せ応力

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

1.2.3 軸受

軸受けは，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，軸受の発生荷重を評価する。

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 2-1-2 表に示す。

参考2-1-2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

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。

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

(2) 鉛直方向地震による応力

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

(3) 内圧による周方向応力

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

(4) 内圧による軸方向応力

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

以上の(1)～(4)の各応力から，一次一般膜応力は以下の通り。

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

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。

$$\sigma_{p s b} = \frac{M_{p s}}{Z_{p s}} \dots \dots \dots \text{(参考 2-1-2-6)}$$

b. 自重及び鉛直方向地震力による応力

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

c. せん断応力

$$\tau_{p s s} = \frac{4 \cdot Q}{3 \cdot A} \dots \dots \dots \text{(参考 2-1-2-8)}$$

d. 軸回転により作用するせん断応力

$$\tau_{p s t} = \frac{M_p}{2 \cdot Z_{p s}} \dots \dots \dots \text{(参考 2-1-2-9)}$$

e. 組合せ応力

$$\sigma_{p s} = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_{p s b} + \sigma_{p s z}) + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_{p s b} + \sigma_{p s z})^2 + 4(\tau_{p s s} + \tau_{p s t})^2} \dots \dots \dots \text{(参考 2-1-2-10)}$$

1.2.3 軸受の計算方法

軸受けは，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，軸受の発生荷重を評価する。

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	1.40	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 再結合装置ブロワ用 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	×

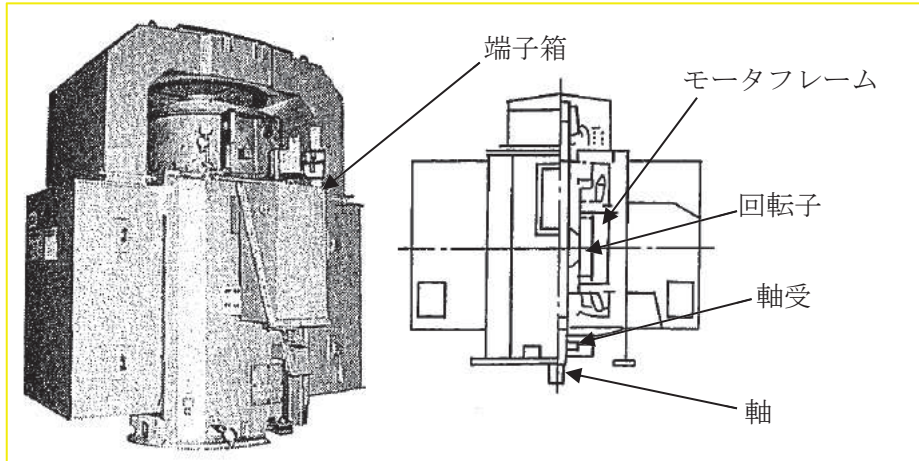
注記*1：加速度の単位：×9.8m/s²

*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。

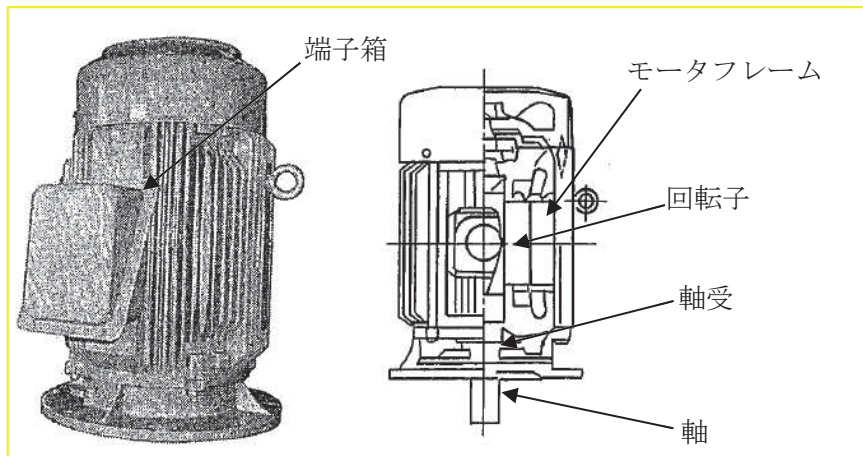
2. 電動機の構造概要

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。

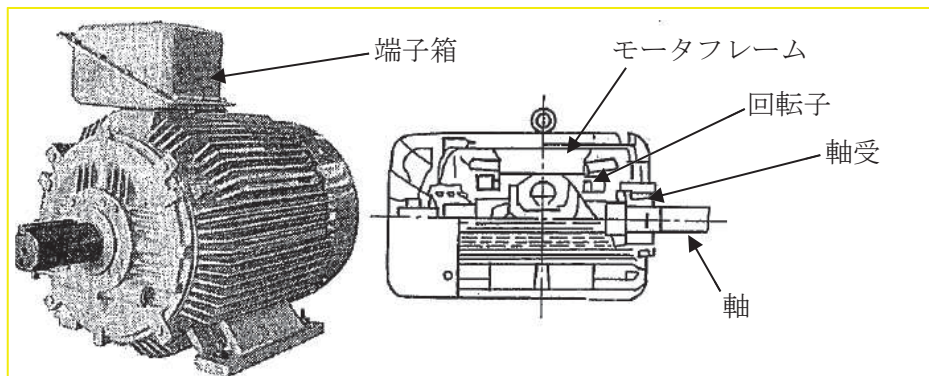
その型式は大別して軸受種類によってすべり軸受ところがり軸受とに分けられ、さらに設置方向により各々立形と横形に分類されるが、いずれも振動系としては類似のものであり、基本的な評価の考え方は全機種に共通なものとなる。



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

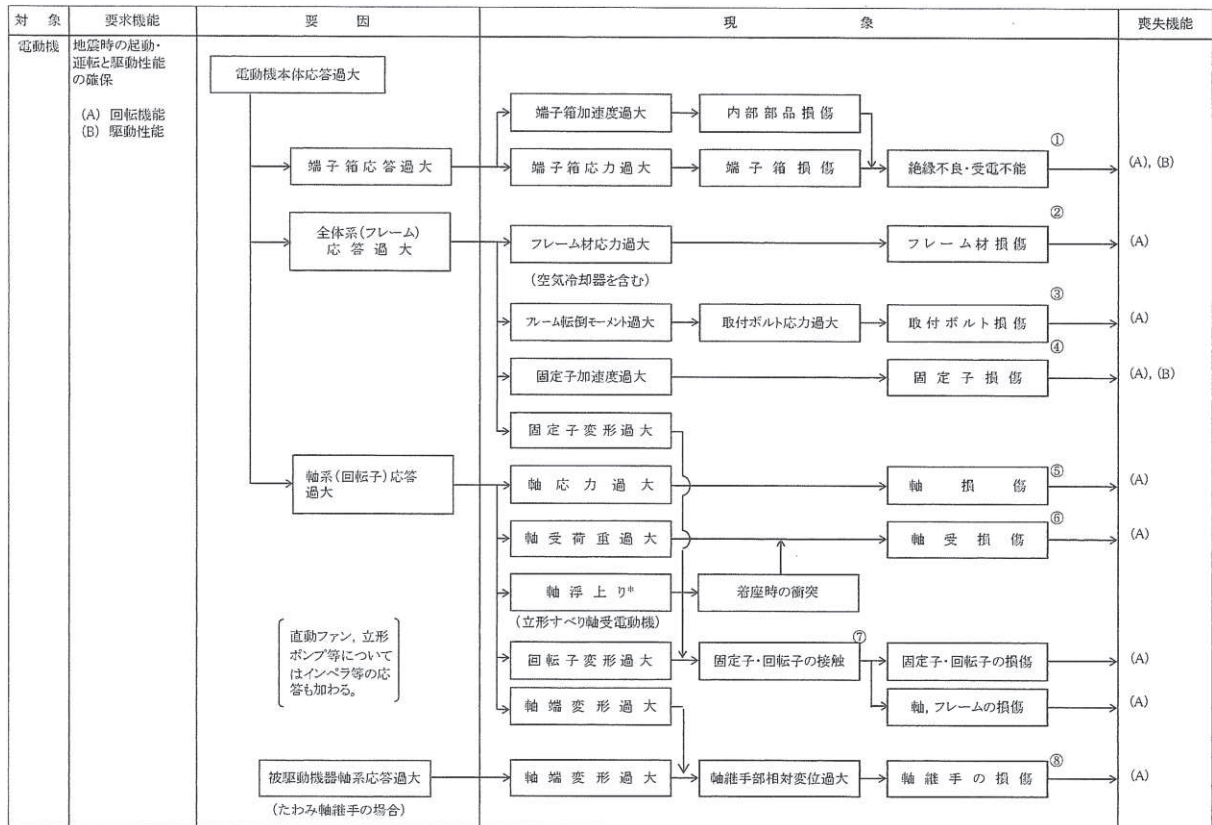
○冷却ファン，クーラユニットの健全性

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（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 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（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	計算書対象*
1	端子箱	○	○	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	フレーム	○	○	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。	○
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。	○
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。	○
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。	○
6	固定子・回転子	○	○	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、回転機能喪失に関わるため、固定子のたわみを評価する。	○
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。	—（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*：動的機能維持評価に係る計算書対象の場合を「○」、計算書省略の場合を「—」で示す。

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	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・回転子	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	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・回転子	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。(評価結果については、「参考 2-3 電動機 詳細評価結果エビデンス」)

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	応力	引張り	$\sigma_{bt} = \frac{Q_{bt}}{n_t \cdot A_{bt}}$ <p> Q_{bt}: モータフレームに対するせん断力[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[mm²] </p>	175MPa	185MPa	○
	応力	せん断	$\tau_{bt} = \sqrt{\tau_{bt1}^2 + \tau_{bt2}^2}$ <p> τ_{bt1}: 端子箱取付ボルトに生じる水平方向のせん断応力[MPa] τ_{bt2}: 端子箱取付ボルトに生じる鉛直方向のせん断応力[MPa] </p>	2MPa	142MPa	○
フレーム	応力	組合せ	$\sigma_m = \sigma_{fm} + \sigma_{fw}$ <p> 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] </p>	25MPa	309MPa	○
固定子	応力	せん断	$\tau_k = \frac{F_k}{(p+s) \cdot L \cdot n_p}$ <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[-] </p>	5MPa	53MPa	○
軸 (回転子)	応力	組合せ	$\sigma_s = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_{sm} + \sigma_{sw})$ $+ \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_{sm} + \sigma_{sw})^2 + 4\tau_s^2}$ <p> 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] </p>	49MPa	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・回転子	変位	—	解析による	0.83mm	3mm	○

注記*1: 算出過程については、「参考資料 2-3-1 高圧炉心スプレイ系ポンプ用電動機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。

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	応力	引張り	$\sigma_{bt} = \frac{Q_{bt}}{n_t \cdot A_{bt}}$ <p> Q_{bt}: モータフレームに対するせん断力 [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 [mm²] </p>	100MPa	185MPa	○
	応力	せん断	$\tau_{bt} = \sqrt{\tau_{bt1}^2 + \tau_{bt2}^2}$ <p> τ_{bt1}: 端子箱取付ボルトに生じる水平方向のせん断応力 [MPa] τ_{bt2}: 端子箱取付ボルトに生じる鉛直方向のせん断応力 [MPa] </p>	2MPa	142MPa	○
フレーム	応力	組合せ	$\sigma_m = \sigma_{fm} + \sigma_{fw}$ <p> 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] </p>	24MPa	309MPa	○
固定子	応力	せん断	$\tau_k = \frac{F_k}{(p+s) \cdot L \cdot n_p}$ <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寸寸法 [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 [-] </p>	4MPa	53MPa	○
軸 (回転子)	応力	組合せ	$\sigma_s = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_{sm} + \sigma_{sw})$ $+ \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_{sm} + \sigma_{sw})^2 + 4\tau_s^2}$ <p> 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] </p>	54MPa	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・回転子	変位	—	解析による	0.99mm	2.4mm	○

注記*1: 算出過程については、「参考資料 2-3-2 低圧炉心スプレイ系ポンプ用電動機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。

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	応力	引張り	$\sigma_{bt} = \frac{Q_{bt}}{n_t \cdot A_{bt}}$ <p> Q_{bt}: モータフレームに対するせん断力[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[mm²] </p>	386MPa	475MPa	○
	応力	せん断	$\tau_{bt} = \sqrt{\tau_{bt1}^2 + \tau_{bt2}^2}$ <p> τ_{bt1}: 端子箱取付ボルトに生じる水平方向のせん断応力[MPa] τ_{bt2}: 端子箱取付ボルトに生じる鉛直方向のせん断応力[MPa] </p>	4MPa	366MPa	○
フレーム	応力	組合せ	$\sigma_m = \sigma_{fm} + \sigma_{fw}$ <p> 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] </p>	150MPa	316MPa	○
固定子	応力	せん断	$\tau_k = \frac{F_k}{(p+s) \cdot L \cdot n_p}$ <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[-] </p>	3MPa	54MPa	○
軸（回転子）	応力	組合せ	$\sigma_s = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_{sm} + \sigma_{sw})$ $+ \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_{sm} + \sigma_{sw})^2 + 4\tau_s^2}$ <p> 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] </p>	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	8.276 × 10 ⁴ N		○
固定子・回転子	変位	—	解析による	1.31mm	1.6mm	○

注記*1: 算出過程については、「参考資料 2-3-3 原子炉補機冷却海水ポンプ用原動機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。

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	応力	引張り	$\sigma_{bt} = \frac{Q_{bt}}{n_t \cdot A_{bt}}$ Q_{bt} : モータフレームに対するせん断力[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]	23MPa	184MPa	○
	応力	せん断	$\tau_{bt} = \sqrt{\tau_{bt1}^2 + \tau_{bt2}^2}$ τ_{bt1} : 端子箱取付ボルトに生じる水平方向のせん断応力[MPa] τ_{bt2} : 端子箱取付ボルトに生じる鉛直方向のせん断応力[MPa]	3MPa	142MPa	○
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	50MPa	○
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	2.712× 10 ² N		○
	荷重	(下部軸受)	解析による	2.809× 10 ³ N		○
固定子・回転子	変位	—	解析による	0.01mm	0.8mm	○

注記*1: 算出過程については、「参考資料 2-3-4 高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプ用原動機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。

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	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	○
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)	$P_{or,2} = \text{Max}[P_1, P_2]$ $P_1 : \text{静等価ラジアル荷重 [N]}$ $P_2 : \text{静等価ラジアル荷重 [N]}$	3.919 × 10 ³ N		○
	荷重	(反軸継手側)	$P_{or,1} = \text{Max}[P_1, P_2]$ $P_1 : \text{静等価ラジアル荷重 [N]}$ $P_2 : \text{静等価ラジアル荷重 [N]}$	4.126 × 10 ³ N		○
固定子・回転子	変位	—	$y_{max} = \frac{F_{R1} \cdot l_{r,c} \cdot (l_{b,L}^2 - l_{r,c}^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3 \cdot E \cdot I} \cdot l_{b,L}}$ $F_{R1} : \text{地震力により軸に作用する荷重 [N]}$ $l_{r,c} : \text{軸 (回転子) の重心位置 [mm]}$ $l_{b,L} : \text{反軸継手側・軸継手側 (反負荷側・負荷側) 軸受間距離 [mm]}$ $E : \text{軸の縦弾性係数 [MPa]}$ $I : \text{軸の断面二次モーメント [mm}^4\text{]}$	1.44mm	2.00mm	○

注記*1: 算出過程については、「参考資料 2-3-5 燃料プール冷却浄化系ポンプ用原動機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。

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	応力	引張り	$\sigma_{tb} = \frac{F_{tb}}{A_{tb}}$ <p>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[mm²]</p>	4MPa	201MPa	○
	応力	せん断	$\tau_{tb} = \frac{Q_{tb}}{n_t \cdot A_{tb}}$ <p>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[mm²]</p>	1MPa	155MPa	○
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>	21MPa	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>	14MPa	129MPa	○
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>	23MPa	456MPa	○
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>	1.208 × 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>	1.201 × 10 ³ N		○
固定子・回転子	変位	—	$y_{max} = \frac{F_{R1} \cdot l_{r,c} \cdot (l_{b,L}^2 - l_{r,c}^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3 \cdot E \cdot I} \cdot l_{b,L}}$ <p>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[mm⁴]</p>	0.06mm	0.65mm	○

注記*1: 算出過程については、「参考資料 2-3-6 ほう 酸水注入系ポンプ用電動機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。

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	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	○
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)	$P_{o,r,2} = \text{Max}[P_1, P_2]$ 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)	$P_{o,r,1} = \text{Max}[P_1, P_2]$ 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・回転子	変位	—	$y_{max} = \frac{F_{R1} \cdot (l_{b,L} - l_{r,c}) \cdot \{l_{b,L}^2 - (l_{b,L} - l_{r,c})^2\}^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I \cdot l_{b,L}}$ 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、「参考資料 2-3-7 非常用ガス処理系排風機用電動機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。

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
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)	$P_{o,r,2} = \text{Max} [P_1, P_2]$ <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)	$P_{o,r,1} = \text{Max} [P_1, P_2]$ <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・回転子	変位	—	$y_{\max} = \frac{F_{R1} \cdot l_{r,c} \cdot (l_{b,L}^2 - l_{r,c}^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I \cdot l_{b,L}}$ <p> 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 [mm⁴] </p>	0.57mm	1.00mm	○

注記*1: 算出過程については、「参考資料 2-3-8 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ用電動機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。

電動機 詳細評価結果エビデンス

参考資料 2-3-1 高圧炉心スプレイ系ポンプ用原動機の動的機能維持評価方法

(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より転記)

1. 高圧炉心スプレイ系ポンプ用原動機の動的機能維持評価

1.1 記号の説明

高圧炉心スプレイ系ポンプ用原動機の動的機能維持評価に使用する記号を参考 2-3-1 表に示す。

参考2-3-1表 記号の説明 (1/2)

記号	記号の説明	単位
A_{bt}	端子箱取付ボルトの断面積	mm^2
A_f	モータフレームの断面積	mm^2
A_k	溶接部の有効断面積	mm^2
A_s	軸の断面積	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_f	モータフレームの内径	mm
d_s	軸の径	mm
F_k	固定子に生じる組合せ荷重	N
F_{bt1}	端子箱取付ボルトに作用する水平方向荷重	N
F_{bt2}	端子箱取付ボルトに作用する鉛直方向荷重	N
F_{kg}	鉛直方向地震力による固定子に生じる荷重	N
F_{kt}	電動機の回転による荷重	N
g	重力加速度 (=9.80665)	m/s^2
M_f	モータフレームに作用する曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
M_s	軸に作用する曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
N	電動機の回転速度	min^{-1}
n_p	固定子の溶接数	—
n_t	端子箱取付ボルトの本数	—
P	電動機出力	kW
Q_{bt}	端子箱に作用するせん断力	N
T_m	電動機の回転による発生トルク	$\text{N}\cdot\text{mm}$
T_{ma}	電動機最大トルク	%
T_s	ポンプ運転による発生トルク	$\text{N}\cdot\text{mm}$
W_c	固定子コイル及びコア質量	kg
W_f	モータフレーム質量	kg
W_s	軸の質量	kg
W_t	端子箱質量	kg

参考2-3-1表 記号の説明 (2/2)

記号	記号の説明	単位
Z_f	モータフレームの断面係数	mm^3
Z_s	軸の断面係数	mm^3
σ_m	モータフレームに生じる組合せ応力	MPa
σ_s	軸に生じる組合せ応力	MPa
σ_{bt}	端子箱取付ボルトに生じる引張応力	MPa
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
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_k	固定子に生じるせん断応力	MPa
τ_s	ポンプ運転によるねじり応力	MPa
τ_{bt1}	端子箱取付ボルトに生じる水平方向のせん断応力	MPa
τ_{bt2}	端子箱取付ボルトに生じる鉛直方向のせん断応力	MPa
τ_{bt}	端子箱取付ボルトに生じるせん断応力	MPa

1.2 評価方法

(1) 固定子

電動機の最大荷重（トルク）は次式で求める。

$$T_m = \frac{P \cdot 1000000}{2\pi \cdot N / 60} \cdot \frac{T_{ma}}{100} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-1-1})$$

電動機の回転による荷重は次式で求める。

$$F_{kt} = \frac{T_m}{1/2 \cdot d_f} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-1-2})$$

自重及び鉛直方向地震力による荷重は次式で求める。

$$F_{kg} = W_c \cdot g \cdot (C_v + C_p + 1) \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-1-3})$$

せん断応力は次式で求める。

$$F_k = \sqrt{F_{kt}^2 + F_{kg}^2} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-1-4})$$

$$\tau_k = \frac{F_k}{n_p \cdot A_k} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-1-5})$$

(2) 軸

a. 曲げ応力

多質点は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、曲げ応力は以下のようなになる。

$$\sigma_{sm} = \frac{M_s}{Z_s} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-1-6})$$

b. 自重及び鉛直方向地震力による応力

$$\sigma_{sw} = \frac{(1 + C_v + C_p) \cdot W_s \cdot g}{A_s} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-1-7})$$

c. ねじり応力

$$T_s = \frac{P}{2\pi / 60 \cdot N} \cdot 10^6 \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-1-8})$$

$$\tau_s = \frac{T_s}{\pi \cdot d_s^3} \cdot 10^6 \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-1-9})$$

d. 組合せ応力

$$\sigma_s = \sqrt{(\sigma_{sm} + \sigma_{sw})^2 + 3\tau_s^2} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-1-10})$$

(3) 端子箱

a. 取付ボルトに作用する水平方向荷重

$$F_{bt1} = (C_H + C_P) \cdot W_t \cdot g \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-1-11})$$

b. 取付ボルトに作用する鉛直方向荷重

$$F_{bt2} = (1 + C_V + C_P) \cdot W_t \cdot g \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-1-12})$$

c. 取付ボルトに生じる水平方向のせん断応力

$$\tau_{bt1} = \frac{F_{bt1}}{n_t \cdot A_{bt}} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-1-13})$$

d. 取付ボルトに生じる鉛直方向のせん断応力

$$\tau_{bt2} = \frac{F_{bt2}}{n_t \cdot A_{bt}} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-1-14})$$

e. 取付ボルトに生じるせん断応力

$$\tau_{bt} = \sqrt{\tau_{bt1}^2 + \tau_{bt2}^2} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-1-15})$$

f. 取付ボルトの引張応力

$$\sigma_{bt} = \frac{Q_{bt}}{n_t \cdot A_{bt}} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-1-16})$$

(4) 軸受

多質点はりモデルによる高圧炉心スプレイ系ポンプの応答解析結果を用い、軸受の発生荷重を評価する。

(5) 固定子と回転子のクリアランス

多質点はりモデルによる高圧炉心スプレイ系ポンプの応答解析結果を用い、固定子一軸（回転子）の相対変位が固定子一軸（回転子）間空隙寸法を下回ることを確認する。

(6) モータフレーム

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、曲げ応力は以下のようなになる。

$$\sigma_{f m} = \frac{M_f}{Z_f} \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-1-17})$$

b. 自重及び鉛直方向地震力による応力

$$\sigma_{f w} = \frac{(1 + C_v + C_p) \cdot W_f \cdot g}{A_f} \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-1-18})$$

c. 組合せ応力

$$\sigma_m = \sigma_{f m} + \sigma_{f w} \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-1-19})$$

参考資料 2-3-2 低圧炉心スプレイ系ポンプ用原動機の動的機能維持評価方法

(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より転記)

1. 低圧炉心スプレイ系ポンプ用原動機の動的機能維持評価

1.1 記号の説明

低圧炉心スプレイ系ポンプ用原動機の動的機能維持評価に使用する記号を参考 2-3-2 表に示す。

参考2-3-2表 記号の説明 (1/2)

記号	記号の説明	単位
A_{bt}	端子箱取付ボルトの断面積	mm^2
A_f	モータフレームの断面積	mm^2
A_k	溶接部の有効断面積	mm^2
A_s	軸の断面積	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_f	モータフレームの内径	mm
d_s	軸の径	mm
F_k	固定子に生じる組合せ荷重	N
F_{bt1}	端子箱取付ボルトに作用する水平方向荷重	N
F_{bt2}	端子箱取付ボルトに作用する鉛直方向荷重	N
F_{kg}	鉛直方向地震力による固定子に生じる荷重	N
F_{kt}	電動機の回転による荷重	N
g	重力加速度 (=9.80665)	m/s^2
M_f	モータフレームに作用する曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
M_s	軸に作用する曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
N	電動機の回転速度	min^{-1}
n_p	固定子の溶接数	—
n_t	端子箱取付ボルトの本数	—
P	電動機出力	kW
Q_{bt}	端子箱に作用するせん断力	N
T_m	電動機の回転による発生トルク	$\text{N}\cdot\text{mm}$
T_{ma}	電動機最大トルク	%
T_s	ポンプ運転による発生トルク	$\text{N}\cdot\text{mm}$
W_c	固定子コイル及びコア質量	kg
W_f	モータフレーム質量	kg
W_s	軸の質量	kg
W_t	端子箱質量	kg
Z_f	モータフレームの断面係数	mm^3
Z_s	軸の断面係数	mm^3
σ_m	モータフレームに生じる組合せ応力	MPa

参考2-3-2表 記号の説明 (2/2)

記号	記号の説明	単位
σ_s	軸に生じる組合せ応力	MPa
σ_{bt}	端子箱取付ボルトに生じる引張応力	MPa
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
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_k	固定子に生じるせん断応力	MPa
τ_s	ポンプ運転によるねじり応力	MPa
τ_{bt1}	端子箱取付ボルトに生じる水平方向のせん断応力	MPa
τ_{bt2}	端子箱取付ボルトに生じる鉛直方向のせん断応力	MPa
τ_{bt}	端子箱取付ボルトに生じるせん断応力	MPa

1.2 評価方法

(1) 固定子

電動機の最大荷重（トルク）は次式で求める。

$$T_m = \frac{P \cdot 1000000}{2\pi \cdot N / 60} \cdot \frac{T_{ma}}{100} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-2-1})$$

電動機の回転による荷重は次式で求める。

$$F_{kt} = \frac{T_m}{1/2 \cdot d_f} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-2-2})$$

自重及び鉛直方向地震力による荷重は次式で求める。

$$F_{kg} = W_c \cdot g \cdot (C_v + C_p + 1) \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-2-3})$$

せん断応力は次式で求める。

$$F_k = \sqrt{F_{kt}^2 + F_{kg}^2} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-2-4})$$

$$\tau_k = \frac{F_k}{n_p \cdot A_k} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-2-5})$$

(2) 軸

a. 曲げ応力

多質点は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。

$$\sigma_{sm} = \frac{M_s}{Z_s} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-2-6})$$

b. 自重及び鉛直方向地震力による応力

$$\sigma_{sw} = \frac{(1 + C_v + C_p) \cdot W_s \cdot g}{A_s} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-2-7})$$

c. ねじり応力

$$T_s = \frac{P}{2\pi / 60 \cdot N} \cdot 10^6 \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-2-8})$$

$$\tau_s = \frac{T_s}{\pi \cdot d_s^3} \cdot 10^6 \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-2-9})$$

d. 組合せ応力

$$\sigma_s = \sqrt{(\sigma_{sm} + \sigma_{sw})^2 + 3\tau_s^2} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-2-10})$$

(3) 端子箱

a. 取付ボルトに作用する水平方向荷重

$$F_{bt1} = (C_H + C_P) \cdot W_t \cdot g \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-2-11})$$

b. 取付ボルトに作用する鉛直方向荷重

$$F_{bt2} = (1 + C_V + C_P) \cdot W_t \cdot g \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-2-12})$$

c. 取付ボルトに生じる水平方向のせん断応力

$$\tau_{bt1} = \frac{F_{bt1}}{n_t \cdot A_{bt}} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-2-13})$$

d. 取付ボルトに生じる鉛直方向のせん断応力

$$\tau_{bt2} = \frac{F_{bt2}}{n_t \cdot A_{bt}} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-2-14})$$

e. 取付ボルトに生じるせん断応力

$$\tau_{bt} = \sqrt{\tau_{bt1}^2 + \tau_{bt2}^2} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-2-15})$$

f. 取付ボルトの引張応力

$$\sigma_{bt} = \frac{Q_{bt}}{n_t \cdot A_{bt}} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-2-16})$$

(4) 軸受

多質点はりモデルによる低圧炉心スプレイ系ポンプの応答解析結果を用い、軸受の発生荷重を評価する。

(5) 固定子と回転子のクリアランス

多質点はりモデルによる低圧炉心スプレイ系ポンプの応答解析結果を用い、固定子一軸（回転子）の相対変位が固定子一軸（回転子）間空隙寸法を下回ることを確認する。

(6) モータフレーム

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。

$$\sigma_{f m} = \frac{M_f}{Z_f} \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-2-17})$$

b. 自重及び鉛直方向地震力による応力

$$\sigma_{f w} = \frac{(1 + C_v + C_p) \cdot W_f \cdot g}{A_f} \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-2-18})$$

c. 組合せ応力

$$\sigma_m = \sigma_{f m} + \sigma_{f w} \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-2-19})$$

参考資料 2-3-3 原子炉補機冷却海水ポンプ用原動機の動的機能維持評価方法

(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より転記)

1. 原子炉補機冷却海水ポンプ用原動機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用原動機の動的機能維持評価に使用する記号を参考 2-3-3 表に示す。

参考2-3-3表 記号の説明 (1/2)

記号	記号の説明	単位
A_{bt}	端子箱取付ボルトの断面積	mm^2
A_f	モータフレームの断面積	mm^2
A_s	軸の断面積	mm^2
C_P	ポンプ振動による震度	—
C_H	水平方向設計震度	—
C_V	鉛直方向設計震度	—
D	固定子の外径	mm
d_s	軸の径	mm
F_k	固定子に生じる組合せ荷重	N
F_{bt1}	端子箱取付ボルトに作用する水平方向荷重	N
F_{bt2}	端子箱取付ボルトに作用する鉛直方向荷重	N
F_{kg}	自重及び地震力により固定子に生じる荷重	N
F_{kt}	電動機の回転による荷重	N
g	重力加速度 (=9.80665)	m/s^2
L	固定子の溶接長さ	mm
M_f	モータフレームに作用する曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
M_s	軸に作用する曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
N	電動機の回転速度	min^{-1}
n_p	固定子の溶接数	—
n_t	端子箱取付ボルトの本数	—
P	電動機出力	kW
p	固定子の溶接部の開先寸法	mm
Q_{bt}	モータフレームに対するせん断力	N
s	固定子のすみ肉脚長	mm
T_m	電動機の回転による発生トルク	$\text{N}\cdot\text{m}$
T_{ma}	電動機最大トルク	%
T_s	ポンプ運転による発生トルク	$\text{N}\cdot\text{mm}$
W_c	固定子コイル及びコア質量	kg
W_f	モータフレーム質量	kg
W_s	軸の質量	kg
W_t	端子箱質量	kg

参考2-3-3表 記号の説明 (2/2)

記号	記号の説明	単位
Z_f	モータフレームの断面係数	mm^3
Z_s	軸の断面係数	mm^3
σ_m	モータフレームに生じる組合せ応力	MPa
σ_s	軸に生じる組合せ応力	MPa
σ_{bt}	端子箱取付ボルトに生じる引張応力	MPa
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
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_k	固定子に生じるせん断応力	MPa
τ_s	ポンプ運転によるねじり応力	MPa
τ_{bt1}	端子箱取付ボルトに生じる水平方向のせん断応力	MPa
τ_{bt2}	端子箱取付ボルトに生じる鉛直方向のせん断応力	MPa
τ_{bt}	端子箱取付ボルトに生じるせん断応力	MPa

1.2 評価方法

(1) 固定子

電動機の最大荷重（トルク）は次式で求める。

$$T_m = \frac{974 \cdot P \cdot g}{N} \cdot \frac{T_{ma}}{100} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-3-1)}$$

電動機の回転による荷重は次式で求める。

$$F_{kt} = \frac{T_m}{1/2 \cdot D} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-3-2)}$$

自重及び鉛直方向地震力により発生する荷重は次式で求める。

$$F_{kg} = W_c \cdot g \cdot (C_v + C_p + 1) \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-3-3)}$$

せん断応力は次式で求める。

$$F_k = \sqrt{F_{kt}^2 + F_{kg}^2} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-3-4)}$$

$$\tau_k = \frac{F_k}{(p + s) \cdot L \cdot n_p} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-3-5)}$$

(2) 軸

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。

$$\sigma_{sm} = \frac{M_s}{Z_s} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-3-6)}$$

b. 自重及び鉛直方向地震力による応力

$$\sigma_{sw} = \frac{(1 + C_v + C_p) \cdot W_s \cdot g}{A_s} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-3-7)}$$

c. ねじり応力

$$T_s = \frac{P}{2\pi / 60 \cdot N} \cdot 10^6 \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-3-8)}$$

$$\tau_s = \frac{16 \cdot T_s}{\pi \cdot d_s^3} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-3-9)}$$

d. 組合せ応力

$$\sigma_s = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_{sm} + \sigma_{sw}) + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_{sm} + \sigma_{sw})^2 + 4\tau_s^2} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-3-10)}$$

(3) 端子箱

a. 取付ボルトに作用する水平方向荷重

$$F_{bt1} = (C_H + C_P) \cdot W_t \cdot g \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-3-11)}$$

b. 取付ボルトに作用する鉛直方向荷重

$$F_{bt2} = (1 + C_V + C_P) \cdot W_t \cdot g \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-3-12)}$$

c. 取付ボルトに生じる水平方向のせん断応力

$$\tau_{bt1} = \frac{F_{bt1}}{n_t \cdot A_{bt}} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-3-13)}$$

d. 取付ボルトに生じる鉛直方向のせん断応力

$$\tau_{bt2} = \frac{F_{bt2}}{n_t \cdot A_{bt}} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-3-14)}$$

e. 取付ボルトに生じるせん断応力

$$\tau_{bt} = \sqrt{\tau_{bt1}^2 + \tau_{bt2}^2} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-3-15)}$$

f. 取付ボルトの引張応力

$$\sigma_{bt} = \frac{Q_{bt}}{n_t \cdot A_{bt}} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-3-16)}$$

(4) 軸受

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、軸受の発生荷重を評価する。

(5) 固定子と回転子のクリアランス

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、固定子一軸（回転子）の相対変位が固定子一軸（回転子）間空隙寸法を下回ることを確認する。

(6) モータフレーム

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。

$$\sigma_{f m} = \frac{M_f}{Z_f} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-3-17)}$$

b. 自重及び鉛直方向地震力による応力

$$\sigma_{f w} = \frac{(1 + C_v + C_p) \cdot W_f \cdot g}{A_f} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-3-18)}$$

c. 組合せ応力

$$\sigma_m = \sigma_{f m} + \sigma_{f w} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-3-19)}$$

参考資料 2-3-4 高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプ用原動機の動的機能維持評価方法
 (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より転記)

1. 高圧炉心スプレイ補機冷却海水ポンプ用原動機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用原動機の動的機能維持評価に使用する記号を参考 2-3-4 表に示す。

参考2-3-4表 記号の説明 (1/2)

記号	記号の説明	単位
A_{bt}	端子箱取付ボルトの断面積	mm^2
A_f	モータフレームの断面積	mm^2
A_p	ピンの断面積	mm^2
A_s	軸の断面積	mm^2
C_P	ポンプ振動による震度	—
C_H	水平方向設計震度	—
C_V	鉛直方向設計震度	—
D	固定子の外径	mm
d_s	軸の径	mm
F_k	固定子に生じる組合せ荷重	N
F_{bt1}	端子箱取付ボルトに作用する水平方向荷重	N
F_{bt2}	端子箱取付ボルトに作用する鉛直方向荷重	N
F_{kg}	自重及び地震力により固定子に生じる荷重	N
F_{kt}	電動機の回転による荷重	N
g	重力加速度 (=9.80665)	m/s^2
M_f	モータフレームに作用する曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
M_s	軸に作用する曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
N	電動機の回転速度	min^{-1}
n_p	固定子取付ピンの本数	—
n_t	端子箱取付ボルトの本数	—
P	電動機出力	kW
Q_{bt}	モータフレームに対するせん断力	N
T_m	電動機の回転による発生トルク	$\text{N}\cdot\text{m}$
T_{ma}	電動機最大トルク	%
T_s	ポンプ運転による発生トルク	$\text{N}\cdot\text{mm}$
W_c	固定子コイル及びコア質量	kg
W_f	モータフレーム質量	kg
W_s	軸の質量	kg
W_t	端子箱質量	kg
Z_f	モータフレームの断面係数	mm^3
Z_s	軸の断面係数	mm^3

参考2-3-4表 記号の説明 (2/2)

記号	記号の説明	単位
σ_m	モータフレームに生じる組合せ応力	MPa
σ_s	軸に生じる組合せ応力	MPa
σ_{bt}	端子箱取付ボルトに生じる引張応力	MPa
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
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_k	固定子に生じるせん断応力	MPa
τ_s	ポンプ運転によるねじり応力	MPa
τ_{bt1}	端子箱取付ボルトに生じる水平方向のせん断応力	MPa
τ_{bt2}	端子箱取付ボルトに生じる鉛直方向のせん断応力	MPa
τ_{bt}	端子箱取付ボルトに生じるせん断応力	MPa

1.2 評価方法

(1) 固定子

電動機の最大荷重（トルク）は次式で求める。

$$T_m = \frac{974 \cdot P \cdot g}{N} \cdot \frac{T_{ma}}{100} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-4-1})$$

電動機の回転による荷重は次式で求める。

$$F_{kt} = \frac{T_m}{1/2 \cdot D} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-4-2})$$

自重及び鉛直方向地震力により発生する荷重は次式で求める。

$$F_{kg} = W_c \cdot g \cdot (C_v + C_p + 1) \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-4-3})$$

せん断応力は次式で求める。

$$F_k = \sqrt{F_{kt}^2 + F_{kg}^2} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-4-4})$$

$$\tau_k = \frac{F_k}{n_p \cdot A_p} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-4-5})$$

(2) 軸

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、曲げ応力は以下のようなになる。

$$\sigma_{sm} = \frac{M_s}{Z_s} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-4-6})$$

b. 自重及び鉛直方向地震力による応力

$$\sigma_{sw} = \frac{(1 + C_v + C_p) \cdot W_s \cdot g}{A_s} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-4-7})$$

c. ねじり応力

$$T_s = \frac{P}{2\pi/60 \cdot N} \cdot 10^6 \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-4-8})$$

$$\tau_s = \frac{16 \cdot T_s}{\pi \cdot d_s^3} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-4-9)}$$

d. 組合せ応力

$$\sigma_s = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_{sm} + \sigma_{sw}) + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_{sm} + \sigma_{sw})^2 + 4\tau_s^2} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-4-10)}$$

(3) 端子箱

a. 取付ボルトに作用する水平方向荷重

$$F_{bt1} = (C_H + C_P) \cdot W_t \cdot g \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-4-11)}$$

b. 取付ボルトに作用する鉛直方向荷重

$$F_{bt2} = (1 + C_V + C_P) \cdot W_t \cdot g \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-4-12)}$$

c. 取付ボルトに生じる水平方向のせん断応力

$$\tau_{bt1} = \frac{F_{bt1}}{n_t \cdot A_{bt}} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-4-13)}$$

d. 取付ボルトに生じる鉛直方向のせん断応力

$$\tau_{bt2} = \frac{F_{bt2}}{n_t \cdot A_{bt}} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-4-14)}$$

e. 取付ボルトに生じるせん断応力

$$\tau_{bt} = \sqrt{\tau_{bt1}^2 + \tau_{bt2}^2} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-4-15)}$$

f. 取付ボルトの引張応力

$$\sigma_{bt} = \frac{Q_{bt}}{n_t \cdot A_{bt}} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-4-16)}$$

(4) 軸受

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、軸受の発生荷重を評価する。

(5) 固定子と回転子のクリアランス

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、固定子一軸（回転子）の相対変位が固定子一軸（回転子）間空隙寸法を下回ることを確認する。

(6) モータフレーム

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。

$$\sigma_{f m} = \frac{M_f}{Z_f} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-4-17)}$$

b. 自重及び鉛直方向地震力による応力

$$\sigma_{f w} = \frac{(1 + C_v + C_p) \cdot W_f \cdot g}{A_f} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-4-18)}$$

c. 組合せ応力

$$\sigma_m = \sigma_{f m} + \sigma_{f w} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-4-19)}$$

参考資料 2-3-5 燃料プール冷却浄化系ポンプ用原動機の動的機能維持評価方法

1. 燃料プール冷却浄化系ポンプ用原動機の動的機能維持評価

1.1 記号の説明

燃料プール冷却浄化系ポンプ用原動機の動的機能維持評価に使用する記号を参考 2-3-5 表に示す。

参考 2-3-5 表 記号の説明 (1/3)

記号	記号の説明	単位
A_p	ピンの断面積	mm^2
A_{tb}	端子箱取付ボルトの断面積	mm^2
A_s	脚部の断面積	mm^2
C_P	ポンプ振動による震度	—
C_H	水平方向設計震度	—
C_V	鉛直方向設計震度	—
D_f	フレームの内径	mm
d_s	軸の直径	mm
E	軸の縦弾性係数	MPa
F	ピンにはたらく合成荷重	N
$F_{tb, x}$	水平方向地震力が x 方向 (横方向) によりボルトに作用する引張力	N
$F_{tb, y}$	水平方向地震力が y 方向 (長手方向) によりボルトに作用する引張力	N
F_1	電動機の回転によりピンにはたらく荷重	N
F_2	水平方向 (長手方向) 地震力によりピンにはたらく荷重	N
F_a	アキシアル荷重	N
F_{R1}	地震力により軸に作用する荷重	N
g	重力加速度 (=9.80665)	m/s^2
h_c	電動機取付面から電動機重心までの高さ	mm
h_f	電動機取付面から脚取付部までの高さ	mm
h_t	端子箱取付面から端子箱重心までの高さ	mm
I	軸の断面二次モーメント	mm^4
$L_{1, x}$	端子箱重心と取付ボルトの水平方向距離 (x 方向)	mm
$L_{2, x}$	端子箱重心と取付ボルトの水平方向距離 (x 方向)	mm
$L_{1, y}$	端子箱重心と取付ボルトの水平方向距離 (y 方向)	mm
$L_{2, y}$	端子箱重心と取付ボルトの水平方向距離 (y 方向)	mm
l	電動機脚部中心間距離	mm
l_c	脚中心から電動機重心までの水平方向距離	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
$l_{r, C}$	軸 (回転子) の重心位置	mm
M_{11}	水平方向地震力 (横方向) により脚部底面に作用する曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
M_{max}	軸に生じる最大曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$

参考 2-3-5 表 記号の説明 (2/3)

記号	記号の説明	単位
M_P	軸の回転によるモーメント	$N \cdot mm$
m	脚部重量を除いた電動機重量	kg
m_r	軸・回転子の重量	kg
m_s	固定子重量	kg
m_{s1}	脚部の重量	kg
m_t	端子箱重量	kg
N	電動機定格回転速度	min^{-1}
n_p	ピンの本数	—
n_t	端子箱取付ボルトの本数	—
$n_{t1, x}$	引張力がはたらく端子箱取付ボルト本数 (x 方向)	—
$n_{t1, y}$	引張力がはたらく端子箱取付ボルト本数 (y 方向)	—
P	電動機定格出力	kW
P_1	静等価ラジアル荷重	N
P_2	静等価ラジアル荷重	N
$P_{or, 1}$	反軸継手側のラジアル玉軸受の静等価ラジアル荷重	N
$P_{or, 2}$	軸継手側のラジアル玉軸受の静等価ラジアル荷重	N
P_l	水平方向地震力 (横方向) により脚取付部に作用する鉛直方向荷重	N
Q_{tb}	ボルトに作用するせん断力	N
R_1	脚部が受ける荷重	N
R_L	軸継手側軸受が受ける荷重	N
R_O	反軸継手側軸受が受ける荷重	N
T_M	電動機最大トルク	$N \cdot m$
T_S	電動機最大トルク	%
X_O	軸受ラジアル荷重に対する係数	—
Y_O	軸受アキシアル荷重に対する係数	—
y_{max}	軸の最大たわみ	mm
Z_S	軸の断面係数	mm^3
Z_{sy}	脚部の長手方向軸に対する断面係数	mm^3
σ_b	軸にはたらく最大曲げ応力	MPa
σ_{tb}	ボルト 1 本あたりにはたらく引張応力	MPa
$\sigma_{tb, x}$	水平方向地震力が x 方向 (横方向) によりボルト 1 本あたりにはたらく引張応力	MPa
$\sigma_{tb, y}$	水平方向地震力が y 方向 (長手方向) によりボルト 1 本あたりにはたらく引張応力	MPa
σ_s	軸にはたらく組合せ応力	MPa
σ_S	鉛直方向と水平方向 (横方向) 地震力が作用する組合せ応力	MPa
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

参考 2-3-5 表 記号の説明 (3/3)

記号	記号の説明	単位
τ_{tb}	ボルト 1 本あたりにはたらくせん断応力	MPa
τ_p	ピンにはたらくせん断応力	MPa
τ_t	軸に生じるねじり応力	MPa
τ_{s2}	水平方向地震力（横方向）によるせん断応力	MPa

1.2 評価方法

(1) 固定子

a. 電動機の回転による荷重

電動機の最大トルクは

$$T_M = \frac{P \cdot 1000000}{2\pi \cdot N / 60} \cdot \frac{T_s}{100} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-5-1)}$$

電動機の回転によりピンにはたらく荷重は

$$F_1 = \frac{T_M}{1/2 \cdot D_f} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-5-2)}$$

b. 水平方向（長手方向）地震力によりピンにはたらく荷重

$$F_2 = m_s \cdot g \cdot (C_H + C_P) \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-5-3)}$$

c. ピンにはたらくせん断応力

a. , b. の合成荷重は

$$F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-5-4)}$$

ピンにはたらくせん断応力は

$$\tau_p = \frac{F}{n_p \cdot A_p} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-5-5)}$$

(2) 軸（回転子）

a. 各部にはたらく荷重

地震力により軸に作用する荷重は

$$F_{R1} = \sqrt{(C_H + C_P)^2 + (1 + C_V + C_P)^2} \cdot m_r \cdot g \quad \dots \text{(参考 2-3-5-6)}$$

軸継手側軸受が受ける荷重及び反軸継手側軸受が受ける荷重は

$$R_L = F_{R1} \cdot \frac{l_{r,C}}{l_{b,L}} \quad \dots \text{(参考 2-3-5-7)}$$

$$R_O = F_{R1} \cdot \left(1 - \frac{l_{r,C}}{l_{b,L}}\right) \quad \dots \text{(参考 2-3-5-8)}$$

b. 曲げ応力

軸に生じる最大曲げモーメントは

$$M_{max} = \frac{F_{R1} \cdot l_{r,C} \cdot (l_{b,L} - l_{r,C})}{l_{b,L}} \quad \dots \text{(参考 2-3-5-9)}$$

軸にはたらく最大曲げ応力は

$$\sigma_b = \frac{M_{max}}{Z_s} \quad \dots \text{(参考 2-3-5-10)}$$

c. ねじり応力

軸の回転によるモーメントは

$$M_P = \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot N} \cdot 10^6 \cdot P \quad \dots \text{(参考 2-3-5-11)}$$

軸に生じるねじり応力は

$$\tau_t = \frac{16 \cdot M_P}{\pi \cdot d_s^3} \quad \dots \text{(参考 2-3-5-12)}$$

d. 組合せ応力

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_t^2} \quad \dots \text{(参考 2-3-5-13)}$$

(3) 端子箱

a. 端子箱取付ボルトに生じる引張力

$$F_{tb, x} = \frac{m_t \cdot (C_H + C_P) \cdot h_t \cdot g - m_t \cdot \{1 - (C_V + C_P)\} \cdot L_{2, x} \cdot g}{n_{t1, x} \cdot (L_{1, x} + L_{2, x})} \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-5-14})$$

$$F_{tb, y} = \frac{m_t \cdot (C_H + C_P) \cdot h_t \cdot g - m_t \cdot \{1 - (C_V + C_P)\} \cdot L_{2, y} \cdot g}{n_{t1, y} \cdot (L_{1, y} + L_{2, y})} \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-5-15})$$

b. 端子箱取付ボルト 1 本あたりにはたらく引張応力

$$\sigma_{tb, x} = \frac{F_{tb, x}}{A_{tb}} \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-5-16})$$

$$\sigma_{tb, y} = \frac{F_{tb, y}}{A_{tb}} \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-5-17})$$

$$\sigma_{tb} = \text{Max}[\sigma_{tb, x}, \sigma_{tb, y}] \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-5-18})$$

c. 端子箱取付ボルトに生じるせん断力

$$Q_{tb} = m_t \cdot (C_H + C_P) \cdot g \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-5-19})$$

d. 端子箱取付ボルト 1 本あたりにはたらくせん断応力

$$\tau_{tb} = \frac{Q_{tb}}{n_t \cdot A_{tb}} \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-5-20})$$

(4) 軸受

a. 反軸継手側のラジアル玉軸受の静等価ラジアル荷重

$$P_1 = X_O \cdot R_O + Y_O \cdot F_a \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-5-21})$$

$$P_2 = R_O \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-5-22})$$

$$P_{or, 1} = \text{Max}[P_1, P_2] \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-5-23})$$

b. 軸継手側のラジアル玉軸受の静等価ラジアル荷重

$$P_1 = X_O \cdot R_L + Y_O \cdot F_a \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-5-24)}$$

$$P_2 = R_L \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-5-25)}$$

$$P_{or, 2} = \text{Max}[P_1, P_2] \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-5-26)}$$

(5) 固定子と回転子間のクリアランス

a. 軸の断面二次モーメント

$$I = \frac{\pi \cdot d_s^4}{64} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-5-27)}$$

b. 軸の最大たわみ

$$y_{max} = \frac{F_{R1} \cdot l_{r, C} \cdot (l_{b, L}^2 - l_{r, C}^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I \cdot l_{b, L}} \quad \dots \text{(参考 2-3-5-28)}$$

(6) モータフレーム

a. 電動機重量による応力

脚部が受ける荷重は

$$R_1 = m \cdot g \cdot \frac{l - l_c}{l} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-5-29)}$$

電動機重量による応力は

$$\sigma_{s1} = \frac{R_1 + m_{s1} \cdot g}{A_s} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-5-30)}$$

b. 鉛直方向地震力による応力

$$\sigma_{s4} = \frac{R_1 + m_{s1} \cdot g}{A_s} \cdot (C_V + C_P) \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-5-31)}$$

c. 水平方向地震力（横方向）による応力

水平方向地震力（横方向）により脚部底面に作用する曲げモーメントは

$$M_{11} = (C_H + C_P) \cdot m \cdot g \cdot h_f \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-5-32})$$

水平方向地震力（横方向）により脚取付部に作用する鉛直方向荷重は

$$P_1 = (C_H + C_P) \cdot m \cdot g \cdot \frac{h_c}{l} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-5-33})$$

曲げ応力及び圧縮応力は

$$\sigma_{S2} = \frac{M_{11}}{Z_{sy}} + \frac{P_1}{A_s} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-5-34})$$

せん断応力は

$$\tau_{S2} = \frac{(C_H + C_P) \cdot m \cdot g}{A_s} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-5-35})$$

d. 組合せ応力

$$\sigma_S = \sqrt{(\sigma_{S1} + \sigma_{S2} + \sigma_{S4})^2 + 3 \cdot \tau_{S2}^2} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-5-36})$$

(7) 軸継手

軸継手（原動機～減速機）の評価は、参考資料 2-2 燃料プール冷却材浄化系ポンプの動的機能維持評価方法に含まれている。

参考資料 2-3-6 ほう酸水注入系ポンプ用原動機の動的機能維持評価方法

1. ほう酸水注入系ポンプ用原動機の動的機能維持評価

1.1 記号の説明

ほう酸水注入系ポンプ用原動機の動的機能維持評価に使用する記号を参考 2-3-6 表に示す。

参考2-3-6表 記号の説明 (1/3)

記号	記号の説明	単位
A_p	ピンの断面積	mm^2
$A_{t,b}$	端子箱取付ボルトの断面積	mm^2
A_s	脚部の断面積	mm^2
C_P	ポンプ振動による震度	—
C_H	水平方向設計震度	—
C_V	鉛直方向設計震度	—
D_f	フレームの内径	mm
d_s	軸の直径	mm
E	軸の縦弾性係数	MPa
F	ピンにはたらく合成荷重	N
$F_{t,b,a}$	端子箱取付面に対し左右方向の水平方向地震により作用する引張力	N
$F_{t,b,b}$	端子箱取付面に対し前後方向の水平方向地震により作用する引張力	N
$F_{t,b}$	ボルトに作用する引張力	N
F_1	電動機の回転によりピンにはたらく荷重	N
F_2	水平方向（長手方向）地震力によりピンにはたらく荷重	N
F_a	アキシアル荷重	N
F_{R1}	地震力により軸に作用する荷重	N
g	重力加速度（=9.80665）	m/s^2
h_c	電動機取付面から電動機重心までの高さ	mm
h_f	電動機取付面から脚取付部までの高さ	mm
h_t	端子箱取付面から端子箱重心までの高さ	mm
I	軸の断面二次モーメント	mm^4
$L_{1,y}$	端子箱重心と取付ボルトの水平方向距離（y 方向）	mm
$L_{2,y}$	端子箱重心と取付ボルトの水平方向距離（y 方向）	mm
$L_{1,z}$	端子箱重心と取付ボルトの鉛直方向距離（z 方向）	mm
$L_{2,z}$	端子箱重心と取付ボルトの鉛直方向距離（z 方向）	mm
l	電動機脚部中心間距離	mm
l_c	脚中心から電動機重心までの水平方向距離	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
$l_{r,C}$	軸（回転子）の重心位置	mm
M_{11}	水平方向地震力（横方向）により脚部底面に作用する曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
M_{\max}	軸に生じる最大曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$

参考2-3-6表 記号の説明 (2/3)

記号	記号の説明	単位
M_P	軸の回転によるモーメント	$N \cdot mm$
m	脚部重量を除いた電動機重量	kg
m_r	軸・回転子の重量	kg
m_s	固定子重量	kg
m_{s1}	脚部の重量	kg
m_t	端子箱重量	kg
N	電動機定格回転速度	min^{-1}
n_p	ピンの本数	—
n_t	端子箱取付ボルトの本数	—
$n_{t1, y}$	引張力がはたらく端子箱取付ボルト本数 (y 方向)	—
$n_{t1, z}$	引張力がはたらく端子箱取付ボルト本数 (z 方向)	—
P	電動機定格出力	kW
P_1	静等価ラジアル荷重	N
P_2	静等価ラジアル荷重	N
$P_{or, 1}$	反軸継手側のラジアル玉軸受の静等価ラジアル荷重	N
$P_{or, 2}$	軸継手側のラジアル玉軸受の静等価ラジアル荷重	N
P_l	水平方向地震力 (横方向) により脚取付部に作用する鉛直方向荷重	N
$Q_{tb, a}$	水平方向地震によりボルトに作用するせん断力	N
$Q_{tb, b}$	鉛直方向地震によりボルトに作用するせん断力	N
Q_{tb}	ボルトに作用するせん断力	N
R_1	脚部が受ける荷重	N
R_L	軸継手側軸受が受ける荷重	N
R_O	反軸継手側軸受が受ける荷重	N
T_M	電動機最大トルク	$N \cdot m$
T_S	電動機最大トルク	%
X_O	軸受ラジアル荷重に対する係数	—
Y_O	軸受アキシアル荷重に対する係数	—
y_{max}	軸の最大たわみ	mm
Z_S	軸の断面係数	mm^3
Z_{sy}	脚部の長手方向軸に対する断面係数	mm^3
σ_b	軸にはたらく最大曲げ応力	MPa
σ_{tb}	ボルト 1 本あたりにはたらく引張応力	MPa
σ_s	軸にはたらく組合せ応力	MPa
σ_s	鉛直方向と水平方向 (横方向) 地震力が作用する組合せ応力	MPa
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

参考2-3-6表 記号の説明 (3/3)

記号	記号の説明	単位
τ_{tb}	ボルト1本あたりにはたらくせん断応力	MPa
τ_p	ピンにはたらくせん断応力	MPa
τ_t	軸に生じるねじり応力	MPa
τ_{s2}	水平方向地震力(横方向)によるせん断応力	MPa

1.2 評価方法

(1) 固定子

a. 電動機の回転による荷重

電動機の最大トルクは

$$T_M = \frac{P \cdot 1000000}{2\pi \cdot N/60} \cdot \frac{T_s}{100} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-6-1)}$$

電動機の回転によりピンにはたらく荷重は

$$F_1 = \frac{T_M}{1/2 \cdot D_f} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-6-2)}$$

b. 水平方向(長手方向)地震力によりピンにはたらく荷重

$$F_2 = m_s \cdot g \cdot (C_H + C_P) \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-6-3)}$$

c. ピンにはたらくせん断応力

a. , b. の合成荷重は

$$F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-6-4)}$$

ピンにはたらくせん断応力は

$$\tau_p = \frac{F}{n_p \cdot A_p} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-6-5)}$$

(2) 軸(回転子)

a. 各部にはたらく荷重

地震力により軸に作用する荷重は

$$F_{R1} = \sqrt{(C_H + C_P)^2 + (1 + C_V + C_P)^2} \cdot m_r \cdot g \quad \dots \dots \text{(参考 2-3-6-6)}$$

軸継手側軸受が受ける荷重及び反軸継手側軸受が受ける荷重は

$$R_L = F_{R1} \cdot \frac{l_{r,C}}{l_{b,L}} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-6-7)}$$

$$R_O = F_{R1} \cdot \left(1 - \frac{l_{r,C}}{l_{b,L}}\right) \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-6-8)}$$

b. 曲げ応力

軸に生じる最大曲げモーメントは

$$M_{max} = \frac{F_{R1} \cdot l_{r,C} \cdot (l_{b,L} - l_{r,C})}{l_{b,L}} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-6-9)}$$

軸にはたらく最大曲げ応力は

$$\sigma_b = \frac{M_{max}}{Z_S} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-6-10)}$$

c. ねじり応力

軸の回転によるモーメントは

$$M_P = \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot N} \cdot 10^6 \cdot P \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-6-11)}$$

軸に生じるねじり応力は

$$\tau_t = \frac{16 \cdot M_P}{\pi \cdot d_S^3} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-6-12)}$$

d. 組合せ応力

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_t^2} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-6-13)}$$

(3) 端子箱

a. 端子箱取付ボルトに生じる引張力

$$F_{tb, a} = \frac{m_t \cdot (1 + C_V + C_P) \cdot h_t \cdot g}{n_{t1, z} \cdot (L_{1, z} + L_{2, z})} + \frac{m_t \cdot (C_H + C_P) \cdot h_t \cdot g}{n_{t1, y} \cdot (L_{1, y} + L_{2, y})}$$

..... (参考 2-3-6-14)

$$F_{tb, b} = \frac{m_t \cdot (1 + C_V + C_P) \cdot h_t \cdot g + m_t \cdot (C_H + C_P) \cdot L_{1, z} \cdot g}{n_{t1, z} \cdot (L_{1, z} + L_{2, z})}$$

..... (参考 2-3-6-15)

$$F_{tb} = \text{Max} [F_{tb, a}, F_{tb, b}]$$

..... (参考 2-3-6-16)

b. 端子箱取付ボルト 1 本あたりにはたらく引張応力

$$\sigma_{tb} = \frac{F_{tb}}{A_{tb}}$$

..... (参考 2-3-6-17)

c. 端子箱取付ボルトに生じるせん断力

$$Q_{tb, a} = m_t \cdot (C_H + C_P) \cdot g$$

..... (参考 2-3-6-18)

$$Q_{tb, b} = m_t \cdot (1 + C_V + C_P) \cdot g$$

..... (参考 2-3-6-19)

$$Q_{tb} = \sqrt{Q_{tb, a}^2 + Q_{tb, b}^2}$$

..... (参考 2-3-6-20)

d. 端子箱取付ボルト 1 本あたりにはたらくせん断応力

$$\tau_{tb} = \frac{Q_{tb}}{n_t \cdot A_{tb}}$$

..... (参考 2-3-6-21)

(4) 軸受

a. 反軸継手側のラジアル玉軸受の静等価ラジアル荷重は

$$P_1 = X_O \cdot R_O + Y_O \cdot F_a \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-6-22)}$$

$$P_2 = R_O \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-6-23)}$$

$$P_{or, 1} = \text{Max}[P_1, P_2] \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-6-24)}$$

b. 軸継手側のラジアル玉軸受の静等価ラジアル荷重は

$$P_1 = X_O \cdot R_L + Y_O \cdot F_a \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-6-25)}$$

$$P_2 = R_L \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-6-26)}$$

$$P_{or, 2} = \text{Max}[P_1, P_2] \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-6-27)}$$

(5) 固定子と回転子間のクリアランス

a. 軸の断面二次モーメント

$$I = \frac{\pi \cdot d_s^4}{64} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-6-28)}$$

b. 軸の最大たわみ

$$y_{max} = \frac{F_{R1} \cdot l_{r, C} \cdot (l_{b, L}^2 - l_{r, C}^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I \cdot l_{b, L}} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-6-29)}$$

(6) モータフレーム

a. 電動機重量による応力

脚部が受ける荷重は

$$R_1 = m \cdot g \cdot \frac{l - l_c}{l} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-6-30)}$$

電動機重量による応力は

$$\sigma_{s1} = \frac{R_1 + m_{s1} \cdot g}{A_s} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-6-31)}$$

b. 鉛直方向地震力による応力

$$\sigma_{S4} = \frac{R_1 + m_{s1} \cdot g}{A_s} \cdot (C_V + C_P) \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-6-32})$$

c. 水平方向地震力（横方向）による応力

水平方向地震力（横方向）により脚部底面に作用する曲げモーメントは

$$M_{11} = (C_H + C_P) \cdot m \cdot g \cdot h_f \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-6-33})$$

水平方向地震力（横方向）により脚取付部に作用する鉛直方向荷重は

$$P_1 = (C_H + C_P) \cdot m \cdot g \cdot \frac{h_c}{l} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-6-34})$$

曲げ応力及び圧縮応力は

$$\sigma_{S2} = \frac{M_{11}}{Z_{sy}} + \frac{P_1}{A_s} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-6-35})$$

せん断応力は

$$\tau_{S2} = \frac{(C_H + C_P) \cdot m \cdot g}{A_s} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-6-36})$$

d. 組合せ応力

$$\sigma_S = \sqrt{(\sigma_{S1} + \sigma_{S2} + \sigma_{S4})^2 + 3 \cdot \tau_{S2}^2} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-6-37})$$

(7) 軸継手

軸継手（原動機～減速機）の評価は、参考資料 2-7 ほう酸水注入系ポンプの動的機能維持評価方法に含まれている。

参考資料 2-3-7 非常用ガス処理系排風機用原動機の動的機能維持評価方法

1. 非常用ガス処理系排風機用原動機の動的機能維持評価

1.1 記号の説明

非常用ガス処理系排風機用原動機の動的機能維持評価に使用する記号を参考 2-3-7 表に示す。

参考2-3-7表 記号の説明 (1/3)

記号	記号の説明	単位
A_p	ピンの断面積	mm^2
A_{tb}	端子箱取付ボルトの断面積	mm^2
A_s	脚部の断面積	mm^2
C_P	ファン振動による震度	—
C_H	水平方向設計震度	—
C_V	鉛直方向設計震度	—
D_f	フレームの内径	mm
d_s	軸の直径	mm
E	軸の縦弾性係数	MPa
F	ピンにはたらく合成荷重	N
$F_{tb, a}$	端子箱取付面に対し左右方向の水平方向地震により作用する引張力	N
$F_{tb, b}$	端子箱取付面に対し前後方向の水平方向地震により作用する引張力	N
F_{tb}	ボルトに作用する引張力	N
F_1	電動機の回転によりピンにはたらく荷重	N
F_2	水平方向（長手方向）地震力によりピンにはたらく荷重	N
F_a	アキシアル荷重	N
F_{R1}	地震力により軸に作用する荷重	N
g	重力加速度（=9.80665）	m/s^2
h_c	電動機取付面から電動機重心までの高さ	mm
h_f	電動機取付面から脚取付部までの高さ	mm
h_t	端子箱取付面から端子箱重心までの高さ	mm
I	軸の断面二次モーメント	mm^4
$L_{1, y}$	端子箱重心と取付ボルトの水平方向距離（y方向）	mm
$L_{2, y}$	端子箱重心と取付ボルトの水平方向距離（y方向）	mm
$L_{1, z}$	端子箱重心と取付ボルトの鉛直方向距離（z方向）	mm
$L_{2, z}$	端子箱重心と取付ボルトの鉛直方向距離（z方向）	mm
l	電動機脚部中心間距離	mm
l_c	脚中心から電動機重心までの水平方向距離	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
$l_{r, C}$	軸（回転子）の重心位置	mm
M_{11}	水平方向地震力（横方向）により脚部底面に作用する曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
M_{max}	軸に生じる最大曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
M_P	軸の回転によるモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$

参考2-3-7表 記号の説明 (2/3)

記号	記号の説明	単位
m	脚部重量を除いた電動機重量	kg
m_r	軸・回転子の重量	kg
m_s	固定子重量	kg
m_{s1}	脚部の重量	kg
m_t	端子箱重量	kg
N	電動機定格回転速度	min^{-1}
n_p	ピンの本数	—
n_t	端子箱取付ボルトの本数	—
$n_{t1, y}$	引張力がはたらく端子箱取付ボルト本数 (y 方向)	—
$n_{t1, z}$	引張力がはたらく端子箱取付ボルト本数 (z 方向)	—
P	電動機定格出力	kW
P_1	静等価ラジアル荷重	N
P_2	静等価ラジアル荷重	N
$P_{or, 1}$	反軸継手側のラジアル玉軸受の静等価ラジアル荷重	N
$P_{or, 2}$	軸継手側のラジアル玉軸受の静等価ラジアル荷重	N
P_l	水平方向地震力 (横方向) により脚取付部に作用する鉛直方向荷重	N
$Q_{tb, a}$	水平方向地震によりボルトに作用するせん断力	N
$Q_{tb, b}$	鉛直方向地震によりボルトに作用するせん断力	N
Q_{tb}	ボルトに作用するせん断力	N
R_1	脚部が受ける荷重	N
R_L	軸継手側軸受が受ける荷重	N
R_O	反軸継手側軸受が受ける荷重	N
T_M	電動機最大トルク	$\text{N}\cdot\text{m}$
T_S	電動機最大トルク	%
X_O	軸受ラジアル荷重に対する係数	—
Y_O	軸受アキシアル荷重に対する係数	—
y_{max}	軸の最大たわみ	mm
Z_S	軸の断面係数	mm^3
Z_{sy}	脚部の長手方向軸に対する断面係数	mm^3
σ_b	軸にはたらく最大曲げ応力	MPa
σ_{tb}	ボルト 1 本あたりにはたらく引張応力	MPa
σ_s	軸にはたらく組合せ応力	MPa
σ_S	鉛直方向と水平方向 (横方向) 地震力が作用する組合せ応力	MPa
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_{tb}	ボルト 1 本あたりにはたらくせん断応力	MPa
τ_p	ピンにはたらくせん断応力	MPa

参考2-3-7表 記号の説明 (3/3)

記号	記号の説明	単位
τ_t	軸に生じるねじり応力	MPa
τ_{s2}	水平方向地震力（横方向）によるせん断応力	MPa
θ	端子箱取付角度	°

1.2 評価方法

(1) 固定子

a. 電動機の回転による荷重

電動機の最大トルクは

$$T_M = \frac{P \cdot 1000000}{2\pi \cdot N/60} \cdot \frac{T_s}{100} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-7-1})$$

電動機の回転によりピンにはたらく荷重は

$$F_1 = \frac{T_M}{1/2 \cdot D_f} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-7-2})$$

b. 水平方向（長手方向）地震力によりピンにはたらく荷重

$$F_2 = m_s \cdot g \cdot (C_H + C_P) \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-7-3})$$

c. ピンにはたらくせん断応力

a. , b. の合成荷重は

$$F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-7-4})$$

ピンにはたらくせん断応力は

$$\tau_p = \frac{F}{n_p \cdot A_p} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-7-5})$$

(2) 軸（回転子）

a. 各部にはたらく荷重

地震力により軸に作用する荷重は

$$F_{R1} = \sqrt{(C_H + C_P)^2 + (1 + C_V + C_P)^2} \cdot m_r \cdot g \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-7-6})$$

軸継手側軸受が受ける荷重及び反軸継手側軸受が受ける荷重は

$$R_L = F_{R1} \cdot \frac{l_{r,C}}{l_{b,L}} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-7-7)}$$

$$R_O = F_{R1} \cdot \left(1 - \frac{l_{r,C}}{l_{b,L}}\right) \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-7-8)}$$

b. 曲げ応力

軸に生じる最大曲げモーメントは

$$M_{max} = \frac{F_{R1} \cdot l_{r,C} \cdot (l_{b,L} - l_{r,C})}{l_{b,L}} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-7-9)}$$

軸にはたらく最大曲げ応力は

$$\sigma_b = \frac{M_{max}}{Z_S} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-7-10)}$$

c. ねじり応力

軸の回転によるモーメントは

$$M_P = \frac{60}{2\pi \cdot N} \cdot 10^6 \cdot P \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-7-11)}$$

軸に生じるねじり応力は

$$\tau_t = \frac{16 \cdot M_P}{\pi \cdot d_S^3} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-7-12)}$$

d. 組合せ応力

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_t^2} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-7-13)}$$

(3) 端子箱

a. 端子箱取付ボルトに生じる引張力

$$F_{tb, a} = \frac{m_t \cdot (1 + C_V + C_P) \cdot \cos \theta \cdot h_t \cdot g - m_t \cdot (1 + C_V + C_P) \cdot \sin \theta \cdot L_{1, z} \cdot g}{n_{t1, z} \cdot (L_{1, z} + L_{2, z})} + \frac{m_t \cdot (C_H + C_P) \cdot h_t \cdot g}{n_{t1, y} \cdot (L_{1, y} + L_{2, y})}$$

..... (参考 2-3-7-14)

$$F_{tb, b} = \frac{m_t \cdot \{(1 + C_V + C_P) \cdot \cos \theta + (C_H + C_P) \cdot \sin \theta\} \cdot h_t \cdot g + m_t \cdot \{(C_H + C_P) \cdot \cos \theta - (1 + C_V + C_P) \cdot \sin \theta\} \cdot L_{1, z} \cdot g}{n_{t1, z} \cdot (L_{1, z} + L_{2, z})}$$

..... (参考 2-3-7-15)

$$F_{tb} = \text{Max} [F_{tb, a}, F_{tb, b}] \quad \text{..... (参考 2-3-7-16)}$$

b. 端子箱取付ボルト 1 本あたりにはたらく引張応力

$$\sigma_{tb} = \frac{F_{tb}}{A_{tb}} \quad \text{..... (参考 2-3-7-17)}$$

c. 端子箱取付ボルトに生じるせん断力

$$Q_{tb, a} = m_t \cdot \{(1 + C_V + C_P) \cdot \cos \theta + (C_H + C_P) \cdot \sin \theta\} \cdot g$$

..... (参考 2-3-7-18)

$$Q_{tb, b} = m_t \cdot \{(1 + C_V + C_P) \cdot \cos \theta + (C_H + C_P)\} \cdot g$$

..... (参考 2-3-7-19)

$$Q_{tb} = \sqrt{Q_{tb, a}^2 + Q_{tb, b}^2} \quad \text{..... (参考 2-3-7-20)}$$

d. 端子箱取付ボルト 1 本あたりにはたらくせん断応力

$$\tau_{tb} = \frac{Q_{tb}}{n_t \cdot A_{tb}} \quad \text{..... (参考 2-3-7-21)}$$

(4) 軸受

a. 反軸継手側のラジアル玉軸受の静等価ラジアル荷重は

$$P_1 = X_O \cdot R_O + Y_O \cdot F_a \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-7-22)}$$

$$P_2 = R_O \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-7-23)}$$

$$P_{or, 1} = \text{Max}[P_1, P_2] \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-7-24)}$$

b. 軸継手側のラジアル玉軸受の静等価ラジアル荷重は

$$P_1 = X_O \cdot R_L + Y_O \cdot F_a \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-7-25)}$$

$$P_2 = R_L \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-7-26)}$$

$$P_{or, 2} = \text{Max}[P_1, P_2] \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-7-27)}$$

(5) 固定子と回転子間のクリアランス

a. 軸の断面二次モーメント

$$I = \frac{\pi \cdot d_s^4}{64} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-7-28)}$$

b. 軸の最大たわみ

$$y_{max} = \frac{F_{R1} \cdot (l_{b, L} - l_{r, C}) \cdot \left\{ l_{b, L}^2 - (l_{b, L} - l_{r, C})^2 \right\}^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I \cdot l_{b, L}} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-7-29)}$$

(6) モータフレーム

a. 電動機重量による応力

脚部が受ける荷重は

$$R_1 = m \cdot g \cdot \frac{l - l_c}{l} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-7-30)}$$

電動機重量による応力は

$$\sigma_{s1} = \frac{R_1 + m_{s1} \cdot g}{A_s} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-7-31)}$$

b. 鉛直方向地震力による応力

$$\sigma_{S4} = \frac{R_1 + m_{s1} \cdot g}{A_s} \cdot (C_V + C_P) \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-7-32})$$

c. 水平方向地震力（横方向）による応力

水平方向地震力（横方向）により脚部底面に作用する曲げモーメントは

$$M_{11} = (C_H + C_P) \cdot m \cdot g \cdot h_f \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-7-33})$$

水平方向地震力（横方向）により脚取付部に作用する鉛直方向荷重は

$$P_1 = (C_H + C_P) \cdot m \cdot g \cdot \frac{h_c}{l} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-7-34})$$

曲げ応力及び圧縮応力は

$$\sigma_{S2} = \frac{M_{11}}{Z_{sy}} + \frac{P_1}{A_s} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-7-35})$$

せん断応力は

$$\tau_{S2} = \frac{(C_H + C_P) \cdot m \cdot g}{A_s} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-7-36})$$

d. 組合せ応力

$$\sigma_S = \sqrt{(\sigma_{S1} + \sigma_{S2} + \sigma_{S4})^2 + 3 \cdot \tau_{S2}^2} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-7-37})$$

(7) 軸継手

軸継手（原動機～減速機）の評価は、参考 2-4-2 非常用ガス処理系排風機の動的機能維持評価に含まれている。

参考資料 2-3-8 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロウ用電動機の動的機能維持評価方法

1. 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロウ用電動機の動的機能維持評価

1.1 記号の説明

可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロウ用電動機の動的機能維持評価に使用する記号を参考 2-3-8 表に示す。

参考2-3-8表 記号の説明 (1/2)

記号	記号の説明	単位
A_p	ピンの断面積	mm^2
A_s	脚部の断面積	mm^2
C_p	ブロウ振動による震度	—
C_H	水平方向設計震度	—
C_V	鉛直方向設計震度	—
D_f	フレームの内径	mm
d_s	軸の直径	mm
E	軸の縦弾性係数	MPa
F	ピンにはたらく合成荷重	N
F_1	電動機の回転によりピンにはたらく荷重	N
F_2	水平方向（長手方向）地震力によりピンにはたらく荷重	N
F_a	アキシアル荷重	N
F_{R1}	地震力により軸に作用する荷重	N
F_{R2}	ラジアル荷重	N
g	重力加速度（=9.80665）	m/s^2
h_c	電動機取付面から電動機重心までの高さ	mm
h_f	電動機取付面から脚取付部までの高さ	mm
I	軸の断面二次モーメント	mm^4
l	電動機脚部中心間距離	mm
l_c	脚中心から電動機重心までの水平方向距離	mm
$l_{b, L}$	反負荷側・負荷側軸受間距離	mm
l_f	ラジアル荷重の作用位置	mm
$l_{r, C}$	軸（回転子）の重心位置	mm
M_1	反負荷側軸受から軸（回転子）の重心位置の曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
M_2	反負荷側軸受から負荷側軸受の曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
M_{11}	水平方向地震力（横方向）により脚部底面に作用する曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
M_{max}	軸に生じる最大曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
M_p	軸の回転によるモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
m	脚部重量を除いた電動機重量	kg
m_r	軸・回転子の重量	kg
m_s	固定子重量	kg

参考2-3-8表 記号の説明 (2/2)

記号	記号の説明	単位
m_{s1}	脚部の重量	kg
N	電動機定格回転速度	min^{-1}
n_p	ピンの本数	—
P	電動機定格出力	kW
P_1	静等価ラジアル荷重	N
P_2	静等価ラジアル荷重	N
$P_{or,1}$	反負荷側のラジアル玉軸受の静等価ラジアル荷重	N
$P_{or,2}$	負荷側のラジアル玉軸受の静等価ラジアル荷重	N
P_1	水平方向地震力（横方向）により脚取付部に作用する鉛直方向荷重	N
R_1	脚部が受ける荷重	N
R_L	負荷側軸受が受ける荷重	N
R_O	反負荷側軸受が受ける荷重	N
T_M	電動機最大トルク	$\text{N}\cdot\text{m}$
T_S	電動機最大トルク	%
X_O	軸受ラジアル荷重に対する係数	—
Y_O	軸受アキシアル荷重に対する係数	—
y_{max}	軸の最大たわみ	mm
Z_S	軸の断面係数	mm^3
Z_{sy}	脚部の長手方向軸に対する断面係数	mm^3
σ_b	軸にはたらく最大曲げ応力	MPa
σ_s	軸にはたらく組合せ応力	MPa
σ_s	鉛直方向と水平方向（横方向）地震力が作用する組合せ応力	MPa
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_p	ピンにはたらくせん断応力	MPa
τ_t	軸に生じるねじり応力	MPa
τ_{s2}	水平方向地震力（横方向）によるせん断応力	MPa

1.2 評価方法

(1) 固定子

a. 電動機の回転による荷重

電動機の最大トルクは

$$T_M = \frac{P \cdot 1000000}{2\pi \cdot N/60} \cdot \frac{T_S}{100} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-1)}$$

電動機の回転によりピンにはたらく荷重は

$$F_1 = \frac{T_M}{1/2 \cdot D_f} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-2)}$$

b. 水平方向（長手方向）地震力によりピンにはたらく荷重

$$F_2 = m_S \cdot g \cdot (C_H + C_P) \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-3)}$$

c. ピンにはたらくせん断応力

a. , b. の合成荷重は

$$F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-4)}$$

ピンにはたらくせん断応力は

$$\tau_p = \frac{F}{n_p \cdot A_p} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-5)}$$

(2) 軸（回転子）

a. 各部にはたらく荷重

地震力により軸に作用する荷重は

$$F_{R1} = \sqrt{(C_H + C_P)^2 + (1 + C_V + C_P)^2} \cdot m_r \cdot g \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-6)}$$

負荷側軸受が受ける荷重及び反負荷側軸受が受ける荷重は

$$R_L = \frac{F_{R1} \cdot l_{r,C} + F_{R2} \cdot l_f}{l_{b,L}} \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-7)}$$

$$R_O = \frac{(l_{b,L} - l_{r,C}) \cdot F_{R1} + (l_f - l_{b,L}) \cdot F_{R2}}{l_{b,L}} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-8)}$$

b. 曲げ応力

軸に生じる最大曲げモーメントは

$$M_1 = \frac{(l_{b,L} - l_{r,C}) \cdot l_{r,C} \cdot F_{R1} + (l_f - l_{b,L}) \cdot l_{r,C} \cdot F_{R2}}{l_{b,L}} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-9)}$$

$$M_2 = F_{R2} \cdot (l_{b,L} - l_f) \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-10)}$$

$$M_{\max} = \text{Max} [|M_1|, |M_2|] \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-11)}$$

軸にはたらく最大曲げ応力は

$$\sigma_b = \frac{M_{\max}}{Z_s} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-12)}$$

c. ねじり応力

軸の回転によるモーメントは

$$M_P = \frac{60}{2\pi \cdot N} \cdot 10^6 \cdot P \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-13)}$$

軸に生じるねじり応力は

$$\tau_t = \frac{16 \cdot M_P}{\pi \cdot d_s^3} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-14)}$$

d. 組合せ応力

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_t^2} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-15)}$$

(3) 端子箱

端子箱の評価は、可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワの動的機能維持評価に含まれている。

(4) 軸受

a. 反負荷側のラジアル玉軸受の静等価ラジアル荷重は

$$P_1 = X_O \cdot R_O + Y_O \cdot F_a \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-16)}$$

$$P_2 = R_O \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-17)}$$

$$P_{or, 1} = \text{Max}[P_1, P_2] \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-18)}$$

b. 負荷側のラジアル玉軸受の静等価ラジアル荷重は

$$P_1 = X_O \cdot R_L + Y_O \cdot F_a \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-19)}$$

$$P_2 = R_L \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-20)}$$

$$P_{or, 2} = \text{Max}[P_1, P_2] \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-21)}$$

(5) 固定子と回転子間のクリアランス

a. 軸の断面二次モーメント

$$I = \frac{\pi \cdot d_s^4}{64} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-22)}$$

b. 軸の最大たわみ

$$y_{max} = \frac{F_{R1} \cdot l_{r, C} \cdot (l_{b, L}^2 - l_{r, C}^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I \cdot l_{b, L}} \quad \dots \dots \text{(参考 2-3-8-23)}$$

(6) モータフレーム

a. 電動機重量による応力

脚部が受ける荷重は

$$R_1 = m \cdot g \cdot \frac{l - l_c}{l} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-24)}$$

電動機重量による応力は

$$\sigma_{s1} = \frac{R_1 + m_{s1} \cdot g}{A_s} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-3-8-25)}$$

b. 鉛直方向地震力による応力

$$\sigma_{s4} = \frac{R_1 + m_{s1} \cdot g}{A_s} \cdot (C_V + C_P) \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-8-26})$$

c. 水平方向地震力（横方向）による応力

水平方向地震力（横方向）により脚部底面に作用する曲げモーメントは

$$M_{11} = (C_H + C_P) \cdot m \cdot g \cdot h_f \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-8-27})$$

水平方向地震力（横方向）により脚取付部に作用する鉛直方向荷重は

$$P_1 = (C_H + C_P) \cdot m \cdot g \cdot \frac{h_c}{1} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-8-28})$$

曲げ応力及び圧縮応力は

$$\sigma_{s2} = \frac{M_{11}}{Z_{sy}} + \frac{P_1}{A_s} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-8-29})$$

せん断応力は

$$\tau_{s2} = \frac{(C_H + C_P) \cdot m \cdot g}{A_s} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-8-30})$$

d. 組合せ応力

$$\sigma_s = \sqrt{(\sigma_{s1} + \sigma_{s2} + \sigma_{s4})^2 + 3 \cdot \tau_{s2}^2} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-3-8-31})$$

(7) 軸継手

軸継手は遠心直動型ファンのため、評価対象外とする。

ファンの詳細評価

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 型ファン	水平方向	1.77	2.6	○
		鉛直方向	1.30	1.0	×

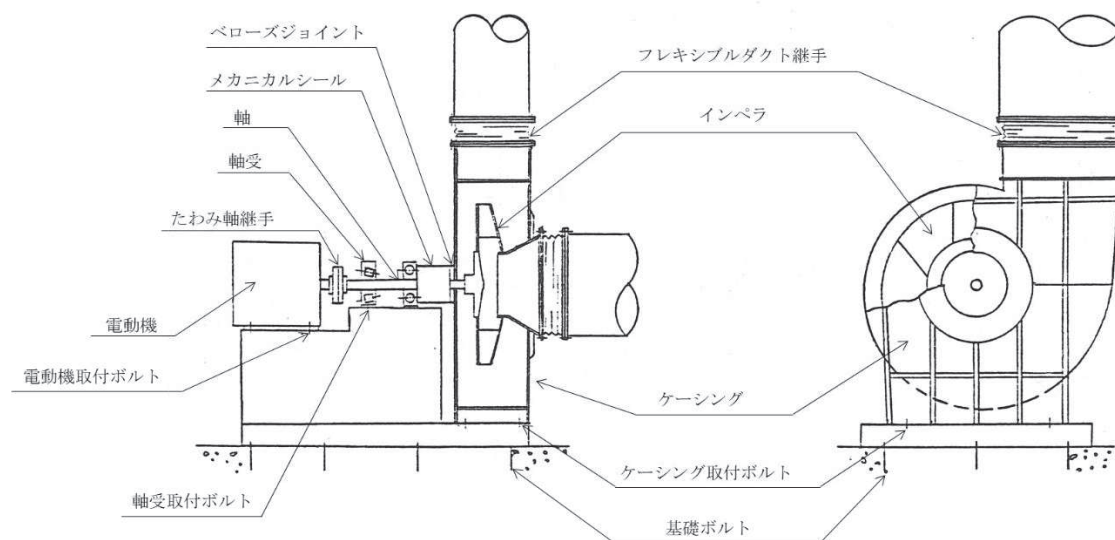
注記*1：加速度の単位：×9.8m/s²

*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。

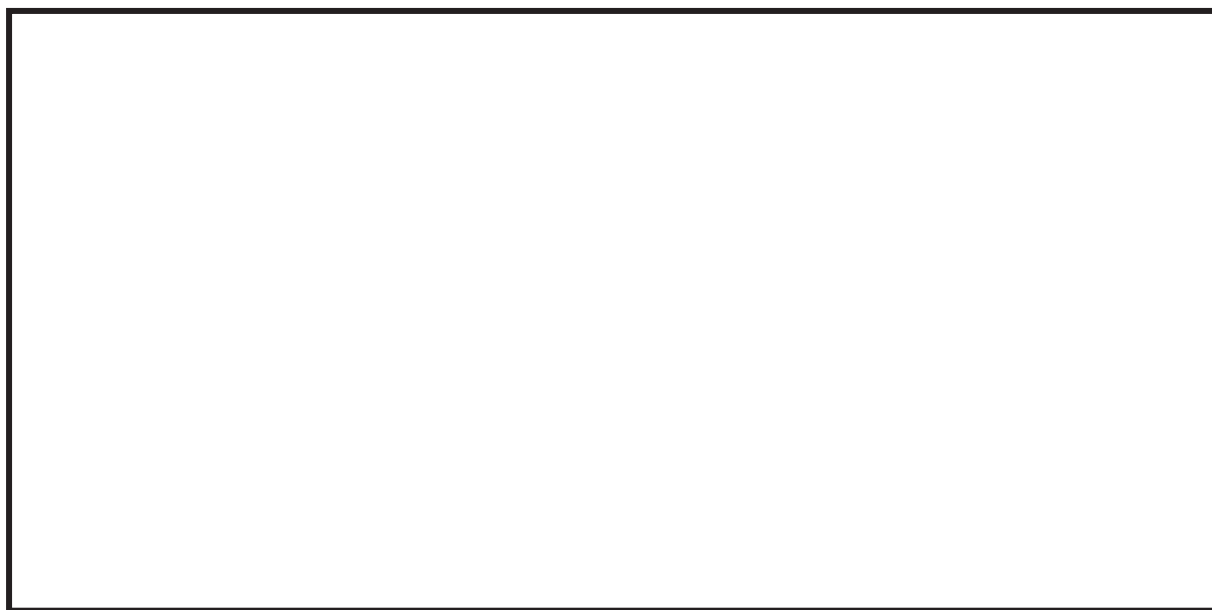
2. ファンの構造概要

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

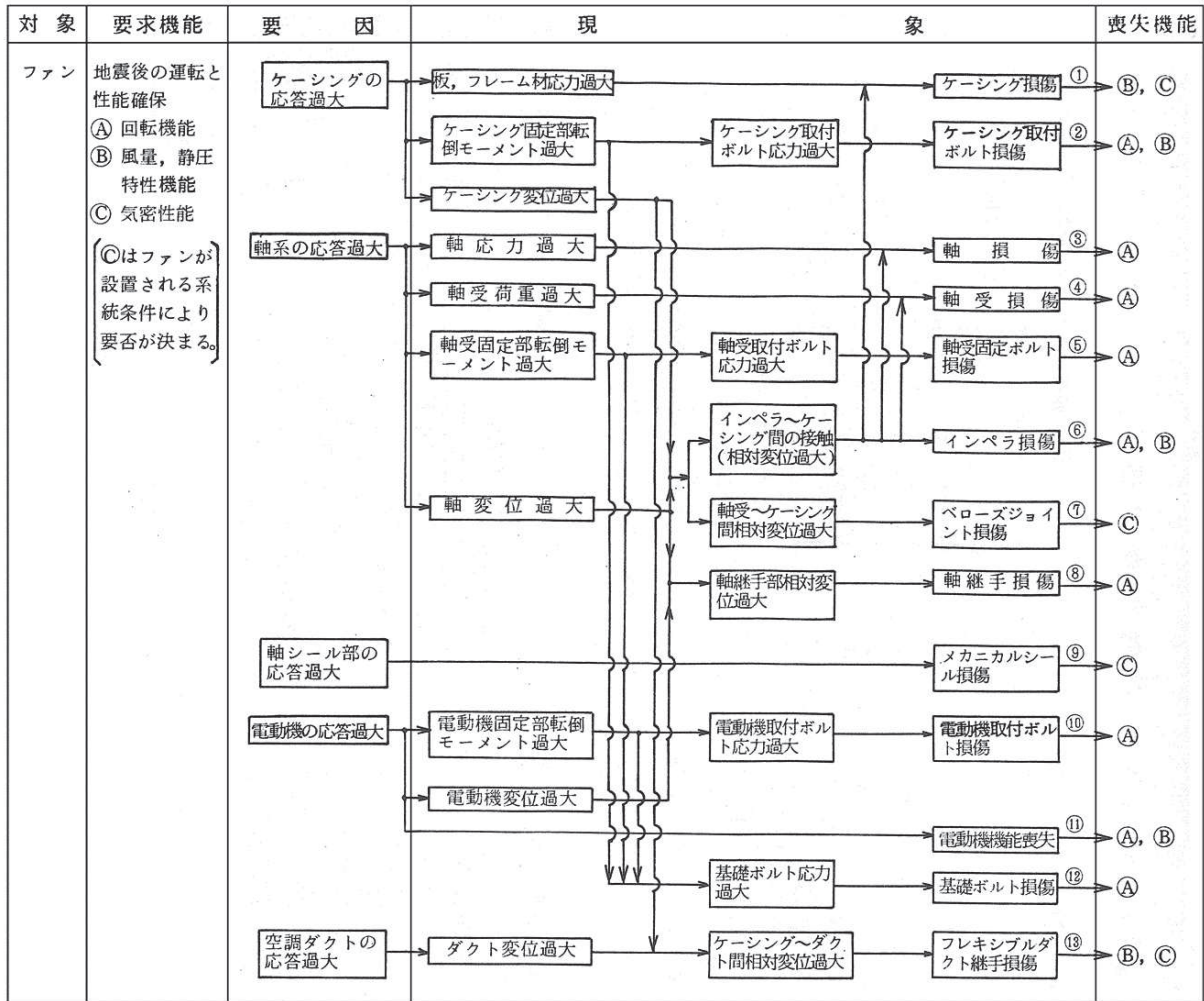
なお、上記の部位のうち、「解析等で剛であることが確認されたものや、軸流ファンのように形式的に剛であることが明白であるものについては適宜評価項目を省略することができる。」とされている。

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

軸受け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	計算書 対象*
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。	—（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	○
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	○
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。	○
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。	—（構造強度評価対象）
11	原動機	—	○	電動機に記載	—
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。	—（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（計算書省略）	—

注記*：計算書対象の場合を「○」、計算書省略の場合を「—」で示す。

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	計算書 対象*
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。	○
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。	—
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。	—
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。	○
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。	○
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。	—
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。	—（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*：動的機能維持評価に係る計算書対象の場合を「○」、計算書省略の場合を「—」で示す。

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
3	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。
4	軸受	軸受の機能維持の観点から，メーカー規定の軸受基本静定格荷重を許容値とした。
6	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	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（（社）日本電気協会）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	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（（社）日本電気協会）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	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（（社）日本電気協会）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	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（（社）日本電気協会）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			○

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 (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	ブロワ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} :ブロワ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ワケーシング取付ボルトの本数[-] A _{b4} :ブロワ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} :ブロワケーシング取付ボルトに作用するせん断力[N] n ₄ :ブロワケーシング取付ボルトの本数[-] A _{b4} :ブロワ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、「参考資料 2-4-1 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ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。

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	173MPa	○
		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	133MPa	○
	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	173MPa	○
		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	133MPa	○

注記*1:算出過程については、「参考資料 2-4-1 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワの動的機能維持評価方法」に示す。

ファン 詳細評価結果エビデンス

参考資料 2-4-1 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワの動的機能維持評価方法

1. 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワの動的機能維持評価

1.1 記号の説明

可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ（以下、「ブロワ」という。）の動的機能維持評価に使用する記号を参考 2-4-1 表に示す。

参考2-4-1表 記号の説明 (1/2)

記号	記号の説明	単位
A_{bi}	ボルトの軸断面積	mm^2
C_H	水平方向設計震度	—
C_V	鉛直方向設計震度	—
C_P	ブロワ（電動機）振動による震度	—
D_{cb}	キャン取付ボルト位置直径	mm
D_{cI}	キャン内径	mm
D_{fb}	ブロワケーシング取付ボルト位置直径	mm
d_i	ボルトの呼び径	mm
F_i	設計・建設規格 SSB-3132 及び SSB-3133 に定める値	MPa
F_{bi}	ボルトに作用する引張力（1 本当たり）	N
f_{sbi}	せん断力のみを受けるボルトの許容せん断応力	MPa
f_{toi}	引張力のみを受けるボルトの許容引張応力	MPa
f_{tsi}	引張力とせん断力を同時に受けるボルトの許容引張応力	MPa
g	重力加速度（=9.80665）	m/s^2
H_p	予想最大両振幅	μm
$h_{1i} \sim h_{3i}$	ボルト位置を示す鉛直距離	mm
$\ell_{1i} \sim \ell_{5i}$	ボルト位置を示す水平距離	mm
M_p	電動機回転により作用するモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
m_{1i}, m_{2i}	運転時質量	kg
N	回転速度（原動機の同期回転速度）	rpm
n_i	ボルト本数	—
n_{f1i}, n_{f2i}	引張力を受けるとして期待するボルトの本数	—
P_d	電動機定格出力	kW
P_0	最高使用圧力	MPa
Q_{bi}	ボルトに作用するせん断力	N
S_{ui}	設計・建設規格 付録材料図表 Part5 表 9 に定める値	MPa
S_{yi}	設計・建設規格 付録材料図表 Part5 表 8 に定める値	MPa

参考2-4-1表 記号の説明 (2/2)

記号	記号の説明	単位
σ_{bi}	ボルトに生じる引張応力	MPa
τ_{bi}	ボルトに生じるせん断応力	MPa
τ_o	許容せん断応力	MPa
π	円周率	—
Δ	インペラとケーシングとの相対変位	mm

1.2 評価方法

1.2.1 計算条件

- (1) 評価対象機器の質量は重心に集中するものとする。
- (2) 地震力は機器に対して水平方向及び鉛直方向から個別に作用するものとし、応力計算において組み合わせる。
- (3) ブロワは運転状態とする。
- (4) 地震力を加える方向は、作用する引張力が厳しくなる方向とする。
- (5) 荷重の組合せは、「VI-2-1-9 機能維持の基本方針」に従い、動的地震力は二乗和平方根 (SRSS)、その他の荷重については代数和とする。

1.2.2 引張応力

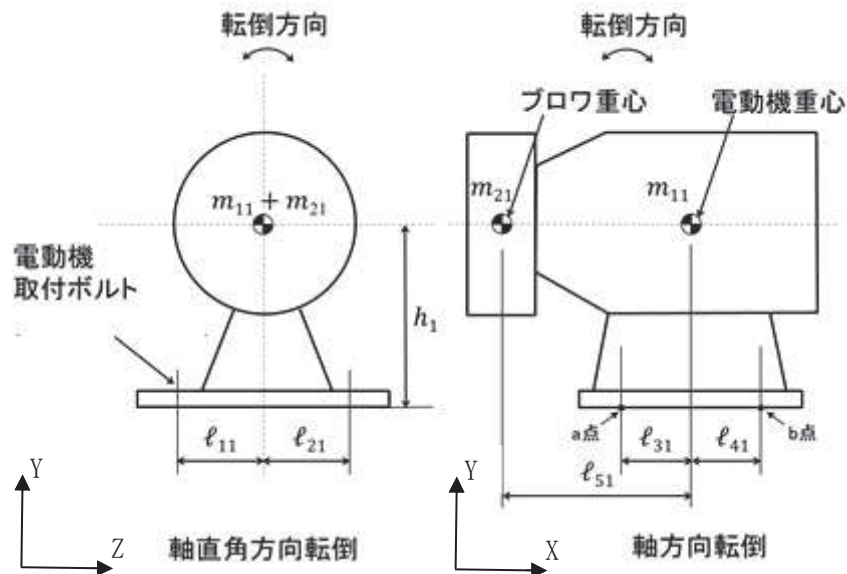
- (1) 矩形配置のボルトの場合、ボルトに対する引張力は最も厳しい条件として、参考 2-4-1-1 図及び参考 2-4-1-2 図で最外列のボルトを支点とする転倒を考え、これを片側の最外列のボルトで受けるものとして計算する。
円形配置のボルトの場合、ボルトに対する引張力は支点から正比例した力が作用するものとし、最も厳しい条件として支点から最も離れたボルトについて計算する。(参考 2-4-1-3 図及び参考 2-4-1-4 図)

1.2.3 せん断応力

- (1) ボルトに対するせん断力はボルト全本数で受けるものとして計算する。

1.2.4 応力の計算方法

(1) 電動機取付ボルト (矩形配置)



参考 2-4-1-1 図 電動機取付ボルト評価概要

a. 引張力

イ. Z 方向に水平荷重が作用し、軸直角方向に転倒する場合

地震荷重：

$$F_{b1-\alpha-Z} = \frac{(m_{11} + m_{21}) \cdot g \cdot C_H \cdot h_1}{n_{f11} \cdot (\ell_{11} + \ell_{21})} \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-1-1})$$

その他の荷重：

$$F_{b1-\beta-Z} = \frac{(m_{11} + m_{21}) \cdot g \cdot C_P \cdot h_1 + M_P}{n_{f11} \cdot (\ell_{11} + \ell_{21})} \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-1-2})$$

ロ. X 方向に水平荷重が作用し、a 点及び b 点を支点に軸方向に転倒する場合

地震荷重：

$$F_{b1-\alpha-X} = \frac{(m_{11} + m_{21}) \cdot g \cdot C_H \cdot h_1}{n_{f21} \cdot (\ell_{31} + \ell_{41})} \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-1-3})$$

その他の荷重：

$$F_{b1-\beta-X} = \frac{(m_{11} + m_{21}) \cdot g \cdot C_P \cdot h_1}{n_{f21} \cdot (\ell_{31} + \ell_{41})} \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-1-4})$$

ハ. Y方向に鉛直荷重が作用し、軸直角方向に転倒する場合 ($l_{11} = l_{21}$)

地震荷重：

$$F_{b1-\alpha-Y1} = \frac{(m_{11} + m_{21}) \cdot g \cdot C_V \cdot l_{11}}{n_{f11} \cdot (l_{11} + l_{21})} \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-1-5})$$

その他の荷重：

$$F_{b1-\beta-Y1} = \frac{(m_{11} + m_{21}) \cdot g \cdot (C_P - 1) \cdot l_{11}}{n_{f11} \cdot (l_{11} + l_{21})} \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-1-6})$$

電動機取付ボルトに作用する荷重 F_{b1-Y1} は、

$$F_{b1-Y1} = \sqrt{F_{b1-\alpha-X}^2 + F_{b1-\alpha-Y1}^2 + F_{b1-\alpha-Z}^2} + F_{b1-\beta-X} \\ + F_{b1-\beta-Y1} + F_{b1-\beta-Z} \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-1-7})$$

二. Y方向に鉛直荷重が作用し、a点を支点に軸方向に転倒する場合

鉛直上向きの場合

地震荷重：

$$F_{b1-\alpha-Y2-up} = \frac{m_{11} \cdot g \cdot C_V \cdot l_{31} - m_{21} \cdot g \cdot C_V \cdot (l_{51} - l_{31})}{n_{f21} \cdot (l_{31} + l_{41})} \\ \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-1-8})$$

その他の荷重：

$$F_{b1-\beta-Y2-up} = \frac{m_{11} \cdot g \cdot (C_P - 1) \cdot l_{31} - m_{21} \cdot g \cdot (C_P - 1) \cdot (l_{51} - l_{31})}{n_{f21} \cdot (l_{31} + l_{41})} \\ \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-1-9})$$

電動機取付ボルトに作用する荷重 $F_{b1-Y2-up}$ は、

$$F_{b1-Y2-up} = \sqrt{F_{b1-\alpha-X}^2 + F_{b1-\alpha-Y2-up}^2 + F_{b1-\alpha-Z}^2} \\ + F_{b1-\beta-X} + F_{b1-\beta-Y2-up} + F_{b1-\beta-Z} \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-1-10})$$

鉛直下向きの場合

地震荷重：

$$F_{b1_α_Y2_down} = \frac{-m_{11} \cdot g \cdot C_V \cdot \ell_{31} + m_{21} \cdot g \cdot C_V \cdot (\ell_{51} - \ell_{31})}{n_{f21} \cdot (\ell_{31} + \ell_{41})}$$

..... (参考 2-4-1-11)

その他の荷重：

$$F_{b1_β_Y2_down} = \frac{-m_{11} \cdot g \cdot (C_P + 1) \cdot \ell_{31} + m_{21} \cdot g \cdot (C_P + 1) \cdot (\ell_{51} - \ell_{31})}{n_{f21} \cdot (\ell_{31} + \ell_{41})}$$

..... (参考 2-4-1-12)

電動機取付ボルトに作用する荷重 $F_{b1_Y2_down}$ は、

$$F_{b1_Y2_down} = \sqrt{F_{b1_α_X}^2 + F_{b1_α_Y2_down}^2 + F_{b1_α_Z}^2 + F_{b1_β_X}^2 + F_{b1_β_Y2_down}^2 + F_{b1_β_Z}^2} \cdots \text{(参考 2-4-1-13)}$$

ホ. Y方向に鉛直荷重が作用し、b点を支点に軸方向に転倒する場合

地震荷重：

$$F_{b1_α_Y3} = \frac{m_{11} \cdot g \cdot C_V \cdot \ell_{41} + m_{21} \cdot g \cdot C_V \cdot (\ell_{41} + \ell_{51})}{n_{f21} \cdot (\ell_{31} + \ell_{41})}$$

.....参考 2-4-1-14)

その他の荷重：

$$F_{b1_β_Y3} = \frac{m_{11} \cdot g \cdot (C_P - 1) \cdot \ell_{41} + m_{21} \cdot g \cdot (C_P - 1) \cdot (\ell_{41} + \ell_{51})}{n_{f21} \cdot (\ell_{31} + \ell_{41})}$$

..... (参考 2-4-1-15)

電動機取付ボルトに作用する荷重 F_{b1_Y3} は、

$$F_{b1_Y3} = \sqrt{F_{b1_α_X}^2 + F_{b1_α_Y3}^2 + F_{b1_α_Z}^2 + F_{b1_β_X}^2 + F_{b1_β_Y3}^2 + F_{b1_β_Z}^2} \cdots \text{(参考 2-4-1-16)}$$

X, Y, Z 方向に荷重が作用した場合にボルトが受ける荷重を求め、各々の場合において、静的震度(絶対和)と動的震度(SRSS)で組合せ荷重を計算し、一番大きくなった組合せ荷重を評価に用いる。

$$F_{b1} = \text{Max} \left(F_{b1_a_Y1}, F_{b1_b_Y2_up}, F_{b1_a_Y2_down}, F_{b1_b_Y3} \right) \dots \dots \dots \text{(参考 2-4-1-17)}$$

ここで、 C_p はブロー振動による振幅及び電動機の同期回転数を考慮して定める値であり、 M_p は電動機回転により作用するモーメントで軸直角方向のみ考慮する。

$$C_p = \frac{\frac{1}{2} \cdot \frac{H_p}{1000} \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{N}{60} \right)^2}{g \cdot 1000} \dots \dots \dots \text{(参考 2-4-1-18)}$$

$$M_p = \left(\frac{60}{2 \cdot \pi \cdot N} \right) \cdot 10^6 \cdot P_d \dots \dots \dots \text{(参考 2-4-1-19)}$$

引張応力

$$\sigma_{b1} = \frac{F_{b1}}{A_{b1}} \dots \dots \dots \text{(参考 2-4-1-20)}$$

ここで、ボルトの軸断面 A_{bi} は

$$A_{b1} = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \dots \dots \dots \text{(参考 2-4-1-21)}$$

b. せん断力

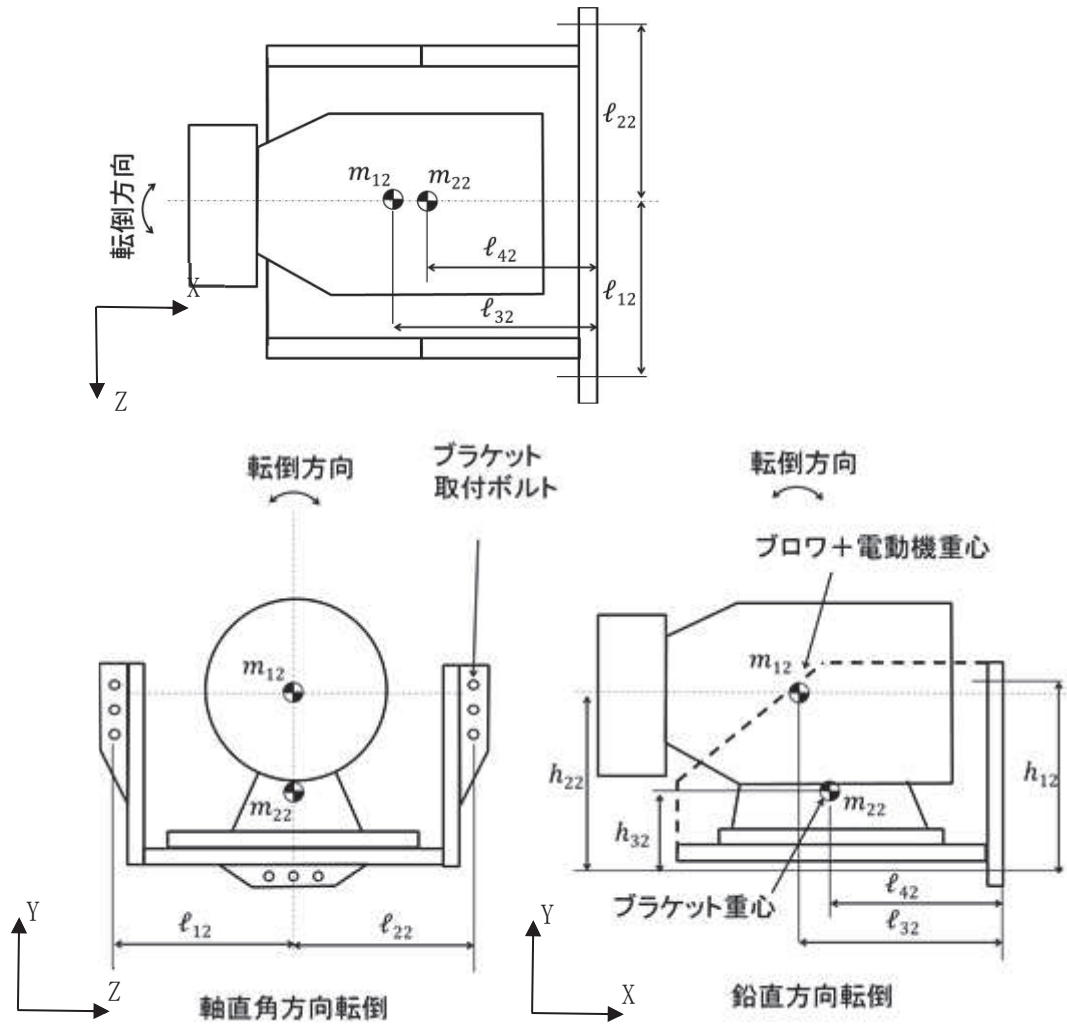
電動機取付ボルトに作用する荷重 Q_{b1} は、

$$Q_{b1} = (m_{11} + m_{21}) \cdot g \cdot \left(\sqrt{C_H^2 + C_H^2} + \sqrt{C_P^2 + C_P^2} \right) \dots \dots \dots \text{(参考 2-4-1-22)}$$

せん断応力

$$\tau_{b1} = \frac{Q_{b1}}{n_1 \cdot A_{b1}} \dots \dots \dots \text{(参考 2-4-1-23)}$$

(2) ブラケット取付ボルト (矩形配置)



参考 2-4-1-2 図 ブラケット取付ボルト評価概要

a. 引張力

イ. Z 方向に水平荷重が作用し、軸直角方向に転倒する場合

地震荷重:

$$F_{b2-\alpha-Z} = \frac{m_{12} \cdot g \cdot C_H \cdot l_{32} + m_{22} \cdot g \cdot C_H \cdot l_{42}}{n_{f12} \cdot (l_{12} + l_{22})} \dots \text{(参考 2-4-1-24)}$$

その他の荷重:

$$F_{b2-\beta-Z} = \frac{m_{12} \cdot g \cdot C_P \cdot l_{32} + m_{22} \cdot g \cdot C_P \cdot l_{42}}{n_{f12} \cdot (l_{12} + l_{22})} \dots \text{(参考 2-4-1-25)}$$

ロ. X方向に水平荷重が作用し、鉛直方向に転倒する場合

地震荷重：

$$F_{b2_α_X} = \frac{m_{12} \cdot g \cdot C_H \cdot h_{22} + m_{22} \cdot g \cdot C_H \cdot h_{32}}{n_{f22} \cdot h_{12}} \dots \text{(参考 2-4-1-26)}$$

その他の荷重：

$$F_{b2_β_X} = \frac{m_{12} \cdot g \cdot C_P \cdot h_{22} + m_{22} \cdot g \cdot C_P \cdot h_{32}}{n_{f22} \cdot h_{12}} \dots \text{(参考 2-4-1-27)}$$

ハ. Y方向に鉛直荷重が作用し、鉛直方向に転倒する場合

地震荷重：

$$F_{b2_α_Y} = \frac{m_{12} \cdot g \cdot C_V \cdot \ell_{32} + m_{22} \cdot g \cdot C_V \cdot \ell_{42}}{n_{f22} \cdot h_{12}} \dots \text{(参考 2-4-1-28)}$$

その他の荷重：

$$F_{b2_β_Y} = \frac{m_{12} \cdot g \cdot (1 + C_P) \cdot \ell_{32} + m_{22} \cdot g \cdot (1 + C_P) \cdot \ell_{42}}{n_{f22} \cdot h_{12}} \dots \text{(参考 2-4-1-29)}$$

ブラケット取付ボルトに作用する荷重 F_{b2} は

$$F_{b2} = \sqrt{F_{b2_α_X}^2 + F_{b2_α_Y}^2 + F_{b2_α_Z}^2} + F_{b2_β_X} + F_{b2_β_Y} + F_{b2_β_Z} \dots \text{(参考 2-4-1-30)}$$

引張応力

$$\sigma_{b2} = \frac{F_{b2}}{A_{b2}} \dots \text{(参考 2-4-1-31)}$$

ここで、ボルトの軸断面 A_{b2} は

$$A_{b2} = \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 \dots \text{(参考 2-4-1-32)}$$

b. せん断力

ブラケット取付ボルトに作用する荷重 Q_{b2} は,

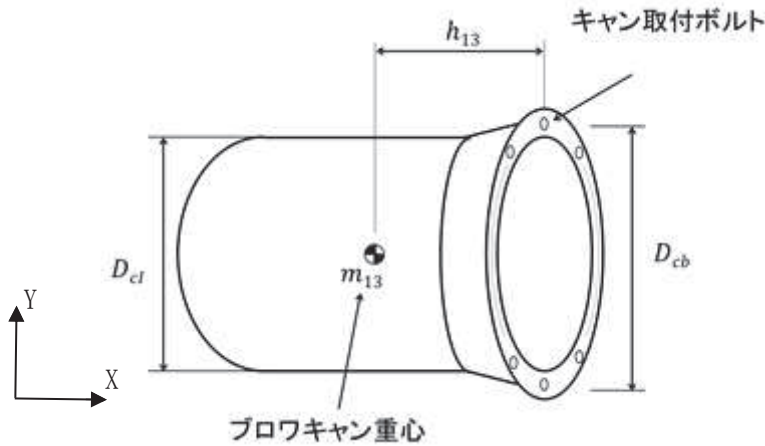
$$Q_{b2} = (m_{12} + m_{22}) \cdot g \cdot \left(\sqrt{C_H^2 + C_V^2} + \sqrt{C_P^2 + (1 + C_P)^2} \right) + \frac{M_P}{h_{22}}$$

..... (参考 2-4-1-33)

せん断応力

$$\tau_{b2} = \frac{Q_{b2}}{n_2 \cdot A_{b2}} \text{..... (参考 2-4-1-34)}$$

(3) キャン取付ボルト（円形配置）



参考 2-4-1-3 図 キャン取付ボルト評価概要

a. 引張力

イ. Z 方向に荷重が作用する場合（Y 軸回り）

地震荷重：

$$F_{b3-y-c h z} = \frac{8}{3 \cdot D_{cb}} \cdot (m_{13} \cdot g \cdot C_H \cdot h_{13}) \quad \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-1-35})$$

ロ. Y 方向に荷重が作用する場合（Z 軸回り）

地震荷重：

$$F_{b3-z-c v} = \frac{8}{3 \cdot D_{cb}} \cdot (m_{13} \cdot g \cdot C_V \cdot h_{13}) \quad \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-1-36})$$

その他の荷重：

$$F_{b3-z} = \frac{8}{3 \cdot D_{cb}} \cdot (m_{13} \cdot g \cdot h_{13}) \quad \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-1-37})$$

ハ. X 方向に荷重が作用する場合（YZ 平面上は常に一定）

地震荷重：

$$F_{b3-y z-c h x} = \frac{8}{3 \cdot D_{cb}} \cdot \left(m_{13} \cdot g \cdot C_H \cdot \frac{D_{cb}}{2} \right) \quad \dots\dots (\text{参考 2-4-1-38})$$

その他の荷重：

$$F_{b3-y z} = \frac{8}{3 \cdot D_{cb}} \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot D_{cl}^2 \cdot P_0 \cdot \frac{D_{cb}}{2} \right) \quad \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-1-39})$$

キャン取付ボルトに作用する荷重 F_{b3} は,

$$F_{b3} = \sqrt{F_{b3_y_c_h_z}^2 + F_{b3_z_c_v}^2 + F_{b3_y_z_c_h_x}^2} + F_{b3_z} + F_{b3_y} \dots\dots\dots \text{(参考 2-4-1-40)}$$

引張応力

$$\sigma_{b3} = \frac{F_{b3}}{n_{f13} \cdot A_{b3}} \dots\dots\dots \text{(参考 2-4-1-41)}$$

ここで、ボルトの軸断面 A_{b3} は

$$A_{b3} = \frac{\pi}{4} \cdot d_3^2 \dots\dots\dots \text{(参考 2-4-1-42)}$$

b. せん断力

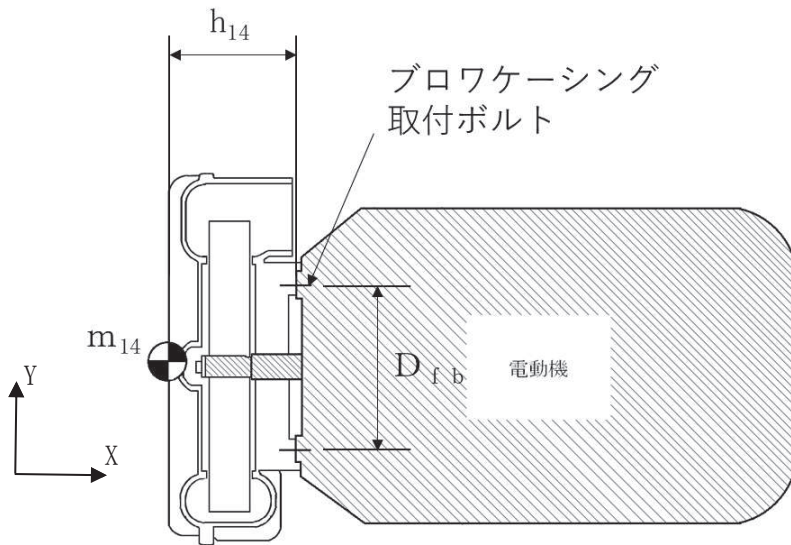
キャン取付ボルトに作用する荷重 Q_{b3} は,

$$Q_{b3} = m_{13} \cdot g \cdot \left(\sqrt{C_H^2 + C_V^2 + 1} \right) \dots\dots\dots \text{(参考 2-4-1-43)}$$

せん断応力

$$\tau_{b3} = \frac{Q_{b3}}{n_3 \cdot A_{b3}} \dots\dots\dots \text{(参考 2-4-1-44)}$$

(4)ブロウケーシング取付ボルト（円形配置）



参考 2-4-1-4 図 ブロウケーシング取付ボルト評価概要

a. 引張力

イ. Z 方向に荷重が作用する場合（Y 軸回り）

地震荷重：

$$F_{b4-y-chz} = \frac{8}{3 \cdot D_{fb}} \cdot m_{14} \cdot g \cdot C_H \cdot h_{14} \quad \dots\dots (参考 2-4-1-45)$$

その他の荷重：

$$F_{b4-y} = \frac{8}{3 \cdot D_{fb}} \cdot m_{14} \cdot g \cdot C_P \cdot h_{14} \quad \dots\dots (参考 2-4-1-46)$$

ロ. Y 方向に荷重が作用する場合（Z 軸回り）

地震荷重：

$$F_{b4-z-cv} = \frac{8}{3 \cdot D_{fb}} \cdot m_{14} \cdot g \cdot C_V \cdot h_{14} \quad \dots\dots (参考 2-4-1-47)$$

その他の荷重：

$$F_{b4-z} = \frac{8}{3 \cdot D_{fb}} \cdot m_{14} \cdot g \cdot (1 + C_P) \cdot h_{14} \quad \dots\dots (参考 2-4-1-48)$$

ハ. X 方向に荷重が作用する場合（YZ 平面上は常に一定）

地震荷重：

$$F_{b4-yz-chx} = \frac{8}{3 \cdot D_{fb}} \cdot m_{14} \cdot g \cdot C_H \cdot \frac{D_{fb}}{2} \quad \dots\dots (参考 2-4-1-49)$$

その他の荷重：

$$F_{b4-yz} = \frac{8}{3 \cdot D_{fb}} \cdot m_{14} \cdot g \cdot C_P \cdot \frac{D_{fb}}{2} \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-1-50})$$

ブロッキング取付ボルトに作用する引張力 F_{b4} は、

$$F_{b4} = \sqrt{F_{b4-y-chz}^2 + F_{b4-z-cv}^2 + F_{b4-yz-chx}^2} + \sqrt{F_{b4-y}^2 + F_{b4-z}^2 + F_{b4-yz}^2} \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-1-51})$$

引張応力

$$\sigma_{b4} = \frac{F_{b4}}{n_{f14} \cdot A_{b4}} \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-1-52})$$

ここで、ボルトの軸断面 A_{b4} は、

$$A_{b4} = \frac{\pi}{4} \cdot d_4^2 \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-1-53})$$

b. せん断力

ブロッキング取付ボルトに作用する引張力 Q_{b4} は、

$$Q_{b4} = m_{14} \cdot g \cdot \left(\sqrt{C_H^2 + C_V^2} + \sqrt{C_P^2 + (1 + C_P)^2} \right) \dots\dots (\text{参考 2-4-1-54})$$



せん断応力

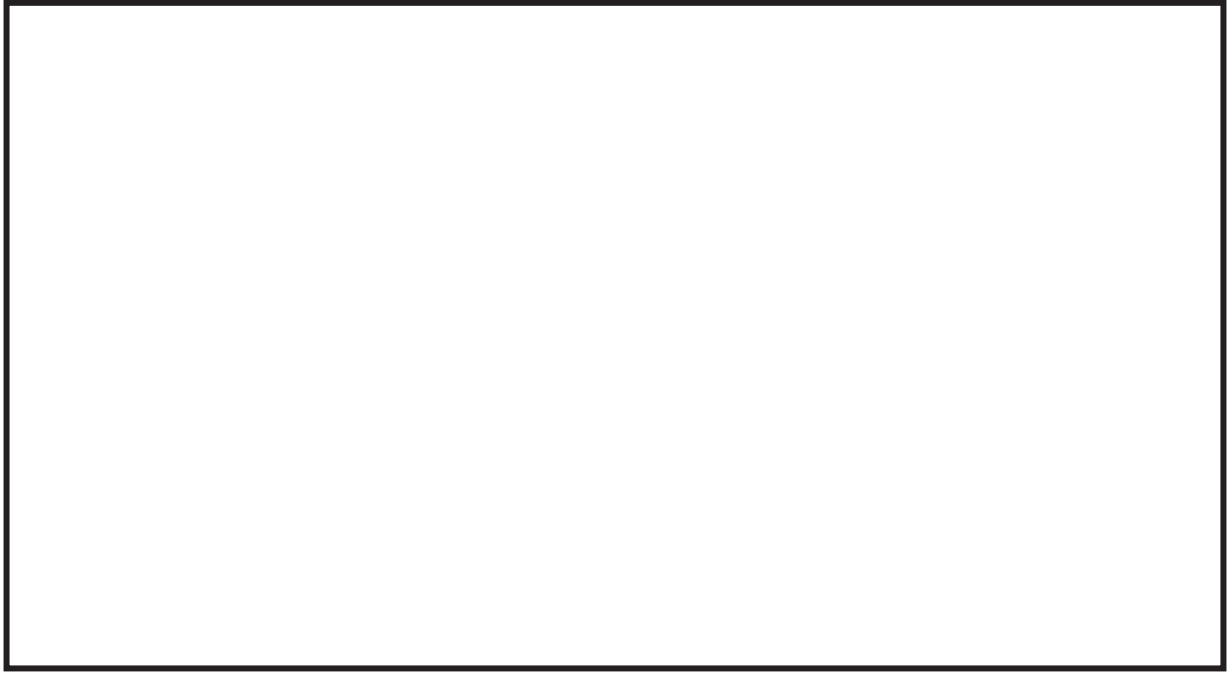
$$\tau_{b4} = \frac{Q_{b4}}{n_4 \cdot A_{b4}} \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-1-55})$$

(5) インペラとケーシングとのクリアランス

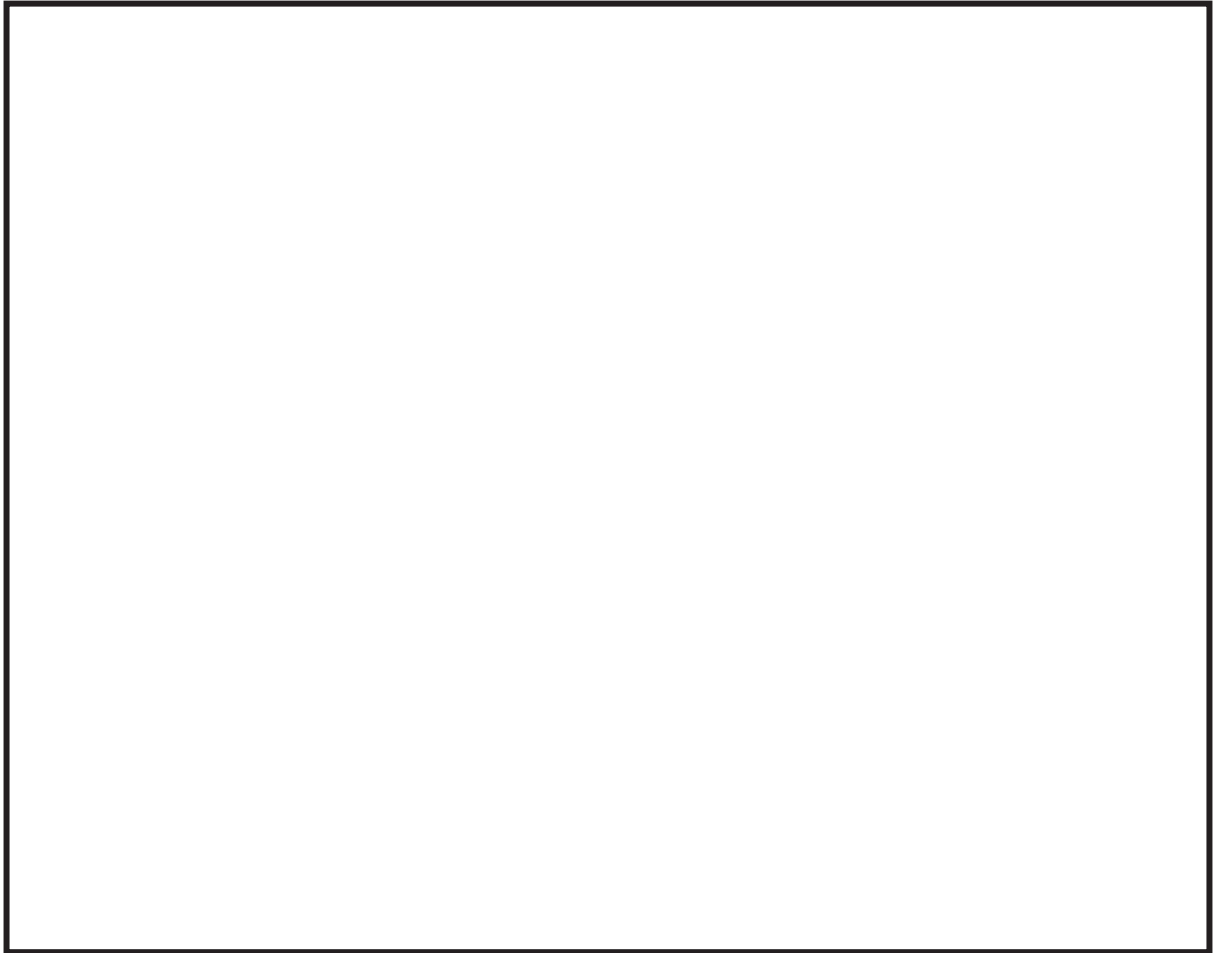
FEM 解析により、地震による震度及び自重により生じるインペラとケーシングとのクリアランスが設計許容隙間を下回ることを確認する。

可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワの解析モデル（2次元はりモデル）を参考 2-4-1-5 図に、解析モデルの概要を以下に示す。

- a. 解析モデルは、各部材をはり要素でモデル化する。各要素の荷重は要素荷重として各々の要素で考慮し、インペラ、電動機回転子、キャン、キャンフランジ及び内装品等は集中重量として考慮する。
- b. 参考 2-4-1-5 図中の  ははり要素、 はばね要素を示す。
- c. 拘束条件として、サポートプレートと架台、及びブレースと架台溶接接合部の並進方向、X軸回転方向を拘束し、電動機取付ボルト、ケーシング取付ボルトを完全拘束とする。溶接部及び取付ボルトは剛体として評価する。
- d. 解析コードは、「MSC NASTRAN」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。
- e. 解析に用いる寸法は公称値を使用する。



参考 2-4-1-5 図 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ解析モデル



参考 2-4-1-6 図 可燃性ガス濃度制御系再結合装置ブロワ構造図

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

参考資料 2-4-2 非常用ガス処理系排風機の動的機能維持評価方法

1. 非常用ガス処理系排風機の動的機能維持評価

1.1 記号の説明

非常用ガス処理系排風機の動的機能維持評価に使用する記号を参考 2-4-2 表に示す。

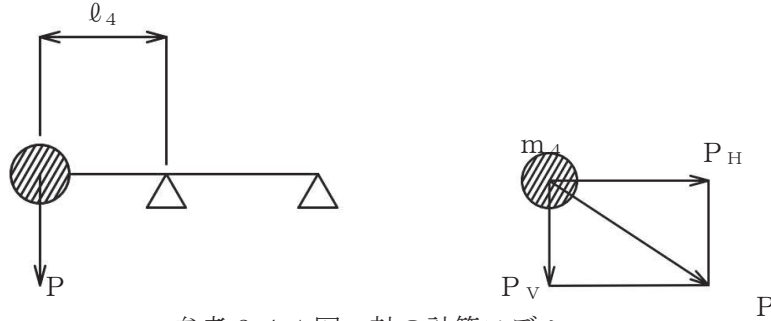
参考 2-4-2 表 記号の説明

記号	記号の説明	単位
d	軸有効径	mm
g	重力加速度 (=9.80665)	m/s ²
$K_{\theta r}$	ケーシング回転剛性(軸直方向)	kg・mm/rad
$K_{\theta t}$	ケーシング回転剛性(軸方向)	kg・mm/rad
L	軸受スパン長さ	mm
l_4	荷重位置	mm
l_5	インペラ代表長さ	mm
l_6	ケーシング代表長さ	mm
M_{max}	モーメント	N・mm
m_4	インペラ質量	kg
P	合成荷重	N
P_H	水平荷重	N
P_V	鉛直荷重	N
R	軸受荷重	N
Z_2	軸断面係数	mm ³
δ_1	インペラ変位量	mm
δ_2	ケーシング変位量	mm
δ_{sx}	軸系並進変位(X軸方向)	mm
δ_{sy}	軸系並進変位(Y軸方向)	mm
θ_{cx}	ケーシング回転変位(X軸廻り)	rad
θ_{cz}	ケーシング回転変位(Z軸廻り)	rad
θ_{sx}	軸系回転変位(X軸廻り)	rad
θ_{sy}	軸系回転変位(Y軸廻り)	rad
θ_r	ケーシング回転変位(軸直方向)	rad
θ_t	ケーシング回転変位(軸方向)	rad
σ_1	発生応力(曲げ)	MPa

1.2 評価方法

(1) 軸

材料力学等の公式により，主軸の発生応力(曲げ)を算出し，許容応力以下であることを確認する。



参考 2-4-1 図 軸の計算モデル

主軸の発生応力は次式で求める。

発生応力(曲げ)

$$\sigma_1 = M_{\max} / Z_2 \quad \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-2-1})$$

モーメント

$$M_{\max} = P \cdot \ell_4 \quad \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-2-2})$$

断面係数

$$Z_2 = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 \quad \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-2-3})$$

合成荷重

$$P = \sqrt{P_H^2 + P_V^2} \quad \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-2-4})$$

水平荷重

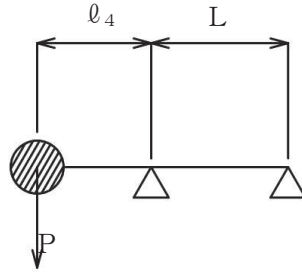
$$P_H = m_4 \cdot g \cdot C_H \quad \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-2-5})$$

鉛直荷重

$$P_V = m_4 \cdot g \cdot (1 + C_V) \quad \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-2-6})$$

(2) 軸受

材料力学等の公式により，軸受の発生荷重を算出し，メーカー規定の許容値以下であることを確認する。



参考 2-4-2 図 軸受の計算モデル

軸受の発生荷重は次式で求める。

発生荷重(負荷側)

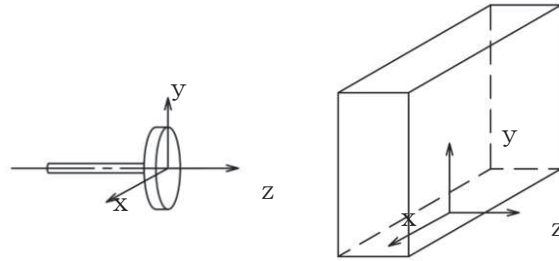
$$R = \frac{\ell_4 + L}{L} \cdot P \quad \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-2-7})$$

発生荷重(反負荷側)

$$R = \frac{\ell_4}{L} \cdot P \quad \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-2-8})$$

(3) インペラ

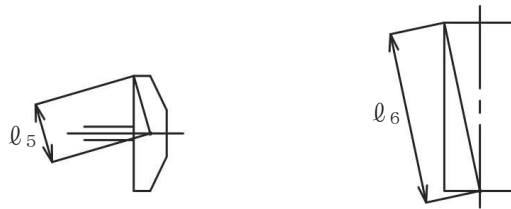
材料力学等の公式により，主軸の変形量を算出し，インペラとケーシングの接触有無を確認する。



(a) インペラ

(b) ケーシング

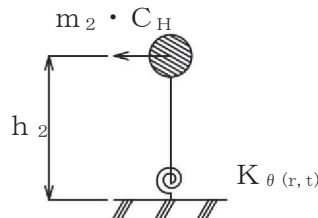
参考 2-4-3 図 インペラ及びケーシング変位量の計算モデル



(a) インペラ

(b) ケーシング

参考 2-4-4 図 インペラ及びケーシング代表寸法



参考 2-4-5 図 ケーシング回転変位の計算モデル

インペラ及びケーシングの変位量は次式で求める。

インペラ変位量

$$\delta_1 = \sqrt{\delta_{sx}^2 + \delta_{sy}^2} + \sqrt{(\ell_5 \cdot \theta_{sx})^2 + (\ell_5 \cdot \theta_{sy})^2} \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-2-9})$$

ケーシング変位量

$$\delta_2 = \sqrt{(\ell_6 \cdot \theta_{cx})^2 + (\ell_6 \cdot \theta_{cz})^2} \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-2-10})$$

ケーシング回転変位(軸直方向)

$$\theta_r = \frac{m_2 \cdot C_H \cdot h_2}{K_{\theta_r}} \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-2-11})$$

ケーシング回転変位(軸方向)

$$\theta_t = \frac{m_2 \cdot C_H \cdot h_2}{K_{\theta_t}} \dots\dots\dots (\text{参考 2-4-2-12})$$

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：×9.8m/s²

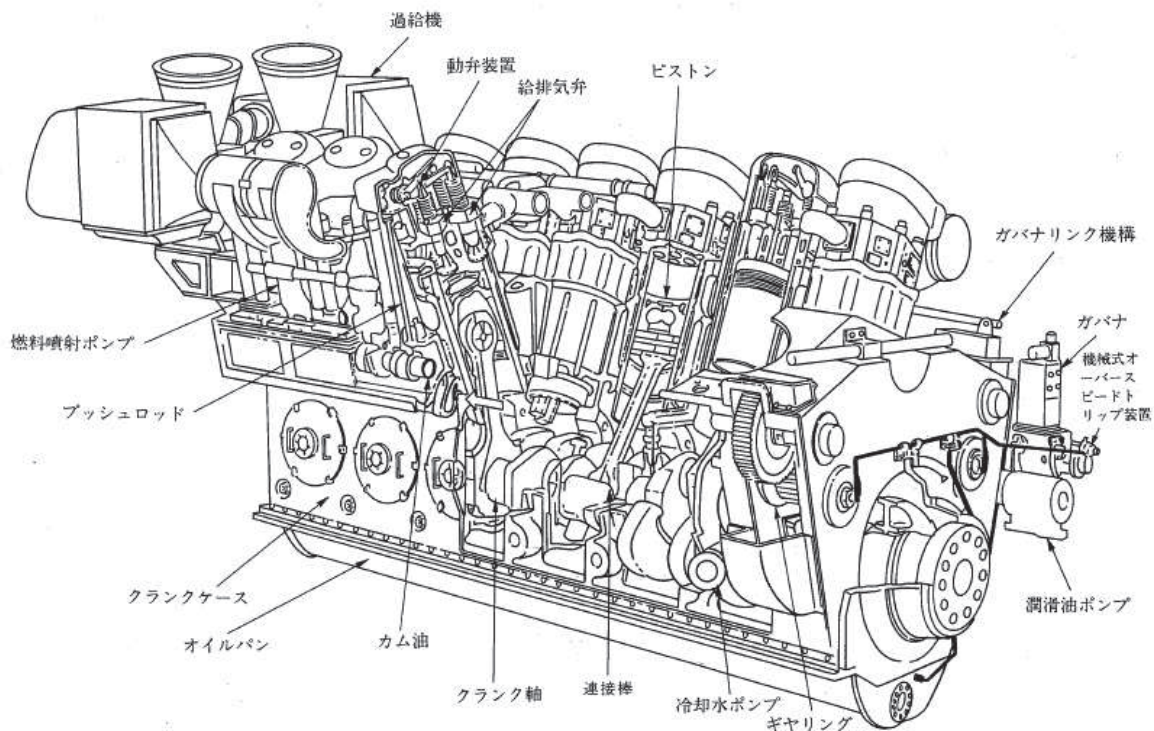
*2：機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超過しない場合を「○」、超過した場合を「×」で示す。

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機構が備えられている。

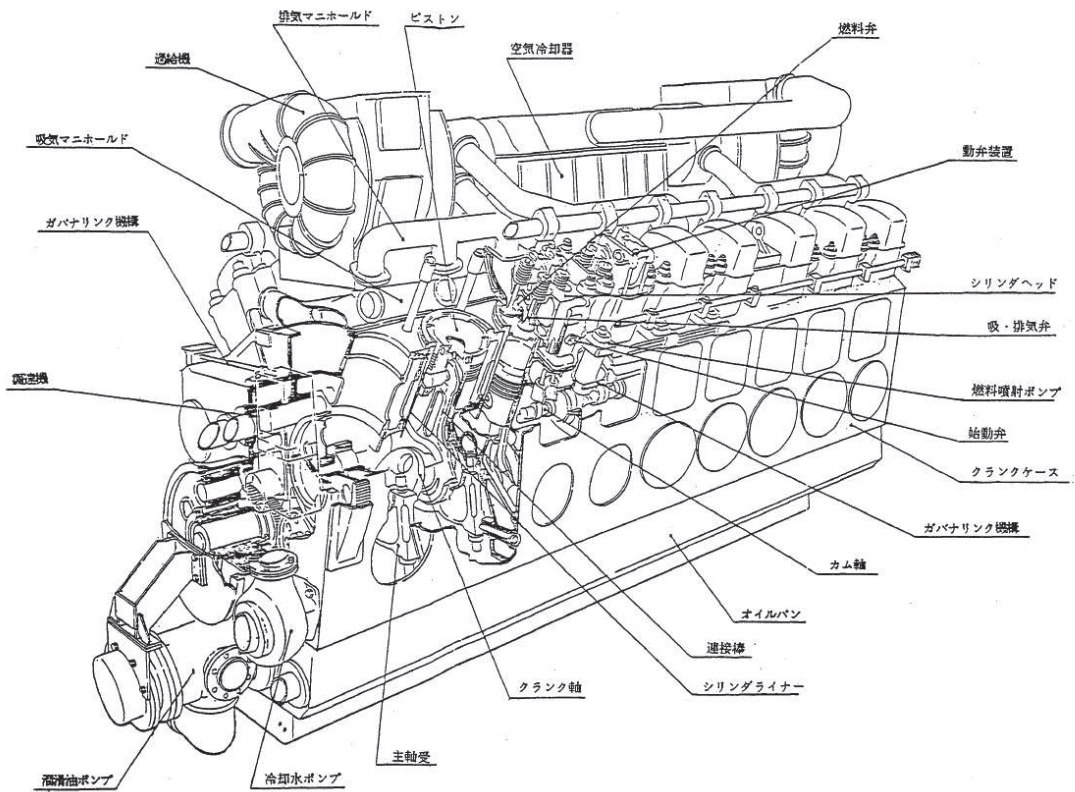
非常用ディーゼル機関及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関は J E A G 4 6 0 1 や耐特委で検討されている非常用ディーゼル発電機と同様の機構、構造であり特有の形状や構成部品の違いはない。



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

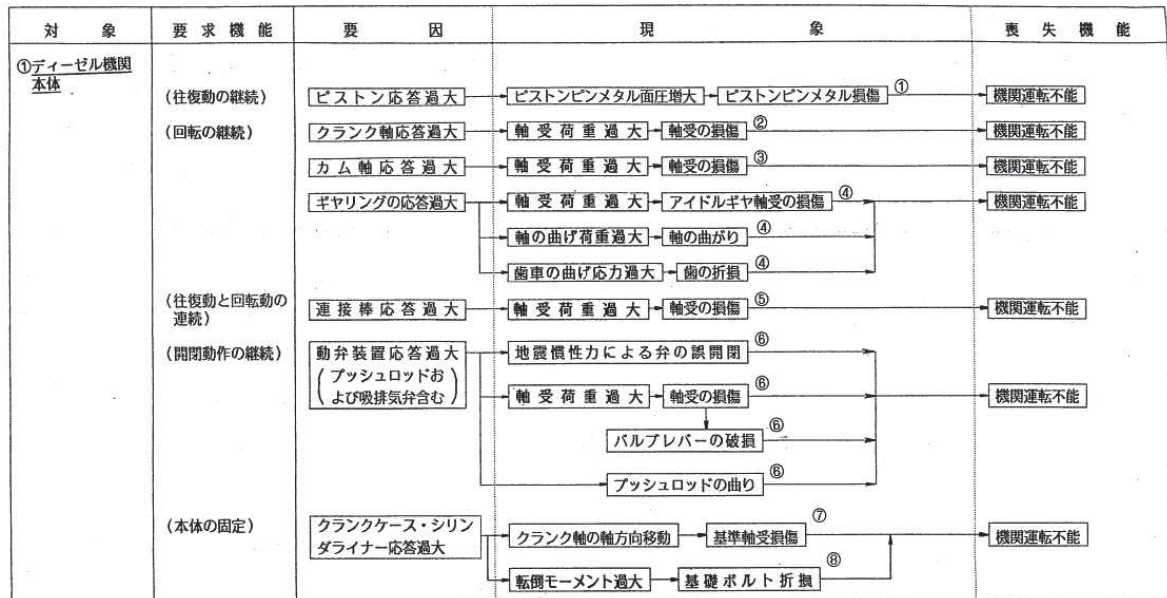
耐特委においては，以下の6項目に分類し検討を実施している。

- 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。



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。

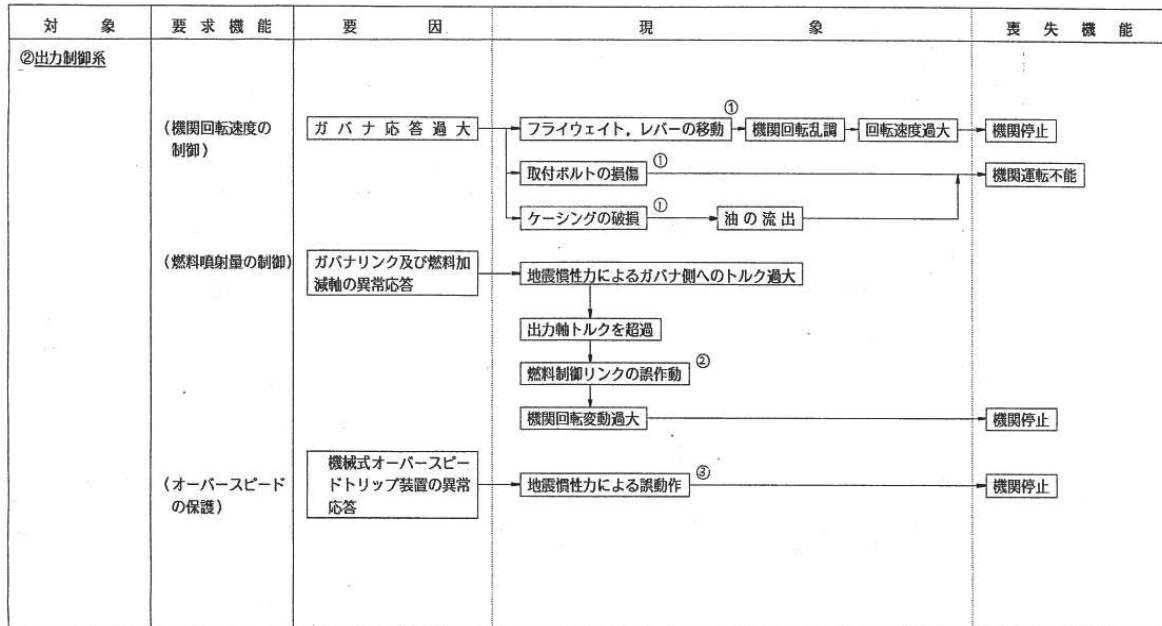
⑧ 機関本体の健全性

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。

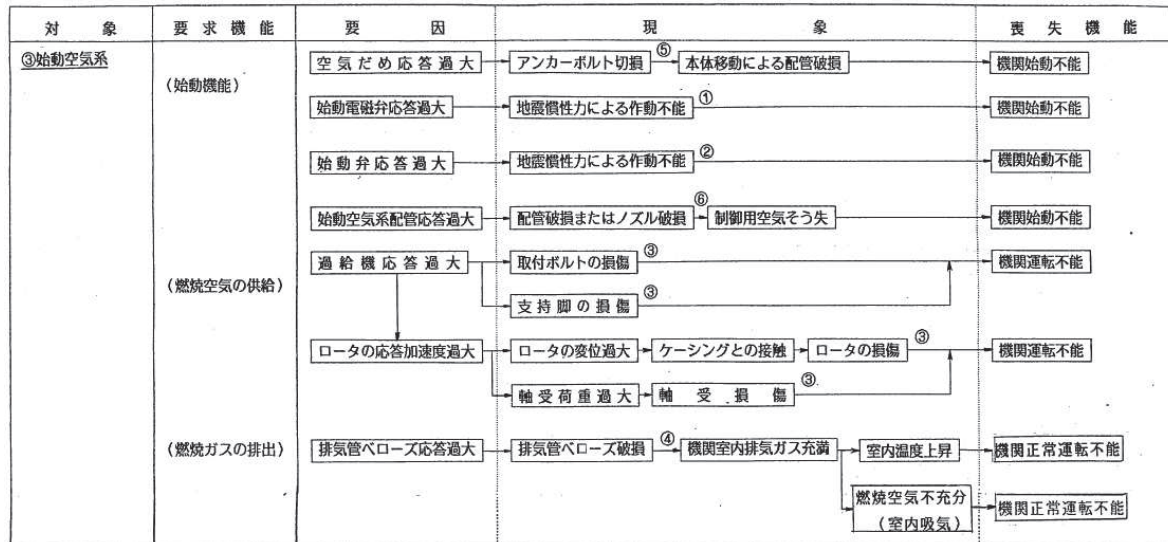
③ オーバースピードトリップ装置の健全性

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。

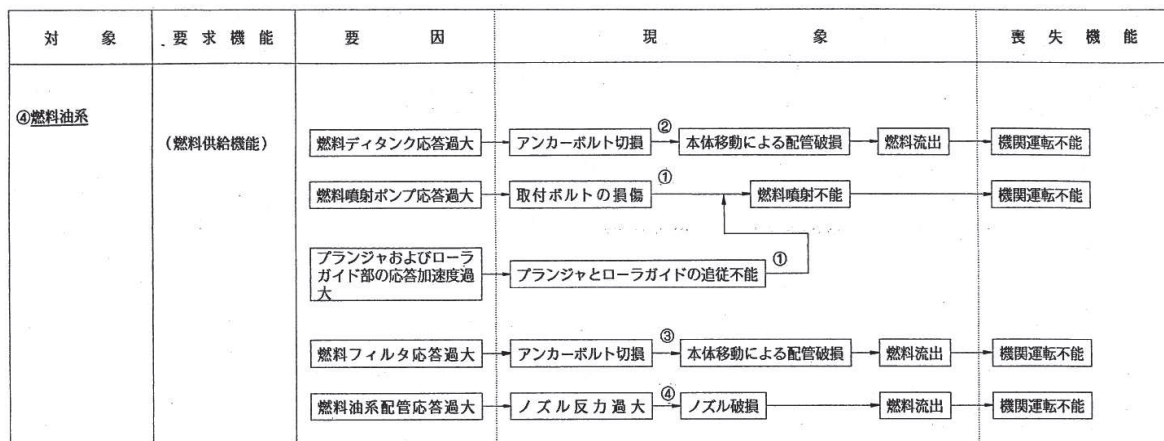
⑥ 始動空気系配管の健全性

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。

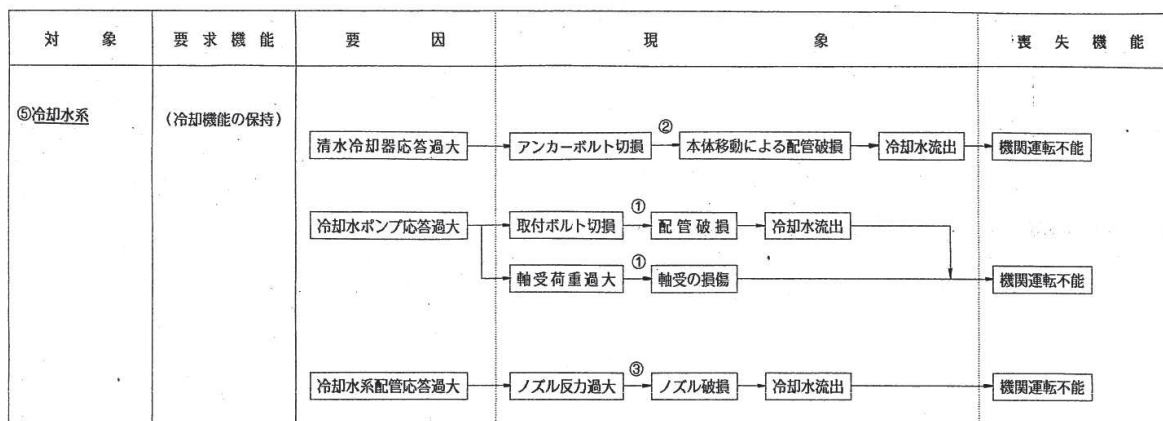
④ 燃料油系配管の健全性

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。

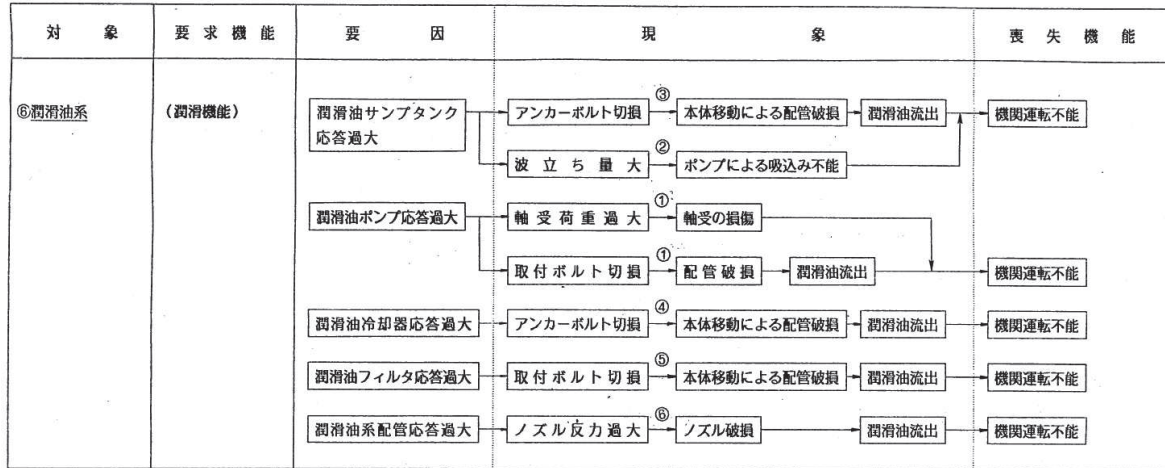
③ 冷却水系配管の健全性

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-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 に、潤滑油のスロッシング評価に関連する内容を別添-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	計算書 対象*
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-1)。	— (別添-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-1)。	— (別添-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-1)。	— (別添-1)
4	ギヤリング	○	○	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-1)。	— (別添-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-1)。	— (別添-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-1)。	— (別添-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。	○
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。	— (構造強度 評価対象)

注記* : 動的機能維持評価に係る計算書対象の場合を「○」、計算書省略の場合を「—」で示す。

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	計算書 対象*
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	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-1）。	— (別添-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-1）。	— (別添-1)

注記*：動的機能維持評価に係る計算書対象の場合を「○」、計算書省略の場合を「—」で示す。

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	計算書 対象*
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）。	— (別添-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-1）。	— (別添-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-1）。	— (別添-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。	○
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。	— (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）。	— (別添-2)

注記*：動的機能維持評価に係る計算書対象の場合を「○」、計算書省略の場合を「—」で示す。

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	計算書 対象*
1	燃料噴射ポンプ	○	○	地震時においても取付ボルトの強度、ブランジャー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-1)。	— (別添-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。	— (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)。	— (別添-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)。	— (別添-2)

注記* : 動的機能維持評価に係る計算書対象の場合を「○」、計算書省略の場合を「—」で示す。

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	計算書 対象*
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-1）。	— （別添-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）。	— （別添-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）。	— （別添-2）

注記*：動的機能維持評価に係る計算書対象の場合を「○」、計算書省略の場合を「—」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	計算書 対象*
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-1)。	— (別添-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。	○
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)。	— (別添-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)。	— (別添-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)。	— (別添-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)。	— (別添-2)

注記* : 動的機能維持評価に係る計算書対象の場合を「○」、計算書省略の場合を「—」で示す。

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。

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*：「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）

2. 評価対象外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外とする評価部位の選定フローについて別添 1-1 図に示す。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 工認耐震計算書の対象部位としての評価又は別設備としての耐震 S クラスの評価を実施していないか

評価対象部位が、工認耐震計算書において構造強度評価等の評価を実施していないか、又は個別の設備として耐震 S クラスの評価を実施していないかを確認する。

② 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

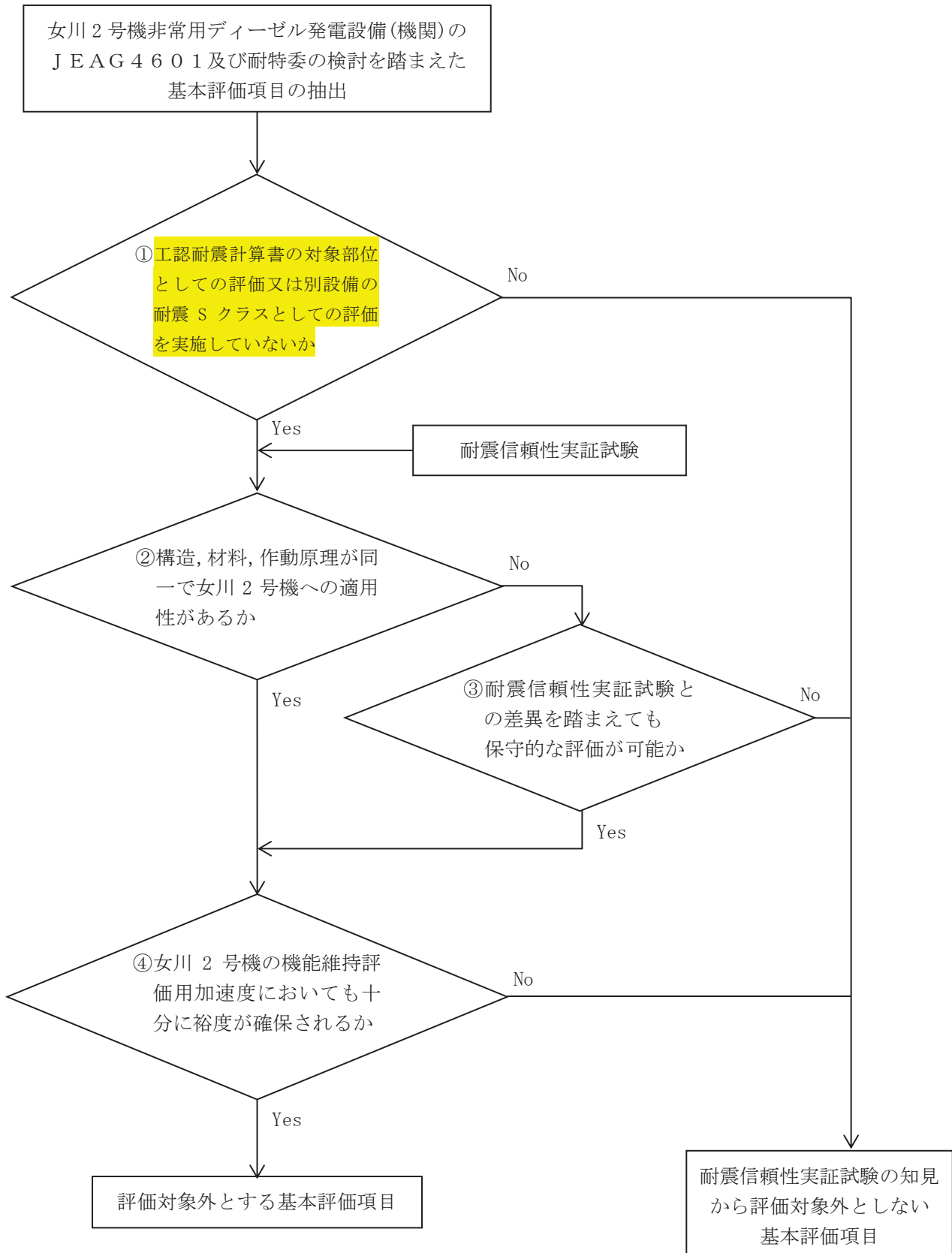
耐震信頼性実証試験の適用性を確認するため、構造、材料、作動原理の観点で耐震信頼性実証試験と女川2号機の評価部位について比較を行い、同一であるか確認する。

③ 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。

④ 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 1-1 図 評価対象外とする基本評価項目の選定フロー

3. 評価対象外とする基本評価項目の選定結果

評価対象外とする基本評価項目の選定について、非常用ディーゼル機関の結果を別添 1-1 表に、高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関の結果を別添 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 1-1 表 非常用ディーゼル機関において評価対象外とする基本評価項目の検討結果 (1/2)

分類	基本評価項目	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クラスの評価を実施していない	②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	③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	④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	評価対象外とする基本評価項目
ディーゼル機関本体	ピストン	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	クランク軸	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	カム軸	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	ギヤリング	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	連接棒	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	動弁装置	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	基準軸受	Yes	Yes	⇒	No	-
	機関本体	No	-	-	-	-
	ガバナ	No	-	-	-	-
	ガバナリンク及び燃料加減軸	Yes	Yes	⇒	Yes	○
出力制御系	オーバースペースピードトリップ装置	Yes	No	Yes	Yes	○
	始動電磁弁	No	-	-	-	-
	始動弁	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	過給機	Yes	No	Yes	Yes	○
	排気管バローズ	No	-	-	-	-
始動空気系	空気だめ	No	-	-	-	-
	始動空気系配管	No	-	-	-	-
	燃料噴射ポンプ	Yes	No	Yes	Yes	○
	燃料ダイタンク	No	-	-	-	-
燃料油系	燃料フィルタ	No	-	-	-	-
	燃料油系配管	No	-	-	-	-

別添 1-1 表 非常用ディーゼル機関において評価対象外とする基本評価項目の検討結果 (2/2)

分類	基本評価項目	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クラスの評価を実施していない	②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	③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	④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	評価対象外とする基本評価項目
冷却水系	冷却水ポンプ	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	清水冷却器	No	-	-	-	-
	冷却水系配管	No	-	-	-	-
潤滑油	潤滑油ポンプ	Yes	No	Yes	Yes	○
	潤滑油サンプタンク (スロッシング)	No	-	-	-	-
	潤滑油サンプタンク	No	-	-	-	-
	潤滑油冷却器	No	-	-	-	-
	潤滑油フィルタ	No	-	-	-	-
	潤滑油系配管	No	-	-	-	-

別添 1-2 表 高圧炉心スプレイスレー系ディーゼル機関において評価対象外とする基本評価項目の検討結果 (1/2)

分類	基本評価項目	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 クラスの評価を実施していない	②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	③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	④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	評価対象外とする基本評価項目
ディーゼル機関本体	ピストン	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	クランク軸	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	カム軸	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	ギヤリング	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	連接棒	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	動弁装置	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	基準軸受	Yes	Yes	⇒	No	-
	機関本体	No	-	-	-	-
	ガバナ	No	-	-	-	-
	ガバナリンク及び燃料加減軸	Yes	Yes	⇒	Yes	○
出力制御系	オーバースペーストリップ装置	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	始動電磁弁	No	-	-	-	-
	始動弁	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	過給機	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	排気管バローズ	No	-	-	-	-
	空気だめ	No	-	-	-	-
	始動空気系配管	No	-	-	-	-
	燃料噴射ポンプ	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	燃料デایتタンク	No	-	-	-	-
	燃料フィルタ	No	-	-	-	-
燃料油系	燃料油系配管	No	-	-	-	-

別添 1-2 表 高圧炉心スプレイスレー系ディーゼル機関において評価対象外とする基本評価項目の検討結果 (2/2)

分類	基本評価項目	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 クラスの評価を実施していない	②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	③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	④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	評価対象外とする基本評価項目
冷却水系	冷却水ポンプ	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	清水冷却器	No	-	-	-	-
	冷却水系配管	No	-	-	-	-
潤滑油	潤滑油ポンプ	Yes	Yes	⇒	Yes	○
	潤滑油 サンプタ ンク (スロッシン グ)	No	-	-	-	-
	潤滑油 サンプタ ンク	No	-	-	-	-
	潤滑油冷却器	No	-	-	-	-
	潤滑油フィルタ	No	-	-	-	-
	潤滑油系配管	No	-	-	-	-

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
(別添 1-1 表, 1-2 表の①)

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 1-1 表, 1-2 表の②）

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 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 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 1-2 図、高速形の内容を別添 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 1-3 表, 別添 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 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 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 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 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

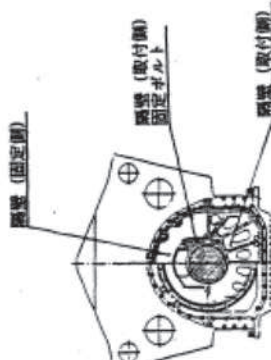
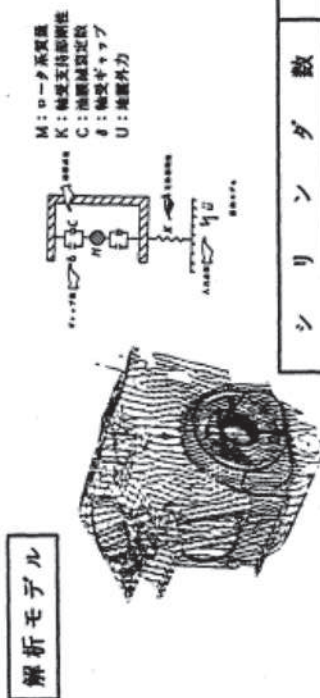
注記*：各項目の比較結果は以下の 3 つに分類。

「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	クラック軸基準軸受	評価項目 (1) 軸受隔壁強度	実証方法	C	※裕度 =	限界応力
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> <pre> graph TD A[一点点を1/2を算する形状解析] --> B[スラスト荷重算出] B --> C[固定側荷重分配とする] C --> D[基準軸受隔壁FEM解析] D --> E[隔壁応力算出] </pre> </div> </div>					
シリンダ数	ton	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²
軸受反力	47.61	50.51	61.25	61.25	61.25	61.25
解析応力	9.31	9.87	11.97	11.97	11.97	11.97
評価	裕度※	2.3	2.1	1.7	1.7	1.7
	結果	○	○	○	○	○
備考	<p>解析モデル</p> 					
シリンダ数	12	16	18	18	18	18
許容値	降伏応力	kg/mm ²	21	21	21	21
限界値	応力	kg/mm ²	21	21	21	21

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 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 (1/34)

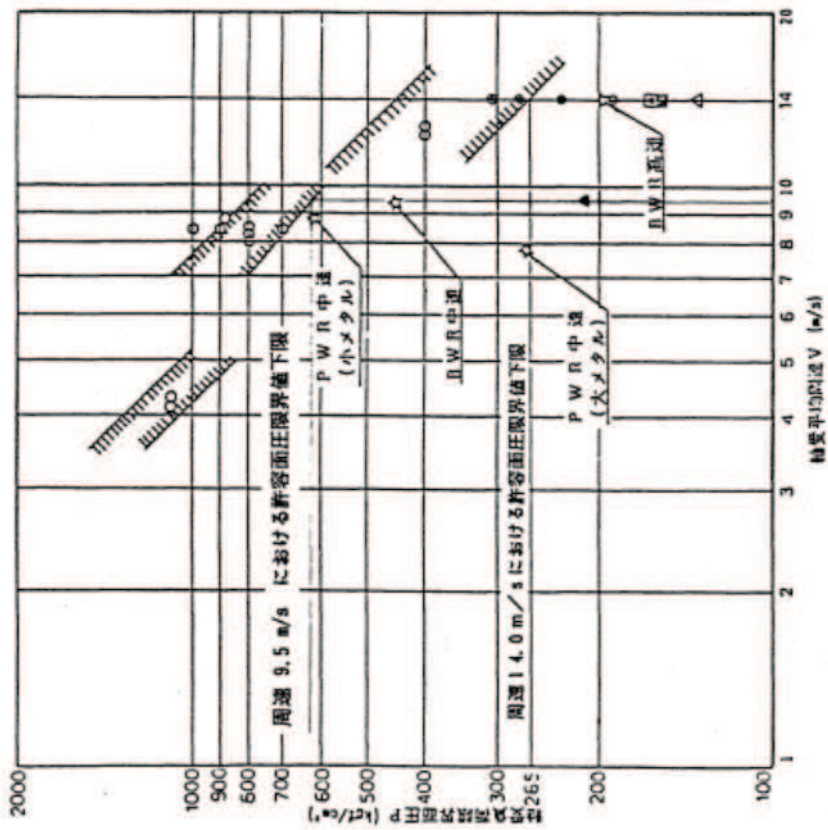
付表6.1-2-1 BWR中速形の評価部位別評価結果(2/2)

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						シリンダ数	12	16	18
外形形状		解析式		シリンダ反力	ton	47.61	50.51	61.25	
				解析面圧	kg/cd	191.6	203.4	246.6	
				評価	裕度※	3.2	3.0	2.5	
				備考	結果	○	○	○	
<p>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ました。</p>									
<p>シリンダ数</p>						12	16	18	
<p>限界値</p>						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/cd			

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添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(2/34)

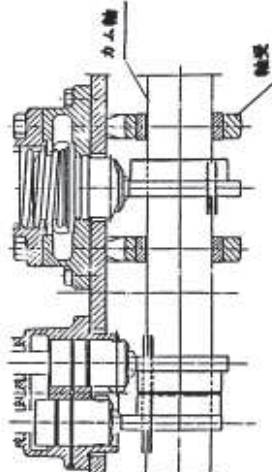
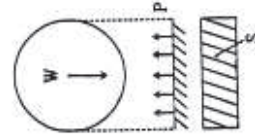
耐震信頼性実証試験
非常用ディーゼル発電機システム
平成2年報告書より抜粋



(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 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 (3/34)

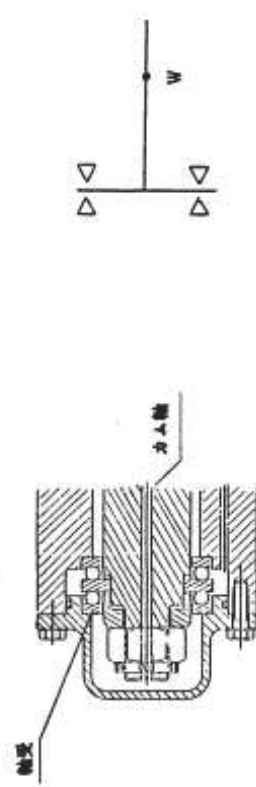
付表6.1-2-2 BWR中速形の評価部位別評価結果(1/2)

評価部位	カム軸受	評価項目 (1)	軸受面圧	実証方法	シリンダ数	12	16	18												
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 30%;"> <p>解析評価内容</p> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 10px;">外形形状</div>  <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 10px;">解析モデル</div>  </div> <div style="width: 30%;"> <p>解析式</p> $\alpha_{H \cdot V} = (P_a - P) \cdot S / (W / f)$ <p>但し*</p> <ul style="list-style-type: none"> P_a : 許容面圧 120 kg/cm² P : 実測面圧 44.5 kg/cm² S : 軸受面圧積 62.5 cm² W : カム軸1cyl 当り質量 94.7 kg </div> <div style="width: 30%;"> <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>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> </div> </div>									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																	
固 有 振 動 数 (カ ム 軸)		数	Hz	1 2	1 6	1 8														
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 ※		51.1	51.1	51.1														
		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>* 面圧は1シリンダ当たりの軸受面圧を求めて評価</p>																				

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-2 図 デーゼル発電機 (中速形) の評価部位別の評価結果 (4/34)

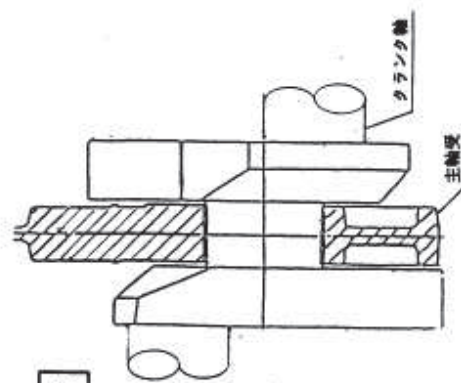
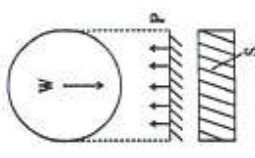
付表6.1-2-2 BWR中速形の評価部別評価結果 (2/2)

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 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$														
<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;"> <p>解析式</p> $\alpha_{(H)} = C_0 / (W / \rho)$ <p>但し * C_0 : 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="margin-top: 10px; width: 100%;"> <thead> <tr> <th>シリンダ数</th> <th>1 2</th> <th>1 6</th> <th>1 8</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>許容値 荷重</td> <td>22000</td> <td>22000</td> <td>22000</td> </tr> <tr> <td>限界値 加速度</td> <td>28.2</td> <td>23.3</td> <td>21.7</td> </tr> </tbody> </table>									シリンダ数	1 2	1 6	1 8	許容値 荷重	22000	22000	22000	限界値 加速度	28.2	23.3	21.7
シリンダ数	1 2	1 6	1 8																	
許容値 荷重	22000	22000	22000																	
限界値 加速度	28.2	23.3	21.7																	
評価条件	シリンダ数	2	2	2	裕度※	33.5	27.7	25.8												
評価値	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												
評価値	評価加速度 α	0.84	0.84	0.84	結果	○	○	○												
備考	<p>評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \alpha_H$</p> <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1-2図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部別評価結果 (5/34)

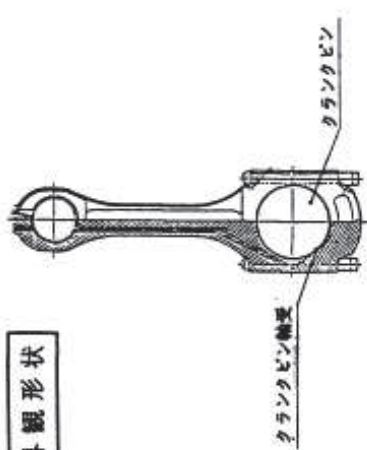
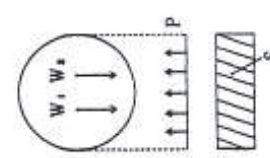
付表6.1-2-3 BWR中速形の評価部別評価結果

評価部位	主軸受	評価項目 (I)	軸受面	圧	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度 I
解析評価内容		シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数
外形形状		解析モデル		$\alpha_H \cdot v = (P_u - P) \cdot S / (W / \rho)$	許容歪正 450 kg/cm ² 許容歪負 184 kg/cm ² 軸受径 444.6 cm 軸受1個当たりの軸系重量 1785kg	$\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$	* 数値はシリンダ数に関係なく同一仕様である。	1.8
								1.6
評価条件		シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	1.8
								1.6
評価結果		シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	0.84
								0.84
備考		シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	0.38
								0.38
備考		シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	0.92
								0.92
備考		シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	69.2
								69.2
備考		シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	69.2
								69.2
備考		シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	63.7
								63.7
備考		シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	63.7
								63.7
備考		シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	63.7
								63.7
備考		シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	63.7
								63.7

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部別評価結果 (6/34)

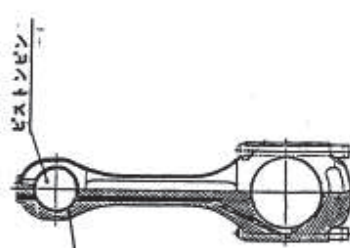
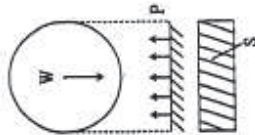
付表6.1-2-4 BWR中速形の評価部位別評価結果

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 =	限界加速度 I																													
解析評価内容	クランクピン軸受		クランクピン		評価加速度																															
外形形状					<table border="1"> <tr> <th>シリンダ数</th> <td>8</td> <td>12</td> <td>16</td> <td>18</td> </tr> <tr> <th>水平加速度 α_H</th> <td>0.84</td> <td>0.84</td> <td>0.84</td> <td>0.84</td> </tr> <tr> <th>鉛直加速度 α_V</th> <td>0.38</td> <td>0.38</td> <td>0.38</td> <td>0.38</td> </tr> <tr> <th>評価加速度 α</th> <td>0.92</td> <td>0.92</td> <td>0.92</td> <td>0.92</td> </tr> <tr> <th rowspan="2">評価値</th> <td>裕度※</td> <td>191</td> <td>191</td> <td>191</td> </tr> <tr> <td>結果</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> </tr> </table>			シリンダ数	8	12	16	18	水平加速度 α_H	0.84	0.84	0.84	0.84	鉛直加速度 α_V	0.38	0.38	0.38	0.38	評価加速度 α	0.92	0.92	0.92	0.92	評価値	裕度※	191	191	191	結果	○	○	○
シリンダ数	8	12	16	18																																
水平加速度 α_H	0.84	0.84	0.84	0.84																																
鉛直加速度 α_V	0.38	0.38	0.38	0.38																																
評価加速度 α	0.92	0.92	0.92	0.92																																
評価値	裕度※	191	191	191																																
	結果	○	○	○																																
解析式	$\alpha_{eq} = (P_s - P) \cdot S / (W_1 + W_2) / \rho$		$\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$		備考 評価加速度 (α) の算出式 * 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。																															
解析内容	許容面圧 450 kg/cm ² 許容軸受面圧 287.3 kg/cm ² 軸受面圧 342 kg/cm ² ピストン重量 187.2 kg 連桿棒重量 128.5 kg		シリンダ数 12 16 18 許容値 450 kg/cm ² 450 176.2 176.2 176.2 176.2																																	

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 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 (7/34)

付表6.1-2-5 BWR中速形の評価部別評価結果

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 =	限界加速度 I 評価加速度												
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p>外形形状</p>  </div> <div style="text-align: center;"> <p>解析モデル</p>  </div> </div>	シリンダ数	<table border="1"> <tr> <td>シリンダ数</td> <td>1.2</td> <td>1.6</td> <td>1.8</td> </tr> <tr> <td>許容値</td> <td>450</td> <td>450</td> <td>450</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>119.8</td> <td>119.8</td> <td>119.8</td> </tr> </table>	シリンダ数	1.2	1.6	1.8	許容値	450	450	450	限界値	119.8	119.8	119.8	C	1.2	1.6	1.8
				シリンダ数	1.2	1.6	1.8												
				許容値	450	450	450												
				限界値	119.8	119.8	119.8												
評価条件	水平加速度 α_H	鉛直加速度 α_V	評価加速度 α																
シリンダ数	8	8	8																
裕度※	130	130	130																
備考	<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ <p>* 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。</p>																		

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部別別の評価結果 (8/34)

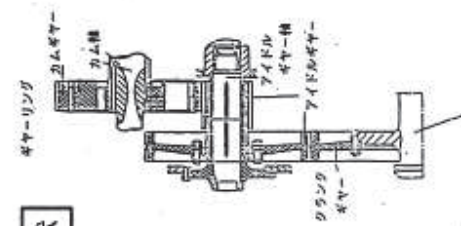
付表6.1-2-6 BWR中速形の評価部位別評価結果 (1/4)

評価部位	ギア	ア	リ	ン	グ	評価項目 (I)	軸受面	圧	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度 I																			
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p>外形形状</p> </div> <div style="width: 45%;"> <p>解析式</p> $\alpha_{H+V} = (P_a - P) \cdot S / (W/P)$ <p>但し*</p> <ul style="list-style-type: none"> P_a : 許容圧 120 kg/cm² P : 通常運転時軸受面圧 7.7 kg/cm² S : 軸受係数 225.7 cm³ W : アイトルギヤ重量 110 kg </div> </div>																														
シリンダ数	<table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td>シリンダ数</td> <td>12</td> <td>16</td> <td>18</td> </tr> <tr> <td>許容値</td> <td>120</td> <td>120</td> <td>120</td> </tr> <tr> <td>単位</td> <td>kg/cm²</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>345.0</td> <td>340.5</td> <td>336.5</td> </tr> <tr> <td>単位</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>											シリンダ数	12	16	18	許容値	120	120	120	単位	kg/cm ²			限界値	345.0	340.5	336.5	単位			
シリンダ数	12	16	18																												
許容値	120	120	120																												
単位	kg/cm ²																														
限界値	345.0	340.5	336.5																												
単位																															
評価条件	水平加速度 α _H	鉛直加速度 α _V	評価加速度 α																												
シリンダ数	<table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td>シリンダ数</td> <td>8</td> <td>8</td> <td>8</td> <td>裕度※</td> <td>結果</td> </tr> <tr> <td>裕度</td> <td>0.84</td> <td>0.38</td> <td>0.92</td> <td>375</td> <td>370</td> </tr> <tr> <td>結果</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> </tr> </table>											シリンダ数	8	8	8	裕度※	結果	裕度	0.84	0.38	0.92	375	370	結果	○	○	○	○	○		
シリンダ数	8	8	8	裕度※	結果																										
裕度	0.84	0.38	0.92	375	370																										
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>																														

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添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 (9/34)

付表6.1-2-6 BWR中速形の評価部別評価結果(2/4)

評価部位	ギア	ア	リ	ン	グ	評価項目(2)	軸の強度	実証方法	C	※裕度=	限界加速度I 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="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> $\alpha_{H \cdot V} = (\sigma_v \cdot Z - M) / (d_1 \cdot d_a / d) \cdot (W / \rho)$ <p>但し*</p> <ul style="list-style-type: none"> σ_v : 降伏応力 Z : カム軸歯面係数 M : 送電機出力のモーメント W : アイドルギヤ質量 d : 軸径 d₁ : 荷重点までの距離 d_a : 荷重点までの距離 <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr><td>降伏応力</td><td>35</td><td>kg/mm²</td></tr> <tr><td>カム軸歯面係数</td><td>98174</td><td>mm³</td></tr> <tr><td>送電機出力のモーメント</td><td>2.911 × 10⁶</td><td>kg · mm</td></tr> <tr><td>アイドルギヤ質量</td><td>110</td><td>kg</td></tr> <tr><td>軸径</td><td>562</td><td>mm</td></tr> <tr><td>荷重点までの距離</td><td>293.5</td><td>mm</td></tr> <tr><td>荷重点までの距離</td><td>268.5</td><td>mm</td></tr> </table> </div> <div style="width: 45%;"> <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。 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> </div> </div>												降伏応力	35	kg/mm ²	カム軸歯面係数	98174	mm ³	送電機出力のモーメント	2.911 × 10 ⁶	kg · mm	アイドルギヤ質量	110	kg	軸径	562	mm	荷重点までの距離	293.5	mm	荷重点までの距離	268.5	mm
降伏応力	35	kg/mm ²																														
カム軸歯面係数	98174	mm ³																														
送電機出力のモーメント	2.911 × 10 ⁶	kg · mm																														
アイドルギヤ質量	110	kg																														
軸径	562	mm																														
荷重点までの距離	293.5	mm																														
荷重点までの距離	268.5	mm																														
評価条件	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																												
評価条件	鉛直加速度 α _V	0.38	0.38	0.38																												
評価条件	評価加速度 α	0.92	0.92	0.92																												
評価条件	裕度※	229	225	221																												
評価結果	結果	○	○	○																												
シリンダ数	シリンダ数	12	16	18																												
許容値	降伏応力	35	35	35																												
限界値	加速度	210.6	207.0	203.8																												

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部別別の評価結果(10/34)

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	ア	リ	ン	グ	評価項目	(3)	歯車	の	強	度	実証方法	C	※裕度=	限界加速度I 評価加速度																								
解析評価内容																																							
外觀形状																																							
解析式		$\sigma_{ca} \cdot v = m(\sigma_s - \sigma) / (B \cdot W / \rho)$ <p>但し * σ_s : 降伏応力 75 kg/mm² σ : 運動応力 3.22 kg/mm² B : 係数 2.51×10^{-8} W : アイドルギャー質量 110 kg</p>																																					
シリンダ数		<table border="1"> <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</td> <td>75</td> <td>75</td> <td>75</td> </tr> <tr> <td>降伏応力 kg/mm²</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>259.4</td> <td>255.8</td> <td>252.7</td> </tr> <tr> <td>加速度</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>														シリンダ数	12	16	18	許容値	75	75	75	降伏応力 kg/mm ²				限界値	259.4	255.8	252.7	加速度							
シリンダ数	12	16	18																																				
許容値	75	75	75																																				
降伏応力 kg/mm ²																																							
限界値	259.4	255.8	252.7																																				
加速度																																							
シリンダ数		<table border="1"> <thead> <tr> <th>シリンダ数</th> <th>12</th> <th>16</th> <th>18</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>水平加速度 α_H</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>0.38</td> <td>0.38</td> <td>0.38</td> </tr> <tr> <td>評価加速度 α</td> <td>0.92</td> <td>0.92</td> <td>0.92</td> </tr> <tr> <td>裕度※</td> <td>281</td> <td>278</td> <td>274</td> </tr> <tr> <td>結果</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> </tr> </tbody> </table>														シリンダ数	12	16	18	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	裕度※	281	278	274	結果	○	○	○
シリンダ数	12	16	18																																				
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																																				
裕度※	281	278	274																																				
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。 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>																																					

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 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 (11/34)

付表6.1-2-6 BWR中速形の評価部別評価結果(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=	限界加速度I
<p>解析評価内容</p> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p>外形形状</p> </div> <div style="width: 45%;"> <p>解析モデル</p> <p>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。</p> </div> </div> <div style="margin-top: 20px;"> <p>解析式</p> $\alpha(\alpha) = (\sigma_v - \sigma) / (B \cdot W / \rho)$ <p>値し* σ_v : 降伏応力 85 kg/mm² σ : 運動応力 0.7 kg/mm² B : 半径 2.51×10⁻³ kg W : アイドルギヤ重量 110 kg</p> </div>								
評価条件	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数
水平加速度 α_H	2	2	2	2	2	2	2	2
鉛直加速度 α_V	2	2	2	2	2	2	2	2
評価加速度 α	2	2	2	2	2	2	2	2
評価値	裕度※	裕度※	裕度※	裕度※	裕度※	裕度※	裕度※	裕度※
結果	○	○	○	○	○	○	○	○
備考	<p>評価加速度 (α) の算出式</p> <p>$\alpha = \alpha_H$</p> <p>* 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</p>							
シリンダ数	12	16	18	シリンダ数	12	16	18	シリンダ数
許容値	降伏応力	85	85	降伏応力	kg/mm ²	85	85	降伏応力
限界値	加速度	305	305	加速度	g	305	305	加速度

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部別別の評価結果(12/34)

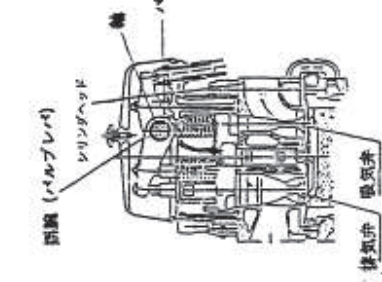
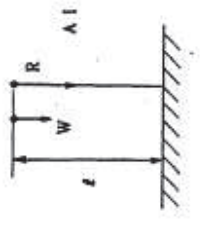
付表6.1-2-8 BWR中速形の評価部別評価結果(1/5)

評価部位	動弁装置	揺動腕	評価項目	(1)バルブレバ軸受	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度 I
<p>解析評価内容</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外形形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析式</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">備考</div> </div> <p>$\alpha_H \cdot \alpha_V = (P_n - P) \cdot S / (W/g)$</p> <p>値し* P_n : 許容圧 600 kg/cm² P : 実作圧 53.4 kg/cm² S : 軸受面積 46.9 cm² W : バルブレバ質量 19.1 kg</p> <p>* 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。</p>								
評価条件	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数
水平加速度 α_H	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数
始直加速度 α_V	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数
評価加速度 α	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数
評価値	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数
評価結果	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数
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 1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部別別の評価結果 (13/34)

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	動弁装置插腕	評価項目(2)ブッシュロッド強度	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度 I 評価加速度																																																											
解析評価内容																																																																	
<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 style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 10px;">解析式</div> $\alpha_{H+V} = \left[\frac{\sigma \cdot A}{1 + a \cdot (l/k) \cdot R} - R \right] \frac{1}{W/g} - g$ <p>但し* σ : 許容応力 A : ブッシュロッド断面積 a : 材質により決まる定数 l : ブッシュロッド長さ</p> <p>k : I/A R : 吊り連結荷重 W : ブッシュロッド重量 I : 断面二次モーメント</p> <p>3400 kg/cm^2 5.42 cm^2 1/7300 cm 95.5 cm 1.35 cm 1610 kg 7 kg 15.6 cm^4</p>																																																														
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 10px;">評価条件</div> <table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <th>シリンダ数</th> <th>1 2</th> <th>1 6</th> <th>1 8</th> </tr> <tr> <td>水平加速度 α_H</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>0.38</td> <td>0.38</td> <td>0.38</td> </tr> <tr> <td>評価加速度 α</td> <td>0.92</td> <td>0.92</td> <td>0.92</td> </tr> </table>		シリンダ数	1 2	1 6	1 8	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	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 10px;">シリンダ数</div> <table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <th>シリンダ数</th> <th>1 2</th> <th>1 6</th> <th>1 8</th> </tr> <tr> <td>許容値</td> <td>11868</td> <td>11868</td> <td>11868</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>1464</td> <td>1464</td> <td>1464</td> </tr> </table>		シリンダ数	1 2	1 6	1 8	許容値	11868	11868	11868	限界値	1464	1464	1464	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 10px;">評価値</div> <table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <th>シリンダ数</th> <th>1 2</th> <th>1 6</th> <th>1 8</th> </tr> <tr> <td>許容値</td> <td>kg</td> <td>11868</td> <td>11868</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>kg</td> <td>1464</td> <td>1464</td> </tr> </table>		シリンダ数	1 2	1 6	1 8	許容値	kg	11868	11868	限界値	kg	1464	1464	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 10px;">裕度※</div> <table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <th>シリンダ数</th> <th>1 2</th> <th>1 6</th> <th>1 8</th> </tr> <tr> <td>裕度</td> <td>1591</td> <td>1591</td> <td>1591</td> </tr> </table>		シリンダ数	1 2	1 6	1 8	裕度	1591	1591	1591	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 10px;">結果</div> <table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <th>シリンダ数</th> <th>1 2</th> <th>1 6</th> <th>1 8</th> </tr> <tr> <td>結果</td> <td>○</td> <td>○</td> <td>○</td> </tr> </table>		シリンダ数	1 2	1 6	1 8	結果	○	○	○
シリンダ数	1 2	1 6	1 8																																																														
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																																																														
シリンダ数	1 2	1 6	1 8																																																														
許容値	11868	11868	11868																																																														
限界値	1464	1464	1464																																																														
シリンダ数	1 2	1 6	1 8																																																														
許容値	kg	11868	11868																																																														
限界値	kg	1464	1464																																																														
シリンダ数	1 2	1 6	1 8																																																														
裕度	1591	1591	1591																																																														
シリンダ数	1 2	1 6	1 8																																																														
結果	○	○	○																																																														
備考																																																																	
評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ <p>* 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。</p>																																																																	

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 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(14/34)

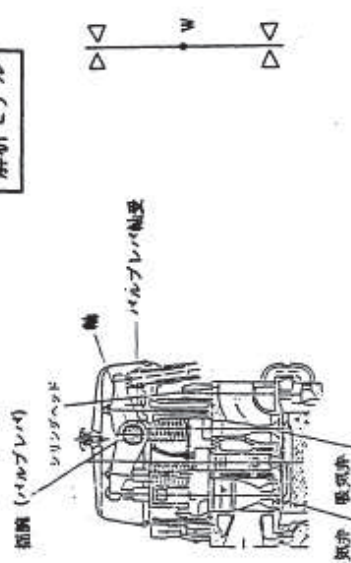

付表6.1-2-8 BWR中速形の評価部別評価結果(3/5)

評価部位	動弁装置	揺動	評価項目	(3)バルブレ強度	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									
外形形状									
解析式	$\alpha_{H \cdot V} = (\sigma_v \cdot Z - M) / l \quad (W/s)$ <p> 値し* σ_v : 降伏応力 55 kg/mm² Z : 断面係数 1.78×10^4 mm³ M : 通常運転時出力モーメント 3.65×10^4 kg・mm l : バルブレ長さ 228 mm W : バルブレ質量 11.3 kg </p>								
シリンダ数	8		12	16	18				
評価条件	水平加速度 α_H	鉛直加速度 α_V	評価加速度 α	裕度*			結果		
	84	38	92	254	254	254	254	254	254
備考	評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ <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	許容値	降伏応力	限界値	84	55	234	55	234	55
	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	84	55	234	55	234	55
	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	84	55	234	55	234	55

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部別別の評価結果 (15/34)

付表6.1-2-8 BWR中速形の評価部別評価結果(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=	限界加速度I 評価加速度															
解析評価内容																							
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content;">外観形状</div> 	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content;">解析モデル</div> 				<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content;">解析式</div> $a_{0.1} = F_s / (W/g)$ <p>但し* F_s: トノウ許容スラスト荷重 5468 kg W: バルブレバ重量 3.6 kg</p>				<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>シリンダ数</th> <th>1 2</th> <th>1 6</th> <th>1 8</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>許容値</td> <td>5468</td> <td>5468</td> <td>5468</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>1518</td> <td>1518</td> <td>1518</td> </tr> </tbody> </table>			シリンダ数	1 2	1 6	1 8	許容値	5468	5468	5468	限界値	1518	1518	1518
シリンダ数	1 2	1 6	1 8																				
許容値	5468	5468	5468																				
限界値	1518	1518	1518																				
評価条件																							
シリンダ数	g		g		g		g																
水平加速度 α_H	0.84		0.84		0.84		0.84																
鉛直加速度 α_V	0.38		0.38		0.38		0.38																
評価加速度 α	0.84		0.84		0.84		0.84																
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。																							

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部別別の評価結果(16/34)

付表6.1-2-8 BWR中速形の評価部別評価結果 (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 =	限界加速度 I 評価加速度				
解析評価内容												
外形形状						解析モデル		シリンダ数		1.8	1.6	1.2
						評価値		0.84	0.84	0.84		
						評価条件		0.38	0.38	0.38		
						裕度※		0.84	0.84	0.84		
						結果		44.2	44.2	44.2		
						備考		○	○	○		
						<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \frac{K - \alpha_{max}}{K} \left[\frac{W_1}{l_1} + \frac{W_2}{l_2} + \frac{W_3}{l_3} \left(\frac{l_1}{l_2} \right)^2 \right] - \frac{W_4}{l_4} - \frac{W_5}{l_5} - \frac{W_6}{l_6} - \frac{W_7}{l_7} - \frac{W_8}{l_8} - \frac{W_9}{l_9} - \frac{W_{10}}{l_{10}} - \frac{W_{11}}{l_{11}} - \frac{W_{12}}{l_{12}} - \frac{W_{13}}{l_{13}} - \frac{W_{14}}{l_{14}} - \frac{W_{15}}{l_{15}} - \frac{W_{16}}{l_{16}} - \frac{W_{17}}{l_{17}} - \frac{W_{18}}{l_{18}} - \frac{W_{19}}{l_{19}} - \frac{W_{20}}{l_{20}} - \frac{W_{21}}{l_{21}} - \frac{W_{22}}{l_{22}} - \frac{W_{23}}{l_{23}} - \frac{W_{24}}{l_{24}} - \frac{W_{25}}{l_{25}} - \frac{W_{26}}{l_{26}} - \frac{W_{27}}{l_{27}} - \frac{W_{28}}{l_{28}} - \frac{W_{29}}{l_{29}} - \frac{W_{30}}{l_{30}} - \frac{W_{31}}{l_{31}} - \frac{W_{32}}{l_{32}} - \frac{W_{33}}{l_{33}} - \frac{W_{34}}{l_{34}} - \frac{W_{35}}{l_{35}} - \frac{W_{36}}{l_{36}} - \frac{W_{37}}{l_{37}} - \frac{W_{38}}{l_{38}} - \frac{W_{39}}{l_{39}} - \frac{W_{40}}{l_{40}} - \frac{W_{41}}{l_{41}} - \frac{W_{42}}{l_{42}} - \frac{W_{43}}{l_{43}} - \frac{W_{44}}{l_{44}} - \frac{W_{45}}{l_{45}} - \frac{W_{46}}{l_{46}} - \frac{W_{47}}{l_{47}} - \frac{W_{48}}{l_{48}} - \frac{W_{49}}{l_{49}} - \frac{W_{50}}{l_{50}} - \frac{W_{51}}{l_{51}} - \frac{W_{52}}{l_{52}} - \frac{W_{53}}{l_{53}} - \frac{W_{54}}{l_{54}} - \frac{W_{55}}{l_{55}} - \frac{W_{56}}{l_{56}} - \frac{W_{57}}{l_{57}} - \frac{W_{58}}{l_{58}} - \frac{W_{59}}{l_{59}} - \frac{W_{60}}{l_{60}} - \frac{W_{61}}{l_{61}} - \frac{W_{62}}{l_{62}} - \frac{W_{63}}{l_{63}} - \frac{W_{64}}{l_{64}} - \frac{W_{65}}{l_{65}} - \frac{W_{66}}{l_{66}} - \frac{W_{67}}{l_{67}} - \frac{W_{68}}{l_{68}} - \frac{W_{69}}{l_{69}} - \frac{W_{70}}{l_{70}} - \frac{W_{71}}{l_{71}} - \frac{W_{72}}{l_{72}} - \frac{W_{73}}{l_{73}} - \frac{W_{74}}{l_{74}} - \frac{W_{75}}{l_{75}} - \frac{W_{76}}{l_{76}} - \frac{W_{77}}{l_{77}} - \frac{W_{78}}{l_{78}} - \frac{W_{79}}{l_{79}} - \frac{W_{80}}{l_{80}} - \frac{W_{81}}{l_{81}} - \frac{W_{82}}{l_{82}} - \frac{W_{83}}{l_{83}} - \frac{W_{84}}{l_{84}} - \frac{W_{85}}{l_{85}} - \frac{W_{86}}{l_{86}} - \frac{W_{87}}{l_{87}} - \frac{W_{88}}{l_{88}} - \frac{W_{89}}{l_{89}} - \frac{W_{90}}{l_{90}} - \frac{W_{91}}{l_{91}} - \frac{W_{92}}{l_{92}} - \frac{W_{93}}{l_{93}} - \frac{W_{94}}{l_{94}} - \frac{W_{95}}{l_{95}} - \frac{W_{96}}{l_{96}} - \frac{W_{97}}{l_{97}} - \frac{W_{98}}{l_{98}} - \frac{W_{99}}{l_{99}} - \frac{W_{100}}{l_{100}}$		<p>α = α_H</p> <p>* 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。</p>				
						シリンダ数		1.2	1.6	1.8		
						許容値		kg	412.8	412.8		
						限界値		kg	37.2	37.2		

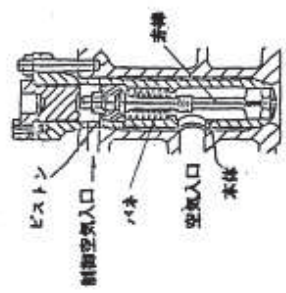
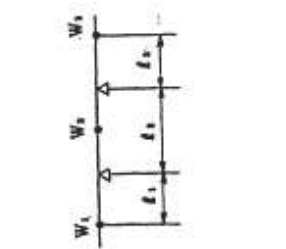
(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部別別の評価結果 (17/34)

付表 6.1-2-9 BWR中速形の評価部別評価結果(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 =	限界加速度 I
解析評価内容							評価加速度
外形形状							
解析式							
シリンダ数	1 2	1 6	1 8				
水平加速度 α_H	0.84	0.84	0.84				0.84
鉛直加速度 α_V	0.38	0.38	0.38				0.38
評価加速度 α	0.92	0.92	0.92				0.92
裕度※	21.7	21.7	21.7				21.7
結果	○	○	○				○
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。 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>						

解析モデル



解析式

$$\alpha_{0H} \cdot \nu = \frac{\delta}{l_3} \left\{ \frac{W_1 / \rho \cdot l_2}{16 \cdot E \cdot I} - \frac{l_3}{6 \cdot E \cdot I} (2 \cdot W_1 / \rho \cdot l_2 + W_2 / \rho \cdot l_3) \right\}^{-1}$$

値し*

W_1, l_1 : シート面からガイド部間距離及び長さ
 W_2, l_2 : ガイド部からヒストン部間距離及び長さ
 W_3, l_3 : ヒストン部から弁棒間距離及び長さ

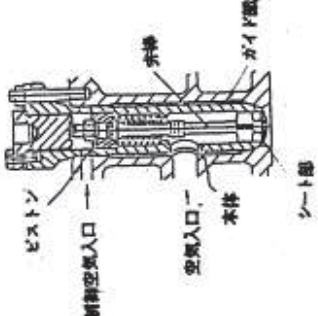
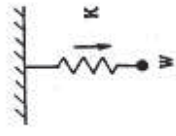
$W_1 = 0.121 \text{ kg}$
 $W_2 = 0.299 \text{ kg}$
 $W_3 = 0.106 \text{ kg}$
 $l_1 = 29 \text{ mm}$
 $l_2 = 190.4 \text{ mm}$
 $l_3 = 36.4 \text{ mm}$

シリンダ数	1 2	1 6	1 8
許容値	0.025	0.025	0.025
限界値	20.0	20.0	20.0

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-2 図 デイゼル発電機 (中速形) の評価部別別の評価結果 (18/34)

付表6.1-2-9 BWR中速形の評価部別評価結果(2/2)

評価部位	始動弁	評価項目(2)弁の誤閉閉	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度 I
<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>外形形状</p>  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>解析式</p> $\alpha_H \cdot v = K / (W/g)$ <p>但し * K : ばね力 35 kg W : 弁質量 0.526 kg</p> </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>解析モデル</p>  </div> </div>						
シリンダ数	1.2	1.6	1.8			
評価条件	水平加速度 α_H	鉛直加速度 α_V	評価加速度 α	裕度※	結果	
	0.84	0.38	0.67	99.2	99.2	99.2
	0.84	0.38	0.67	0.84	0.38	0.67
	0.38	0.38	0.67	0.38	0.38	0.38
	0.67	0.67	0.67	0.67	0.67	0.67
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。 評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \alpha_H \sin 22.5^\circ + \alpha_V \cos 22.5^\circ$ * 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	1.2	1.6	1.8			
許容値	kg	35	35			
限界値	加速度	66.5	66.5	66.5	66.5	66.5

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部別別の評価結果 (19/34)


付表6.1-2-12 BWR中速形の評価部別評価結果(1/2)

評価部位	ガバナリソク装置	評価項目(1)地震時の抵抗	実証方法	C	※裕度=	限界加速度I 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="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析式</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> $\alpha_{\text{max}} = (F_g - F_v) / (W/g)$ <p>但し*</p> <ul style="list-style-type: none"> F_g: ガバナ駆動力 F_v: リソク全方向に引っかけた時の突進抵抗力 W: リソク重量 </div> </div>	シリンダ数	比	1.2	1.6	1.8					
								固有振動数 (加減軸)	27.7	27.7	27.7	
								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	
評価条件	評価加速度 α	0.92	0.92	0.92	0.92							
評価条件	裕度※	14.1	13.6	13.2								
備考	評価加速度 (α) の算出式	$\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ <p>* 数値は1.8シリンダの例である。 シリンダ数が減少することによりリソクの抵抗力が減少するため、限界値は増加する。</p>										
		シリンダ数	1.2	1.6	1.8							
		許容値	152.3	152.3	152.3	152.3						
		重量	kg									
		限界値	13.0	12.6	12.2	12.2						
		加速度	%									

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部別別評価結果(20/34)

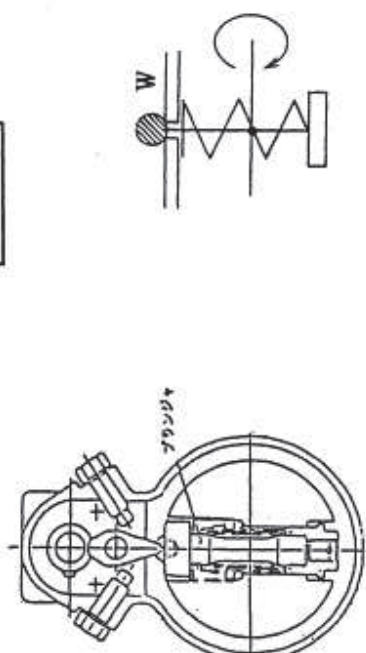
付表6.1-2-12 BWR中速形の評価部別評価結果(2/2)

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 =	限界加速度 I 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;">外形形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>  <div style="display: flex; justify-content: space-around; margin-top: 10px;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析式</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析式</div> </div> $\alpha_{(H+V)} = \frac{2.4 \cdot E \cdot l \cdot \theta}{W \cdot l \cdot s \cdot l_1}$ <p>値し* E : ヤング係数 2.1×10⁴ kg/cm² l : 断面二次モーメント 7650 cm⁴ W : 最小スリヤ 1.0 cm l₁ : 駆動長さ当り距離 2.737×10⁻³ kg/cm s : コントロールラック間距離 740 mm l : コントロールラック長さ 295 mm</p>	シリンダ数	2	2	2	1.2	1.6	1.8		
		評価条件	水平加速度 α _H	鉛直加速度 α _V	評価加速度 α	裕度※	結果	○	○	○
			0.84	0.38	0.92	13.6	13.6	13.6	13.6	13.6
			○	○	○	○	○	○	○	○
備考	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 * 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	1.2	1.6	1.8					
		許容値	1.0	1.0	1.0					
		限界値	12.52	12.52	12.52					

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部別評価結果(21/34)

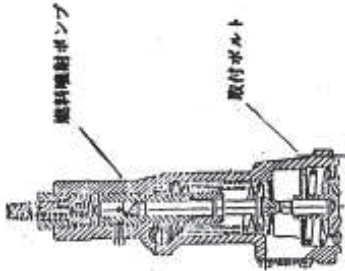
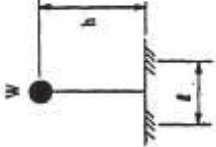
付表6.1-2-20 BWR中速形の評価部位別評価結果

評価部位	オーボースビードトリップ装置	評価項目	(1)プランジヤの横動作	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度Ⅱ 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;">解析モデル</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外形形状</div> </div>  <div style="margin-top: 10px;"> <p>解析式 $\alpha_{(H+V)} = \frac{K \cdot X_0 - W / \rho \cdot r \cdot \omega^2}{W / \rho}$</p> <p>但し*</p> <ul style="list-style-type: none"> K : バネ定数 0.85 kg/mm X₀ : 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 : プランジヤ重量 0.45 kg </div> <table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td>シリンダ数</td> <td>1.2</td> <td>1.6</td> <td>1.8</td> </tr> <tr> <td>許容値</td> <td>kg</td> <td>17.4</td> <td>17.4</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>g</td> <td>2.0</td> <td>2.0</td> </tr> </table>							シリンダ数	1.2	1.6	1.8	許容値	kg	17.4	17.4	限界値	g	2.0	2.0
シリンダ数	1.2	1.6	1.8																
許容値	kg	17.4	17.4																
限界値	g	2.0	2.0																

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添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(22/34)

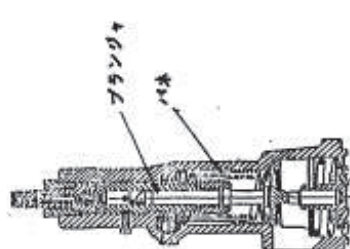
付表6.1-2-21 BWR中速形の評価部別評価結果(1/2)

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 =	限界加速度 I 評価加速度
解析評価内容							
外形形状		解析モデル					
解析式	$\alpha(\alpha) = \frac{(\alpha_v - \alpha) A \cdot N \cdot l - (1 + \alpha_v) W / \beta \sin 13.5^\circ \cdot h + (1 + \alpha_v) W / \beta \cos 13.5^\circ \cdot l / 2}{W / \beta \cdot (\cos 13.5^\circ \cdot h + \sin 13.5^\circ \cdot l / 2)}$ <p>値し*</p> <ul style="list-style-type: none"> α_v : 降伏応力 50 kg/mm² α : (降伏応力) + (引張応力) 33.3 kg/mm² A : ボルト断面積 346 mm² l : ボルトピッチ 140 mm h : 重心高さ 280 mm W : 燃料噴射ポンプ重量 50 kg N : 引張りをかけるボルトの本数 2 α_v : 動重力方向加速度は 0.4g 						
シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数
水平加速度 α_H	鉛直加速度 α_V	評価加速度 α	裕度※	結果			
1.2	0.84	0.84	129	○	○	○	○
1.6	0.84	0.38	129	○	○	○	○
1.8	0.84	0.38	129	○	○	○	○
備考	<p>評価加速度 (α) の算出式</p> <p>$\alpha = \alpha_H$</p> <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	許容値	降伏応力	限界加速度	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数
1.2	50	108.4	108.4	1.2	1.6	1.8	1.8
1.6	50	50	50	50	50	50	50
1.8	108.4	108.4	108.4	108.4	108.4	108.4	108.4

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部別別の評価結果 (23/34)

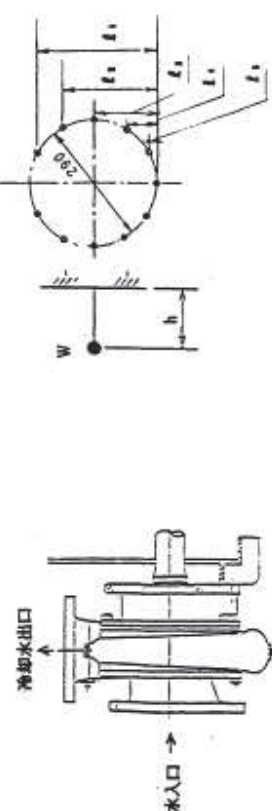
付表6.1-2-21 BWR中速形の評価部別評価結果(2/2)

評価部位	燃料噴射ポンプ	評価項目	(2)ランジャとローライフの追従性	実証方法	C	※裕度 =	限界加速度 I 評価加速度																	
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> $\alpha_H + \alpha_V = \frac{K}{W} \cdot \alpha_B$ <p>値し*</p> <ul style="list-style-type: none"> K : パキ力 236.6 kg W : ローライフ質量 11.39 kg α_B : ローライフ最大加速度 157960 mm/sec² </div> </div>																							
シリンダ数	シリンダ数						1 2	1 6	1 8															
評価条件	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>水平加速度 α_H</td> <td>φ</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>φ</td> <td>0.38</td> <td>0.38</td> <td>0.38</td> </tr> <tr> <td>評価加速度 α</td> <td>φ</td> <td>0.40</td> <td>0.40</td> <td>0.40</td> </tr> </table>						水平加速度 α_H	φ	0.84	0.84	0.84	鉛直加速度 α_V	φ	0.38	0.38	0.38	評価加速度 α	φ	0.40	0.40	0.40	11.6	11.6	11.6
水平加速度 α_H	φ	0.84	0.84	0.84																				
鉛直加速度 α_V	φ	0.38	0.38	0.38																				
評価加速度 α	φ	0.40	0.40	0.40																				
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。 評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \alpha_H \sin 13.5^\circ + (\alpha_V - 1) \cos 13.5^\circ$</p> <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	シリンダ数						1 2	1 6	1 8															
許容値	荷重	kg				236.6	236.6	236.6																
限界値	加速度	φ				4.65	4.65	4.65																

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部別別の評価結果 (24/34)

付表6.1-2-22 BWR中速形の評価部別評価結果 (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 =	限界加速度 I 評価加速度																														
解析評価内容																																				
外形形状	解析モデル																																			
解析式	$\alpha_{100} \cdot v = \frac{(e_v - e) \cdot A}{(W/S) \cdot h \cdot \delta_1 / 2 (\delta_1^2 + \delta_2^2 + \delta_3^2 + \delta_4^2 + \delta_5^2 + \delta_6^2) - 1}$																																			
解析内容																																				
個し*	<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>降伏応力+運動時応力</td> <td>24</td> <td>kg/mm²</td> </tr> <tr> <td>ボルト剛性係数</td> <td>14.4</td> <td>kg/mm²</td> </tr> <tr> <td>冷却水ポンプ質量</td> <td>169.6</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>取付面から重心までの距離</td> <td>225</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>一番上のボルトから一番上のボルトまでの距離</td> <td>135</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>一番下のボルトから一番下のボルトまでの距離</td> <td>270.6</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>一番上のボルトから一番上のボルトまでの距離</td> <td>217.5</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>一番下のボルトから一番下のボルトまでの距離</td> <td>145</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>一番上のボルトから一番上のボルトまでの距離</td> <td>72.5</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>一番下のボルトから一番下のボルトまでの距離</td> <td>13.4</td> <td>mm</td> </tr> </table>						降伏応力+運動時応力	24	kg/mm ²	ボルト剛性係数	14.4	kg/mm ²	冷却水ポンプ質量	169.6	kg	取付面から重心までの距離	225	mm	一番上のボルトから一番上のボルトまでの距離	135	mm	一番下のボルトから一番下のボルトまでの距離	270.6	mm	一番上のボルトから一番上のボルトまでの距離	217.5	mm	一番下のボルトから一番下のボルトまでの距離	145	mm	一番上のボルトから一番上のボルトまでの距離	72.5	mm	一番下のボルトから一番下のボルトまでの距離	13.4	mm
降伏応力+運動時応力	24	kg/mm ²																																		
ボルト剛性係数	14.4	kg/mm ²																																		
冷却水ポンプ質量	169.6	kg																																		
取付面から重心までの距離	225	mm																																		
一番上のボルトから一番上のボルトまでの距離	135	mm																																		
一番下のボルトから一番下のボルトまでの距離	270.6	mm																																		
一番上のボルトから一番上のボルトまでの距離	217.5	mm																																		
一番下のボルトから一番下のボルトまでの距離	145	mm																																		
一番上のボルトから一番上のボルトまでの距離	72.5	mm																																		
一番下のボルトから一番下のボルトまでの距離	13.4	mm																																		
シリンダ数	シリンダ数		シリンダ数		シリンダ数																															
許容値	降伏応力	kg/mm ²	24	24	24	24																														
限界値	加速度	g	51.4	51.4	51.4	51.4																														
固有振動数 (ポンプ軸)		Hz	218	211	205																															
評価条件			0.84	0.84	0.84																															
シリンダ数			1.2	1.6	1.8																															
評価値		裕度※	55.8	55.8	55.8																															
結果		結果	○	○	○																															

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

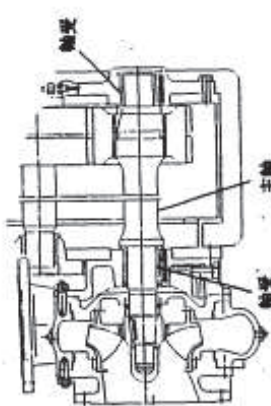
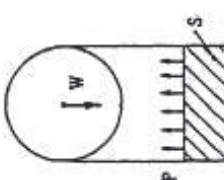
据付側も機器と同一の鋼製の場合、転倒に対する中立軸の位置は、JISAG4501の手法で解析する場合はほぼ同等であり、従って限界加速度もJISAG4501の手法で解析する場合は同等である。

* 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部別別評価結果 (25/34)

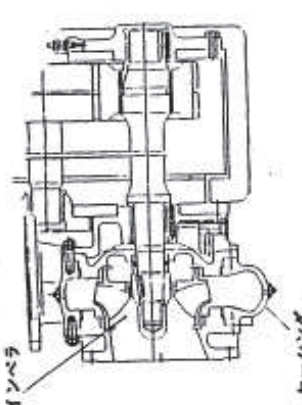
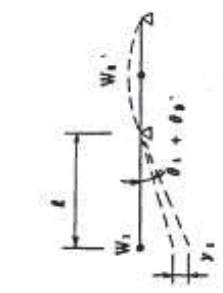
付表6.1-2-22 BWR中速形の評価部別評価結果(2/3)

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 =	限界加速度 I
解析評価内容							
外形状		解析モデル					
解析式	$\alpha_{(H+V)} = (P_a - P) \cdot S / (W / \rho)$ <p>但し* P_a : 許容面圧 120 kg/cm² P : 通流時軸受面圧 4.7 kg/cm² S : 軸受投影面積 36.3 cm² W : 軸重量 146.55 kg</p>						
シリンダ数	12	1.2	1.6	1.8			
許容値	面圧	kg/cm ²	120	120			
限界値	加速度	g	28.4	28.5	28.5		
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		
評価値	裕度※	30.8	30.8	30.8	30.8		
備考	結果	○	○	○	○		
<p>評価加速度(α)の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ <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</p> <p>* 数値は18シリンダの例である。</p>							

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部別評価結果(26/34)

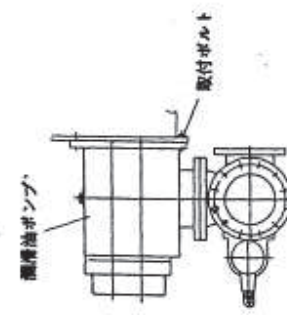
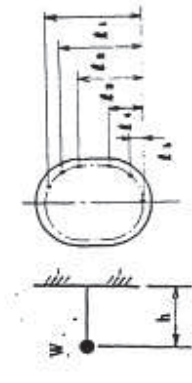
付表6.1-2-22 BWR中速形の評価部位別評価結果 (3/3)

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 =	限界加速度 I 評価加速度
解析評価内容							
外形形状							
解析モデル							
解析式	$\alpha_{in \cdot v} = \Delta l / (y_1 + l (\theta_1 + \theta_2))$ <p>但し*</p> <ul style="list-style-type: none"> Δl : インペラとケーシングのオフバランス (空欄時+軸) 重量 W_1 : (軸+ケーシング) 重量 W_2 : インペラから軸までの距離 l : W_1 によるたわみ量 y_1 : W_1 による0点のたわみ角 θ_1 : W_1 による0点のたわみ角 θ_2 : W_2 による0点のたわみ角 						
シリンダ数	12	16	18				
許容値	0.28	0.28	0.28				
限界値	87.5	80.0	75.6				
評価条件	水平加速度 α_H	鉛直加速度 α_V	評価加速度 α	シリンダ数	裕度※	結果	
	?	?	?	?	95.1	86.9	82.1
備考	<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ <p>* 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縮元は同一。数値は18シリンダの例である。</p>						

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 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 (27/34)

付表6.1-2-23 BWR中速形の評価部別評価結果(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	<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p>外観形状</p>  </div> <div style="width: 45%;"> <p>解析モデル</p>  </div> </div>				
解析式	$\alpha_{10} \cdot v_1 = \frac{(e_p - e) \cdot A}{(W/S) \cdot h \cdot l_1 / 2 (l_1^2 + l_2^2 + l_3^2 + l_4^2 + l_5^2 + l_6^2 + l_7^2 + l_8^2 + l_9^2 + l_{10}^2)}$ <p>但し*</p> <ul style="list-style-type: none"> e_p : 降伏応力 + 連転時応力 e : ボルト新強度 A : 潤滑油ポンプ質量 W : 取付座から重心までの距離 h : 取付座から上から2番目のボルトまでの距離 l_1 : 取付座から上から3番目のボルトまでの距離 l_2 : 取付座から上から4番目のボルトまでの距離 l_3 : 取付座から上から5番目のボルトまでの距離 l_4 : 取付座から上から6番目のボルトまでの距離 l_5 : 取付座から上から7番目のボルトまでの距離 l_6 : 取付座から上から8番目のボルトまでの距離 l_7 : 取付座から上から9番目のボルトまでの距離 l_8 : 取付座から上から10番目のボルトまでの距離 l_9 : 取付座から上から11番目のボルトまでの距離 l_{10} : 取付座から上から12番目のボルトまでの距離 				
シリンダ数	12	16	18		
固有振動数 (ポンプ軸)	283	283	283		
評価条件	α_H	0.84	0.84	0.84	
	α_V	0.38	0.38	0.38	
	α	0.92	0.92	0.92	
評価値	裕度※	19.9	19.9	19.9	
	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>* 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、これはキ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> <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、JEA4601の手法で解析する場合はほぼ同等であり、従って限界加速度もJEA4601の手法で解析する場合は同等である。</p>				
シリンダ数	12	16	18		
許容値	降伏応力	kg/mm ²	24	24	
限界値	加速度	$\%$	18.38	18.38	

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部別別の評価結果 (28/34)

付表 6.1-2-23 BWR 中速形の評価部別評価結果 (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 =		限界加速度 I		
評価内容		外形状		解析モデル		解析式		シリンダ		数		1 2		1 6		
評価条件	水平加速度 α_H							シリンダ		数		0.84		0.84		
	鉛直加速度 α_V							シリンダ		数		0.38		0.38		
	評価加速度 α							シリンダ		数		0.84		0.84		
評価条件									裕度※		263		263		263	
備考									結果		○		○		○	
<p>解析式</p> $\alpha(\%) = \frac{C_s - P_s}{X_s \cdot (W/S)}$ <p>但し* C_s : 軸受基本動定荷重 11000 kg P_s : 潤滑油ポンプ静荷重 (面圧加速度 0.4 g を含む) 666.12 kg X_s : 係数 0.78 W : 主動軸重 62 kg</p> <p>シリンダ数 1 2 1 6 1 8 許容値 荷重 kg 11400 11400 11400 限界値 加速度 g 221 221 221</p> <p>備考 評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \alpha_H$ * 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結元は同一</p>																

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-2 図 ディーゼル発電機 (中速形) の評価部別評価結果 (29/34)

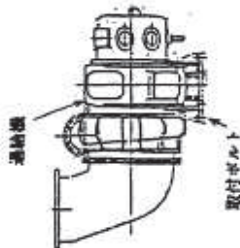
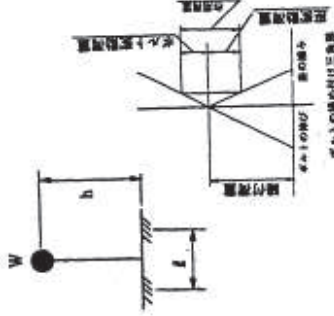
付表6.1-2-23 BWR中速形の評価部別評価結果(3/3)

評価部位	潤滑油ポンプ	評価項目	(3)ケーシングとの干渉	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;">外形形状</div> <div style="text-align: center;"> </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>	シリンダ数	3	シリンダ数	3	1.2	1.6	1.8	
						許容値	0.22	0.22	0.22
						限界値	176	176	176
						加速度	3	3	3
解析式	<p>線形モデルFEM解析</p> <p>但し*</p> <ul style="list-style-type: none"> W₁ : 駆動歯車重量 31.96 kg W₂ : スクリュー重量 13.90 kg W₃ : スクリュー重量 13.90 kg W₄ : 歯車重量 3.0 kg 	裕度※	191	191	191				
		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>* 数値はシリンダ数と関係なく同一仕様である。</p>								

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部別評価結果(30/34)

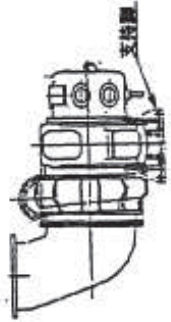
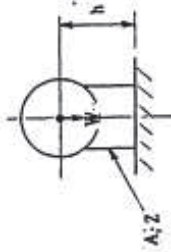
付表6.1-2-24 BWR中速形の評価部別評価結果(1/4)

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 =	限界加速度Ⅰ 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>外形形状</p>  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>解析モデル</p>  </div> </div>						
固有振動数 (ロータ軸)	シリンダ数	Hz	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数	シリンダ数
評価条件	水平加速度 α_H	g	水平加速度 α_H	g	0.84	0.84
	鉛直加速度 α_V	g	鉛直加速度 α_V	g	0.38	0.38
	評価加速度 α	g	評価加速度 α	g	0.84	0.84
評価値	裕度※	19.1	裕度※	12.9	12.9	12.9
結果	結果	○	結果	○	○	○
<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20~30Hz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。</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>						
解析式		$\alpha_{(H)} = \frac{1}{4.610} (\sigma_y + 0.500)$ <p>σ_y: 降伏応力</p>				
シリンダ数	許容値	降伏応力 kg/mm ²	シリンダ数	1.2	1.6	1.8
	限界値	加速度 g		50	50	50
				16.1	10.9	10.9

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部別評価結果(31/34)

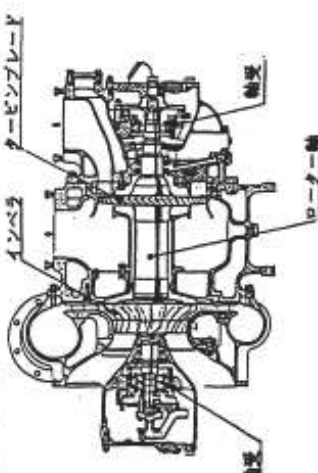

付表6.1-2-24 BWR中速形の評価部別評価結果(2/4)

評価部位	過給機	評価項目 (2)	支持脚の強度	実証方法	シリンダ数	※裕度 =	限界加速度 I 評価加速度
				C	1 2	1 6	1 8
解析評価内容							
外形形状		<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;">  <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div>  </div>					
解析式		$\sigma_v = \frac{1}{2} \left\{ \frac{(W/Z) \cdot h}{Z \cdot Z} + W/Z \sqrt{(h/Z)^2 + 4 \cdot (1/Z/A)^2} \right\}$ <p>但し* σ_v : 降伏応力 24 kg/mm² h : 重心高さ 535 mm σ : 降伏応力 0 kg/mm² Z : 支持脚断面係数 255858 mm³ W : 過給機重量 1650 kg A : 支持脚断面積 27456 mm²</p>					
		シリンダ		許容値		限界値	
		降伏応力	kg/mm ²	24	24	24	24
		加速度	g	17.6	14.1	13.8	13.8
		シリンダ		裕度※		結果	
		評価値	20.9	16.7	16.4	○	○
備考							
<p>評価加速度 (α) の算出式</p> <p>$\alpha = \alpha_H$</p> <p>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間のビークに 応答したため、応答大となったが、 評価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。</p>							

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添1-2図 ディーゼル発電機(中速形)の評価部別別の評価結果(32/34)

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		$\alpha(\%) = \frac{C_s / S - P_s}{Y_s \cdot (W / S)}$		但し* C _s : 軸受基本荷定値 P _s : 過給機軸受等法荷重 (垂直方向加速度0.4gを含む) Y _s : 係数 W : ローター完成質量		4637 kg 471.3 kg 0.30 112 kg			
シリンダ数	12	16	18						
許容値 荷重	kg	1860	1860	1860					
限界値 加速度	g	18.0	12.4	12.4	10.7				
評価条件	水平加速度 α _H	鉛直加速度 α _V	評価加速度 α	シリンダ数	裕度※	結果	1.2	1.6	1.8
	g	g	g	g	g	g	0.84	0.84	0.84
							0.38	0.38	0.38
							0.84	0.84	0.84
							21.4	14.7	12.7
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(33/34)

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	透給機	評価項目	(4)ケーシングとの干渉	実証方法	C	※裕度=	限界加速度 I	
解析評価内容							評価加速度	
外形形状				解析モデル				
解析式		$\alpha_{H^2 + V^2} = \Delta L / (g / \sigma)$		但し* ΔL : インペラとケーシングのタリランス g : ロータの自重によるたわみ (インペラ部)		$\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 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 入力液の応答曲線の20～30Hz間のピークに 応答したため、応答大となったが、 評価入力液の応答曲線は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		86		裕度※		76		
許容値		0.56		結果		○		
限界値		80		結果		○		
シリンダ数		100		結果		○		
シリンダ数		12		結果		○		
シリンダ数		16		結果		○		
シリンダ数		18		結果		○		

別添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 (34/34) (耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

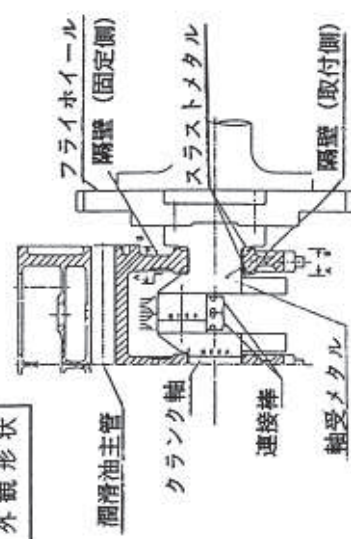
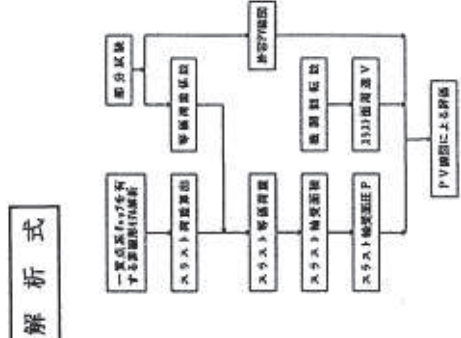
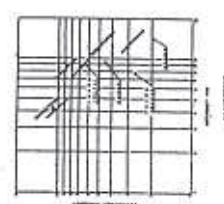
表8.1.3-1 BWR高速形の評価部位別評価結果(1/2)

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					
外觀形状					
解析モデル					
<p>解析式</p> <pre> graph TD A[固定側剛性を拘束し、スラスト荷重を算出] --> B[一箇点を固定し、残る部分を解析] A --> C[基準軸受隔壁FEM解析] B --> C C --> D[隔壁応力算出] </pre>					
軸受反力				30.37 ton	
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 (1/34)

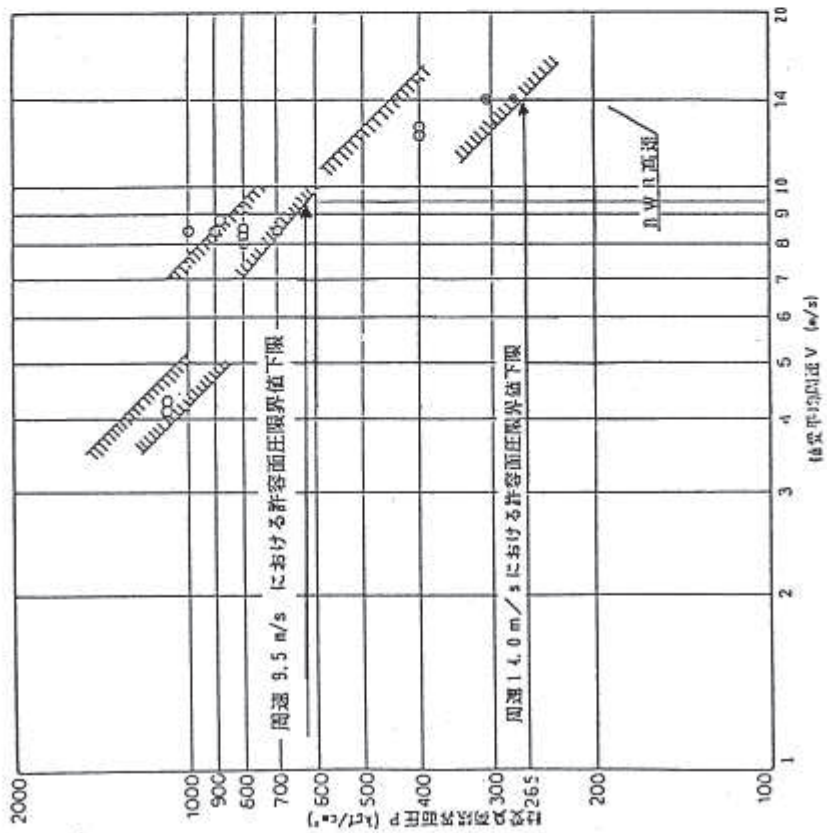
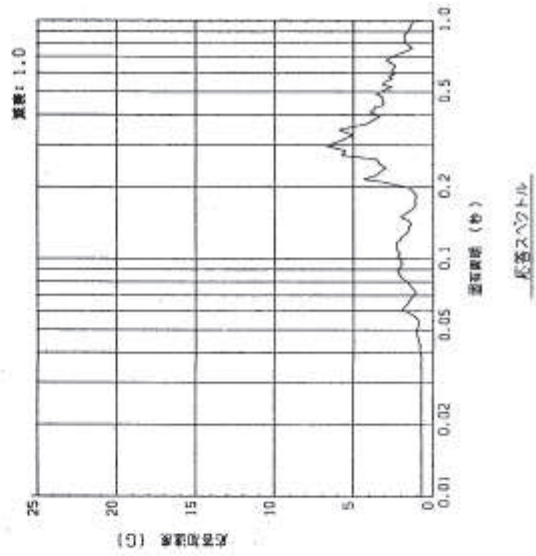
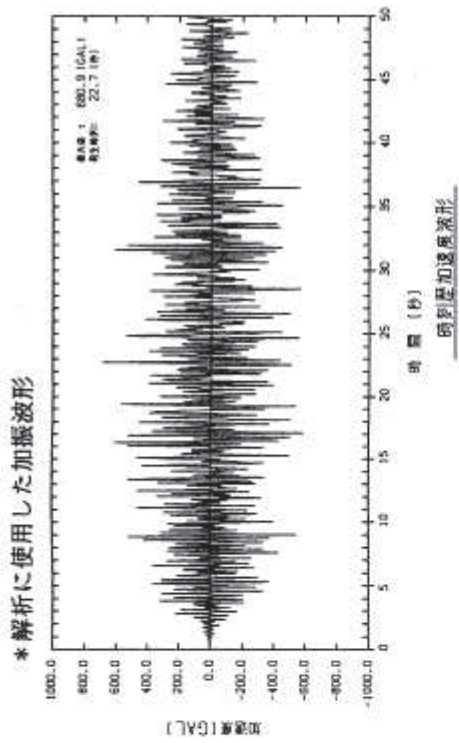
表 8.1-3-1 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (2/2)

評価部位	クランク軸基準軸受	評価項目 (2)	軸受面圧
解析評価内容		<p>解析式</p> 	<p>部分試験による許容P-V線図上で評価。周速は定格回転時 (14.0m/s) 265kg/cd</p>
外観形状			
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	<p>詳細については次頁参照 なお、限界値は許容P-V線図における下限とした。</p>		

$$\text{※裕度} = \frac{\text{限界面圧}}{\text{解析面圧}}$$

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

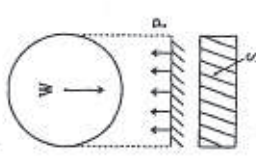
別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部位別の評価結果 (2/34)



(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

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

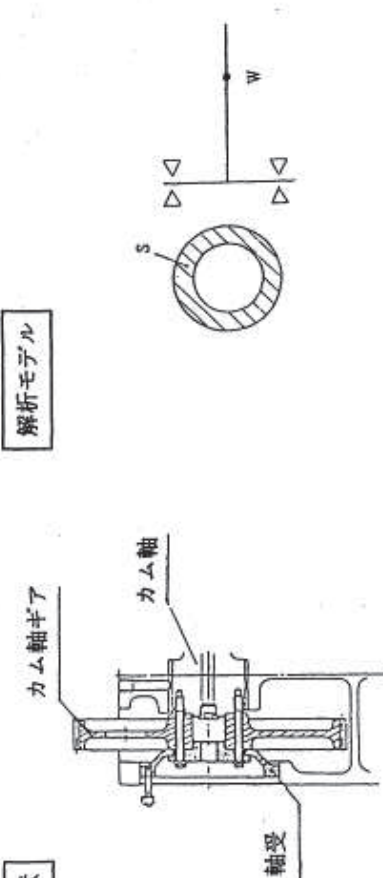
表 8.1-3-2 BWR 高速形の評価部別評価結果 (1/2)

評価部位	カム軸軸受	評価項目	(1)軸受面圧
<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;"> <p>解析式</p> $\alpha^{(H+V)} = (Pa - P) \cdot S / (W / \rho)$ <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 cyI 当り重量 15,044kg </p> </div>			
固有振動数 (カム軸)	水平加速度 α_H	548 Hz	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$
	鉛直加速度 α_V	0.84 ρ	
	評価加速度 α	0.38 ρ	
	裕度 ※	0.92 ρ	
評価結果	1959	○	
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	面圧	450	kg/cm ²
限界値	加速度	1803	ρ

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部別評価結果 (4/34)

表8.1-3-2 BWR高速形の評価部位別評価結果(2/2)

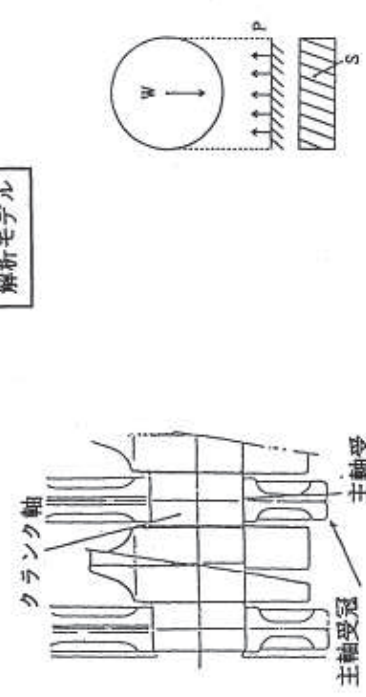
評価部位	カム軸軸受	評価項目	(2)スラスト軸受
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>  <div style="margin-top: 20px;"> <p>解析式</p> $\alpha_H = S \cdot P_a / (W / g)$ <p> W : カム軸全体重量 391 kg S : 軸受投影面積 52.2 cm² P_a : 許容面圧 460 kg/cm² </p> </div>		
評価条件	水平加速度 α_H	鉛直加速度 α_V	評価結果
評価結果	0.84 g	0.38 g	0.84 g
備考	<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \alpha_H$		
許容値	面圧	460 kg/cm ²	
限界値	加速度	61.4 g	

※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 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 (5/34)

表 8.1-3-3 BWR 高速形の評価部位別評価結果

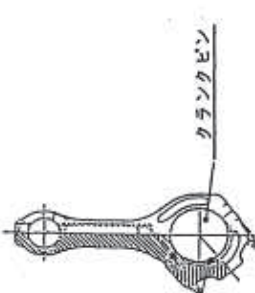
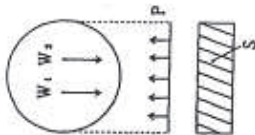
評価部位	主軸受	評価項目	(1)軸受面圧
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外観形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>  <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;"> <p>解析式</p> $\alpha_{(H+V)} = (P_a - P) \cdot S / (W / g)$ <p> Pa : 許容面圧 450 kg/cm² P : 通常運転時軸受面圧 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>		
評価条件	水平加速度 α_H	鉛直加速度 α_V	評価結果
評価結果	0.84 g	0.38 g	0.92 g
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	面圧	450 kg/cm ²	
限界値	加速度	66.56 g	

※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 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 (6/34)

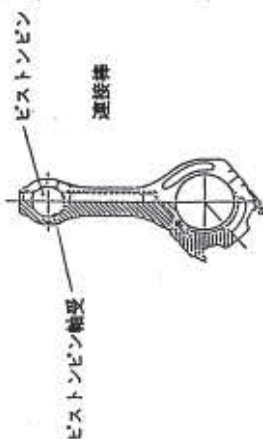
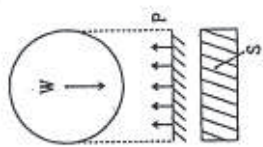
表8.1-3-4 BWR高速形の評価部別評価結果

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="text-align: center;">  <p>クランクピン軸受</p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>解析モデル</p> </div> </div> <div style="text-align: center;"> $\alpha_{(H+V)} = (P_a - P) \cdot S / \{ (W_1 + W_2) / g \}$ <p> P_a : 許容面圧 450 kg/cm² P : 通常運転時軸受面圧 430.7 kg/cm² S : 軸受投影面積 157.5 cm² W_1 : ピストン重量 52.4 kg W_2 : 連接棒重量 62.0 kg </p> </div>			
外形状				
クランクピン軸受				
解析式				
備考				
評価条件	水平加速度 α_H	鉛直加速度 α_V	評価加速度 α	裕度 ※
評価結果	0.84 g	0.38 g	0.92 g	28
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	26.57	g	

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部別別の評価結果 (7/34)

表 8.1-3-5 BWR 高速形の評価部位別評価結果

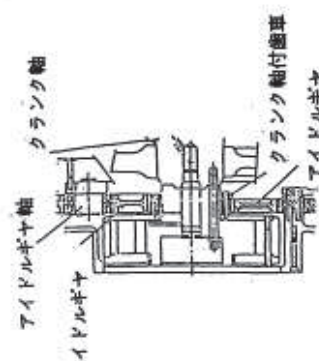
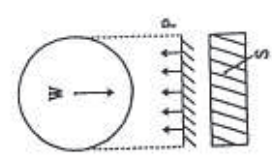
評価部位	ピストンピン軸受	評価項目	(1)軸受面圧		
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p>解析評価内容</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外觀形状</div> <div style="text-align: center;">  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div> <div style="margin-top: 20px;"> <p>解析式</p> $\alpha_{(H+V)} = (P_a - P) \cdot S / (W/g)$ <p> P_a : 許容面圧 450 kg/cm² P : 通常運転時軸受面圧 431 kg/cm² S : 軸受投影面積 133 cm² W : ピストン重量 52.4 kg </p> </div> </div> <div style="width: 45%; text-align: center;">  </div> </div>					
評価条件	水平加速度 α_H	鉛直加速度 α_V	評価加速度 α	裕度 ※	結果
評価結果	0.84 g	0.38 g	0.92 g	52	○
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	48.22 g

※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 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 (8/34)

表8.1-3-6 BWR高速形の評価部位別評価結果 (1/4)

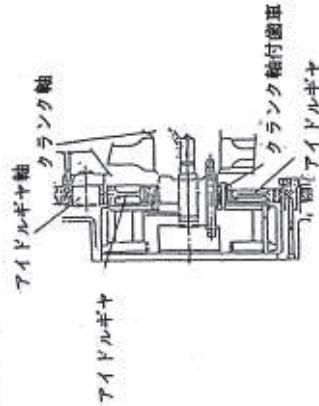
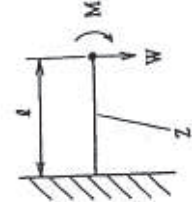
評価部位	ギアリング	評価項目	(1)軸受面圧
<p>解析評価内容</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>外觀形状</p>  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>解析モデル</p>  </div> </div>			
<p>解析式</p> $\alpha_{(H+V)} = (P_a - P) \cdot S / (W / \rho)$ <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>			
		許容値	面圧 450 kg/cm ²
		限界値	加速度 659.53 g
評価条件	水平加速度 α _H	鉛直加速度 α _V	評価結果
評価結果	0.84 g	0.38 g	0.92 g
評価結果	裕度 ※		716
評価結果	結果		○
備考	<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$		

※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 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 (9/34)

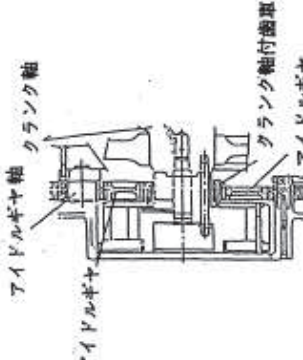
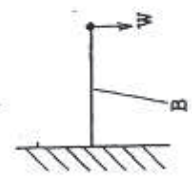
表 8.1-3-6 BWR 高速形の評価部別評価結果 (2/4)

評価部位	ギアリング	評価項目	(2)軸の強度	※裕度 =	限界加速度 I 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;"> <p>外観形状</p>  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>解析モデル</p>  </div> </div>				<table border="1"> <tr> <td>水平加速度 α_H</td> <td>0.84 ϕ</td> </tr> <tr> <td>鉛直加速度 α_V</td> <td>0.38 ϕ</td> </tr> <tr> <td>評価値 α</td> <td>0.92 ϕ</td> </tr> <tr> <td>裕度 ※</td> <td>6200</td> </tr> <tr> <td>結果</td> <td>○</td> </tr> </table>	水平加速度 α_H	0.84 ϕ	鉛直加速度 α_V	0.38 ϕ	評価値 α	0.92 ϕ	裕度 ※	6200	結果	○
水平加速度 α_H	0.84 ϕ														
鉛直加速度 α_V	0.38 ϕ														
評価値 α	0.92 ϕ														
裕度 ※	6200														
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	ϕ												

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部別評価結果 (10/34)

表 8.1-3-6 BWR 高速形の評価部別評価結果 (3/4)

評価部位	ギアリング	評価項目	(3)歯車の強度
<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>外形形状</p>  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>解析モデル</p>  </div> </div>			
<p>解析式</p> $\alpha_{(H+V)} = (\sigma_y - \sigma) / (B \cdot W / g)$ <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>			
		許容値	降伏応力 70 kg/mm ²
		限界値	加速度 98.45 g
評価条件	水平加速度 α_H	船直加速度 α_V	評価結果
	0.84 g	0.38 g	0.92 g
評価結果	裕度 ※		107
備考	<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \alpha_H$		

※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部別別の評価結果 (11/34)

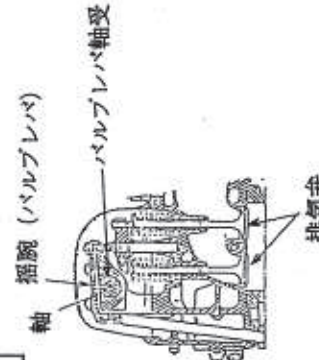
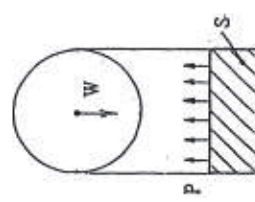
表8.1-3-6 BWR高速形の評価部別評価結果(4/4)

評価部位	ギアリング	評価項目	(4)アイドルギヤスト強度
<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="border: 1px solid black; padding: 5px;"> 外形形状 </div> <div style="text-align: center;"> </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> 解析モデル </div> </div> <div style="width: 45%; text-align: center;"> </div> </div> <div style="margin-top: 20px;"> <p>解析式</p> $\alpha_{(H)} = F_a / (W/g)$ <p> F_a : トマト許容スラスト荷重 2231 kg W : アイドルギヤ重量 19.5 kg </p> </div> </div>			
評価条件	評価結果	備考	
水平加速度 α_H	0.84 g	評価結果	○
鉛直加速度 α_V	0.38 g	評価結果	○
評価加速度 α	0.84 g	評価結果	○
裕度 ※	136	評価結果	○
結果	○	評価結果	○
<p>※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$</p> <p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \alpha_H$			
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 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部別別評価結果 (12/34)

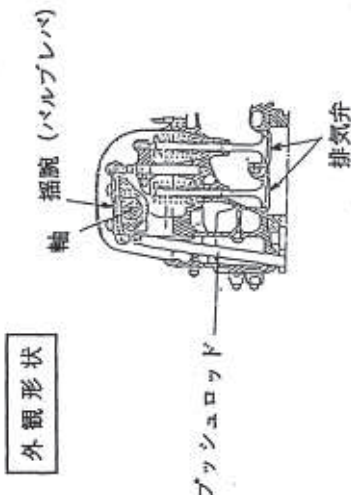
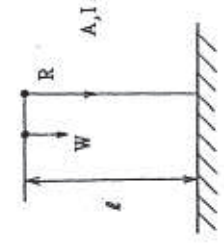
表 8.1-3-8 BWR 高速形の評価部別評価結果 (1/5)

評価部位	動弁装置揺腕	評価項目	(1)バルブレ軸受	限界加速度 I 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;"> <p>外形形状</p>  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>解析モデル</p>  </div> </div>			0.84 g
評価条件	<p>水平加速度 α_H</p> <p>鉛直加速度 α_V</p> <p>評価加速度 α</p> <p>裕度 ※</p> <p>結果</p>			0.38 g
評価結果	<p>778</p> <p>○</p>			0.92 g
備考	<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$			
<p>許容値 面圧 450 kg/cm²</p> <p>限界値 加速度 716.27 g</p>				

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部別別の評価結果 (13/34)


表 8.1-3-8 BWR 高速形の評価部別評価結果 (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	限界加速度 I
<p>※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$</p>				
解析評価内容	<p>外観形状</p>  <p>解析モデル</p> 			
解析式	$\alpha_{(H+V)} = \left\{ \frac{\sigma_c \cdot A}{1 + a \cdot (l/k)^2} - R \right\} \frac{1}{W/g}$ <p> σ_c: 許容応力 3400 kg/cm² A: ブッシュロッド断面積 3.21 cm² 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: $\sqrt{I_x/A}$ 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_x: 断面二次モーメント 2.15 cm⁴ </p>			
評価条件	水平加速度 α_H	始直加速度 α_V	評価加速度 α	0.84 g
評価結果	裕度 ※	結果	2198	○
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	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 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部別別の評価結果 (14/34)

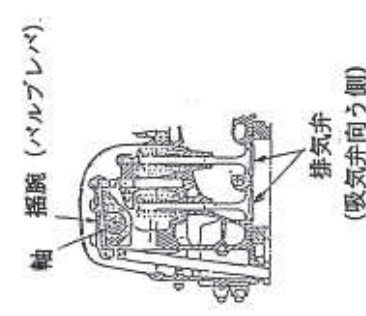
表 8.1-3-8 BWR 高速形の評価部別評価結果 (3/5)

評価部位	動弁装置揺腕	評価項目	(3)バルブレバ強度	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																				
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> 																							
解析式	$\alpha_{(H+V)} = (\sigma_y \cdot Z - M) / l / (W/g)$																							
	<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 10%;">σ_y :</td> <td style="width: 10%;">降伏応力</td> <td style="width: 10%;">80</td> <td style="width: 10%;">kg/mm²</td> </tr> <tr> <td>Z :</td> <td>断面係数</td> <td>35366</td> <td>mm³</td> </tr> <tr> <td>M :</td> <td>通常運転時曲げモーメント</td> <td>145122</td> <td>kg・mm</td> </tr> <tr> <td>l :</td> <td>バルブレバ長さ</td> <td>144</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>W :</td> <td>バルブレバ重量</td> <td>868.75</td> <td>kg</td> </tr> </table>				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
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	許容値	降伏応力	80	kg/mm ²																				
評価結果	限界値	加速度	27.1	g																				
備考	評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$																							
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																						
裕度 ※	29.4																							
結果	○																							

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部別評価結果 (15/34)

表 8.1-3-8 BWR 高速形の評価部別評価結果 (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 =	限界加速度 I 評価加速度
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p>外観形状</p>  <p>軸 揺腕 (バルブレバ) 排気弁 (吸気弁向う側)</p> </div> <div style="width: 45%;"> <p>解析式</p> $\alpha_{(0)} = F_s / (W/g)$ <p>F_s : トメマ許容スラスト荷重 9000 kg W : バルブレバ重量 3.4 kg</p> </div> </div>				
評価条件	水平加速度 α_H	鉛直加速度 α_V	評価値 α	裕度 ※	結果
評価結果	0.84 g	0.38 g	0.84 g	3151	○
備考	<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \alpha_H$				
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 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部別評価結果 (16/34)

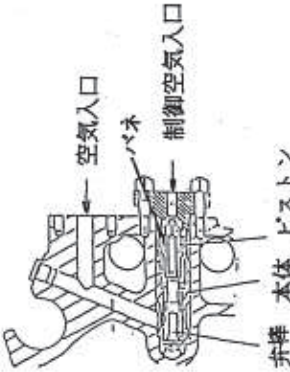
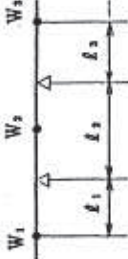
表 8.1-3-8 BWR 高速形の評価部別評価結果 (5/5)

評価部位	動弁装置揺腕	評価項目	(5)動弁装置の追従性
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外形形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>		
備考	<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \alpha_H$ <p>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。</p>		
評価条件	水平加速度 α_H	鉛直加速度 α_V	評価加速度
評価結果	27.3	0.84 φ	0.84 φ
許容値	283.3 kg	荷重	
限界値	22.96 φ	加速度	

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部別別の評価結果 (17/34)

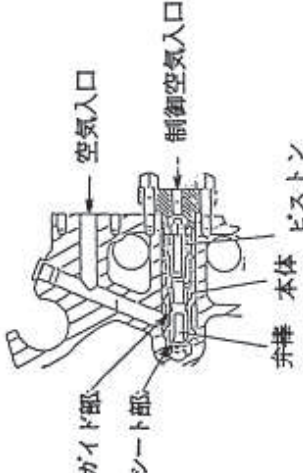
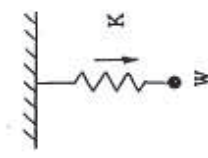
表 8.1-3-9 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (1/2)

評価部位	始動弁	評価項目 (1)弁棒の曲げ	限界加速度 I 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="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析式</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> $\alpha_{H+V} = \frac{\delta}{\ell_0} \left\{ \frac{W_2 / \rho \cdot \ell_2^2}{16 \cdot E \cdot I} - \frac{\ell_2}{6 E I} (2 \cdot W_1 / \rho \cdot \ell_1 + W_2 / \rho \cdot \ell_2) \right\}^{-1}$ <p> W_1, ℓ_1 : シート部からガイド部間質量及び長さ $W_1 = 0.065 \text{ kg}$ $\ell_1 = 52 \text{ mm}$ W_2, ℓ_2 : ガイド部からビストン部間質量及び長さ $W_2 = 0.166 \text{ kg}$ $\ell_2 = 75 \text{ mm}$ W_3, ℓ_3 : ビストン部からバネ部間質量及び長さ $W_3 = 0.055 \text{ kg}$ $\ell_3 = 28 \text{ mm}$ 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> </div> </div> 	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>水平加速度 α_H</td> <td>0.84 ρ</td> </tr> <tr> <td>鉛直加速度 α_V</td> <td>0.38 ρ</td> </tr> <tr> <td>評価加速度 α</td> <td>0.75 ρ</td> </tr> <tr> <td>裕度 ※</td> <td>325</td> </tr> <tr> <td>結果</td> <td>○</td> </tr> </table>	水平加速度 α_H	0.84 ρ	鉛直加速度 α_V	0.38 ρ	評価加速度 α	0.75 ρ	裕度 ※	325	結果	○
水平加速度 α_H	0.84 ρ												
鉛直加速度 α_V	0.38 ρ												
評価加速度 α	0.75 ρ												
裕度 ※	325												
結果	○												
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> $\alpha = \alpha_H \sin 30^\circ + \alpha_V \cos 30^\circ$												

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 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 (18/34)


表8.1-3-9 BWR高速形の評価部別評価結果(2/2)

評価部位	始動弁	評価項目	(2)弁の誤開閉	限界加速度I 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>外觀形状</p>  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>解析式</p> $\alpha_{(H+V)} = K / (W / g)$ <p>K : バネ力 17.15 kg W : 弁重量 0.286 kg</p> </div> </div>				
<p>解析モデル</p> 				
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 g
評価結果	裕度 ※	結果		142
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 $\alpha = \alpha_H \cos 30^\circ - (1 - \alpha_V) \sin 30^\circ$</p>			
許容値	荷重	17.15 kg		
限界値	加速度	59.96 g		

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部別評価結果 (19/34)


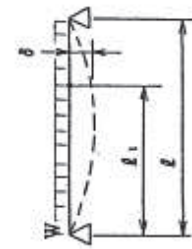
表8.1-3-12 BWR高速形の評価部別評価結果 (1/2)

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	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外形形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div>  <div style="margin-top: 10px;"> $\alpha_{(H+V)} = (F_g - F_k) / (W/\rho)$ <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> </div>			固有振動数 (加減軸)	43.9 Hz						
評価条件	<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td>許容値</td> <td>荷重</td> <td>152.3 kg</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>18.18 g</td> </tr> </table>			許容値	荷重	152.3 kg	限界値	加速度	18.18 g	水平加速度 α_H	0.84 g
許容値	荷重	152.3 kg									
限界値	加速度	18.18 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※	19.7						
備考				結果	○						
備考 評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$											

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 デイゼル発電機 (高速形) の評価部別評価結果 (20/34)

表 8.1-3-12 BWR 高速形の評価部別評価結果 (2/2)

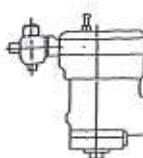
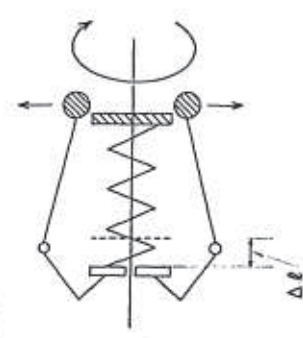
評価部位	ガバナリンク装置	評価項目	②燃料加減軸とコントロールリンクの動き
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p>外観形状</p>  </div> <div style="text-align: center;"> <p>解析モデル</p>  </div> </div>		
解析式	$\alpha_{(H+V)} = \frac{24 \cdot \delta \cdot E \cdot I}{(1 - 2\delta l_1^2 / l^2 + \delta l_1^3 / l^3) \cdot (W / g) \cdot l^2 \cdot l_1}$ <p> δ : ラックみぞグリアランス (mm) E : ヤング係数 (2.1×10^4 kg/mm²) I : 断面二次モーメント (19174.76 mm⁴) 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間距離 (132 mm) l : 加減軸受間距離 (460 mm) </p>		
許容値	変位	0.2 mm	
限界値	加速度	39.18 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	
評価結果	評価値 α	0.92 g	
	裕度 ※	42.5	
	結果	○	
備考	<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$		

※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部別評価結果 (21/34)

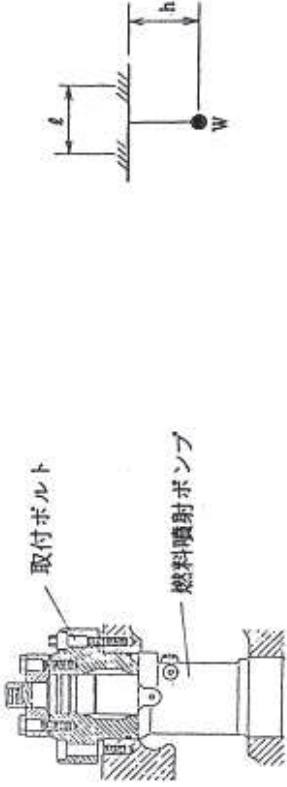
表 8.1-3-20 BWR 高速形の評価部位別評価結果

評価部位	オーバーシフトトリップ装置	評価項目 (1) プランジヤの誤動作	限界加速度 I 評価加速度
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p>外形形状</p>  </div> <div style="text-align: center;"> <p>解析モデル</p>  </div> </div> <p>フライウエイト プランジヤ</p> <p>コントロールポート</p>	<p>固有振動数 (プランジヤ)</p> <p>水平加速度 α_H</p> <p>鉛直加速度 α_V</p> <p>評価加速度 α</p> <p>裕度 ※</p> <p>結果</p>	<p>20 Hz 以上</p> <p>0.84 g</p> <p>0.38 g</p> <p>0.84 g</p> <p>97.6</p> <p>○</p>
解析式	$\alpha_{(H)} = \Delta \ell / \delta$ <p>$\Delta \ell$: 動作するまでの距離 1.04 mm δ : 1/8 により移動する距離 0.0127 mm</p>	<p>許容値 変位 1.04 mm</p> <p>限界値 加速度 82 g</p>	<p>※裕度 =</p>
備考	<p>評価加速度 (α) の算出式</p> <p>$\alpha = \alpha_H$</p>		

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 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 (22/34)

表 8.1-3-21 BWR 高速形の評価部別評価結果 (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	<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> 			
解析式	$\alpha(\sigma) = \frac{(\sigma_y - \sigma) \cdot A \cdot N \cdot \ell - (1 + \alpha_v) \cdot W / g \cdot \sin 30^\circ \cdot h + (1 + \alpha_v) \cdot W / g \cdot \cos 30^\circ \cdot \ell / 2}{W / g \cdot (\cos 30^\circ \cdot h + \sin 30^\circ \cdot \ell / 2)}$ <p> σ_y : 降伏応力 50 kg/mm² σ : (取付応力) + (運転時応力) 39.5 kg/mm² A : ボルト断面積 110 mm² 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 27.09kg 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 0.4g </p>			
許容値	降伏応力	50	kg/mm ²	
限界値	加速度	43	g	
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 ※	51.1		
評価結果	結果	○		
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 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部別評価結果 (23/34)

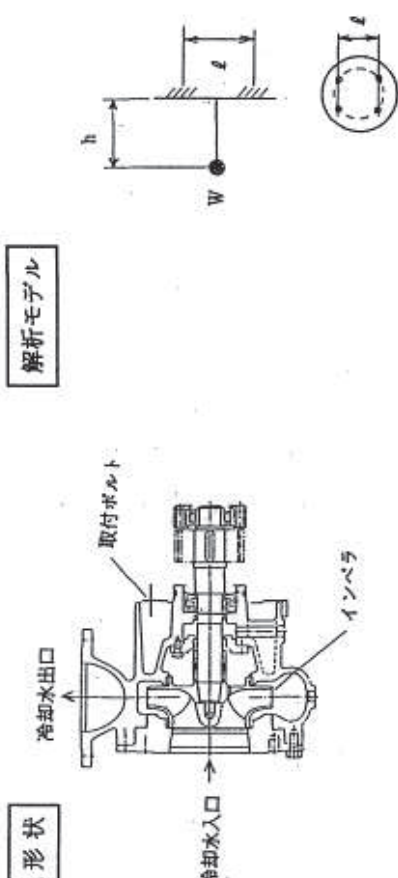
表 8.1-3-21 BWR 高速形の評価部位別評価結果 (2/2)

評価部位	燃料噴射ポンプ	評価項目	(2)ファンダとローラの速硬性	限界加速度 I																	
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="text-align: center;"> </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div> <div style="margin-top: 20px; text-align: center;"> </div> <div style="margin-top: 20px;"> $\alpha_{(H+V)} = \frac{K}{W/g} - \alpha_R$ <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> </div>			<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td>許容値</td> <td>荷重</td> <td>92.23 kg</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>49.6 g</td> </tr> </table>	許容値	荷重	92.23 kg	限界値	加速度	49.6 g	<table border="1" style="width: 100%;"> <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>0.12 g</td> </tr> <tr> <td>裕度 ※</td> <td>413</td> </tr> <tr> <td>結果</td> <td>○</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	0.12 g	裕度 ※	413	結果	○
許容値	荷重	92.23 kg																			
限界値	加速度	49.6 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	0.12 g																				
裕度 ※	413																				
結果	○																				
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 $\alpha = \alpha_H \sin 30^\circ + (\alpha_V - 1) \cos 30^\circ$</p>			※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$																	

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 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 (24/34)


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												
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外形形状</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">解析モデル</div> </div> 														
解析式	$\alpha_{(H+V)} = \frac{(\sigma_y - \sigma) \cdot A}{(W/g) \cdot h / 2l}$ <p> σ_y : 降伏応力 σ : 締付応力 + 運転時応力 A : ボルト断面積 W : 冷却水ポンプ重量 h : 取付面からボルトまでの距離 l : 一番下のボルトから一番上のボルトまでの距離 </p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>24</td> <td>kg/mm²</td> </tr> <tr> <td>14.57</td> <td>kg/mm²</td> </tr> <tr> <td>144.2</td> <td>mm²</td> </tr> <tr> <td>80</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>157.5</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>230</td> <td>mm</td> </tr> </table>			24	kg/mm ²	14.57	kg/mm ²	144.2	mm ²	80	kg	157.5	mm	230	mm
24	kg/mm ²														
14.57	kg/mm ²														
144.2	mm ²														
80	kg														
157.5	mm														
230	mm														
許容値	降伏応力	24	kg/mm ²												
限界値	加速度	49.6	g												
固有振動数 (ポンプ軸)	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$														
水平加速度 α_H	197 Hz														
鉛直加速度 α_V	0.84 g														
評価加速度 α	0.38 g														
裕度 ※	0.92 g														
評価結果	53.9														
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綱型の場合、転倒に對する中立軸の位置は、JEG4601の手法で解析する場合は同等であり、従って限界加速度もJEG4601の手法で解析する場合は同等である。 </p>														

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 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 (25/34)

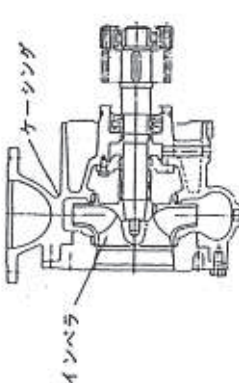
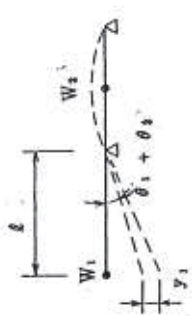
表 8.1-3-22 BWR 高速形の評価部別評価結果 (2/3)

評価部位	冷却水ポンプ	評価項目	(2)軸受荷重	限界加速度 I					
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 $\alpha^{(H)} = \frac{C_0 / 5 - P_0}{Y_0 \cdot (W_1 + W_2)} / g$ <p> C₀ : 軸受基本許定荷重 3200 kg P₀ : 運転時軸受等価荷重 (垂直加速度0.4 gを含む) 303.54 kg Y₀ : 係数 0.5 W₁ : (冷却車+軸) 重量 14.794 kg W₂ : (輪+歯車) 重量 8.698 kg </p> </div> <table border="1" style="width: 100%; margin-top: 10px;"> <tr> <td>許容値</td> <td>荷重</td> <td>640 kg</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>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							

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部別評価結果 (26/34)

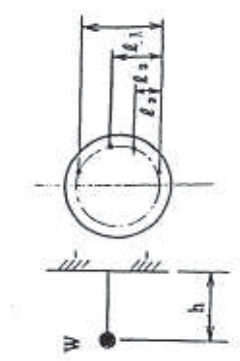
表8.1-3-22 BWR高速形の評価部位別評価結果 (3/3)

評価部位	冷却水ポンプ	評価項目 (3)ケーシングとインベラの干渉	※裕度 = $\frac{\text{限界加速度 I}}{\text{評価加速度}}$
解析評価内容	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> 外形形状  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> 解析モデル  </div> </div>		0.84 φ
水平加速度 α _H			0.38 φ
鉛直加速度 α _V			0.92 φ
評価加速度 α			94.8
裕度 ※			○
評価結果			
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	変位	0.22 mm	
限界値	加速度	87.28 φ	
解析式	$\alpha_{(H+V)} = \Delta l / \{ y_1 + l (\theta_1 + \theta_2) \}$ <p> Δl : インベラとケーシングのクリアランス (mm) W₁ : (羽根車+軸) 重量 (kg) W₂ : (軸+歯車) 重量 (kg) l : インベラから軸受までの距離 (mm) y₁ : W₁ によるたわみ量 (-3.766×10⁻³ mm) θ₁ : W₁ による①部のたわみ角 (-1.148×10⁻⁶ rad) θ₂ : W₂ による②部のたわみ角 (1.101×10⁻⁶ rad) </p>		

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 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 (27/34)

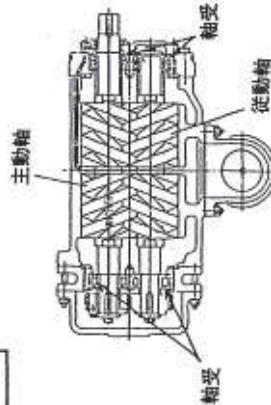
表 8.1-3-23 BWR 高速形の評価部別評価結果 (1/3)

評価部位	潤滑油ポンプ	評価項目	(1)取付ボルト強度	限界加速度 I 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;"> $\alpha_{(H+V)} = \frac{(\sigma_v - \sigma) \cdot A}{(W/g) \cdot h \cdot \ell_1 / 2 (\ell_1^2 + \ell_2^2 + \ell_3^2)^{-1}}$ <ul style="list-style-type: none"> σ_v : 降伏応力 σ : 締付応力+運転時応力 A : ボルト断面積 W : 潤滑油ポンプ重量 h : 取付面から重心までの距離 ℓ_1 : 一番下のボルトから一番上のボルトまでの距離 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 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 </div>	固有振動数 (ボルト軸)	526 Hz	
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 g 0.38 g 0.92 g
評価結果	裕度 ※	結果	108	○
備考	<p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ <p>据付側も機器と同一の鑄製の場合、転倒に対する中立軸の位置は、JIS B 4501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 JIS B 4501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 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部別評価結果 (28/34)

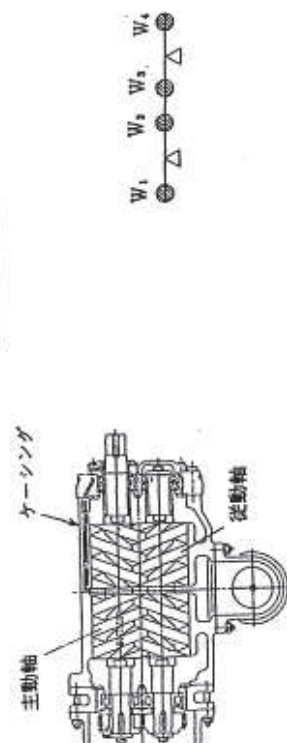
表 8.1-3-23 BWR 高速形の評価部別評価結果 (2/3)

評価部位	潤滑油ポンプ	評価項目	(2)軸受荷重	限界加速度 I 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="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;"> <p>解析式</p> $\alpha^{(W)} = \frac{C_0 - P_0}{X_0 \cdot (W/g)}$ <p> C₀ : 軸受基本定格荷重 P₀ : 運転時軸受静等価荷重 (垂直加速度0.4gを含む) X₀ : 係数 W : 主動軸重量 </p> </div> </div> <div style="width: 45%; text-align: right;"> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: 0;"> <tr> <td>許容値</td> <td>荷重</td> <td>8650 kg</td> </tr> <tr> <td>限界値</td> <td>加速度</td> <td>331.7 g</td> </tr> </table> </div> </div>					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								
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 g						
評価結果	裕度 ※	結果		394						
備考	評価加速度 (α) の算出式 α = α _H									

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部別評価結果 (29/34)

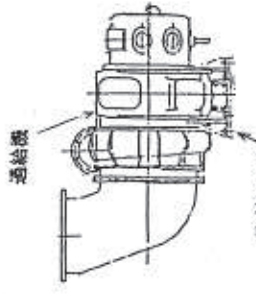
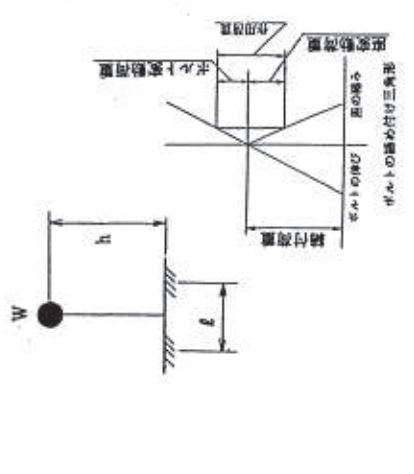
表 8.1-3-23 BWR 高速形の評価部別評価結果 (3/3)

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	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外形形状</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> <p style="margin-left: 20px;">線形モデル FEM 解析</p> <p>但し*</p> <table style="margin-left: 20px;"> <tr> <td>W₁ :</td> <td>歯車重量</td> <td>7</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>W₂ :</td> <td>スクリュー重量</td> <td>21</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>W₃ :</td> <td>スクリュー重量</td> <td>21</td> <td>kg</td> </tr> <tr> <td>W₄ :</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
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																	
評価条件	<table border="1" style="width: 100%;"> <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>0.92 g</td> </tr> <tr> <td>裕度 ※</td> <td>77.3</td> </tr> <tr> <td>結果</td> <td>○</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	0.92 g	裕度 ※	77.3	結果	○						
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																			
裕度 ※	77.3																			
結果	○																			
評価結果	○																			
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	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 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部別評価結果 (30/34)


表 8.1-3-24 BWR 高速形の評価部別評価結果 (1/4)

評価部位	過給機	評価項目	(1)取付ボルト強度	限界加速度 II 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;"> <p>外形形状</p>  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>解析モデル</p>  </div> </div>			
解析式	$\alpha_{(H)} = \frac{1}{2.01} (\sigma_y + 0.295)$ $\sigma_y \text{ 降伏応力}$			
許容値	降伏応力	50	kg/mm ²	
限界値	加速度	25.0	g	
固有振動数 (ロータ軸)				125 Hz
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			○
備考	<p>評価加速度 (α) の算出式</p> <p>$\alpha = \alpha_H$</p> <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 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部別別評価結果 (31/34)

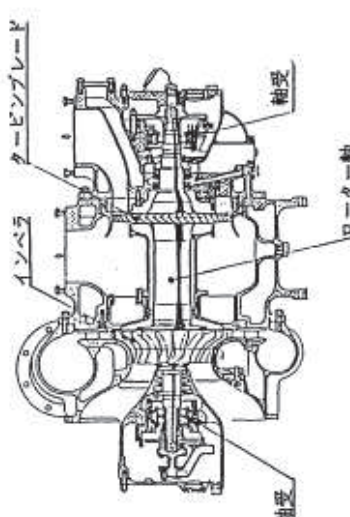
表 8.1-3-24 BWR 高速形の評価部別評価結果 (2/4)

評価部位	過給機	評価項目	(2)支持脚の強度	限界加速度 I																																																				
<p>解析評価内容</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;">外形形状</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;"> <p>解析式</p> $\alpha_H = \frac{\sigma_y - \sigma}{2} \left\{ \frac{(W/Z) \cdot h}{2 \cdot Z} + W/Z \sqrt{(h/2Z)^2 + 4(1/2/A)^2} \right\}$ <table border="0" style="width: 100%; font-size: small;"> <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>: 支持脚断面積</td> <td>5900000</td> <td>mm²</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>: 支持脚断面積</td> <td>15600</td> <td>mm²</td> </tr> </table> </div> <table border="1" style="width: 100%; margin-top: 10px;"> <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>				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	: 支持脚断面積	5900000	mm ²	A	: 支持脚断面積	15600	mm ²	許容値	降伏応力	24	kg/mm ²	限界値	加速度	462.5	g	<table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td>水平加速度 α_H</td> <td>加速度</td> <td>0.84</td> <td>g</td> </tr> <tr> <td>鉛直加速度 α_V</td> <td>加速度</td> <td>0.38</td> <td>g</td> </tr> <tr> <td>評価値 α</td> <td>加速度</td> <td>0.84</td> <td>g</td> </tr> <tr> <td>裕度 ※</td> <td></td> <td>550</td> <td></td> </tr> <tr> <td>結果</td> <td></td> <td>○</td> <td></td> </tr> </table>	水平加速度 α_H	加速度	0.84	g	鉛直加速度 α_V	加速度	0.38	g	評価値 α	加速度	0.84	g	裕度 ※		550		結果		○	
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	: 支持脚断面積	5900000	mm ²																																																					
A	: 支持脚断面積	15600	mm ²																																																					
許容値	降伏応力	24	kg/mm ²																																																					
限界値	加速度	462.5	g																																																					
水平加速度 α_H	加速度	0.84	g																																																					
鉛直加速度 α_V	加速度	0.38	g																																																					
評価値 α	加速度	0.84	g																																																					
裕度 ※		550																																																						
結果		○																																																						
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 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部別評価結果 (32/34)

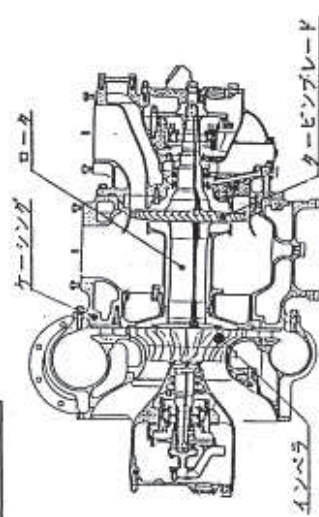

表8.1-3-24 BWR高速形の評価部別評価結果 (3/4)

評価部位	過給機	評価項目 (3)軸受荷重	限界加速度 I 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>外形形状</p>  </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>解析式</p> $\alpha_{(H)} = \frac{C_0 / 5 - P_0}{Y_0 \cdot (W / g)}$ <p> C₀ : 軸受基本許容荷重 P₀ : 運転時軸受静荷重 (軸直方向加速度0.4gを含む) Y₀ : 係数 W : ローター完成品重量 </p> </div> </div>			
評価条件	水平加速度 α _H	鉛直加速度 α _V	0.84 g
評価結果	評価値	許容値	0.38 g
備考	評価結果	荷重	0.84 g
	結果	限界値	40.0
		加速度	○
<p>備考</p> <p>評価加速度 (α) の算出式</p> $\alpha = \alpha_H$			
		許容値	969.6 kg
		限界値	33.6 g

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-3 図 ディーゼル発電機 (高速形) の評価部別別の評価結果 (33/34)

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				
外形形状				
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>			
水平加速度 α_H				0.84 g
鉛直加速度 α_V				0.38 g
評価値 α				0.92 g
裕度 ※				52.0
評価結果				○
備考	評価加速度 (α) の算出式 $\alpha = \sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$			
許容値	変位	0.3 mm		
限界値	加速度	47.9 g		

(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 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 (34/34)

(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1-5表に示す。

別添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

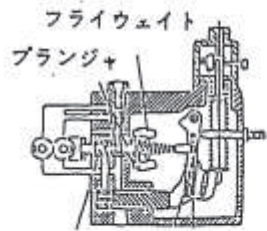
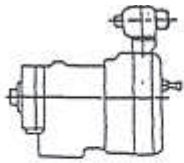
女川原子力発電所第2号機の非常用ディーゼル機関は、中速形であるが、オーバースピードトリップ装置については高速形に使われている装置を採用している。構造の差異について別添1-4図に示す。オーバースピードトリップ装置に係る耐震評価は、地震慣性力が負荷した際に、慣性力によって誤動作が発生するかを確認している。

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1-2図(22/34)と別添1-3図(22/34)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。

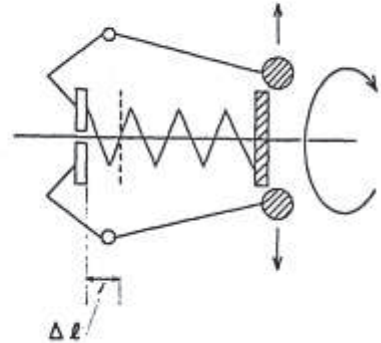
枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

外觀形状



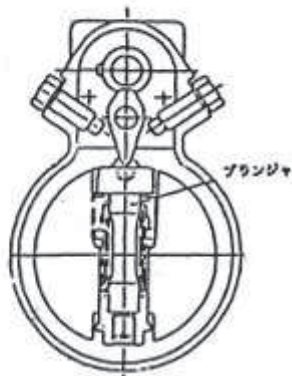
コントロールポート

解析モデル



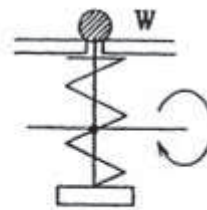
(高速形)

外觀形状



(中速形)

解析モデル



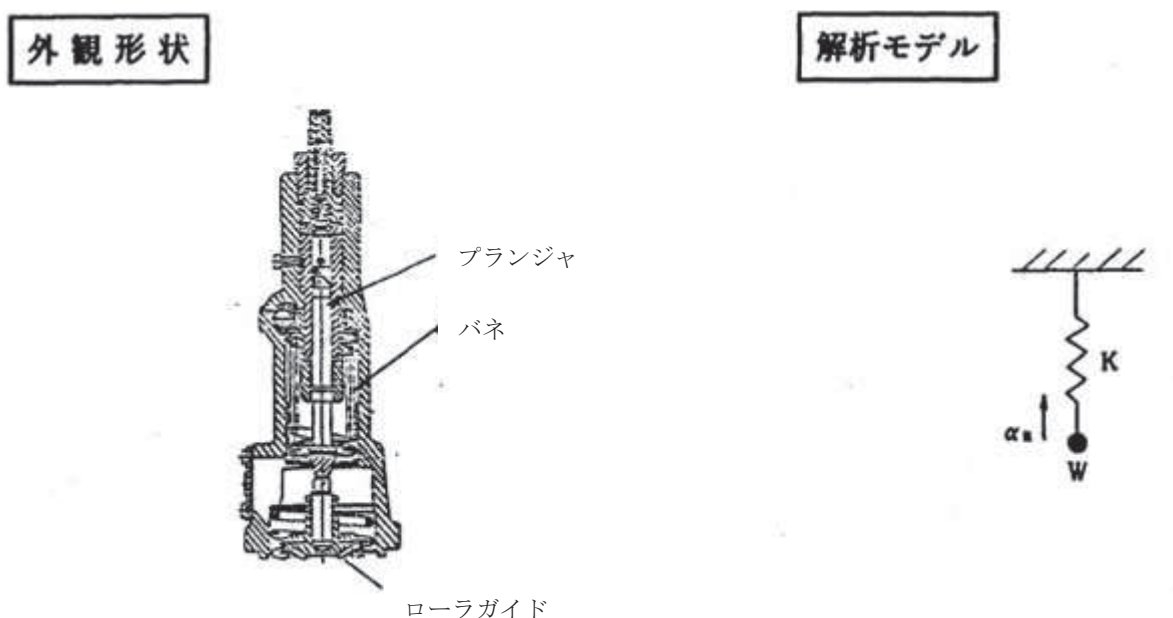
(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 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 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。



(耐震信頼性実証試験報告書より抜粋)

別添 1-5 図 燃料噴射ポンププランジャの概要

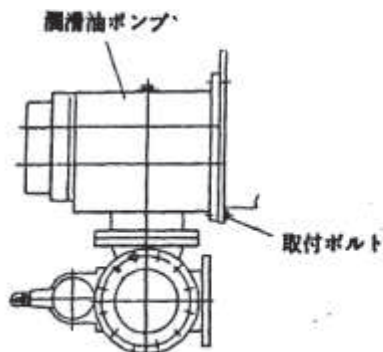
c. 潤滑油ポンプ／取付ボルト強度

潤滑油ポンプの取付ボルトについて別添 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。

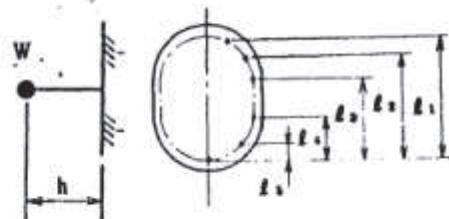
女川原子力発電所第 2 号機の非常用ディーゼル機関で採用している潤滑油ポンプ取付ボルトの耐震信頼性実証試験からの変更点は、 [] から [] へ材料を変更したことでボルトの降伏応力を [] 倍に向上させたものであり耐震評価においては裕度が大きくなる変更点となっていることから、本設備に対して耐震信頼性実証試験の知見を適用することが可能である。

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)

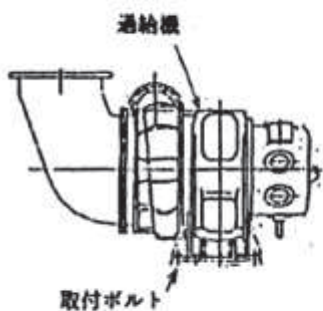
別添 1-6 図 潤滑油ポンプ取付ボルトの概要

d. 過給機／取付ボルト強度

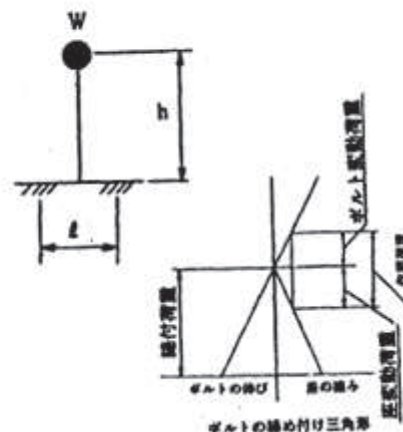
過給機の取付ボルトについて別添 1-7 図に構造概要を示す。過給機取付ボルトに係る耐震評価は、ボルトの構造強度評価を実施している。

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 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1-6表に、高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関は別添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、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1-6表及び別添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。

別添 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 1.67m/s², α_V は鉛直方向加速度 1.17m/s², gは重力加速度 9.8m/s²を表す。

別添 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	軸の強度 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 $(\sigma_y \cdot Z - M) / (\ell_1 \cdot \ell_2 / \ell) / (W/g)$ σ_y : 降伏応力 [kgf/mm ²], Z: カム軸断面係数 [mm ³] 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]	2.04	203.8	99.9
	歯車の強度 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 $(\sigma_y - \sigma) / (B \cdot W/g)$ σ_y : 降伏応力 [kgf/mm ²], σ : 運転時応力 [kgf/mm ²] B: 係数, W: アイドルギヤ重量 [kg]	2.04	252.7	123.8
	アイドルギヤスラスト強度 評価用加速度 α_H 限界加速度 $(\sigma_y - \sigma) / (B \cdot W/g)$ σ_y : 降伏応力 [kgf/mm ²], σ : 運転時応力 [kgf/mm ²] B: 係数, W: アイドルギヤ重量 [kg]	1.67	305	182.6
動弁装置揺腕	バルブレバー軸受 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: バルブレバー重量 [kg]	2.04	1305	639.7
	プッシュロッド強度 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 $\left\{ \frac{\sigma_c \cdot A}{1 + a \cdot (\ell/k)^2} - R \right\} \frac{1}{W/g} - g$ σ_c : 許容座屈応力 [kgf/cm ²], A: プッシュロッド断面積 [cm ²] 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 [cm ⁴]	2.04	1464	717.6

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

別添 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*	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] $a_1 = \pm \sin \theta_1$, $a_2 = \pm \sin \theta_2$, $b_1 = - (1 \pm \alpha) \cos \theta_1$ $b_2 = (1 \pm \alpha) \cos \theta_2$, 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	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 $\frac{\delta}{\ell_2} \left\{ \frac{W_2/g \cdot \ell_2^2}{16 \cdot E \cdot I} - \frac{\ell_2}{6E \cdot I} (2 \cdot W_1/g \cdot \ell_1 + W_2/g \cdot \ell_2) \right\}^{-1}$ 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*: α_H は水平方向加速度 1.67m/s², α_V は鉛直方向加速度 1.17m/s², gは重力加速度 9.8m/s²を表す。

別添 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*	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	プランジャの誤動作 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	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 $\frac{(\sigma_y - \sigma) A \cdot N \cdot \ell - (1 + \alpha_V) W / g \sin 13.5^\circ \cdot h + (1 + \alpha_V) W / g \cos 13.5^\circ \cdot \ell / 2}{W / g \cdot (\cos 13.5^\circ \cdot h + \sin 13.5^\circ \cdot \ell / 2)}$ 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
	プランジャ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]	0.56	4.65	8.3

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

別添 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 (-)
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 $\frac{(\sigma_y - \sigma) \cdot A}{(W/g) \cdot h \cdot \ell_1 / 2 (\ell_1^2 + \ell_2^2 + \ell_3^2 + \ell_4^2 + \ell_5^2)^{-1}}$ 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 : 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]	2.04	51.4	25.1
	軸受荷重 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 : 軸重量 [kg]			
	ケーシングとインペラの干渉 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 $\Delta \ell / \{y_1 + \ell (\theta_1 + \theta_2)\}$ $\Delta \ell$: 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]	2.04	75.6	37.0

注記*: α_H は水平方向加速度 1.67m/s², α_V は鉛直方向加速度 1.17m/s², 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 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*	機能維持評価用加速度	限界加速度	裕度 (-)
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*: α_H は水平方向加速度 1.67m/s², α_V は鉛直方向加速度 1.17m/s², 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 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*	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 $\frac{\sigma_y - \sigma}{\frac{1}{2} \left\{ \frac{(W/g) \cdot h}{2 \cdot Z} + W/g \sqrt{(h/2Z)^2 + 4(1/2/A)^2} \right\}}$ 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	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 1.67m/s², α_V は鉛直方向加速度 1.17m/s², 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 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)

(×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	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 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] P _a : 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 $(P_a - P) \cdot S / (W/g)$ 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	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 $(P_a - P) \cdot S / (W/g)$ 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	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 $(P_a - P) \cdot S / \{(W_1 + W_2) / g\}$ 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 : 連結棒重量 [kg]	2.04	26.57	13.0
ギャリング	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: アイドルギャ重量 [kg]	2.04	659.53	323.2

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

別添 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)

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

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 (-)
ギヤリング	軸の強度 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: カム軸断面係数 [mm ³] M: 通常運転時曲げモーメント [kgf・mm] ℓ : 荷重点までの距離 [mm], W: アイドルギヤ重量 [kg]	2.04	5704.09	2796.1
	歯車の強度 評価用加速度 α_H 限界加速度 $(\sigma_y - \sigma) / (B \cdot W/g)$ σ_y : 降伏応力 [kgf/mm ²], σ : 運転時応力 [kgf/mm ²] B: 係数, W: アイドルギヤ重量 [kg]	1.67	98.45	58.9
	アイドルギヤスラスト強度 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: アイドルギヤ重量 [kg]	1.67	114.41	68.5
動弁装置揺腕	バルブレバ軸受 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: バルブレバ重量 [kg]	2.04	716.27	351.1
	プッシュロッド強度 評価用加速度 $\sqrt{\alpha_H^2 + \alpha_V^2}$ 限界加速度 $\left\{ \frac{\sigma_c \cdot A}{1 + a \cdot (\ell/k)^2} - R \right\} \frac{1}{W/g} - g$ σ_c : 許容座屈応力 [kgf/cm ²] A: プッシュロッド断面積 [cm ²] 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 [cm ⁴]	2.04	2022.97	991.6
	バルブレバ強度 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 : バルブレバ長さ [mm], W: バルブレバ重量 [kg]	2.04	27.1	13.2

注記*: α_H は水平方向加速度 1.67m/s^2 , α_V は鉛直方向加速度 1.17m/s^2 , gは重力加速度 9.8m/s^2 を表す。

別添 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*	機能維持評価用加速度	限界加速度	裕度 (-)
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] $a_1 = \pm \sin \theta_2$, $a_2 = \pm \sin \theta_2$, $b_1 = - (1 \pm \alpha_v) \cos \theta_2$, $b_2 = (1 \pm \alpha_v) \cos \theta_2$, α_v : 垂直方向加速度	1.67	38.2	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*: α_H は水平方向加速度 1.67m/s², α_V は鉛直方向加速度 1.17m/s², g は重力加速度 9.8m/s²を表す。

別添 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*	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 $\frac{(\sigma_y - \sigma)A \cdot N \cdot \ell - (1 + \alpha)VW/g \sin 30^\circ \cdot h + (1 + \alpha)W/g \cos 30^\circ \cdot \ell/2}{W/g \cdot (\cos 30^\circ \cdot h + \sin 30^\circ \cdot \ell/2)}$ 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	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* : α_Hは水平方向加速度 1.67m/s², α_Vは鉛直方向加速度 1.17m/s², gは重力加速度 9.8m/s²を表す。

別添 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*	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*: α_H は水平方向加速度 1.67m/s², α_V は鉛直方向加速度 1.17m/s², 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 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*	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 $\frac{1}{2.01}(\sigma_y + 0.295)$ 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*: α_H は水平方向加速度 1.67m/s², α_V は鉛直方向加速度 1.17m/s², 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。

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 3-1 図に、油面レベルと吸込配管の位置関係を別添 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。

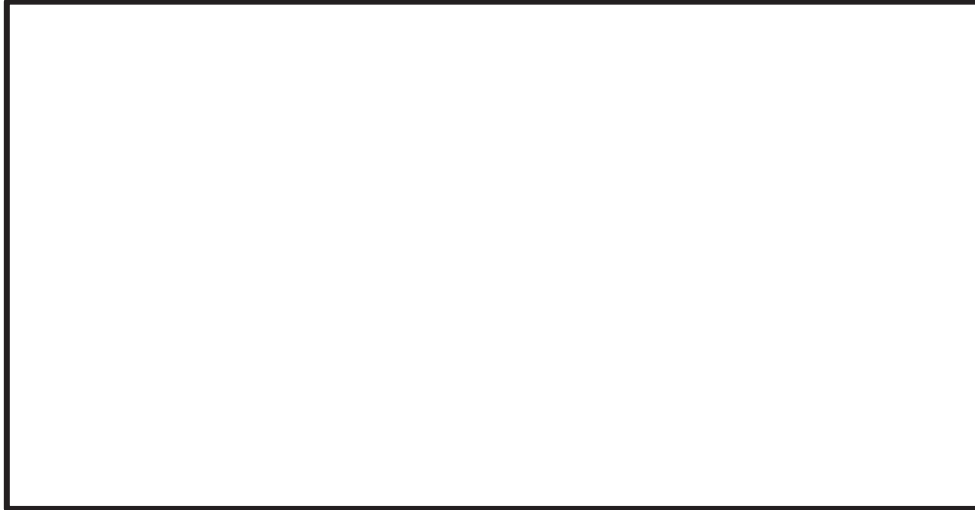


別添 3-1 図 非常用ディーゼル機関の潤滑油サンプルタンク概要図

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。

2.2.1 潤滑油サンプタンク内のスロッシング固有周期

潤滑油サンプタンクのスロッシング固有周期は、以下の円筒タンク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]

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。

* [出典] 機械工学便覧 α. 基礎編 (日本機械学会, 2007)

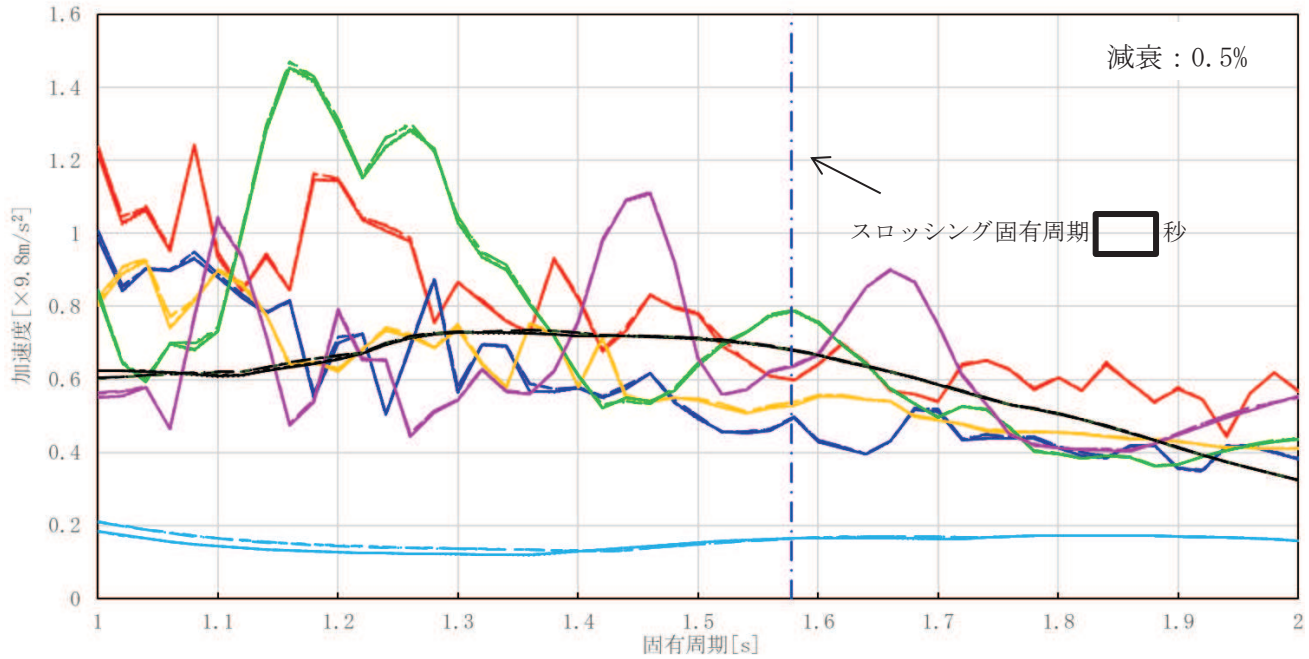
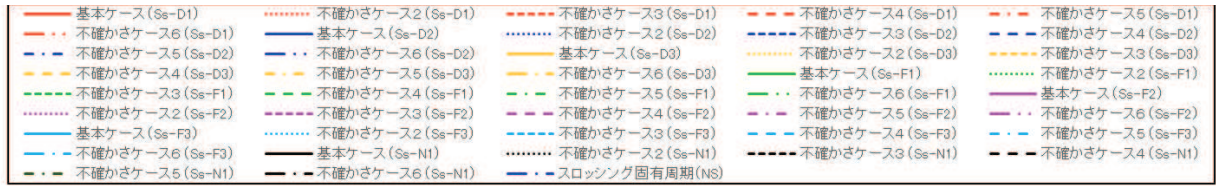
2.2.2 スロッシング解析に適用する地震動の選定

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、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。

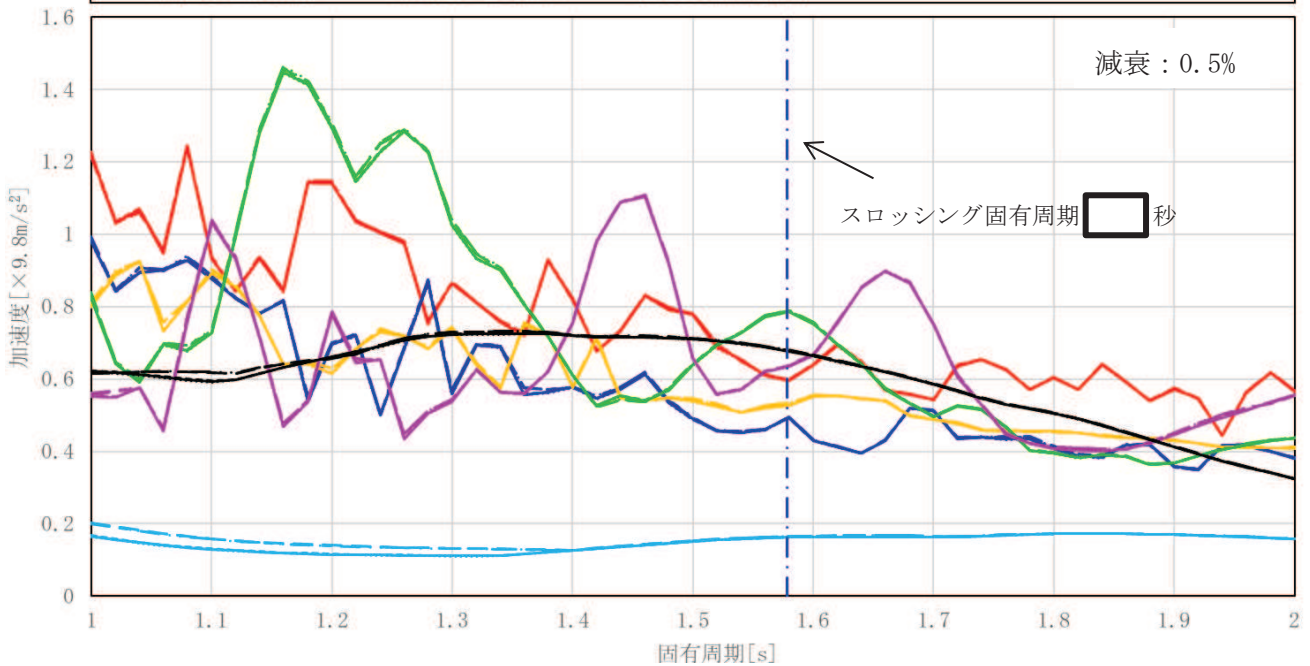
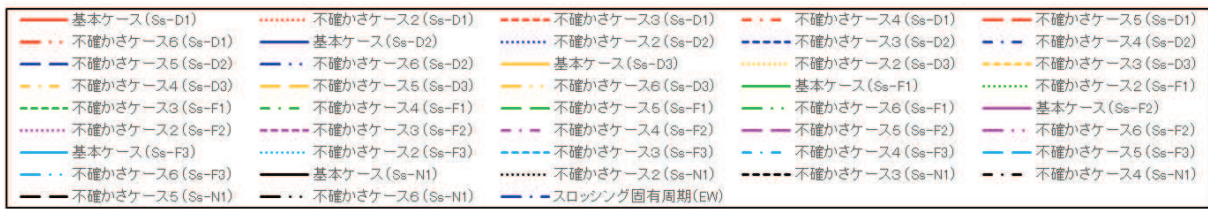
潤滑油サンプタンクのスロッシング固有周期と基準地震動 S_s の床応答スペクトルの比較結果を別添 3-3 図及び別添 3-4 図に示す。スロッシング固有周期で最大加速度となる地震動は、NS, EW 方向共に $S_s - F1$ となることを確認した。また、 $S_s - F1$ の地震応答において、スロッシング固有周期では原子炉建屋の地震応答解析における基本ケースと材料物性等の不確かさケースに差は見られないことも確認した。

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 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。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

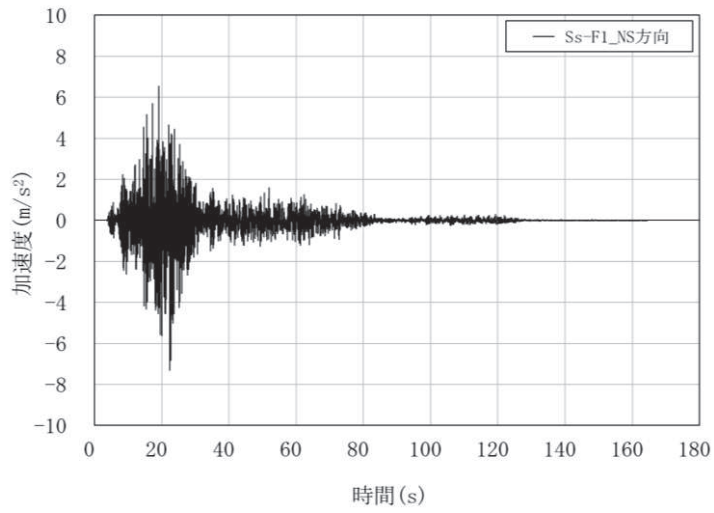


別添 3-3 図 基準地震動 S s (7 波) と潤滑油サンプタンクのスロッシング固有周期の関係 (NS 方向)

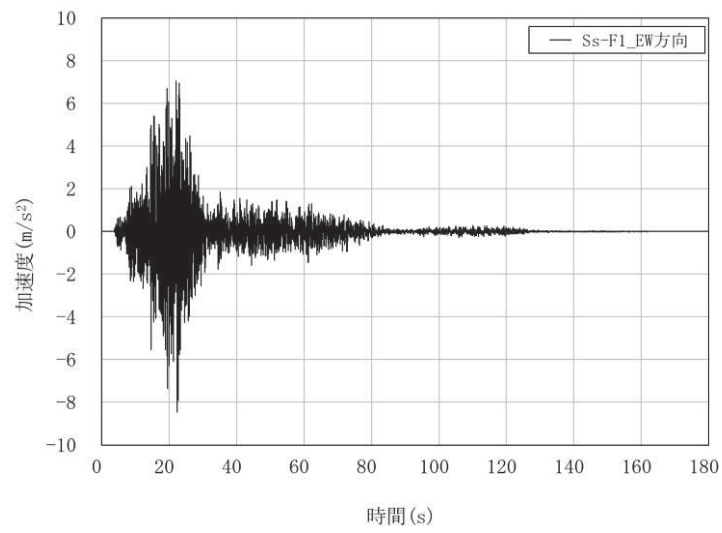


別添 3-4 図 基準地震動 S s (7 波) と潤滑油サンプタンクのスロッシング固有周期の関係 (EW 方向)

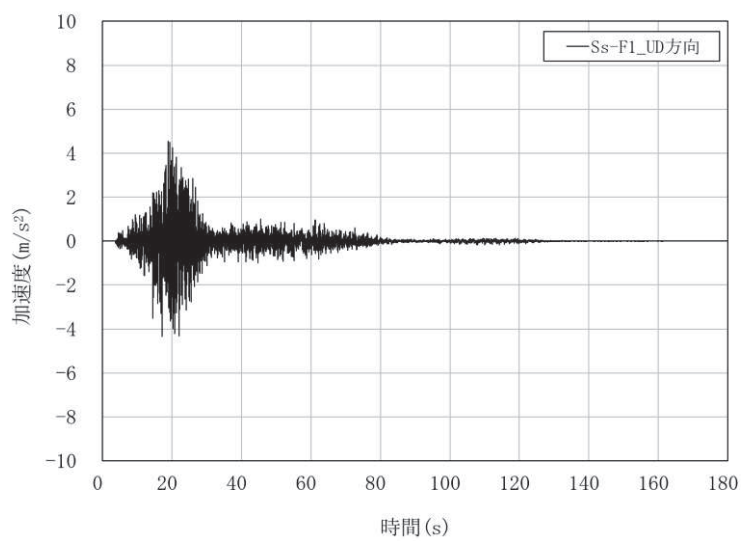
枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



(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 3-5 図 基準地震動 S_s - F1 (基本ケース) の時刻歴加速度波形

(別紙 2-5) 別添 3-6

2.2.3 解析方法

潤滑油サンプタンクは別添 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 (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。

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 3-1 表に示す。また、解析モデル図について、別添 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。

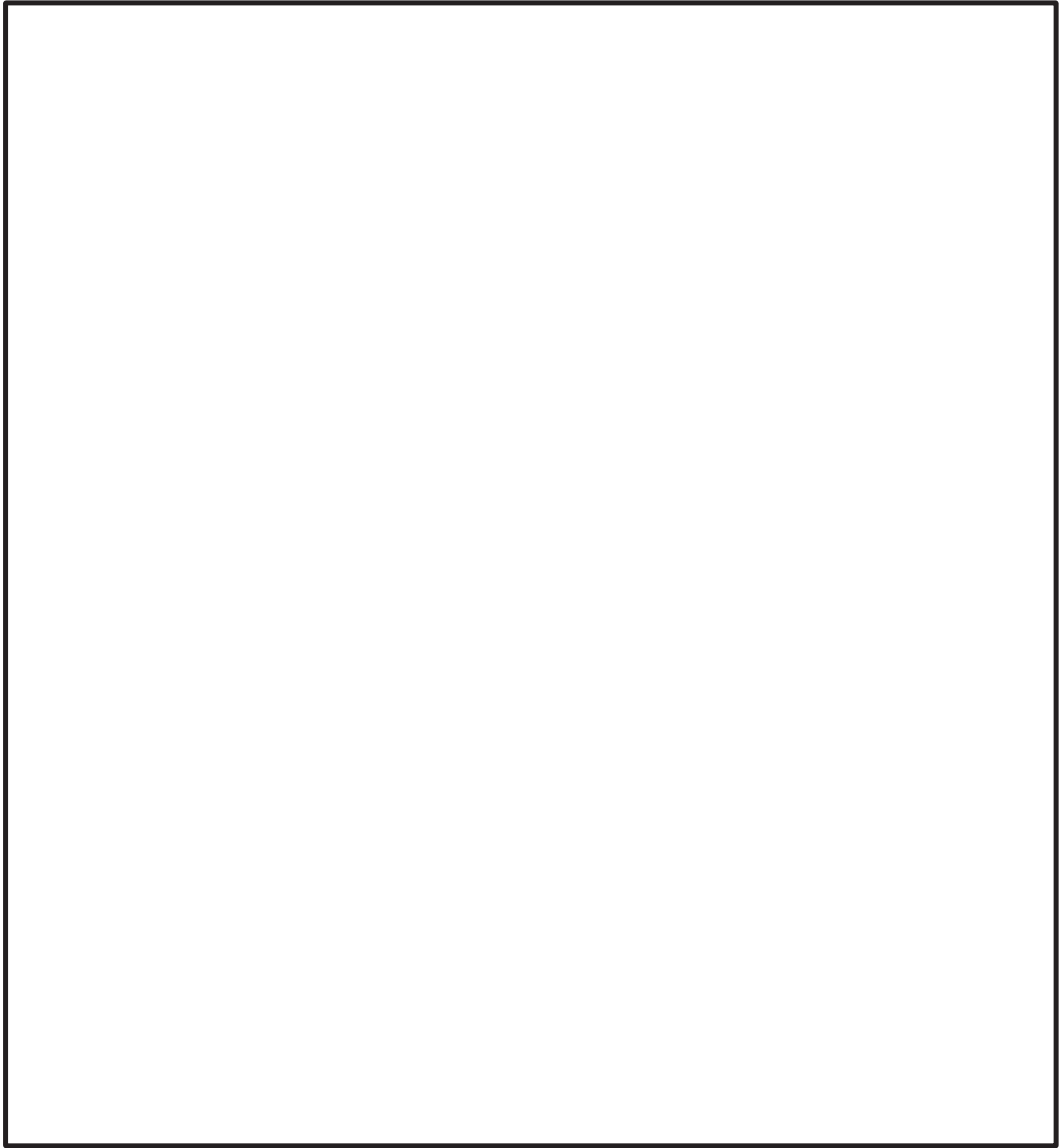
別添 3-1 表 3次元流動解析に用いた評価条件

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 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 3-2 表に、最大変位量を示す時刻のコンター図を別添 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 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 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 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。



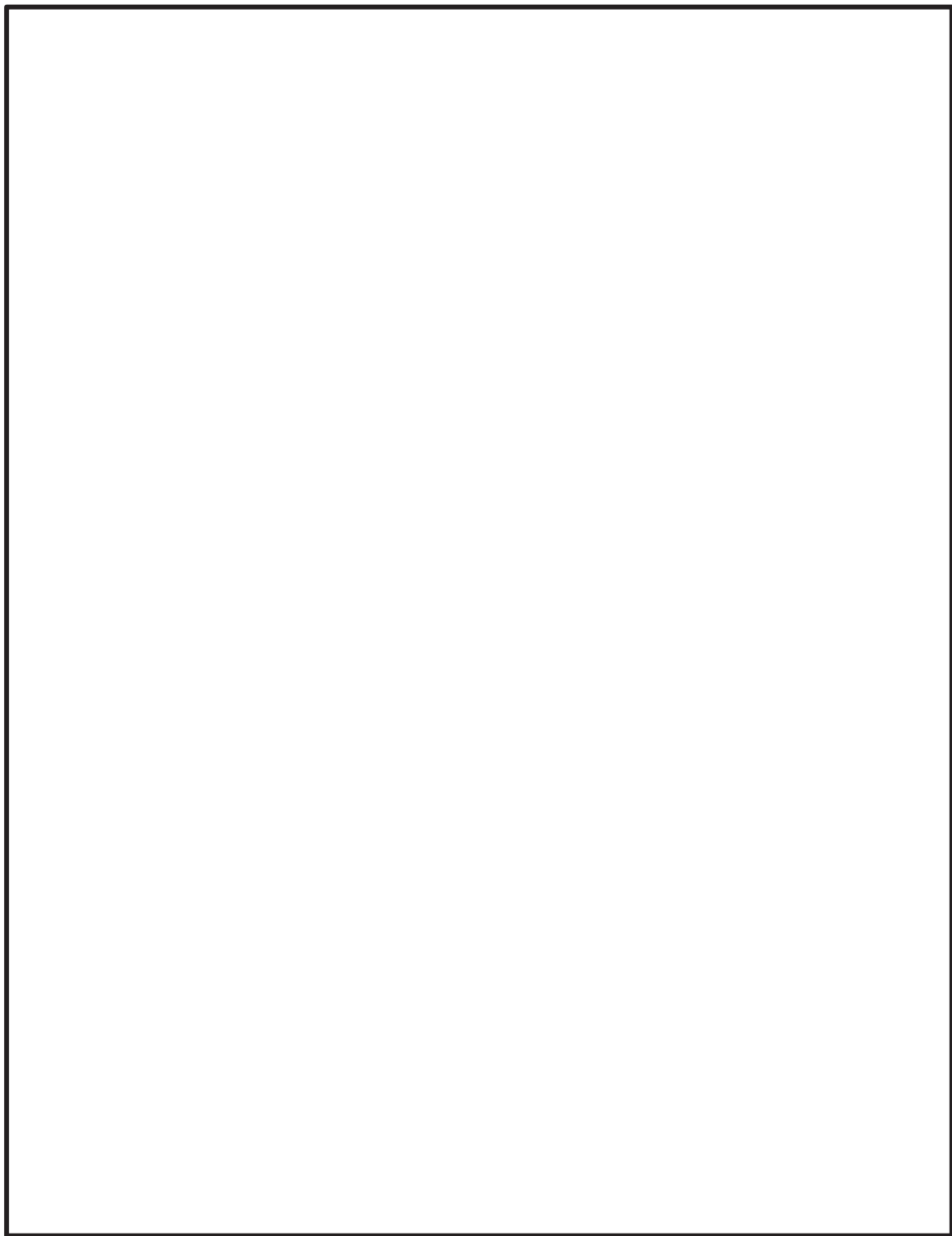
別添 3-7 図 液面レベルと吸込配管の位置関係



別添 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。



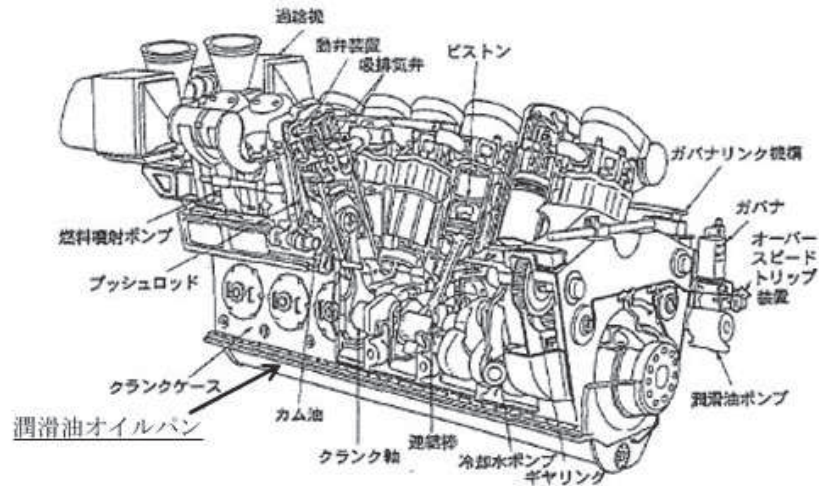
別添 3-9 図 潤滑油サンプルタンクのスロッシングによる液位の時間変化

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

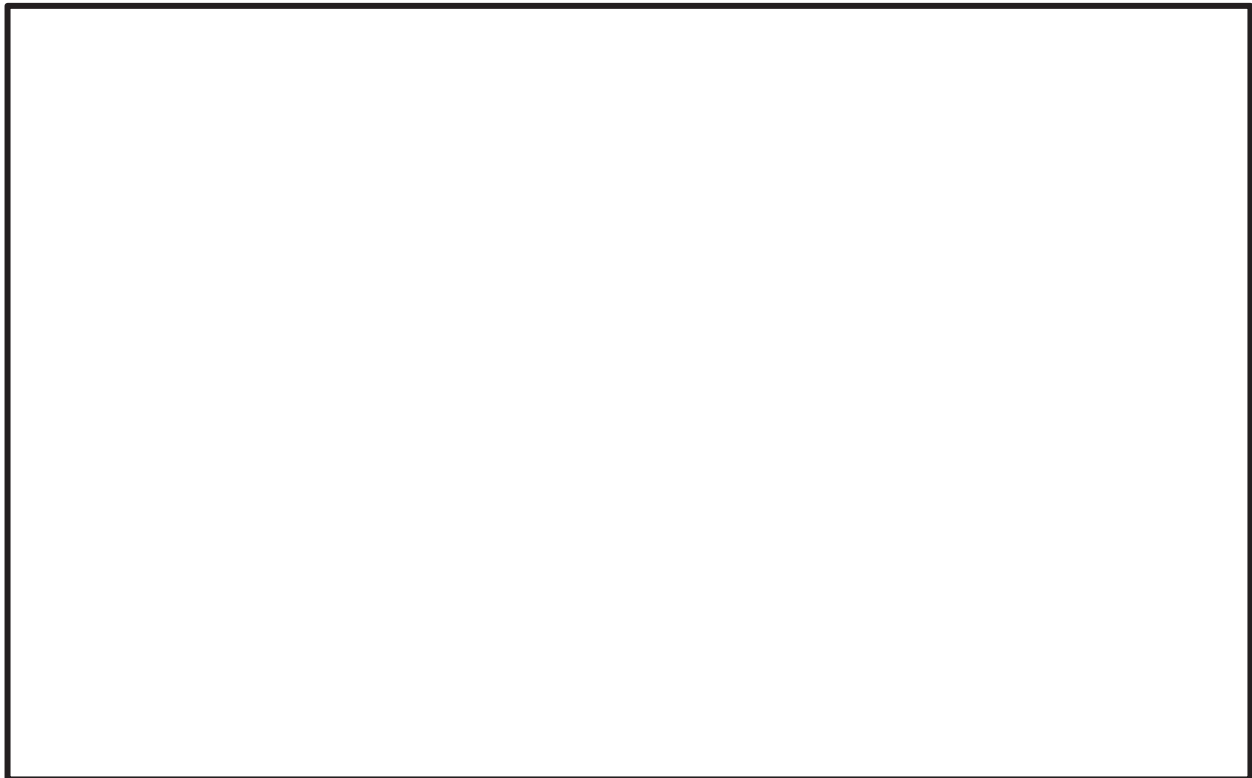
3. 高圧炉心スプレイ系ディーゼル機関 潤滑油オイルパンのスロッシング評価

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 3-10 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 3-10 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 3-11 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。

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{1.571g}{1} \tanh\left(1.571 \frac{h}{l}\right)}$$

ここで、

g : 重力加速度 [m/s²]

h : 液深 [m]

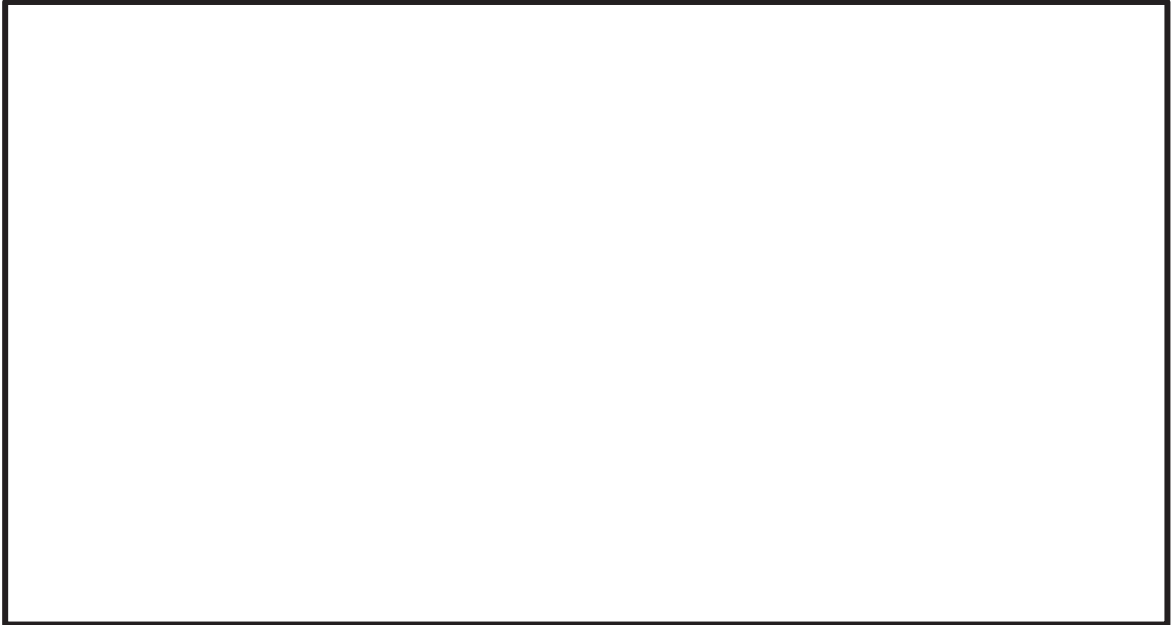
l : 代表長さ（タンク幅の 1/2） [m]

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 3-12 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 3-3 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 3-12 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 3-3 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。

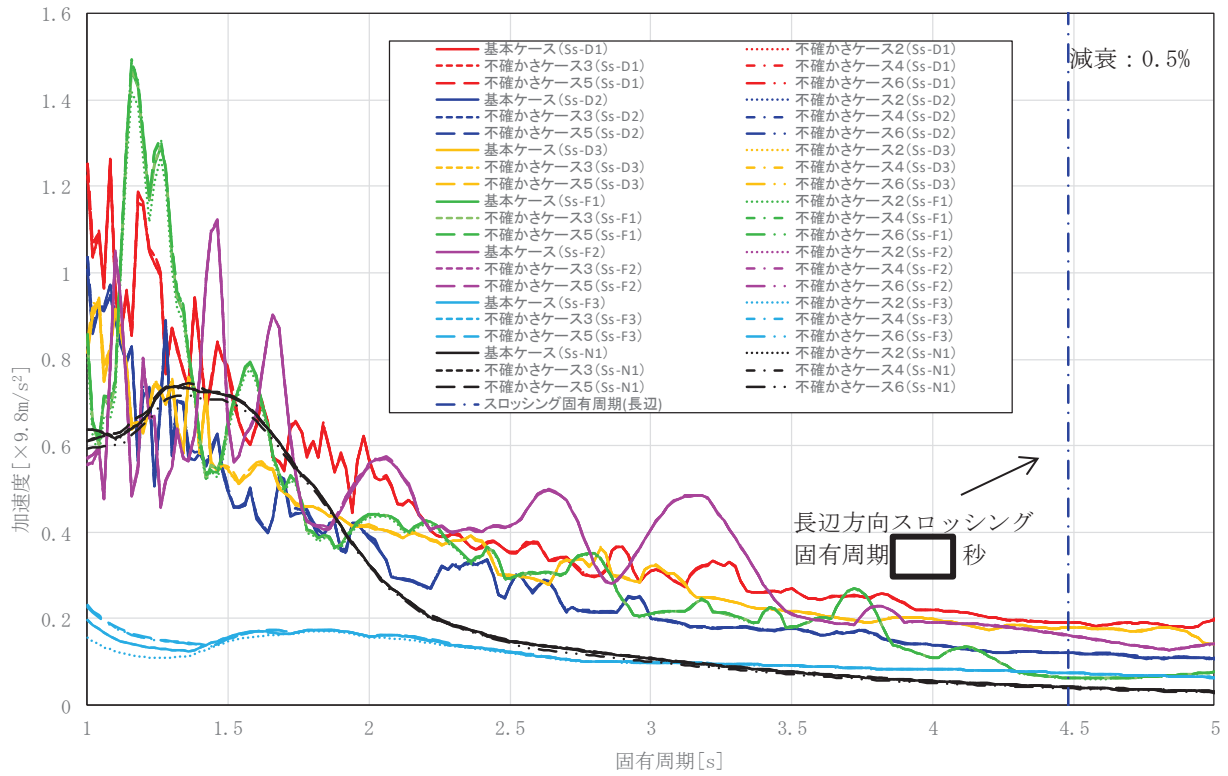
3.2.2 スロッシング解析に適用する地震動の選定

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。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 3-13 図、別添 3-14 図に示す。

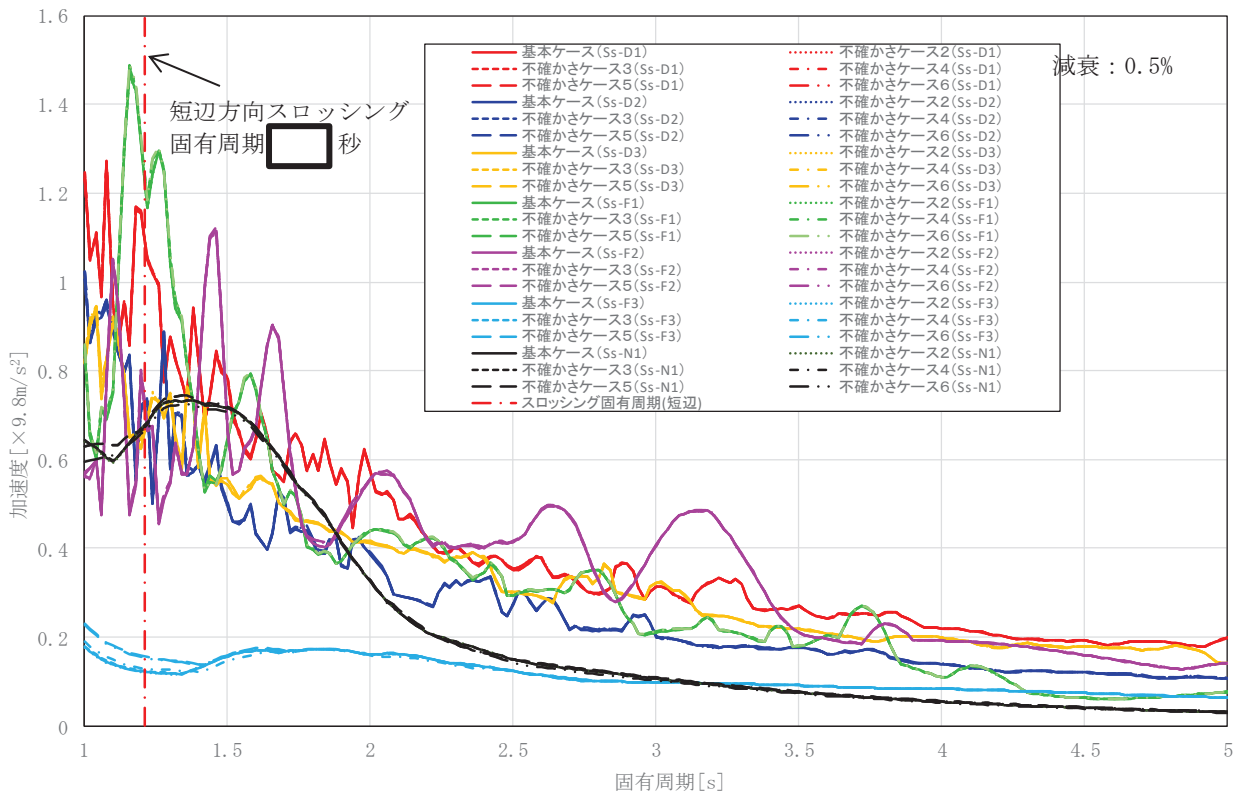
確認の結果、長辺方向 (NS 方向) のスロッシング固有周期 秒に対して最大加速度となる地震動としては $S_s - D 1$ となり、短辺方向 (EW 方向) の固有周期 秒に対して最大加速度なる地震動は $S_s - F 1$ となることを確認した。また、 $S_s - D 1$ 、 $F 1$ それぞれの地震応答において、スロッシング固有周期では基本ケースと不確かさケースに差は見られないことも確認した。

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 3-15 図、別添 3-16 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。

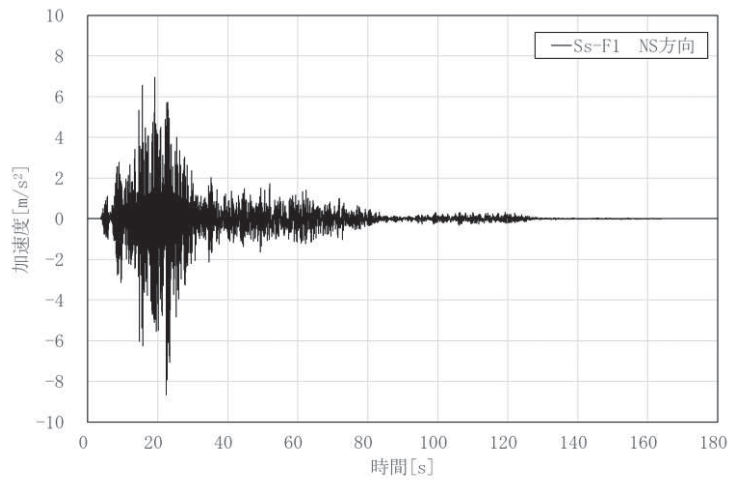


別添 3-13 図 基準地震動 S s (7 波) と潤滑油オイルパンのスロッシング固有周期の関係 (長辺方向, NS 方向)

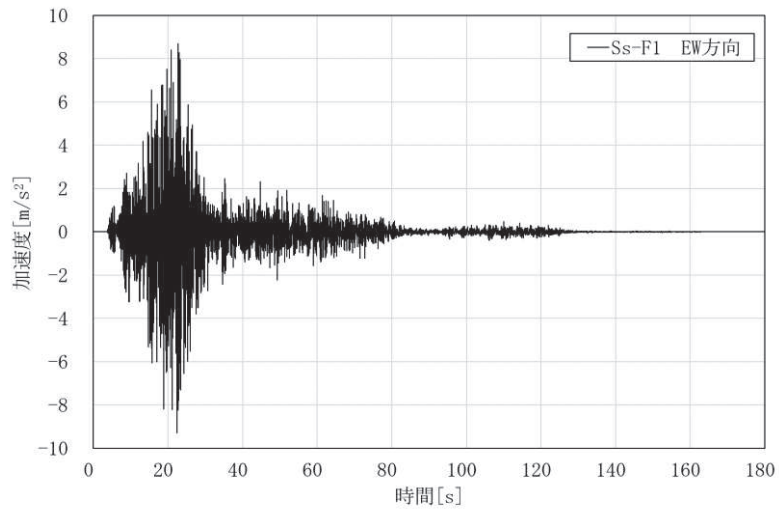


別添 3-14 図 基準地震動 S s (7 波) と潤滑油オイルパンのスロッシング固有周期の関係 (短辺方向, EW 方向)

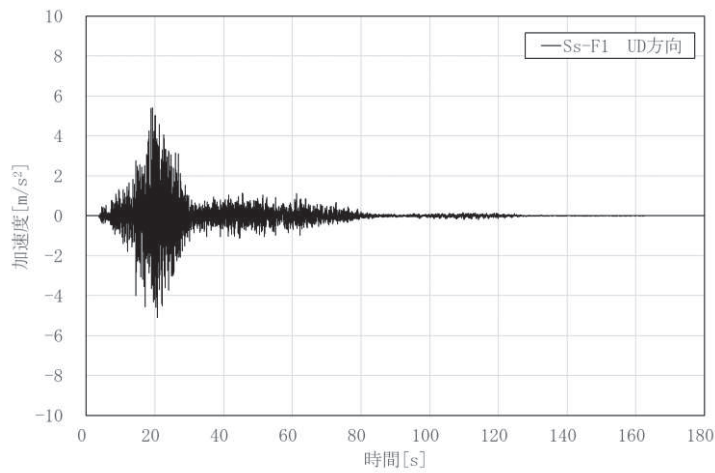
枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。



(1) 加速度時刻歴波形 (NS 方向)

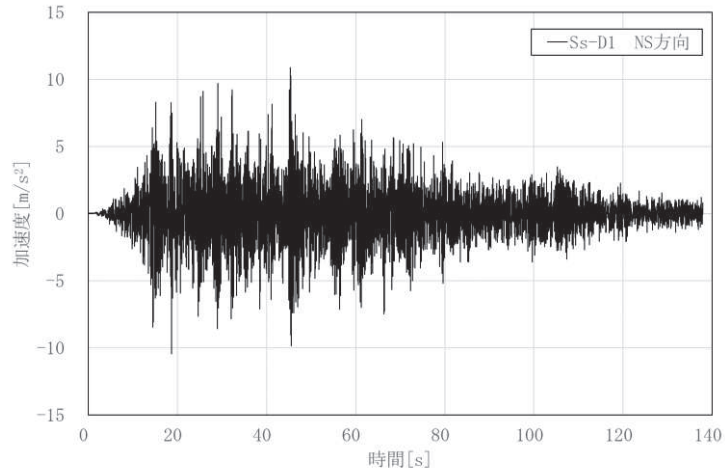


(2) 加速度時刻歴波形 (EW 方向)

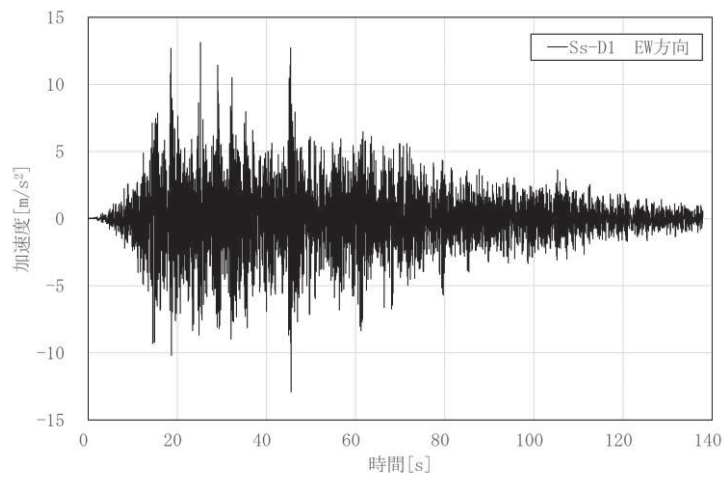


(3) 加速度時刻歴波形 (UD 方向)

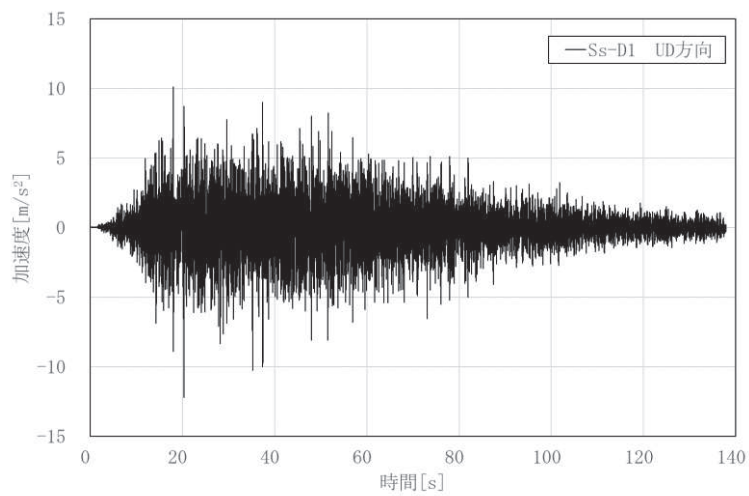
別添 3-15 図 基準地震動 S s - F 1 の時刻歴加速度波形



(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 3-16 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 3-10 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 3-4 表に示す。また、解析モデル図について、別添 3-17 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。

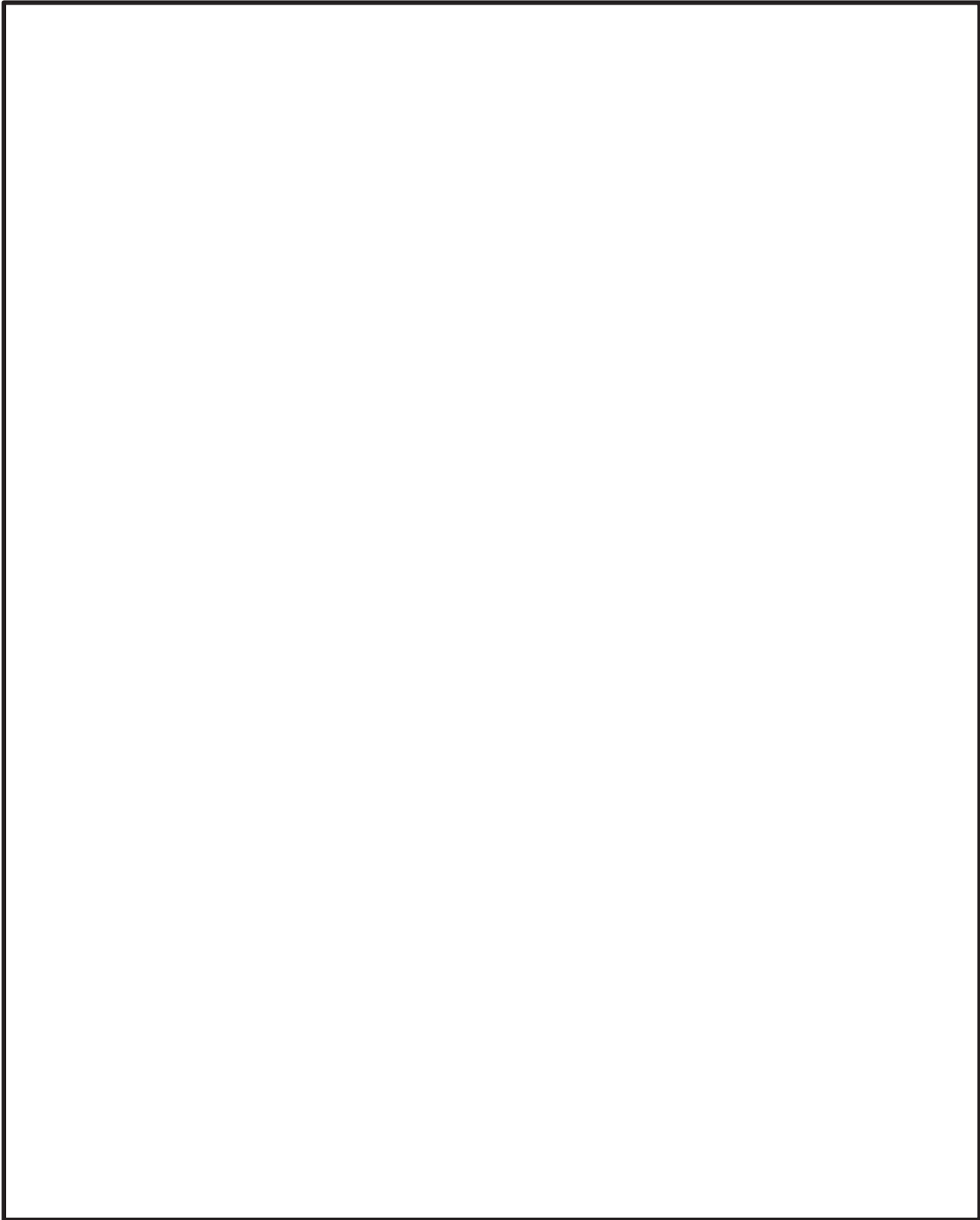
別添 3-4 表 3次元流動解析に用いた評価条件

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 3-17 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 3-20 図及び別添 3-21 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 3-5 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、スロッシングの固有周期に依らない細かな液面変動が発生している。

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 0.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 3-5 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	<input type="text"/>		
S s - F 1			

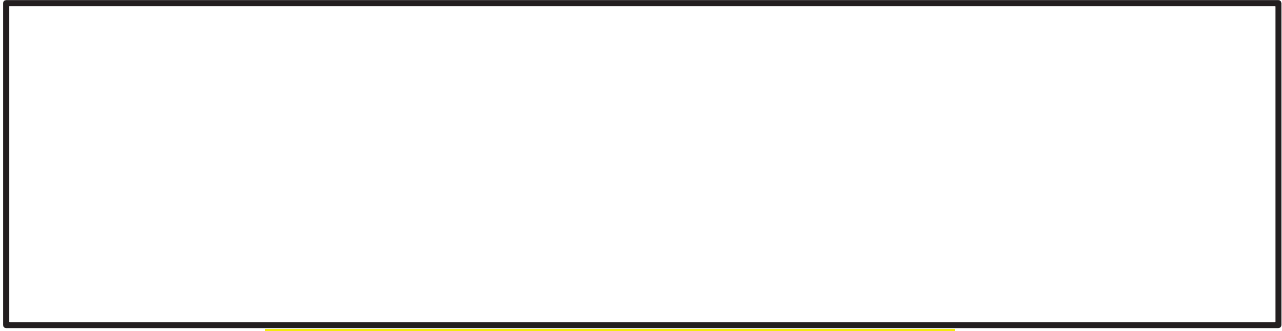
注記*1：潤滑油吸込み口周りの最低液位を示すモニター箇所の液位

*2：許容変位量と通常時油面の関係を別添 3-18 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。

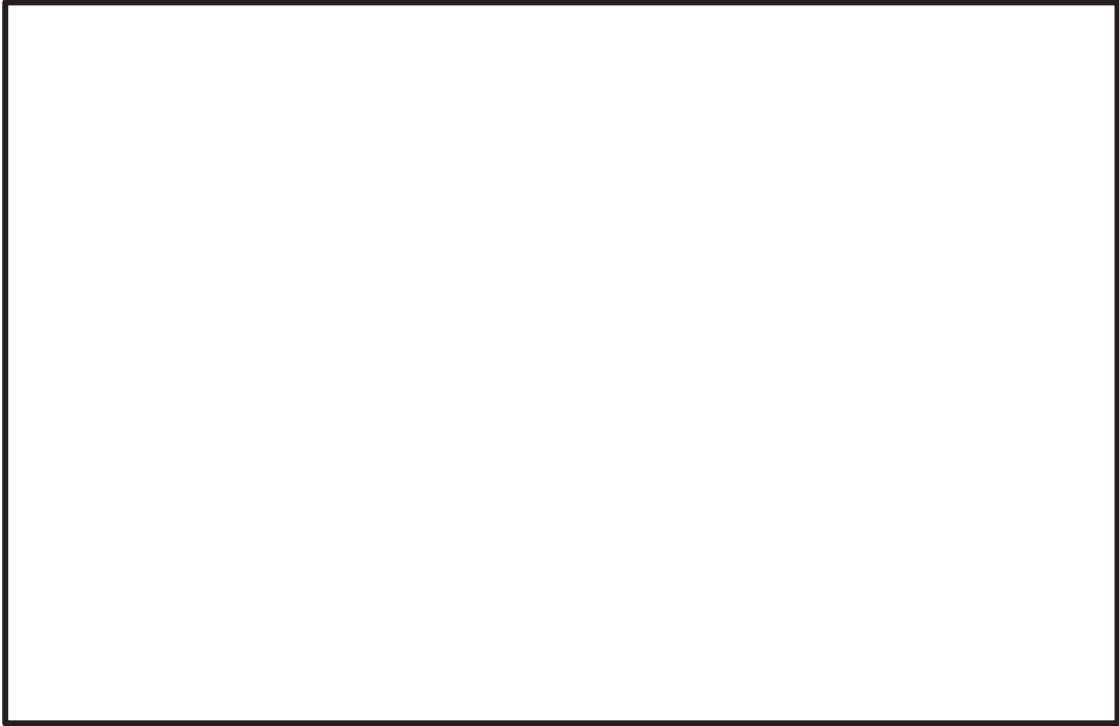


別添 3-18 図 液面レベルと出口配管の位置関係

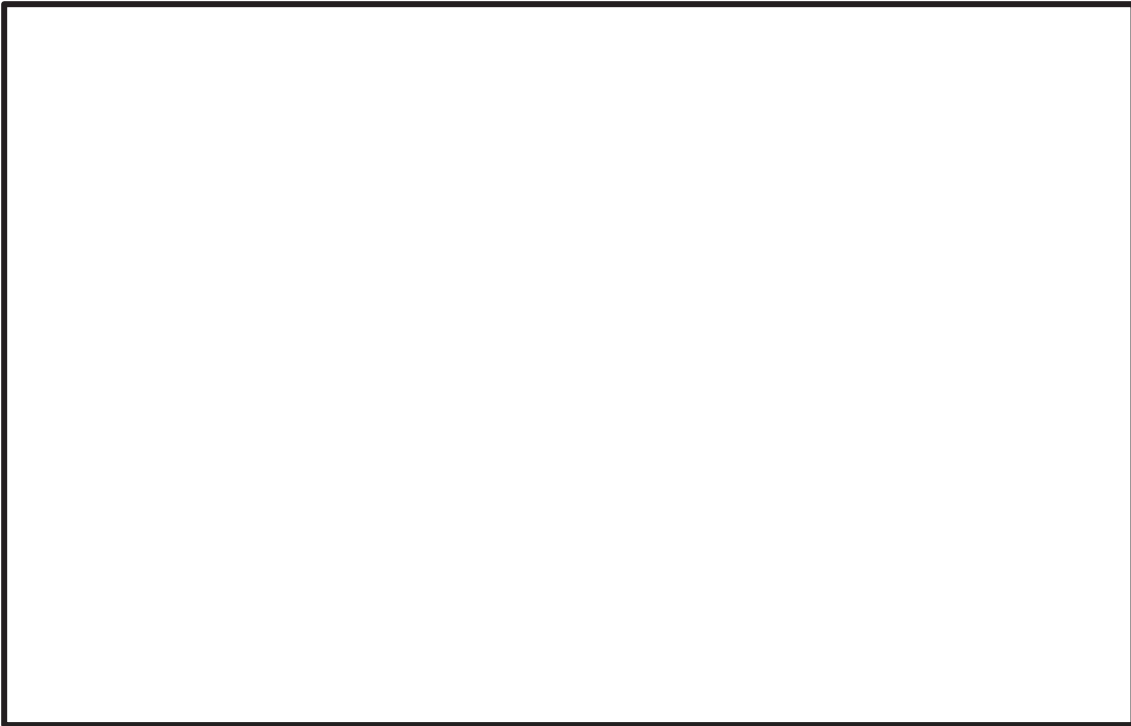


別添 3-19 図 潤滑油オイルパンスロッシング解析結果
(S s - D 1 最低液位発生時点)

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 3-20 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 3-21 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： $\times 9.8\text{m/s}^2$

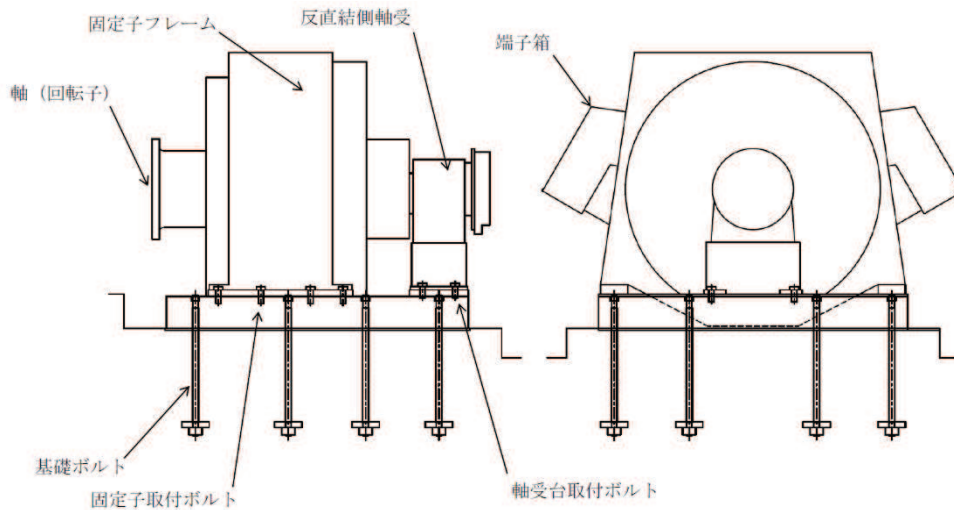
*2：機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超過しない場合を「○」、超過した場合を「×」で示す。

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

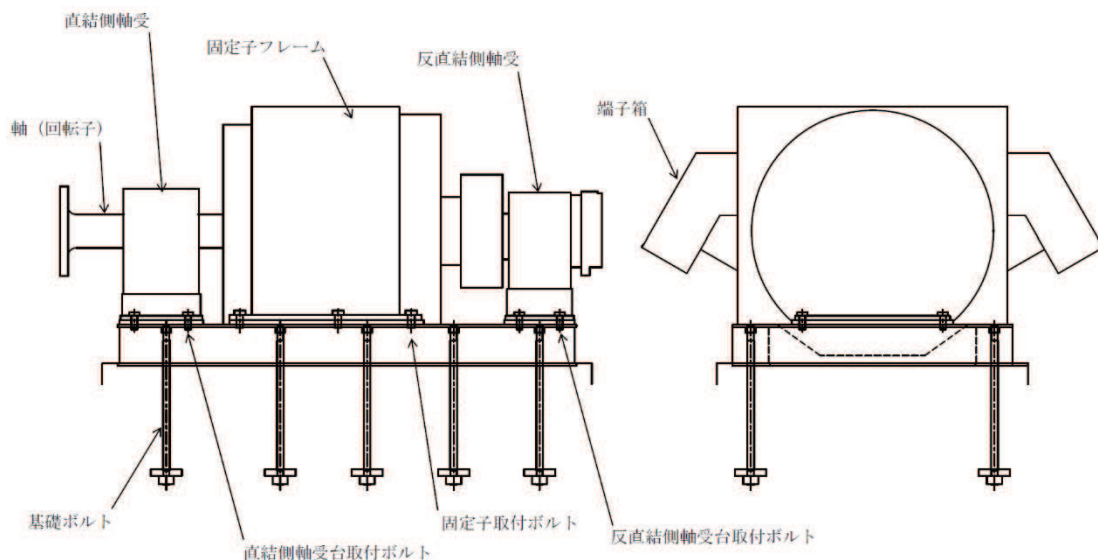
非常用ディーゼル発電機及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機の構造概要を別紙 2-6-1 図及び別紙 2-6-2 図に示す。

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

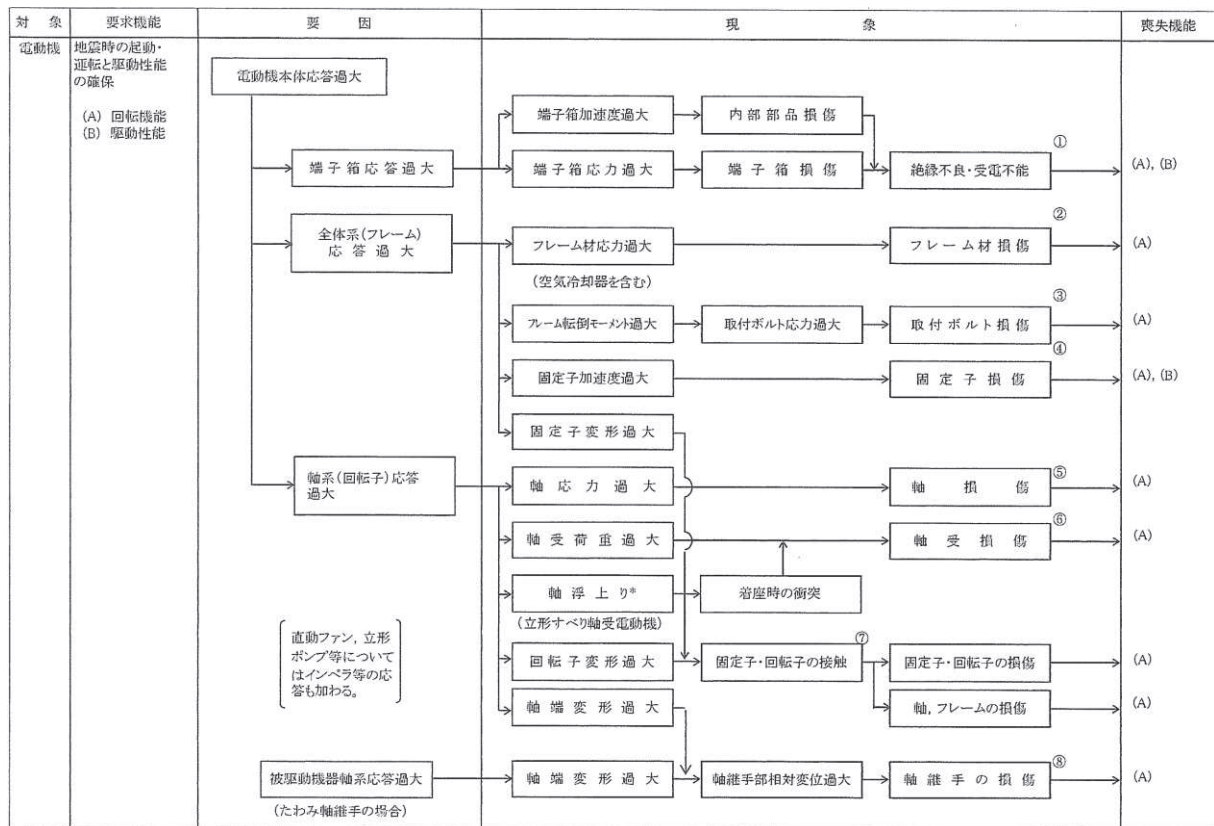
○各要素及び全体支持機能の健全性

- ・ 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以上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	計算書対象*
1	端子箱	○	○	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	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。	○
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。	○
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。	○
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。	○

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	計算書対象*
6	固定子・ 回転子	○	○	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。	○
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。	—（構造強度評価対象）

注記*：動的機能維持評価に係る計算書対象の場合を「○」，計算書省略の場合を「—」で示す。

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・回転子	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. 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	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	$\tau_{bti} = \frac{Q_{bti}}{n_{bti} \cdot \Lambda_{bti}}$ 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	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	$\tau_{bti} = \frac{Q_{bti}}{n_{bti} \cdot \Lambda_{bti}}$ 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	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	$\tau_{bti} = \frac{Q_{bti}}{n_{bti} \cdot \Lambda_{bti}}$ 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	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・回転子	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: 算出過程については、「参考資料 2-6-1 非常用ディーゼル発電設備 機関・発電機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。

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	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	$\tau_{bti} = \frac{Q_{bti}}{n_{bti} \cdot \Lambda_{bti}}$ 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	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	$\tau_{bti} = \frac{Q_{bti}}{n_{bti} \cdot \Lambda_{bti}}$ 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	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	$\tau_{bti} = \frac{Q_{bti}}{n_{bti} \cdot \Lambda_{bti}}$ 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	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	$\tau_{bti} = \frac{Q_{bti}}{n_{bti} \cdot \Lambda_{bti}}$ 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	○

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	$\sigma_{f m} = \frac{1}{2} \cdot \sigma_f + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\sigma_f^2 + 4 \cdot \tau_f^2}$ $\sigma_f: \text{フレーム取付脚に生じる曲げ応力}$ $\tau_f: \text{フレーム取付脚に生じるせん断応力}$	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	$\sigma_{s m} = \frac{1}{2} \cdot \sigma_s + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\sigma_s^2 + 4 \cdot \tau_s^2}$ $\sigma_s: \text{軸に生じる曲げ応力}$ $\tau_s: \text{発電機の回転によるねじり応力}$	131MPa	316MPa	○
軸受	荷重	(直結側)	$\sigma_{b i} = \frac{F_{b i}}{S_{b i}}$ $F_{b i}: \text{軸受に生じる荷重}$ $S_{b i}: \text{軸受の投影面積}$	2MPa	5MPa	○
	荷重	(反直結側)	$\sigma_{b i} = \frac{F_{b i}}{S_{b i}}$ $F_{b i}: \text{軸受に生じる荷重}$ $S_{b i}: \text{軸受の投影面積}$	2MPa	5MPa	○
固定子・回転子	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: 算出過程については、「参考資料 2-6-2 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 機関・発電機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。

非常用ディーゼル発電設備（発電機） 詳細評価結果エビデンス

参考資料 2-6-1 非常用ディーゼル発電設備 機関・発電機の動的機能維持評価方法

(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より転記)

1. 非常用ディーゼル発電設備 機関・発電機の動的機能維持評価

1.1 記号の説明

非常用ディーゼル発電設備 機関・発電機の動的機能維持評価に使用する記号を参考 2-6-1 表に示す。

参考 2-6-1 表 記号の説明 (1/3)

記号	記号の説明	単位
A_{bti}	端子箱取付ボルトの断面積* ¹	mm^2
A_{kp}	固定子固定ピンの断面積	mm^2
C_{EH}	ディーゼル機関往復運動による水平方向設計震度	—
C_{EV}	ディーゼル機関往復運動による鉛直方向設計震度	—
C_H	水平方向設計震度	—
C_V	鉛直方向設計震度	—
D	軸中心から固定子固定面までの距離	mm
d_s	軸の径	mm
F_{bti}	端子箱取付ボルトに作用する引張力* ¹	N
F_k	固定子に生じる組合せ荷重	N
F_{kg}	水平方向地震力により固定子に生じる荷重	N
F_{kt}	発電機の回転により固定子に生じる荷重	N
F_{kf}	固定子取付ボルトに作用する引張力	N
F_{bi}	軸受に生じる荷重* ²	N
F_s	軸の重心位置に生じる荷重	N
Q_{kf}	固定子取付ボルトに作用するせん断力	N
Q_{bti}	端子箱取付ボルトに作用するせん断力* ¹	N
Q_{bt1i}	水平方向地震力により端子箱取付ボルトに作用するせん断力* ¹	N
Q_{bt2i}	鉛直方向地震力により端子箱取付ボルトに作用するせん断力* ¹	N
g	重力加速度 (=9.80665)	m/s^2
M_f	フレーム取付脚に作用する曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
M_s	軸に作用する曲げモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$
M_t	軸に作用するねじりモーメント	$\text{N}\cdot\text{mm}$

参考 2-6-1 表 記号の説明 (2/3)

記号	記号の説明	単位
N	回転速度 (発電機の定格回転速度)	min ⁻¹
n _k	固定子取付ボルトの本数	—
n _{kf}	評価上引張力を受けるとして期待するボルトの本数 (フレーム)	—
n _{kp}	固定子固定ピンの本数	—
n _{bti}	端子箱取付ボルトの本数* ¹	—
n _{bthi}	評価上引張力を受けるとして期待するボルトの本数* ¹ (水平方向) (端子箱)	—
n _{bthi}	評価上引張力を受けるとして期待するボルトの本数* ¹ (鉛直方向) (端子箱)	—
P	発電機出力	kW
S _{bi}	軸受の投影面積* ²	mm ²
T _m	発電機の回転による発生トルク	N・mm
W _{bti}	端子箱の質量* ¹	kg
W _k	固定子の質量	kg
W _s	軸の質量	kg
E	軸の縦弾性係数	MPa
Z _s	軸の断面係数	mm ³
I _s	軸の断面二次モーメント	mm ⁴
Z _f	フレーム取付脚の断面係数	mm ³
J	フレーム取付脚の長さ	mm
K	フレーム取付脚の厚さ	mm
L	軸受間の距離	mm
L _i	軸受から軸重心までの距離* ³	mm
ℓ _{f1}	重心とボルト間の水平方向距離 (フレーム) * ⁴	mm
ℓ _{f2}	重心とボルト間の水平方向距離 (フレーム) * ⁴	mm
ℓ _{ft}	フレーム取付脚棚板から固定子取付ボルトまでの距離	mm
h _k	固定子取付面から重心までの距離	mm
h _i	端子箱取付面から重心までの距離* ¹	mm
ℓ _{bti}	重心と下側ボルト間の鉛直方向距離(端子箱) * ¹	mm
ℓ _{bti}	上側ボルトと下側ボルト間の鉛直方向距離(端子箱) * ¹	mm
ℓ _{bti}	左側ボルトと右側ボルト間の水平方向距離(端子箱) * ¹	mm
σ _{bti}	端子箱取付ボルトに生じる引張応力* ¹	MPa
σ _{bi}	軸受に生じる面圧* ²	MPa
σ _{fm}	フレーム取付脚に生じる組合せ応力	MPa
σ _f	フレーム取付脚に生じる曲げ応力	MPa

参考 2-6-1 表 記号の説明 (3/3)

記号	記号の説明	単位
σ_{sm}	軸に生じる組合せ応力	MPa
σ_s	軸に生じる曲げ応力	MPa
τ_{bti}	端子箱取付ボルトに生じるせん断応力*1	MPa
τ_f	フレーム取付脚に生じるせん断応力	MPa
τ_k	固定子に生じるせん断応力	MPa
τ_s	発電機の回転によるねじり応力	MPa
t	軸の最大変位量	mm

注記*1: A_{bti} , F_{bti} , Q_{bti} , Q_{bt1i} , Q_{bt2i} , n_{bti} , n_{btHi} , n_{btVi} , W_{bti} , h_i , l_{bt1i} , l_{bt2i} , l_{bt3i} , σ_{bti} 及び τ_{bti} の添字 i の意味は、以下のとおりとする。

- i = 1 : 界磁用端子箱取付ボルト
- i = 2 : 線路用端子箱取付ボルト
- i = 3 : 中性点用端子箱取付ボルト
- i = 4 : 速度検出器用端子箱取付ボルト

*2: F_{bi} , S_{bi} , σ_{bi} の添字 i の意味は、以下のとおりとする。

- i = 1 : 直結側軸受
- i = 2 : 反直結側軸受

*3: L_i の添字 i の意味は、以下のとおりとする。

- i = 1 : 直結側軸受から軸重心までの距離
- i = 2 : 反直結側軸受から軸重心までの距離

*4: $l_{f1} \leq l_{f2}$

1.2 評価方法

(1) 固定子

発電機の回転によるトルクは次式で求める。

$$T_m = \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot N} \cdot 10^6 \cdot P \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-1)}$$

発電機の回転による荷重は次式で求める。

$$F_{kt} = \frac{T_m}{D} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-2)}$$

水平方向地震力により発生する荷重は次式で求める。

$$F_{kg} = W_k \cdot g \cdot (C_H + C_{EH}) \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-3)}$$

せん断応力は次式で求める。

$$F_k = \sqrt{F_{kt}^2 + F_{kg}^2} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-4)}$$

$$\tau_k = \frac{F_k}{n_{kp} \cdot A_{kp}} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-5)}$$

(2) 軸 (回転子)

軸の重心位置に生じる荷重を次式で求める。

$$F_s = W_s \cdot g \cdot \sqrt{(C_H + C_{EH})^2 + (1 + C_V + C_{EV})^2} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-6)}$$

軸に生じる最大曲げモーメントは次式で求める。

$$M_s = \frac{F_s \cdot L_1 \cdot L_2}{L} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-7)}$$

軸の断面係数を次式で求める。

$$Z_s = \frac{\pi \cdot d_s^3}{32} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-8)}$$

軸に生じる曲げ応力を次式で求める。

$$\sigma_s = \frac{M_s}{Z_s} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-9)}$$

軸の回転によるねじりモーメントは次式で求める。

$$M_t = \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot N} \cdot 10^6 \cdot P \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-10)}$$

軸に生じるねじり応力を次式で求める。

$$\tau_s = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d_s^3} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-11)}$$

軸に生じる組合せ応力を次式で求める。

$$\sigma_{sm} = \frac{1}{2} \cdot \sigma_s + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\sigma_s^2 + 4 \cdot \tau_s^2} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-12)}$$

(3) 端子箱

端子箱取付ボルトに生じる引張力は、次式のうち評価上より厳しい条件となる値を採用する。

$$F_{bti} = \frac{W_{bti} \cdot (1 + C_V + C_{EV}) \cdot h_i \cdot g}{n_{btVi} \cdot \ell_{bt2i}} + \frac{W_{bti} \cdot (C_H + C_{EH}) \cdot h_i \cdot g}{n_{btHi} \cdot \ell_{bt3i}} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-13)}$$

$$F_{bti} = \frac{W_{bti} \cdot (1 + C_V + C_{EV}) \cdot h_i \cdot g}{n_{btVi} \cdot l_{bt2i}} + \frac{W_{bti} \cdot (C_H + C_{EH}) \cdot \ell_{bt1i} \cdot g}{n_{btVi} \cdot \ell_{bt2i}} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-14)}$$

端子箱取付ボルトに生じる引張応力を次式で求める。

$$\sigma_{bti} = \frac{F_{bti}}{A_{bti}} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-15)}$$

端子箱取付ボルトに生じるせん断力を次式で求める。

$$Q_{bt1i} = W_{bti} \cdot (C_H + C_{EH}) \cdot g \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-16)}$$

$$Q_{bt2i} = W_{bti} \cdot (1 + C_V + C_{EV}) \cdot g \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-17)}$$

$$Q_{bti} = \sqrt{Q_{bt1i}^2 + Q_{bt2i}^2} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-6-1-18})$$

端子箱取付ボルトに生じるせん断応力を次式で求める。

$$\tau_{bti} = \frac{Q_{bti}}{n_{bti} \cdot A_{bti}} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-6-1-19})$$

(4) 軸受

軸受に生じる荷重を次式で求める。

$$F_{bi} = F_s \cdot \frac{L - L_i}{L} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-6-1-20})$$

軸受に生じる面圧を次式で求める。

$$\sigma_{bi} = \frac{F_{bi}}{S_{bi}} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-6-1-21})$$

(5) 固定子と回転子のクリアランス

軸の断面二次モーメントを次式で求める。

$$I_s = \frac{\pi \cdot d_s^4}{64} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-6-1-22})$$

軸の最大変位量を次式で求める。

$$t = \frac{F_s \cdot L_2 \cdot \{L^2 - L_2^2\}^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I_s \cdot L} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-6-1-23})$$

(6) フレーム

固定子取付ボルトに生じる引張力を次式で求める。

$$F_{kf} = \frac{W_k \cdot g \cdot (C_H + C_{EH}) \cdot h_k - W_k \cdot g \cdot (1 - C_{EV} - C_V) \cdot \ell_{f2}}{n_{kf} \cdot (\ell_{f1} + \ell_{f2})} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-6-1-24})$$

フレーム取付脚に生じる曲げモーメントを次式で求める。

$$M_f = F_{kf} \cdot l_{ft} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-25)}$$

フレーム取付脚の断面係数を次式で求める。

$$Z_f = \frac{J \cdot K^2}{6} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-26)}$$

フレーム取付脚に生じる曲げ応力を次式で求める。

$$\sigma_f = \frac{M_f}{Z_f} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-27)}$$

固定子取付ボルトに生じるせん断力を次式で求める。

$$Q_{kf} = W_k \cdot \sqrt{(C_H + C_{EH})^2 + (1 + C_{EV} + C_V)^2} \cdot g \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-28)}$$

フレーム取付脚に生じるせん断応力を次式で求める。

$$\tau_f = \frac{Q_{kf}}{n_k \cdot J \cdot K} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-29)}$$

フレーム取付脚に生じる組合せ応力を次式で求める。

$$\sigma_{fm} = \frac{1}{2} \cdot \sigma_f + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\sigma_f^2 + 4 \cdot \tau_f^2} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-1-30)}$$

参考資料 2-6-2 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 機関・発電機の動的機能維持評価方法

(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転記)

1. 高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 機関・発電機の動的機能維持評価

1.1 記号の説明

高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電設備 機関・発電機の動的機能維持評価に使用する記号を参考 2-6-2 表に示す。

参考 2-6-2 表 記号の説明 (1/3)

記号	記号の説明	単位
A_{bti}	端子箱取付ボルトの断面積* ¹	mm ²
C_P	機器振動による震度	—
C_H	水平方向設計震度	—
C_V	鉛直方向設計震度	—
D	固定子の外径	mm
d_s	軸の径	mm
F_{bti}	端子箱取付ボルトに作用する引張力* ¹	N
F_k	固定子に生じる組合せ荷重	N
F_{kg}	水平方向地震力により固定子に生じる荷重	N
F_{kt}	発電機の回転により固定子に生じる荷重	N
F_{kf}	固定子取付ボルトに作用する引張力	N
F_{bi}	軸受に生じる荷重* ²	N
F_s	軸の重心位置に生じる荷重	N
Q_{kf}	固定子取付ボルトに作用するせん断力	N
Q_{bti}	端子箱取付ボルトに作用するせん断力* ¹	N
Q_{bt1i}	水平方向地震力により端子箱取付ボルトに作用するせん断力* ¹	N
Q_{bt2i}	鉛直方向地震力により端子箱取付ボルトに作用するせん断力* ¹	N
g	重力加速度 (=9.80665)	m/s ²
l	固定子の溶接長さ	mm
s	固定子のすみ肉脚長	mm
M_f	フレーム取付脚に作用する曲げモーメント	N・mm
M_s	軸に作用する曲げモーメント	N・mm
M_t	軸に作用するねじりモーメント	N・mm
N	回転速度 (発電機の定格回転速度)	min ⁻¹
n_k	固定子取付ボルトの本数	—

参考 2-6-2 表 記号の説明 (2/3)

記号	記号の説明	単位
n_{kf}	評価上引張力を受けるとして期待するボルトの本数 (フレーム)	—
n_w	固定子の溶接数	—
n_{bti}	端子箱取付ボルトの本数* ¹	—
n_{btHi}	評価上引張力を受けるとして期待するボルトの本数* ¹ (水平方向) (端子箱)	—
n_{btVi}	評価上引張力を受けるとして期待するボルトの本数* ¹ (鉛直方向) (端子箱)	—
P	発電機出力	kW
S_{bi}	軸受の投影面積* ²	mm ²
T_m	発電機の回転による発生トルク	N・mm
W_{bti}	端子箱の質量* ¹	kg
W_k	固定子の質量	kg
W_s	軸の質量	kg
E	軸の縦弾性係数	MPa
Z_s	軸の断面係数	mm ³
I_s	軸の断面二次モーメント	mm ⁴
Z_f	フレーム取付脚の断面係数	mm ³
J	フレーム取付脚の長さ	mm
K	フレーム取付脚の厚さ	mm
L	軸受間の距離	mm
L_i	軸受から軸重心までの距離* ³	mm
l_{f1}	重心とボルト間の水平方向距離 (フレーム) * ⁴	mm
l_{f2}	重心とボルト間の水平方向距離 (フレーム) * ⁴	mm
l_{ft}	フレーム取付脚棚板から固定子取付ボルトまでの距離	mm
h_k	固定子取付面から重心までの距離	mm
h_i	端子箱取付面から重心までの距離* ¹	mm
l_{bt1i}	重心と下側ボルト間の鉛直方向距離(端子箱)* ¹	mm
l_{bt2i}	上側ボルトと下側ボルト間の鉛直方向距離(端子箱)* ¹	mm
l_{bt3i}	左側ボルトと右側ボルト間の水平方向距離(端子箱)* ¹	mm
σ_{bti}	端子箱取付ボルトに生じる引張応力* ¹	MPa
σ_{bi}	軸受に生じる面圧* ²	MPa
σ_{fm}	フレーム取付脚に生じる組合せ応力	MPa
σ_f	フレーム取付脚に生じる曲げ応力	MPa
σ_{sm}	軸に生じる組合せ応力	MPa
σ_s	軸に生じる曲げ応力	MPa

参考 2-6-2 表 記号の説明 (3/3)

記号	記号の説明	単位
τ_{bti}	端子箱取付ボルトに生じるせん断応力*1	MPa
τ_f	フレーム取付脚に生じるせん断応力	MPa
τ_k	固定子に生じるせん断応力	MPa
τ_s	発電機の回転によるねじり応力	MPa
t	軸の最大変位量	mm

注記*1: A_{bti} , F_{bti} , Q_{bti} , Q_{bt1i} , Q_{bt2i} , n_{bti} , n_{btHi} , n_{btVi} , W_{bti} , h_i ,
 l_{bt1i} , l_{bt2i} , l_{bt3i} , σ_{bti} 及び τ_{bti} の添字 i の意味は、以下のとおりとする。

- $i = 1$: 界磁用端子箱取付ボルト
- $i = 2$: 線路用端子箱取付ボルト
- $i = 3$: 中性点用端子箱取付ボルト
- $i = 4$: 速度検出器用端子箱取付ボルト

*2: F_{bi} , S_{bi} , σ_{bi} の添字 i の意味は、以下のとおりとする。

- $i = 1$: 直結側軸受
- $i = 2$: 反直結側軸受

*3: L_i の添字 i の意味は、以下のとおりとする。

- $i = 1$: 直結側軸受から軸重心までの距離
- $i = 2$: 反直結側軸受から軸重心までの距離

*4: $l_{f1} \leq l_{f2}$

1.2 評価方法

(1) 固定子

発電機の回転によるトルクは次式で求める。

$$T_m = \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot N} \cdot 10^6 \cdot P \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-2-1)}$$

発電機の回転による荷重は次式で求める。

$$F_{kt} = \frac{T_m}{1/2 \cdot D} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-2-2)}$$

水平方向地震力により発生する荷重は次式で求める。

$$F_{kg} = W_k \cdot g \cdot (C_H + C_P) \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-2-3)}$$

せん断応力は次式で求める。

$$F_k = \sqrt{F_{kt}^2 + F_{kg}^2} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-2-4)}$$

$$\tau_k = \frac{F_k}{0.7 \cdot s \cdot \ell \cdot n_w} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-2-5)}$$

(2) 軸 (回転子)

軸の重心位置に生じる荷重を次式で求める。

$$F_s = W_s \cdot g \cdot \sqrt{(C_H + C_P)^2 + (1 + C_V + C_P)^2} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-2-6)}$$

軸に生じる最大曲げモーメントは次式で求める。

$$M_s = \frac{F_s \cdot L_1 \cdot L_2}{L} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-2-7)}$$

軸の断面係数を次式で求める。

$$Z_s = \frac{\pi \cdot d_s^3}{32} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-2-8)}$$

軸に生じる曲げ応力を次式で求める。

$$\sigma_s = \frac{M_s}{Z_s} \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-2-9)}$$

軸の回転によるねじりモーメントは次式で求める。

$$M_t = \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot N} \cdot 10^6 \cdot P \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-2-10)}$$

軸に生じるねじり応力を次式で求める。

$$\tau_s = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d_s^3} \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-2-11)}$$

軸に生じる組合せ応力を次式で求める。

$$\sigma_{sm} = \frac{1}{2} \cdot \sigma_s + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\sigma_s^2 + 4 \cdot \tau_s^2} \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-2-12)}$$

(3) 端子箱

端子箱取付ボルトに生じる引張力は、次式のうち評価上より厳しい条件となる値を採用する。

$$F_{bti} = \frac{W_{bti} \cdot (1 + C_V + C_P) \cdot h_i \cdot g}{n_{btVi} \cdot l_{bt2i}} + \frac{W_{bti} \cdot (C_H + C_P) \cdot h_i \cdot g}{n_{btHi} \cdot l_{bt3i}} \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-2-13)}$$

$$F_{bti} = \frac{W_{bti} \cdot (1 + C_V + C_P) \cdot h_i \cdot g}{n_{btVi} \cdot l_{bt2i}} + \frac{W_{bti} \cdot (C_H + C_P) \cdot l_{bt1i} \cdot g}{n_{btVi} \cdot l_{bt2i}} \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-2-14)}$$

端子箱取付ボルトに生じる引張応力を次式で求める。

$$\sigma_{bti} = \frac{F_{bti}}{A_{bti}} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-2-15)}$$

端子箱取付ボルトに生じるせん断力を次式で求める。

$$Q_{bt1i} = W_{bti} \cdot (C_H + C_P) \cdot g \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-2-16)}$$

$$Q_{bt2i} = W_{bti} \cdot (1 + C_V + C_P) \cdot g \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-2-17)}$$

$$Q_{bti} = \sqrt{Q_{bt1i}^2 + Q_{bt2i}^2} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-2-18)}$$

端子箱取付ボルトに生じるせん断応力を次式で求める。

$$\tau_{bti} = \frac{Q_{bti}}{n_{bti} \cdot A_{bti}} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-2-19)}$$

(4) 軸受

軸受に生じる荷重を次式で求める。

$$F_{bi} = F_s \cdot \frac{L - L_i}{L} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-2-20)}$$

軸受に生じる面圧を次式で求める。

$$\sigma_{bi} = \frac{F_{bi}}{S_{bi}} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-2-21)}$$

(5) 固定子と回転子のクリアランス

軸の断面二次モーメントを次式で求める。

$$I_s = \frac{\pi \cdot d_s^4}{64} \quad \dots \dots \dots \text{(参考 2-6-2-22)}$$

軸の最大変位量を次式で求める。

$$t = \frac{F_s \cdot L_1 \cdot \{L^2 - L_1^2\}^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I_s \cdot L} \dots \dots \dots (\text{参考 2-6-2-23})$$

(6) フレーム

固定子取付ボルトに生じる引張力を次式で求める。

$$F_{kf} = \frac{W_k \cdot g \cdot (C_H + C_P) \cdot h_k - W_k \cdot g \cdot (1 - C_P - C_V) \cdot \ell_{f2}}{n_{kf} \cdot (\ell_{f1} + \ell_{f2})} \dots \dots \dots (\text{参考 2-6-2-24})$$

フレーム取付脚に生じる曲げモーメントを次式で求める。

$$M_f = F_{kf} \cdot \ell_{ft} \dots \dots \dots (\text{参考 2-6-2-25})$$

フレーム取付脚の断面係数を次式で求める。

$$Z_f = \frac{J \cdot K^2}{6} \dots \dots \dots (\text{参考 2-6-2-26})$$

フレーム取付脚に生じる曲げ応力を次式で求める。

$$\sigma_f = \frac{M_f}{Z_f} \dots \dots \dots (\text{参考 2-6-2-27})$$

固定子取付ボルトに生じるせん断力を次式で求める。

$$Q_{kf} = W_k \cdot \sqrt{(C_H + C_P)^2 + (1 + C_P + C_V)^2} \cdot g \dots \dots \dots (\text{参考 2-6-2-28})$$

フレーム取付脚に生じるせん断応力を次式で求める。

$$\tau_f = \frac{Q_{kf}}{n_k \cdot J \cdot K} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-6-2-29})$$

フレーム取付脚に生じる組合せ応力を次式で求める。

$$\sigma_{fm} = \frac{1}{2} \cdot \sigma_f + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\sigma_f^2 + 4 \cdot \tau_f^2} \quad \dots \dots \dots (\text{参考 2-6-2-30})$$