

3. 取水性に関する考慮事項

3.1 砂移動による影響評価について

津波の二次的な影響による非常用海水冷却系の機能保持確認として、津波に伴う砂移動により、非常用海水冷却系の通水性が確保できること、浮遊砂の混入に対して海水ポンプが機能保持できることを確認する。

具体的には、残留熱除去系海水系ポンプ、非常用ディーゼル発電機用海水ポンプ及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機用海水ポンプ（以下「非常用海水ポンプ」という。）を対象に、基準津波による砂移動に対して、取水口及び取水路の通水性が確保できること、非常用海水ポンプ及び非常用海水系が浮遊砂の混入に対して機能保持できること、非常用海水ポンプ軸受の浮遊砂に対する耐性を確認する。また、緊急用海水ポンプを対象に、敷地に遡上する津波に対して、SA用海水ピット取水塔から緊急用海水ポンプピットまでの通水性が確保できること、緊急用海水ポンプ及び緊急用海水系が浮遊砂の混入に対して機能保持できること、緊急用海水ポンプ軸受の浮遊砂に対する耐性を確認する。

以下、3.1.1において非常用海水ポンプの砂移動による影響評価、3.1.2において緊急用海水ポンプの砂移動による影響評価を示す。

3.1.1 非常用海水ポンプの砂移動による影響評価

(1) 基準津波による砂移動評価における解析条件

砂移動評価における解析条件（粒径の違い、防波堤の有無、防潮堤設置ルートの変更）について、以下の影響評価を実施した。

- a. 防潮堤設置ルート変更前のモデルを用いた砂移動評価における粒径の違いによる堆積厚さへの影響評価
- b. 防潮堤設置ルート変更前のモデルを用いた防波堤をモデル化しない状態での堆積厚さへの影響評価
- c. a., b. の影響評価において堆積厚さが最大となった解析条件を用いた防潮堤設置ルート変更に伴う砂移動評価結果への影響評価

c. の影響評価の結果、取水口前面における砂の堆積厚さに変化はなく、また、堆積侵食分布図に有意な差異がないことを確認した。

よって、防潮堤設置ルート変更に伴う砂移動評価結果への影響はないことから、防潮堤設置ルート変更前のモデルで評価した結果（a. 及び b. の影響評価結果）を用いることは問題ないと考える。

影響評価結果を踏まえて設定した解析条件として、平均粒径、防波堤なし、防潮堤設置ルート変更後の砂移動評価を実施した結果、基準津波による取水口前面における砂の堆積厚さは、最大で 0.36m となった。

取水口の呑口下端高さは T.P. -6.04m である。これに対して、呑口前面の海底面高さは T.P. -6.89m であり、呑口下端高さは海底面高さより約 0.8m 高い位置にある。

以上のことから、基準津波による水位変動に伴う海底の砂の移動が取水口及び取水路の通水性に影響がないことを確認した。

また、上記の評価のほか、以下に示す評価を実施した。

d. 平均粒径よりも大きな粒径を有する砂の浮遊可能性評価

この結果、平均粒径よりも粒径が大きい砂ほど浮遊しにくいことを確認した。

以下に、a. ～d. の評価結果を示す。

a. 砂移動評価における粒径の違いによる堆積厚さへの影響評価

砂移動評価における粒径の違いによる堆積厚さへの影響を確認するため、粒径のパラメータスタディを実施した。

検討は、基本ケースである敷地周辺海域の平均粒径 0.15mm (D_{50}) に加えて、10%粒径 (D_{10}) 及び 90%粒径 (D_{90}) を粒径としたケースを追加した。検討ケースを表 3.1.1-1 に示す。各試料採取地点の粒径加積曲線から D_{10} 相当及び D_{90} 相当の粒径を求め、平均した結果、 D_{10} 相当は 0.10mm、 D_{90} 相当は 1.8mm に設定した。試料採取地点を図 3.1.1-1、各試料採取地点の粒径加積曲線を図 3.1.1-2 に示す。

砂移動評価は、基本ケースにおいて、堆積厚さが厚く評価された高橋他（1999）の方法を用いた。取水口前面の砂の堆積厚さの評価結果を表 3.1.1-2、堆積侵食分布図を図 3.1.1-3 に示す。

図 3.1.1-3 から、粒径を変えることにより敷地周辺海域の砂の堆積厚さに変動はあるものの、いずれも取水口前面においては、基本ケースより最大堆積厚さが薄くなっており、粒径の違いによる取水口前面における堆積厚さへの影響は小さいことを確認した。

表 3.1.1-1 検討ケース

粒径	備考
0.15mm	D ₅₀ , 基本ケース
0.10mm	D ₁₀ 相当
1.8mm	D ₉₀ 相当

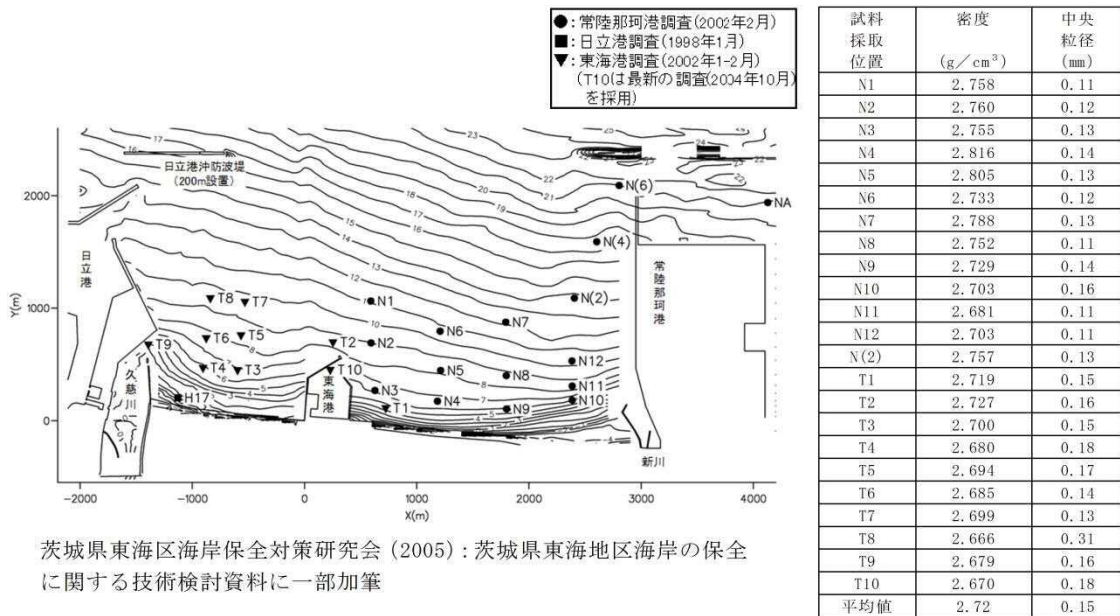


図 3.1.1-1 試料採取地点

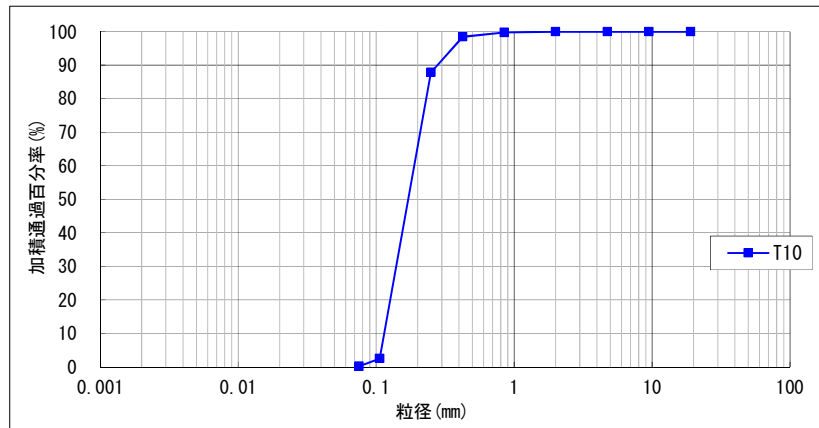


図 3.1.1-2(1) 粒径加積曲線 (2004年10月調査, T10)

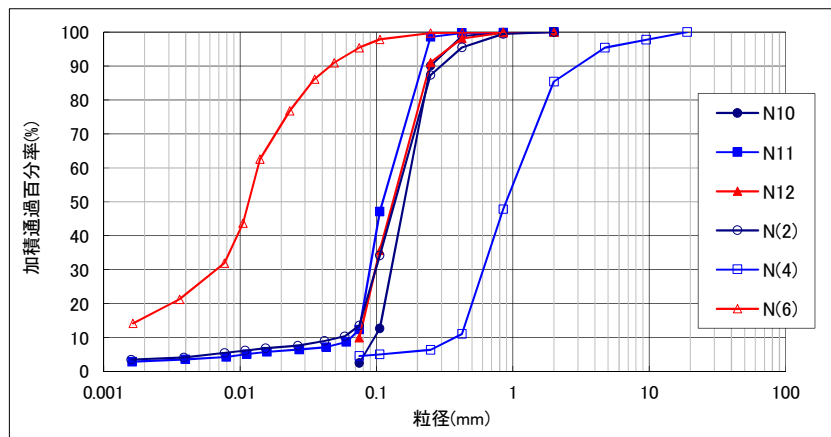


図 3.1.1-2(2) 粒径加積曲線 (2002年2月調査, N10/N11/N12/N(2)/N(4)/N(6))

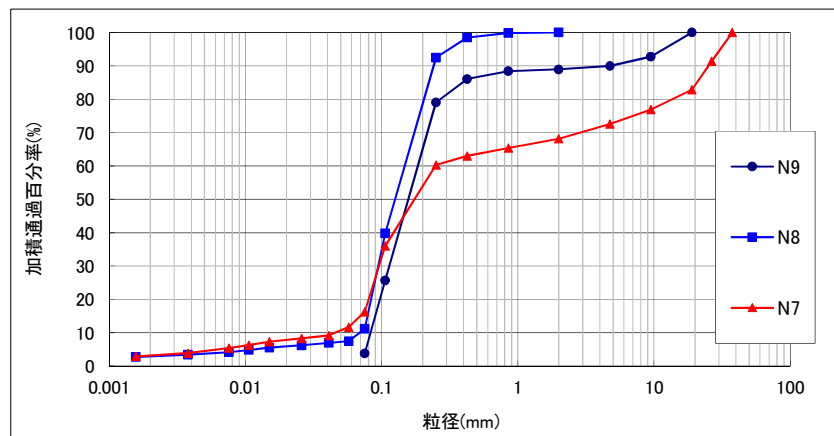


図 3.1.1-2(3) 粒径加積曲線 (2002年2月調査, N7/N8/N9)

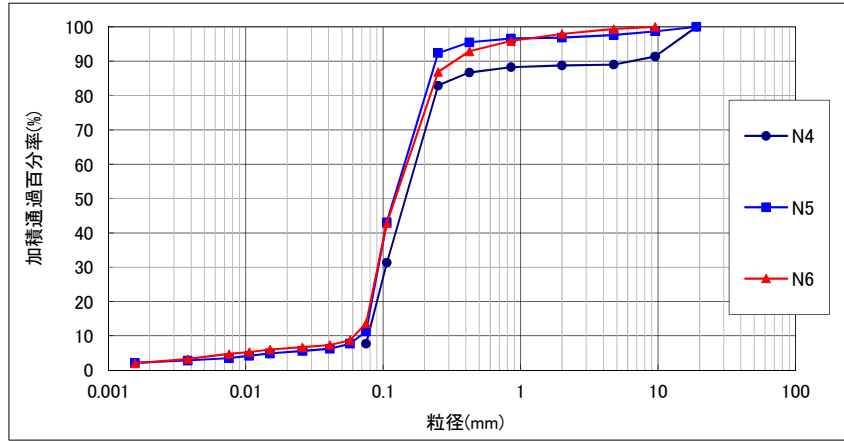


图 3.1.1-2 (4) 粒径加積曲線 (2002 年 2 月調查, N4/N5/N6)

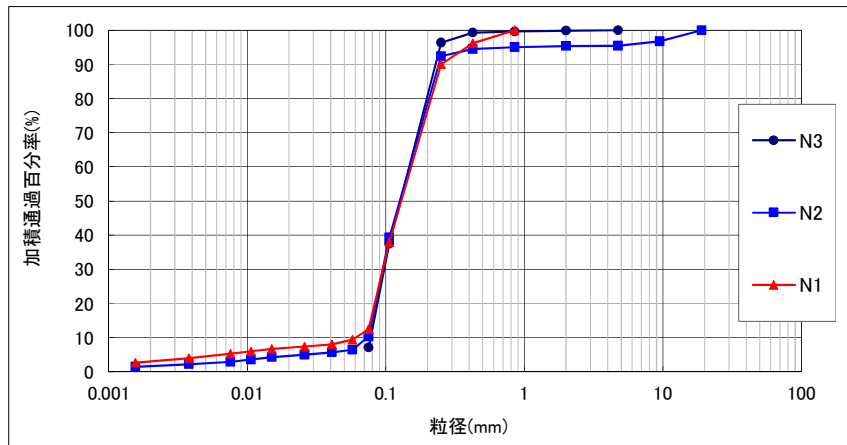


图 3.1.1-2 (5) 粒径加積曲線 (2002 年 2 月調查, N1/N2/N3)

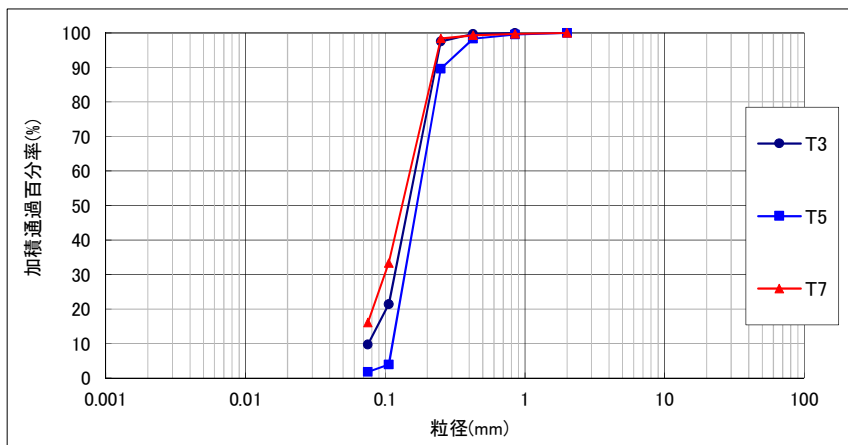


图 3.1.1-2 (6) 粒径加積曲線 (2002 年 1-2 月調查, T3/T5/T7)

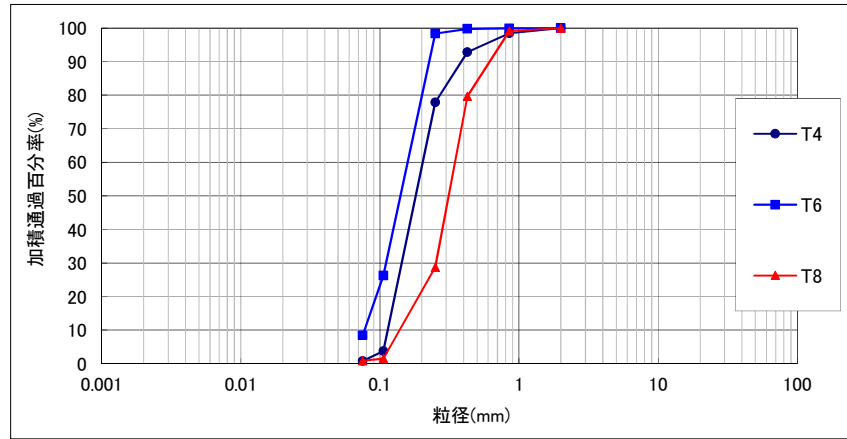


図 3.1.1-2 (7) 粒径加積曲線 (2002 年 1-2 月調査, T4/T6/T8)

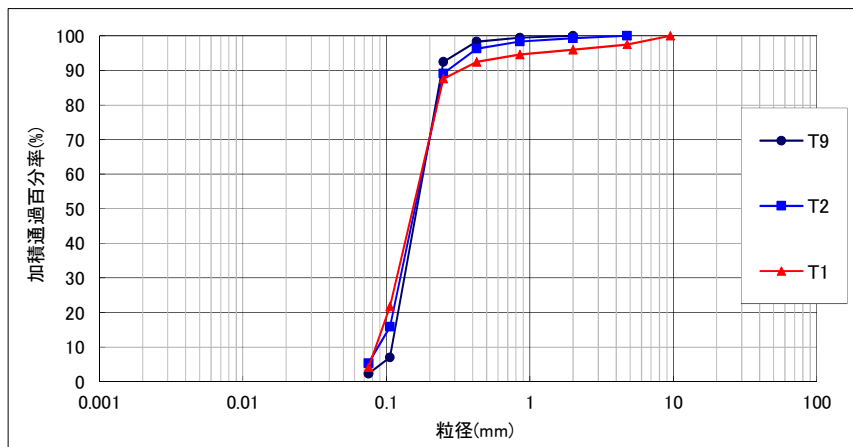


図 3.1.1-2 (8) 粒径加積曲線 (2002 年 1-2 月調査, T1/T2/T9)

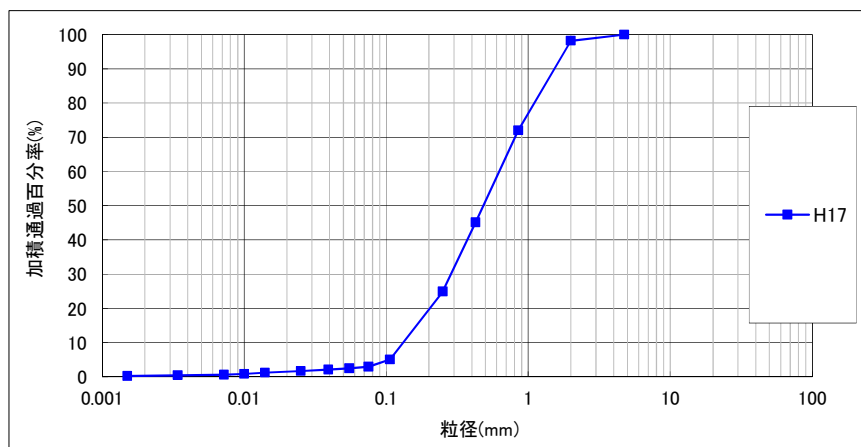


図 3.1.1-2 (9) 粒径加積曲線 (1998 年 1 月調査, H17)

表 3. 1. 1-2 取水口前面の砂の堆積厚さ

基準津波	粒径	取水口前面
上昇側	D ₅₀ 相当 (0. 15mm)	0. 33m
	D ₁₀ 相当 (0. 10mm)	0. 31m
	D ₉₀ 相当 (1. 8mm)	0. 13m
下降側	D ₅₀ 相当 (0. 15mm)	0. 19m
	D ₁₀ 相当 (0. 10mm)	0. 18m
	D ₉₀ 相当 (1. 8mm)	0. 02m

※高橋他 (1999), 浮遊砂上限濃度 1%

水位上昇側

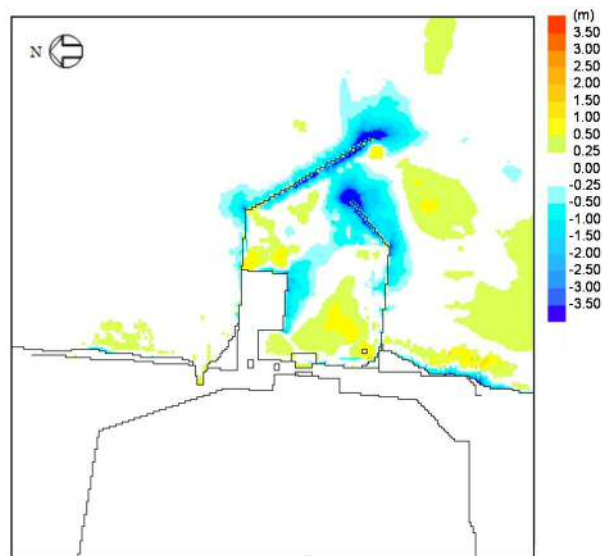


図 3. 1. 1-3 (1) 堆積侵食分布図 D₅₀ 相当 (0. 15mm)

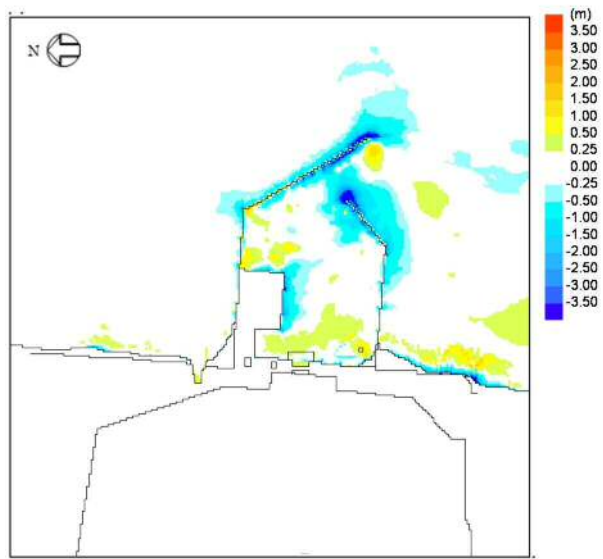


图 3.1.1-3 (2) 堆積侵食分布図 D_{10} 相当 (0.10mm)

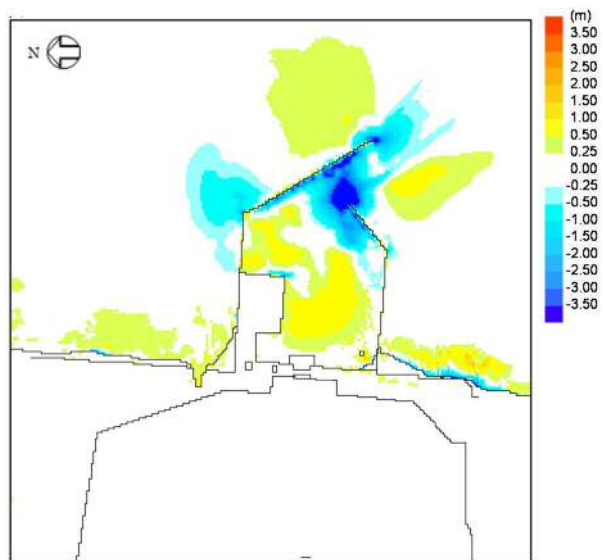


图 3.1.1-3 (3) 堆積侵食分布図 D_{90} 相当 (1.8mm)

水位下降側

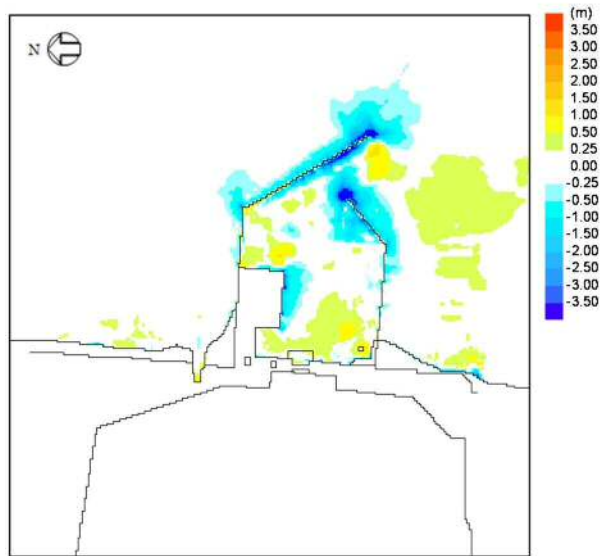


图 3.1.1-3 (4) 堆積侵食分布图 D_{50} 相当 (0.15mm)

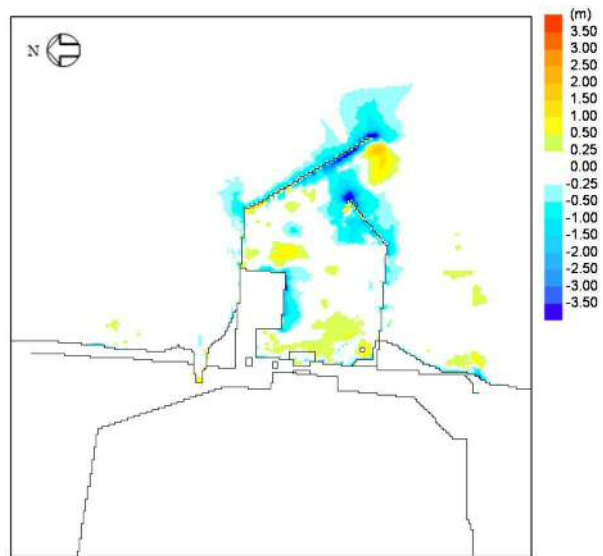


图 3.1.1-3 (5) 堆積侵食分布图 D_{10} 相当 (0.10mm)

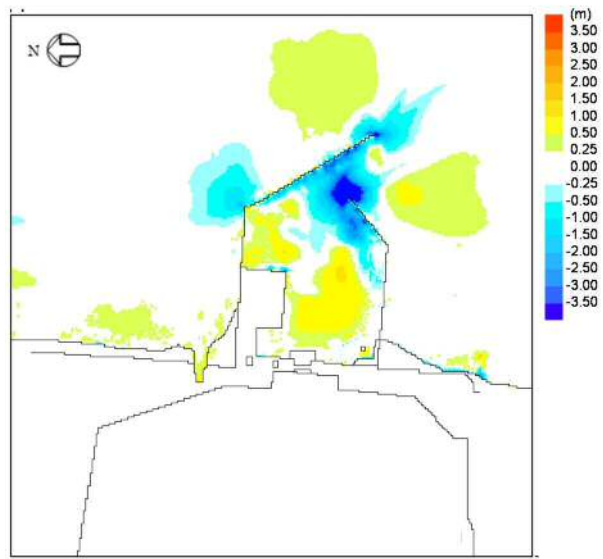


图 3.1.1-3 (6) 堆積侵食分布図 D_{90} 相当 (1.8mm)

b. 防波堤をモデル化しない状態での堆積厚さへの影響評価

砂移動評価においては、防波堤は健全な状態と仮定して解析を実施している。ここでは、影響評価として、地震時における防波堤の損傷を考慮して、保守的に防波堤をモデル化しない状態とした砂移動解析を実施し、取水口前面における堆積厚さへの影響を検討した。なお、解析条件は「a. 砂移動評価における粒径の違いによる堆積厚さへの影響評価」と同様に、高橋他(1999)、浮遊砂上限濃度 1%とし、平均粒径を用いて実施した。

取水口前面における堆積厚さの評価結果を表 3.1.1-3、防波堤の有無による堆積侵食分布図を図 3.1.1-4 に示す。図 3.1.1-4 から、防波堤の有無による敷地周辺海域の砂の堆積厚さの分布に変化があるものの、最大堆積厚さについては大差はなかった。しかし、取水口前面の最大堆積厚さについては防波堤の有無による影響は小さいものの、防波堤なし条件の最大堆積厚さは大きくなった。

表 3.1.1-3 防波堤の有無による取水口前面の堆積厚さ

基準津波	防波堤	取水口前面
上昇側	あり	0.33m
	なし	0.36m
下降側	あり	0.19m
	なし	0.23m

※解析条件（防波堤なし，高橋他（1999），浮遊砂上限濃度 1%，平均粒径）

水位上昇側

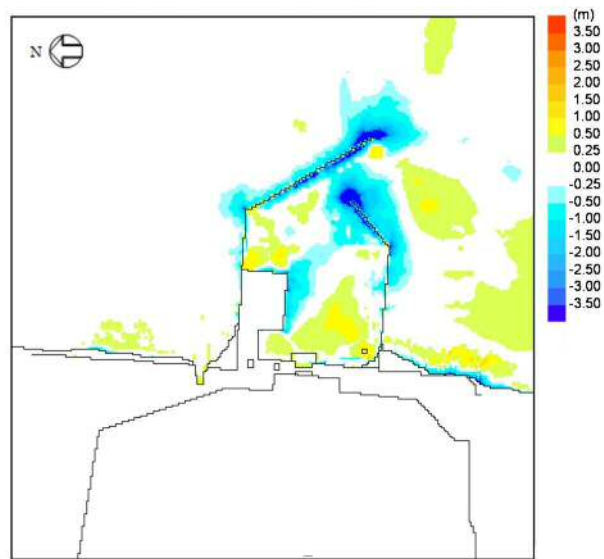


図 3. 1. 1-4 (1) 堆積侵食分布図 防波堤あり

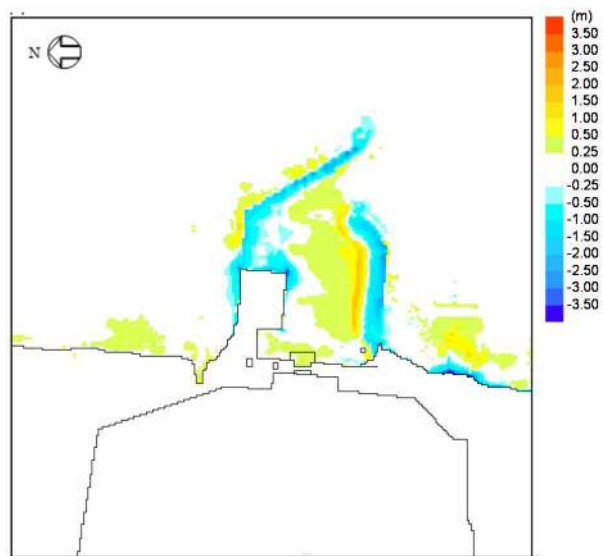


図 3. 1. 1-4 (2) 堆積侵食分布図 防波堤なし

水位下降側

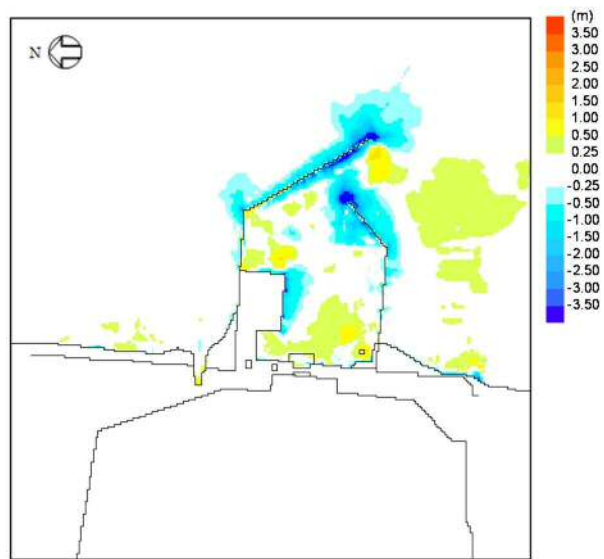


図 3.1.1-4 (3) 堆積侵食分布図 防波堤あり

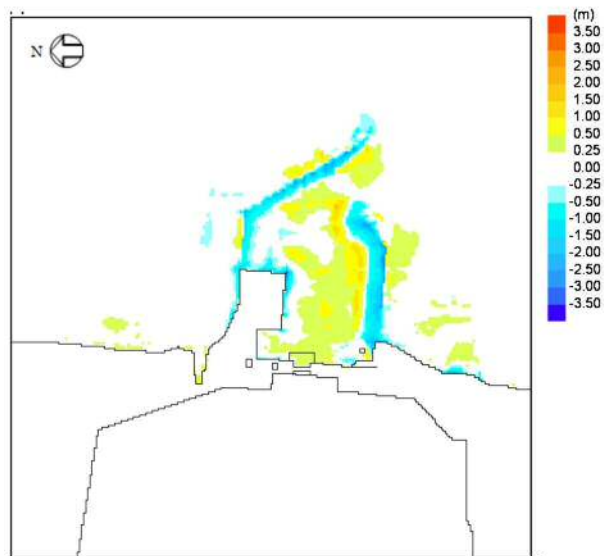


図 3.1.1-4 (4) 堆積侵食分布図 防波堤なし

c. 防潮堤設置ルート変更に伴う砂移動評価結果への影響評価

a., b. の影響評価の結果から、砂の堆積厚さが最も大きい解析条件（防波堤なし，高橋他（1999），浮遊砂上限濃度 1%，平均粒径）と同様の条件にて防潮堤設置ルートを変更したモデルにより，取水口前面における砂の堆積厚さについて評価を実施した。

取水口前面における砂の堆積厚さの評価結果を表 3. 1. 1-4，防潮堤設置ルート変更前後による取水口前面における堆積侵食分布図を図 3. 1. 1-5 に示す。

防潮堤設置ルート変更前後における砂の堆積厚さに変化はなく、堆積侵食分布図にも有意な差異がないことを確認した。

よって，防潮堤設置ルート変更に伴う砂移動評価結果への影響はないことから，防潮堤設置ルート変更前のモデルで評価した結果（砂移動評価における粒径の違いによる堆積厚さへの影響及び防波堤をモデル化しない状態での堆積厚さへの影響）を用いることは問題ないと考える。

表 3. 1. 1-4 防潮堤設置ルート変更前後における取水口前面の堆積厚さ

基準津波	取水口前面における砂の堆積厚さ	
	防潮堤設置ルート変更前	防潮堤設置ルート変更後
上昇側	0. 36m	0. 36m
下降側	0. 23m	0. 23m

※解析条件（防波堤なし，高橋他（1999），浮遊砂上限濃度 1%，平均粒径）

水位上昇側

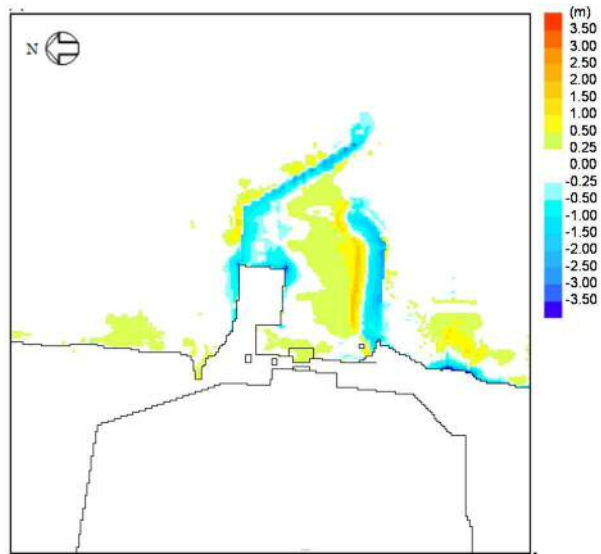


図 3.1.1-5 (1) 堆積侵食分布図 防潮堤設置ルート変更前

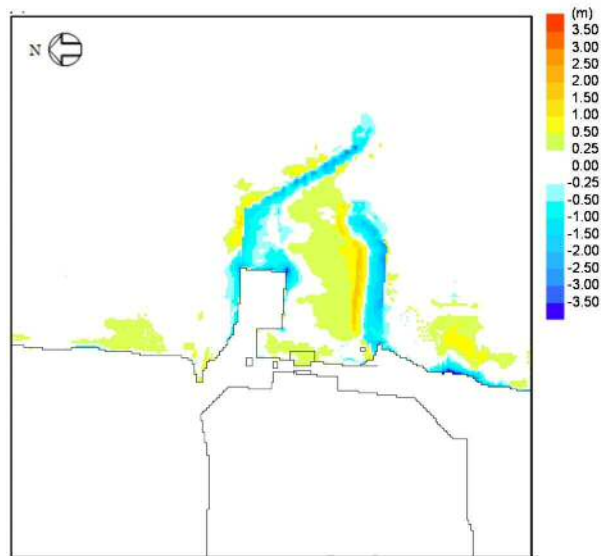


図 3.1.1-5 (2) 堆積侵食分布図 防潮堤設置ルート変更後

水位下降側

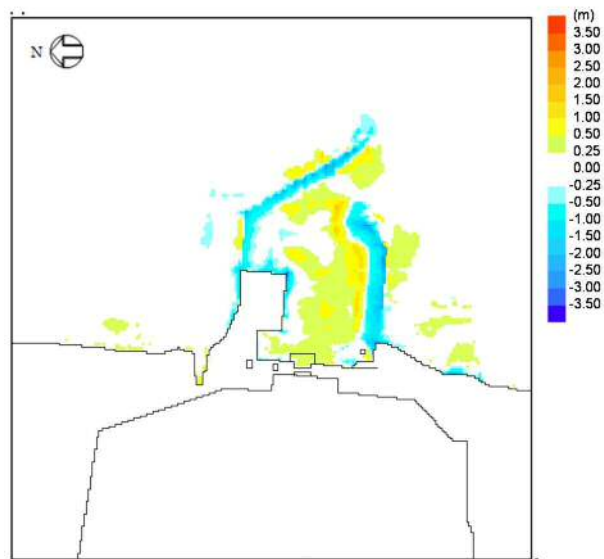


図 3.1.1-5 (3) 堆積侵食分布図 防潮堤設置ルート変更前

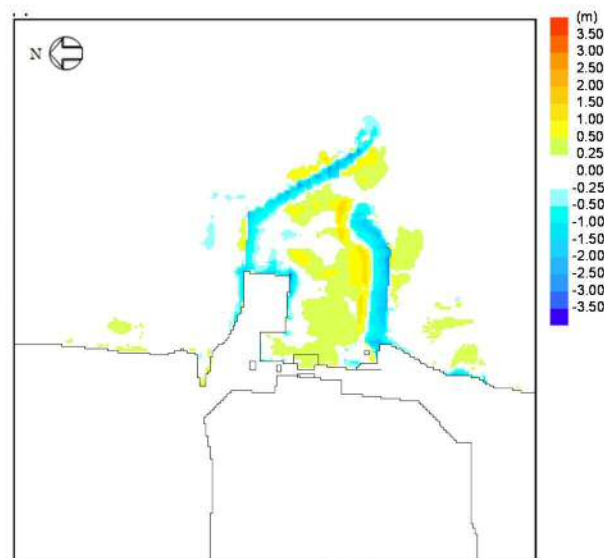


図 3.1.1-5 (4) 堆積侵食分布図 防潮堤設置ルート変更後

d. 平均粒径よりも大きな粒径を有する砂の浮遊可能性評価

非常用海水ポンプによる取水とともに海水系に混入する微小な浮遊砂は、ポンプ出口の海水ストレーナを通過した後、海水系の各機器に供給され、最終的に放水ピットから放水される。大きな粒径を有する砂が供給される場合は、非常用海水ポンプの軸固着又は、海水系機器の閉塞が懸念されることから、ここでは平均粒径よりも大きな粒径を有する砂の浮遊可能性について、一般的な技術知見を用いて評価を実施した。

砂移動に関する技術知見としては、①沈降速度、②移動形態、③底面摩擦速度の関係がある。

①沈降速度 (Rubey 式 (河川・海岸の砂移動で一般的に使用))

$$\frac{w_f}{\sqrt{sgd}} = \sqrt{\frac{2}{3} + \frac{36\nu^2}{sgd^3}} - \sqrt{\frac{36\nu^2}{sgd^3}}$$

w_f : 土砂の沈降速度, s : 土砂の水中比重, g : 重力加速度 (=9.8), d : 土砂の粒径
 ν : 水の動粘性係数 ($\approx 1.0 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$)

②移動形態※ (荒井・清水「現場のための水理学3」)

掃流卓越領域..... $\frac{u^*}{w_f} < 1.08$

掃流・浮遊の混在領域..... $1.08 < \frac{u^*}{w_f} < 1.67$

浮遊卓越領域..... $1.67 < \frac{u^*}{w_f}$

※ 土砂粒子の浮遊速度と沈降速度の関係から導出した理論式。

③底面摩擦速度 (岩垣式 (河川・海岸の砂移動で一般的に使用))

$d \geq 0.303 \text{ cm}; u_{*c}^2 = 80.9d$

$0.118 \leq d \leq 0.303 \text{ cm}; = 134.6d^{31/32}$

$0.0565 \leq d \leq 0.118 \text{ cm}; = 55.0d$

$0.0065 \leq d \leq 0.0565 \text{ cm}; = 8.41d^{11/32}$

$d \leq 0.0065 \text{ cm}; = 226d$

①～③を摩擦速度と粒径の関係で整理すると図 3.1.1-6 となり、平均粒径よりも大きな粒径を有する砂は浮遊しにくい。

東海第二発電所のサイト条件を踏まえた上で、平均粒径よりも大きな粒径を有する砂の浮遊可能性について考察した。対象地点については、海水ポンプ室の閉塞性への影響を踏まえ、取水口前面とした。

まず、浮遊可能性の検討に必要な摩擦速度を算出した。摩擦速度の算出に当たっては、砂移動による砂の堆積量が大きい上昇側の基準津波における取水口前面の流速と全水深を用いた。

$$u_* = \sqrt{gn^2U|U|/D^{1/3}} \quad (\text{マニング則})$$

摩擦速度は u^* で表される。ここで、 n はマンニングの粗度係数、 U は流速、 D は全水深である。マンニングの粗度係数は $n : 0.03\text{m}^{-1/3} \cdot \text{s}$ (土木学会 2016) を用いた。流速 U 及び全水深 D については、最大流速時における流速 (1.5m/s) と全水深 (17.8m)、最高水位時における流速 (0.9m/s) と全水深 (21.6m) 及び最低水位時における流速 (0.01m/s) と全水深 (2.1m) とした。

計算の結果、最大流速時の摩擦速度は 8.7cm/s、最高水位時の摩擦速度は 5.0cm/s、最低水位時の摩擦速度は 0.1cm/s となった。これらを考慮すると、取水口前面の摩擦速度は主に 0.1～8.7cm/s の範囲内となると考えられる。

粒径については粒径加積曲線の結果から、東海第二発電所前面における平均粒径 (D_{50}) は 0.15mm であり、 D_{90} 相当は 1.8mm である。

摩擦速度と粒径の関係から、最大流速時及び最高水位の場合、平均粒径 (D_{50}) では浮遊卓越となるが D_{90} 相当では掃流卓越となる。よって、東海第二発電所のサイト条件を踏まえても、粒径が大きい砂ほど浮遊しにくいと考えられる。

なお、非常用海水ポンプの軸受には、異物混入による軸受の損傷を防止するため、異物逃し溝 (最小約 3.7mm) が設けられている。砂の粒径の 90% を占める D_{90} 相当でも粒径は 1.8mm であり、最小約 3.7mm を大きく下回る。このため、非常用海水ポンプの取水時に浮遊砂の一部がポンプ軸受に混入したとしても、異物の逃し溝から排出される構造となっている。

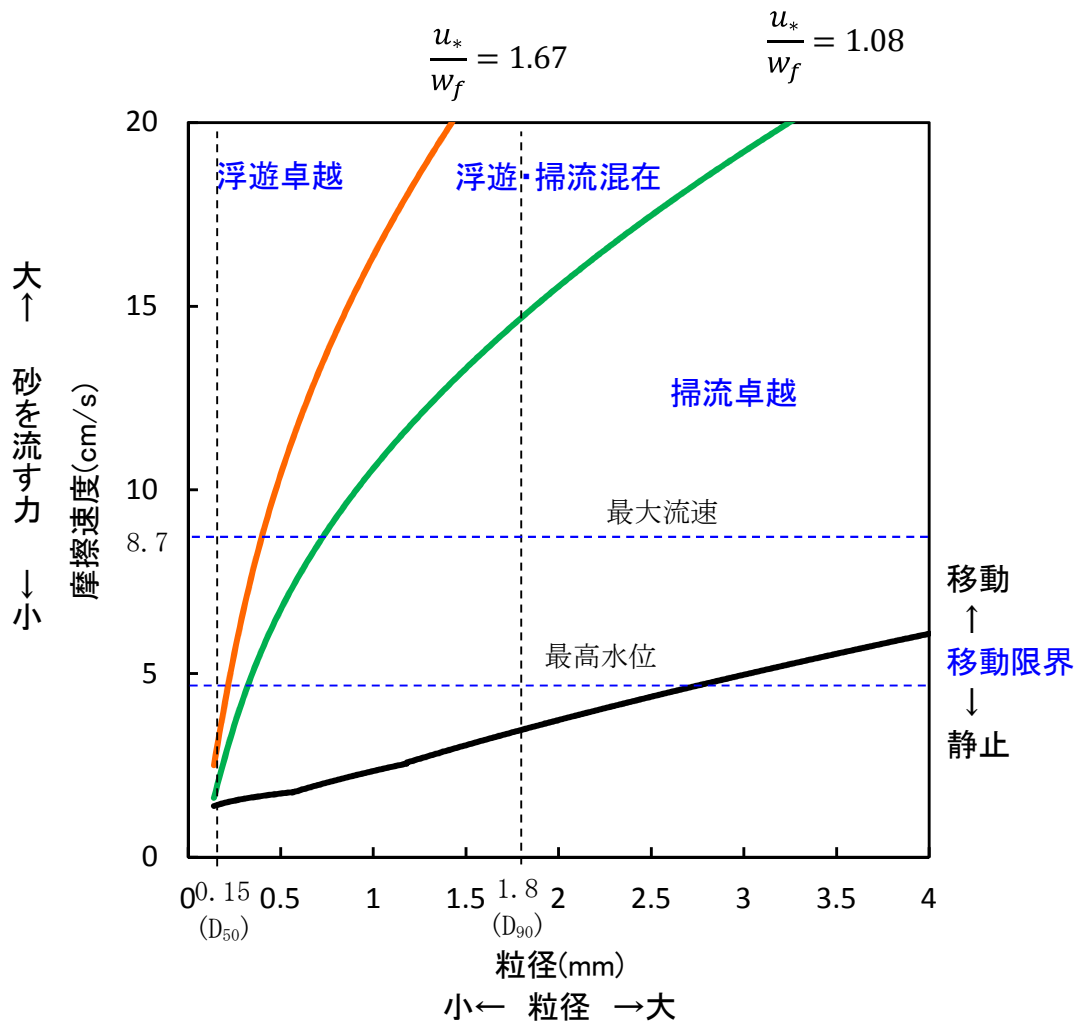


図 3. 1. 1-6 摩擦速度と粒径の関係

(2) 砂混入時の非常用海水ポンプへの影響評価

a. 砂混入時の非常用海水ポンプ取水機能維持の確認

基準津波による浮遊砂については、除塵装置で除去することが困難であることから、非常用海水ポンプそのものが運転時の砂の混入に対して、軸固着することなく機能保持できる設計であることを以下のとおり確認した。

非常用海水ポンプの軸受には、異物混入による軸受の損傷を防止するため、異物逃し溝（最小約 3.7mm）が設けられている。このため、非常用海水ポンプの取水時に浮遊砂の一部がポンプ軸受に混入したとしても、異物の逃し溝から排出される構造となっている。残留熱除去系海水系ポンプの軸受配置図を図 3. 1. 1-7、非常用ディーゼル発電機用海水ポンプ及び高压炉心スプレイ系ディーゼル発電機用海水ポンプの軸受配置図を図 3. 1. 1-8 に示す。

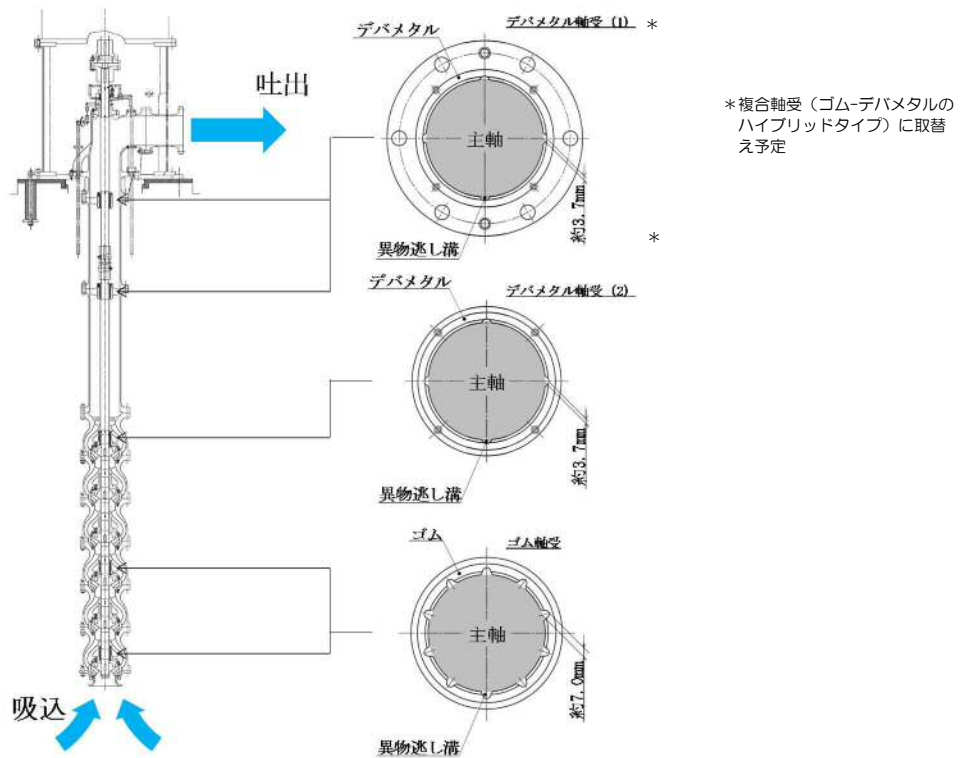


図 3. 1. 1-7 残留熱除去系海水系ポンプ軸受配置図

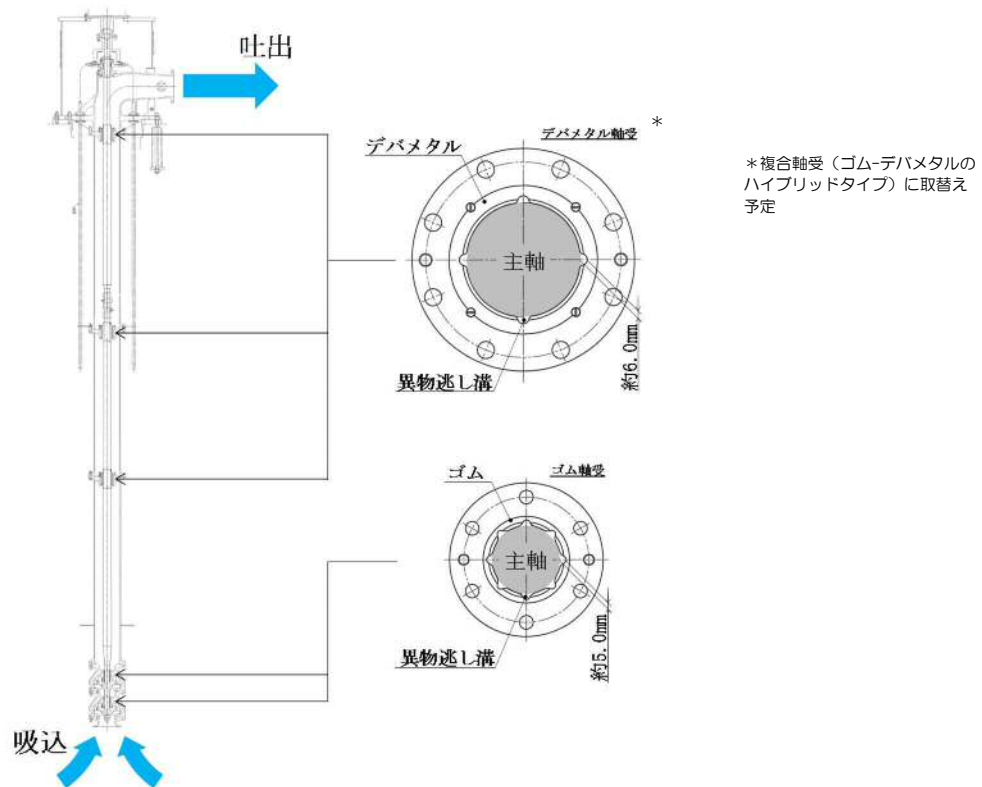


図 3. 1. 1-8 非常用ディーゼル発電機用海水ポンプ及び高圧炉心スプレイ系
ディーゼル発電機用海水ポンプ軸受配置図

これに対して、「(1)a. 砂移動評価における粒径の違いによる堆積厚さへの影響評価」に示したとおり発電所前面の海域を含む周辺の砂の平均粒径は約 0.15mm で、数ミリ以上の粒子はごくわずかである。また、「(1)d. 平均粒径よりも大きな粒径を有する砂の浮遊可能性評価」に示したとおり、そもそも粒径数ミリの砂は浮遊し難いものであることを踏まえると、大きな粒径の砂はほとんど混入しないと考えられる。このため、非常用海水ポンプは、砂の混入に対して軸固着することなく取水機能は維持できる。

また、砂の混入による軸受摩耗の評価として、後述のとおり、非常用海水ポンプの軸受を模擬した供試材を用いた軸受摩耗試験を実施し、ゴム軸受及び複合軸受に十分な浮遊砂耐性があることを確認している。

b. 混入した浮遊砂に対する取水性確保（系統の評価）

非常用海水ポンプによる取水とともに海水系に混入する微小な浮遊砂は、ポンプ出口の海水ストレーナを通過した後、海水系の各機器に供給され、最終的に放水ピットから放水される。

海水系の各機器の最小流路幅は、残留熱除去系海水系ポンプから供給される低圧炉心スプレイ系ポンプメカニカルシール冷却器及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機用海水ポンプから供給される高圧炉心スプレイ系ポンプメカニカルシール冷却器の約 4.8 mm であり、発電所前面の海域を含む周辺の砂の平均粒径である約 0.15mm に対して十分大きい。このため、海水系の各機器の閉塞の可能性はないものと考えられ、海水ポンプの取水機能は維持できる。

図 3.1.1-9～図 3.1.1-11 に非常用海水ポンプの概略系統図，表 3.1.1-5～表 3.1.1-7 に非常用海水系の各機器の最小流路幅を示す。

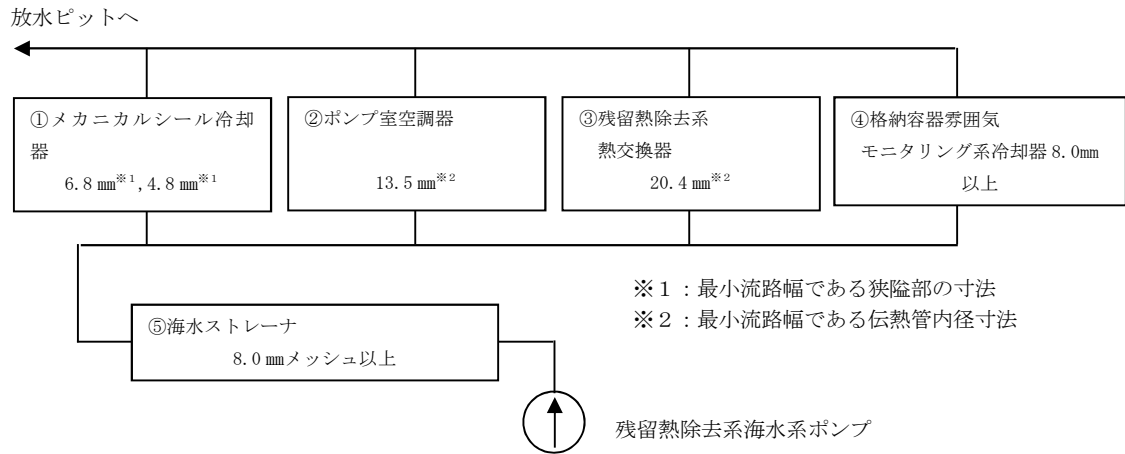


図 3.1.1-9 非常用海水ポンプの概略系統図（残留熱除去系のうち海水ライン）

表 3.1.1-5 非常用海水系の各機器の最小流路幅（残留熱除去系のうち海水ライン）

海水供給機器		最小流路幅 (mm)	砂粒径 (mm)
①メカニカルシール冷却器	残留熱除去系ポンプ メカニカルシール冷却器	6.8	約 0.15
	低圧炉心スプレイ系ポンプ メカニカルシール冷却器	4.8	
②ポンプ室空調器	残留熱除去系ポンプ室空調器	13.5	
	低圧炉心スプレイ系ポンプ室空調器	13.5	
	原子炉隔離時冷却系ポンプ室空調器	13.5	
③残留熱除去系熱交換器	残留熱除去系熱交換器	20.4	
④格納容器雰囲気モニタリング系冷却器	格納容器雰囲気モニタリング系冷却器	8.0mm 以上	
⑤海水ストレーナ	残留熱除去系海水系ストレーナ	8.0mm メッシュ以上	

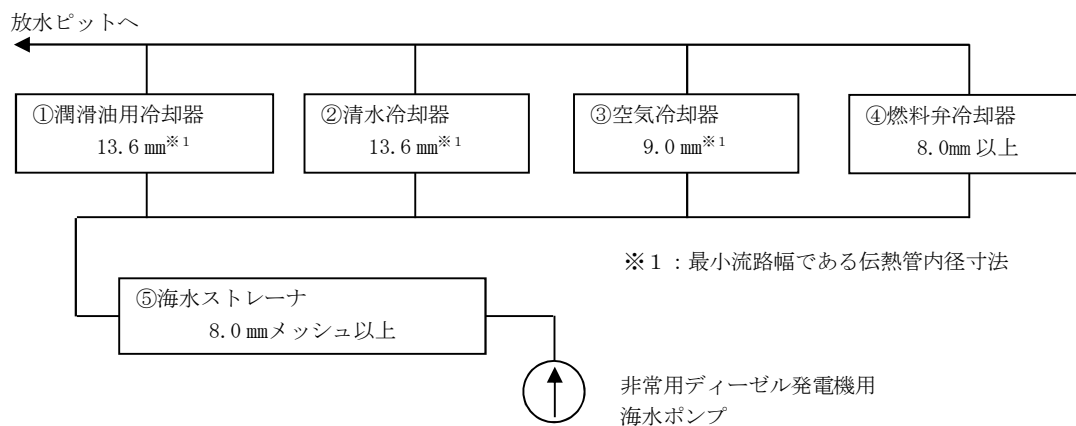


図 3. 1. 1-10 非常用海水ポンプの概略系統図（非常用ディーゼル発電機のうち海水ライン）

表 3. 1. 1-6 非常用海水系の各機器の最小流路幅（非常用ディーゼル発電機のうち海水ライン）

海水供給機器	最小流路幅 (mm)	砂粒径 (mm)
①非常用ディーゼル発電機用潤滑油用冷却器	13.6	約 0.15
②非常用ディーゼル発電機用清水冷却器	13.6	
③非常用ディーゼル発電機用空気冷却器	8.0mm 以上	
④非常用ディーゼル発電機燃料弁冷却器	13.6	
⑤非常用ディーゼル発電機用海水ストレーナ	8.0mm メッシュ 以上	

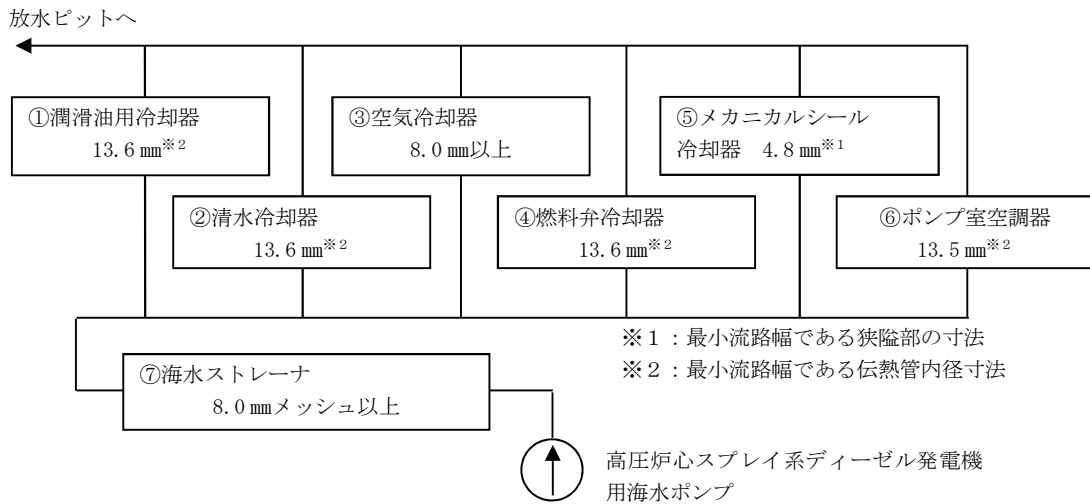


図 3. 1. 1-11 非常用海水ポンプの概略系統図
 (高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機のうち海水ライン)

表 3. 1. 1-7 非常用海水系の各機器の最小流路幅
 (高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機のうち海水ライン)

海水供給機器	最小流路幅 (mm)	砂粒径 (mm)
①高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機 潤滑油用冷却器	13.6	約 0.15
②高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機用 清水冷却器	13.6	
③高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機用 空気冷却器	8.0mm 以上	
④高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機用 燃料弁冷却器	13.6	
⑤高圧炉心スプレイ系ポンプ メカニカルシール冷却器	4.8	
⑥高圧炉心スプレイ系ポンプ室空調器	13.5	
⑦高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機用 海水ストレーナ	8.0mm メッシュ 以上	

c. 非常用海水ポンプ軸受の浮遊砂耐性

非常用海水ポンプは、海水取水時に海水中に含まれる浮遊砂を吸い込み、軸受隙間に入り込む可能性を考慮し、砂が混入してもこれを排出することで機能維持可能な設計としている（図 3.1.1-12）。また、これまでの運転実績から、浮遊砂混入によるトラブルは発生していない。

しかしながら、津波発生時は、津波により海底の砂が巻き上げられ、通常よりも浮遊砂環境が厳しくなる可能性があることから、既設のデハメタル軸受については、浮遊砂に対する耐性の高い複合軸受に取り替える計画とし、試験装置を用い、高濃度の浮遊砂濃度を模擬した試験を実施し、非常用海水ポンプ軸受の耐性を評価した。

評価の結果、評価濃度である 0.48[wt%]が継続した状態においても、非常用海水ポンプは約 27 時間運転可能であるため、非常用海水ポンプ軸受の浮遊砂耐性に問題ない。以下に非常用海水ポンプ軸受の浮遊砂耐性の評価結果を示す。

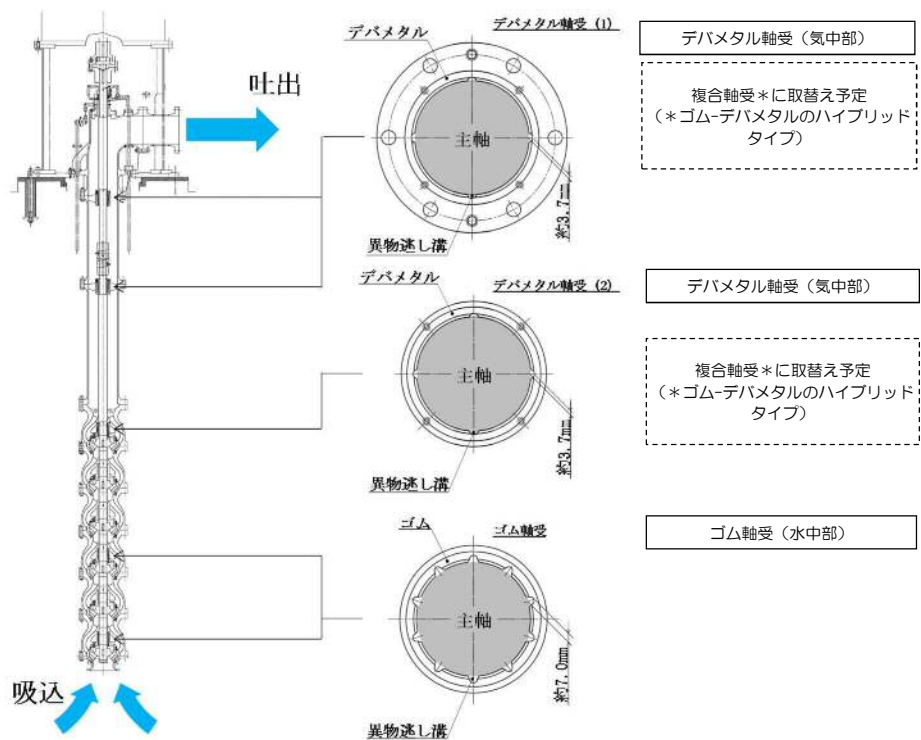


図 3.1.1-12 非常用海水ポンプ断面図，軸受図

(a) 軸受摩耗試験

試験装置に、軸受供試材を取り付けて一定時間運転し、運転前後の供試材寸法測定により摩耗量を求めた。試験溶液の砂濃度は、通常運転時模擬濃度 0.02[wt%]及び高濃度 3[wt%]を設定し、試験時間を通して、連続的にこの濃度の溶液が軸受に供給される試験系統とした。試験装置の概略構成図を図 3.1.1-13 に示す。

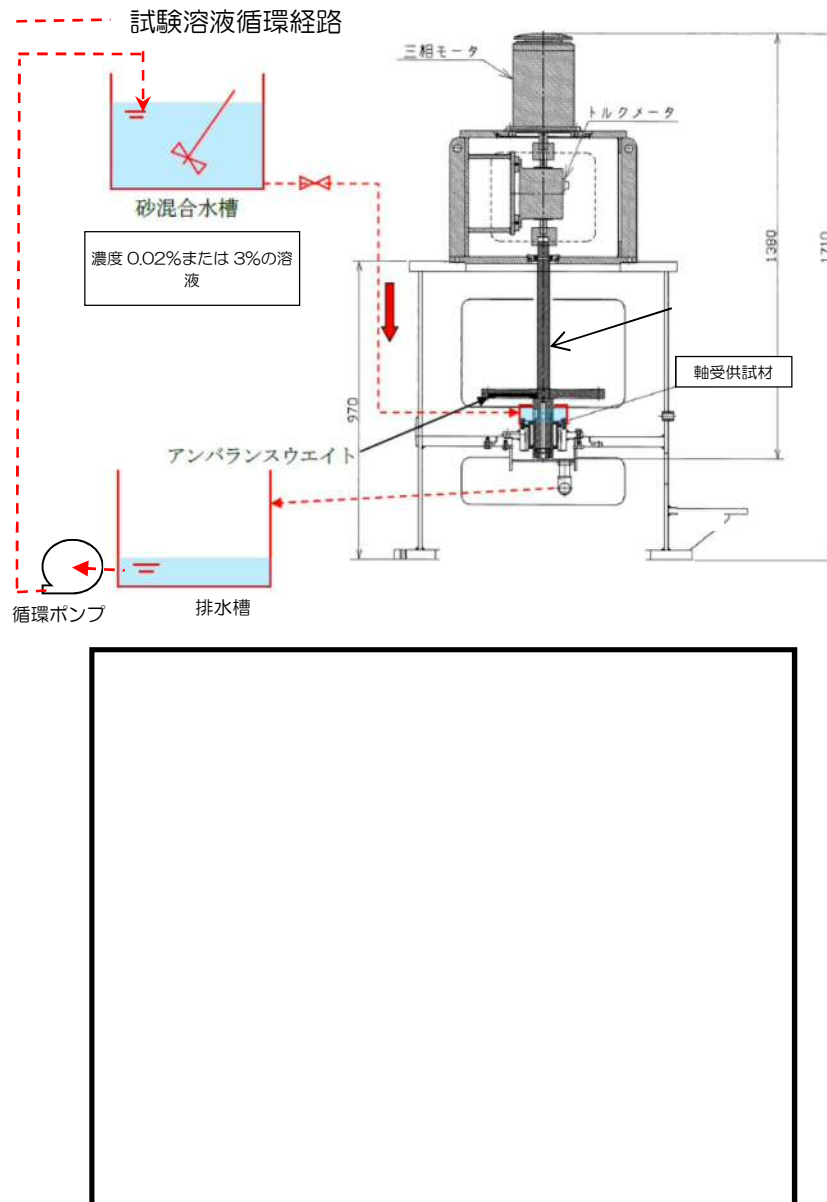


図 3.1.1-13 試験装置概略構成図

軸受供試材は、既設のゴム軸受（水中部）と、複合軸受（デバメタル軸受（気中部）から取替を計画している軸受※）の供試材を用いた。軸受摩耗試験条件を表 3. 1. 1-8 に示す。

※以下のとおり東海第二発電所と類似環境で運用される同型式の海水ポンプに採用実績がある。また、良好な運転実績（軸受に起因する不具合なし）がある。

- A原子力発電所 a 号炉
- A原子力発電所 b 号炉
- B原子力発電所 a 号炉
- B原子力発電所 b 号炉
- B原子力発電所 c 号炉
- B原子力発電所 d 号炉
- C原子力発電所 a 号炉

表3. 1. 1-8 軸受摩耗試験条件

項目	試験条件
周速度 [m/s]	試験装置：5(実機：9.4* ¹)
面圧 [kPa]	3.7* ²
砂粒径 [mm]	0.15
軸受供試材材料	ゴム，複合型
試験時間[hr]	5

*1：試験時摩耗量に9.4/5を乗じて実機周速に補正

*2：回転体アンバランスによる実機の振れ回りを再現した荷重

軸受摩耗試験結果から、寿命評価式（①式）を用いて比摩耗量 K_1 を算出した結果を以下に示す。

$$T_1 = \frac{\sigma}{PVK_1} \dots \textcircled{1} \quad (\text{機械工学便覧参照})$$

- K_1 : 比摩耗量[mm²/kgf]
- σ : 摩耗量[mm]
- P : 軸受面圧[kgf/mm²]
- V : 周速[mm/s]
- T_1 : 摩耗量 σ に至るまでの時間[s]

【ゴム軸受】

- 砂濃度 0.02[wt%]時の比摩耗量 K_1 (ω_0) 2.74×10⁻⁷[mm²/kgf]
- 砂濃度 3[wt%]時の比摩耗量 K_1 (ω) 4.65×10⁻⁶[mm²/kgf]

【複合軸受】

砂濃度 0.02[wt%]時の比摩耗量 $K_1 (\omega_0)$ $9.41 \times 10^{-7} [\text{mm}^2 / \text{kgf}]$

砂濃度 3[wt%]時の比摩耗量 $K_1 (\omega)$ $5.76 \times 10^{-6} [\text{mm}^2 / \text{kgf}]$

(b) 軸受寿命評価 (0.02[wt%], 3[wt%])

試験時、基準津波時の浮遊砂濃度（評価点）が未知であったことから、通常時を模擬した浮遊砂濃度 0.02[wt%]と、基準津波時に予想される高濃度を包絡すると予想される濃度 3[wt%]で摩耗量を実測し、比摩耗量及び軸受寿命を算出した結果を表 3.1.1-9 に示す。

表3.1.1-9 比摩耗量と軸受寿命(0.02[wt%], 3[wt%])

0.02wt%試験実測値							
軸受/濃度	摩耗量(平均)	面圧[kgf/mm2]	周速[mm/s]	比摩耗量	許容隙間	軸受寿命(sec)	軸受寿命(hr)
ゴム軸受/ 0.02%	0.0171	0.00037	9400	2.73145E-07	1.012	1065263.158	295.9064327
複合軸受/ 0.02%	0.0589	0.00037	9400	9.40834E-07	1.012	309269.9491	85.90831919
3wt%試験実測値							
軸受/濃度	摩耗量(平均)	面圧[kgf/mm2]	周速[mm/s]	比摩耗量	許容隙間	軸受寿命(sec)	軸受寿命(hr)
ゴム軸受/ 3%	0.5814	0.00037	9400	4.64347E-06	1.012	62662.5387	17.40626075
複合軸受/ 3%	0.7201	0.00037	9400	5.75123E-06	1.012	50592.9732	14.05360367

(c) 軸受寿命評価(0.48[wt%])

基準津波時の砂移動解析結果から、非常用系海水ポンプ室近傍の浮遊砂濃度は、0.18[vol%]との結果が得られたことから、砂の密度 $2.72 [\text{g} / \text{cm}^3]$ を乗じて重量濃度 0.48[wt%]に換算した上で、比摩耗量の式 (2) を参考に、0.02 [wt%] と 3 [wt%] の試験結果から、浮遊砂濃度 0.48[wt%]における比摩耗量を算出した。

なお、比摩耗量の式 (2) は公開文献「立軸ポンプセラミックス軸受に関する研究」*から引用している。この公開文献では、200～3000ppmのスラリー濃度の軸受摩耗量を測定しており、比摩耗量とスラリー濃度との間には相関関係があると結論づけられており、この知見を参考とした。

$$\frac{\omega}{\omega_0} = \left[\frac{C_\omega}{C_0} \right]^{0.9} \dots \textcircled{2}$$

* 出典：立軸ポンプセラミックス軸受に関する研究，湧川ほか（日本機械学会論文集（B編）53巻491号（昭62-7）、pp.2094～2098

②式を参考とし、0.02[wt%]の比摩耗量と3[wt%]の比摩耗量の2点間が線形近似できると評価し、以下の式にて0.48[wt%]におけるゴム軸受と複合軸受の比摩耗量を算出した。

【ゴム軸受】



【複合軸受】



③及び④を元に寿命評価した結果、隙間許容値に至るまでの運転時間は、表 3. 1. 1-10 のとおり、ゴム軸受で約 49 時間、複合軸受で約 27 時間と評価した。

表3. 1. 1-10 比摩耗量と軸受寿命(0. 48wt%)

0.48wt%(評価濃度)における寿命評価							
軸受/濃度	摩耗量(平均)	面圧[kgf/mm2]	周速[mm/s2]	比摩耗量	許容隙間	軸受寿命(sec)	軸受寿命(hr)
ゴム軸受/ 0.48	—	0.00037	9400	1.64748E-06	1.012	176616.1197	49.06003324
複合軸受/ 0.48	—	0.00037	9400	2.9662E-06	1.012	98095.94829	27.24887453

浮遊砂濃度と比摩耗量との相関関係を図 3. 1. 1-14 及び図 3. 1. 1-15 に示す。

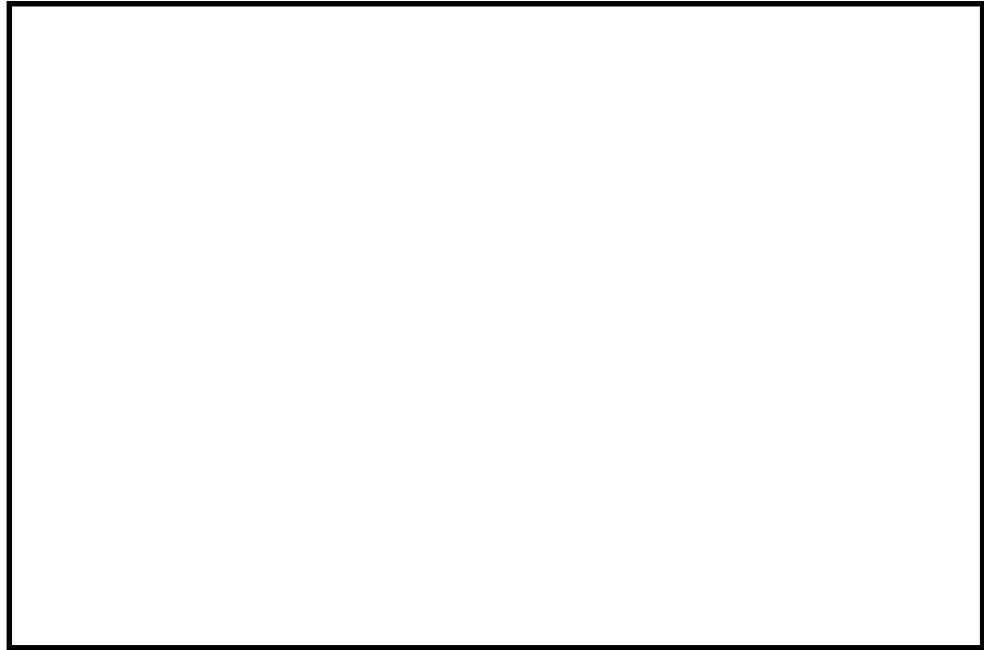


図3.1.1-14 浮遊砂濃度と比摩耗量との相関図（ゴム軸受）

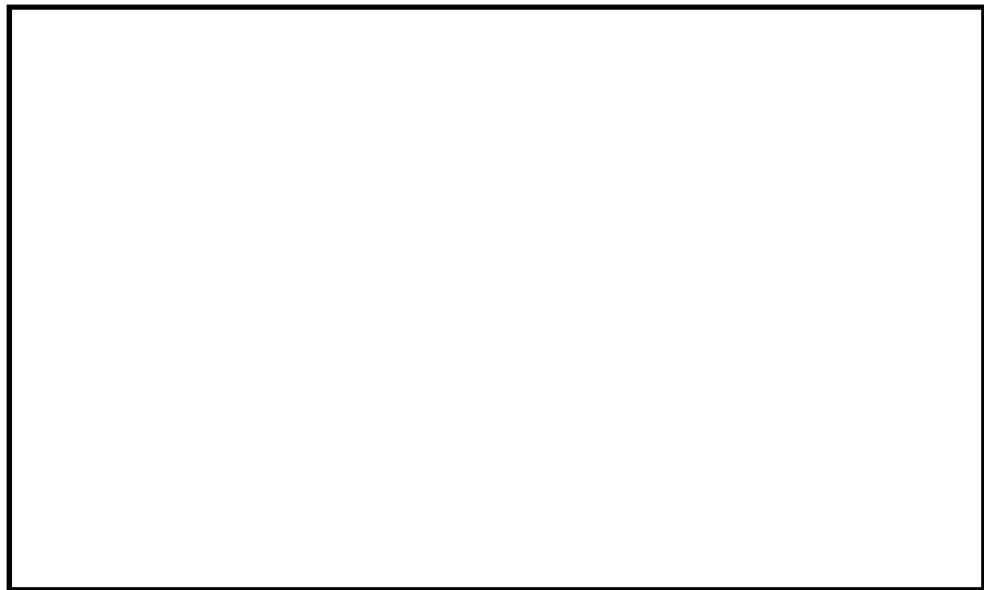


図3.1.1-15 浮遊砂濃度と比摩耗量との相関図（複合軸受）

(d) 浮遊砂濃度のピーク時間の評価

基準津波時の砂移動計算結果から得られた浮遊砂濃度の時刻歴グラフを図 3.1.1-16, 取水口及び取水構造物（取水路及び取水ピット）の配置を図 3.1.1-17 に示す。また, 砂移動計算の諸条件を表 3.1.1-11, その他の解析条件を表 3.1.1-12 に示す。

非常用海水ポンプが設置される全水路の計算結果から, 最も高い砂濃度を示す E 水路のケースを想定しても, 基準津波時の浮遊砂濃度のピークは数分で収束し, 軸受摩耗試験で設定したような連続 5 時間の高濃度の状態は認められない。

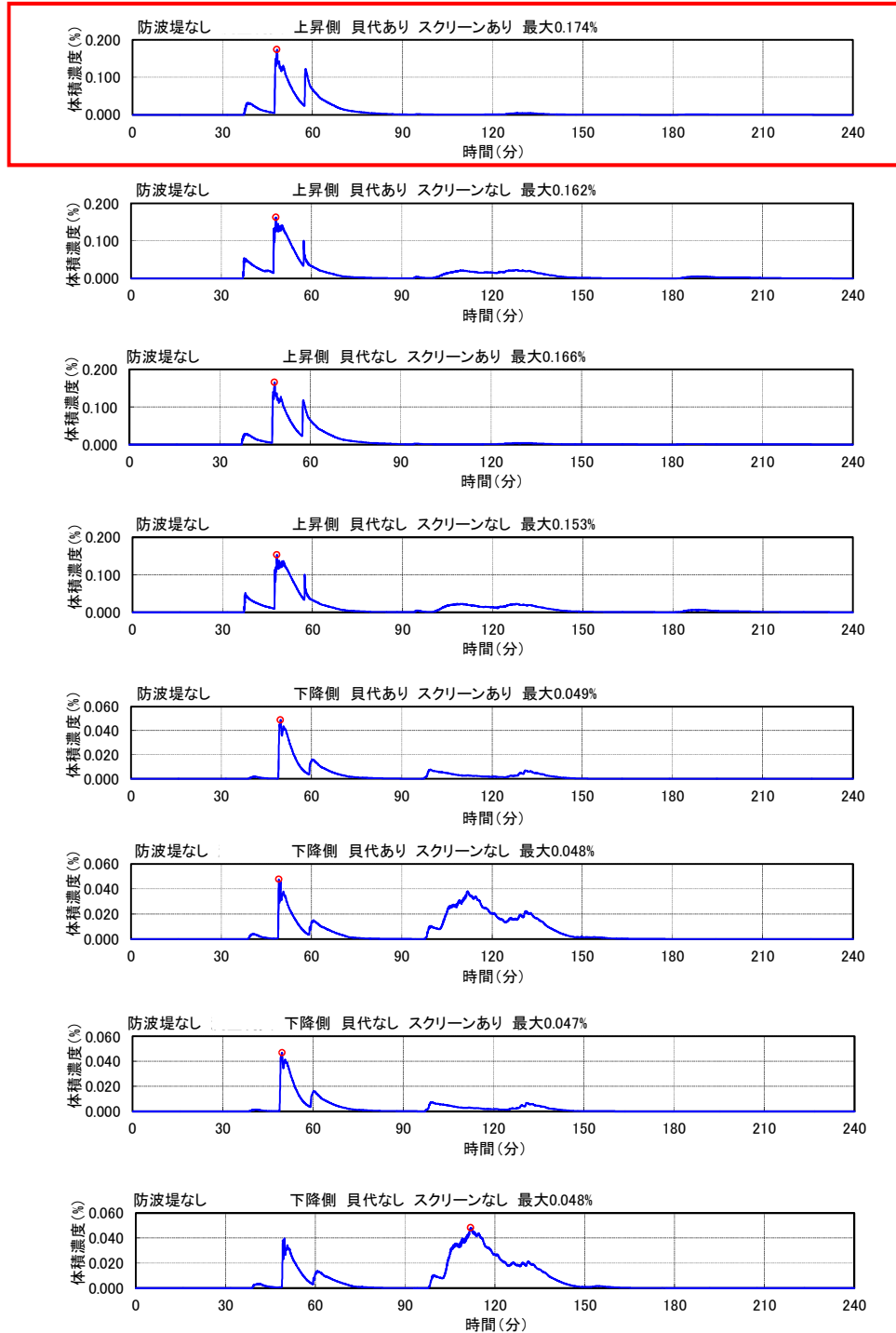


図3.1.1-16 浮遊砂濃度時刻歴グラフ

(E水路水位上昇時(防波堤なし, 貝代考慮, スクリーンあり))

 は最大濃度を示す時刻歴を示す。

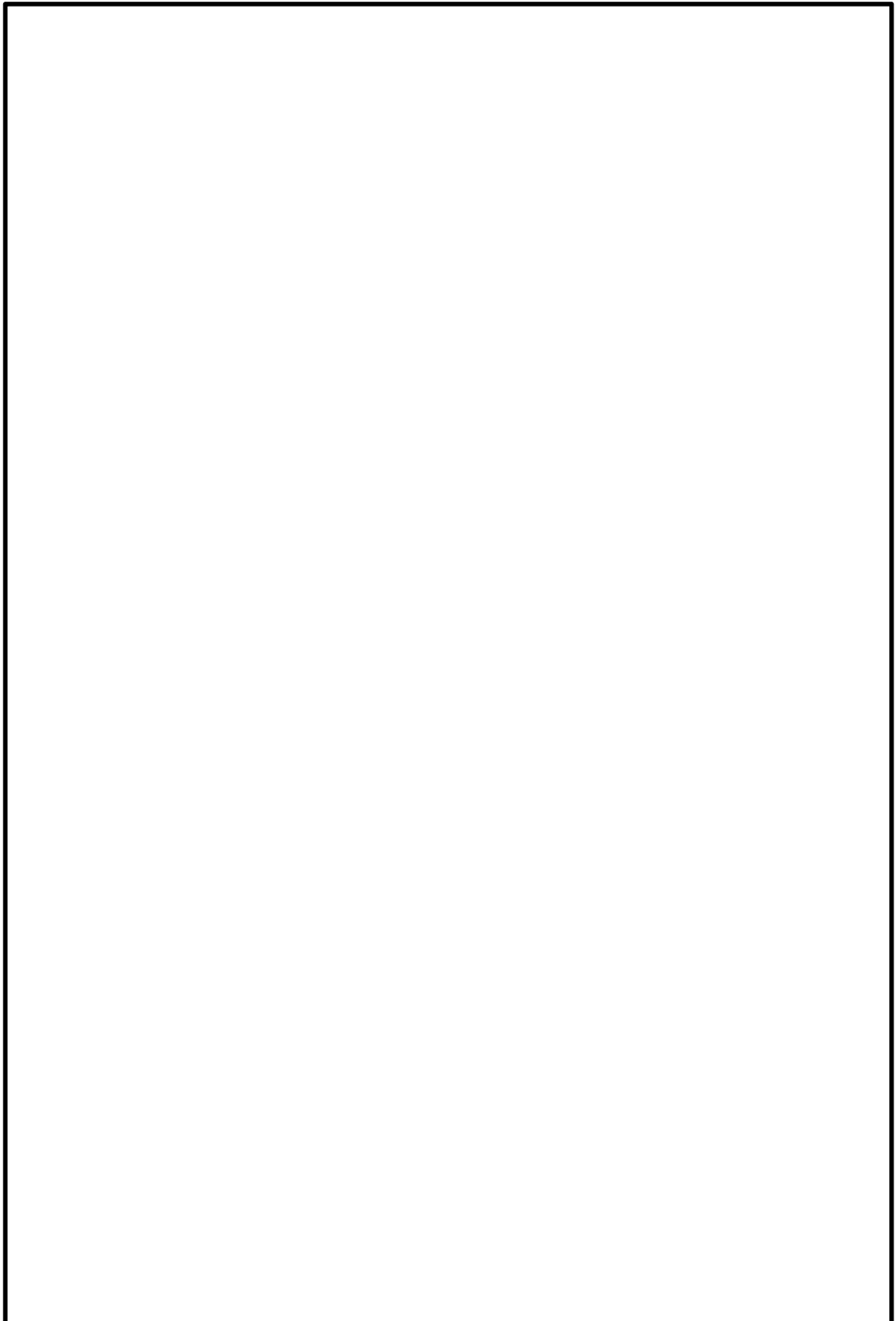


図3.1.1-17 取水口及び取水構造物（取水路及び取水ピット）配置図

表3.1.1-11 砂移動計算の諸条件

	設定値	備考
解析対象範囲	取水口～取水路～取水ピット	
砂移動モデル	高橋ほか(1999)によるモデル	
マンニングの粗度係数	0.03[m ^{-1/3} ・s]	土木学会(2002)より
浮遊砂体積濃度上限値	1, 3, 5[vol%] うち, 1[vol%]が最もよく砂移動を再現していると確認できたことから, 上限濃度1%時の解析結果を採用	
砂の粒径	0.15[mm]	底質調査より設定
砂粒の密度	2.72[g/cm ³]	底質調査より設定

表3.1.1-12 その他の解析条件

項目	評価条件
海水取水流量[m ³ /hr]	2549.4*
その他の考慮事項	防波堤の有無, スクリーンの有無, 貝代の有無

* 非常用海水ポンプ全台運転, 循環水ポンプ及び補機冷却系海水ポンプ停止時の流量

3.1.2 緊急用海水ポンプの砂移動による影響評価

(1) 敷地に遡上する津波による砂移動評価における解析条件

「3.1.1 (1) 基準津波による砂移動評価における解析条件」に示したとおり、基準津波による砂移動評価においては、平均粒径、防波堤なし、防潮堤設置ルート変更後の解析条件における取水口前面の砂の堆積厚さが最大となった。このため、敷地に遡上する津波による砂移動評価においても、基準津波による砂移動評価の解析条件と同条件のもと、緊急用海水ポンプの砂移動による影響評価を実施する。

a. 緊急用海水系流路の浮遊砂の移動・堆積評価

敷地に遡上する津波による緊急用海水系の流路であるSA用海水ピット取水塔、SA用海水ピット及び緊急用海水ポンプピットの砂の移動・堆積による緊急用海水ポンプの取水性への影響について評価した。

評価の結果、緊急用海水系の流路の砂の移動・堆積による影響はなく、緊急用海水ポンプの通水性に影響がないことを確認した。以下にSA用海水ピット取水塔、SA用海水ピット及び緊急用海水ポンプピットにおける砂の移動・堆積評価結果を示す。また、緊急用海水系概略構造と砂の堆積評価結果を図 3.1.2-1、緊急用海水系流路の砂の堆積高さの評価結果を表 3.1.2-1 を示す。

(a) SA用海水ピット取水塔

SA用海水ピット取水塔の砂の堆積量は、上限浮遊砂上限濃度 1%時において約 1m の砂の堆積が想定されるが、海水取水吸込み位置は 10m 以上上方にあることから取水性に影響はない。

(b) SA用海水ピット

SA用海水ピットの砂の堆積量は、上限浮遊砂上限濃度 1%時において約 30cm 程度であり、ピット底部より約 1.8m 上方に取り付けられる緊急用海水取水管を閉塞させることはない。

(c) 緊急用海水ポンプピット

緊急用海水ポンプピットの砂の堆積量は、敷地に遡上する津波による砂移動に関する数値シミュレーションの結果、浮遊砂の上限濃度 1%時において約 1cm 程度であり、緊急用海水ポンプ吸込み位置はポンプピット底面より 20m 以上高い位置にあることから、吸込み口に達することはない。



図 3.1.2-1 緊急用海水系流路の概略構造と砂の堆積評価

表 3.1.2-1 緊急用海水系流路の砂の堆積高さの評価

上限浮遊砂体積濃度[%]	出力	SA 用海水 ピット取水塔 [m]	SA 用海水 ピット [m]	緊急用海水 ポンプピット [m]	備考
1	終了時	1.020	0.263	0.014	
	最大値	1.020	0.263	0.014	
3	終了時	2.474	0.699	0.041	
	最大値	2.474	0.699	0.041	
5	終了時	3.618	1.093	0.066	
	最大値	3.618	1.093	0.066	

(2) 砂混入時の緊急用海水ポンプへの影響評価

a. 砂混入時の緊急用海水ポンプ取水機能維持の確認

敷地に遡上する津波による浮遊砂については、SA用海水ピット取水塔から海水とともに取り込まれ、海水引込み管、SA用海水ピット、緊急用海水取水管を通じて緊急用海水ポンプピットまで移動する可能性がある。当該流路には、SA用海水ピット取水塔内に下向きのノズルを有する取水管を設置することで砂の持ち込みを抑制する設計である。また、一連の閉回路であることから、SA用海水ピット取水塔以外からの砂の持ち込みがない設計である。

緊急用海水ポンプは、定期試験等での運転を除き待機停止状態であり、海水の緊急用海水系への混入量自体が少ないが、敷地に遡上する津波への対応においては、通常より砂濃度が高い状態で連続運転する可能性があることから、緊急用海水ポンプそのものが運転時の砂の混入に対して、軸固着することなく機能保持できる設計であることを以下のとおり確認した。

非常用海水ポンプ同様、緊急用海水ポンプの軸受には、異物混入による軸受の損傷を防止するため、異物逃し溝（最小約3.7mm）を設ける設計としている。このため、緊急用海水ポンプの取水時に浮遊砂の一部がポンプ軸受に混入したとしても、異物の逃し溝から排出される構造となっている。図3.1.2-2に緊急用海水ポンプの軸受配置図を示す。

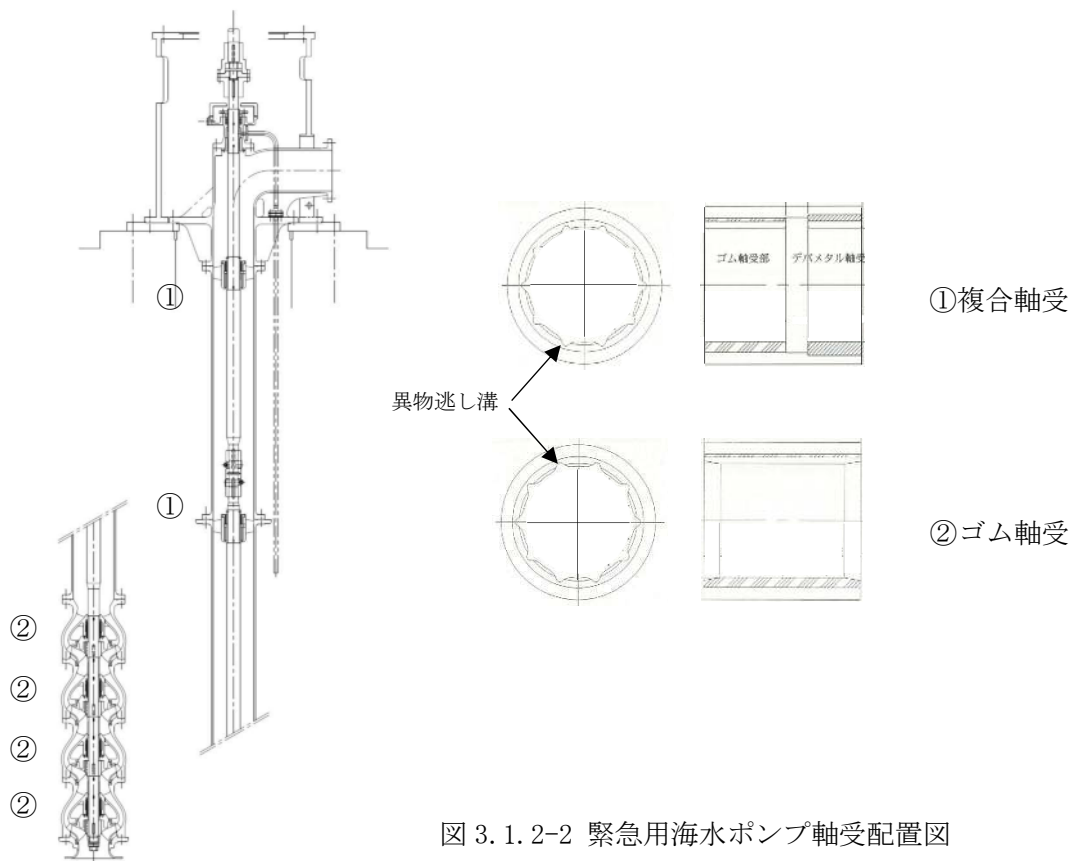


図 3.1.2-2 緊急用海水ポンプ軸受配置図

これに対して、発電所前面の海域を含む周辺の砂の平均粒径は約0.15mmで、数ミリ以上の粒子はごくわずかであり、そもそも粒径数ミリの砂は浮遊し難いものであることを踏まえると、大きな粒径の砂はほとんど混入しないと考えられる。このため、緊急用海水ポンプは、砂の混入に対して軸固着することなく取水機能は維持できる。

また、砂の混入による軸受摩耗の評価としては、緊急用海水ポンプの軸受は、非常用海水ポンプの軸受と同仕様であるため、非常用海水ポンプの軸受を模擬した供試材を用いた軸受摩耗試験結果が適用できることから、十分な浮遊砂耐性がある。詳細は「c. 緊急用海水ポンプ軸受の浮遊砂耐性」参照。

b. 混入した浮遊砂に対する取水性確保（系統の評価）

緊急用海水ポンプによる取水とともに海水系に混入する微小な浮遊砂は、ポンプ出口の海水ストレーナを通過した後、海水系の各機器に供給され、最終的に放水ピットから放水される。なお、敷地に遡上する津波においては、非常用ディーゼル発電機用海水ポンプ及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機用海水ポンプは機能喪失を想定することから、緊急用海水ポンプは、残留熱除去系海水系の負荷に海水を供給し、上記の非常用海水ポンプの負荷である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には海水を供給しない。

緊急用海水系が海水を供給する残留熱除去系の各機器の最小流路幅は、残留熱除去系海水系ポンプから供給される低圧炉心スプレイ系ポンプメカニカルシール冷却器及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機用海水ポンプから供給される高圧炉心スプレイ系ポンプメカニカルシール冷却器の約 4.8 mm であり、発電所前面の海域を含む周辺の砂の平均粒径である約 0.15mm に対して十分大きい。このため、海水系の各機器の閉塞の可能性はないものと考えられ、海水ポンプの取水機能は維持できる。

図 3.1.2-3 に残留熱除去系の概略系統を示す。表 3.1.2-2 に残留熱除去系の各機器の最小流路幅を示す。

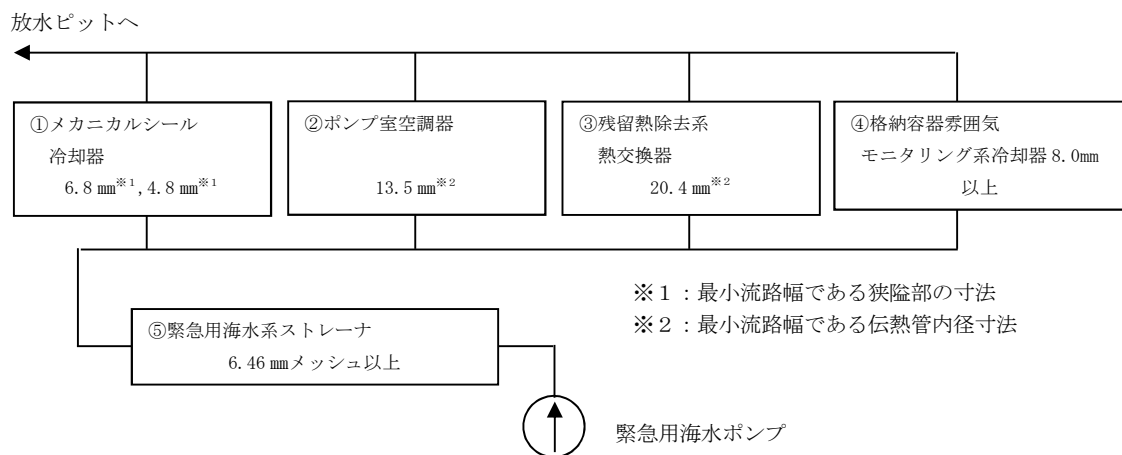


図 3.1.2-3 緊急用海水ポンプで海水を供給する残留熱除去系の概略系統図

表 3.1.2-2 残留熱除去系の各機器の最小流路幅（残留熱除去系のうち海水ライン）

海水供給機器		最小流路幅 (mm)	砂粒径 (mm)
①メカニカル シール冷却器	残留熱除去系ポンプ メカニカルシール冷却器	6.8	約 0.15
	低圧炉心スプレイ系ポンプ メカニカルシール冷却器	4.8	
②ポンプ室 空調器	残留熱除去系ポンプ室空調器	13.5	
	低圧炉心スプレイ系ポンプ室空調器	13.5	
	原子炉隔離時冷却系ポンプ室空調器	13.5	
③残留熱除去系 熱交換器	残留熱除去系熱交換器	20.4	
④格納容器雰囲気 モニタリング系 冷却器	格納容器雰囲気 モニタリング系冷却器	8.0mm 以上	
⑤緊急用海水系 ストレーナ	緊急用海水系ストレーナ	6.46mm メッシュ	

c. 緊急用海水ポンプ軸受の浮遊砂耐性

緊急用海水ポンプ軸受は、図3.1.2-1に示したとおり、浮遊砂が混入しても、軸受に設けた異物逃し溝から排出することで、ポンプの運転に影響のない設計である。また、浮遊砂濃度上昇に対して、気中部の軸受として、より高い耐性を有する軸受（複合軸受）を使用する設計とする。

S A用海水ピット取水塔から緊急用海水ポンプピットまでの敷地に遡上する津波による砂移動に関する数値シミュレーションの結果、緊急用海水ポンプピット部の浮遊砂濃度の最大値は、最大で約0.03 [wt%] である。この値は、非常用海水ポンプの取水ピット部の最大濃度0.48 [wt%] に対し十分低い。残留熱除去系海水系の取水路の概略図を図3.1.2-4、緊急用海水系の非常用取水路の概略図を図3.1.2-5、敷地に遡上する津波の緊急用海水系流路各部の浮遊砂濃度の時刻歴波形を図3.1.2-6、砂移動計算の諸条件を表3.1.2-3に示す。



図 3.1.2-4 残留熱除去系海水系 取水路概略図



図 3.1.2-5 緊急用海水系 非常用取水路概略図

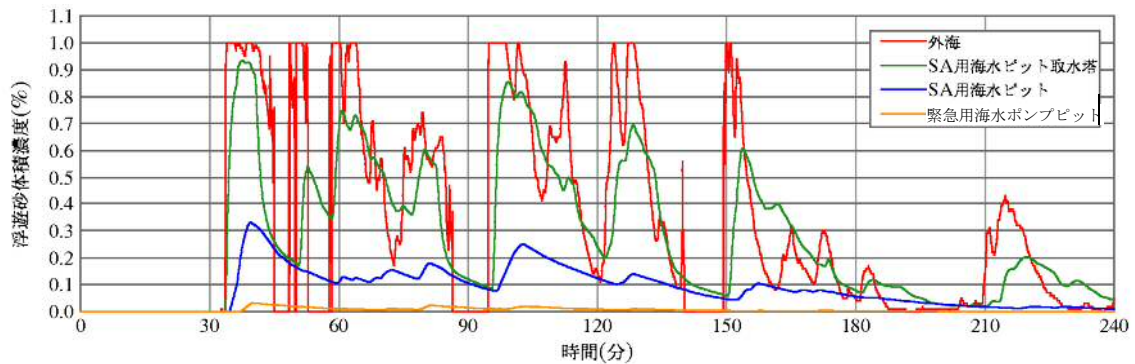


図 3.1.2-6 緊急用海水系流路各部の浮遊砂濃度時刻歴

表 3.1.2-3 砂移動計算の諸条件

	設定値	備考
解析対象範囲	S A用海水取水ピット～S A用海水ピット ～緊急用海水ポンプピット	
砂移動モデル	高橋ほか(1999)によるモデル	
マンングの粗度 係数	0.03[m ^{-1/3} ・s]	土木学会(2002)より
浮遊砂体積濃度 上限値	1, 3, 5[vol%] うち, 1[vol%]が最もよく砂移動を再現して いると確認できたことから, 上限濃度1%時 の解析結果を採用	
砂の粒径	0.15[mm]	底質調査より設定
砂粒の密度	2.72[g/cm ³]	底質調査より設定

非常用海水ポンプの軸受に浮遊砂が混入した場合のポンプの運転可能時間については、「3.1.1 (2) c. (c) 軸受寿命評価 (0.48[wt%])」に示したとおり、評価濃度である0.48 [wt%]が継続した状態でも約27時間運転可能である。このため、敷地に遡上する津波時の浮遊砂濃度が低い緊急用海水ポンプは、非常用海水ポンプと同等以上の継続運転が可能と評価する。

表 3.1.3-1 に浮遊砂濃度とポンプ運転可能時間の関係を示す。

なお、事故シーケンスグループ「津波浸水による最終ヒートシンク喪失」の有効性評価では、24時間の全交流動力電源喪失を想定していることから、緊急用海水ポンプが事象発生後約24時間後の起動となる場合、水位変動に伴う取水性への影響はない。また、これよりも早いタイミングでの起動を想定しても、上述のとおり、非常用海水ポンプと同等以上の継続運転が可能と評価する。

3.1.3 まとめ

非常用海水ポンプの基準津波時の砂移動及び緊急用海水ポンプの敷地に遡上する津波時の砂移動による影響評価を実施した結果、砂の移動・堆積に対して取水経路の通水性が確保でき、浮遊砂の混入に対して機能保持できることを確認した。以下に評価の結果を整理して示す。

(1) 非常用海水ポンプ

- a. 高橋他（1999）、浮遊砂濃度 1%条件における砂移動解析の結果、取水口前面の砂の堆積厚さは、防波堤なしモデル、平均粒径（0.15mm）で0.36mであり、非常用海水ポンプの取水経路である取水口及び取水路を閉塞させることがなく、非常用海水ポンプの通水性に影響がないことを確認した。
- b. 浮遊砂が非常用海水ポンプ軸受に混入したとしても、軸受には異物逃し溝（最小約 3.7mm）が設けられており、軸受に混入した浮遊砂は逃し溝から排出できる構造になっている。
- c. 非常用海水ポンプによる取水とともに海水系に浮遊砂が混入したとしても、系統の各機器の最小流路幅は砂の平均粒径に対して十分大きく、各機器の閉塞の可能性は小さい。
- d. 非常用海水ポンプ軸受の浮遊砂に対する軸受摩耗試験の結果、想定する砂濃度においても、軸受寿命は約 27 時間と評価され、十分な耐性を有していることを確認した（表 3.1.3-1）。

(2) 緊急用海水ポンプ

- a. 高橋他（1999）、浮遊砂濃度 1%条件における砂移動解析の結果、緊急用海水系の流路である S A 用海水取水ピット～緊急用海水ポンプピットの砂の移動・堆積による影響はなく、緊急用海水ポンプの通水性に影響がないことを確認した。
- b. 浮遊砂が緊急用海水ポンプ軸受に混入したとしても、軸受には異物逃し溝（最小約 3.7mm）が設けられており、軸受に混入した浮遊砂は逃し溝から排出できる構造になっている。
- c. 緊急用海水ポンプによる取水とともに海水系に浮遊砂が混入したとしても、系統の各機器の最小流路幅は砂の平均粒径に対して十分大きく、各機器の閉塞の可能性は小さい。
- d. 緊急用海水ポンプ軸受は、非常用海水ポンプ軸受と同仕様のものを採用することから、十分な耐性を有している（表 3.1.3-1）。

表 3.1.3-1 非常用海水ポンプ及び緊急用海水ポンプの浮遊砂に対する運転時間評価結果

設備名称	ポンプピット近傍 浮遊砂濃度	運転可能 時間 [hr]	備考
非常用海水ポンプ	0.48%（解析値）	27（複合軸受）	基準津波
緊急用海水ポンプ	0.03%	同等以上	敷地に遡上 する津波

3.2 非常用海水ポンプの波力に対する強度評価について

津波発生時の押し波を受けた際の非常用海水ポンプの健全性を評価する。

(1) 評価条件

- a. 基準津波のうち、取水ピットの管路解析により算出された中央部の取水ピット前の流速 2.7m/s を基に、安全側に丸めて 3.0m/s と設定し、非常用海水ポンプに作用する流体力（抗力）を算出する際に用いる。
- b. 非常用海水ポンプに作用する流体力は、定常的な流れがポンプに作用すると仮定して、発生荷重を評価する。
- c. 流木、がれき等の影響は想定しないものとする。
- d. 非常用海水ポンプの地上部（据付部より上の部分）は津波防護対象設備を内包する建屋及び区画として津波から防護されているため、ポンプの中で流体力を受ける範囲として、据付フランジ下端～吸込みベルマウス下端に流体力を受けるものとして評価を実施する。

(2) 評価部位

ポンプ取付ボルト、防振サポート取付ボルト及びポンプ本体（揚水管）に発生する荷重及び応力を評価する。

(3) 押し波によりポンプに発生する流体力

据付フランジより下部に津波が影響することを想定し、流体力を検討した。非常用海水ポンプのベルマウス及び揚水管を円筒形状と仮定し、流速を抑制する構造物（コンクリート躯体等）は無視して評価する。

流体力は流体中の円柱に働く抗力を求める式により、以下のとおり評価できる。

$$F = \frac{1}{2} C_D \cdot \rho \cdot u^2 \cdot A$$

C_D : 抗力係数 (2.0)

F : 抗力 (揚水管に作用する荷重)

ρ : 密度 (1030kg/m³)

u : 流速

A : 流れに垂直な投影面積

本来ピット内構造物により全面に対して流れが作用することはないが、図 3.2-1 に示すように据付フランジ下端から吸込みベルマウス下端までの範囲全体に作用するとして評価する。

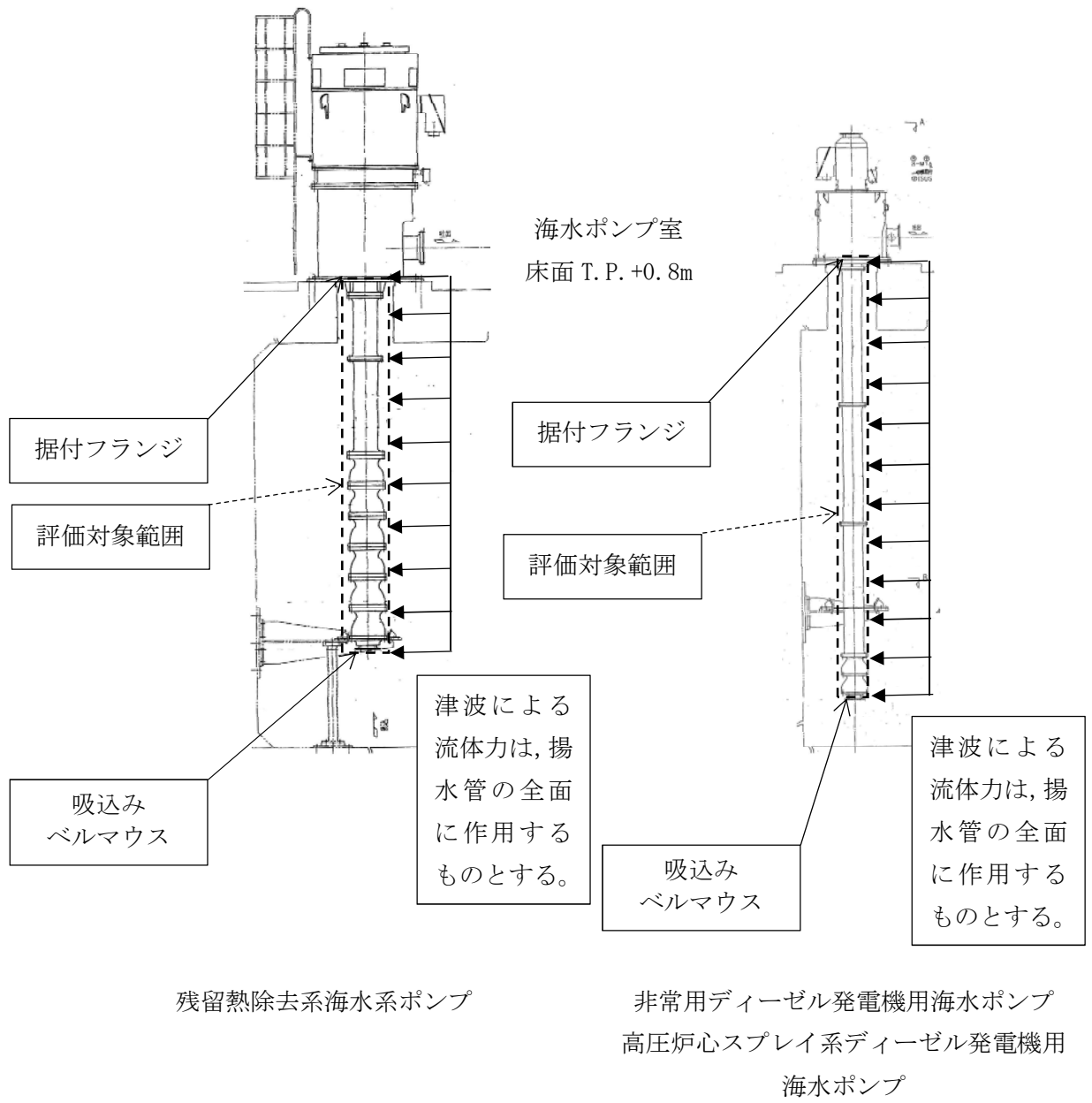


図 3.2-1 ポンプへの津波の作用範囲

(4) 評価対象に作用する荷重と応力

揚水管に津波時の流速 (3.0m/s) で流体力 (抗力) が作用する場合の抗力 F は表 3.2-1 と
なる。

a. 残留熱除去系海水系ポンプ

$$\begin{aligned}
 F &= \frac{1}{2} C_d \cdot \rho \cdot u^2 \cdot A \\
 &= \frac{1}{2} \times 2.0 \times 1030 \times 3.0^2 \times 4.84380 \\
 &= 44902.0 \text{ [N]}
 \end{aligned}$$

b. 非常用ディーゼル発電機用海水ポンプ及び高压炉心スプレイ系ディーゼル発電機用海
水ポンプ

$$\begin{aligned}
 F &= \frac{1}{2} C_d \cdot \rho \cdot u^2 \cdot A \\
 &= \frac{1}{2} \times 2.0 \times 1030 \times 3.0^2 \times 3.23919 \\
 &= 30027.3 \text{ [N]}
 \end{aligned}$$

表 3.2-1 津波により作用する抗力 (据付フランジから下部)

	残留熱除去系海水系ポンプ	非常用ディーゼル 発電機用海水ポンプ 高压炉心スプレイ系ディーゼル 発電機用海水ポンプ
吸込みベルマウス外径 (m)		
据付フランジ下端から吸込みベルマウス下端までの長さ (m)		
投影面積 A (m ²)	4.84380	3.23919
抗力 F (N)	44902.0	30027.3

* 抗力が大きくなるように、投影面積が大きめに評価できる寸法として、吸込みベルマウス外径の幅の投影面積を考慮する。

(5) 据付フランジ部及び防振サポート部に発生する荷重

残留熱除去系海水系ポンプ，非常用ディーゼル発電機用海水ポンプ及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機用海水ポンプの防振サポートは，いずれも1箇所となっている。このため，以下に示す評価条件で評価を行う。

- a. 据付フランジ部及び防振サポート部の合計2箇所の単純支持点により，津波の荷重を受け持つ。図3.2-2に評価モデルを示す。
- b. 津波の流速は「(1) 評価条件」で示した流速，揚水管の抗力は表3.2-1に示す抗力を用いる。

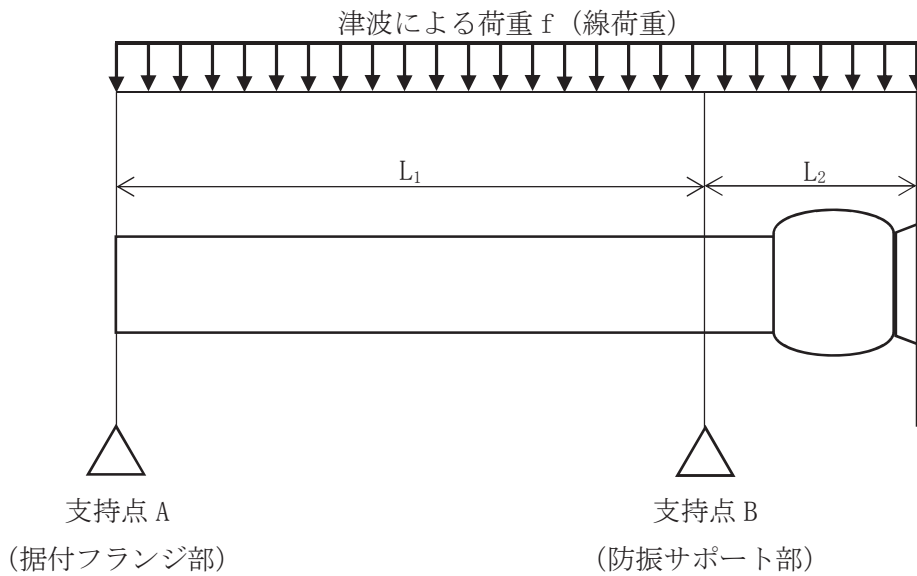


図 3.2-2 据付フランジ部及び防振サポート部に発生する荷重の評価モデル

- c. 上記 a. 及び b. より，津波による荷重 f ，支持点 A に作用する反力 R_A 及び曲げモーメント M_A 並びに支持点 B に作用する反力 R_B 及び曲げモーメント M_B は，以下のとおり評価できる。また，表 3.2-2 に評価結果を示す。

$$f = \frac{F}{L_1 + L_2}$$

$$R_A = \frac{f(L_1^2 - L_2^2)}{2L_1}$$

$$R_B = \frac{f(L_1 + L_2)^2}{2L_1}$$

$$M_A = 0$$

$$M_B = -\frac{fL_2^2}{2}$$

f : 津波による荷重 (線荷重)

L_1 : 据付フランジ下端から防振サポートまでの長さ

L_2 : 防振サポートから吸込みベルマウス下端までの長さ

R_A : 支持点 A に作用する反力

R_B : 支持点 B に作用する反力

M_A : 支持点 A に作用する曲げモーメント

M_B : 支持点 B に作用する曲げモーメント

(a) 残留熱除去系海水系ポンプ

$$f = \frac{F}{L_1 + L_2}$$
$$= 6396.30 \text{ [N / m]}$$

$$R_A = \frac{f(L_1^2 - L_2^2)}{2L_1}$$
$$= 21819.7 \text{ [N]}$$

$$R_B = \frac{f(L_1 + L_2)^2}{2L_1}$$
$$= 23082.3 \text{ [N]}$$

$$M_A = 0$$

$$M_B = -\frac{fL_2^2}{2}$$

(b) 非常用ディーゼル発電機用海水ポンプ及び高压炉心スプレイ系ディーゼル発電機用海水ポンプ

$$f = \frac{F}{L_1 + L_2}$$
$$= 3986.10 \text{ [N / m]}$$

$$R_A = \frac{f(L_1^2 - L_2^2)}{2L_1}$$
$$= 11108.3 \text{ [N]}$$

$$R_B = \frac{f(L_1 + L_2)^2}{2L_1}$$

$$= 18919.0 \text{ [N]}$$

$$M_A = 0$$

$$M_B = -\frac{fL_2^2}{2}$$

表 3.2-2 津波により据付フランジ部及び防振サポート部に作用する荷重

	残留熱除去系海水系ポンプ	非常用ディーゼル 発電機用海水ポンプ 高圧炉心スプレイ系ディーゼル 発電機用海水ポンプ
津波による荷重 f (N/m)	6396.30	3986.10
据付フランジ下端から防振サポートまでの長さ L ₁ (m)		
防振サポートから吸込みベルマウス下端までの長さ L ₂ (m)		
支持点 A に作用する反力 R _A (N)	21819.7	11108.3
支持点 B に作用する反力 R _B (N)	23082.3	18919.0
支持点 A に作用する曲げモーメント M _A (Nm)	0	0
支持点 B に作用する曲げモーメント M _B (Nm)		

(6) 防振サポート部の取付ボルトの評価

図 3.2-3 に示されるように、残留熱除去系海水系ポンプは吸込みベルマウスの廻りを、非常用ディーゼル発電機用海水ポンプ及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機用海水ポンプは揚水管の廻りを 4 方向から支持しているため、安全側に 1 方向のみのサポートに荷重が作用すると仮定する。サポートは、取付ボルトにより架鋼に固定されることから、防振サポート部に作用する反力が 1 箇所をサポートに作用した時の防振サポート取付ボルトの応力を算出して評価する。

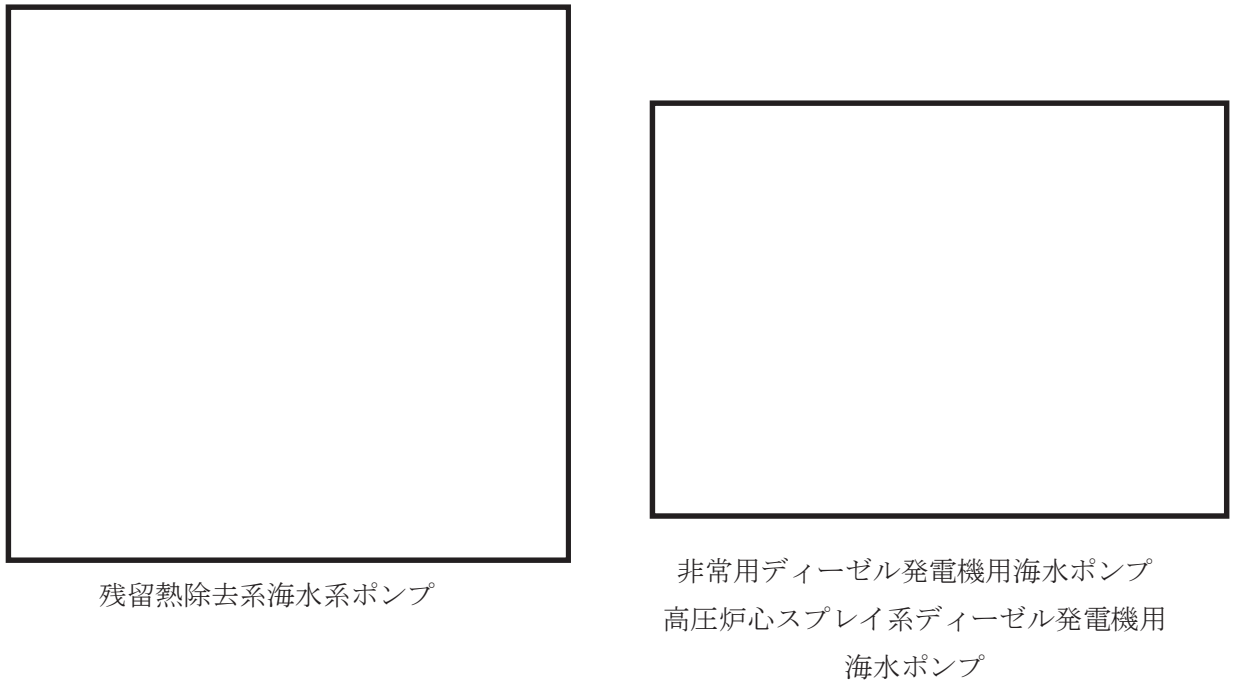


図 3.2-3 防振サポート上面図

防振サポート取付ボルトには、せん断応力が作用することから以下のとおり評価できる。また、表 3.2-3 に評価結果を示す。

$$\tau_{sb} = \frac{R_B}{n_{sb} \cdot A_{sb}}$$

A_{sb} : 防振サポート取付ボルトの断面積

n_{sb} : 防振サポート取付ボルトの本数

τ_{sb} : 防振サポート取付ボルトに発生するせん断応力

a. 残留熱除去系海水系ポンプ

$$\tau_{sb} = \frac{R_B}{n_{sb} \cdot A_{sb}}$$



b. 非常用ディーゼル発電機用海水ポンプ及び高压炉心スプレイ系ディーゼル発電機用海水ポンプ

$$\tau_{sb} = \frac{R_B}{n_{sb} \cdot A_{sb}}$$



表 3.2-3 防振サポート取付ボルトに発生するせん断応力

	残留熱除去系海水系ポンプ	非常用ディーゼル 発電機用海水ポンプ 高压炉心スプレイ系ディーゼル 発電機用海水ポンプ
防振サポート取付ボルト呼び径		
防振サポート取付ボルト材質		
防振サポート取付ボルト本数 n_{sb} (本 (サポート 1 箇所当り))		
防振サポート取付ボルトに発生 するせん断応力 τ_{sb} (MPa)		

(7) ポンプ取付ボルトの評価

a. ポンプ取付ボルトの引張応力

揚水管に津波による流体力が作用した場合のポンプ取付ボルトの引張応力を算出するため、据付フランジ部を固定端として、据付フランジ部から防振サポート部までに荷重が作用すると仮定し、防振サポート部を自由端として据付フランジ部でのモーメントを算出し、ポンプ取付ボルトの引張応力を求める。図 3.2-4 に評価モデルを示す。

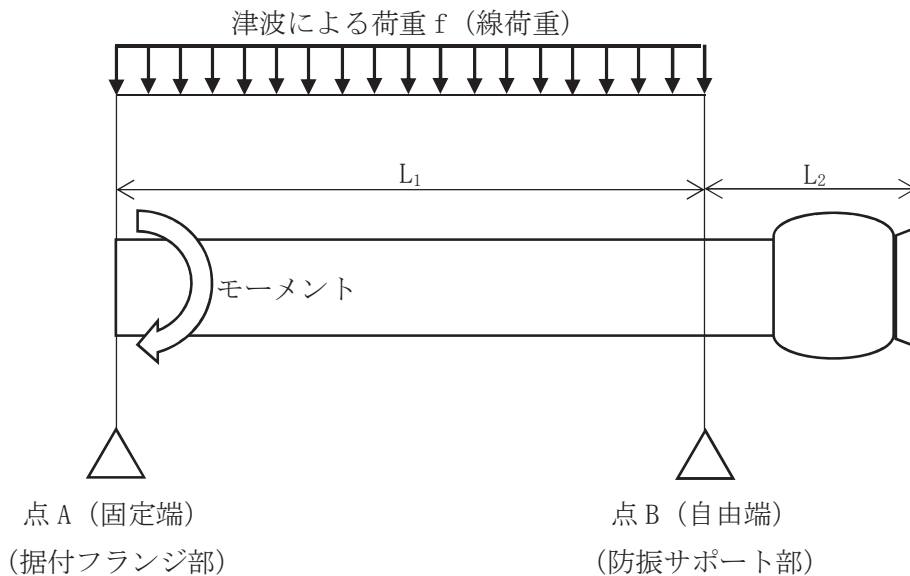


図 3.2-4 据付フランジ部に発生する荷重（ポンプ取付ボルトの引張応力）の評価モデル

評価条件について以下に示す。

- ① 据付フランジ部を固定端（点 A）とし、防振サポート部（点 B）までの距離 L_1 で評価する。
- ② 点 B は自由端とし、 L_1 の範囲に分布荷重が作用するものとし、「(5) 据付フランジ部及び防振サポート部に発生する荷重」での津波による荷重（線荷重） f と同じとする。
- ③ 点 B より下部の荷重及びモーメントは考慮しない。また、据付フランジより上部の影響は考慮しない。
- ④ ポンプ取付ボルトに発生する引張応力は、以下の条件で算出する。
 - ・ 機器の質量は考慮しないものとする。
 - ・ ボルトの初期締付力は考慮しないものとする。
 - ・ ポンプの据付フランジとポンプベースの摩擦は考慮しないものとする。

以上より、津波による流体力が作用した場合のポンプ取付ボルトの引張応力 σ_{fbt} は、以下のとおり評価できる。また、表 3.2-4 に評価結果を示す。

据付フランジ部に作用するモーメントは、次のとおり。

$$M_f = \frac{f \cdot L_1^2}{2}$$

据付フランジに作用するモーメントとポンプ取付ボルトに発生する引張力は、次式に示す関係となる。(図 3.2-5 参照)

$$M_f = 2 \sum_{i=1}^n F_i \cdot l_i$$

$$\frac{F_i}{l_i} = \text{一定}$$

ポンプ取付ボルトに発生する最大引張応力は F_n となり、次式で求める。

$$F_n = \frac{M_f \cdot l_n}{2 \sum_{i=1}^n l_i^2}$$

このとき、ポンプ取付ボルトに発生する引張応力は、次式で求める。

$$\sigma_{fbt} = \frac{F_n}{A_{fb}}$$

M_f : 据付フランジに作用するモーメント

F_i : 据付フランジに作用するモーメントの支点から i 番目のポンプ取付ボルトに発生する引張力 (F_n のときに最大となる。)

l_i : 据付フランジに作用するモーメントの支点から i 番目のポンプ取付ボルトまでの距離

σ_{fbt} : ポンプ取付ボルトに発生する最大引張応力

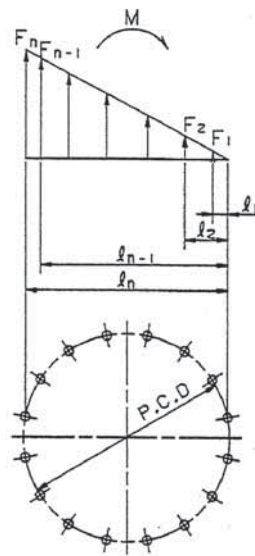


図 3.2-5 据付フランジ部にモーメントが作用する場合のポンプ取付ボルトの引張力

(a) 残留熱除去系海水系ポンプ



$$M_f = \frac{f \cdot L_1^2}{2}$$



$$F_n = \frac{M_f \cdot l_n}{2 \sum_{i=1}^n l_i^2}$$

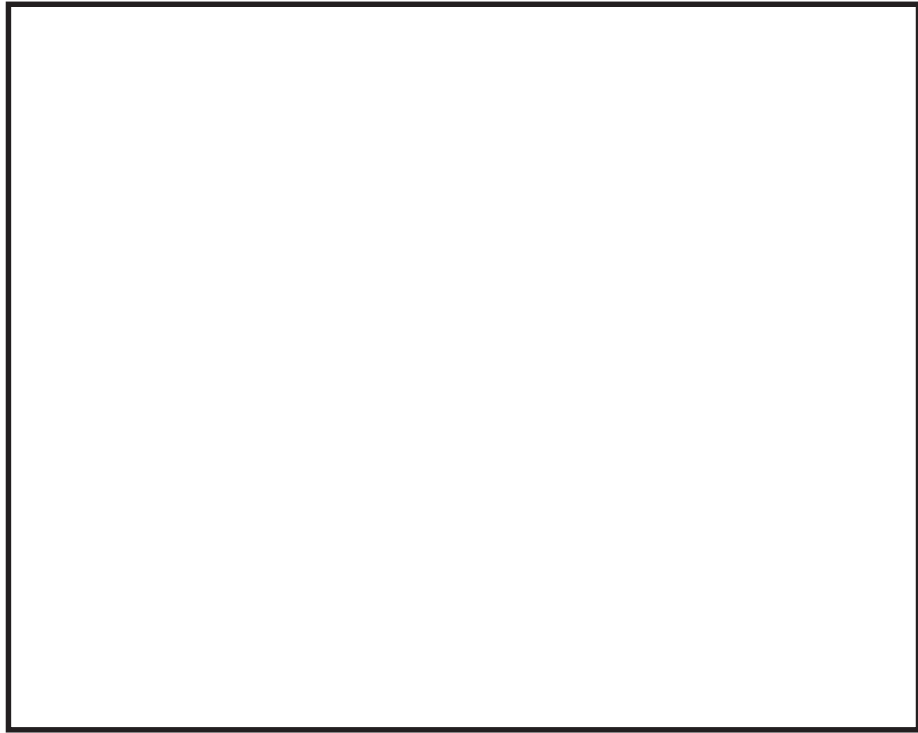


$$= 56539.7 \text{ [N]}$$

$$\sigma_{fbt} = \frac{F_n}{A_{fb}}$$



(b) 非常用ディーゼル発電機用海水ポンプ及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機用海水ポンプ



$$M_f = \frac{f \cdot L_1^2}{2}$$



$$F_n = \frac{M_f \cdot l_n}{2 \sum_{i=1}^n l_i^2}$$



$$= 17781.2 \text{ [N]}$$

$$\sigma_{fbt} = \frac{F_n}{A_{fb}}$$



表 3.2-4 ポンプ取付ボルトに発生する引張応力

	残留熱除去系海水系ポンプ	非常用ディーゼル 発電機用海水ポンプ 高圧炉心スプレイ系ディーゼル 発電機用海水ポンプ
ポンプ取付ボルト呼び径		
ポンプ取付ボルト材質		
ポンプ取付ボルト本数 n_{fb} (本)		
据付フランジに作用するモーメント M_f (Nm)		
ポンプ取付ボルトの最大引張力 F_n (N)	56539.7	17781.2
ポンプ取付ボルトの引張応力 σ_{fbt} (MPa)		

b. ポンプ取付ボルトのせん断応力

揚水管に津波による流体力が作用した場合のポンプ取付ボルトのせん断応力を算出するため、据付フランジ部から吸込みベルマウス下端までに荷重が作用すると仮定し、ポンプ取付ボルト全数で荷重を受けるものとして、次式により求める。また、表 3.2-5 に評価結果を示す。

$$\tau_{fbt} = \frac{F}{n_{fb} \cdot A_{fb}}$$

τ_{fb} ポンプ取付ボルトに発生するせん断応力

(a) 残留熱除去系海水系ポンプ

$$\tau_{fbt} = \frac{F}{n_{fb} \cdot A_{fb}}$$



(b) 非常用ディーゼル発電機用海水ポンプ及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機用海水ポンプ

$$\tau_{fbt} = \frac{F}{n_{fb} \cdot A_{fb}}$$



表 3.2-5 ポンプ取付ボルトに発生するせん断応力

	残留熱除去系海水系ポンプ	非常用ディーゼル 発電機用海水ポンプ 高圧炉心スプレイ系ディーゼル 発電機用海水ポンプ
ポンプ取付ボルトの引張応力 τ_{fbt} (MPa)		

(8) ポンプ本体（揚水管）の評価

防振サポートが十分な強度を有していると仮定して、ポンプ本体（揚水管）の概略評価を行う。

防振サポート部の揚水管に発生する曲げ応力の評価を行う。

図 3.2-6 に示すように揚水管を一般部の厚さの薄肉円筒形を見なして、防振サポート部に曲げモーメント M_B が作用する場合の揚水管に発生する曲げ応力を次式により求める。また、表 3.2-6 に評価結果を示す。

$$Z_c = \frac{\pi}{4} \cdot t \cdot d_m^2$$

$$\sigma_c = \frac{M_B}{Z_c}$$

Z_c 揚水管の断面係数

t : 揚水管の厚さ（一般部）

d_m : 揚水管の平均直径（直径に対して薄未来のため外径寸法にて評価）

σ_c : 揚水管の曲げ応力

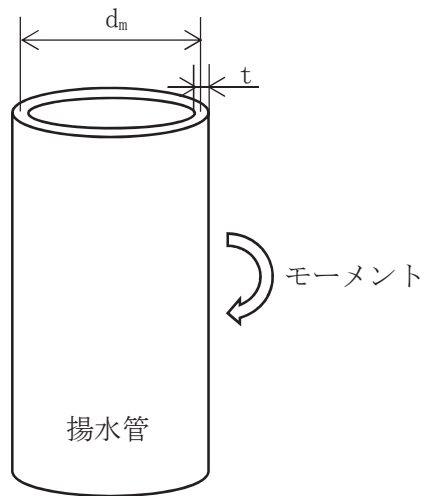


図 3.2-6 ポンプ本体（揚水管）の評価モデル

a. 残留熱除去系海水系ポンプ

$$Z_c = \frac{\pi}{4} \cdot t \cdot d_m^2$$
$$= 0.00201421 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$\sigma_c = \frac{M_B}{Z_c}$$

b. 非常用ディーゼル発電機用海水ポンプ及び高压炉心スプレイ系ディーゼル発電機用海水ポンプ

$$Z_c = \frac{\pi}{4} \cdot t \cdot d_m^2$$
$$= 0.00079673 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$\sigma_c = \frac{M_B}{Z_c}$$

表 3.2-6 ポンプ取付ボルトに発生するせん断応力

	残留熱除去系海水系ポンプ	非常用ディーゼル 発電機用海水ポンプ 高圧炉心スプレイ系ディーゼル 発電機用海水ポンプ
揚水管の厚さ（一般部） t (m)		
揚水管の平均直径（直径に対して薄未来のため外径寸法にて評価） d_m (m)		
揚水管の断面係数 Z_c (mm ³)	0.00201421	0.00079673
揚水管の曲げ応力 σ_c (MPa)		

(8) ポンプ本体（揚水管）の評価

押し波条件（津波の流速 3.0m/s）において、残留熱除去系海水系ポンプ、非常用ディーゼル発電機用海水ポンプ及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機用海水ポンプに発生する応力は許容応力以下であり、ポンプの健全性は確保されると評価する。評価結果を表 3.2-7 及び表 3.2-8 に示す。

表 3.2-7 評価結果一覧（残留熱除去系海水系ポンプ）

評価部位	材料	項目	発生応力 (MPa)	許容応力 (MPa)
ポンプ取付ボルト		引張		
		せん断		
防振サポート取付ボルト		せん断		
ポンプ本体（揚水管）		曲げ		

表 3.2-8 評価結果一覧（非常用ディーゼル発電機用海水ポンプ
及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機用海水ポンプ）

評価部位	材料	項目	発生応力 (MPa)	許容応力 (MPa)
ポンプ取付ボルト		引張		
		せん断		
防振サポート取付ボルト		せん断		
ポンプ本体（揚水管）		曲げ		

3.3 除塵装置の取水性への影響について

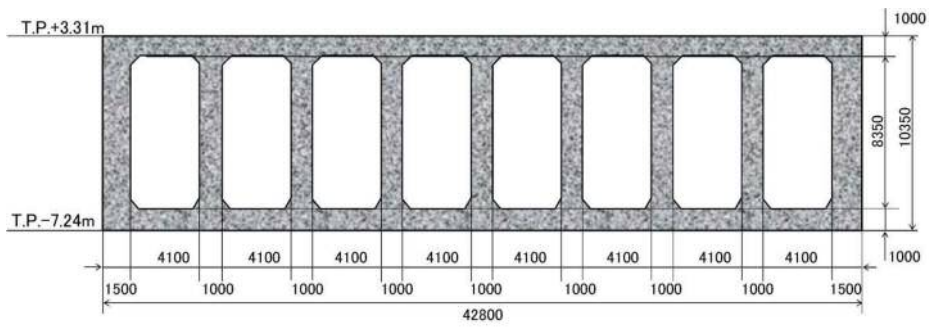
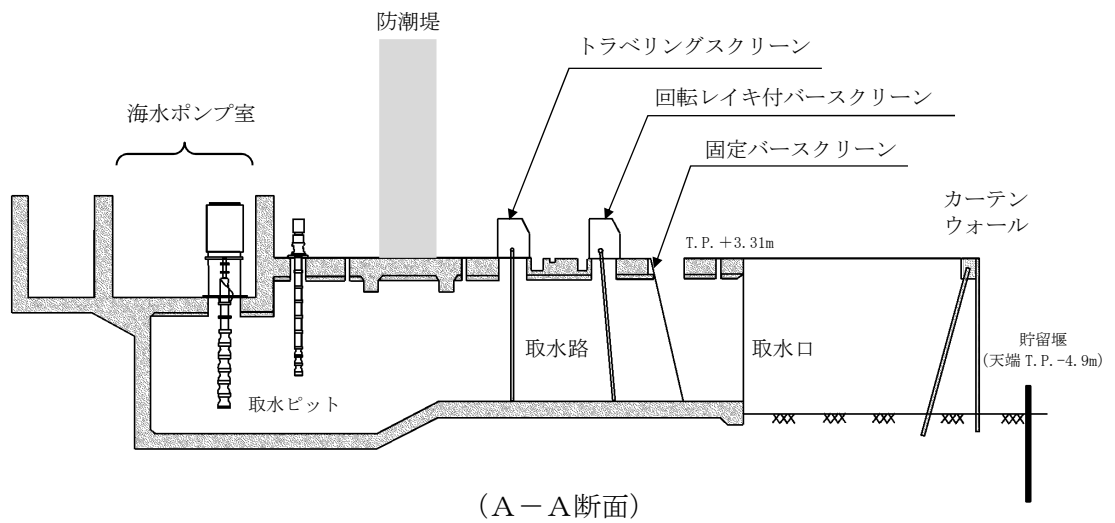
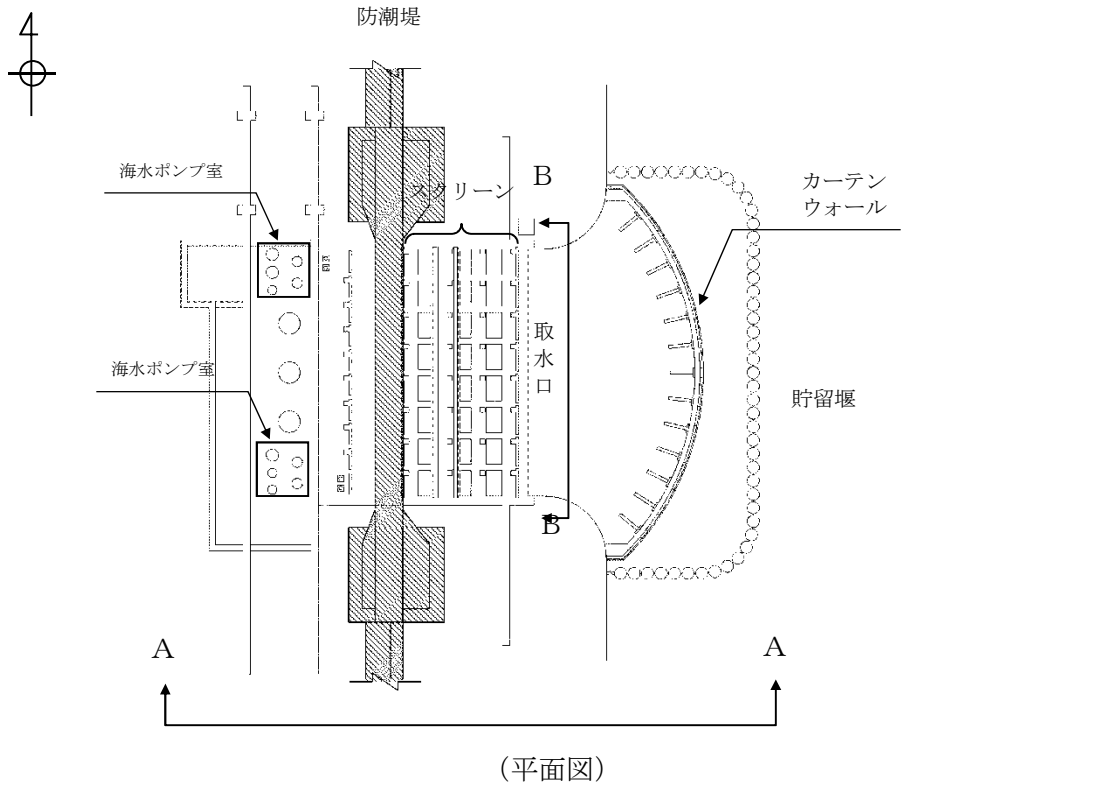
取水構造物には、除塵装置として固定バースクリーン、回転レイキ付バースクリーン及びトラベリングスクリーンが設置されており、基準津波による水位差に対して構造健全性が確保され、残留熱除去系海水系ポンプ、非常用ディーゼル発電機用海水系ポンプ及び高圧炉心スプレイ系ディーゼル発電機用海水ポンプ（以下「非常用取水ポンプ」という。）の取水性へ影響を及ぼさないことを確認する。

(1) 除塵装置の構造

除塵装置は、取水する海水中の塵芥を除去するために、取水口から取水ピットに至る取水路の経路 8 区画に対して設置されており、取水口から固定バースクリーン、回転レイキ付バースクリーン、トラベリングスクリーンの順に設置されている。図 3.3-1 に除塵装置の配置図、図 3.3-2 に除塵装置の概略構造図を示す。

固定バースクリーンは、鋼材を溶接により格子状に接合した固定バー枠構造であり、取水路 1 区画当たり 4 分割された固定バー枠からなる。固定バー枠の上端及び下端は取水路に支持され、中間部分は中間受桁により支持される。

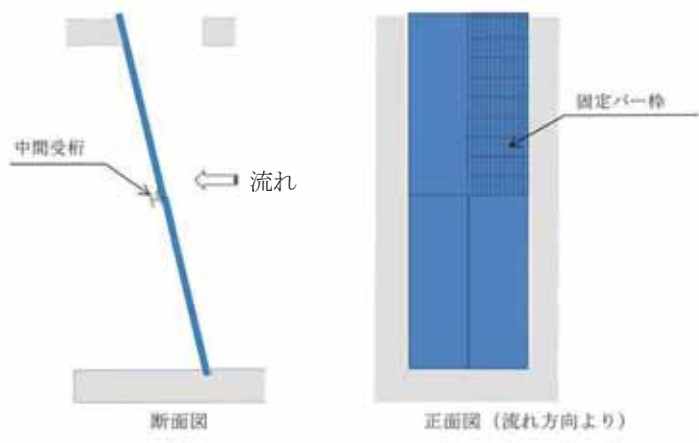
回転レイキ付バースクリーン及びトラベリングスクリーンは、それぞれ多数のバスケット（バー枠又は網枠）がキャリングチェーンにより接合された構造であり、キャリングチェーンは上部の駆動機構により回転する。下部スプロケットは取水路、上部スプロケットは駆動装置に支持される。



単位：mm

(B-B断面)

図 3.3-1 除塵装置配置図



(固定バースクリーン)

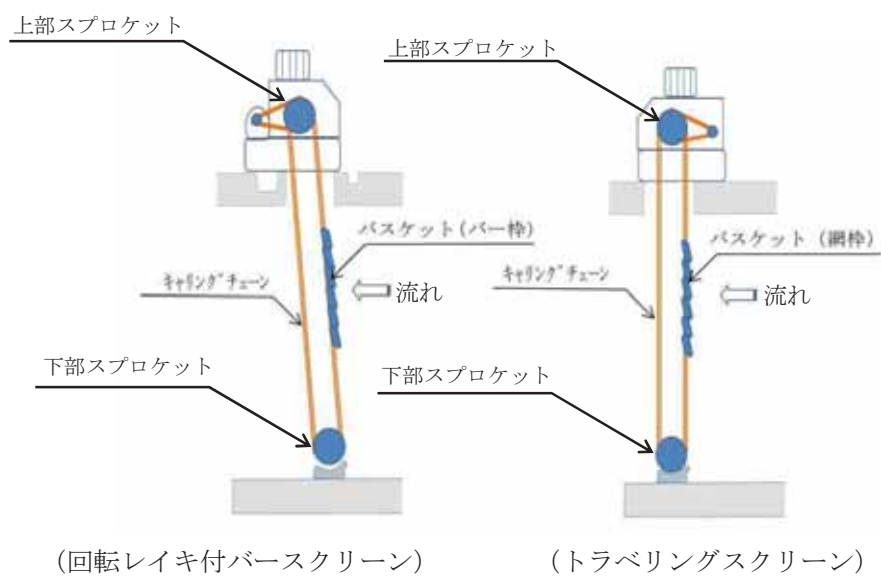


図 3.3-2 除塵装置概略構造図

(2) 構造健全性評価

以下に、基準津波に対する除塵装置の構造健全性を評価し、非常用海水ポンプの取水性への影響について確認した結果を示す。

a. 評価条件

- (a) 取水路内の津波流速は、取水路の管路解析により得られた取水口前面の流速である 1.5m/s を適用する。(図 3.3-3 参照)
- (b) 取水路内流速 1.5m/s において、除塵装置に生じる水位差（損失水頭）が設計水位差内に収まっていることを確認する。
- (c) 除塵装置に生じる水位差が設計水位差を超える場合には、構造部材の強度評価を実施する。

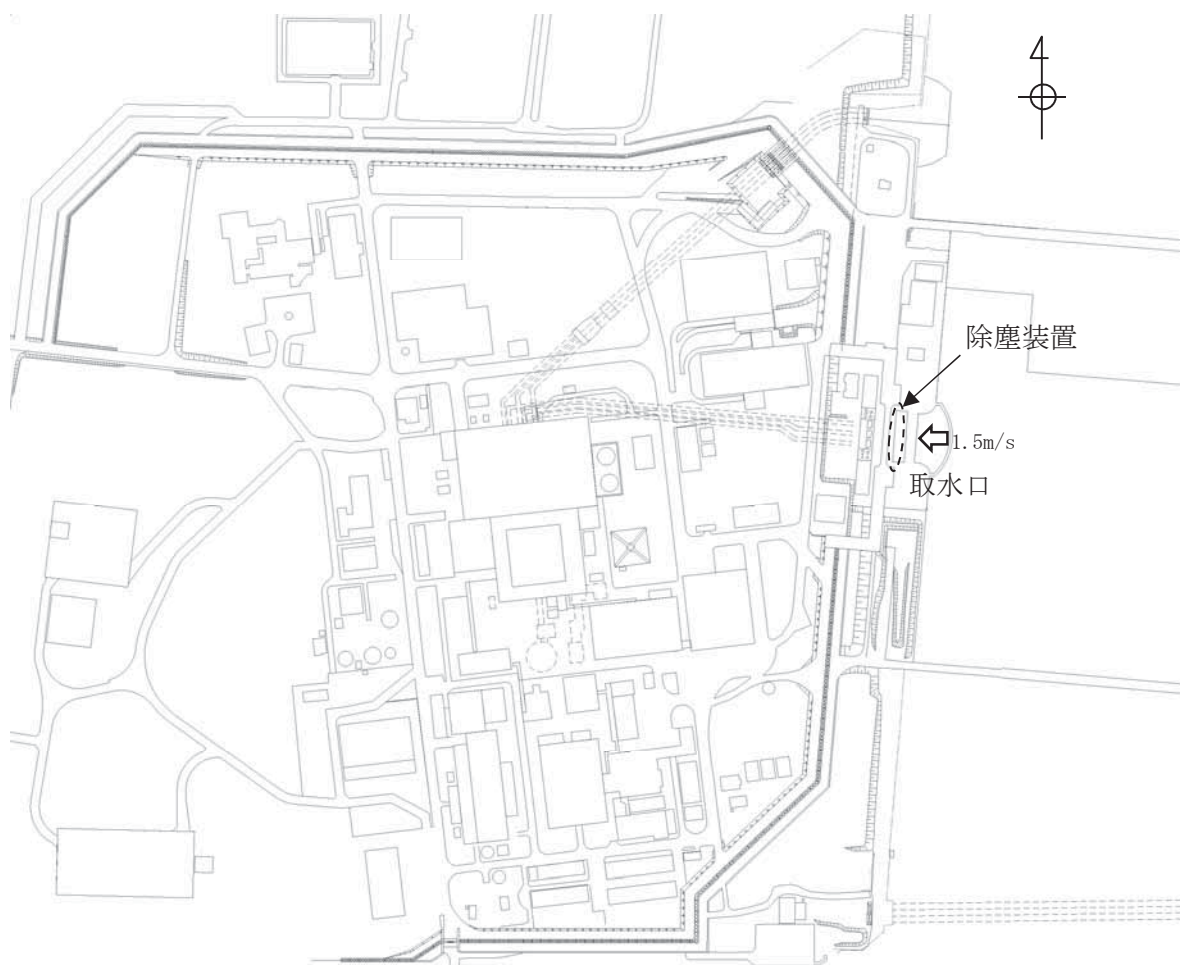


図 3.3-3 取水口及び除塵装置配置図

b. 評価結果

以下に、除塵装置の基準津波に対する構造健全性の評価結果及び非常用取水ポンプの取水性への影響の確認結果を示す。

固定バースクリーンについては、設計水位差内であったが、回転レイキ付バースクリーン及びトラベリングスクリーンについては、設計水位差以上であった。

このため、回転レイキ付バースクリーン及びトラベリングスクリーンに対して、基準津波により生じる水位差によって発生する荷重又は応力を評価した。その結果、各スクリーンの許容値以下であることを確認した。

以上の確認結果より、いずれの除塵装置においても基準津波によって破損することなく漂流物にならないため、非常用海水ポンプの取水性に影響を及ぼすものではないことを確認した。表 3.3-1 に除塵装置の取水性影響評価結果を示す。

表 3.3-1 除塵装置の取水性影響評価結果

設備	部材	設計水位差	流速 1.5m/s 時の水位差	基準津波による水位差の際の発生値/許容値	判定
①固定バースクリーン	バースクリーン	0.5m	0.2m	—	○
	中間受桁	0.5m	0.2m	—	○
②回転レイキ付バースクリーン	キャリングチェーン	1.5m	1.5m	124kN/156kN (張力/許容張力)	○
	バスケット(バー枠)	1.5m	1.5m	84N/mm ² / 156N/mm ² (発生応力/許容応力)	○
③トラベリングスクリーン	キャリングチェーン	1.5m	2.0m	138kN / 156kN (張力/許容張力)	○
	バスケット(網枠)	1.5m	2.0m	149N/mm ² / 156N/mm ² (発生応力/許容応力)	○

(3) 除塵装置（固定バースクリーン）の設計裕度

外海からの塵芥の影響を直接受ける固定バースクリーンは、設計水位差を 0.5m にて設計している。その設計水位差は、固定バースクリーンの閉塞率が約 80%の場合（ほぼ閉塞状態）の設計水位差を示していることから、設計水位差が 0.5m の場合における、発生応力を算出し許容応力に対する裕度を評価し、更なる塵芥による閉塞があったとしても取水性能に影響を与えない事を確認する。表 3.3-2 に固定バースクリーンの設計水位差における設計裕度を示す。

表 3.3-2 に固定バースクリーンの設計水位差における設計裕度

設備	部材	設計水位差	設計水位差における発生値/許容値	裕度
①固定バースクリーン	バースクリーン	0.5m	90N/mm ² /156 N/mm ²	1.73 倍
	中間受桁	0.5m	76N/mm ² /156 N/mm ²	2.05 倍

評価の結果、閉塞率 80%の場合において、固定バースクリーン部及び中間受桁の部分に対して 1.7 倍以上の十分な裕度を有していることが確認できた。

そのため、設計以上の更なる塵芥の影響を受けたとしても固定バースクリーンの機能を維持する事が可能で、取水性能に影響を与えることはない。