

島根原子力発電所第2号機 審査資料	
資料番号	NS2-補-027-10-79
提出年月日	2022年9月29日

ガスタービン発電機の動的機能維持の詳細評価について

2022年9月

中国電力株式会社

本資料のうち、枠囲みの内容は機密に係る事項のため公開できません。

目 次

1. はじめに	1
2. 評価項目の抽出方針	1
3. 構造及び動作原理の概要	2
4. 動的機能維持評価の評価項目の抽出	8
5. ガスタービン発電機の地震時異常要因分析による基本評価項目の抽出	10
5.1 異常要因分析	10
5.2 基本評価項目の抽出	17
6. 類似機種 of 地震時異常要因分析による基本評価項目	25
6.1 耐特委で検討された非常用ディーゼル発電機の基本評価項目との比較	25
6.2 耐特委で検討されたポンプ駆動用タービン（AFWP用）の基本評価項目との比較	38
7. ガスタービン発電機の評価対象項目	42
7.1 ガスタービン発電機の評価対象項目の選定	42
7.2 類似機種の代表評価項目との比較	48
8. 工認耐震計算書における機能維持評価手法	51
8.1 ガスタービン発電機の評価内容及びその妥当性の検討	51
8.2 評価結果	53
9. まとめ	56

別紙1 ガスタービン発電機の加振試験について

1. はじめに

ガスタービン発電機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、VI-2-10-1-2-3-1「ガスタービン発電機ガスタービン機関及び発電機の耐震性についての計算書」におけるガスタービン発電機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

ガスタービン発電機については、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、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「N U P E C」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、作動原理、構造又は機能が類似している構成設備を有する機種／形式に対する耐特委及び電共研での検討を参考に、形式による構造の違いを踏まえたうえ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。

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）」

3. 構造及び動作原理の概要

ガスタービン発電機の概略構造図及び概略構成図を図 3-1 及び図 3-2 に、ガスタービン機関の構造図を図 3-3 に示す。ガスタービン発電機の構造、動作原理は下記のとおりである。

全体構成

- ・ガスタービン発電機は、図 3-1 に示すように同一の台板上にガスタービン機関及び発電機が据え付けられた構造となっている。
- ・ガスタービン機関及び発電機は、軸継手によって連結されており、ガスタービン機関によって出力軸を回転させ、軸継手を介して発電機回転子を回転させて発電を行う。
- ・ガスタービン発電機には、運転に必要な空気の取り込み、排出を行うために、伸縮継手を介して専用のダクト（吸排気設備）を設けている。

ガスタービンの構成について

- ・ガスタービンは、図 3-3 に示すとおり、動力を発生させる機関部と軸の回転数を発電機に適した回転数に変換する減速機部で機能を分担している。
- ・機関部については、主に圧縮機、燃焼器、タービンで構成されており、圧縮機で燃焼用の空気の吸込み、圧縮を行い、燃焼器にて圧縮空気と噴霧状にした燃料油を混合、燃焼させて高温・高圧の燃焼ガスを発生させ、そのガスによってタービンを回転させて動力を得ている。
- ・タービンと圧縮機は同軸上に設けており、タービンで得た動力を利用し、圧縮機を回転させ自立運転を確立する。
- ・減速機部については、主に歯車で構成されており、ガスタービンの回転数を大小の歯車で変換し、発電機に適した回転数に変換するほか、ガスタービン付きの機械式のポンプ（主燃料油ポンプ）と歯車で連結させて動力伝達を行う。

以上より、ガスタービンにおいて要求される機能は回転の継続、駆動性能維持、機関回転速度（回転数）の減速であり、これらの機能の維持に必要な機器／部位として以下が挙げられる。（後述の各系統の関連機器／部位を除く）

- ・ガスタービン（機関）ケーシング
- ・ガスタービン（機関）軸系（軸・軸受）
- ・燃焼器
- ・ガスタービン（減速機）ケーシング
- ・ガスタービン（減速機）軸系（軸・歯車・軸受）

ガスタービンの出力制御系について

- ・ガスタービンは、燃料油の投入量によって回転数、出力を制御することができる。燃料油は、減速機部に設置された機械式の主燃料油ポンプによって供給するが、ガスタービンの回転軸より動力を得るため、ポンプ単体で燃料油の投入量を制御できない。そのため、ガスタービンの回転数を一定に保つべく、回転速度センサーの信号を受けて、燃料制御装置にて燃料油の投入量を制御する。また、燃焼状態は排気温度センサーにて監視する。
- ・燃料制御装置は、燃料制御ユニット、燃料制御ユニットを制御する燃料制御ユニットドライバ及び燃料油供給電磁弁で構成される。燃料制御ユニット及び燃料油供給電磁弁は、燃料油供給ライン上に設置しており、燃料油の投入量を燃料制御ユニットにて調整する。燃料油供給電磁弁は、燃料制御ユニットの下流に設けており、トリップ信号を受けた際に、燃料油供給ラインを遮断し、ガスタービンを緊急停止させることができる。

以上より、出力制御系において要求される機能は、機関回転速度の制御であり、その機能の維持に必要な機器として以下が挙げられる。また、出力制御系のブロックイメージ図を図 3-4 に示す。

- ・燃料制御ユニット
- ・燃料制御ユニットドライバ
- ・燃料油供給電磁弁
- ・回転速度センサー
- ・排気温度センサー

ガスタービンの着火系について

- ・燃焼器において噴霧状の燃料油と圧縮空気を混合し、点火プラグにて着火させる。一度着火すると燃焼ガスによって燃焼器内は高温となるため、燃料油は自然着火し、燃焼状態が維持される。したがって、点火プラグによる着火は始動時のみとなる。

以上より、着火系において要求される機能は、始動時の着火機能であり、その機能の維持に必要な機器として以下が挙げられる。

- ・点火プラグ
- ・点火エキサイタ

ガスタービンの始動系について

- ・始動時には、始動用蓄電池によりスタータモータを始動させ、減速機部の歯車を回転させることで、連結しているタービンの回転軸を回転させる。これにより圧縮機が回転し、空気の吸込み、圧縮が行われる。合わせて、始動用蓄電池により電気式の始動

用燃料油ポンプを始動させて、燃料油を燃焼器に投入し、ガスタービンの着火系により燃焼させる。自立運転が可能となる回転数までスタータモータにより運転をアシストする。

以上より、始動系において要求される機能は、始動機能であり、その機能の維持に必要な機器として以下が挙げられる。

- ・スタータモータ

ガスタービンの燃料油系について

- ・燃料油系には、機械式の主燃料油ポンプと、電気式の始動用燃料油ポンプが設けられている。始動用燃料油ポンプは、ガスタービンの始動系で示すように、主燃料油ポンプの吐出能力が低い始動時の低回転数での不足分を補うために設けている。

以上より、燃料油系において要求される機能は、燃料油供給機能であり、その機能の維持に必要な機器として以下が挙げられる。

- ・主燃料油ポンプ
- ・始動用燃料油ポンプ
- ・始動用燃料油ポンプ用モータ

ガスタービンの潤滑油系について

- ・ガスタービンの軸受周りへ潤滑油を供給するために、減速機部に設置された機械式の潤滑油ポンプで潤滑油を循環する。

以上より、潤滑油系において要求される機能は、潤滑機能であり、その機能の維持に必要な機器として以下が挙げられる。

- ・潤滑油ポンプ

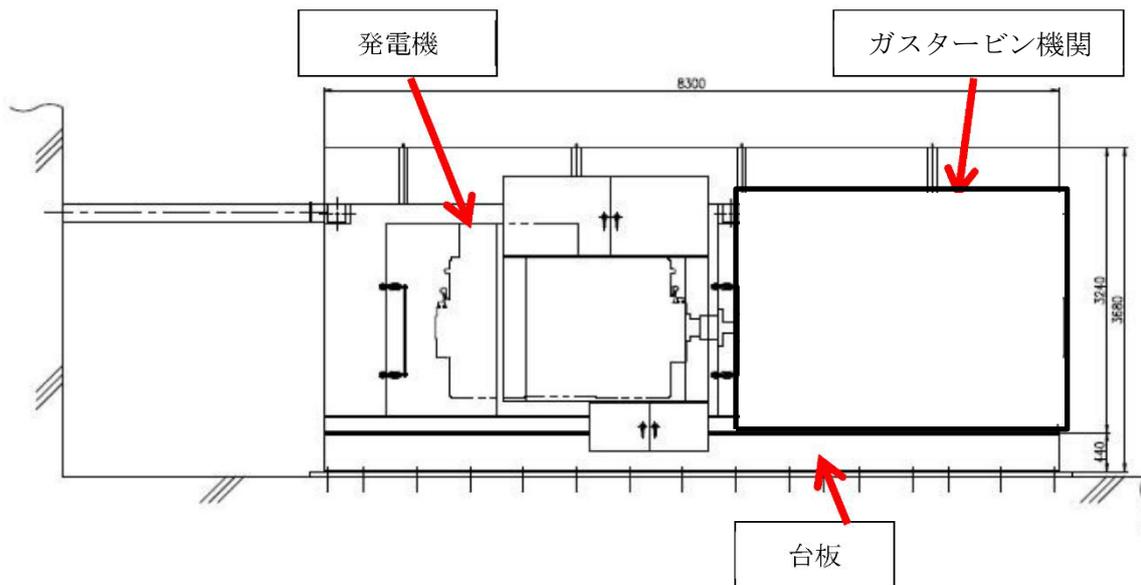


図 3-1 ガスタービン発電機の概略構造図

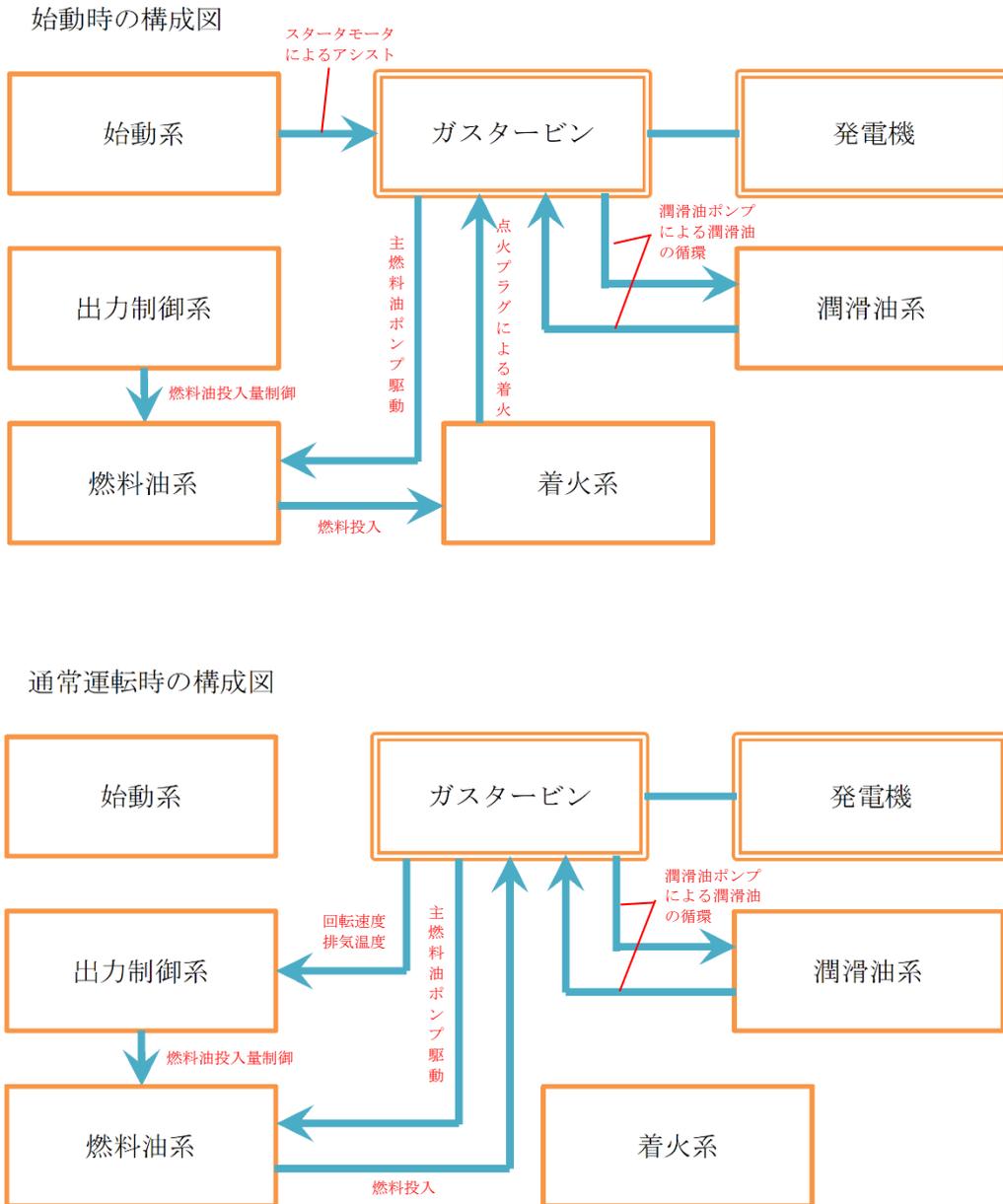
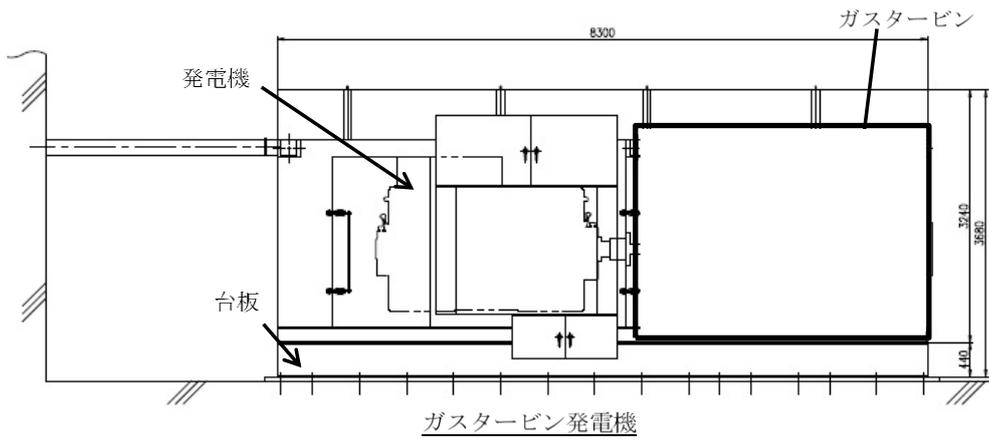
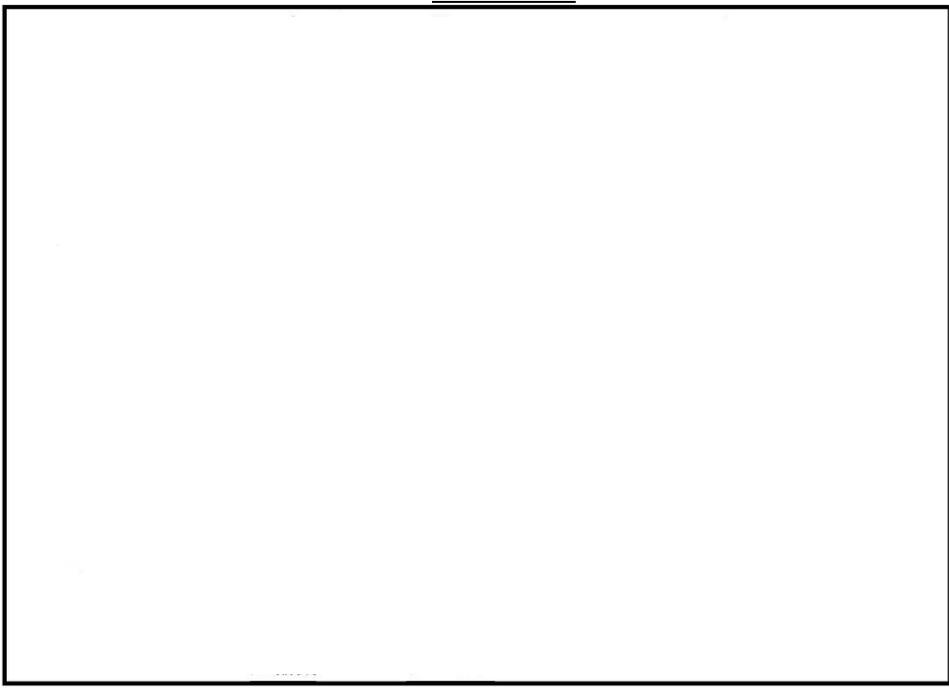


図 3-2 ガスタービン発電機の概略構成図



ガスタービン



ガスタービン機関

図 3-3 ガスタービン機関の構造概要図

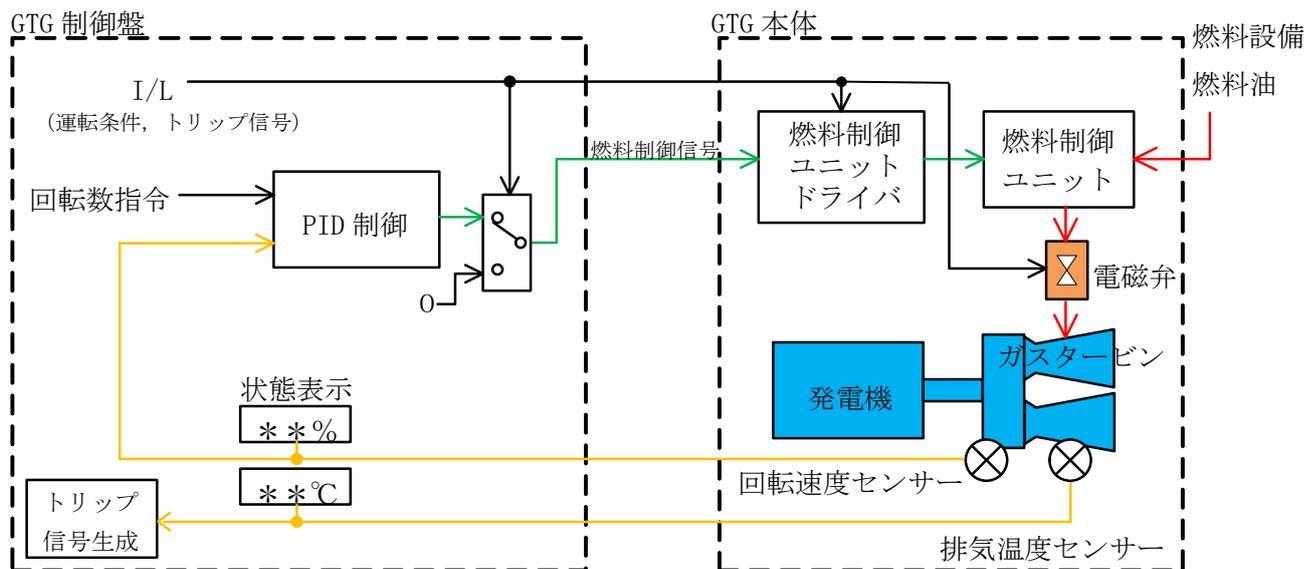


図 3-4 出力制御系のブロックイメージ図

4. 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ガスタービン発電機の動的機能維持評価の評価項目については、ガスタービン発電機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抽出する。また、耐特委で検討された非常用ディーゼル発電機及びポンプ駆動用タービンに対する地震時異常要因分析による基本評価項目を参照し、ガスタービン発電機の基本評価項目の網羅性及び工認計算書に記載する基本評価項目（以下「評価対象項目」という。）を確認する。

ガスタービン発電機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及び工認計算書における評価対象項目の選定フローを図 4-1 に示す。

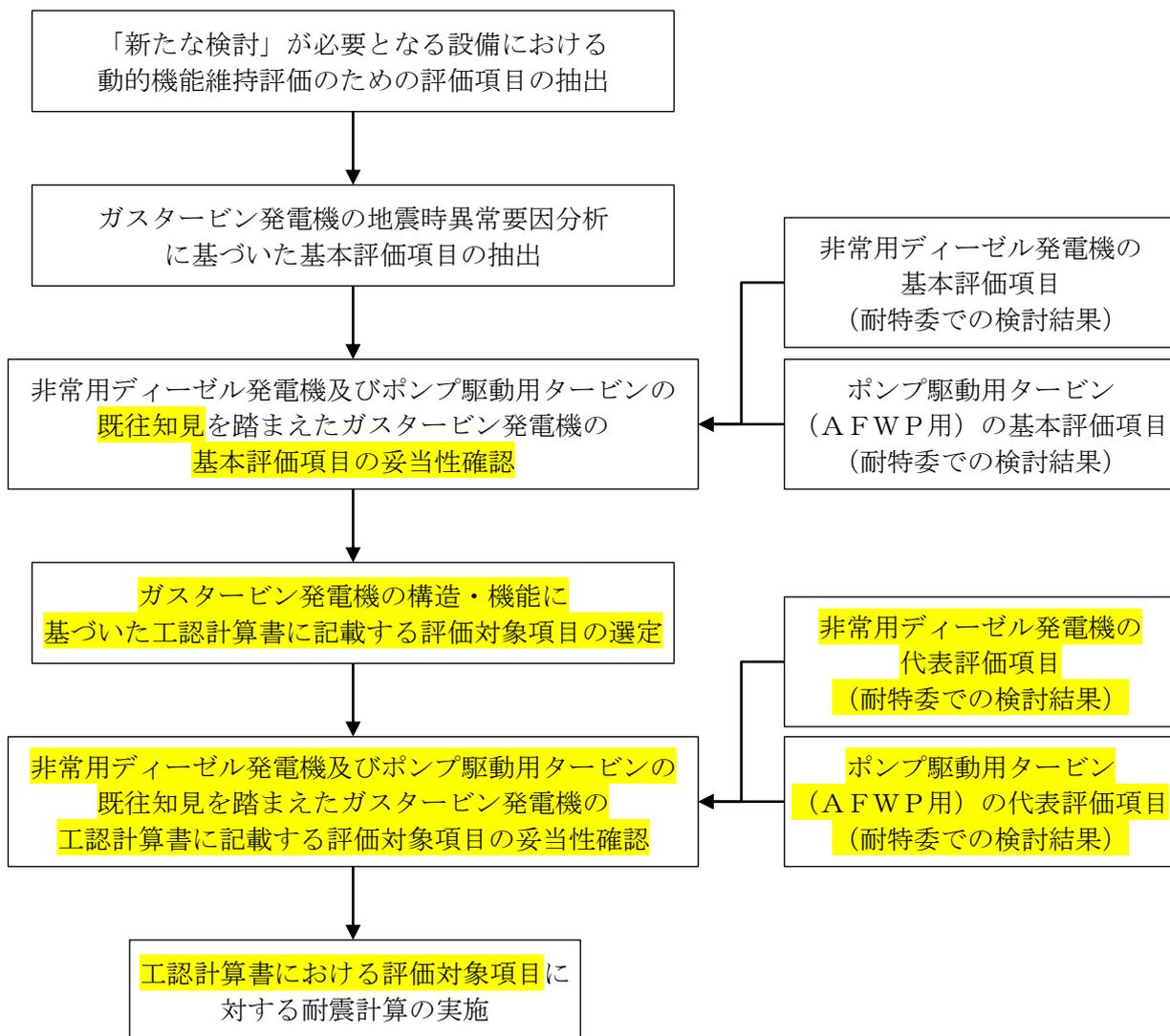


図 4-1 動的機能維持評価のための評価対象項目の選定フロー

5. ガスタービン発電機の地震時異常要因分析による基本評価項目の抽出

ガスタービン発電機の動的機能維持を評価するうえで、ガスタービン及びガスタービン付き機器を対象に評価項目を検討した。図 3-1 に示すガスタービン発電機のうち、台板等の構造物は動作を要求される機器ではないため、本検討の対象外とした。また、ガスタービン発電機の関連設備として、非常用ディーゼル発電機における吸排気設備やデイトンク等と同様の付帯設備として設置される設備も存在するが、既往の非常用ディーゼル発電機にて評価手法が確立されているため、本検討の対象外とした。発電機については、非常用ディーゼル発電機における発電機の評価と同様に、基本構造が同一である電動機における機能確認済加速度との比較により動的機能維持評価を行う。なお、ガスタービンと発電機は、軸継手により連結しているが、それぞれの軸は機器両端の軸受で支持されており、軸継手には変位吸収が可能なダイヤフラムカップリングを用いて、軸端の応答が互いに影響を及ぼさない構造となっているため、機器は個別に評価が可能である。

以降、ガスタービン及びガスタービン付き機器を対象に検討を行う。

5.1 異常要因分析

ガスタービン及びガスタービン付き機器の動的機能維持評価項目は、J E A G 4 6 0 1 -1991 追補版に定められる動的機能維持評価の考え方を参考に、異常要因分析によって、地震により機能喪失に至る要因・現象を検討することで、必要な評価項目を抽出する。

ガスタービン及びガスタービン付き機器の異常要因分析を、「3. 構造及び動作原理の概要」にて説明した設備構成や系統構成を踏まえて、以下の6つの区分に分類し、実施した。

<異常要因分析の検討区分>

- I ガスタービン（機関、減速機）
- II 出力制御系
- III 着火系
- IV 始動系
- V 燃料油系
- VI 潤滑油系

ガスタービン及びガスタービン付き機器を上記のように分類することで個々の評価対象を網羅的に分析することが可能である。各区分における異常要因モードは、構成機器の構造及び動作機構を考慮して検討した。異常要因分析図を図 5-1～図 5-6 に示す。なお、設備構成や系統構成により分割して異常要因分析を行う手法は、耐特委における非常用ディーゼル発電機の異常要因分析の手法に倣ったものである。上記に示した異常要因分析の検討区分は、非常用ディーゼル発電機と同様であることから、非常用ディーゼル発電機と同様の手法により異常要因分析を行うことで、同等の評価項目の網羅性を確保することができる。非常用ディーゼル発電機の異常要因分析結果の概要については、「6.1 耐特委で検討された非常用ディーゼル発電機の基本評価項目との比較」に記す。

また、ガスタービン部分の異常要因分析については、ターボ機械という観点で類似の動作

原理, 構造をもつポンプ駆動用タービンの異常要因分析結果も確認し, 同等な異常要因モードであることを確認している。ポンプ駆動用タービンの構造, 異常要因分析結果についても「6.2 耐特委で検討されたポンプ駆動用タービン(AFWP用)の基本評価項目との比較」に示す。

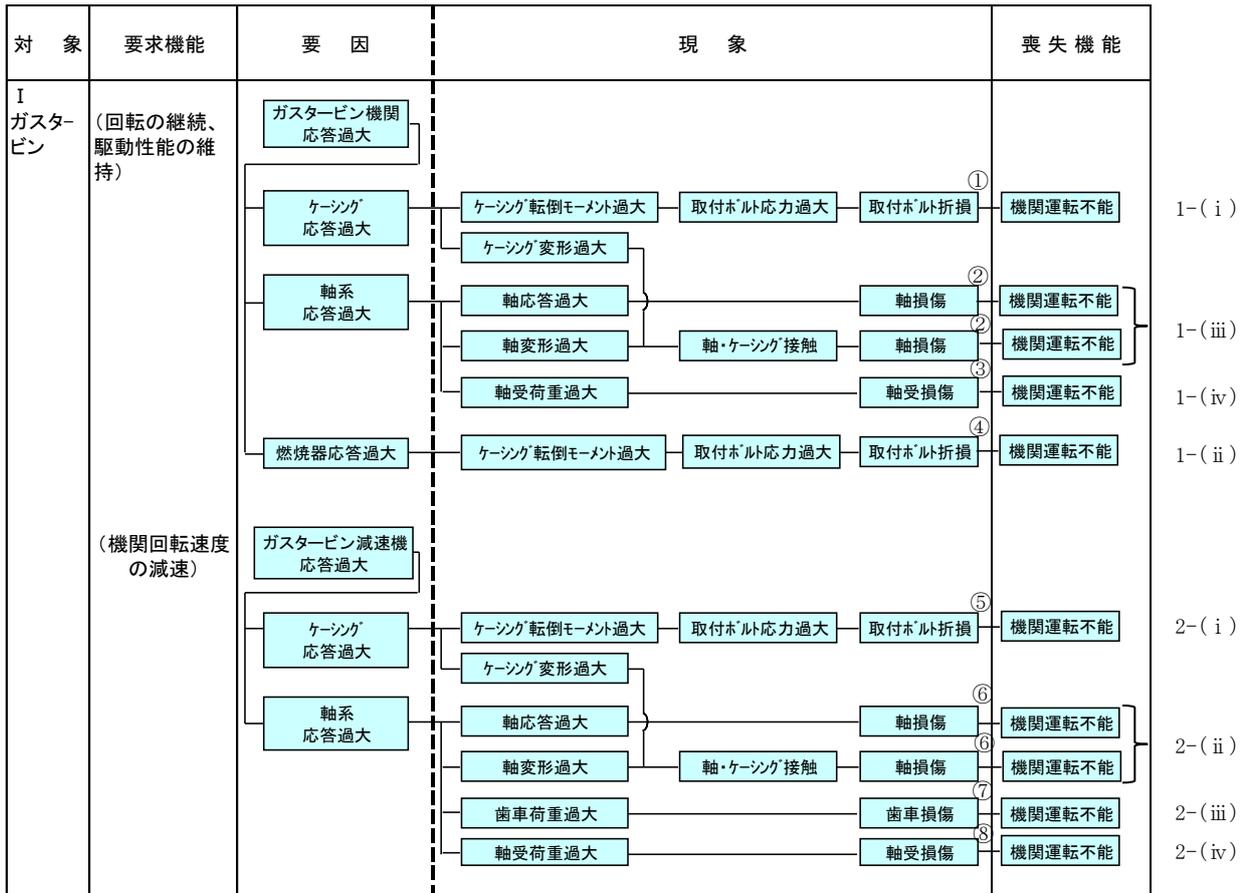
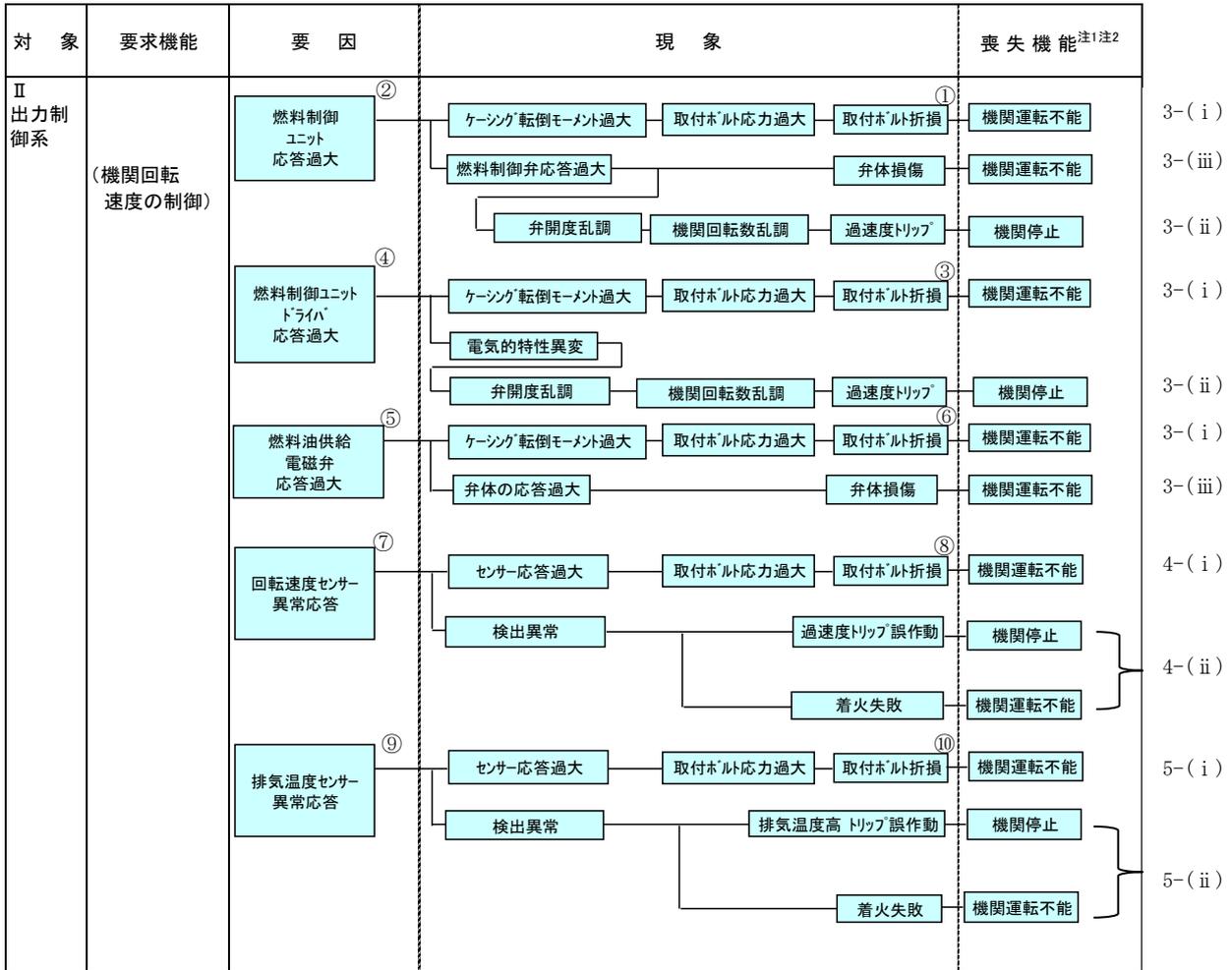


図 5-1 異常要因分析図と構造図 (ガスタービン)



注1 機関運転不能：構成機器の損傷や動作不良により運転が不能となる。

注2 機関停止：誤信号によるトリップにより運転が停止する（損傷に至らない）。

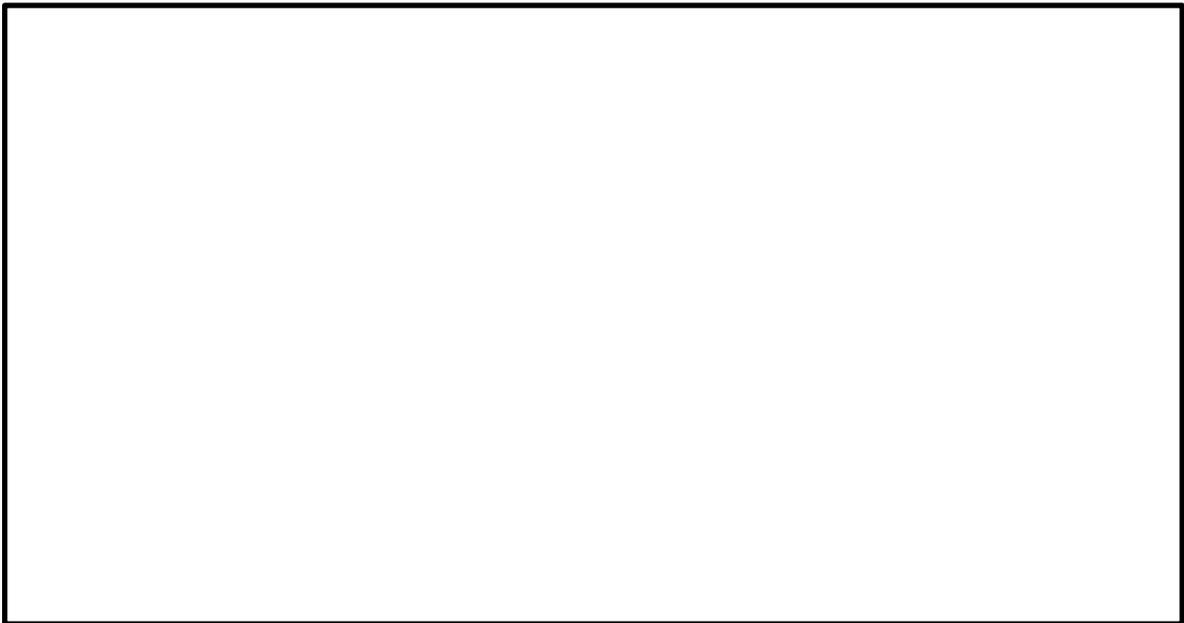


図 5-2 異常要因分析図と構造図（出力制御系）

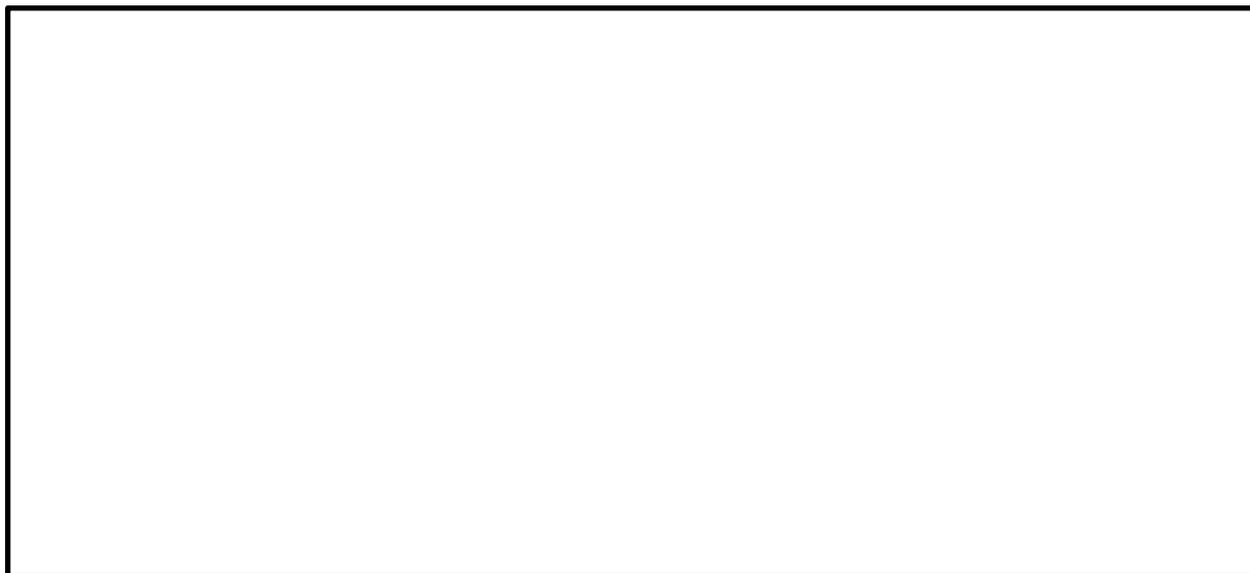
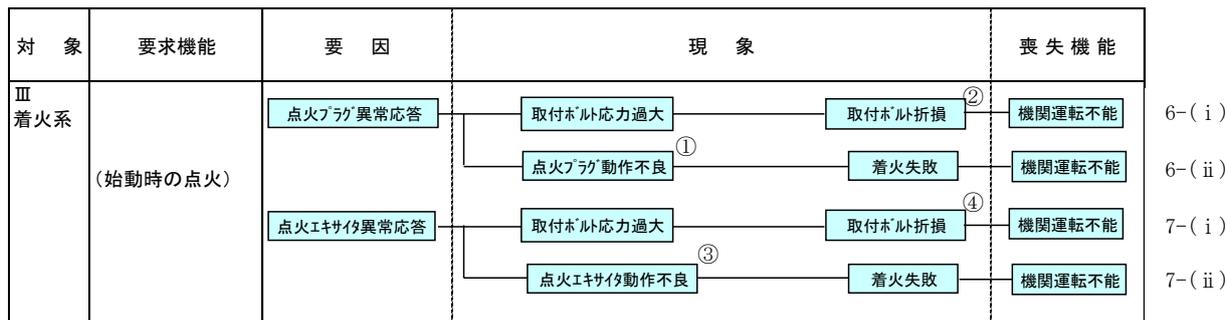


図 5-3 異常要因分析図と構造図 (着火系)



図 5-4 異常要因分析図と構造図 (始動系)

対象	要求機能	要因	現象	喪失機能				
V 燃費油系	(燃料油供給機能)	主燃料油ポンプ 応答過大	ケーシング転倒 モーメント過大	取付ボルト応答過大	取付ボルト折損 ^①	燃料噴射不能	機関運転不能	9-(i)
			軸受荷重過大	軸受損傷			機関運転不能	9-(iii)
			軸応答過大	軸損傷			機関運転不能	9-(ii)
		始動用燃料油ポンプ 応答過大	ケーシング転倒 モーメント過大	取付ボルト応答過大	取付ボルト折損 ^④	燃料噴射不能	機関運転不能	10-(i)
			軸受荷重過大	軸受損傷			機関運転不能	10-(iii)
			軸応答過大	軸損傷			機関運転不能	10-(ii)
		始動用燃料油ポンプ用 モータ応答過大	ケーシング転倒 モーメント過大	取付ボルト応答過大	取付ボルト折損 ^⑦		機関運転不能	11-(i)
			軸受荷重過大	軸受損傷			機関運転不能	11-(iii)
			軸応答過大	軸損傷			機関運転不能	11-(ii)

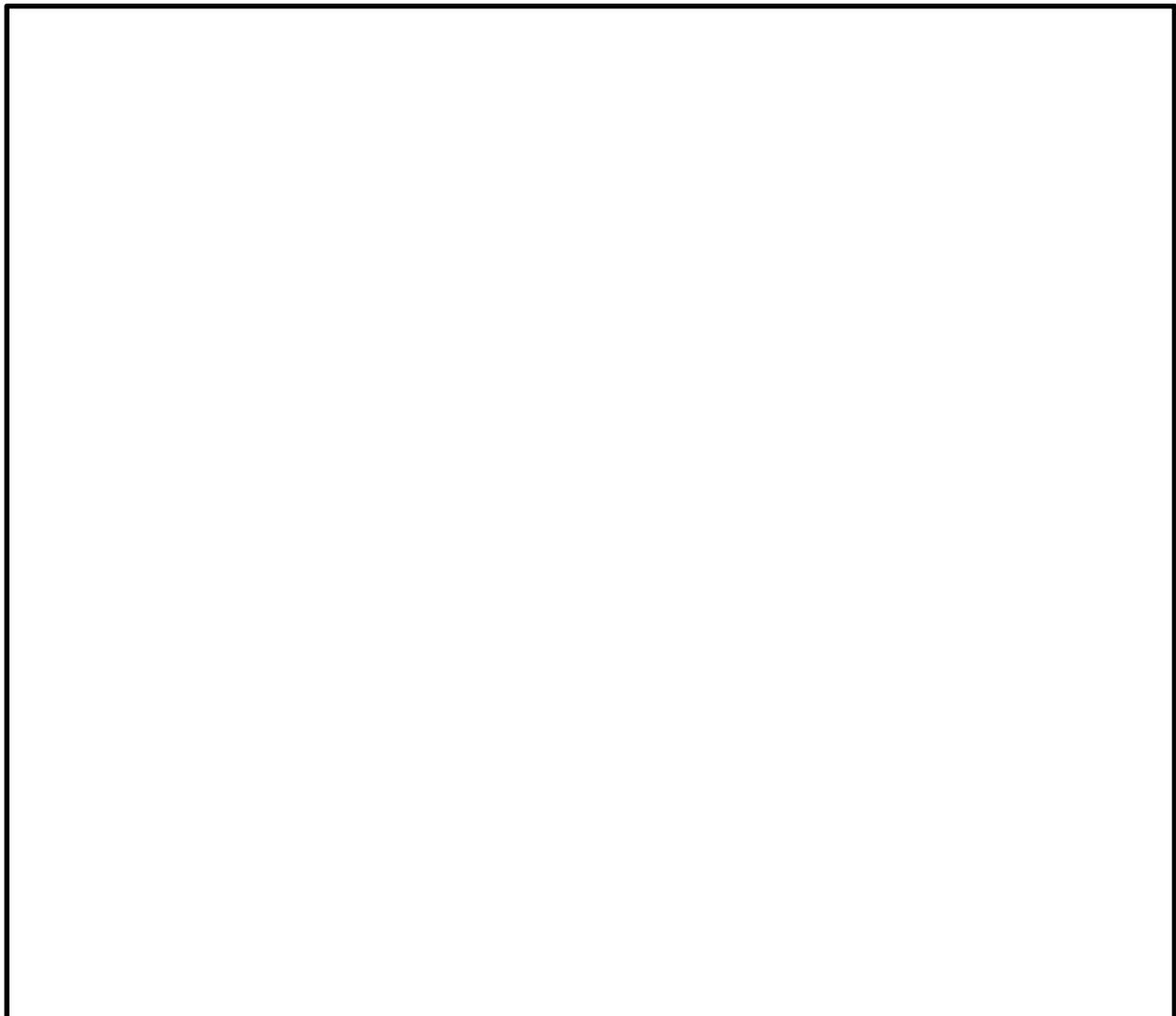


図 5-5 異常要因分析図と構造図 (燃料油系)

対象	要求機能	要因	現象	喪失機能
VI 潤滑油系	(潤滑機能)	潤滑油ポンプ 応答過大	<pre> graph LR A[潤滑油ポンプ 応答過大] --> B[クランク転倒 モーメント過大] A --> C[軸受荷重過大] A --> D[軸応答過大] B --> E[取付ボルト応答過大] C --> F[軸受損傷] D --> G[軸損傷] E --> H[取付ボルト折損] F --> H G --> H H --> I[潤滑油流出] I --> J[機関運転不能] </pre>	機関運転不能 12-(i) 機関運転不能 12-(iii) 機関運転不能 12-(ii)

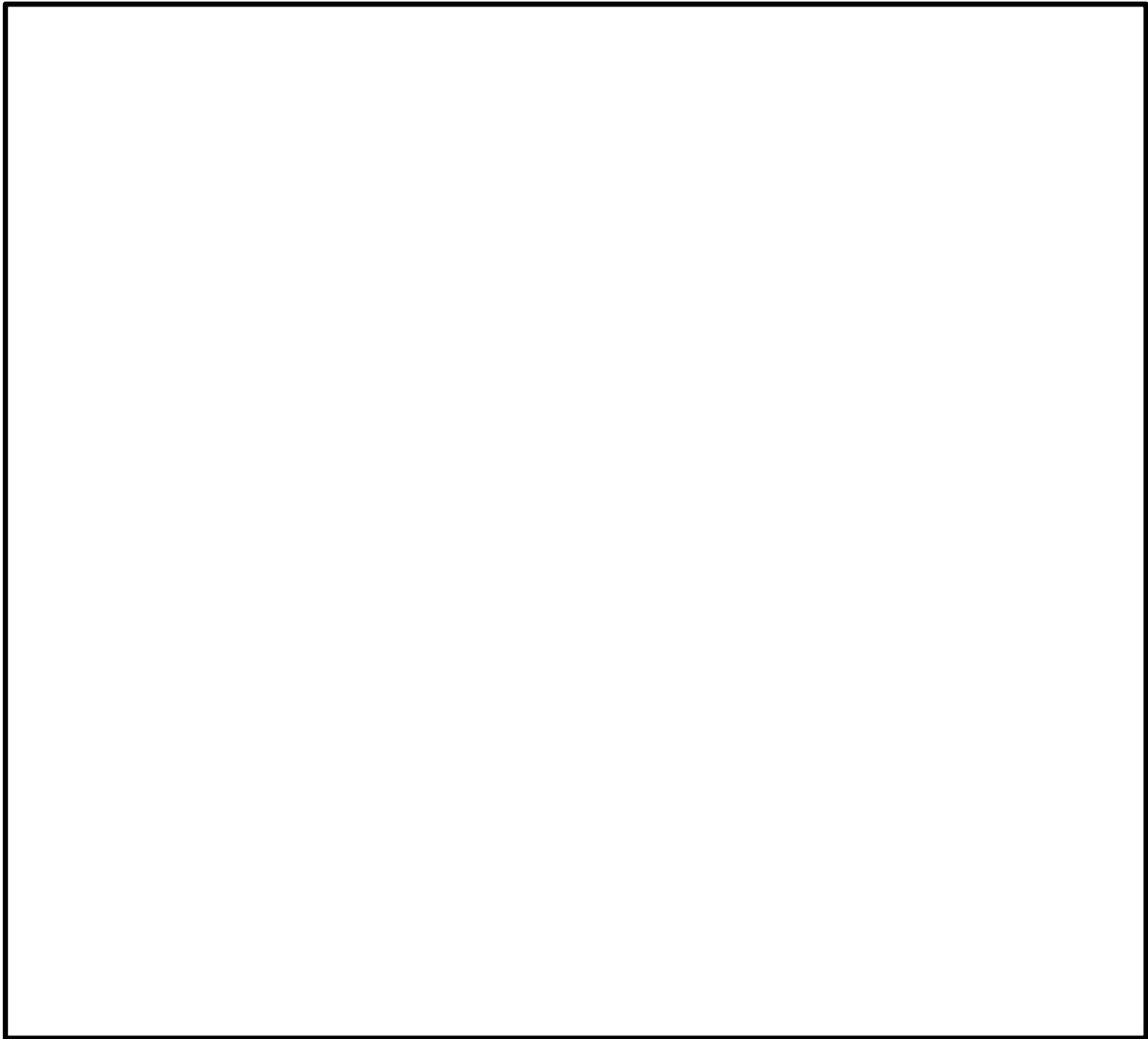


図 5-6 異常要因分析図と構造図（潤滑油系）

5.2 基本評価項目の抽出

異常要因分析に基づき、ガスタービン及びガスタービン付き機器に対して、以下に示すとおり全 34 項目の基本評価項目を抽出した。

なお、**図 5-1～5-6**の異常要因分析におけるガスタービン（機関）等の軸応答過大による軸損傷は、次の理由により軸とケーシングのクリアランス評価にて代替評価する。軸損傷は軸部のケーシングへの接触や破断がその対象となる。いずれも軸に作用する外力によって軸の変形を伴う事象であるが、構造的な特徴として破断に至る前に軸とケーシングが接触する。よって、軸の破断に対する強度評価は、軸とケーシングのクリアランスを評価することで包絡可能である。

異常要因分析に基づき抽出される評価項目は以下のとおりである。

I ガスタービン

1 - (i) ガスタービン（機関）ケーシング取付ボルトの健全性

ガスタービン（機関）の地震応答が過大となると、転倒モーメントによるガスタービン（機関）の取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、機関ケーシング部が脱落し、回転の継続及び駆動性能の維持機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、ガスタービン（機関）のケーシング取付ボルト強度を選定する。

1 - (ii) 燃焼器取付ボルトの健全性

燃焼器の地震応答が過大となると、転倒モーメントによる取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、燃焼器が脱落し、燃焼ガスを保持できなくなり機関の回転の継続及び駆動性能の維持機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、燃焼器の取付ボルト強度を選定する。

1 - (iii) ガスタービン（機関）摺動部（軸とケーシングのクリアランス）の健全性

ガスタービン（機関）の地震応答が過大となると、回転軸の応答が過大となり、軸部の変形によりケーシングに付随する静止部と接触する。その結果、軸部が損傷に至り、回転の継続及び駆動性能の維持機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、軸（回転部）とケーシングのクリアランスを選定する。なお、クリアランスを形成する静止部は軸よりも外径側にあり、かつ耐圧構造で剛性の高いケーシングに固定するため、その変形量は微小となる。よって、変形量の評価は軸のみを対象とする。

1 - (iv) ガスタービン（機関）軸受の健全性

ガスタービン（機関）の地震応答が過大となると、軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することにより回転の継続及び駆動性能の維持機能が喪失する。

よって、基本評価項目として、軸受強度を選定する。

2 - (i) ガスタービン（減速機）取付ボルトの健全性

ガスタービン（減速機）の地震応答が過大となると、転倒モーメントによるガスタービン（減速機）の取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、全体系（減速機、機関及び燃焼器）が転倒することで機関回転速度の減速機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、ガスタービン（減速機）取付ボルト強度を選定する。

2 - (ii) ガスタービン（減速機）摺動部（軸とケーシングのクリアランス）の健全性

ガスタービン（減速機）の地震応答が過大となると、回転体である歯車の応答が過大となり、歯車軸部の変形によりケーシングと接触する。その結果、軸が損傷に至り、機関回転速度の減速機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、軸とケーシングのクリアランスを選定する。なお、ガスタービン（減速機）のケーシングは鋳造の厚肉構造であり剛性が高く、その変形量は微小となる。よって、変形量の評価は軸のみを対象とする。

2 - (iii) ガスタービン（減速機）歯車の健全性

ガスタービン（減速機）の地震応答が過大となると、減速機歯車荷重が過大となる。その結果、歯車が損傷することで機関回転速度の減速機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、歯車強度を選定する。なお、歯車同士の接触に伴って生じる歯元曲げ応力が過大となる場合に損傷すると考えられることから、歯元の曲げ応力を評価する。

2 - (iv) ガスタービン（減速機）軸受の健全性

ガスタービン（減速機）の地震応答が過大となると、軸受荷重が過大となり、軸受が損傷することにより機関回転速度の減速機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、軸受強度を選定する。

II 出力制御系

3 - (i) 燃料制御ユニット，燃料制御ユニットドライバ，燃料油供給電磁弁取付ボルトの健全性

燃料制御ユニット，燃料制御ユニットドライバ，燃料油供給電磁弁の地震応答が過大となると、転倒モーメントによる取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、脱落することで機関回転速度の制御機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、取付ボルト強度を選定する。

3 - (ii) 燃料制御ユニット，燃料制御ユニットドライバ制御機能の健全性

燃料制御ユニット，燃料制御ユニットドライバの地震応答が過大となると、燃料制御ドライバ内の回路の電気的特性に異変が生じ、制御信号に乱れが生じる可能性がある。制御信号が乱れると、燃料制御ユニット内の燃料制御弁の弁開度調整も乱れ、適切な

燃料投入量が得られなくなる。それにより機関回転数の乱調が発生し、過度な燃料が投入された場合は、過速度トリップによりガスタービンが停止する。

各機器の損傷には至らないため、機関回転速度の制御機能の喪失とはならないが、機関停止に至る事象への対策として、基本評価項目に電氣的機能維持確認を選定する。

3 - (iii) 燃料制御ユニット，燃料油供給電磁弁 弁体の健全性

燃料制御ユニット，燃料油供給電磁弁の地震応答が過大となると，弁体が損傷に至り，機関回転速度の制御機能を喪失する。

本弁は，電圧を印加することで開閉を行う電磁弁であり，その構造は単純なものである。弁体は，ばねによって保持されているため，地震による慣性力がばね力を上回ると，弁体が損傷に至る可能性がある。よって，基本評価項目として弁体のばね力評価を選定する。

4 - (i) 回転速度センサー 取付ボルトの健全性

回転速度センサーの地震応答が過大となると，転倒モーメントによる回転速度センサーの取付ボルトの応力が過大となる。その結果，取付ボルトが損傷に至り，回転速度センサーが脱落すると機関回転速度の制御機能を喪失する。

よって，基本評価項目として，回転速度センサーの取付ボルト強度を選定する。

4 - (ii) 回転速度センサーの健全性

回転速度センサーの地震応答が過大となると，定格運転中は検出異常による過速度トリップの誤作動が発生し，ガスタービンが停止する可能性がある。また，始動中は燃料制御異常による着火失敗（機関回転速度の制御機能の喪失）に至る可能性がある。

よって，基本評価項目として，回転速度センサーの電氣的機能維持確認を選定する。

5 - (i) 排気温度センサー取付ボルトの健全性

排気温度センサーの地震応答が過大となると，転倒モーメントによる排気温度センサーの取付ボルトの応力が過大となる。その結果，取付ボルトが損傷に至り，排気温度センサーが脱落することで，始動中の機関回転速度の制御機能を喪失する。

よって，基本評価項目として，排気温度センサーの取付ボルト強度を選定する。

5 - (ii) 排気温度センサーの健全性

排気温度センサーの地震応答が過大となると，定格運転中は検出異常による排気温度高トリップの誤作動が発生し，ガスタービンが停止する可能性がある。また，始動中は燃料制御異常による着火失敗（機関回転速度の制御機能の喪失）に至る可能性がある。

よって，基本評価項目として，排気温度センサーの電氣的機能維持確認を選定する。

III 着火系

6 - (i) 点火プラグ取付ボルトの健全性

点火プラグの地震応答が過大となると、転倒モーメントによる点火プラグの取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、点火プラグが脱落することで始動時の点火機能を喪失し、着火失敗に至る。

よって、基本評価項目として、点火プラグの取付ボルト強度を選定する。

6 - (ii) 点火プラグの健全性

点火プラグの地震応答が過大となることで、始動時に電氣的動作不良が発生すると、点火機能を喪失し、着火失敗に至る。

よって、基本評価項目として、点火プラグの電氣的機能維持確認を選定する。

7 - (i) 点火エキサイタ取付ボルトの健全性

点火エキサイタの地震応答が過大となることで、転倒モーメントによる点火エキサイタの取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、点火エキサイタが脱落することで始動時の点火機能を喪失し、着火失敗に至る。

よって、基本評価項目として、点火エキサイタの取付ボルト強度を選定する。

7 - (ii) 点火エキサイタの健全性

点火エキサイタの地震応答が過大となることで、電氣的動作不良が発生すると、始動時の点火機能を喪失し、着火失敗に至る。

よって、基本評価項目として、点火エキサイタの電氣的機能維持確認を選定する。

IV 始動系

8 - (i) スタータモータ取付ボルトの健全性

スタータモータの地震応答が過大となることで、転倒モーメントによる取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、スタータモータが転倒することで始動機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、スタータモータの取付ボルト強度を選定する。

8 - (ii) スタータモータ摺動部（軸とケーシングのクリアランス）の健全性

スタータモータの地震応答が過大となることで、回転体である軸の応答が過大となり、軸部の変形によりケーシングと接触する。その結果、軸が損傷に至り、始動機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、スタータモータの軸とケーシングのクリアランスを選定する。なお、クリアランスを形成する静止部はケーシングも含めて軸よりも外径側にあり、かつ肉厚も大きいことから剛性が高くその変形量は微小であるため、軸の変形量のみを評価する。

8 - (iii) スタータモータ軸受の健全性

スタータモータの地震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により始動機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、スタータモータの軸受強度を選定する。

V 燃料油系

9 - (i) 主燃料油ポンプ取付ボルトの健全性

主燃料油ポンプの地震応答が過大となることで、転倒モーメントによる取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、ポンプが脱落することで燃料油供給機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、主燃料油ポンプの取付ボルト強度を選定する。

9 - (ii) 主燃料油ポンプ摺動部（軸とケーシングのクリアランス）の健全性

主燃料油ポンプの地震応答が過大となることで、回転軸の応答が過大となり、軸部の変形によりケーシングと接触する。その結果、軸が損傷に至り、燃料油供給機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、主燃料油ポンプの軸とケーシングのクリアランスを選定する。なお、主燃料油ポンプのケーシングは厚肉構造であり、剛性が高くその変形量は微小であるため、軸の変形量のみを評価する。

9 - (iii) 主燃料油ポンプ軸受の健全性

主燃料油ポンプの地震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燃料油供給機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、主燃料油ポンプの軸受強度を選定する。

10 - (i) 始動用燃料油ポンプ取付ボルトの健全性

始動用燃料油ポンプの地震応答が過大となることで、転倒モーメントによる取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、ポンプが転倒することで燃料油供給機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、始動用燃料油ポンプの取付ボルト強度を選定する。

10 - (ii) 始動用燃料油ポンプ摺動部（軸とケーシングのクリアランス）の健全性

始動用燃料油ポンプの地震応答が過大となることで、回転体軸の応答が過大となり、軸部の変形によりケーシングと接触する。その結果、軸が損傷に至り、燃料油供給機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、始動用燃料油ポンプの軸とケーシングのクリアランスを選定する。なお、始動用燃料油ポンプのケーシングは厚肉構造であり、剛性が高くその変形量は微小であるため、軸の変形量のみを評価する。

10 - (iii) 始動用燃料油ポンプ軸受の健全性

始動用燃料油ポンプの地震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により燃料油供給機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、始動用燃料油ポンプの軸受強度を選定する。

11 - (i) 始動用燃料油ポンプ用モータ取付ボルトの健全性

始動用燃料油ポンプ用モータの地震応答が過大となることで、転倒モーメントによる取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトが損傷に至り、転倒することでモータの回転機能を喪失し、燃料油供給機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、始動用燃料油ポンプ用モータの取付ボルト強度を選定する。

11 - (ii) 始動用燃料油ポンプ用モータ摺動部（軸とケーシングのクリアランス）の健全性

始動用燃料油ポンプ用モータの地震応答が過大となることで、回転軸の応答が過大となり、軸部の変形によりケーシングと接触する。その結果、軸が損傷に至り、モータの回転機能を喪失し、燃料油供給機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、始動用燃料油ポンプ用モータの軸とケーシングのクリアランスを選定する。なお、始動用燃料油ポンプ用モータのケーシングは、厚肉構造であり、剛性が高くその変形量は微小であるため、軸の変形量のみを評価する。

11 - (iii) 始動用燃料油ポンプ用モータ軸受の健全性

始動用燃料油ポンプ用モータの地震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によりモータの回転機能を喪失し、燃料油供給機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、始動用燃料油ポンプ用モータの軸受強度を選定する。

VI 潤滑油系

12 - (i) 潤滑油ポンプ取付ボルトの健全性

潤滑油ポンプの地震応答が過大となることで、転倒モーメントによる取付ボルトの応力が過大となる。その結果、取付ボルトの損傷に至り、ポンプが脱落することで、潤滑機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、潤滑油ポンプの取付ボルト強度を選定する。

12 - (ii) 潤滑油ポンプ摺動部（軸とケーシングのクリアランス）の健全性

潤滑油ポンプの地震応答が過大となることで、回転軸の応答が過大となり、軸部の変形によりケーシングと接触する。その結果、軸が損傷に至り、潤滑機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、潤滑油ポンプの軸とケーシングのクリアランスを選定する。なお、潤滑油ポンプのケーシングは厚肉構造であるため、剛性が高くその変形量は微小であり、軸の変形量のみを評価する。

12 - (iii) 潤滑油ポンプ軸受の健全性

潤滑油ポンプの地震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により潤滑機能を喪失する。

よって、基本評価項目として、潤滑油ポンプの軸受強度を選定する。

以上のおり抽出した基本評価項目を表 5-1 に示す。

表 5-1 ガスタービン及びガスタービン付き機器における基本評価項目

No.	機器名称	基本評価項目
1	ガスタービン (機関)	(i) ケーシング取付ボルト強度
		(ii) 燃焼器取付ボルト強度
		(iii) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ)
		(iv) 軸受強度
2	ガスタービン (減速機)	(i) 取付ボルト強度
		(ii) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ)
		(iii) 歯元曲げ応力
		(iv) 軸受強度
3	燃料制御ユニット 燃料制御ユニットドライバ 燃料油供給電磁弁	(i) 取付ボルト強度
		(ii) 動的・電氣的機能維持確認
		(iii) 弁体のばね力評価
4	回転速度センサー	(i) 取付ボルト強度
		(ii) 電氣的機能維持確認
5	排気温度センサー	(i) 取付ボルト強度
		(ii) 電氣的機能維持確認
6	点火プラグ	(i) 取付ボルト強度
		(ii) 電氣的機能維持確認
7	点火エキサイタ	(i) 取付ボルト強度
		(ii) 電氣的機能維持確認
8	スタータモータ	(i) 取付ボルト強度
		(ii) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ)
		(iii) 軸受強度
9	主燃料油ポンプ	(i) 取付ボルト強度
		(ii) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ)
		(iii) 軸受強度
10	始動用燃料油ポンプ	(i) 取付ボルト強度
		(ii) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ)
		(iii) 軸受強度
11	始動用燃料油ポンプ用モータ	(i) 取付ボルト強度
		(ii) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ)
		(iii) 軸受強度
12	潤滑油ポンプ	(i) 取付ボルト強度
		(ii) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ)
		(iii) 軸受強度

6. 類似機種地震時異常要因分析による基本評価項目

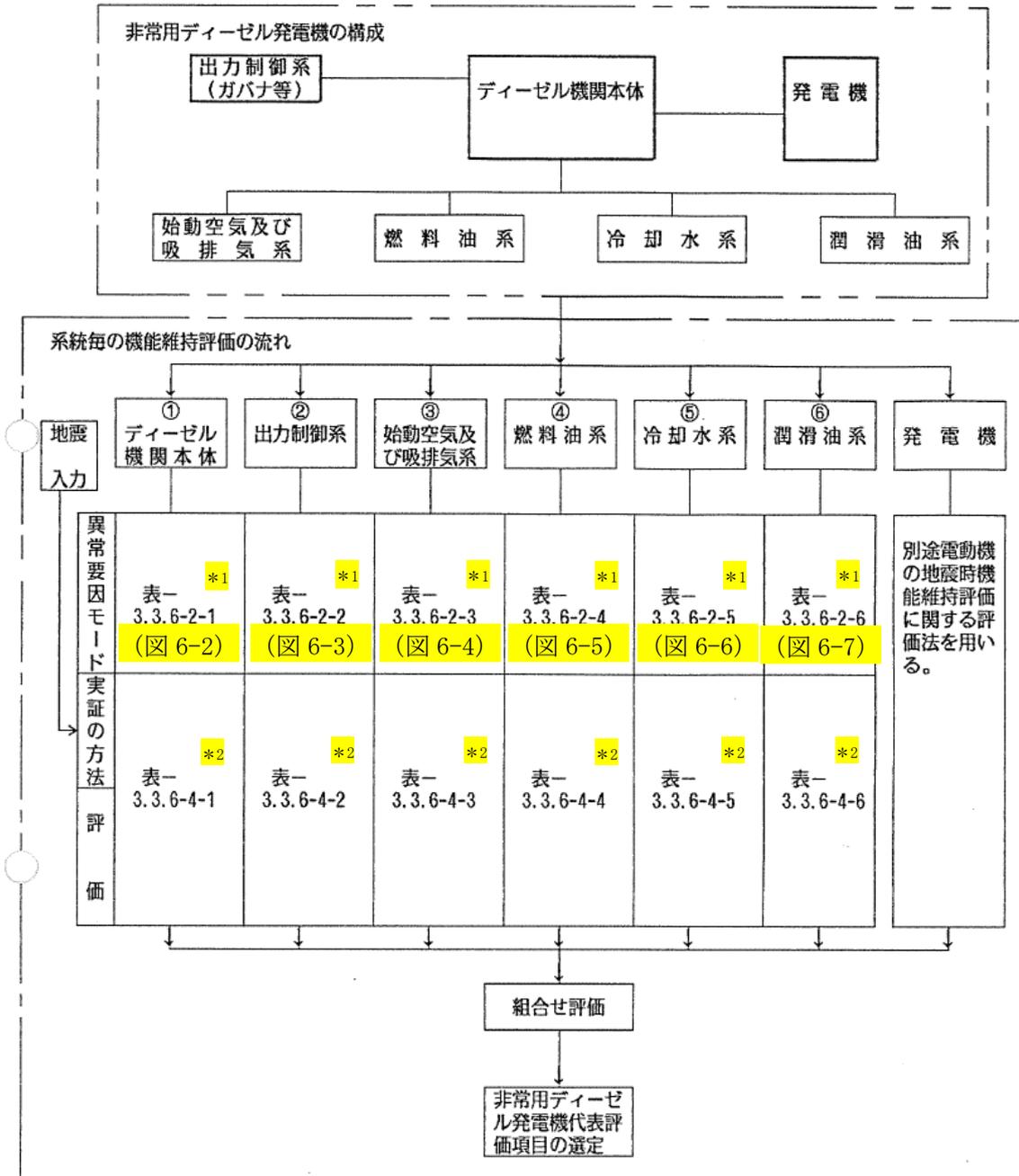
「5.1 異常要因分析」にて示したとおり、ガスタービン発電機の評価項目の選定にあたっては、同等の系統構成をもつ類似機種として非常用ディーゼル発電機のうち機関及び機関付き機器、ターボ機械という点で類似構造をもつポンプ駆動用タービンの評価項目の選定手法を参考とする。

6.1 耐特委で検討された非常用ディーゼル発電機の基本評価項目との比較

耐特委における非常用ディーゼル発電機では評価項目の選定のため、設備構成や系統構成から系統ごとに分割して異常要因分析を実施しており、同手法を用いることで網羅性を確保している。なお、各異常要因モードにおいては、構成機器の構造や動作原理を考慮して検討している。

耐特委における非常用ディーゼル発電機の構成と機能維持評価の流れを図6-1に、異常要因分析図を図6-2～図6-7に示す。

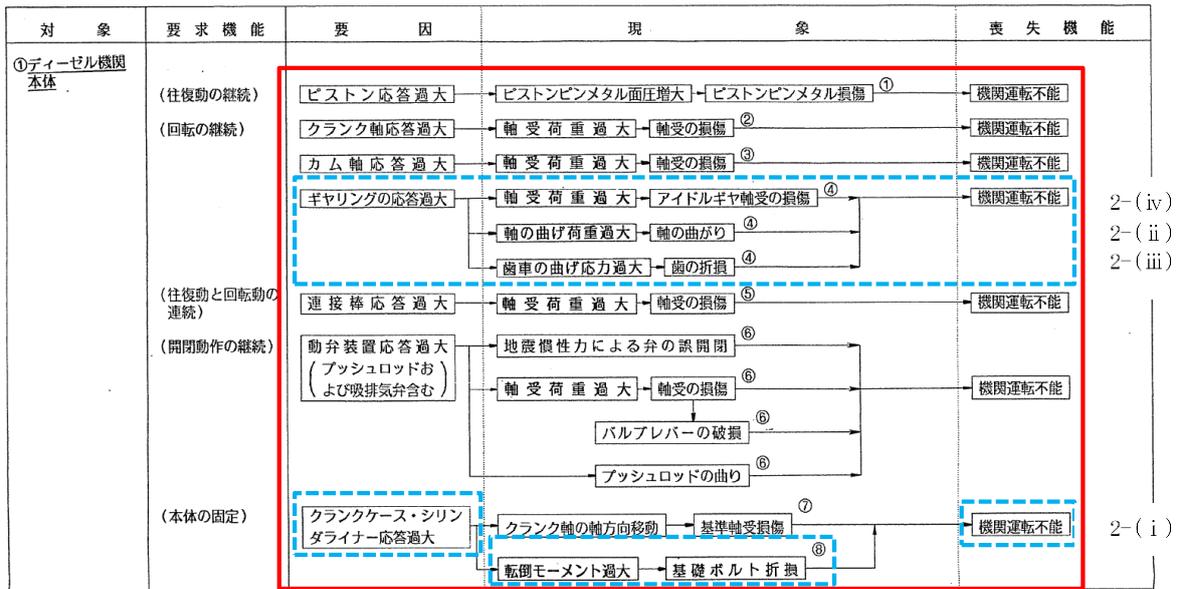
なお、図6-2～図6-7において、非常用ディーゼル発電機のうち、ディーゼル機関及び機関付き機器に該当する箇所を赤枠にて示す。



注記*1：本資料における図番号を括弧内に示す。

*2：本資料では、実証の方法及び評価に対応する当該の表は参照しない。

図 6-1 非常用ディーゼル発電機の構成と機能維持評価の流れ（耐特委）

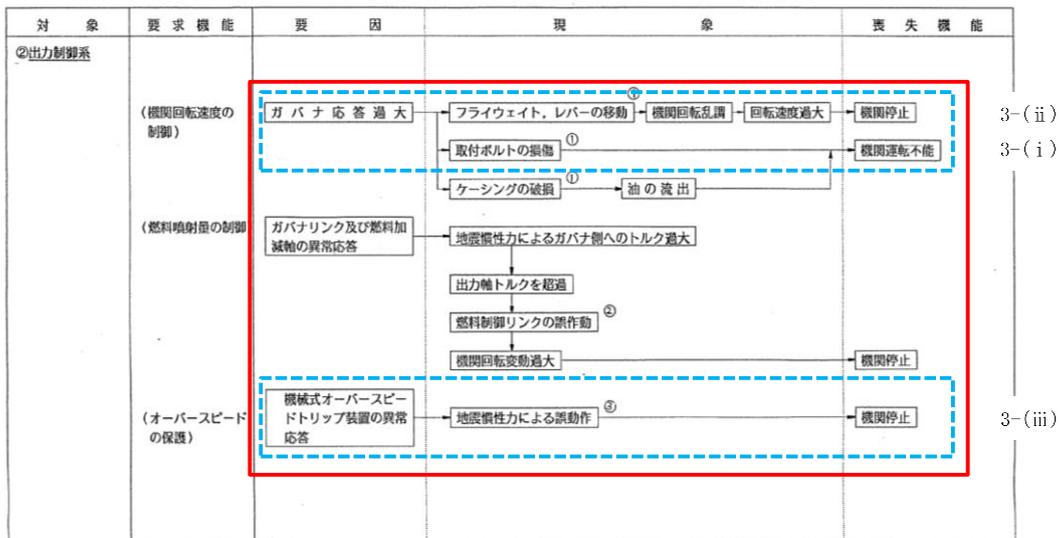


2-(iv)
2-(ii)
2-(iii)

2-(i)

□ : 非常用ディーゼル発電機のうち機関及び機関付き機器の項目
□ : ガスタービンとの類似評価項目

図 6-2 非常用ディーゼル発電機の異常要因分析図 (ディーゼル機関本体)

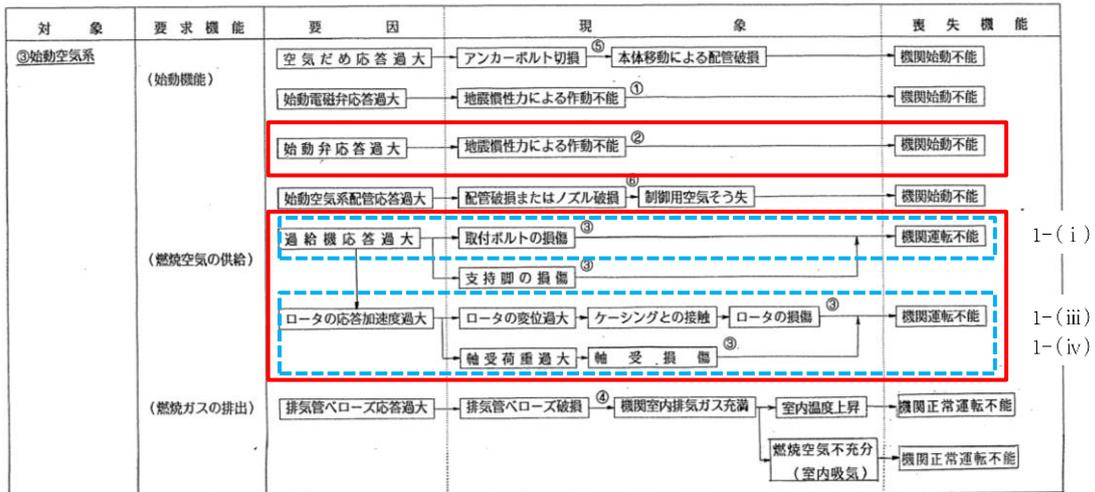


3-(ii)
3-(i)

3-(iii)

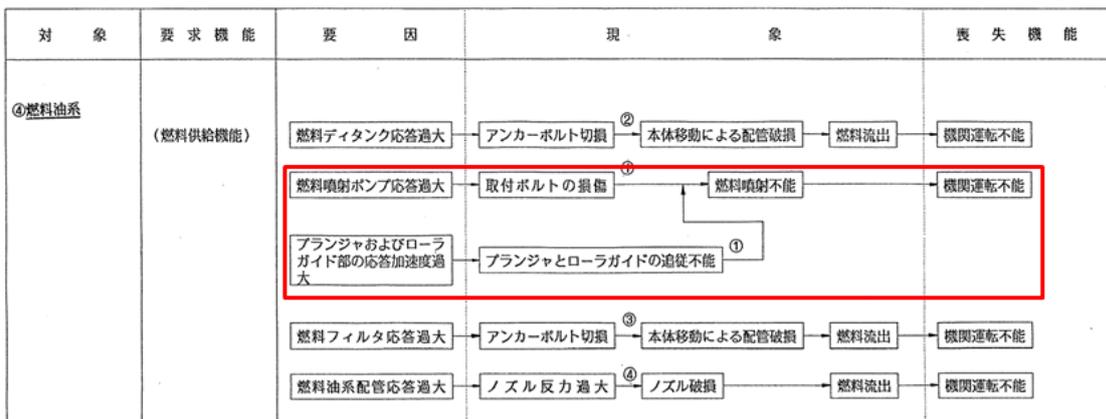
□ : 非常用ディーゼル発電機のうち機関及び機関付き機器の項目
□ : ガスタービンとの類似評価項目

図 6-3 非常用ディーゼル発電機の異常要因分析図 (出力制御系)



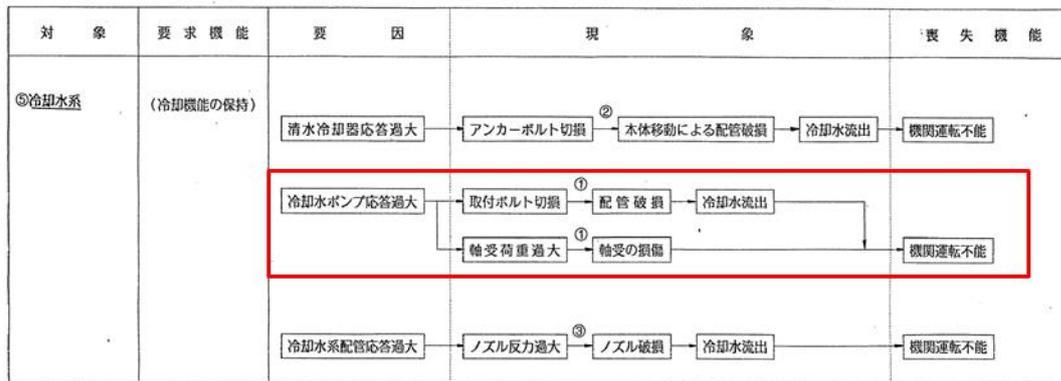
□ : 非常用ディーゼル発電機のうち機関及び機関付き機器の項目
□ : ガスタービンとの類似評価項目

図 6-4 非常用ディーゼル発電機の異常要因分析図 (始動空気及び吸排気系)



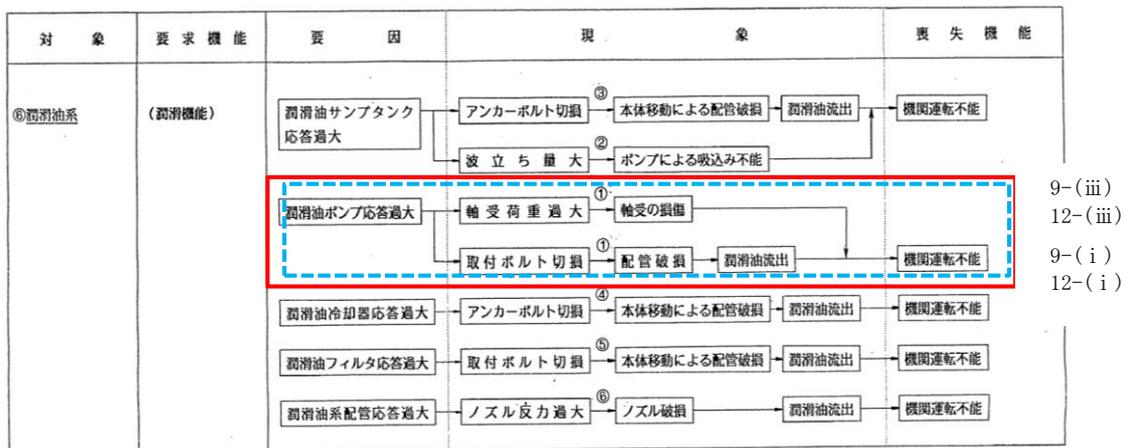
□ : 非常用ディーゼル発電機のうち機関及び機関付き機器の項目
□ : ガスタービンとの類似評価項目

図 6-5 非常用ディーゼル発電機の異常要因分析図 (燃料油系)



□ : 非常用ディーゼル発電機のうち機関及び機関付き機器の項目
□ : ガスタービンとの類似評価項目

図 6-6 非常用ディーゼル発電機の異常要因分析図 (冷却水系)



9-(iii)
 12-(iii)
 9-(i)
 12-(i)

□ : 非常用ディーゼル発電機のうち機関及び機関付き機器の項目
□ : ガスタービンとの類似評価項目

図 6-7 非常用ディーゼル発電機の異常要因分析図 (潤滑油系)

非常用ディーゼル発電機とガスタービン発電機は、系統構成が同等であり、機関の構造は異なるが、動力機関と発電機及び付帯設備からなる非常用発電装置という点で類似な設備であり、各構成設備においても、その機能・作動原理から類似といえる機器が存在する。

なお、「5. ガスタービン発電機の地震時異常要因分析による基本評価項目の抽出」で示したとおり、本書ではガスタービン発電機のうち、ガスタービン及びガスタービン付き機器を対象に評価項目を検討するため、比較対象とする非常用ディーゼル発電機においても、ディーゼル機関及び機関付き機器を対象とする。

以下に、類似性を有する構成機器及びその根拠を示し、その整理結果を表6-1に示す。

(1) ガスタービン（機関）

非常用ディーゼル発電機の過給機と以下の点において類似性を有する。

非常用ディーゼル発電機の過給機とガスタービン（機関）は共に昇圧した燃焼用空気を機関に送気する機能を有したターボ機械である。過給機は、燃焼後の排気ガスにて動力を得るための軸流型タービンと燃焼用空気を過給するためのインペラ型圧縮機を一軸上に配した回転軸を2つの軸受で支持した構造である。一方、ガスタービン（機関）も圧縮機とタービンを一軸上の回転軸に配し両端の軸受で支持した構造である。

共に高速で回転する回転軸が支持している軸受を介してケーシング内に内包された構造であり、このケーシングを本体取付面にボルト結合されている点で類似の構造である。また、共に回転軸は常用の回転速度において固有振動数が危険速度と一致しないように離調されており、この軸振動特性を確保するために回転軸のみならず軸受、及びこれを支えるケーシングに対しても変形を抑制する高い剛性が要求されている。このように機関全体が高い剛性を有しており振動特性の観点からも両者は類似している。

(2) ガスタービン（減速機）

非常用ディーゼル発電機のギアリングと以下の点において類似性を有する。

非常用ディーゼル発電機のギアリングは、クランクの回転より得た動力をクランクギヤ、アイドルギヤ、及びカムギヤ等で構成された歯車機構を介して燃料噴射系、排気動弁系の機器を駆動させるカムへ伝達する機能を有する。一方、ガスタービン（減速機）も遊星歯車等の歯車で構成された歯車機構を介してガスタービン（機関）主軸より得た動力を適切な回転速度に減速調整して出力軸より発電機へ伝達する機能を有しており、類似の動力伝達の機能を有した機器である。また、共に回転する歯車軸が軸受を介してケーシング内に内包された構造であり、このケーシングを台板にボルト結合されている点で類似している。

また、動力伝達時に歯車同士が噛み合うことで生じる反力を歯車軸で受けながら円滑な回転を確保するために歯車軸をはじめ、軸受及びこれを支えるケーシングに対しても変形を抑制する高い剛性が要求されている。このように機関全体が高い剛性を有しており振動特性の観点からも類似性を有する。

(3) ガスタービン付きポンプ（主燃料油ポンプ，潤滑油ポンプ）

非常用ディーゼル発電機の潤滑油ポンプと以下の点において類似性を有する。

非常用ディーゼル発電機の潤滑油ポンプは，機関各部へ潤滑油を供給するため機関本体に付属して回転するクランク軸（クランクギヤ）より歯車を介して動力を得る回転式ポンプである。一方，ガスタービン付きポンプ（主燃料油ポンプ，潤滑油ポンプ）も機関各部へ燃料油や潤滑油を供給するためガスタービン（減速機）に付属して回転する減速機軸より動力を得る回転式ポンプであり，共に主機関より動力を得て媒体を輸送するポンプ機能を有する点で類似している。

また，共に媒体を押し出す回転部品とケーシングで構成された単純な構造の機器であり主機関にボルト結合された支持構造であることから振動特性の観点からも類似性を有している。

(4) 燃料制御装置（燃料制御ユニット，燃料制御ユニットドライバ，燃料油供給電磁弁）

非常用ディーゼル発電機のガバナ及びオーバースピードトリップ装置と以下の点において類似性を有する。

非常用ディーゼル発電機のガバナは，ディーゼル機関に備わったシリンダ（ピストン）毎に，直接，燃料噴射ポンプの燃料流路を機械的に開閉することで，燃料流量を制御している。一方，ガスタービン発電機の燃料制御装置は，制御信号により燃料流量を制御している。機構は異なるが，どちらも，回転数を一定に保つために燃料流量を制御しており，機能面で類似性を有している。

また，非常用ディーゼル発電機のオーバースピードトリップ装置とガスタービン発電機の燃料油供給電磁弁は，共に過速度トリップ機能として燃料油供給制御を行う点で類似性を有している。

表 6-1 ガスタービン発電装置とディーゼル発電機との類似性

ガスタービン 発電装置	非常用ディー ゼル発電機	類似性			表 6-2 の
		構造面	機能面	振動特性	No.
(1) ガスタービン (機関)	・ 過給機	・ ターボ機械 軸受両端支 持	・ 燃焼用空気圧 縮	・ 高速回転体の 軸振動特性	No. 13
(2) ガスタービン (減速機)	・ ギアリング	・ 歯車機構	・ 動力伝達	・ 歯車噛合反力 を伴う回転軸 振動特性	No. 5
	・ 機関本体	・ 基礎/取付ボ ルト	・ 床面/台板固 定	・ ボルトに働く 機関振動, 回 転モーメント 特性	No. 8
(3) ガスタービン付 きポンプ ・ 主燃料油ポンプ ・ 潤滑油ポンプ	・ 潤滑油 ポンプ	・ 機関駆動式	—	(共通) 主機関との支 持構造及び回 転体の振動特 性	No. 16
	・ 潤滑油 ポンプ	・ 機関駆動式	・ 潤滑油輸送		No. 16
(4) 燃料制御装置 ・ 燃料制御 ユニット ・ 燃料制御ユニッ トドライバ ・ 燃料油供給 電磁弁	・ ガバナ	—	・ 燃料流量制御	—	No. 9
	・ ガバナ	—	・ 燃料流量制御	—	No. 9
	・ オーバースピ ードトリッ プ装置	—	・ 燃料供給制御	—	No. 11

上記の類似性をもとに、図 6-2～図 6-7 に示した異常要因分析から抽出した非常用ディーゼル発電機の基本評価項目と、これら各評価項目に対応するガスタービン発電機の評価項目（機器）を表 6-2～表 6-5 に示す。

また、図 6-2～図 6-7 の非常用ディーゼル発電機の異常要因分析図に、ガスタービン発電機における類似評価項目を示す。

以上より、ガスタービン発電機に属する機器のうち、非常用ディーゼル発電機と類似性を有する機器については、異常要因分析に基づいて抽出された基本評価項目においても類似性を示していることが確認できる。

表 6-2 非常用ディーゼル発電機とガスタービン発電機の評価項目比較 (ディーゼル機関本体)

No.	非常用ディーゼル発電機				ガスタービン発電機で対応する評価項目	
	機器名称	異常要因分析 該当項目	基本評価項目	評価内容	No.	基本評価項目
1	ピストン	ピストンピンメタル損傷	軸受強度	軸受面圧の評価	—	該当なし
2	クランク軸	軸受の損傷	軸受強度	軸受面圧の評価	—	該当なし
3	連接棒	軸受の損傷	軸受強度	軸受面圧の評価	—	該当なし
4	カム軸	軸受の損傷	軸受強度	軸受面圧/スラスト軸受荷重 の評価	—	該当なし
5	ギヤリング	アイドルギヤ軸受の損傷	軸受強度	軸受面圧の評価	2-(iv)	ガスタービン (減速機) 軸受
		軸の曲がり	軸の強度	軸の応力の評価	2-(ii)	ガスタービン (減速機) 摺動部 (軸 とケーシングのクリアランス)
		歯の折損	歯車の強度	歯車の応力の評価	2-(iii)	ガスタービン (減速機) 歯車
6	動弁装置	バルブレバーの破損	軸受強度	軸受面圧の評価 (バルブレバ ー軸受)	—	該当なし
		ブッシュロッドの曲がり	ブッシュロッド強度	曲げ応力	—	該当なし
		バルブレバーの破損	バルブレバーの強度	バルブレバーの曲げ応力	—	該当なし
		地震慣性力による弁の誤 開閉	ブッシュロッド弁	弁体のばね力評価	—	該当なし
7	基準軸受	基準軸受損傷	軸受ハウジング強度	曲げ応力評価	—	該当なし
			軸受強度	軸受面圧	—	該当なし
8	機関本体	基礎ボルト折損	基礎ボルト強度	基礎ボルトの応力評価	2-(i)	減速機取付ボルト

表 6-3 非常用ディーゼル発電機とガスタービン発電機の評価項目比較（出力制御系）

No.	非常用ディーゼル発電機				ガスタービン発電機で対応する評価項目	
	機器名称	異常要因分析 該当項目	基本評価項目	評価内容	No.	基本評価項目
9	ガバナ	フライウエイト、レバーの移動	ガバナの健全性評価 (地震時の機能維持確認)	機能確認済加速度との比較	3-(ii)	燃料制御ユニット, 燃料制御ユニットドライバ
		取付ボルトの損傷			3-(i)	燃料制御ユニット, 燃料制御ユニットドライバ, 燃料油供給電磁弁取付ボルト
		ケーシングの破損			—	該当なし
10	ガバナリンク及び燃料加減軸	燃料制御リンクの誤作動	地震時の抵抗	ガバナ駆動力と地震力との比較	—	該当なし
			コントロールラック中での燃料加減軸のつかえ有無	地震慣性力による燃料加減軸の変形評価	—	該当なし
11	オーバースピードトリップ装置	地震慣性力による誤作動	誤作動の有無	地震加速度と誤作動の起こる加速度との比較	3-(iii)	燃料制御ユニット, 燃料油供給電磁弁 弁体

表 6-4 非常用ディーゼル発電機とガスタービン発電機の評価項目比較（始動空気系，燃料油系，冷却水系）

No.	非常用ディーゼル発電機				ガスタービン発電機で対応する評価項目	
	機器名称	異常要因分析 該当項目	基本評価項目	評価内容	No.	基本評価項目
始動空気系						
12	始動弁	地震慣性力による 動作不能	弁棒の変形	変位評価（クリアランス）	—	該当なし
			弁棒の曲げ	曲げ応力評価	—	該当なし
			弁の誤開閉	弁体のばね力評価	—	該当なし
13	過給機	取付ボルトの損傷	取付ボルトの強度	取付ボルトの応力評価	1-(i)	ケーシング取付ボルト
		支持脚の損傷	支持脚の強度	支持脚の応力評価	—	該当なし
		ロータの損傷	軸とケーシングのクリアランス（たわみ）	変位評価	1-(iii)	ガスタービン機関摺動部（軸とケーシングとのクリアランス）
		軸受損傷	軸受強度	軸受荷重の評価	1-(iv)	ガスタービン機関軸受
燃料油系						
14	燃料噴射 ポンプ	取付ボルトの損傷	取付ボルトの強度	取付ボルトの応力評価	—	該当なし
		プランジャとローラガイドの追従不能	押付け力評価	地震加速度と押付け力の比較	—	該当なし
冷却水系						
15	冷却水 ポンプ	取付ボルト折損	取付ボルトの強度	取付ボルトの応力評価	—	該当なし
		軸受荷重過大	軸受強度	軸受面圧の評価	—	該当なし
			インペラとケーシングのクリアランス	変位評価	—	該当なし

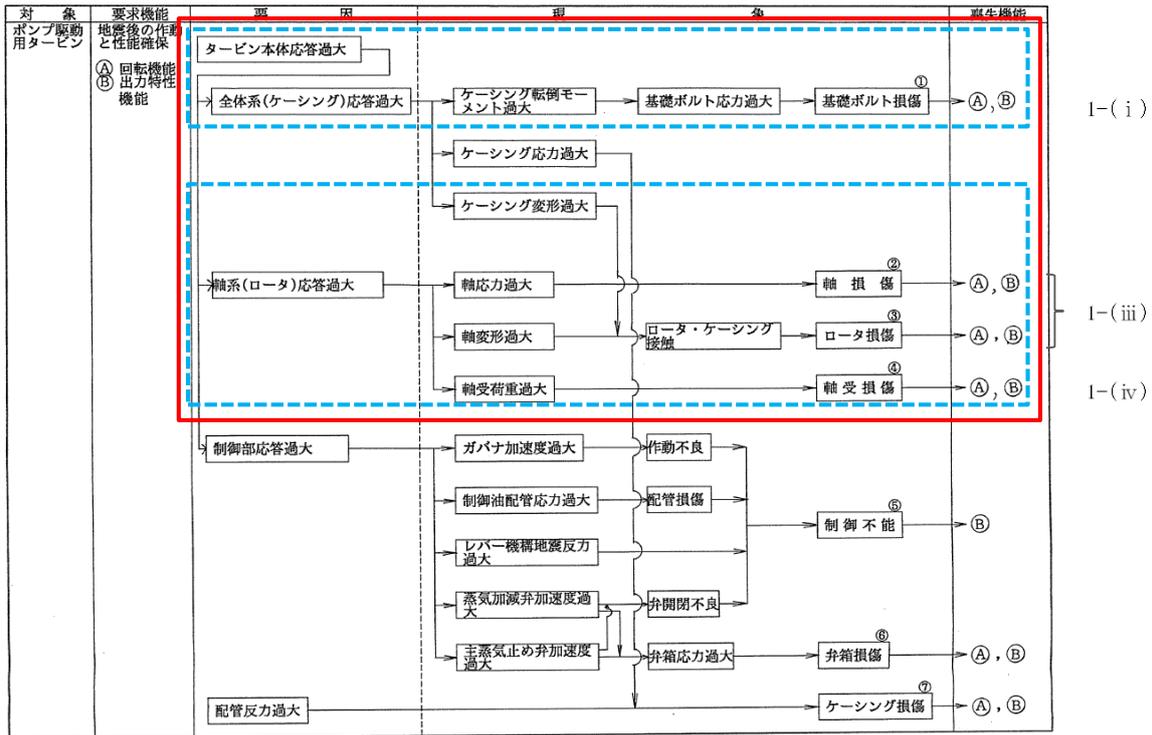
表 6-5 非常用ディーゼル発電機とガスタービン発電機の評価項目比較（潤滑油系）

No.	非常用ディーゼル発電機				ガスタービン発電機で対応する評価項目	
	機器名称	異常要因分析 該当項目	基本評価項目	評価内容	No.	基本評価項目
潤滑油系						
16	潤滑油 ポンプ	取付ボルト折損	取付ボルトの強度	取付ボルトの応力評価	9-(i)	主燃料油ポンプ取付ボルト
					12-(i)	潤滑油ポンプ取付ボルト
		軸受荷重過大	軸受強度	軸受面圧の評価	9-(iii)	主燃料油ポンプ軸受
					12-(iii)	潤滑油ポンプ軸受
			軸とケーシングのク リアランス	変位評価	9-(ii)	主燃料油ポンプ摺動部（軸とケーシ ングのクリアランス）
					12-(ii)	潤滑油ポンプ摺動部（軸とケーシ ングのクリアランス）

6.2 耐特委で検討されたポンプ駆動用タービン（AFWP用）の基本評価項目との比較

耐特委におけるポンプ駆動用タービンのうちAFWPタービン（以下「ポンプ駆動用タービン（AFWP用）」という。）では評価項目の選定のため、構成機器に対する異常要因分析を実施しており、その構成機器の構造や動作原理を考慮して異常要因モードを検討している。

耐特委におけるポンプ駆動用タービンの異常要因分析図を図6-8に示す。なお、図6-8において、ポンプ駆動用タービンのうち、タービン本体に該当する箇所を赤枠にて示す。



□ : ポンプ駆動用タービンのうちタービン本体の項目
 □ : ガスタービンとの類似評価項目

図6-8 ポンプ駆動用タービンの異常要因分析図

ポンプ駆動用タービンとガスタービン（機関）の構造比較を図 6-9 に示す。ポンプ駆動用タービンとガスタービン（機関）は、以下の点において類似性を有するターボ機械である。

ポンプ駆動用タービンは、駆動用蒸気を動力とする軸流型タービンとポンプタービンを一軸上に配した回転軸を複数の軸受で支持した構造である。一方、ガスタービン（機関）も、圧縮機とタービンからなる一軸の回転軸を両端の軸受で支持した構造である。共に高速で回転する回転軸を支持する軸受を介してケーシング内に内包した構造であり、このケーシングを本体取付面にボルト結合している点で類似の構造である。

また、共に回転軸は常用の回転速度において固有振動数が危険速度と一致しないように離調されており、この軸振動特性を確保するために回転軸のみならず、軸受及びこれを支えるケーシングに対しても変形を抑制する高い剛性が要求されている。このように回転軸及び関連部位が高い剛性を有しており振動特性の観点からも両者は類似している。

上記の類似性をもとにポンプ駆動用タービン（タービン本体部分）の基本評価項目に対応したガスタービンの対象機器を表 6-6 に示す。

また、図 6-8 のポンプ駆動用タービンの異常要因分析図に、ガスタービン発電機における類似部位の基本評価項目を示す。

以上より、ガスタービン（機関）とポンプ駆動用タービン（タービン本体部分）は、異常要因分析に基づいて抽出された基本評価項目において類似性を示していることが確認できる。

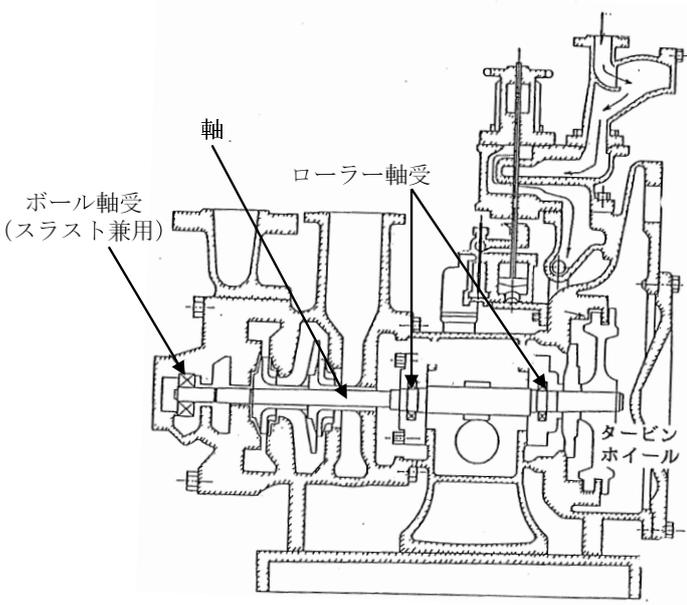
<p>ポンプ駆動用タービン</p>	
<p>ガスタービン (機関)</p>	
<p>類似点</p>	<ul style="list-style-type: none"> ・タービンにより高速で回転する回転軸を有する。 ・回転軸がケーシング内に内包されており、ケーシングがボルト結合されている。 ・回転軸及び関連部位が高い剛性を有する。

図 6-9 ポンプ駆動用タービンとガスタービン (機関) の比較

表 6-6 ポンプ駆動用タービンとガスタービン発電機の評価項目比較

No.	ポンプ駆動用タービン（タービン本体部分）				ガスタービン発電機で対応する評価項目	
	機器名称	異常要因分析 該当項目	基本評価項目	評価内容	No.	基本評価項目
1	ケーシング	基礎ボルト損傷	基礎ボルト強度	基礎ボルトの応力評価	1-(i)	ケーシング取付ボルト
2	軸系	軸損傷	ロータ変位	軸とケーシングのクリアランス	1-(iii)	ガスタービン機関摺動部（軸とケーシングとのクリアランス）
		ロータ損傷				
		軸受損傷	軸受強度	軸受面圧の評価	1-(iv)	ガスタービン機関軸受

7. ガスタービン発電機の評価対象項目の選定

ガスタービンの評価対象項目は、以下を選定する。

[構造強度評価項目]

I ガスタービン（減速機）の取付ボルト

[機能維持評価項目]

II ガスタービン（機関）の軸とケーシングのクリアランス

III ガスタービン（機関）の軸受

IV 燃料制御ユニット（調速装置）

ガスタービンは高温高圧の燃焼ガスによる熱的荷重、高速回転による遠心力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小さいと考えられることから、「5.2 基本評価項目の抽出」にて抽出した基本評価項目のうち、上記の項目を評価対象項目として選定した。基本評価項目から評価対象項目を選定した考え方を以下に示す。

なお、評価対象項目の選定にあたっては、動力機関と発電機及び付帯設備から構成される非常用発電装置という点で類似である非常用ディーゼル発電機、並びにターボ機械という点で類似であるポンプ駆動用タービンの J E A G 4 6 0 1 - 1991 追補版における代表評価項目を参照した。

7.1 ガスタービン発電機の評価対象項目の選定

I ガスタービン（減速機）の取付ボルト強度

J E A G 4 6 0 1 - 1991 追補版には評価のポイントとして「動的機能の維持に必要な静的な機能（例えば、取付ボルト、基礎ボルト）については、これら进行评估対象とする。」との記載がある。

ガスタービン（減速機）の取付ボルトは、ガスタービン及びガスタービン付き機器の重量を支えるボルトであり、ガスタービン及びガスタービン付き機器で使用される取付ボルトの中で転倒モーメントが最も大きく、最小裕度となるため、本取付ボルトを評価対象項目として選定する。

II ガスタービン（機関）の軸とケーシングのクリアランス

ガスタービンの軸及びケーシングは十分に剛性の高い構造であり、地震による変形量は微小であるが、軸とケーシング間のクリアランスもわずかであること、軸とケーシングの接触に伴う軸損傷が運転に及ぼす影響が大きいことから評価対象項目として選定する。

なお、「5.2 基本評価項目の抽出」で説明したとおり、軸強度については外力により軸が破断に至る前に軸とケーシングが接触することから、軸とケーシングのクリアランスのみを評価対象項目とした。

なお、軸支持部において類似構造（「7.2 類似機種の評価項目との比較」にて詳述）をもつポンプ駆動用タービンにおいても代表評価項目としてロータ変位（軸とケーシングの

クリアランス) の評価が選定されている。

III ガスタービン (機関) の軸受強度

ガスタービン (機関) の軸は他の動的機器と比べても高速回転 (18,000rpm) であり, 軸受部は軸の回転を支持する動的機能維持上重要な部位である。また, 軸受の損傷は機関全体の重大な損傷につながる可能性がある。ガスタービン (機関) の軸受は, ガスタービン及びガスタービン付き機器で使用されている軸受の中で, ガスタービン (減速機) の一部の軸受を除いて最小裕度となる。ここで, ガスタービン (減速機) の軸受のうち, 運転時に加わる機械荷重が支配的となる軸受については, ガスタービン (機関) の軸受と比較して地震荷重の寄与分に対する強度上の裕度 (= (許容値-運転時荷重) /地震のみの荷重) が大きいことを確認している。一方, 地震荷重が支配的となる軸受については, ガスタービン (機関) の軸受と比較して耐震裕度が大きいことを確認している。したがって, 耐震評価上より厳しいと考えられるガスタービン (機関) の軸受を評価対象項目として選定する。選定にあたっては異常発生時の影響の大きさも考慮した。

なお, 軸支持部において類似構造 (「7.2 類似機種 of 代表評価項目との比較」にて詳述) をもつポンプ駆動用タービンにおいても評価項目として軸受の評価が選定されている。

IV 燃料制御ユニットの電氣的機能維持確認

高速回転機器であるガスタービンの回転数を制御する装置であり, 回転の機能維持上重要であることから評価対象項目として選定した。

なお, 非常用ディーゼル発電機の工認計算書には調速装置であるガバナの機能維持評価結果を記載している。ディーゼル機関のガバナは, ディーゼル機関の回転数を一定に保つために, 燃料油の投入量を制御しており, ガスタービンにおける燃料制御ユニットも同様の機能を担う。そのため, 非常用ディーゼル発電機のガバナと同様にガスタービン発電機の調速装置である燃料制御ユニットについても, 機能維持評価を工認計算書に記載する。

「5.2 基本評価項目の抽出」にて抽出した基本評価項目のうち, 上記以外の項目について工認計算書の記載対象外とした理由を次に示す。

a. ガスタービン (機関) のケーシング取付ボルト及び燃焼器取付ボルト強度

取付ボルトについては, 上述のとおり, 最小裕度のガスタービン (減速機) の取付ボルトで代替評価し, 工認計算書の記載対象外とした。

b. ガスタービン (減速機) の軸とケーシングのクリアランス, 軸受強度, 歯元曲げ応力

(a) 軸とケーシングのクリアランス

ガスタービン (減速機) の軸は, 歯車の両側近傍に軸受を有した構造であり, ガスタービン (機関) の軸と比較して軸受間距離が短く, たわみ発生量が小さい。また, クリアランスはガスタービン (機関) と比較して大きい傾向にあり, 最狭部でも同程度である。したがって, ガスタービン (機関) の軸とケーシングのクリアランスで代替評価し,

ガスタービン（減速機）については工認計算書の記載対象外とした。なお、ガスタービン（機関）とガスタービン（減速機）の軸の比較を図7-1に示す。



図7-1 ガスタービン(機関)とガスタービン(減速機)の軸の比較(等倍)

(b) 軸受強度

ガスタービン（減速機）の軸受は、上記ガスタービン（機関）の軸受強度にて記載のとおり、耐震評価上より厳しいと考えられるガスタービン（機関）の軸受で代替評価するため、ガスタービン（減速機）については工認耐震計算書の記載対象外とした。

(c) 歯元曲げ応力

ガスタービン（減速機）の歯元曲げ応力を支配するのは運転時に加わる機械荷重であり、地震により加わる荷重は十分小さく、耐震性を有することを確認していることから、工認計算書の記載対象外とした。(非常用ディーゼル発電機のギヤリングと同様の整理)

添付-1 にガスタービン（減速機）の地震による歯元曲げ応力と運転による歯元曲げ応力の比較を示す。

- c. ガスタービン付き機器（主燃料油ポンプ，始動用燃料油ポンプ，潤滑油ポンプ，始動用燃料油ポンプ用モータ及びスタータモータ）取付ボルト強度，軸とケーシングのクリアランス，軸受強度

(a) 取付ボルト強度

取付ボルトについては、上述のとおり、最小裕度のガスタービン（減速機）取付ボルトで代替評価し、工認計算書の記載対象外とした。

(b) 軸とケーシングのクリアランス

ガスタービン付きポンプはガスタービン（機関）に比べて小型軽量であり、ガスタービン（機関）の軸と比較して軸受間距離も短く、たわみ発生量が小さいことから、上述のとおり、ガスタービン（機関）の軸とケーシングで代替評価し、ガスタービン付きポンプについては工認計算書の記載対象外とした。なお、ガスタービン付きポンプの例を図7-2に示す。



図 7-2 ガスタービン付きポンプの例（潤滑油ポンプ）

(c) 軸受強度

軸受強度については、上述のとおり、最小裕度のガスタービン（機関）の軸受で代替評価し、工認計算書の記載対象外とした。

なお、非常用ディーゼル発電機では、耐特委や NUPEC 試験において、機関付き機器は、十分に裕度があることが確認されている。結果として、J E A G 4 6 0 1-1991 追補版においては、これらの機器は評価を省略することができるとされている。

d. 燃料制御ユニットドライバの取付ボルト強度及び電氣的機能維持確認

(a) 取付ボルト強度

取付ボルトについては、上述のとおり、最小裕度のガスタービン（減速機）で代替評価し、工認計算書の記載対象外とした。

(b) 電氣的機能維持確認

燃料制御ユニットドライバの電氣的機能維持については、下記理由により取付部の健全性を有することで機能維持を確保できると考えられることから、工認計算書の記載対象外とした。

- ① 本機器はソリッドステートの回路基盤が用いられており可動部がない。
- ② 軽量の設備であり、地震力により発生する荷重が小さい。



燃料制御ユニットドライバの外観

e. 燃料油供給電磁弁の取付ボルト強度、動的機能維持確認及び弁体のばね力評価

(a) 取付ボルト強度

取付ボルトについては、上述のとおり、最小裕度のガスタービン（減速機）で代替評

価し、工認計算書の記載対象外とした。

(b) 動的機能維持確認

燃料油供給電磁弁は軽量で地震力により発生する荷重が小さく、影響は軽微であることから、工認計算書の記載対象外とした。

(c) 弁体のばね力評価

ばね力については、ばね力を打ち消す方向の地震慣性力が弁体等の質量に比例するが、比較的軽量であり、その影響は軽微であることから、工認計算書の記載対象外とした。

f. 燃料制御ユニットの取付ボルト強度及び弁体のばね力評価

(a) 取付ボルト強度

取付ボルトについては、上述のとおり、最小裕度のガスタービン（減速機）で代替評価し、工認計算書の記載対象外とした。

(b) 弁体のばね力評価

ばね力については、ばね力を打ち消す方向の地震慣性力が弁体等の質量に比例するが、比較的軽量であり、その影響は軽微であることから、工認計算書の記載対象外とした。
(構造面の類似性の観点で、非常用ディーゼル発電機の始動弁・主始動弁と同様の整理)

g. 回転速度センサー及び排気温度センサーの取付ボルト強度及び電気的機能維持確認

(a) 取付ボルト強度

取付ボルトについては、上述のとおり、最小裕度のガスタービン（減速機）で代替評価し、工認計算書の記載対象外とした。

(b) 電気的機能維持確認

回転速度センサー及び排気温度センサーは、下記理由により、電気的機能維持に関して十分な裕度があると考えられるため、工認計算書の記載対象外とした。

- ① 回転速度センサーには電磁ピックアップ式センサー、排気温度センサーにはシース熱電対が用いられており可動部がない。
- ② 軽量かつ単純構造であり、地震力により発生する荷重が小さく、構造強度について十分な裕度を持っている。



回転速度センサーの外観

排気温度センサーの外観

h. 点火プラグ及び点火エキサイタの取付ボルト強度及び電氣的機能維持確認

(a) 取付ボルト強度

取付ボルトについては、上述のとおり、最小裕度のガスタービン（減速機）で代替評価し、工認計算書の記載対象外とした。

(b) 電氣的機能維持確認

点火プラグ及び点火エキサイタは、下記理由により、取付部の健全性を確認することで、電氣的機能維持を確保できるため、工認計算書の記載対象外とした。

- ① 点火プラグにはスパークプラグ、点火エキサイタには Capacitor Discharge Ignition 方式の点火装置が用いられており可動部がない。
- ② 軽量かつ単純構造であり、地震力により発生する荷重が小さく、構造強度について十分な裕度を持っている。



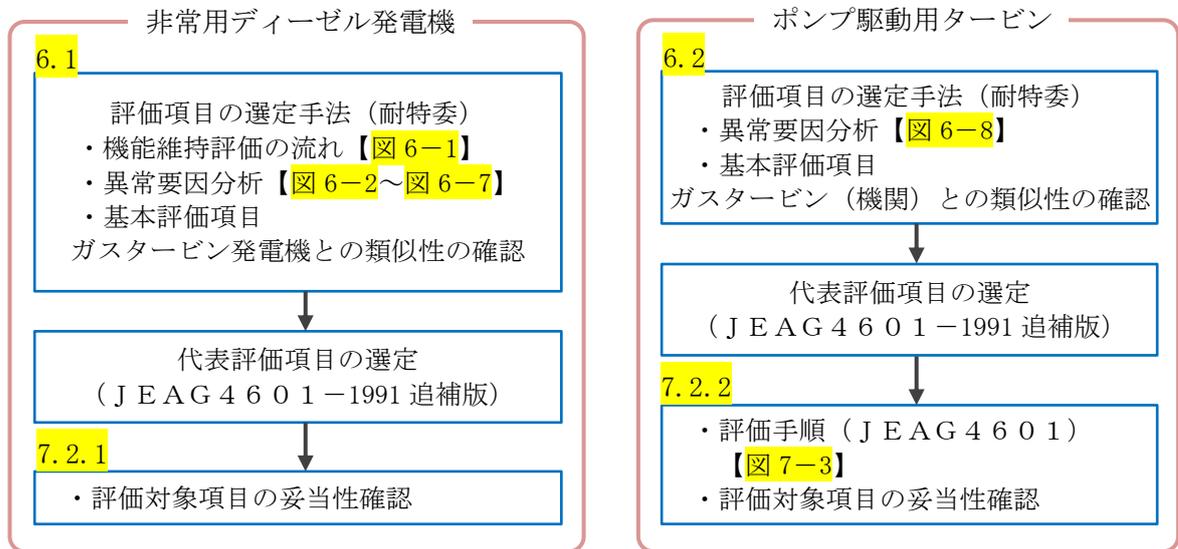
点火プラグの外観

点火エキサイタの外観

以上より、ガスタービンにおける、基本評価項目について機能維持上の重要度、裕度の大きさ、運転による荷重の影響度などを考慮し、ガスタービンの評価対象項目として、Ⅰガスタービン（減速機）の取付ボルト強度、Ⅱガスタービン（機関）の軸とケーシングのクリアランス、Ⅲガスタービン（機関）の軸受強度、Ⅳ燃料制御ユニットの電氣的機能維持確認を選定した。

7.2 類似機種の代表評価項目との比較

以下の流れに沿ってガスタービン発電機と既往研究における類似機種との比較を行い、これらの考え方を参考に「7.1 ガスタービン発電機の評価対象項目の選定」にて選定した評価対象項目の妥当性を確認する。



7.2.1 非常用ディーゼル発電機の代表評価項目との比較

各異常要因モードから抽出された基本評価項目に対して裕度を確認する耐特委の選定手法に基づき、J E A G 4 6 0 1 -1991 追補版では機関及び機関付き機器の中から特に裕度の低い以下の2項目が機能確認済加速度以下において評価する代表評価項目として選定されている。

- ・基礎ボルトの強度
- ・ガバナの健全性

異常要因分析の考え方について、非常用ディーゼル発電機での異常要因分析の手法に倣い、要求機能別の系統構成に分類した各機器の構造や作動原理から地震時に発生し得る異常現象を抽出した結果、ガスタービン発電機と非常用ディーゼル発電機の要因分析結果との類似性が示されていることから、耐特委報告書に基づいてまとめられたJ E A G 4 6 0 1 -1991 追補版の考え方と相違がないことが確認できる。

したがって、J E A G 4 6 0 1 -1991 追補版において、非常用ディーゼル発電機の代表評価項目が、ディーゼル機関の基礎ボルト強度及びガバナの健全性となっている背景を踏まえると、類似性を示しているガスタービン発電機に関し、評価対象項目として、ガスタービン (減速機) の取付ボルト強度及び燃料制御ユニットの健全性 (電氣的機能維持確認) を選定していることは、妥当と判断できる。

7.2.2 ポンプ駆動用タービンの代表評価項目との比較

各異常要因モードから抽出された基本評価項目に対して裕度を確認する耐特委の選定手法に基づき、J E A G 4 6 0 1 -1991 追補版では図 7-3 に示す評価手順が示され、ポンプ駆動用タービンのうちタービン本体部分に対して以下の 3 項目が機能確認済加速度以下において評価する代表評価項目として選定されている。

- ・ 基礎ボルトの強度
- ・ 軸とケーシングのクリアランス
- ・ 軸受強度

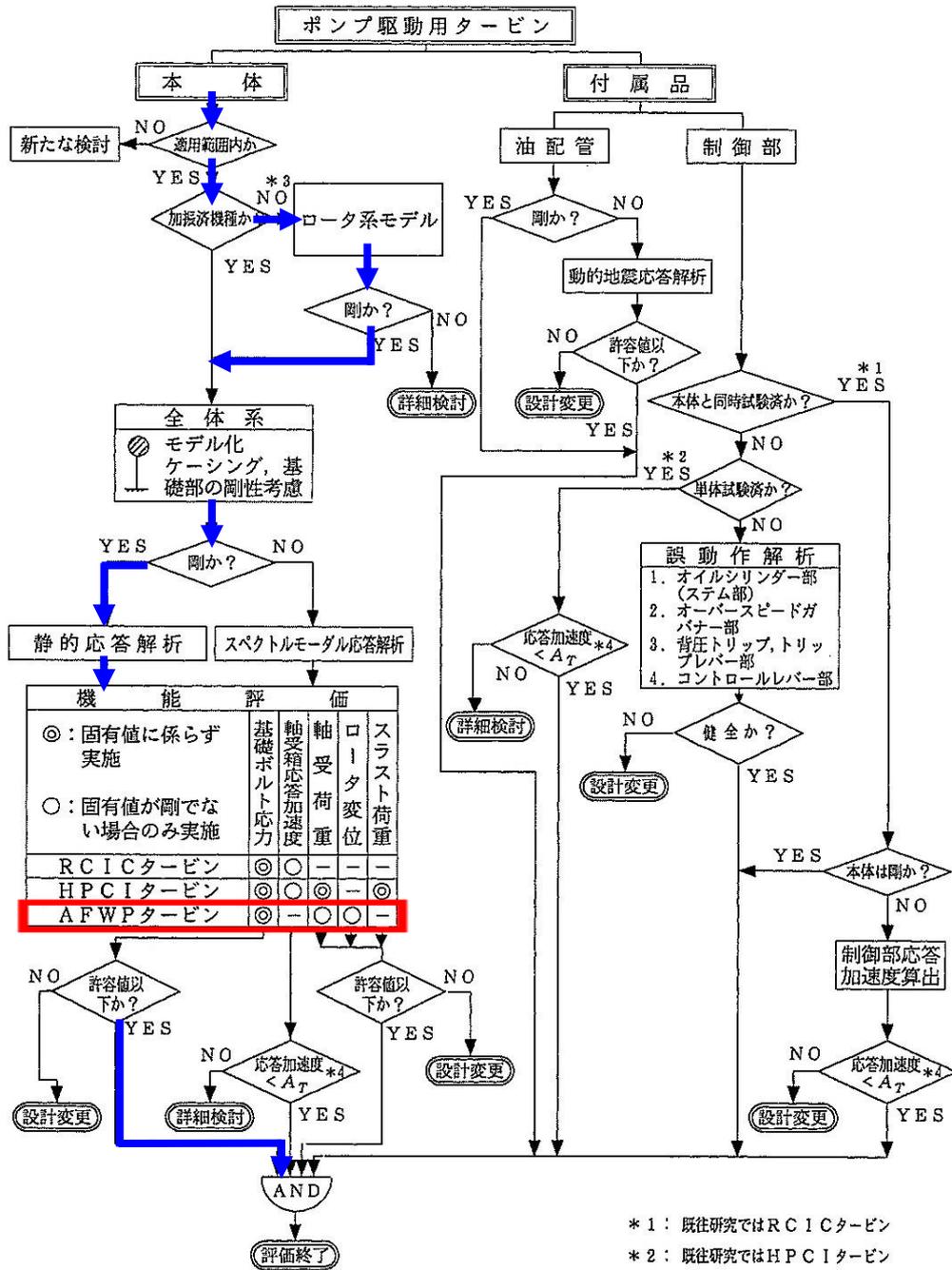


図 7-3 ポンプ駆動用タービンの評価手順 (J E A G 4 6 0 1 -1991 追補版)

異常要因分析の考え方について、異常要因分析結果の類似性が示されていることにより、耐特委報告書に基づいてまとめられた J E A G 4 6 0 1 -1991 追補版の考え方と相違がないことが確認できる。

したがって、J E A G 4 6 0 1 -1991 追補版において、ポンプ駆動用タービンの代表評価項目が、基礎ボルト強度、軸とケーシングのクリアランス、軸受強度となっている背景を踏まえると、類似性を示しているガスタービン（機関）に関し、評価対象項目として、取付ボルト強度、軸とケーシングのクリアランス、軸受強度を選定していることは、妥当と判断できる。

8. 工認耐震計算書における機能維持評価手法

「7.1 ガスタービン発電機の評価対象項目の選定」にて評価対象項目の選定を行い、「7.2 類似機種の評価項目との比較」において評価項目の妥当性について示した。本章では、選定した項目の評価内容とその妥当性及び評価結果を示す。

8.1 ガスタービン発電機の評価内容及びその妥当性の検討

I ガスタービン（減速機）の取付ボルト強度

(1) 評価内容

地震による水平及び鉛直加速度、運転により作用するモーメントによって生じる引張力及びせん断力を、1 質点系モデルを用いて J E A G 4 6 0 1 に適用されている式により算出している。

(2) 妥当性

ガスタービンと非常用ディーゼル発電機はいずれも剛性の高い設備であり、1 質点系モデルに置き換えることが可能である。したがって、ガスタービン（減速機）の取付ボルトも、非常用ディーゼル発電機と同様に 1 質点系モデルにより評価する。

II ガスタービン（機関）の軸とケーシングのクリアランス

(1) 評価内容

以下に示す解析条件により評価する。

- ・荷重条件：自重，地震荷重，アンバランスの組合せ荷重
- ・モデル：はり要素を用いた 1 次元 FEM モデル
- ・解析方法：1 次元 FEM 解析（MSC NASTRAN）

(2) 妥当性

ガスタービンとポンプ駆動用タービンは、回転機器として同様な軸系の構造を有しており、ケーシング、軸系とも剛性が高いことから類似構造であるといえる。したが

って、ガスタービンの軸とケーシングのクリアランスも、J E A G 4 6 0 1 -1991 追補版に示されるポンプ駆動用タービンの荷重条件を用いて軸の変位量を評価する。

なお、両端を軸受で支持された軸のたわみ量の算出において、軸受自体の剛性による変位は 程度と十分小さく、軸とケーシングのクリアランスを評価するうえでは有意とはならないため考慮は不要と判断する。一方、軸受による軸の支持条件は単純支持として、軸のたわみ量が大きくなるよう保守的に評価する。

III ガスタービン（機関）の軸受強度

(1) 評価内容

以下に示す解析条件により評価する。

- ・荷重条件：水平地震力及び運転時の最大スラスト荷重により算出されるアキシャル荷重、自重及び鉛直地震力により算出されるラジアル荷重
- ・評価方法：軸受に作用する荷重と基本静定格荷重（メーカー保証値）の比較

(2) 妥当性

ガスタービンとポンプ駆動用タービンは、回転機器として同様な軸系の構造を有しており、ケーシング、軸系とも剛性が高いことから類似構造であるといえる。したがって、ガスタービンの軸受も、J E A G 4 6 0 1 -1991 追補版に示されるポンプ駆動用タービンにおける軸受の評価方法を適用可能であるが、ここでは軸受荷重の許容値がメーカー規定の基本静定格荷重（メーカー保証値）で設定されていることから、J I S（J I S B 1 5 1 9-2009）に基づくメーカー規定の計算式（ガスタービン回転軸に地震力や運転中のスラスト荷重が作用することにより軸受に発生する静等価荷重）にて評価する。

軸受強度は、軸受の剛性に関わりなく軸受に作用する荷重が許容される荷重以下であることで評価する。

IV 燃料制御ユニットの電氣的機能維持確認

(1) 評価内容

加振試験により評価用加速度が機能確認済加速度以下であることを確認する。機能確認済加速度には、燃料制御ユニットの加振試験において、電氣的機能の健全性を確認した加振波の最大加速度を適用する。

(2) 妥当性

燃料制御ユニットは解析等による評価が困難であるため、実機を加振試験することにより電氣的機能維持の確認を行っている。加振試験により燃料制御ユニットの評価用加速度が機能確認済加速度以下であることを確認する。

加振試験の試験条件及び試験結果を添付-2に示す。

8.2 評価結果

本章では「8.1 ガスタービン発電機の評価内容及びその妥当性の検討」の検討結果に基づき、機能維持評価結果を示す。各評価対象項目における評価基準及び評価結果を表 8-1 及び表 8-2 に示す。

全ての評価対象項目に対して、評価基準を満足することを確認した。

表 8-1 評価基準値の設定

評価対象項目	評価基準値の設定
I ガスタービン機関摺動部 (軸とケーシングとのクリアランス)	回転の継続及び駆動性能の確保の観点から、メーカーが規定する軸とケーシング間の最小クリアランスを評価基準値とした。
II ガスタービン機関軸受	回転の継続及び駆動性能の確保の観点から、メーカーが規定する基本静定格荷重を評価基準値とした。
III 減速機取付ボルト	支持性能の確保の観点から、機関回転速度の減速機能に影響を与えるような優位な変形を伴わない(局所的に塑性化しても、全体としては弾性挙動となるような) IV_{AS} を評価基準値とした。
IV 燃料制御ユニット	機関回転速度の制御の観点から、加振試験により確認した機能確認済加速度である水平 $13.0 (\times 9.8m/s^2)$ 、鉛直 $13.0 (\times 9.8m/s^2)$ を評価基準値とした。

表 8-2 ガスタービン発電機評価結果

評価対象項目	評価値	評価対象	算出式*1	発生値*1	評価基準値*1	評価
I ガスタービン 機関摺動部 (軸とケーシングとのクリアランス)	変位 (mm)		$\delta = \delta D + \delta S s + U$ δ : 評価部位における変位量 (mm) δD : 死荷重による変位量 (mm) $\delta S s : \delta H + \delta V$ δH : 水平方向設計用震度による変位量 (mm) δV : 鉛直方向設計用震度による変位量 (mm) U : アンバランスによる変位量 (mm) ここで, δD , δH 及び δV はFEM解析より算出	0.072		○
			0.087	○		
			0.107	○		
II ガスタービン 機関軸受	荷重 (N)	玉軸受	$P o = \text{Max} (X o \cdot F r + Y o \cdot F a, F r)$ $P o$: 軸受に発生する静等価荷重 (N) $X o$: 静ラジアル荷重係数 $Y o$: 静アキシアル荷重係数 $F a$: 軸受に作用するアキシアル荷重 (N) $F r$: 軸受に作用するラジアル荷重 (N)	6.880×10^3		○
		ころ軸受		6.150×10^3		○
III 減速機取付ボルト	応力 (MPa)	引張応力	$\sigma_{b t 2} = \frac{F_{b t 2}}{A_{b t 2}}$ $\sigma_{b t 2}$: 取付ボルトに生じる引張応力 (MPa) $F_{b t 2}$: 取付ボルトに作用する引張力 (1本あたり) (N) $A_{b t 2}$: 取付ボルト軸断面積 (mm^2)	109		○
		せん断応力	$\tau_{b 2} = \frac{Q_{b t 2}}{n_2 \cdot A_{b t 2}}$ $\tau_{b 2}$: 取付ボルトに生じるせん断応力 (MPa) $Q_{b 2}$: 取付ボルトに作用するせん断力 (N) n_2 : 取付ボルト本数 $A_{b t 2}$: 取付ボルト軸断面積 (mm^2)	52		○
IV 燃料制御ユニット	加速度 ($\times 9.8\text{m/s}^2$)	水平方向	—	1.43	13.0	○
		鉛直方向	—	0.69	13.0	○

注：Ⅲ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。Ⅰ、Ⅱ及びⅣは、動的機能維持評価のみの対象であることから、動的機能維持評価における設計震度^{*2}、^{*3}で評価する。設計用震度はVI-2-1-7「設計用床応答スペクトルの作成方針」に基づき設定する。

注記*1：算出式・発生値・許容値については、VI-2-10-1-2-3-1「ガスタービン発電機ガスタービン機関及び発電機の耐震性についての計算書」に記載する。

*2：Ⅰ及びⅡは、設計用震度Ⅰ（基準地震動S_s）を上回る設計震度[水平：2.47（×9.8m/s²），鉛直：0.84（×9.8m/s²）]

Ⅳは、設計用震度Ⅰ（基準地震動S_s）[水平：1.43（×9.8m/s²），鉛直：0.69（×9.8m/s²）]

*3：最大応答加速度を1.0倍した震度

9. まとめ

本書におけるガスタービン発電機の機能維持基本評価項目、評価対象項目及びその選定の考え方を表 9-1 に示す。

具体的には、J E A G 4 6 0 1 -1991 追補版の「3.5 動的機能維持の考え方」に基づき、ガスタービン発電機の構造・作動原理を基に、異常要因分析にて機能喪失に影響を与える対象物及び基本評価項目を選定した。

さらに、各基本評価項目に対して、類似機種（非常用ディーゼル発電機及びポンプ駆動用タービン）の考え方を基に、評価対象項目の妥当性を示し、それらに対する評価内容、評価結果を示した。

表 9-1 ガスタービン発電機の動的機能維持評価における評価対象項目の検討結果 (1 / 2)

○：評価対象，－：対象外

No.	機器名称	異常要因分析に基づき選定した基本評価項目	動的機能維持評価における評価対象項目	主な理由
1	ガスタービン (機関)	(i) ケーシング取付ボルト強度	—	ガスタービン (減速機) 取付ボルトにて代替評価
		(ii) 燃焼器取付ボルト強度	—	ガスタービン (減速機) 取付ボルトにて代替評価
		(iii) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ)	○	損傷時の影響が大きく、また、ポンプ駆動用タービンの代表評価項目
		(iv) 軸受強度	○	損傷時の影響が大きく、また、ポンプ駆動用タービンの代表評価項目
2	ガスタービン (減速機)	(i) 取付ボルト強度	○	支持機能の裕度最小
		(ii) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ)	—	ガスタービン (機関) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ) にて代替評価
		(iii) 歯元曲げ応力	—	運転時に加わる機械荷重が支配的であり、地震により加わる地震荷重は十分小さいことから工認計算書における評価部位としない
		(iv) 軸受強度	—	ガスタービン (機関) 軸受強度にて代替評価
3	燃料制御 ユニット	(i) 取付ボルト強度	—	ガスタービン (減速機) 取付ボルトにて代替評価
		(ii) 電氣的機能維持確認	○	損傷時の影響が大きく、また、非常用ディーゼル機関の代表評価項目 (ガバナに相当)
		(iii) 弁体のばね力評価	—	軽量であり地震力による影響は軽微であることから工認計算書における評価部位としない
	燃料制御 ユニット ドライバ	(i) 取付ボルト強度	—	ガスタービン (減速機) 取付ボルトにて代替評価
		(ii) 電氣的機能維持確認	—	軽量であり地震力による影響は軽微であることから工認計算書における評価部位としない
	燃料油供給 電磁弁	(i) 取付ボルト強度	—	ガスタービン (減速機) 取付ボルトにて代替評価
		(ii) 動的機能維持確認	—	軽量であり地震力による影響は軽微であることから工認計算書における評価部位としない
		(iii) 弁体のばね力評価	—	軽量であり地震力による影響は軽微であることから工認計算書における評価部位としない
	4	回転速度 センサー	(i) 取付ボルト強度	—
(ii) 電氣的機能維持確認			—	可動部がないため当該取付ボルトの構造強度にて評価

表 9-1 ガスタービン発電機の動的機能維持評価における評価対象項目の検討結果 (2 / 2)

No.	機器名称	異常要因分析に基づき選定した 基本評価項目	動的機能維持評価 における評価対象 項目	主な理由
5	排気温度 センサー	(i) 取付ボルト強度	—	ガスタービン (減速機) 取付ボルトにて代替評価
		(ii) 電氣的機能維持確認	—	可動部がないため当該取付ボルトの構造強度にて評価
6	点火プラグ	(i) 取付ボルト強度	—	ガスタービン (減速機) 取付ボルトにて代替評価
		(ii) 電氣的機能維持確認	—	可動部がないため当該取付ボルトの構造強度にて評価
7	点火エキサイタ	(i) 取付ボルト強度	—	ガスタービン (減速機) 取付ボルトにて代替評価
		(ii) 電氣的機能維持確認	—	可動部がないため当該取付ボルトの構造強度にて評価
8	スタータモータ	(i) 取付ボルト強度	—	ガスタービン (減速機) 取付ボルトにて代替評価
		(ii) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ)	—	ガスタービン (機関) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ) にて代替評価
		(iii) 軸受強度	—	ガスタービン (機関) 軸受強度にて代替評価
9	主燃料油ポンプ	(i) 取付ボルト強度	—	ガスタービン (減速機) 取付ボルトにて代替評価
		(ii) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ)	—	ガスタービン (機関) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ) にて代替評価
		(iii) 軸受強度	—	ガスタービン (機関) 軸受強度にて代替評価
10	始動用燃料油 ポンプ	(i) 取付ボルト強度	—	ガスタービン (減速機) 取付ボルトにて代替評価
		(ii) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ)	—	ガスタービン (機関) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ) にて代替評価
		(iii) 軸受強度	—	ガスタービン (機関) 軸受強度にて代替評価
11	始動用燃料油 ポンプ用モータ	(i) 取付ボルト強度	—	ガスタービン (減速機) 取付ボルトにて代替評価
		(ii) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ)	—	ガスタービン (機関) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ) にて代替評価
		(iii) 軸受強度	—	ガスタービン (機関) 軸受強度にて代替評価
12	潤滑油ポンプ	(i) 取付ボルト強度	—	ガスタービン (減速機) 取付ボルトにて代替評価
		(ii) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ)	—	ガスタービン (機関) 軸とケーシングのクリアランス (たわみ) にて代替評価
		(iii) 軸受強度	—	ガスタービン (機関) 軸受強度にて代替評価

ガスタービン（減速機）歯車部 地震荷重と運転荷重の比較

部位	地震による 歯元曲げ応力 [MPa]	運転による 歯元曲げ応力 [MPa]	許容値 [MPa]
	175	259	
	107	264	
	56	187	
	15	198	
	8	238	

燃料制御装置加振試験

ガスタービン発電機については、解析又は材料力学等の理論式により耐震性評価を実施しているが、燃料制御装置（燃料制御ユニット、燃料制御ユニットドライバ、燃料油供給電磁弁）の動的機能維持については解析等による評価が困難であるため、加振試験を実施した。

試験対象装置である燃料制御装置及び試験装置を図1，加振台仕様を表1に示す。また、燃料制御ユニット及び燃料油供給電磁弁の実機取り付け状態を図2に示す。

1. 試験条件

加振試験は、正弦波掃引加振及びサインビート加振を実施した。

それぞれの目的と試験条件を以下に示す。

(1) 正弦波掃引加振試験

正弦波掃引加振試験は、供試体の固有振動数を確認するために実施した。

掃引振動数範囲は、5～50Hz。

正弦波掃引加振の条件を表2に示す。

(2) サインビート加振試験

サインビート加振試験は、供試体の機能維持確認のため実施した。

入力は、3軸方向それぞれに、最大13Gの加振力を与えて外観及び機能に問題ないことを確認した。なお、加振振動数としては、正弦波掃引試験にて十分に剛性が高いことが確認されたことから、30Hzを適用する。

サインビート加振条件を表3に示す。

表1 加振台仕様

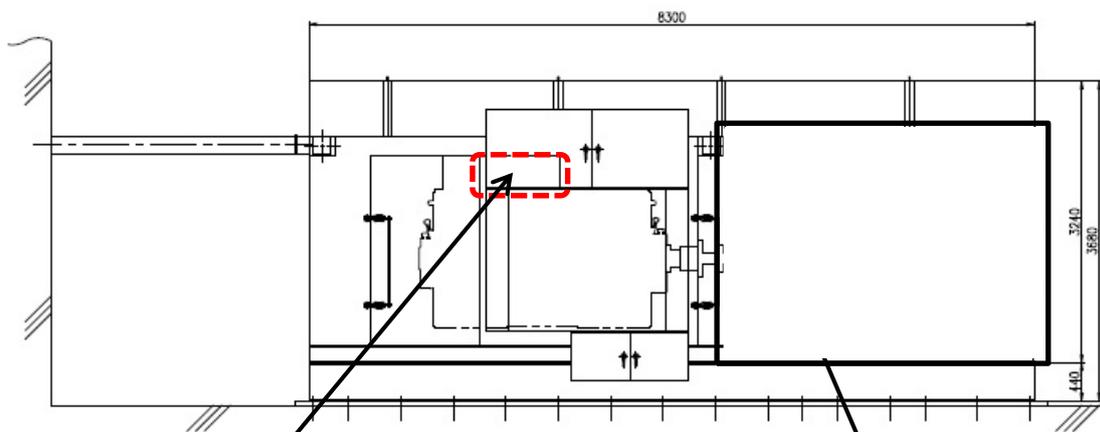
項目	水平	鉛直
加振力	60.0 kN	
最大加速度（無負荷時）	218.2 m/s ²	182.4 m/s ²
最大速度	1.78 m/s	
最大変位	60 mm	
振動数範囲	5～2000 Hz	5～500 Hz
最大搭載重量	500 kg	
加振テーブル寸法	□1200 mm	□1000 mm

表2 正弦波掃引加振試験条件

項目	内容
掃引振動数	5～50 Hz
掃引速度	1 オクターブ／1 分
加振レベル	0.1 G
加振方向	X, Y, Z 各方向単独

表3 サインビート試験条件

項目	内容
振動数	30 Hz
加振レベル	13 G
加振方向	X, Y, Z 各方向単独

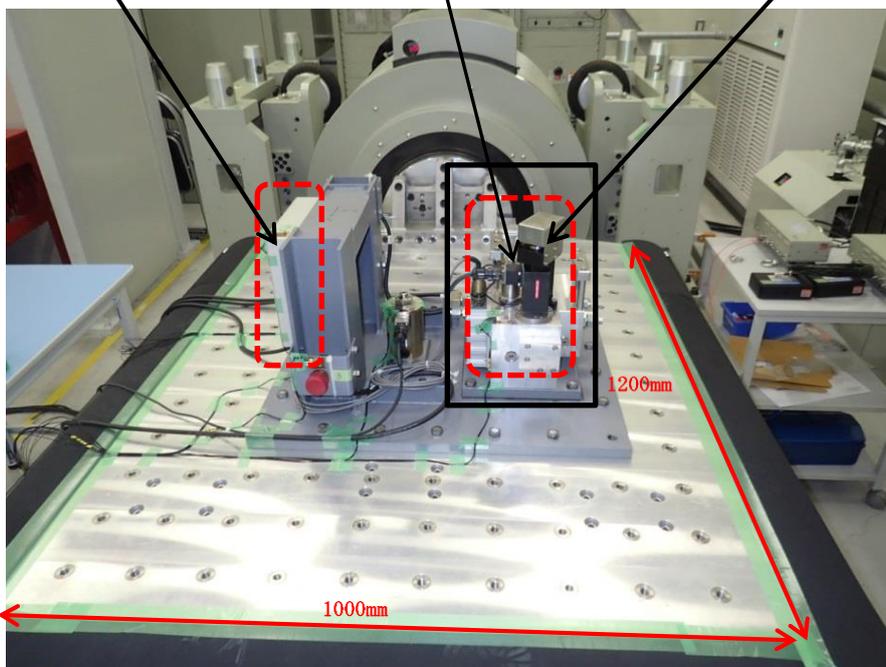


ガスタービン発電機

燃料制御ユニットドライバ

燃料油供給電磁弁

燃料制御ユニット



試験装置

図1 燃料制御装置加振試験

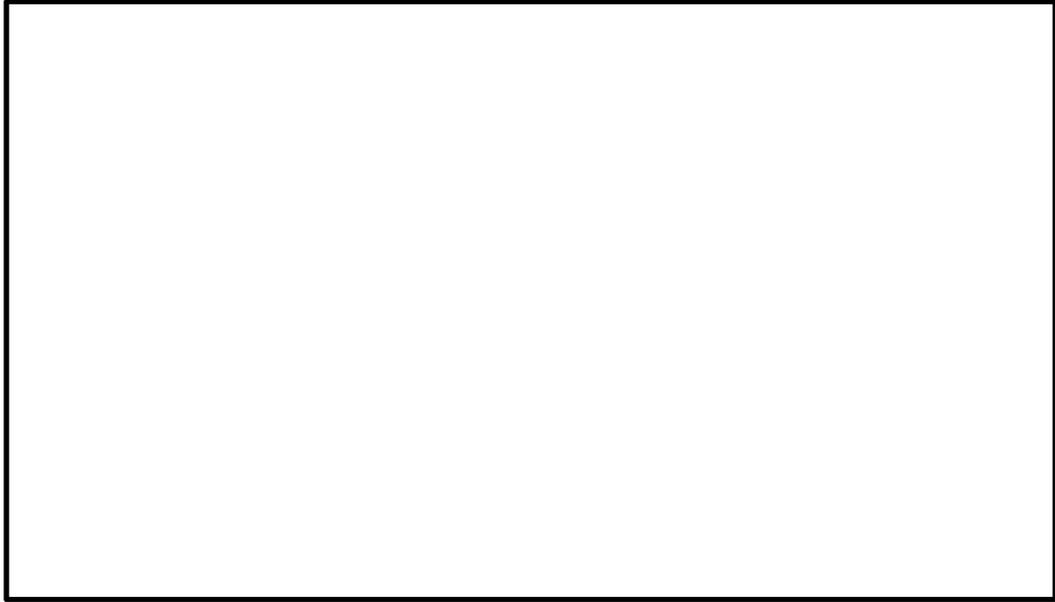


図2 燃料制御ユニット及び燃料油供給電磁弁の実機取り付け状態

2. 試験結果

試験結果を以下に示す。

(1) 正弦波掃引加振試験

供試体の各方向 (X, Y, Z 方向) に対して、それぞれ 5~50Hz の振動数範囲で経時的に加振振動数を増加させ、一定の入力加速度 (0.1 G=約 1.0 m/s²) で加振した。燃料制御装置の応答加速度を図 3 に、加振台の応答加速度及び加振振動数を図 4 に示す。

固有振動数付近の加振振動数では、共振により応答増幅するため、入力加速度より明確に大きな加速度で機器が応答する。5~50Hz の振動数範囲で正弦波掃引加振試験を実施した結果、図 3 に示すように燃料制御装置の応答加速度に明確な応答増幅は生じていない。したがって、燃料制御装置の固有振動数は 50Hz 以上であり、剛性が高い構造であることを確認した。

(2) サインビート加振試験

各試験前後で外観、出力信号、動作などを確認した。加振前後で、各供試体の異常は見られなかったことから、加振試験後に機能を維持できることを確認した。機能維持確認項目の詳細を表 4 に示す。

表 4 機能維持確認項目の詳細

機器名称	判定基準	確認結果
燃料制御ユニット及び 燃料制御ユニットドライバ	加振前後で外観に異常がないこと。	損傷やネジ・ケーブルの緩み、液漏れなどの異常は見られなかった。
	加振前後で同じ開度信号 (模擬信号) を入力した場合に出力信号 (開度指令信号, 開度フィードバック信号) が同等であること。	加振前後で出力信号は同等であり、かつ安定しており異常は見られなかった。
燃料油供給電磁弁	加振前後で外観に異常がないこと。	損傷やネジ・ケーブルの緩みなどの異常は見られなかった。
	加振後に、異音等がなく開閉状態の切り替えが可能なこと。	開閉の切替え動作、動作音に異常は見られなかった。

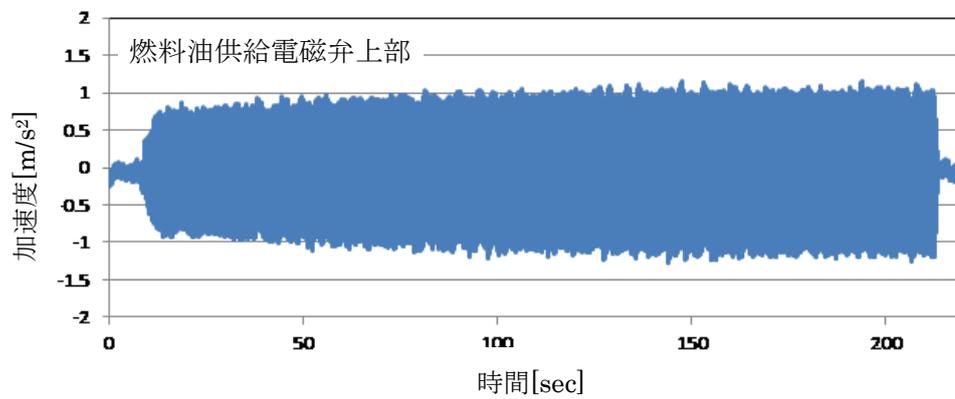
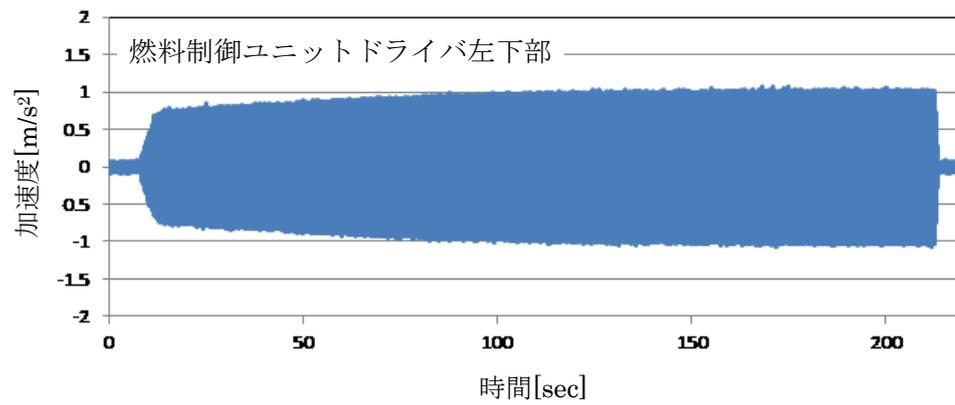
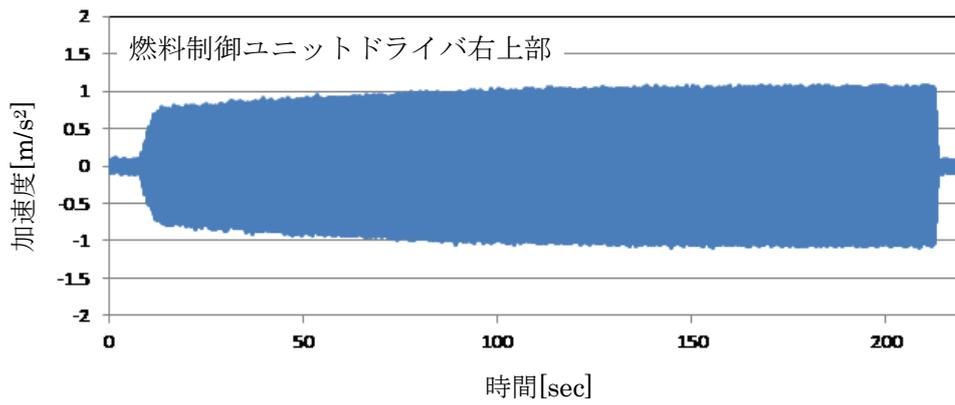
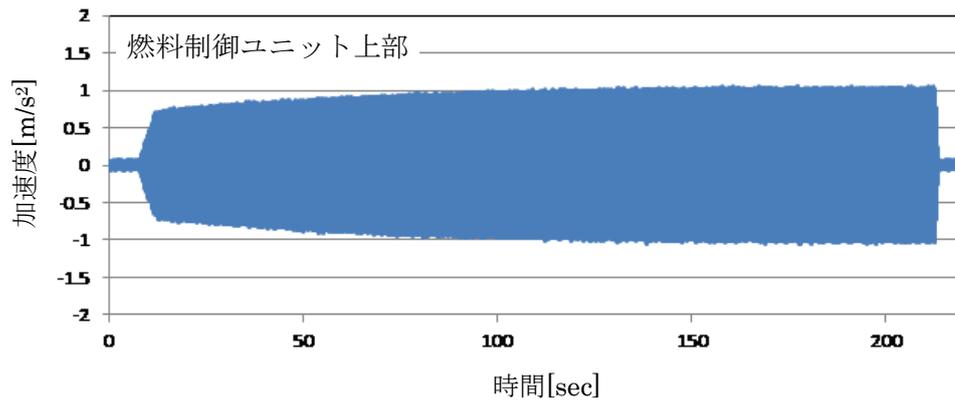


図3 燃料制御装置の応答加速度 (X方向) (1/3)

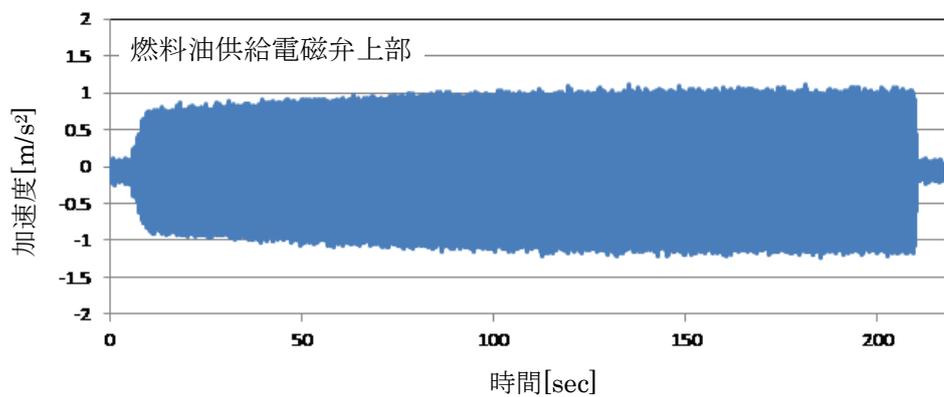
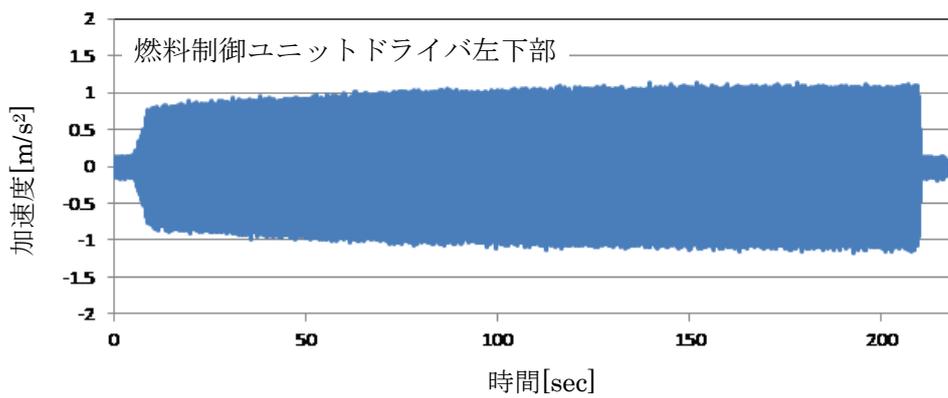
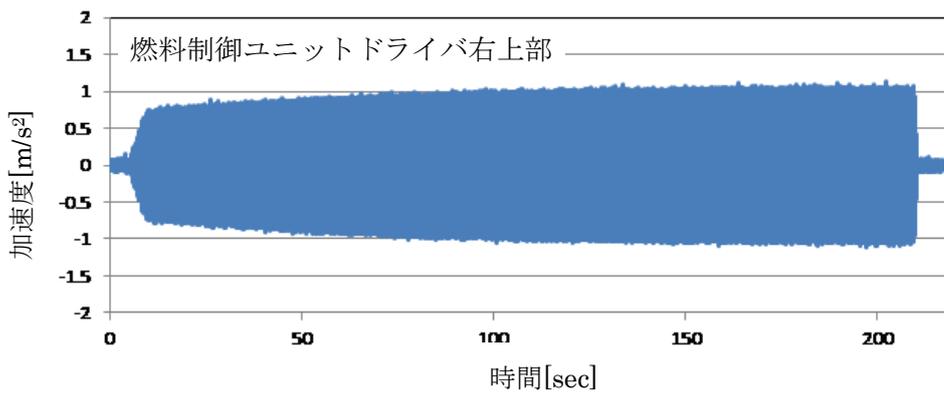
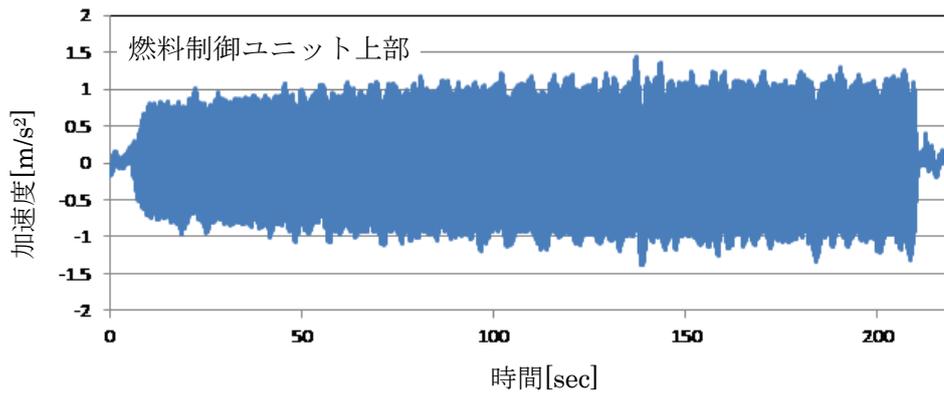


図3 燃料制御装置の応答加速度 (Y方向) (2/3)

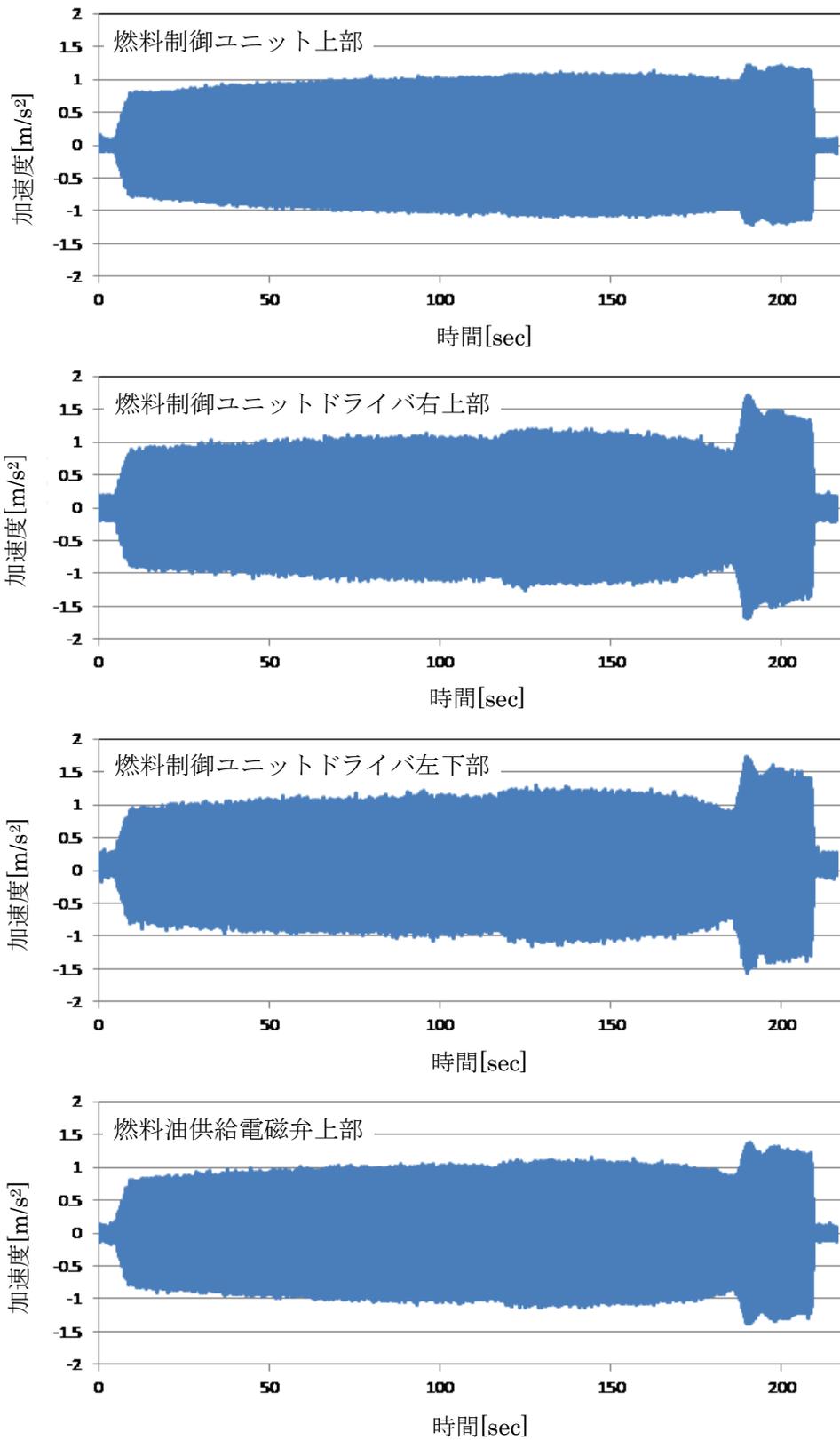


図3 燃料制御装置の応答加速度 (Z 方向) (3/3)

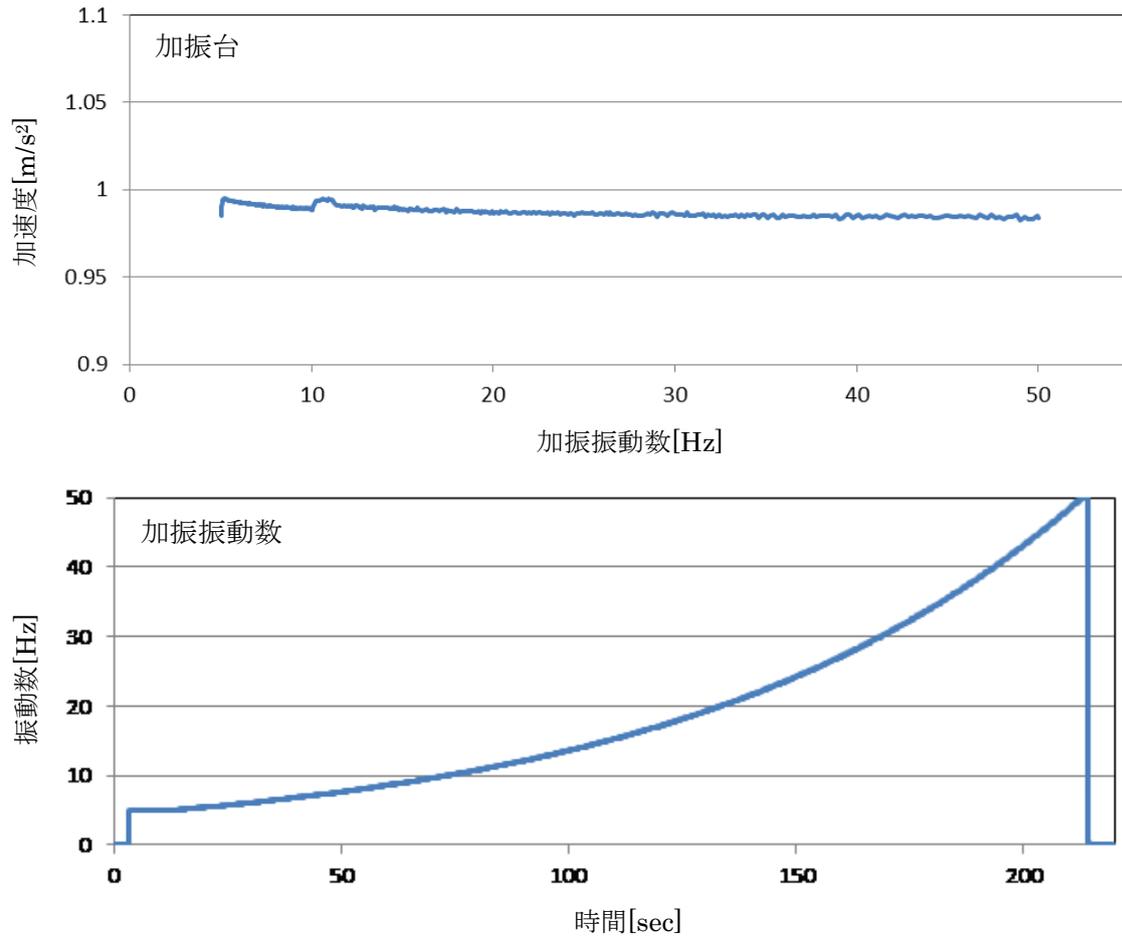


図4 加振台の応答加速度及び加振振動数 (X 方向) (1/3)

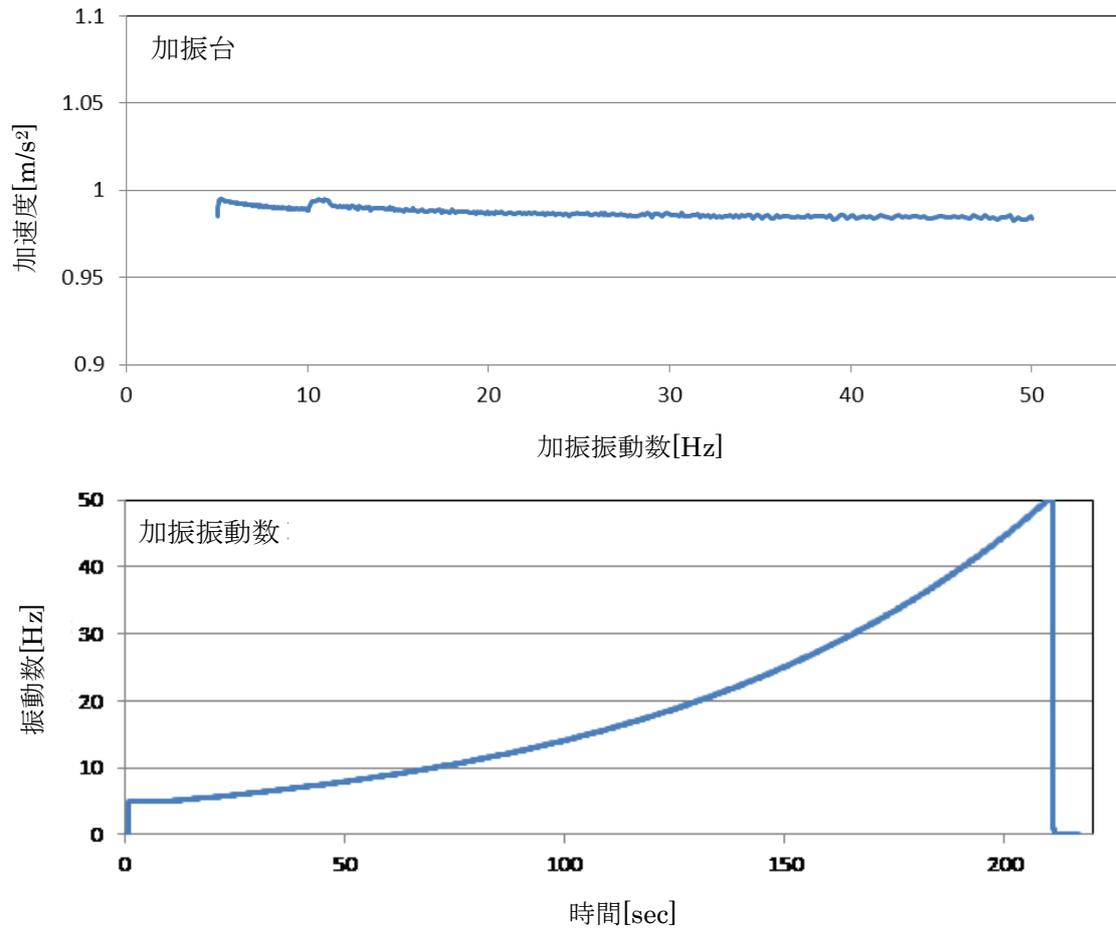


図4 加振台の応答加速度及び加振振動数 (Y方向) (2/3)

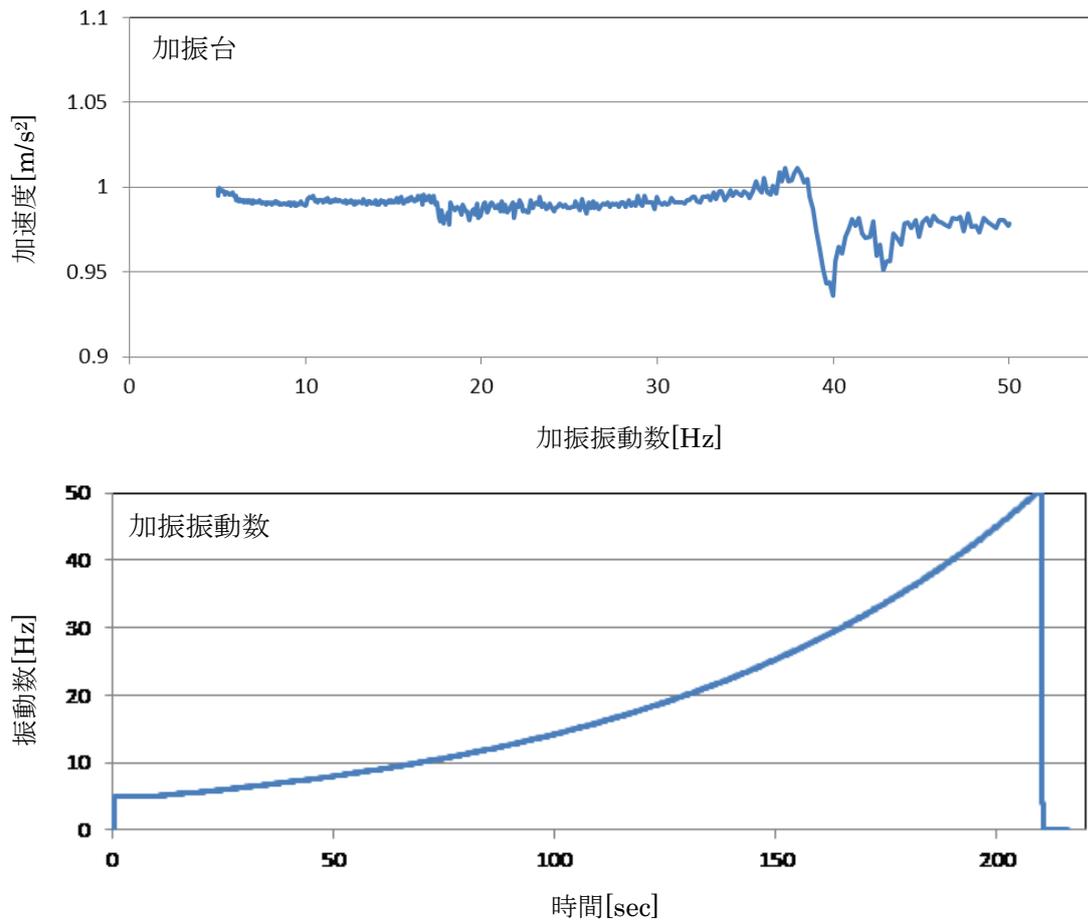


図4 加振台の応答加速度及び加振振動数 (Z 方向) (3/3)

3. まとめ

燃料制御ユニット，燃料制御ユニットドライバ，及び燃料油供給電磁弁に対して加振試験を実施した。本試験では，地震後（加振後）の機能維持を確認した。

正弦波掃引加振，サインビート加振を実施し，以下の結果を確認した。

- ・正弦波掃引加振試験の結果，これら機器の固有振動数が 50Hz 以上であることを確認した。
- ・サインビート加振試験では，13G での加振を行い，加振前後で外観，機能に異常がみられなかったことから，加振後でも機能を維持できることを確認した。

ガスタービン発電機の加振試験について

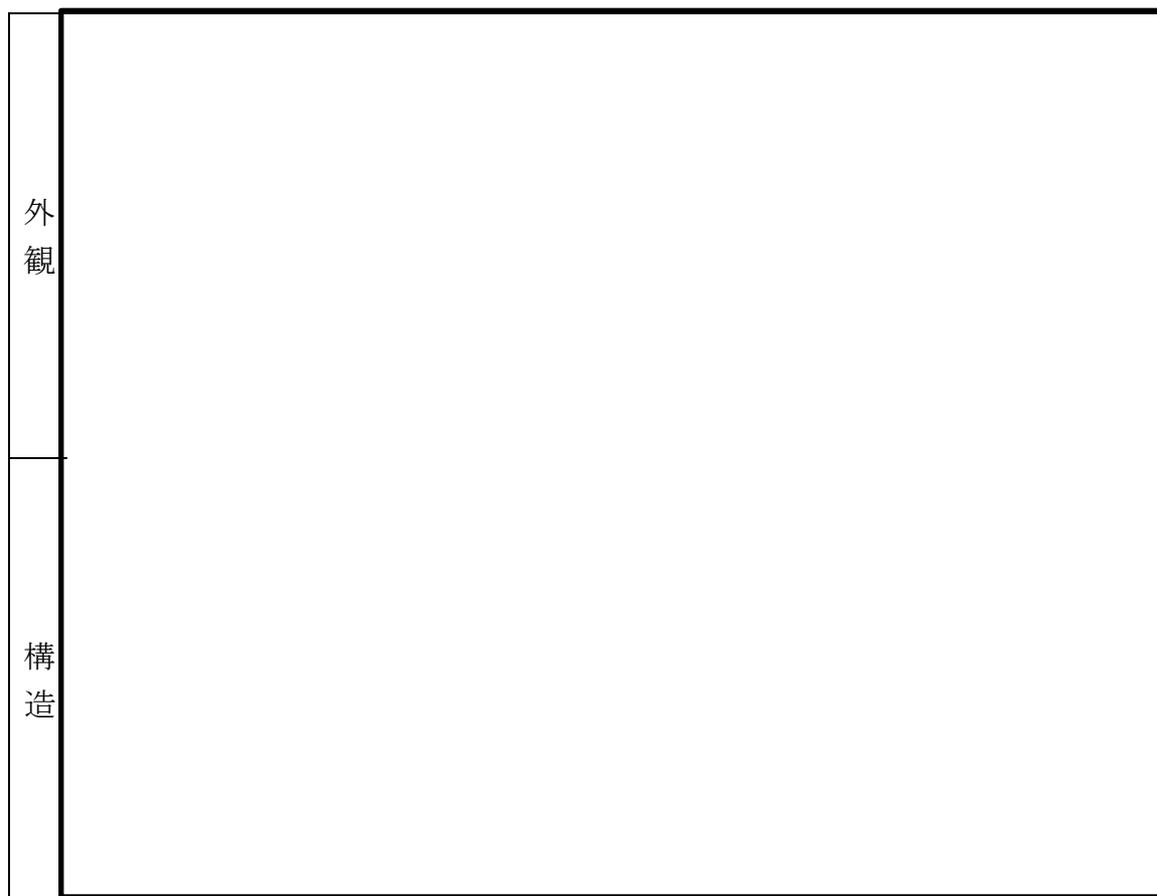
米国 PWR 向けのガスタービン（以下「US-APWR ガスタービン」という。）について、加振試験が実施されている^[1]。

島根原子力発電所第 2 号機のガスタービンと US-APWR ガスタービンは類似の仕様であることから、島根原子力発電所第 2 号機のガスタービン発電機に対する動的機能維持のための新たな検討の補足として、US-APWR ガスタービンに対する加振試験を示すとともに、US-APWR ガスタービンと島根原子力発電所第 2 号機のガスタービンの類似性を示す。

1. US-APWR ガスタービン加振試験

1.1 試験概要

US-APWR ガスタービンは、米国における電気設備の加振試験に関して規定されている IEEE Std 344^[2]に基づき試験が実施されている。実規模の試験における US-APWR ガスタービンの構造概要を別紙 1-1 図に示す。



別紙 1-1 図 US-APWR ガスタービンの構造概要

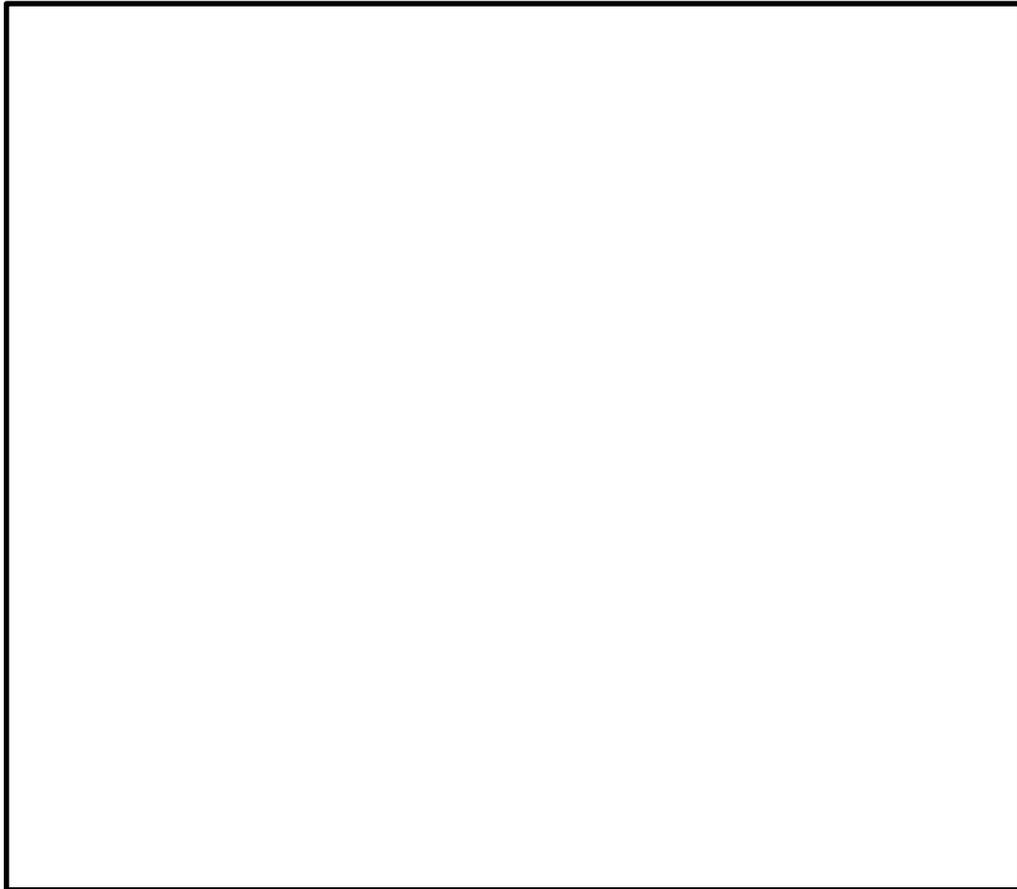
1.2 振動特性把握試験

1.2.1 試験条件

振動特性把握試験における試験条件を別紙 1-1 表に示す。水平（軸方向，軸直方向）及び鉛直方向に対して，それぞれ 1~50Hz の振動数範囲で加振レベル約 0.1 G の正弦波掃引加振を実施し，ガスタービンの固有振動数を確認した。計測センサー取付位置を別紙 1-2 図に示す。

別紙 1-1 表 正弦波掃引加振の試験条件

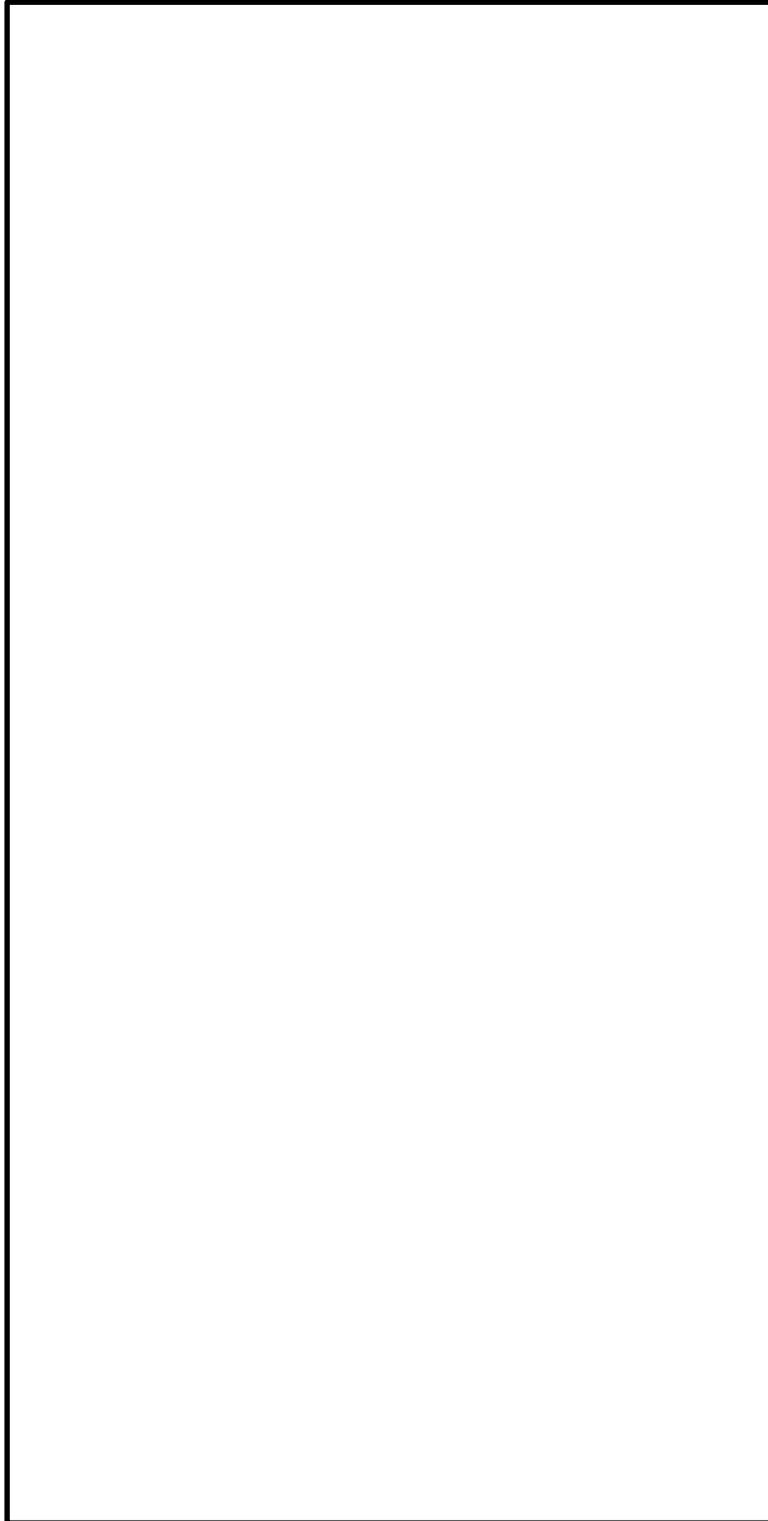
項目	試験条件
掃引振動数	1~50 Hz
加振レベル	0.1 G
加振方向	水平（軸方向，軸直方向）及び鉛直方向単独



別紙 1-2 図 計測センサー取付位置

1.2.2 試験結果

試験結果として得られた周波数応答関数を別紙 1-3 図に、各方向での固有振動数を別紙 1-2 表に示す。別紙 1-2 表より、ガスタービンが剛構造であることを確認した。



別紙 1-3 図 周波数応答関数

別紙 1-2 表 各方向の固有振動数

--

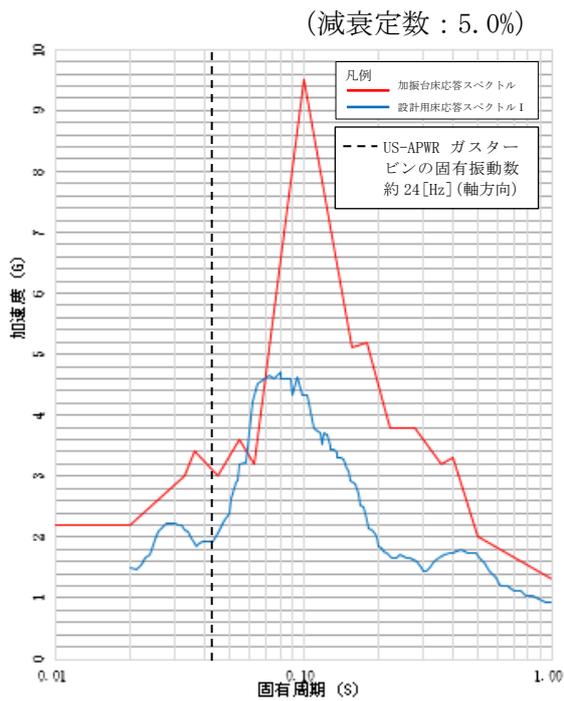
1.3 加振試験

1.3.1 試験条件

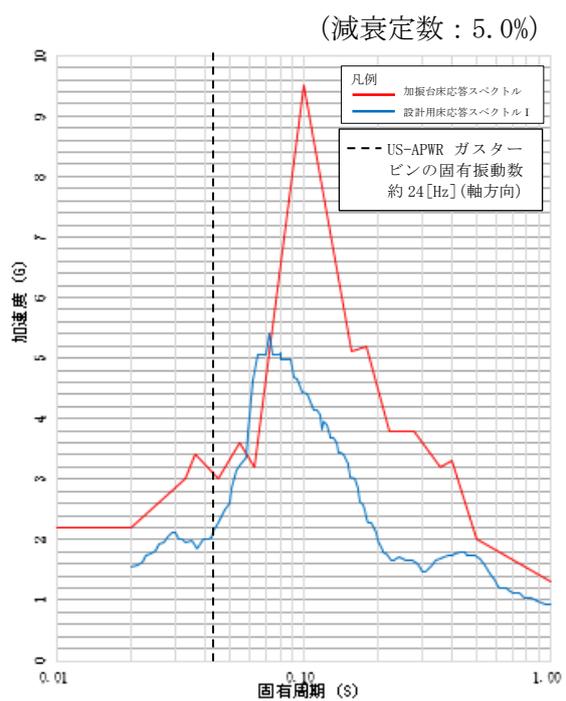
加振試験における試験条件を別紙 1-3 表に示す。また、US-APWR ガスタービンの加振試験は地震波加振により実施されているため、参考として加振台にて計測された波形の床応答スペクトル（以下「加振台床応答スペクトル」という。）と島根原子力発電所第 2 号機のカスタービン設置位置における設計用床応答スペクトル I の比較を別紙 1-4 図に示す。なお、別紙 1-4 図に示す加振台床応答スペクトルの減衰定数は、IEEE Std 344^[2]に基づき、米国の加振試験における加振波の設定において推奨されている減衰定数 5.0%を用いている。

別紙 1-3 表 加振試験条件

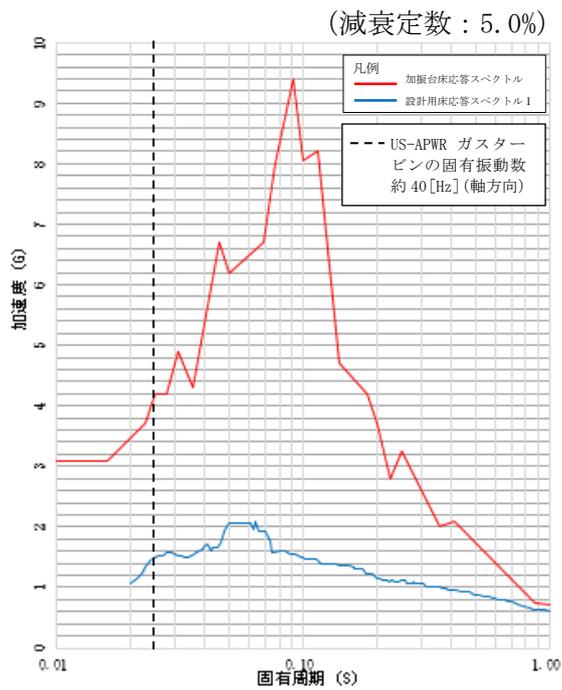
項目	試験条件
試験体	US-APWR ガスタービン（発電機部分を除く）
加振地震波	ランダム波
加振方向	水平 1 方向 + 鉛直方向の 2 軸同時加振試験
ガスタービン 運転状態	<ul style="list-style-type: none"> ・ 停止中加振 ・ 運転中加振 ・ 加振中起動
取付条件	振動台上に設置された台板にボルトにて取り付け



水平方向 (NS)



水平方向 (EW)



鉛直方向

別紙 1-4 図 加振台床応答スペクトルと設計用床応答スペクトル I の比較

1.3.2 試験結果

US-APWR ガスタービンの試験結果を別紙 1-4 表に示す。加振試験時及び加振試験後において、ガスタービンの運転性能に異常は確認されず、US-APWR ガスタービンの機能確認済加速度として、水平方向：2.2G、鉛直方向：3.1G が得られた。

別紙 1-4 表 加振試験結果

項目		試験結果
最大 加速度	水平	2.2 G
	鉛直	3.1 G
試験結果		すべての運転状態（停止中加振、運転中加振、加振中起動）において、ガスタービンの運転性能に異常のないことを確認した。
試験後確認		試験後の確認運転において、ガスタービンの運転性能に異常のないことを確認した。また、試験後の開放点検においても、外観、寸法、構成部品の動作に異常のないことを確認した。

2. 島根原子力発電所第 2 号機の高タービンと US-APWR ガスタービンの類似性

US-APWR ガスタービンと島根原子力発電所第 2 号機の高タービンの主な仕様の比較を別紙 1-5 表に、ガスタービン機関の構造概要の比較を別紙 1-5 図に示す。また、US-APWR ガスタービン加振試験における機能確認済加速度と、原子力発電所第 2 号機高タービンの動的機能維持における機能維持評価用加速度の比較を別紙 1-6 表に示す。

別紙 1-5 表及び別紙 1-5 図のとおり、US-APWR ガスタービンと島根原子力発電所第 2 号機の高タービンの構造及び仕様は類似している。また、島根原子力発電所第 2 号機の高タービンの機能維持評価用加速度を上回る加速度による加振試験により健全性が確認されている。このため、島根原子力発電所第 2 号機の高タービンにおいても、加振試験結果を確認した US-APWR ガスタービンと同等の耐震性を有しており、基準地震動 S_s による地震力に対して機能を維持できると考えられる。

なお、島根原子力発電所第 2 号機の高タービンの固有振動数として鉛直方向が 1 次モードで卓越するのは、エンクロージャを含む固有値解析を行っているためであり、エンクロージャを除くガスタービン本体の固有振動数は、US-APWR ガスタービンと同等であると考えられる。

別紙1-5表 ガスタービンの主な仕様の比較

		US-APWR ガスタービン	島根原子力発電所 第2号機ガスタービン
型式			
エンジン基数			
構造	圧縮機		
	タービン		
	燃焼器		
	減速機		
外形寸法		2877 mm(全長) 2180 mm(幅) 2275 mm(高さ)	同左
定格出力 [発電機出力]		5,625 kVA [4,500 kW]	6,000 kVA [4,800 kW]
電圧		6,900 V	同左
周波数		60 Hz	同左
回転数	ガスタービン		
	発電機	1,800 min ⁻¹	同左
始動方式*		空気始動方式	電気始動方式

注記*：基本評価項目は、始動方式の差異を考慮し、抽出する。

US-APWR ガスタービン	島根原子力発電所第2号機 ガスタービン

別紙1-5図 ガスタービン機関の構造概要の比較

別紙1-6表 US-APWR ガスタービンの機能確認済加速度と島根原子力発電所第2号機ガスタービン機能維持評価用加速度の比較

US-APWR ガスタービンの試験 により確認された 機能確認済加速度 [G]	島根原子力発電所第2号機 ガスタービン 機能維持評価用加速度 [G]
水平：2.2 鉛直：3.1	水平：1.43 鉛直：0.69

【参考文献】

- [1] Mitsubishi Heavy Industries, LTD., "Initial Type Test Result of Class 1E Gas Turbine Generator System" (MUAP-10023-NP[R7]), December 2013
- [2] IEEE Recommended Practice for Seismic Qualification of Class 1E Equipment for Nuclear Power Generating Stations