

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-工-B-19-0084_改2
提出年月日	2021年10月29日

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

2021年10月

東北電力株式会社

目次

1. 概要	1
2. 一般事項	1
2.1 構造計画	1
3. 構造強度評価	3
3.1 構造強度評価方法	3
3.2 荷重の組合せ及び許容応力	3
3.2.1 荷重の組合せ及び許容応力状態	3
3.2.2 許容応力	3
3.2.3 使用材料の許容応力評価条件	3
3.3 計算条件	3
4. 機能維持評価	7
4.1 基本方針	7
4.2 横形ポンプの動的機能維持評価	8
4.2.1 評価対象部位	8
4.2.2 許容値	8
4.2.3 記号の説明	9
4.2.4 評価方法	10
4.3 原動機の動的機能維持評価	12
4.3.1 評価対象部位	12
4.3.2 許容値	12
4.3.3 記号の説明	13
4.3.4 評価方法	15
5. 評価結果	20
5.1 重大事故等対処設備としての評価結果	20

1. 概要

本計算書は、添付書類「VI-2-1-9 機能維持の基本方針」にて設定している構造強度及び機能維持の設計方針に基づき、燃料プール冷却浄化系ポンプが設計用地震力に対して十分な構造強度及び動的機能を有していることを説明するものである。

燃料プール冷却浄化系ポンプは、重大事故等対処設備においては常設耐震重要重大事故防止設備に分類される。以下、重大事故等対処設備としての構造強度評価及び動的機能維持評価を示す。

なお、燃料プール冷却浄化系ポンプは、添付書類「VI-2-1-13 機器・配管系の計算書作成の方法」に記載の横軸ポンプと類似の構造であるため、添付書類「VI-2-1-13-4 横軸ポンプの耐震性についての計算書作成の基本方針」に基づき評価を実施する。

2. 一般事項

2.1 構造計画

燃料プール冷却浄化系ポンプの構造計画を表 2-1 に示す。

表 2-1 構造計画

計画の概要		概略構造図
基礎・支持構造	主体構造	
<p>ポンプはポンプベースに固定され、ポンプベースは基礎ボルトで基礎に据え付ける。</p>	<p>うず巻形 (うず巻形横軸ポンプ)</p>	<p>(単位 : mm)</p>

3. 構造強度評価

3.1 構造強度評価方法

燃料プール冷却浄化系ポンプの構造強度評価は、添付書類「VI-2-1-13-4 横軸ポンプの耐震性についての計算書作成の基本方針」に記載の耐震計算方法に基づき行う。なお、水平地震動による応力と鉛直地震動による応力の組合せには絶対値和を適用する。

3.2 荷重の組合せ及び許容応力

3.2.1 荷重の組合せ及び許容応力状態

燃料プール冷却浄化系ポンプの荷重の組合せ及び許容応力状態のうち重大事故等対処設備の評価に用いるものを表 3-1 に示す。

3.2.2 許容応力

燃料プール冷却浄化系ポンプの許容応力は、添付書類「VI-2-1-9 機能維持の基本方針」に基づき、表 3-2 のとおりとする。

3.2.3 使用材料の許容応力評価条件

燃料プール冷却浄化系ポンプの使用材料の許容応力評価条件のうち重大事故等対処設備の評価に用いるものを表 3-3 に示す。

3.3 計算条件

応力計算に用いる計算条件は、本計算書の【燃料プール冷却浄化系ポンプの耐震性についての計算結果】の設計条件及び機器要目に示す。

表 3-1 荷重の組合せ及び許容応力状態（重大事故等対処設備）

施設区分		機器名称	設備分類*1	機器等の区分	荷重の組合せ	許容応力状態
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 浄化系ポンプ	常設耐震／防止	重大事故等 クラス 2 ポンプ*2	$D + P_D + M_D + S_s$ *3	IV _A S
					$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	V _A S (V _A S として IV _A S の許容限界 を用いる。)

注記*1：「常設耐震／防止」は常設耐震重要重大事故防止設備を示す。

→

*2：重大事故等クラス 2 ポンプの支持構造物を含む。

*3：「 $D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$ 」の評価に包絡されるため、評価結果の記載を省略する。

表 3-2 許容応力（クラス 2, 3 支持構造物及び重大事故等クラス 2 支持構造物）

許容応力状態	許容限界*1, *2 (ボルト等)	
	一次応力	
	引張り	せん断
IV _A S	1.5・f _t *	1.5・f _s *
V _A S (V _A SとしてIV _A Sの許容限界を用いる。)		

注記*1：応力の組合せが考えられる場合には、組合せ応力に対しても評価を行う。

*2：当該の応力が生じない場合、規格基準で省略可能とされている場合及び他の応力で代表可能である場合は評価を省略する。

表 3-3 使用材料の許容応力評価条件（重大事故等対処設備）

評価部材	材料	温度条件 (°C)		S _y (MPa)	S _u (MPa)	S _y (R T) (MPa)
基礎ボルト		周囲環境温度	66			—
ポンプ取付ボルト		最高使用温度	66			—
原動機取付ボルト		周囲環境温度	66			—

4. 機能維持評価

4.1 基本方針

燃料プール冷却浄化系ポンプ及び原動機は、添付書類「VI-2-1-9 機能維持の基本方針」に記載の横形単段遠心式ポンプ及び横形ころがり軸受電動機であり、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上回ることから、J E A G 4 6 0 1 に定められた評価部位の健全性を詳細評価することで動的機能維持の確認を行う。

詳細評価に用いる機能維持評価用加速度は、添付書類「VI-2-1-7 設計用床応答曲線の作成方針」に基づき、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）を設定する。

4.2 横形ポンプの動的機能維持評価

4.2.1 評価対象部位

J E A G 4 6 0 1 の横形ポンプの動的機能維持評価に従い、以下の部位について評価を実施する。

- a. 基礎ボルト
- b. ポンプ取付ボルト
- c. 軸
- d. 摺動部（インペラとライナーリングのクリアランス）

このうち「a. 基礎ボルト」及び「b. ポンプ取付ボルト」については、「3. 構造強度評価」に従い評価を行った「5. 評価結果」にて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。

以上より、本計算書においては、軸、摺動部（インペラとライナーリングのクリアランス）を評価対象部位とする。

4.2.2 許容値

軸の許容値は、クラス 2 ポンプの許容応力状態Ⅲ_AS に準拠し設定する。摺動部（インペラとライナーリングのクリアランス）は、変位可能寸法を許容値として設定する。

4.2.3 記号の説明

燃料プール冷却材浄化系ポンプの動的機能維持評価に使用する記号を表 4-2 に示す。

表4-2 記号の説明

記号	記号の説明	単位
C_H	水平方向設計震度	-
C_P	ポンプ振動による震度	-
C_V	鉛直方向設計震度	-
E	軸の縦弾性係数	MPa
g	重力加速度 (=9.80665)	m/s ²
I	軸の断面二次モーメント	mm ⁴
l	軸長さ	mm
l_1	軸受間距離	mm
l_2	羽根車側軸端から羽根車側軸受までの距離	mm
M	軸に作用する最大曲げモーメント	N・mm
m_c	羽根車質量	kg
m_s	回転体総質量	kg
M_{C2}	羽根車側軸端に羽根車の質量が作用した場合の羽根車側軸受から羽根車側軸端での曲げモーメント	N・mm
M_P	ポンプ回転により作用するモーメント	N・mm
M_{S2}	羽根車側軸受から羽根車側軸端での曲げモーメント	N・mm
N	回転速度 (原動機の同期回転速度)	rpm
P	原動機出力	kW
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_c	地震力を考慮した羽根車側軸端部荷重	N
Z	軸の断面係数	mm ³
π	円周率	-
δ	軸のたわみ量	mm
δ_S	軸自重に地震力を考慮した等分布荷重により羽根車側軸端部による軸のたわみ量	mm
δ_C	地震時に羽根車側軸端部にかかる荷重による軸のたわみ量	mm
τ_{max}	軸に生じる最大せん断応力	MPa

4.2.4 評価方法

(1) 軸

軸の最大せん断応力

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2 \cdot Z} \cdot \sqrt{M^2 + T^2} \quad \dots \dots \dots (4.2.4.1)$$

軸に作用するねじりモーメント

$$T = M_P \quad \dots \dots \dots (4.2.4.2)$$

ポンプ回転により作用するモーメント

$$M_P = \left(\frac{60}{2 \cdot \pi \cdot N} \right) \times 10^6 \times P \quad \dots \dots \dots (4.2.4.3)$$

軸に作用する最大曲げモーメント

$$M = M_{S2} + M_{C2} \quad \dots \dots \dots (4.2.4.4)$$

羽根車側軸受から羽根車側軸端での曲げモーメント

$$M_{S2} = \frac{w \cdot \ell_2^2}{2} \quad \dots \dots \dots (4.2.4.5)$$

地震力を考慮した軸等分布荷重

$$w = \frac{m_s \cdot g \cdot \sqrt{(C_H + C_P)^2 + (1 + C_V + C_P)^2}}{\ell} \quad \dots \dots \dots (4.2.4.6)$$

羽根車側軸端に羽根車の質量が作用した場合の羽根車側軸受から羽根車側軸端での曲げモーメント

$$M_{C2} = w_c \cdot \ell_2 \quad \dots \dots \dots (4.2.4.7)$$

地震力を考慮した羽根車側軸端部荷重

$$w_c = m_c \cdot g \cdot \sqrt{(C_H + C_P)^2 + (1 + C_V + C_P)^2} \quad \dots \dots \dots (4.2.4.8)$$

(2) 摺動部（インペラとライナーリングのクリアランス）

羽根車側軸端部の軸のたわみ量

$$\delta = \delta_s + \delta_c \quad \dots \dots \dots (4.2.4.9)$$

軸自重に地震力を考慮した等分布荷重により羽根車側軸端部による軸のたわみ量

$$\delta_s = \frac{w \cdot \ell_2^4}{8 \cdot E \cdot I} + \frac{w \cdot \ell_1}{24 \cdot E \cdot I} (4\ell_2^2 - \ell_1^2) \quad \dots \dots \dots (4.2.4.10)$$

地震時に羽根車軸端部にかかる荷重による軸のたわみ量

$$\delta_c = \frac{w_c \cdot \ell_2^2}{3 \cdot E \cdot I} (\ell_1 + \ell_2) \quad \dots \dots \dots (4.2.4.11)$$

4.3 原動機の動的機能維持評価

4.3.1 評価対象部位

J E A G 4 6 0 1 の原動機の動的機能維持評価に従い、以下の部位について評価を実施する。

- a. 取付ボルト
- b. 固定子
- c. 軸（回転子）
- d. 端子箱
- e. 軸受
- f. 固定子と回転子間のクリアランス
- g. モータフレーム

このうち「a. 取付ボルト」については、「3. 構造強度評価」に従い評価を行った「5. 評価結果」にて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。

以上より、本計算書においては、固定子、軸（回転子）、端子箱、軸受、固定子と回転子間のクリアランス、モータフレームを評価対象部位とする。

4.3.2 許容値

モータフレーム及び端子箱の許容値は、クラス2支持構造物の許容応力状態Ⅳ_ASに準拠し設定する。軸（回転子）の許容値は、クラス2ポンプの許容応力状態Ⅲ_ASに準拠し設定する。固定子の許容値は、クラス2支持構造物の許容応力状態Ⅲ_ASに準拠し設定する。また軸受については、メーカー規定の軸受の定格荷重を、固定子と回転子間のクリアランスは、変位可能寸法を許容値として設定する。

4.3.3 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表 4-3 に示す。

表4-3 記号の説明

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_{l1}	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

記号	記号の説明	単位
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	$\text{N}\cdot\text{m}$
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
$\sigma_{tb, x}$	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) による曲げ応力および圧縮応力	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
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

4.3.4 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

$$T_M = \frac{P \cdot 1000000}{2\pi \cdot N/60} \cdot \frac{T_S}{100} \dots\dots\dots (4.3.4.1)$$

電動機の回転によりピンにはたらく荷重は

$$F_1 = \frac{T_M}{\frac{1}{2} \cdot D_f} \dots\dots\dots (4.3.4.2)$$

b. 水平方向（長手方向）地震力によりピンにはたらく荷重

$$F_2 = m_s \cdot g \cdot (C_H + C_P) \dots\dots\dots (4.3.4.3)$$

c. ピンにはたらくせん断応力

a. , b. の合成荷重は

$$F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} \dots\dots\dots (4.3.4.4)$$

ピンにはたらくせん断応力は

$$\tau_p = \frac{F}{n_p \cdot A_p} \dots\dots\dots (4.3.4.5)$$

(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

$$F_{R1} = \sqrt{(C_H + C_P)^2 + (1 + C_V + C_P)^2} \cdot m_r \cdot g \dots\dots\dots (4.3.4.6)$$

軸継手側軸受が受ける荷重および反軸継手側軸受が受ける荷重は

$$R_L = F_{R1} \cdot \frac{\ell_{r,C}}{\ell_{b,L}} \dots\dots\dots (4.3.4.7)$$

$$R_O = F_{R1} \cdot \left(1 - \frac{\ell_{r,C}}{\ell_{b,L}}\right) \dots \dots \dots (4.3.4.8)$$

b. 曲げ応力

軸に生じる最大曲げモーメントは

$$M_{max} = \frac{F_{R1} \cdot \ell_{r,C} \cdot (\ell_{b,L} - \ell_{r,C})}{\ell_{b,L}} \dots \dots \dots (4.3.4.9)$$

軸にはたらく最大曲げ応力は

$$\sigma_b = \frac{M_{max}}{Z_S} \dots \dots \dots (4.3.4.10)$$

c. ねじり応力

軸の回転によるモーメントは

$$M_P = \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot N} \cdot 10^6 \cdot P \dots \dots \dots (4.3.4.11)$$

軸に生じるねじり応力は

$$\tau_t = \frac{16 \cdot M_P}{\pi \cdot d_S^3} \dots \dots \dots (4.3.4.12)$$

d. 組合せ応力

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_t^2} \dots \dots \dots (4.3.4.13)$$

(3) 端子箱

a. 端子箱取付ボルトに生じる引張力

$$F_{tb,x} = \frac{m_t \cdot (C_H + C_P) \cdot h_t \cdot g - m_t \cdot \{1 - (C_V + C_P)\} \cdot L_{2,x} \cdot g}{n_{t1,x} \cdot (L_{1,x} + L_{2,x})} \dots \dots \dots (4.3.4.14)$$

$$F_{tb, y} = \frac{m_t \cdot (C_H + C_P) \cdot h_t \cdot g - m_t \cdot \{1 - (C_V + C_P)\} \cdot L_{2, y} \cdot g}{n_{t1, y} \cdot (L_{1, y} + L_{2, y})} \dots \dots \dots (4.3.4.15)$$

b. 端子箱取付ボルト1本あたりにはたらく引張応力

$$\sigma_{tb, x} = \frac{F_{tb, x}}{A_{tb}} \dots \dots \dots (4.3.4.16)$$

$$\sigma_{tb, y} = \frac{F_{tb, y}}{A_{tb}} \dots \dots \dots (4.3.4.17)$$

$$\sigma_{tb} = \text{Max} [\sigma_{tb, x}, \sigma_{tb, y}] \dots \dots \dots (4.3.4.18)$$

c. 端子箱取付ボルトに生じるせん断力

$$Q_{tb} = m_t \cdot (C_H + C_P) \cdot g \dots \dots \dots (4.3.4.19)$$

d. 端子箱取付ボルト1本あたりにはたらくせん断応力

$$\tau_{tb} = \frac{Q_{tb}}{n_t \cdot A_{tb}} \dots \dots \dots (4.3.4.20)$$

(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は

$$P_1 = X_O \cdot R_O + Y_O \cdot F_a \dots \dots \dots (4.3.4.21)$$

$$P_2 = R_O \dots \dots \dots (4.3.4.22)$$

$$P_{or, 1} = \text{Max} [P_1, P_2] \dots \dots \dots (4.3.4.23)$$

b. 軸継手側のラジアル玉軸受の静等価ラジアル荷重は

$$P_1 = X_O \cdot R_L + Y_O \cdot F_a \dots \dots \dots (4.3.4.24)$$

$$P_2 = R_L \dots \dots \dots (4.3.4.25)$$

$$P_{o r, 2} = M a x [P_1, P_2] \quad \dots \dots \dots (4.3.4.26)$$

(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

$$I = \frac{\pi \cdot d_s^4}{64} \quad \dots \dots \dots (4.3.4.27)$$

b. 軸の最大たわみ

$$y_{max} = \frac{F_{R1} \cdot \ell_{r,c} \cdot (\ell_{b,L}^2 - \ell_{r,c}^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I \cdot \ell_{b,L}} \quad \dots \dots \dots (4.3.4.28)$$

(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

$$R_1 = m \cdot g \cdot \frac{\ell - \ell_c}{\ell} \quad \dots \dots \dots (4.3.4.29)$$

電動機重量による応力は

$$\sigma_{s1} = \frac{R_1 + m_{s1} \cdot g}{A_s} \quad \dots \dots \dots (4.3.4.30)$$

b. 鉛直方向地震力による応力

$$\sigma_{s4} = \frac{R_1 + m_{s1} \cdot g}{A_s} \cdot (C_V + C_P) \quad \dots \dots \dots (4.3.4.31)$$

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

$$M_{\theta 1} = (C_H + C_P) \cdot m \cdot g \cdot h_f \quad \dots \dots \dots (4.3.4.32)$$

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

$$P_\theta = (C_H + C_P) \cdot m \cdot g \cdot \frac{h_c}{\ell} \quad \dots \dots \dots (4.3.4.33)$$

曲げ応力および圧縮応力は

$$\sigma_{S2} = \frac{M_{\ell 1}}{Z_{s y}} + \frac{P_{\ell}}{A_s} \dots \dots \dots (4.3.4.34)$$

せん断応力は

$$\tau_{S2} = \frac{(C_H + C_P) \cdot m \cdot g}{A_s} \dots \dots \dots (4.3.4.35)$$

d. 組合せ応力

$$\sigma_S = \sqrt{(\sigma_{S1} + \sigma_{S2} + \sigma_{S4})^2 + 3 \cdot \tau_{S2}^2} \dots \dots \dots (4.3.4.36)$$

5. 評価結果

5.1 重大事故等対処設備としての評価結果

燃料プール冷却浄化系ポンプの重大事故等時の状態を考慮した場合の耐震評価結果を以下に示す。発生値は許容限界を満足しており，設計用地震力に対して十分な構造強度及び動的機能を有していることを確認した。

(1) 構造強度評価結果

構造強度評価の結果を次頁以降の表に示す。

(2) 機能維持評価結果

動的機能維持評価の結果を次頁以降の表に示す。

【燃料プール冷却浄化系ポンプの耐震性についての計算結果】

1. 重大事故等対処設備

1.1 設計条件

機器名称	設備分類	据付場所及び床面高さ (m)	固有周期 (s)		弾性設計用地震動 S d 又は静的震度		基準地震動 S s		ポンプ振動による震度	最高使用温度 (°C)	周囲環境温度 (°C)
			水平方向	鉛直方向	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度			
燃料プール冷却 浄化系ポンプ	常設耐震/防止	原子炉建屋 O.P. 15.00*1	—*2	—*2	—	—	C _H =1.97	C _V =1.37		66	66

注記 *1：基準床レベルを示す。

*2：固有周期は十分に小さく，計算は省略する。

1.2 機器要目

部 材	m _i (kg)	h _i (mm)	ℓ _{1i} *1 (mm)	ℓ _{2i} *1 (mm)	d _i (mm)	A _{b,i} (mm ²)	n _i	n _{f,i} *1
基礎ボルト (i=1)							6	3
ポンプ取付ボルト (i=2)							4	2
原動機取付ボルト (i=3)							4	2

部 材	S _{y,i} (MPa)	S _{u,i} (MPa)	F _i (MPa)	F _i * (MPa)	転倒方向		M _p (N・mm)
					弾性設計用地震動 S d 又は静的震度	基準地震動 S s	
基礎ボルト (i=1)					—	軸直角方向	—
ポンプ取付ボルト (i=2)					—	軸方向	—
原動機取付ボルト (i=3)					—	軸方向	—

H _p (μm)	N (rpm)

注記*1：各ボルトの機器要目における上段は軸直角方向転倒に対する評価時の要目を示し，下段は軸方向転倒に対する評価時の要目を示す。

*2：最高使用温度で算出

*3：周囲環境温度で算出

1.3 計算数値

1.3.1 ボルトに作用する力 (単位：N)

部 材	F _{bi}		Q _{bi}	
	弾性設計用地震動S _d 又は静的震度	基準地震動 S _s	弾性設計用地震動S _d 又は静的震度	基準地震動 S _s
基礎ボルト (i=1)				
ポンプ取付ボルト (i=2)				
原動機取付ボルト (i=3)				

1.4 結論

1.4.1 ボルトの応力 (単位：MPa)

部 材	材 料	応 力	弾性設計用地震動S _d 又は静的震度		基準地震動S _s	
			算出応力	許容応力	算出応力	許容応力
基礎ボルト (i=1)		引張り	—	—	$\sigma_{b1}=48$	$f_{ts1}=202^*$
		せん断	—	—	$\tau_{b1}=30$	$f_{sb1}=155$
ポンプ取付ボルト (i=2)		引張り	—	—	$\sigma_{b2}=12$	$f_{ts2}=202^*$
		せん断	—	—	$\tau_{b2}=7$	$f_{sb2}=155$
原動機取付ボルト (i=3)		引張り	—	—	$\sigma_{b3}=37$	$f_{ts3}=185^*$
		せん断	—	—	$\tau_{b3}=22$	$f_{sb3}=142$

すべて許容応力以下である。

注記*： $f_{tsi} = \text{Min}[1.4 \cdot f_{toi} - 1.6 \cdot \tau_{bi}, f_{toi}]$ より算出

1.5 動的機能維持評価

1.5.1 設計条件

機器名称	形式	揚水量 (m ³ /h)	据付場所及び 床面高さ (m)	固有周期 (s)		弾性設計用地震動 S d 又は静的震度		基準地震動 S s		ポンプ振動に よる震度	最高使用温度 (°C)	周囲環境温度 (°C)
				水平方向	鉛直方向	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度			
燃料プール冷却 浄化系ポンプ	横形単段 遠心式ポンプ	160	原子炉建屋 O.P. 15.00*1	—*2	—*2	—	—	C _H =1.65	C _V =1.15		66	66

注記 *1: 基準床レベルを示す。

*2: 固有周期は十分に小さく、計算は省略する。

機器名称	形式	出力 (kW)	据付場所及び 床面高さ (m)	固有周期 (s)		弾性設計用地震動 S d 又は静的震度		基準地震動 S s		ポンプ振動に よる震度	最高使用温度 (°C)	周囲環境温度 (°C)
				水平方向	鉛直方向	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度			
燃料プール冷却 浄化系ポンプ用電動機	横形ころがり 軸受電動機	75	原子炉建屋 O.P. 15.00*1	—*2	—*2	—	—	C _H =1.65	C _V =1.15		66	66

注記 *1: 基準床レベルを示す。

*2: 固有周期は十分に小さく、計算は省略する。

1.5.2 機器要目

1.5.2.1 横形単段遠心式ポンプの機器要目

(1) 軸

部材	m _c (kg)	m _s (kg)	ℓ (mm)	ℓ ₂ (mm)	N (rpm)	P (kW)	Z (mm ³)
軸						75	8.946×10 ³

(2) 摺動部 (インペラとライナーリングのクリアランス)

部材	ℓ ₁ (mm)	ℓ ₂ (mm)	E (MPa)	I (mm ⁴)
摺動部 (インペラとライナーリングのクリアランス)			198000	2.013×10 ⁵

1.5.2.2 横形ころがり軸受電動機の機器要目

(1) 固定子

部材	A _p (mm ²)	D _f (mm)	m _s (kg)	N (min ⁻¹)	n _p	P (kW)	T _s (%)
固定子	187.5	550	575	3000	4	75	190

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

(2) 軸 (回転子)

部材	d_s (mm)	$\ell_{b, L}$ (mm)	$\ell_{r, C}$ (mm)	m_r (kg)	N (min^{-1})	P (kW)	Z_s (mm^3)
軸 (回転子)	52	859	418.5	273	3000	75	13800

(3) 端子箱

部材	$A_{t, b}$ (mm^2)	h_t (mm)	$L_{1, x}$ (mm)	$L_{2, x}$ (mm)	$L_{1, y}$ (mm)	$L_{2, y}$ (mm)	m_t (kg)	n_t	$n_{t1, x}$	$n_{t1, y}$
端子箱	78.54	150	188	78	55	55	29	4	2	2

(4) 軸受

部材	F_a (N)	X_o	Y_o
軸受	0	0.6	0.5

(5) 固定子と回転子間のクリアランス

部材	d_s (mm)	E (MPa)	$\ell_{b, L}$ (mm)	$\ell_{r, C}$ (mm)
固定子と回転子間のクリアランス	52	206000	859	418.5

(6) モータフレーム

部材	A_s (mm^2)	h_c (mm)	h_f (mm)	ℓ (mm)	ℓ_c (mm)	m (kg)	m_{s1} (kg)	$Z_{s,y}$ (mm^3)
モータフレーム	15900	322	68.2	350	173	1756	44	79500

(7) 材料物性値

部材	温度 ($^{\circ}\text{C}$)	材質
原動機	66	SS400 S35C 鋼鉄 FC150

1.5.3 結論

1.5.3.1 機能確認済加速度との比較 (×9.8m/s²)

		機能維持評価用加速度*	機能確認済加速度
ポンプ	水平方向	1.65	軸直角方向3.2 軸方向1.4
	鉛直方向	1.15	1.0
原動機	水平方向	1.65	4.7
	鉛直方向	1.15	1.0

注記 * : 基準地震動S_sにより定まる応答加速度とする。

ポンプは、水平方向および鉛直方向の機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超えるため、以下の項目について評価する。

原動機は、鉛直方向の機能維持評価用加速度が機能確認済加速度を超えるため、以下の項目について評価する。

1.5.3.2 横形単段遠心式ポンプの動的機能維持評価

1.5.3.2.1 代表評価項目の評価

基礎ボルトおよびポンプ取付ボルトについては、構造強度評価にて設計用地震力に対して十分な構造強度を有しているため、計算は省略する。

1.5.3.2.2 上記以外の基本評価項目の評価

1.5.3.2.2.1 軸の評価 (単位：MPa)

評価部位	応力	発生応力	許容応力
軸	せん断	28	429

すべて許容応力以下である。

1.5.3.2.2.2 摺動部（インペラとライナーリングのクリアランス）の評価 (単位：mm)

評価部位	変位	変位量	許容変位量
インペラとライナーリングのクリアランス	軸のたわみ	0.42	□

すべて許容変位量以下である。

1.5.3.3 横形ころがり軸受電動機の動的機能維持評価

1.5.3.3.1 代表評価項目の評価

原動機取付ボルトについては、構造強度評価にて設計用地震力に対して十分な構造強度を有しているため、計算は省略する。

1.5.3.3.2 上記以外の基本評価項目の評価

1.5.3.3.2.1 固定子の評価 (単位：MPa)

評価部位	応力	発生応力	許容応力
固定子	せん断	15	129

すべて許容応力以下である。

1.5.3.3.2.2 軸（回転子）の評価 (単位：MPa)

評価部位	発生応力	許容応力
軸（回転子）	127	373

すべて許容応力以下である。

1.5.3.3.2.3 端子箱の評価 (単位：MPa)

評価部位	応力	発生応力	許容応力
端子箱	引張り	5	210
	せん断	2	161

すべて許容応力以下である。

1.5.3.3.2.4 軸受の評価 (単位：N)

評価部位	発生荷重	許容荷重
軸継手側	3919	
反軸継手側	4126	

すべて許容荷重以下である。

1.5.3.3.2.5 固定子と回転子間のクリアランスの評価 (単位：mm)

評価部位	回転子のたわみ	許容変位量
固定子と回転子間のクリアランス	1.44	2.00

すべて許容変位量以下である。

1.5.3.3.2.6 モータフレームの評価 (単位：MPa)

評価部位	発生応力	許容応力
モータフレーム	33	35

すべて許容応力以下である。

