

可動物体型波力発電装置の安全性評価

平尾 春華*, 谷口 友基*, 國分健太郎*, 松井 亨介*
石田 茂資*, 藤原 敏文*, 井上 俊司*

Safety Assessment of Motion Convert Type Floating Wave Energy Converter

by

Shunka C. HIRAO, Tomoki TANIGUCHI, Kentaroh KOKUBUN, Ryosuke MATSUI
Shigesuke ISHIDA, Toshifumi FUJIWARA and Shunji INOUE

Abstract

From a social point of view, safety has first priority in development of the wave energy converter (WEC). In this paper, tank tests and numerical simulations for safety assessment of the floating movable object type of the WEC are introduced. Two types of movable object type are picked up. One is a translational motion convert type, including the point absorber type. The other is a rotational motion convert type, including the articulated motion type. Severe load which disturbs safety conditions are clarified in the tank tests and numerical simulation. The point absorber type WEC has a generator driven by motion difference between a base floater to keep position and an oscillating floater to resonate with ocean waves. The generator was simulated with damping and restoring systems. In this time, the oscillating floater was controlled with negative restoring force for resonance with ocean waves by the generator. In the test model, normal condition and malfunction of the generator was simulated. The articulated motion type WEC has floating bodies connected longitudinally with hinge joints and a converter. The converter uses hydraulic mechanisms driven by rotating motion of the joints in waves. The test model comprised one to three floaters. Constraint conditions of the joint installed between each floater were weak damping, strong damping, spring, fixed, and free. The damping condition simulated the generator. The spring and the fixed conditions were simulated malfunction of the mechanism. For each type of devices, tank tests and numerical simulations were carried out, and those utilities were confirmed.

* 海洋利用水中技術系

原稿受付 平成28年9月9日

審査日 平成28年11月16日

目 次

1. まえがき	32
2. 安全性評価の考え方と本研究の目的	33
3. 並進動揺型	33
3.1 並進動揺型波力発電装置の概要	33
3.1.1 一般形式	33
3.1.2 並進動揺型模型の同調制御	34
3.2 並進動揺型の水槽試験	35
3.2.1 模型概要および試験条件	35
3.2.2 水槽試験結果	40
3.2.2.1 規則波中試験結果	40
3.2.2.2 不規則波中試験結果	41
3.3 並進動揺型波力発電装置の数値計算	43
3.3.1 機構解析ソフトウェア	43
3.3.2 計算モデルおよび計算条件	44
3.3.3 数値計算結果	45
3.4 並進動揺型まとめ	48
4. 屈曲動揺型	48
4.1 屈曲動揺型波力発電装置の概要	48
4.2 屈曲動揺型の水槽試験	48
4.2.1 模型概要および試験条件	48
4.2.2 水槽試験結果	52
4.2.2.1 規則波中試験結果	52
4.2.2.2 不規則波中試験結果	60
4.3 屈曲動揺型波力発電装置の数値計算	63
4.3.1 計算モデルおよび計算条件	63
4.3.2 数値計算結果	64
4.4 屈曲動揺型まとめ	69
5. まとめ	69
参考文献	70

1. まえがき

浮体式波力発電装置開発の目標は目指す性能で発電ができることであるが、実海域に設置する以上は社会的に安全であることが第一義となる。そこで、実用化に近い形式の波力発電施設の安全照査を目的とした研究を行った。浮体式波力発電施設は、一般的に可動物体型、振動水柱型、越波型、その他の形式に分別される。本稿では、現状、実用化に近い位置付けにある可動物体型を取り上げる。可動物体型は、2 つ以上の物体の運動の差を利用して発電機を駆動する形式である。可動物体型の波力発電施設は、物体の並進運動の差を利用する並進動揺型と、物体の回転運動の差を利用する屈曲動揺型に分けられる。本稿の前半では並進動揺型について、後半では屈曲動揺型について、取り上げる。

浮体式波力発電施設は、発電機構等の影響による複雑な力学挙動を考慮して荷重の推定を行う必要がある。施設に作用する荷重は、一般に浮体と発電部の連成効果があるので、縮尺模型を用いた水槽試験や、機構解析を用いた数値シミュレーション等の計算にて、算出される。

なお、当研究は特定のプロジェクトを対象としてものではなく、一般的な知見を整理する目的で実施したものである。

2. 安全性評価の考え方と本研究の目的

安全性の視点は、人命、財産、環境等があるが、何れについても一定の前提条件、いわゆる設計条件の下に照査される。設計条件の主たる要素は外部環境条件であるが、波力発電装置のように稼働状態によって力学的挙動が大きく変化する場合には、外部環境条件と稼働状態を組み合わせた条件設定が必要となる。このような考え方は洋上風力発電に対して導入されており、この条件設定を設計荷重ケース(DLC)と言っている。

波力発電装置においても、類似の DLC の設定が必要と考えられており、考慮すべき状態として、発電、発電中の故障又は電力系統接続の喪失、起動、通常停止、緊急停止、待機(静止)、待機中の故障又は電力系統接続の喪失、曳航、設置、保守および修理、発電中の異常発生、待機中の異常発生がある。設計荷重ケースにおける荷重を算出するにあたっては、縮尺模型を用いた水槽試験および数値計算が実施される。

本研究では、浮体式の可動物体型波力発電施設に対する水槽試験および数値計算を試行し、固有の現象を適切に再現して、上記目的の検討に対応できることを確認する。DLC の全てを網羅していないが、初期検討の位置付けから重要と思われる状態は検討対象に含めている。

3. 並進動揺型

3.1 並進動揺型波力発電装置の概要

3.1.1 一般形式

本章では、並進動揺型波力発電施設を取り上げる。並進動揺型波力発電施設とは、図 3.1 のような施設の基部となる浮体である基盤浮体(例えばスパー)と水面近くに位置し波に対して並進運動しやすい浮体(共振浮体)の相対変位を利用し、発電機を駆動させ発電する施設である¹²⁾。

基盤浮体は、カテナリー式あるいは TLP 式により位置保持の役割を担う。スパー型であるときは、浮力を確保するために、十分な浮力タンクをつけることがある。

発電は、リニアモーター等の発電機を用いて行われる。より大きな発電エネルギーを得る目的から、電流や電圧、抵抗を制御することにより、復元力機構および減衰力機構を組み合わせた機構として制御する場合がある。発電施設を安全に運用する観点から、発電の制御を行った状態で共振浮体全体が水面上に上がりきったり、沈み込んだりしないように、可動量および共振浮体の高さを決める。

並進動揺型波力発電の例としては、パワーブイ³⁾、OSU/CPT L10⁴⁾やアクアブイ⁵⁾が存在する。

C : 共振浮体の復元力係数
である.

波強制力は、速度ポテンシャルを用いて、式(3.3)で表される.

$$f_w = \rho g \zeta_a \iint_{S_H} (\phi_0 + \phi_7) n_3 dS \quad (3.3)$$

但し,

- ϕ_i : 速度ポテンシャル
- g : 重力加速度
- ρ : 水の密度
- ζ_a : 波片振幅
- S_H : 物体表面
- ϕ_0 : 入射波ポテンシャル
- ϕ_7 : 入射波に対するディフラクション波ポテンシャル
- n_3 : 法線ベクトルのヒープ方向成分

である.

造波減衰力及びダッシュポッド以外による速度比例の力(粘性抵抗, 機械摩擦力等)は式(3.4)である.

$$f_\mu = -n_o \dot{z}(t) \quad (3.4)$$

但し,

- n_o : 速度比例定数

である.

ダッシュポッドとバネによる外部力学系による制御力は、式(3.5)として表すことができる.

$$f_c(t) = -K_\epsilon z(t) - N_\epsilon \dot{z}(t) \quad (3.5)$$

但し,

- K_ϵ : 外部力学系の復元力係数
- N_ϵ : 外部力学系の減衰係数

である.

この時に、ダッシュポッドによる規則波の波エネルギー吸収効率最大の条件として式(3.6), 式(3.7)となる関係がある⁶⁾.

$$K_\epsilon = \{M + m(\omega)\} \omega^2 - C \quad (3.6)$$

$$N_\epsilon = n(\omega) + n_o \quad (3.7)$$

式(3.7)はインピーダンスマッチングの考え方である. 実験や数値計算において復元力係数や減衰力係数を決定するために式(3.6), 式(3.7)を用いた.

3.2 並進動揺型の水槽試験

3.2.1 模型概要および試験条件

並進動揺型模型の要目を表3.1, 制御に用いた変数を表3.2, 計測項目を表3.3, 模型概要を図3.2に示す. 本模型では, 基盤浮体がスパー, 共振浮体がフロートに相当する. 発電機構は, 復元力機構と減衰力機構の力学的素子として模擬できるとした.

模型の外観を図3.3に示す. 発電および制御機構は, 図3.4の定トルクモーターにより位置に比例した力と速度に比例した力を発生させることにより実現した. 制御機構で負の復元力を発生させることにより, フロートの上下動を波と共振する制御(同調制御)を実施した. 同調制御の係数は式(3.6), 式(3.7)を用いて, 1.5sでの共振を狙って設定した.

模型縮尺は 1/40、模型スパー部の喫水は 1.1m とした。安全性評価のため、スパーの軸力が最も大きくなると予想される水線面付近に検力センサーを設置するために、発電および制御機構をスパーの水線面より上側に設置した。そのため、重心高さが高くなり、係留がない状態での安定性が悪化する。安定性の確保のため、浮力タンクの径を大きく設計し、係留が破断した際の復原性を確保した。TLP 係留を実施し、全ての試験条件で係留が緩まないように初期張力を設定した。水槽試験の際に計測した初期張力は、97.2N であった。

運動は光学式計測装置を用いて計測した。図 3.5 のように、軸力およびモーメントは模型内部に設置した検力計を用いて、係留張力は張力計を用いて計測した。制御力はフロートの制御力伝達軸の軸力を計測した。なお、Fz2 は、検力計の故障により計測していない。

表 3.2 にある「制御なし」は、浮体の基本的な運動特性の把握を目的としたケースで、制御機構およびブレーキ機構が故障した状態を想定している。「同調制御(無負荷)」は、波に対して共振の制御を行っているが、発電していない状況を想定している。「発電時制御」は、同調制御を行い、発電を行っている状況を想定している。「フロート固定」は、通常の停止状態(荒天時やメンテナンス時)を想定している。

試験は、図 3.6 や表 3.4 に示す海上技術安全研究所の動揺試験水槽で行った。外力条件を表 3.5～表 3.7 に示す。

表 3.1 模型要目

項目	単位	模型	想定実機
縮尺	—	1/40	1.0
フロート直径	m	0.300	12.00
フロート喫水	m	0.120	4.80
フロート排水容積	m ³	0.006215	397.76
スパー直径	m	0.100	4.00
浮力タンク直径	m	0.540	21.60
スパー喫水	m	1.100	44.00
スパー排水容積 (浮力タンク含む)	m ³	0.064152	4105.728
全高	m	1.941	77.64
可動量	m	±0.100	±4.00

表 3.2 制御変数

項目	復元力 [N/m]	減衰力 [N/(m/s)]
制御なし	0	0.0
同調制御(無負荷)	−367	0.0
発電時制御	−367	10.0
フロート固定	—	—

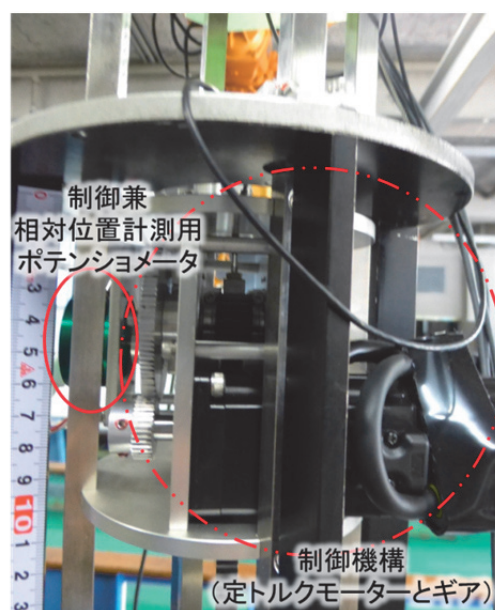
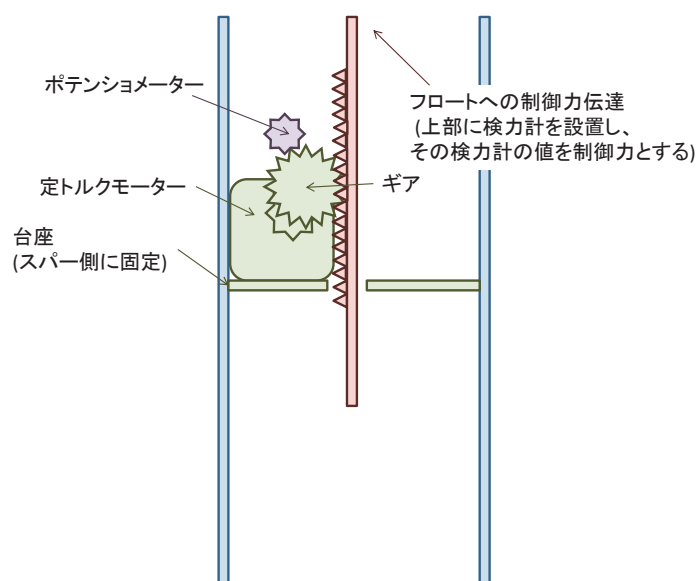
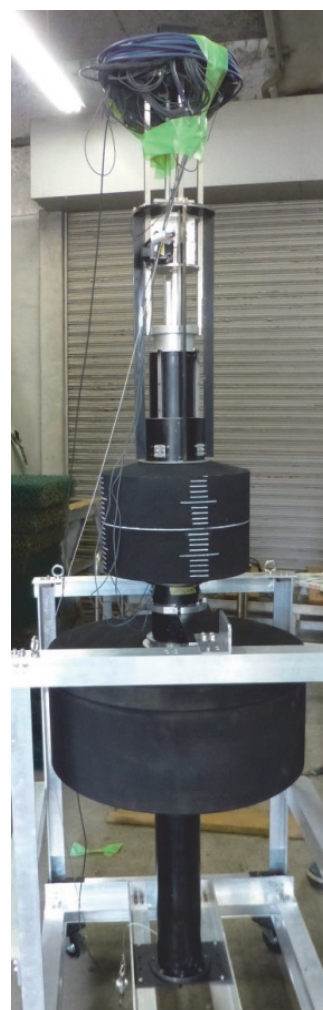
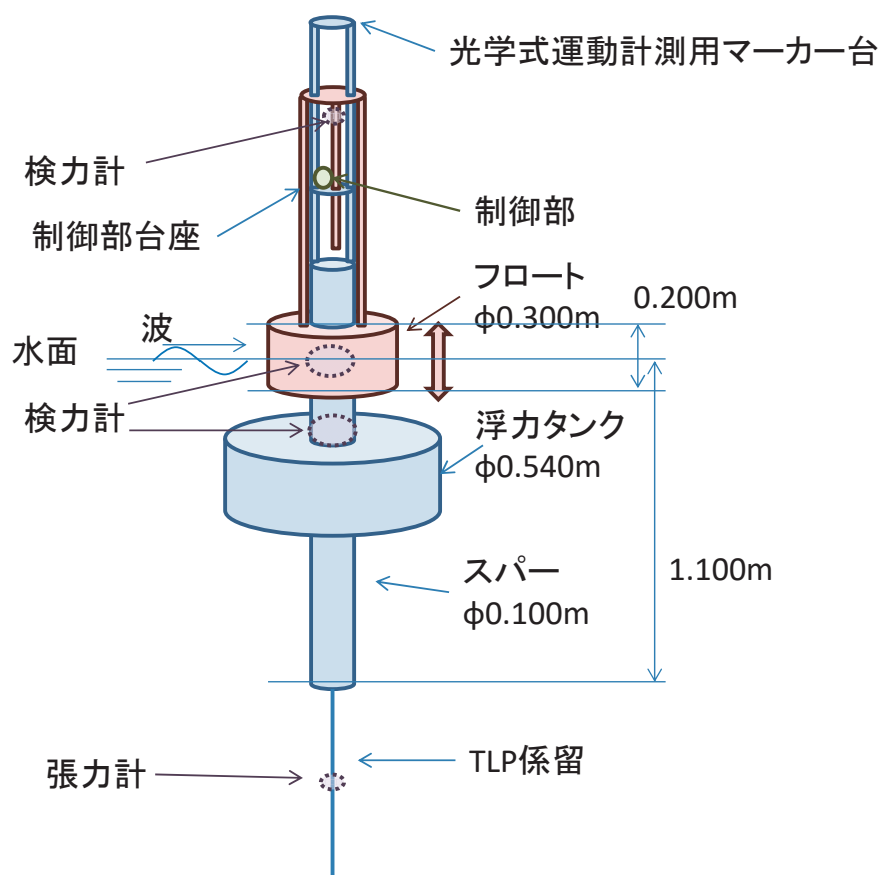


表 3.3 計測項目および使用定数

項目	記号	単位	無次元表記例
入射波の振幅	ζ	m	—
スパーのサージ(重心)	x	m	x/ζ
スパーのヒーブ(重心)	z	m	z/ζ
スパーのピッチ(重心)	θ	deg	$\theta/k\zeta$
相対運動(スパーとフロートの重心間距離)	Δz	m	$\Delta z/\zeta$
制御力	Fg	N	$Fg/(\zeta\rho g \nabla(f)/L)$
スパー水線面軸力(Fz1)	$Fz1$	N	$Fz1/(\zeta\rho g \nabla(s)/L)$
浮力タンク上部軸力(Fz2)	$Fz2$	N	$Fz2/(\zeta\rho g \nabla(s)/L)$
浮力タンク上部曲げモーメント(My2)	$My2$	Nm	$My2/(\zeta\rho g \nabla(s))$
係留張力	Fm	N	$Fm/(\zeta\rho g \nabla(f+s)/L)$

(使用定数)

波数(定義)	k	rad/m	$2\pi/\lambda, \omega^2/g=k \tanh(kh)$
水深	h	m	4.5
真水密度	ρ	kg/m ³	1000
重力加速度	g	m/s ²	9.80665
排水容積(フロート)	$\nabla(f)$	m ³	0.006215
排水容積(スパー)	$\nabla(s)$	m ³	0.064152
排水容積(全体)	$\nabla(f+s)$	m ³	0.070367
代表長さ(フロート直径)	L	m	0.300

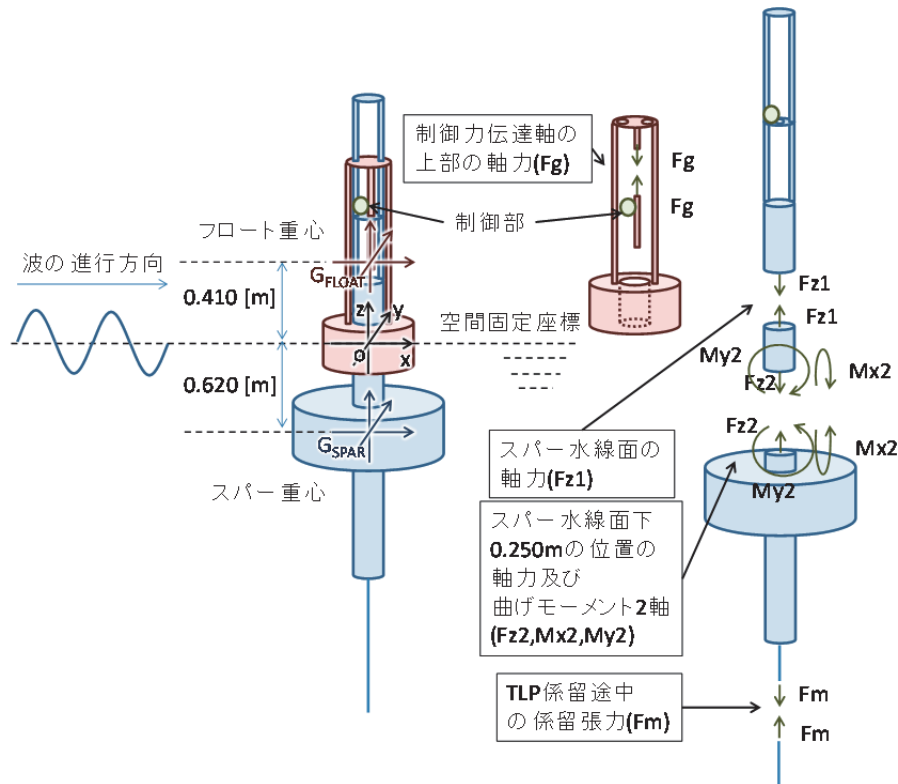




図 3.6 動揺試験水槽

表 3.4 動揺試験水槽諸元

水槽寸法	長さ	50m
	幅	8m
	水深	4.5m
造波能力	波高	最大 0.5m
	波周期	0.5～3.5s
造波板	フラップ型, 単板	

表 3.5 運転時想定 of 規則波の条件

20 ケース			波周期 [s]												
	実機		3.79	5.06	6.32	7.59	8.85	9.17	9.49	9.80	10.12	11.38	12.65	13.91	15.18
	模型		0.60	0.80	1.00	1.20	1.40	1.45	1.50	1.55	1.60	1.80	2.00	2.20	2.40
波高 [m]	実機	1.20	—	○	—	○	—	○	○	—	○	—	○	—	○
	模型	0.030	—	○	—	○	—	○	○	—	○	—	○	—	○
	実機	1.60	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	○	○	○
	模型	0.040	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	○	○	○
	実機	2.00	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	—	—	—
	模型	0.050	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	—	—	—

表 3.6 荒天時想定 of 規則波の条件

15 ケース			波周期 [s]												
	実機		3.79	5.06	6.32	7.59	8.85	9.17	9.49	9.80	10.12	11.38	12.65	13.91	15.18
	模型		0.60	0.80	1.00	1.20	1.40	1.45	1.50	1.55	1.60	1.80	2.00	2.20	2.40
波高 [m]	実機	2.00	○	○	○	○	○	—	○	—	○	○	○	○	○
	模型	0.050	○	○	○	○	○	—	○	—	○	○	○	○	○
	実機	4.00	—	—	—	○	—	—	—	—	○	—	○	—	○
	模型	0.100	—	—	—	○	—	—	—	—	○	—	○	—	○
	実機	10.00	—	—	—	※	—	—	—	—	※	—	※	—	※
	模型	0.250	—	—	—	※	—	—	—	—	※	—	※	—	※

※：フロート固定のみ実施

表 3.7 運転時想定 of 不規則波の条件

(JONSWAP スペクトル (形状パラメーター $\gamma=3.3$, $\sigma_a=0.07$, $\sigma_b=0.09$))

実機(目標値)		模型(目標値)		模型(実測値)	
有義波高[m]	有義波周期[s]	有義波高[m]	有義波周期[s]	有義波高[m]	有義波周期[s]
1.20	9.5	0.030	1.50	0.030	1.51

3.2.2 水槽試験結果

3.2.2.1 規則波中試験結果

規則波中試験より得られた RAO を図 3.7~図 3.13 に示す。

スパーの運動(サージおよびピッチ)は、極大値付近において制御部設定条件の影響を受けている。これは、スパー運動がフロートの運動と連成した結果であること示唆している。また、2.2s 付近は、ピッチ固有周期に相当し、サージについてはピッチとの連成で応答が大きくなっていると考えられる。

相対運動では、「制御無し」に比べて「無負荷制御」および「発電時制御」の結果が大きくなっている。実際の所、1.5s 付近での共振を狙って制御を行っているが、極大値は 2s 付近に現れている。これも、スパーの運動とフロートの運動の連成の影響と考えられる。

係留張力およびスパーに働く力(軸力および曲げモーメント)は、発電時に大きく、更に無負荷時に大きくなるので、対応する波高との関係にも依るが、設計時の留意点と言える。

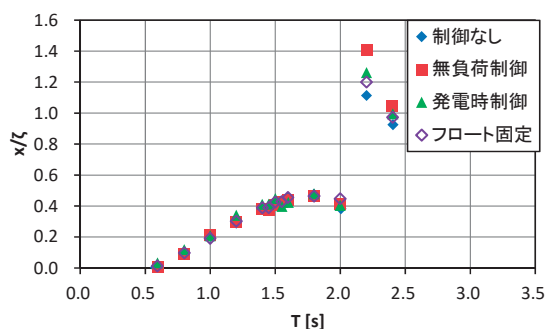


図 3.7 スパーのサージ運動の RAO
(規則波・波高：0.050m)

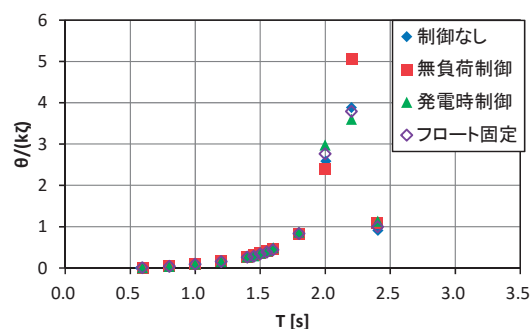


図 3.8 スパーのピッチ運動の RAO
(規則波・波高：0.050m)

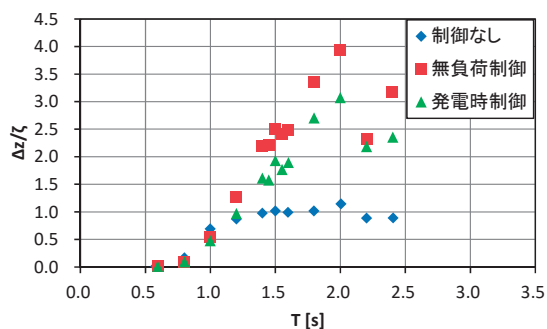


図 3.9 相対運動の RAO
(規則波・波高：0.050m)

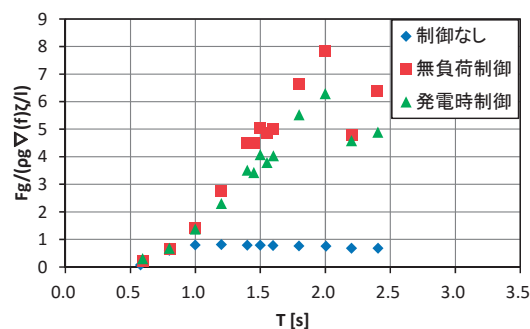


図 3.10 制御力の RAO
(規則波・波高：0.050m)

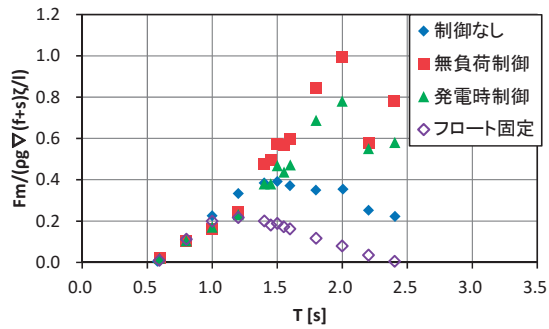


図 3.11 係留張力の RAO
(規則波・波高：0.050m)

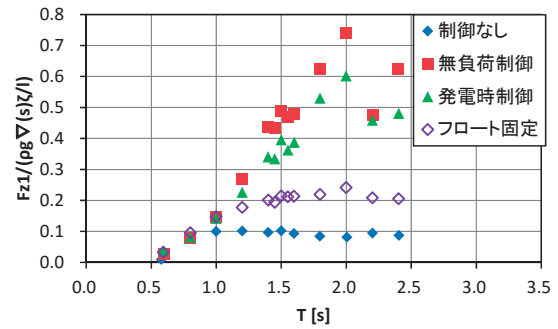


図 3.12 スパー水線面の軸力の RAO
(規則波・波高：0.050m)

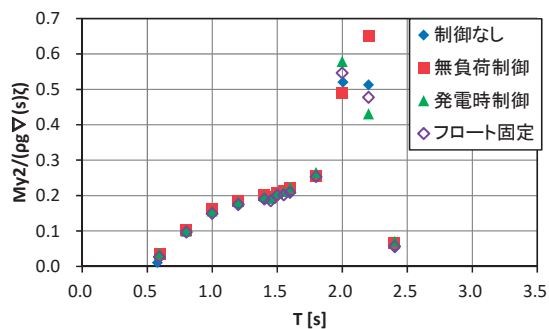


図 3.13 浮力タンク上部の y 軸回り曲げモーメントの RAO
(規則波・波高：0.050m)

3.2.2.2 不規則波中試験結果

不規則波中試験より得られた有義値を表 3.8 に、パワースペクトルを図 3.14～図 3.21 に示す。

スパーの運動は、各モードの固有周期で運動が大きくなっている。フロートの相対運動は、波周期全般で運動が大きくなっている。制御力、軸力、係留張力は、フロートの相対運動と似た形のスペクトル形をしている。曲げモーメントは、ピッチの運動と似たスペクトル形をしている。

表 3.8 発電時制御不規則波試験結果(有義波周期 1.50s, 有義波高 0.030m)

		統計解析 (時系列解析)						スペクトル解析
		平均値	最大値	最小値	標準偏差	有義振幅	有義周期	
入射波	m	0.0001	0.0514	-0.0465	0.0127	0.0247	1.50	0.0254
サージ (スパー)	m	0.0090	0.1126	-0.0710	0.0281	0.0469	10.64	0.0562
ヒープ (スパー)	m	0.0000	0.0016	-0.0025	0.0004	0.0008	2.04	0.0009
ピッチ (スパー)	deg	0.06	4.41	-2.77	0.92	1.76	1.97	1.84
相対運動	m	0.0001	0.1012	-0.0883	0.0209	0.0472	1.67	0.0418
制御力	N	-0.6	38.4	-44.1	9.2	20.0	1.65	18.5
張力	N	-0.2	64.4	-54.3	12.3	21.7	1.56	24.5
軸力1	N	0.2	37.2	-44.9	9.3	20.1	1.66	18.5
y軸回り曲げモーメント2	N m	0.17	9.99	-6.70	2.11	4.09	1.80	4.22

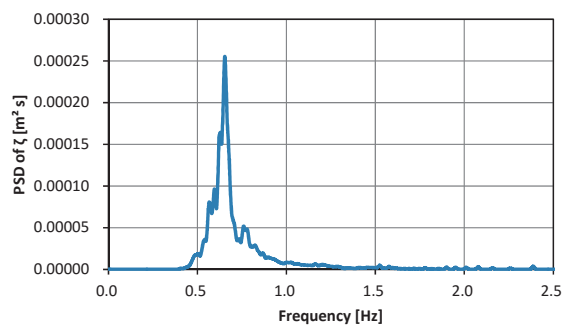


図 3.14 入射波パワースペクトル
(有義波周期 1.50s, 有義波高 0.030m)

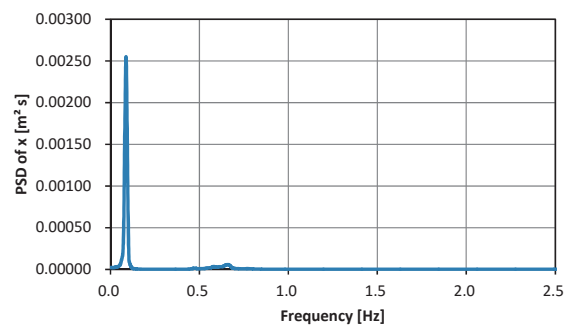


図 3.15 スパーのサージ運動パワースペクトル
(発電時制御, 有義波周期 1.50s, 有義波高 0.030m)

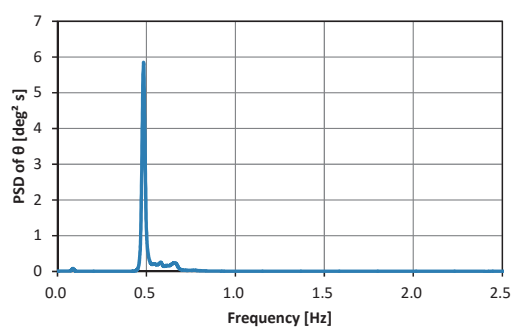


図 3.16 スパーのピッチ運動パワースペクトル
(発電時制御, 有義波周期 1.50s, 有義波高 0.030m)

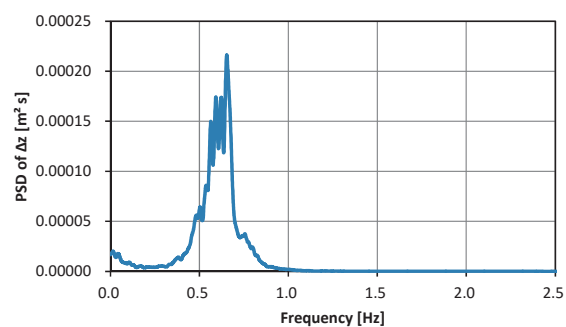


図 3.17 相対運動パワースペクトル
(発電時制御, 有義波周期 1.50s, 有義波高 0.030m)

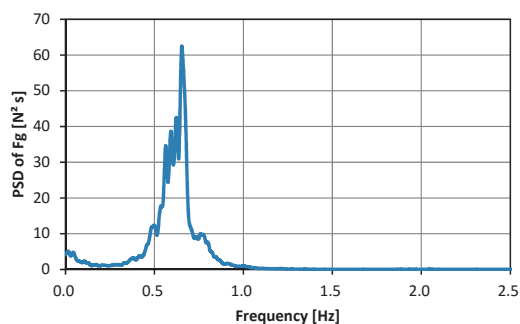


図 3.18 制御力パワースペクトル
(発電時制御, 有義波周期 1.50s, 有義波高 0.030m)

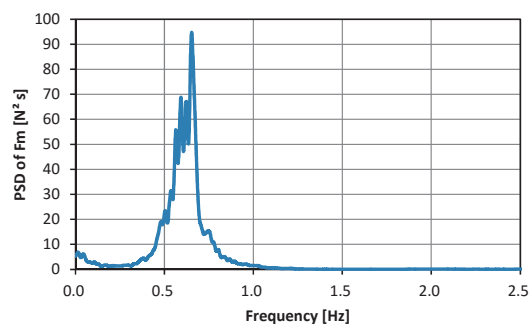


図 3.19 張力パワースペクトル
(発電時制御, 有義波周期 1.50s, 有義波高 0.030m)

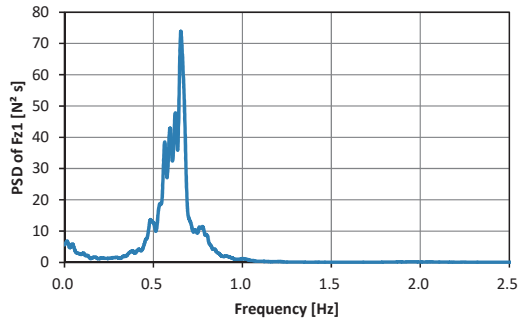


図 3.20 スパー水線面の軸力パワースペクトル
(発電時制御, 有義波周期 1.50s, 有義波高 0.030m)

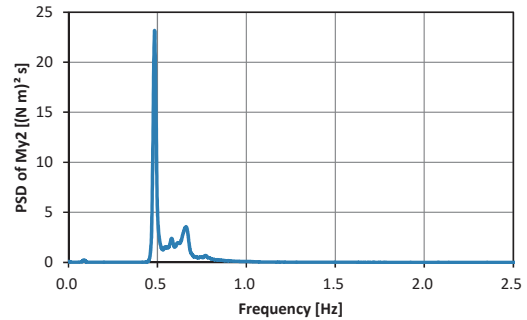


図 3.21 浮力タンク上部の y 軸回り曲げモーメント
パワースペクトル
(発電時制御, 有義波周期 1.50s, 有義波高 0.030m)

3.3 並進動揺型波力発電装置の数値計算

近年, ロボット, 自動車, 産業機械等の分野では, 複数の構成要素をピンジョイントやバネ等の結合要素で結合し, 様々な外力条件の下で動力学解析を行う機構解析が, 研究開発に広く応用されている. 可動物体型波力発電装置の数値計算についても, 可動部だけでなく, 発電機構や係留系との連成影響も考慮する必要があるため, 機構解析を用いた数値計算を行う必要がある. 機構解析を用いた数値計算により, 浮体に働く波・流れ等の外力, 係留系, 復元力と減衰力でモデル化した発電機構等の影響を同時に考慮し, 一体として運動方程式を解くとともに, 構造物の内力を計算することができる⁷⁾.

ここでは, 3.2 節の水槽試験模型を対象に, 代表的な機構解析ソフトウェアによる試計算を行い, 水槽試験結果と比較することで並進動揺型波力発電装置の安全性評価に対する機構解析ソフトウェアの有用性を確認する.

3.3.1 機構解析ソフトウェア

機構解析が可能なソフトウェアの例を以下に挙げる. いずれのソフトウェアも使用法に注意すれば, 基本的には等価な解析が可能と考えられる. 各ソフトウェアの一般的特徴, 使用上の留意点および今回の適用法を表 3.9 に示す.

(a) 汎用浮体解析ソフトウェア

船舶・海洋構造物等の浮体構造物を対象としたソフトウェアである. 係留索やライザー等の線状構造物を容易にモデル化でき, 浮体構造物の動揺との連成影響を考慮してシミュレーションを行う.

(b) 波力発電専用解析ソフトウェア

波力発電施設に特化したソフトウェアである. 浮体構造物の他, スライド, ヒンジ, 発電システム等を組み合わせてモデル化することが可能である. 発電性能の評価も可能である.

(c) マルチボディダイナミクスソフトウェア

構造物一般を対象としたソフトウェアである. 必要に応じ, 施設を適当な部品に分割する. 一般の振動解析とは異なり, 非線形範囲となる大変位を扱うことができる.

汎用浮体解析ソフトウェアの代表として OrcaFlex(Orcina 社)⁸⁾, 波力発電専用解析ソフトウェアの代表として WaveDyn(DNV GL 社)⁹⁾を, マルチボディダイナミクスソフトウェアの代表として ADAMS(MSC 社)¹⁰⁾を用いた. また, 流体力の算出にはポテンシャル理論をパネル法で解くソフトウェアである WAMIT¹¹⁾を用いた.

表 3.9 各ソフトウェアの概要

ソフトウェア	汎用浮体解析	波力発電専用解析	マルチボディダイナミクス
流体力	別途計算して入力する。今回はポテンシャル理論によった。粘性効果は適切に考慮する。		基本的には、同左。 加えて、計算法の特性上、ブロックごとに分割して入力する。
係留系モデル	剛体要素/弾性体要素、動的解析/準静的解析などの種々の計算法が選択できるので、係留方式の特性に応じて適切に選択する必要がある。 今回は準静的解析とし、要素特性は下記とする。		
	弾性体	弾性体	剛体
発電(含、制御)に係る可動部分の相互力	2 浮体の係留問題等を解く機能を流用することが可能。 厳密な制御則を組み込む事が困難な場合もある。	通常想定される制御則は、モデル化が容易な場合が多い。 ユーザーの自由な設定に限りがある場合もある。	ユーザーの自由な設定が比較的容易にできるが、反面、設定項目が多く、煩雑になる。
	今回は一定値の「バネ」と「減衰」でモデル化する。		

3.3.2 計算モデルおよび計算条件

数値計算は水槽試験スケールで実施するため、計算モデルの主要目は模型試験と同じである(表 3.1)。計算モデルのパネル分割図を図 3.22, 図 3.23 に示す。これらのラディエーション流体力(付加質量係数, 造波減衰力係数), 静水圧, 波浪強制力を WAMIT ver.7 を用いて算出した。なお, フロートとスパー間のラディエーション流体力の干渉影響および波浪強制力の干渉影響は, 考慮していない。汎用浮体解析ソフトウェアおよび波力発電専用解析ソフトウェアは, WAMIT で得られた流体力計算結果をそのまま入力データとして用いることが出来る。一方, マルチボディダイナミクスソフトウェアは, 波浪発電装置を構成する各要素に流体力を与える必要がある。ここでは, 図 3.24 のように, フロートは 1 個のブロック(水色), スパーは 11 個のブロック(黄色または緑)に分割して流体力を与えた。

発電機構は, 正と負の復元力を発生させる機構により広い波周波数帯でフロートを共振させ, フロートの運動を波と共振させる。発電機構は復元力と減衰力を入力するバネ・ダンパー要素としてモデル化した。同調制御に使用した制御変数(バネ・ダンパーの設定)を表 3.10 (表 3.2 の発電時制御)に示す。制御変数は, 波周期 1.5 s の条件で, フロートが波と共振するように計算している。また, 水槽模型には摺動時の機械摩擦抵抗が存在する。ここでは, 機械摩擦抵抗を速度に比例する力と仮定してモデル化を行った。なお, 強制動揺試験にて計測された機械摩擦抵抗係数は, 35.7 Ns/m である。

緊張係留系は, ソフトウェア毎にモデル化の方法が若干異なる。全てのモデルで, 係留の長さは静止時に 3.4m で, 初期張力は 97.2N に設定した。汎用浮体解析ソフトウェアの場合, セグメント数が 1 のランプドマスとして緊張係留索をモデル化した。緊張係留索の弾性係数および直径は, 模型試験で使用した値, 117,700 N/mm², 2.0 mm と設定した。波力発電専用解析ソフトウェアの場合, 標準的な係留系のモデリングの中で緊張係留索を設定することが出来る。緊張係留索の弾性係数および直径は, 汎用浮体解析ソフトウェアと同じ値である。マルチボディダイナミクスソフトウェアの場合は, 緊張係留索を剛体棒としてモデル化した。剛体棒下端とモデル上の海底面の間, および剛体棒上端とスパー下端の間は, 球体ジョイント(回転フリー)で接続した。

数値計算時は規則波中での計算とした。波条件を表 3.11 に示す。

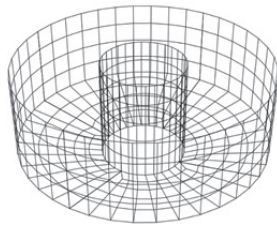


図 3.22 フロートメッシュモデル.
(総パネル数 : 512, 水線部パネル数 : 72)

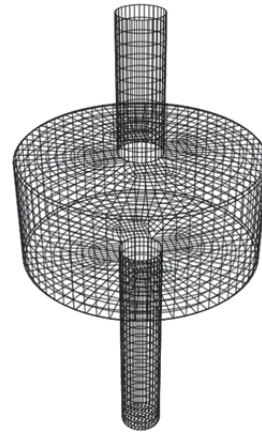


図 3.23 スパーメッシュモデル.
(総パネル数 : 3360, 水線部パネル数 : 32)

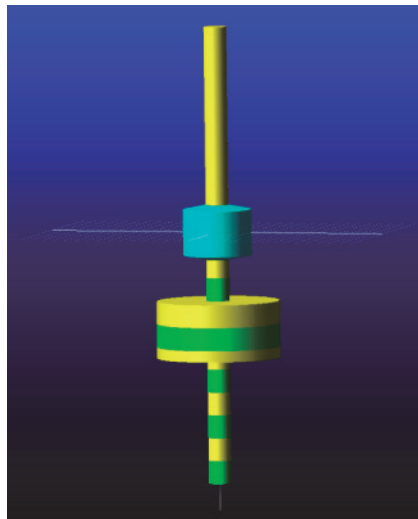


図 3.24 フロートおよびスパーのブロック分割

表 3.10 制御変数

項目	単位	値
復元力	N/m	-367
減衰力	Ns/m	10.0

表 3.11 波条件

項目	単位	値
波高	m	0.05
波周期	s	0.6~2.4

3.3.3 数値計算結果

図 3.25~図 3.32 に数値計算結果を示す。数値計算により得られた時系列をフーリエ解析し、周波数応答関数 (RAO) と入射波との位相差を求めた。グラフ中の Exp. は試験結果を, Floating Sim. は汎用浮体解析ソフトウェアを, WEC Sim. は波力発電専用解析ソフトウェアを, MBD Sim. はマルチボディダイナミクスソフトウェアを表す。

スパーとフロートの相対運動および制御力(スパーとフロートの相互力)を図 3.25, 図 3.26 に示す。波とフロートの相対運動の位相差は, 1.5 s 付近で 90deg になっており, 共振状況にあり, 水槽試験結果と数値計算結果は良い一致を示している。図 3.26 に示した制御力についても, 水槽試験結果と数値計算結果は全て良い一致を示している。

スパーの運動について, サージ, ヒープおよびピッチを図 3.27~図 3.29 に示す。緊張係留系を採用している為, スパーのヒープは小さい。サージとピッチの運動振幅は, 波周期 2.0 s 未満の範囲で良い一致を示す。一方, 波周期 2.0~2.4s の範囲には, ピッチの固有周期があり, 水槽試験結果と数値計算結果の一致は良くない。固有周期付近の計算は, 急に位相が 180deg 変化し, 不安定なため再現が難しい。ピッチの位相は $\pm 90\text{deg}$ 付近でほぼ一定である。波に対して位相差 $\pm 90\text{deg}$ で揺れる特徴がある。

張力, スパーの軸力および曲げモーメントについて図 3.30~図 3.32 に示す。張力の振幅と位相差は, 水槽試験と数値計算で良い一致を示している。軸力および曲げモーメントは, マルチボディダイナミクスソフトウェアでのみ計算可能な項目である。軸力については, 共振点付近の最大値において数値計算は水槽試験結果を良く捉えているが, その前後の波周期では数値計算が大きめとなっている。流体力の与え方に検討の余地がある可能性がある。曲げモーメントについては, 2.0s 未満では水槽試験と数値計算で概ね良い一致を示している。

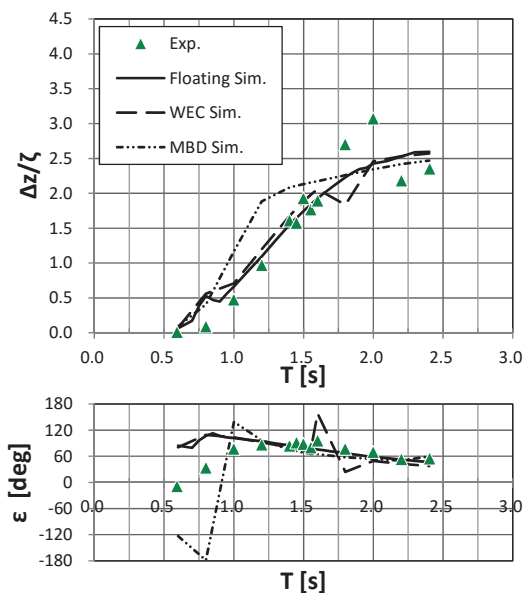


図 3.25 発電制御状態
フロート相対運動 RAO(上), 位相(下)

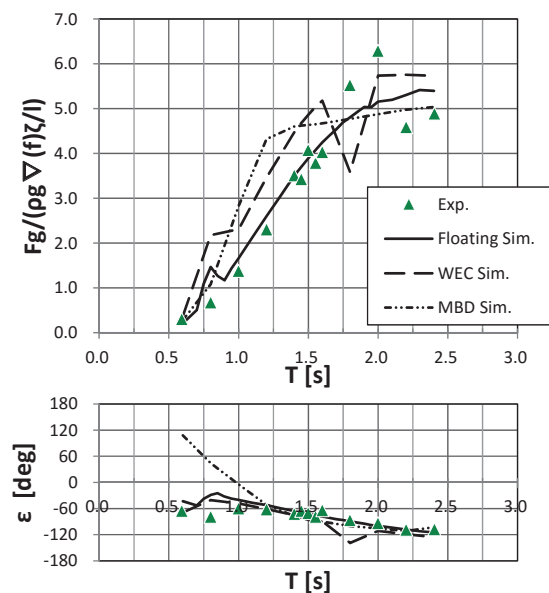


図 3.26 発電制御状態
制御力 RAO(上), 位相(下)

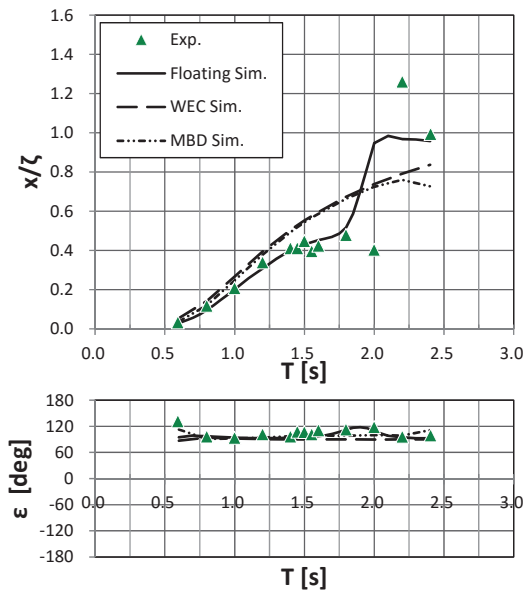


図 3.27 発電制御状態
サージ RAO(上), 位相(下)

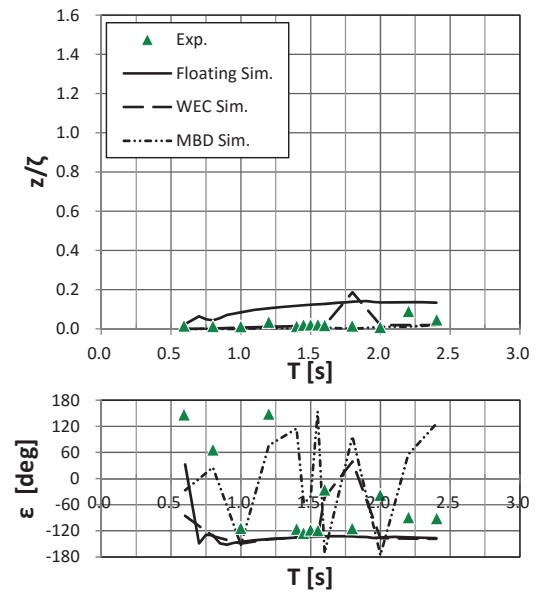


図 3.28 発電制御状態
ヒープ RAO(上), 位相(下)

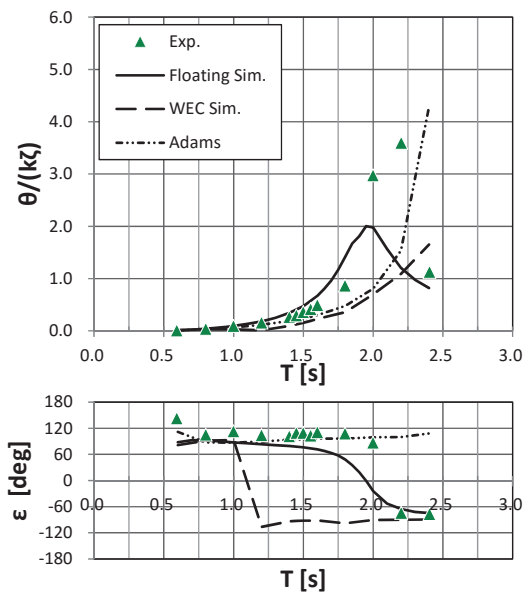


図 3.29 発電制御状態
ピッチ RAO(上), 位相(下)

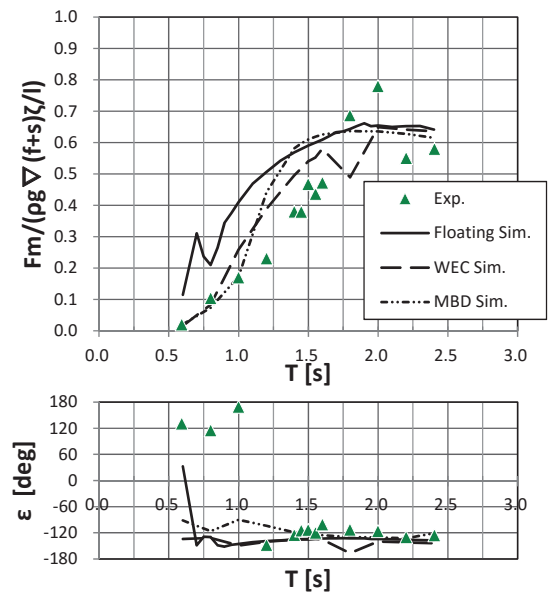


図 3.30 発電制御状態
張力 RAO(上), 位相(下)

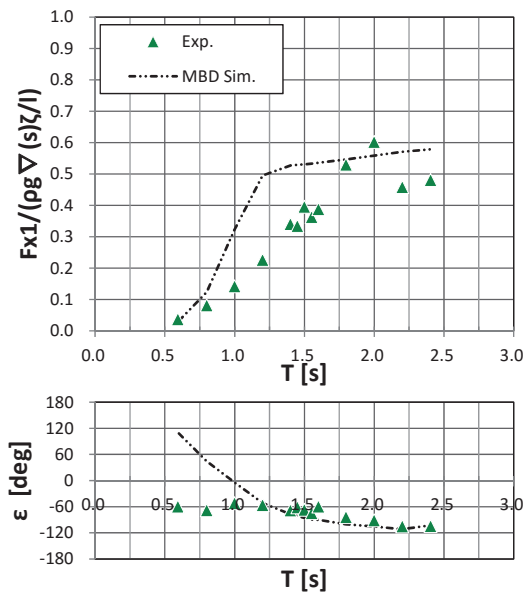


図 3.31 発電制御状態

スパー部軸力 RA0(上), 位相(下)

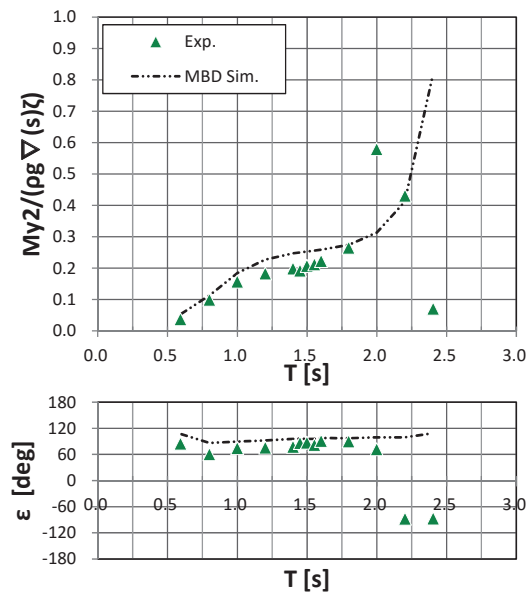


図 3.32 発電制御状態

スパー部 y 軸回りの曲モーメント RA0(上), 位相(下)

3.4 並進動揺型まとめ

並進動揺型モデルでは、スパーのピッチとサージの連成運動や、スパーのピッチから相対運動への連成効果が大きいことが留意点の1つであることが示された。また、各荷重は、関係する運動の影響を強く受けていることが示された。施設の荷重は発電制御を行っているときに大きくなることが示された。

水槽試験と数値計算の結果が2.0s以下で良い一致をしている。数値計算の節では、水槽試験結果の一致の観点から論じていたが、数値計算の荷重の結果が水槽試験の結果に比べて、一致しているか過大評価していることから、数値計算においても十分安全性評価を行うことが可能である。

4. 屈曲動揺型

4.1 屈曲動揺型波力発電装置の概要

本章では、屈曲動揺型波力発電施設を取り上げる。本研究で対象にした屈曲動揺型波力発電装置とは、複数の細長浮体を直列にヒンジで結合し、各浮体間の相対角運動から波エネルギーを取り出す形式で、英国で実証事業が実施された形式である¹²⁾。

4.2 屈曲動揺型の水槽試験

4.2.1 模型概要および試験条件

模型概要を図4.1に、荷重の座標系を図4.2に、係留配置を図4.3に、要目を表4.1に、計測項目および使用定数を表4.2に示す。

前章と同様に発電機構は、復元力機構と減衰力機構の力学的素子として模擬できるとした。また、故障等の異常状態としてヒンジ部の回転運動が、自由、完全固着、バネによる半固着状態を想定した。接合部を切り離れた単体浮体および2~3浮体接合状態での違いを確認した。

模型は、浮体間をユニバーサルジョイントでつなぎ、ジョイントでは平行方向の力3分力とねじり方向のモーメントが伝わるようにした。ジョイント部にバネやダンパーを取り付けられるようにした。

ダンパーの強さは、水面に浮いている状態の2浮体接合体が接合部で前後対称にピッチが自由動揺する際の臨界粘性減衰(Nc)とやや弱い粘性減衰として $0.3Nc$ の2種とした。バネは接合部が半固着状態となり曲げ方向に復元力をもつ場合を模擬するもので、バネ定数 $29.0Nm/rad$ の棒状ねじりバネを接合部に取り付けた。バネ定数は、ヒンジ角の固有周期が造波可能最小周期である $0.6s$ になるように設定した。

接合部は、ピッチ、ヨー方向に回転自由なジンバル構造で、ピッチ方向とヨー方向にバネおよびダンパーを着脱可能で、固定板を取り付けることにより完全固着(自由度無し)の試験もできるようにした。模型には、底部にロール減揺のためのフィンを図4.4のように付けた。試験状況を図4.5に示す。

運動は光学式計測装置を用いて、荷重は模型内部に設置したロードセルを用いて、係留張力は張力計を用いて計測した。

水槽試験の波条件を表4.3、表4.4に示す。試験では波浪中特性のみを調査することにした。すなわち、風、潮流の条件は与えていない。

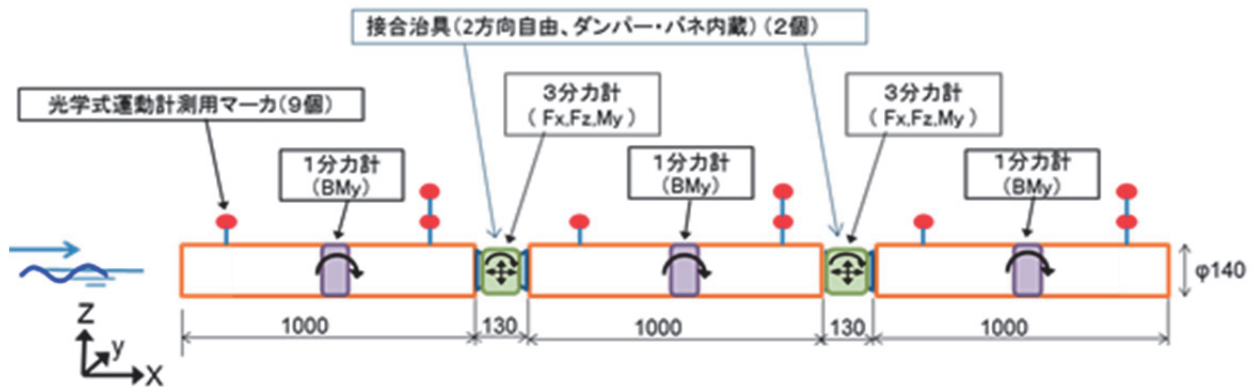


図4.1 模型概要図

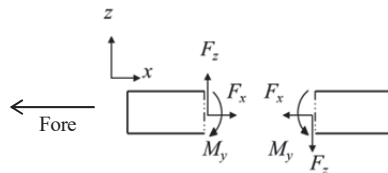


図4.2 荷重の座標系

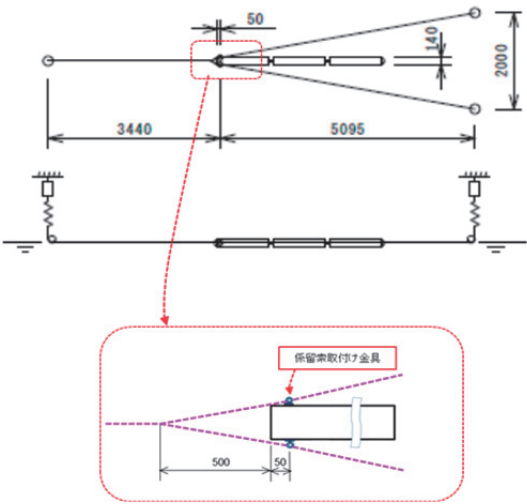


図 4.3 係留配置

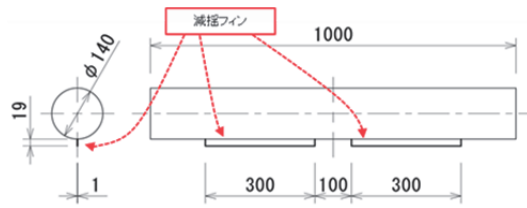


図 4.4 減揺フィンの形状

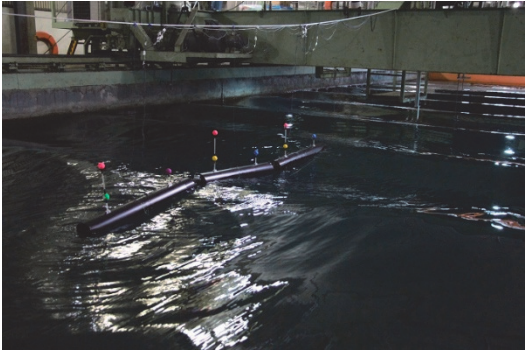


図 4.5 試験状況

表 4.1 模型要目

項目	単位	模型	想定実機
縮尺	—	1/40	1.0
浮体長(単体)	m	1.000	40.0
接合部間隔	m	0.130	5.2
全長(3 体)	m	3.260	130.4
浮体直径	m	0.140	5.6
喫水	m	0.070	2.8
排水質量(3 体)	kg	23.091	1,514,750
排水質量(1 体)	kg	7.697	504,917
重心高さ: KG	m	0.060	2.40
横メタセンタ高さ: GM	m	0.010	0.40
慣動半径: k_{yy} (単体)	m	0.388	15.52
ヒンジ部・減衰(臨界) N_c	Nms/rad	11.7~12.6	—
同 $0.3N_c$	Nms/rad	3.4~3.3	—
ヒンジ部・バネ定数	Nm/rad	29.0	—

表 4.2 計測項目および使用定数

項目	記号	単位	無次元表記例
入射波の振幅	ζ	m	—
運動 i (サージ)※1	X_i	m	X_i/ζ
運動 i (ヒーブ)※1	Z_i	m	Z_i/ζ
運動 i (ピッチ) ※1	θ_i	deg	$\theta_i/k\zeta$
ヒンジ角 j (ピッチ)※2	θ_{hj}	deg	$\theta_{hj}/k\zeta$
接合部 j 荷重(F_x)※2	F_{xj}	N	$F_{xj}/(\zeta\rho g \nabla/L)$
接合部 j 荷重(F_z)※2	F_{zj}	N	$F_{zj}/(\zeta\rho g \nabla/L)$
接合部 j 荷重(M_y)※2	M_{yj}	N	$M_{yj}/(\zeta\rho g \nabla)$
浮体中央断面 i 荷重(M_y) ※1	BMy_i	Nm	$BMy_i/(\zeta\rho g \nabla)$
係留張力(前)	T_f	N	$T_f/(\zeta\rho g \nabla/L)$
係留張力(右後)	T_{ar}	N	$T_{ar}/(\zeta\rho g \nabla/L)$
係留張力(左後)	T_{al}	N	$T_{al}/(\zeta\rho g \nabla/L)$

(使用定数)

波数(定義)	k	rad/m	$2\pi/\lambda, \omega^2/g = k \tanh(kh)$
水深	h	m	4.5
真水密度	ρ	kg/m ³	1000
重力加速度	g	m/s ²	9.80665
排水容積(単体)	∇	m ³	0.007697
代表長さ(単体浮体長)	L	m	1.0

※1: i は各浮体の番号で前浮体 1, 中浮体 2, 後浮体 3 である。※2: j は接合部の番号で前-中浮体間 1, 中-後浮体間 2 である。

表 4.3 規則波の条件

18 ケース			波周期 [s]										
	実機		3.79	4.43	5.06	6.32	7.59	8.85	10.1	11.4	12.6	13.9	15.2
	模型		0.60	0.70	0.80	1.00	1.20	1.40	1.60	1.80	2.00	2.20	2.40
波高 [m]	実機	1.20	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
	模型	0.03											
	実機	4.00	-	-	○	○	○	-	○	-	-	-	
	模型	0.10											
	実機	8.0	-	-	-	-	-	-	○	-	-	-	
	模型	0.20											
	実機	10.0	-	-	-	-	-	-	-	-	○	-	-
	模型	0.25											

表 4.4 不規則波の条件

(JONSWAP スペクトル (形状パラメーター $\gamma=3.3$, $\sigma_a=0.07$, $\sigma_b=0.09$))

実機(目標値)		模型(目標値)		模型(実測値)	
有義波高[m]	有義波周期[s]	有義波高[m]	有義波周期[s]	有義波高[m]	有義波周期[s]
10.00	12.0	0.250	1.90	0.248	1.86

4.2.2 水槽試験結果

4.2.2.1 規則波中試験結果

3 浮体の接合部状態を 5 種類 (自由, 弱いダンパー $0.3N_c$, 強いダンパー N_c , バネ, 固定)に変化させた結果を図 4.6～図 4.9 に示す. 運動を図 4.6 に, ヒンジ角度を図 4.7, 曲げモーメントを図 4.8 に, 荷重を図 4.9 に示す.

浮体数を 3 種類(1 体, 2 体, 3 体)に変化させた結果を図 4.10～図 4.13 に示す.

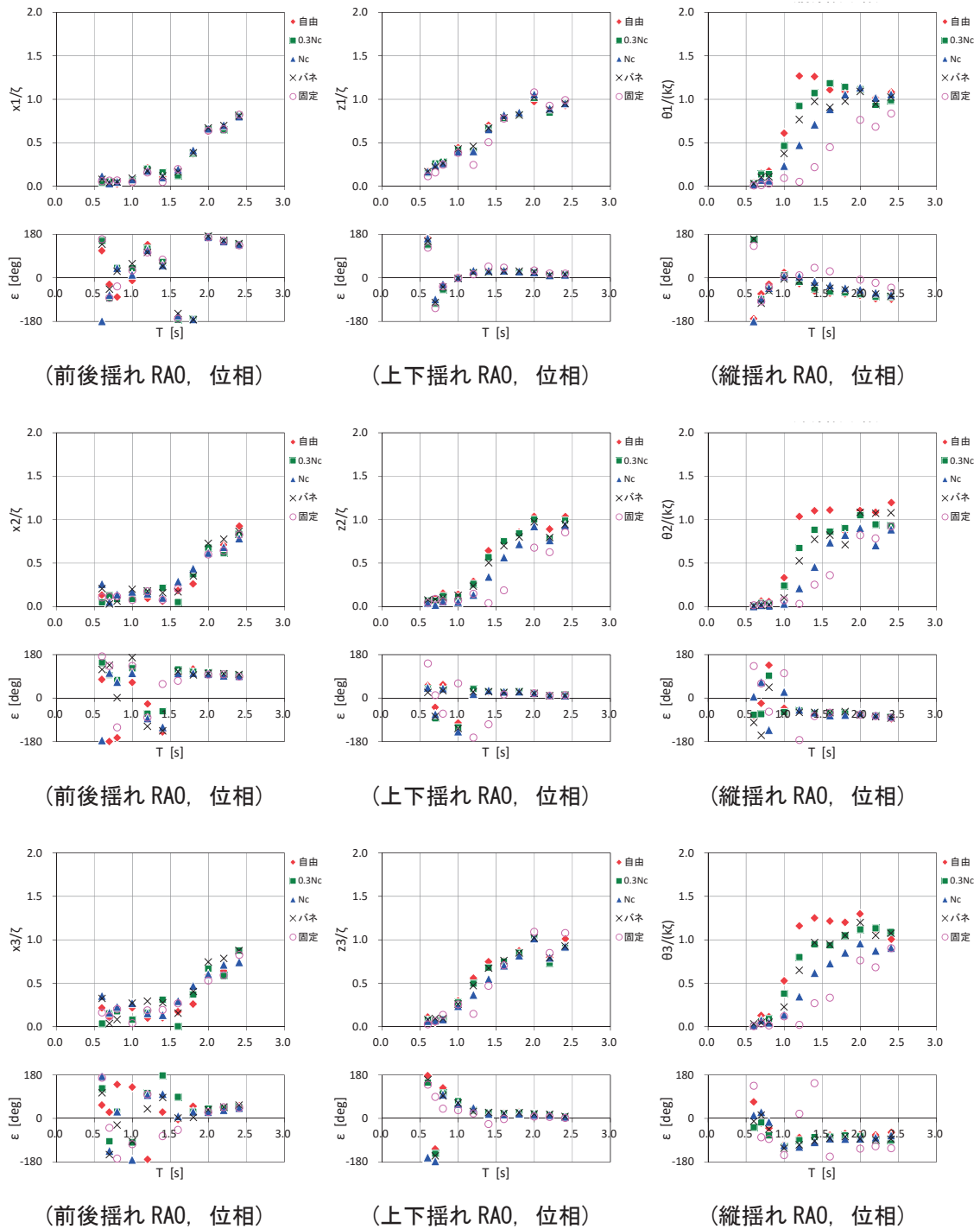
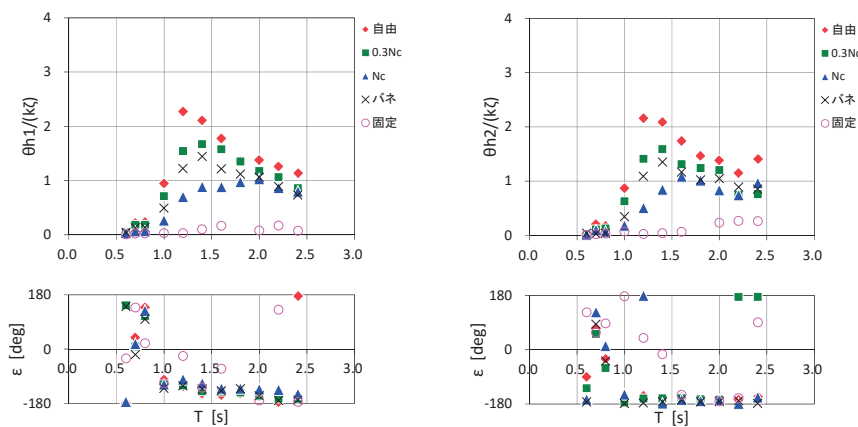


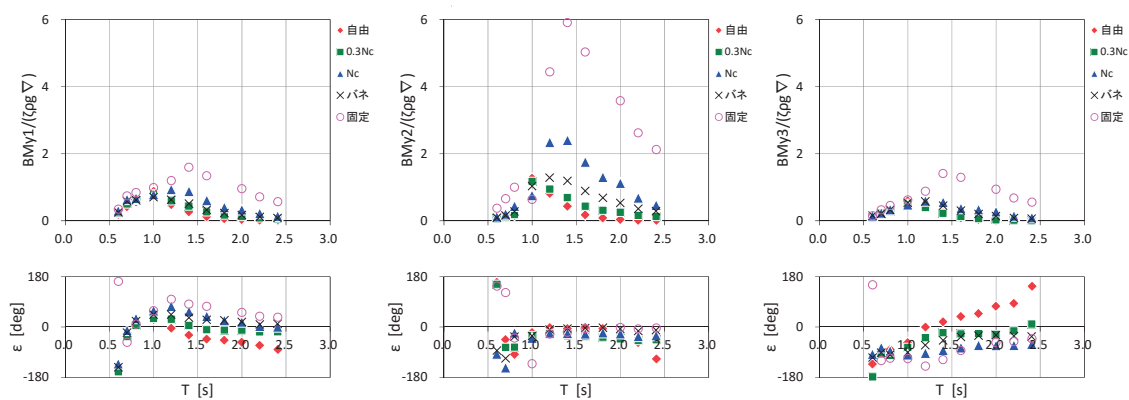
図 4.6 運動に関する試験結果と計算結果比較



(ヒンジピッチ角 RAO, 位相)

(ヒンジピッチ角 RAO, 位相)

図 4.7 ヒンジピッチ角に関する試験結果と計算結果比較



(モーメント前浮体 RAO, 位相)

(モーメント中浮体 RAO, 位相)

(モーメント後浮体 RAO, 位相)

図 4.8 モーメントに関する試験結果と計算結果比較

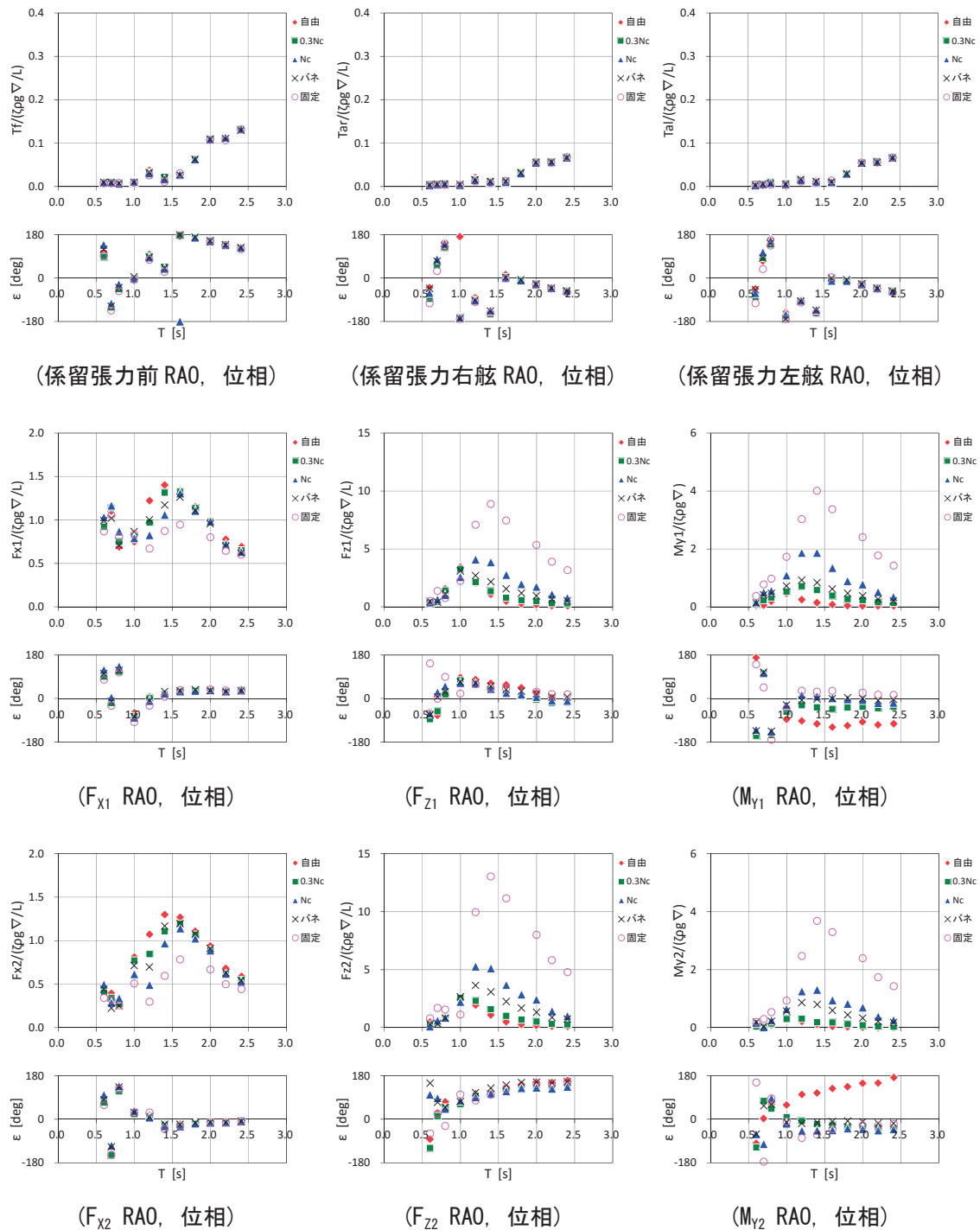


図 4.9 係留張力・接合部荷重に関する試験結果と計算結果比較

接合部状態の違いによる運動応答の違いはピッチの振幅に認められ、「自由>弱いダンパー(0.3Nc)>バネ>強いダンパー(Nc)>固定」の順に大きくなっている。サージ、ヒーブには有意な違いは見られなかった。

接合部状態の違いによる荷重の違いをみると、前接合部の前後荷重はピッチと同様の傾向になる。前接合部の上下方向荷重と曲げモーメントおよび浮体中央曲げモーメントの振幅はピッチとは逆に、「固定>強いダンパー>バネ>弱いダンパー>自由」の順に大きくなる。計測位置では中浮体中央縦曲げモーメントが最大になっている。

以上から、前後方向の接合部荷重は接合部状態が自由で最大値をとり、上下方向の接合部荷重、接合部曲げモーメントおよび浮体中央曲げモーメントは接合部状態が固定で最大値をとることがわかる。従って、荷重の評価には接合部が自由の場合と固定の場合を考慮する必要がある。

何れの条件も、故障等の異常状態であり、設計においては、これを適切に配慮に入れる必要があることを示している。

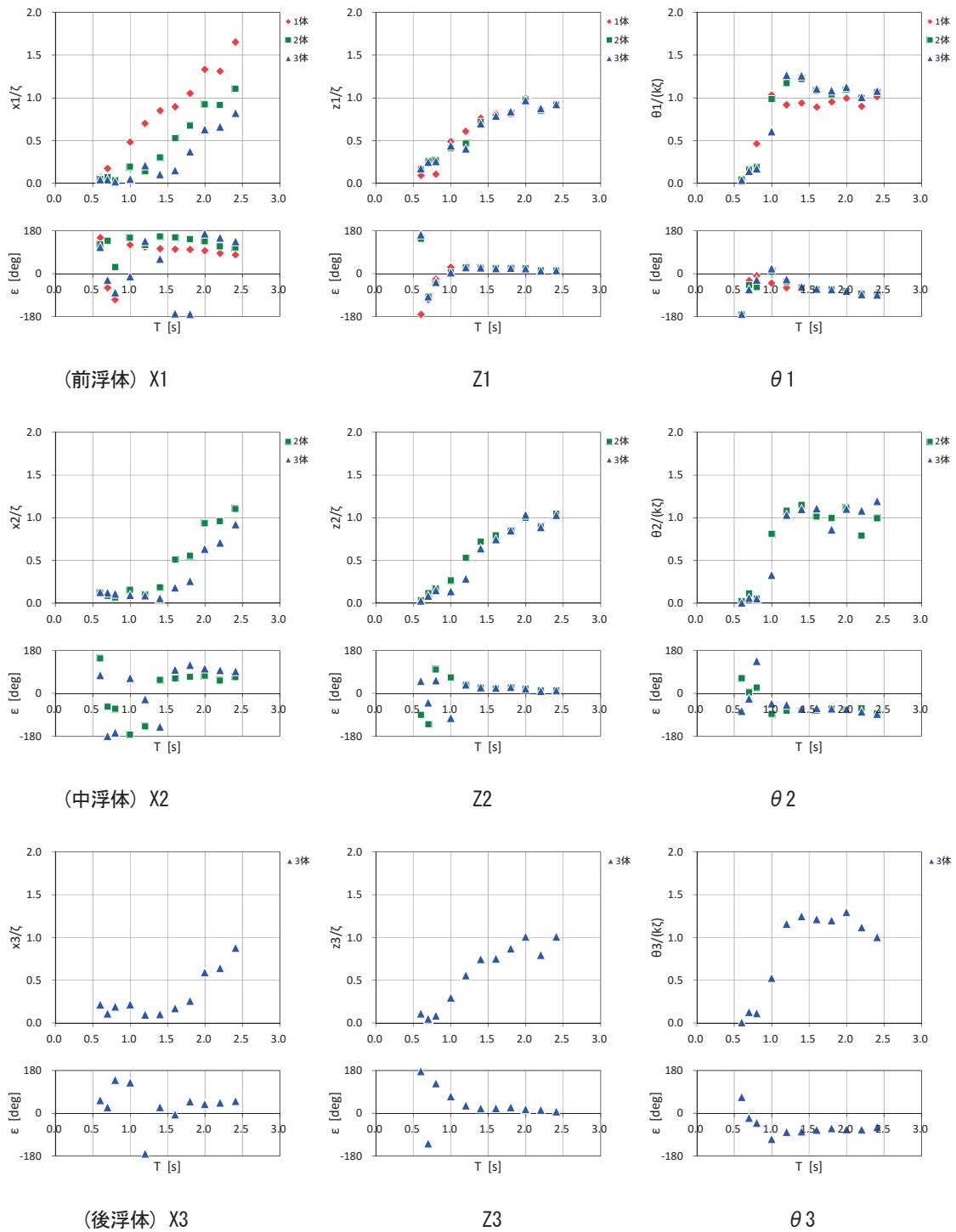


図 4.10 浮体数比較(運動) [接合部：自由]

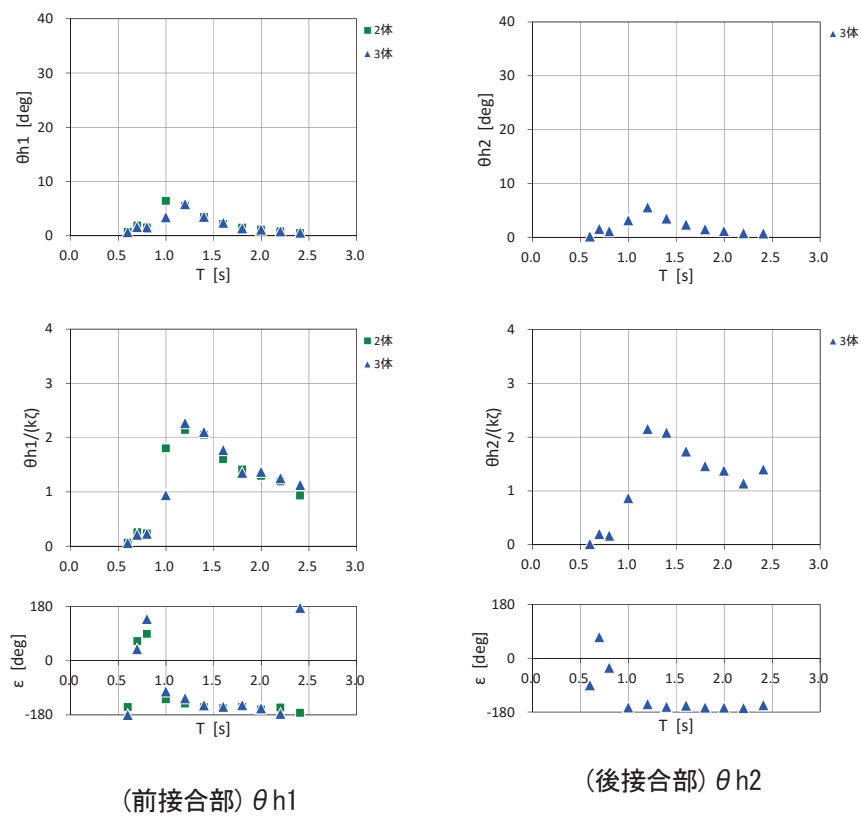


図 4.11 浮体数比較(ヒンジ角) [接合部：自由]

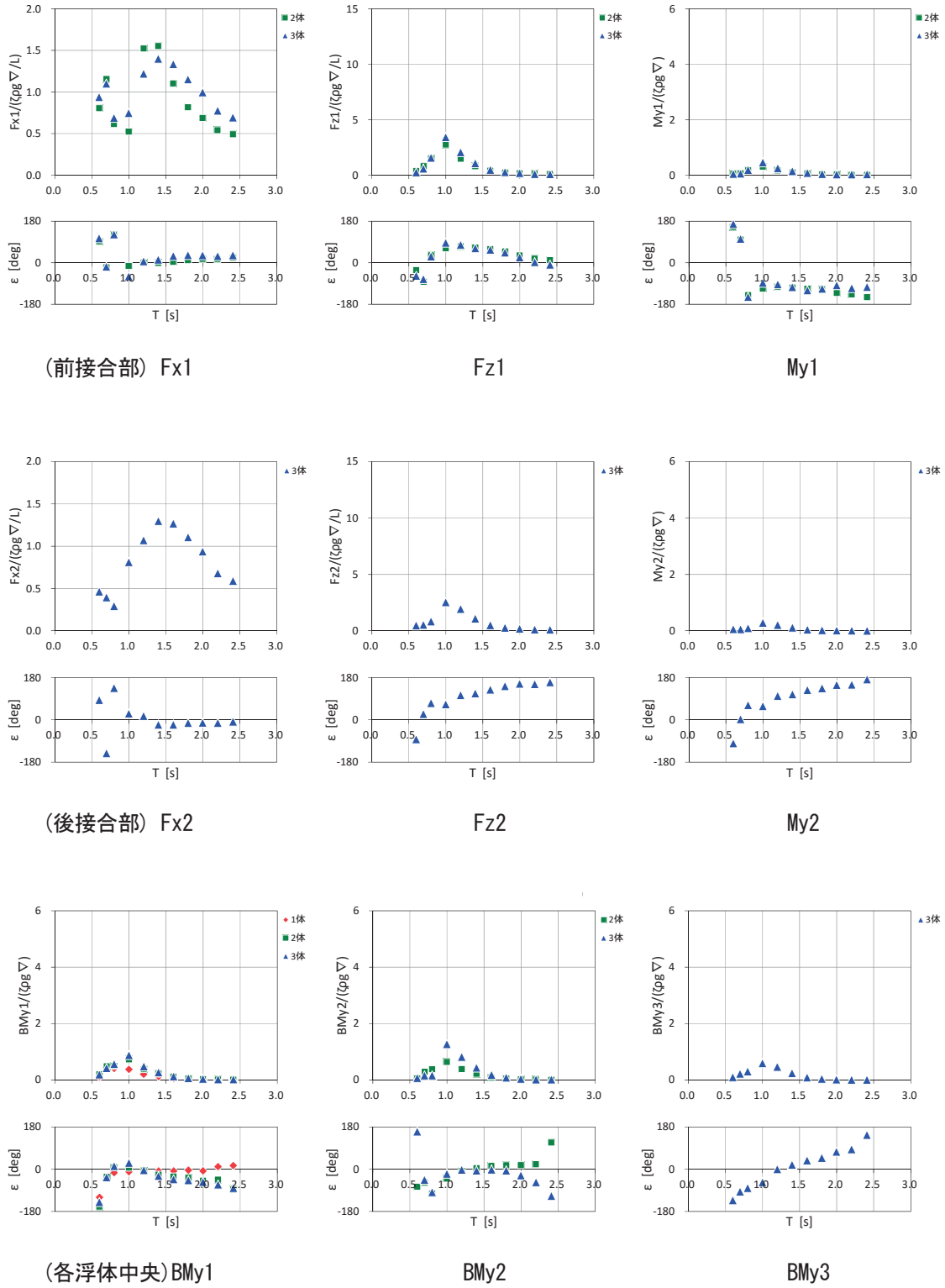


図 4.12 浮体数比較 (荷重) [接合部：自由]

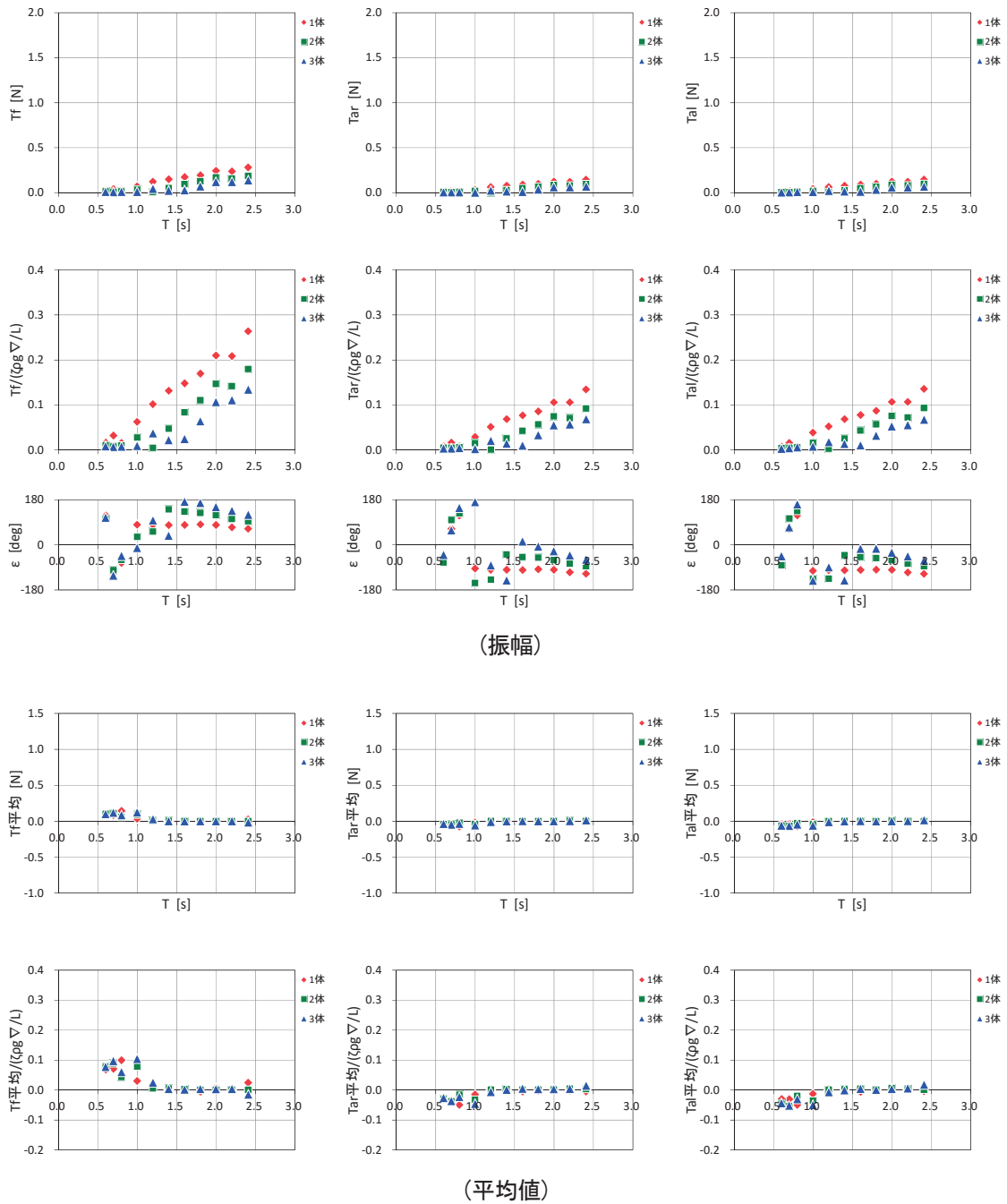


図 4.13 浮体数比較(係留張力)[接合部：自由]

浮体数の影響は、運動のサージとピッチおよび接合部前後力 F_x に認められる。屈曲動揺型の特徴として、浮体部分長(2浮体接合体の1体、3浮体接合体の2体)が半波長と一致した場合、浮体が波面に乗る現象が見られ、ここでは2浮体接合体では波周期1.2s(波長2.3m)、3浮体接合体では1.6s(波長4.0m)付近で発生している。それぞれの波周期でピッチ運動と接合部前後力がピークを持ち、サージ運動は小さくなっている。これは接合部で前後対称のピッチ運動をするためと考えられる。

4.2.2.2 不規則波中試験結果

不規則波中試験より得られた有義値を表 4.5 に、パワースペクトルを図 4.14~図 4.18 に示す。

サージ運動と係留力のスペクトル形状に係留によるサージ固有周期成分が見られる。また、ピッチ運動、接合部ヒンジピッチ角および接合部縦曲げモーメントのスペクトルは、波周期 1.2s (0.83Hz) と 1.6s (0.63Hz) の 2 点でピークを持っている。これは、1 浮体または 2 浮体長が半波長と一致して、浮体が波面に乗る現象が発生する波周期に相当している。

表 4.5 不規則波試験結果(有義波周期 1.50s, 有義波高 0.100m) [3 体, ダンパー0.3Nc]

		統計解析 (時系列解析)						スペクトル解析
		平均値	最大値	最小値	標準偏差	有義振幅	有義周期	有義振幅
入射波	m	0.0003	0.1099	-0.0919	0.0253	0.0497	1.50	0.0506
サージ1 (前浮体)	m	0.0116	0.0866	-0.0511	0.0159	0.0249	5.44	0.0317
ヒープ1 (前浮体)	m	0.0000	0.0740	-0.0642	0.0184	0.0362	1.59	0.0369
ピッチ1 (前浮体)	deg	0.07	10.80	-10.66	2.72	5.22	1.42	5.43
サージ2 (中浮体)	m	0.0110	0.0846	-0.0516	0.0156	0.0245	5.33	0.0312
ヒープ2 (中浮体)	m	-0.0005	0.0593	-0.0607	0.0165	0.0325	1.63	0.0329
ピッチ2 (中浮体)	deg	-0.06	8.30	-8.82	2.14	4.25	1.47	4.27
サージ3 (後浮体)	m	0.0094	0.0788	-0.0517	0.0151	0.0236	5.12	0.0302
ヒープ3 (後浮体)	m	-0.0002	0.0657	-0.0730	0.0179	0.0352	1.60	0.0358
ピッチ3 (後浮体)	deg	0.20	8.27	-8.94	2.29	4.48	1.46	4.58
ヒンジピッチ角 (前)	deg	0.12	13.78	-16.51	4.01	7.64	1.37	8.01
ヒンジピッチ角 (後)	deg	-0.26	12.49	-12.82	3.49	6.77	1.39	6.99
接合部荷重Fx1 (前)	N	0.28	9.58	-10.60	2.32	4.56	1.50	4.63
接合部荷重Fz1 (前)	N	0.01	10.49	-10.13	2.60	4.99	1.23	5.21
接合部荷重My1 (前)	N m	0.03	5.27	-5.27	0.85	1.90	1.32	1.69
接合部荷重Fx2 (後)	N	0.29	7.43	-7.38	1.97	3.92	1.54	3.94
接合部荷重Fz2 (後)	N	-0.09	13.86	-15.22	2.94	6.07	1.30	5.89
接合部荷重My2 (後)	N m	0.02	3.82	-3.34	0.53	1.17	1.34	1.06
浮体曲げモーメント (前浮体)	N m	0.01	3.29	-3.42	0.76	1.44	1.23	1.51
浮体曲げモーメント (中浮体)	N m	0.06	4.92	-4.78	1.16	2.20	1.29	2.33
浮体曲げモーメント (後浮体)	N m	0.02	2.31	-1.91	0.45	0.88	1.17	0.90
係留張力 (前)	N	0.15	1.09	-0.63	0.19	0.27	4.64	0.39
係留張力 (右後)	N	-0.07	0.33	-0.54	0.10	0.15	5.11	0.20
係留張力 (左後)	N	-0.07	0.31	-0.53	0.10	0.15	5.47	0.20

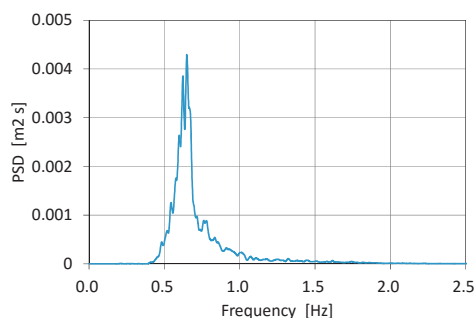


図 4.14 入射波パワースペクトル(有義波周期 1.50s, 有義波高 0.100m)

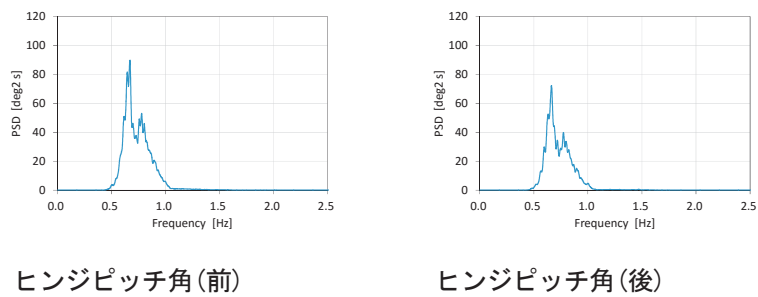
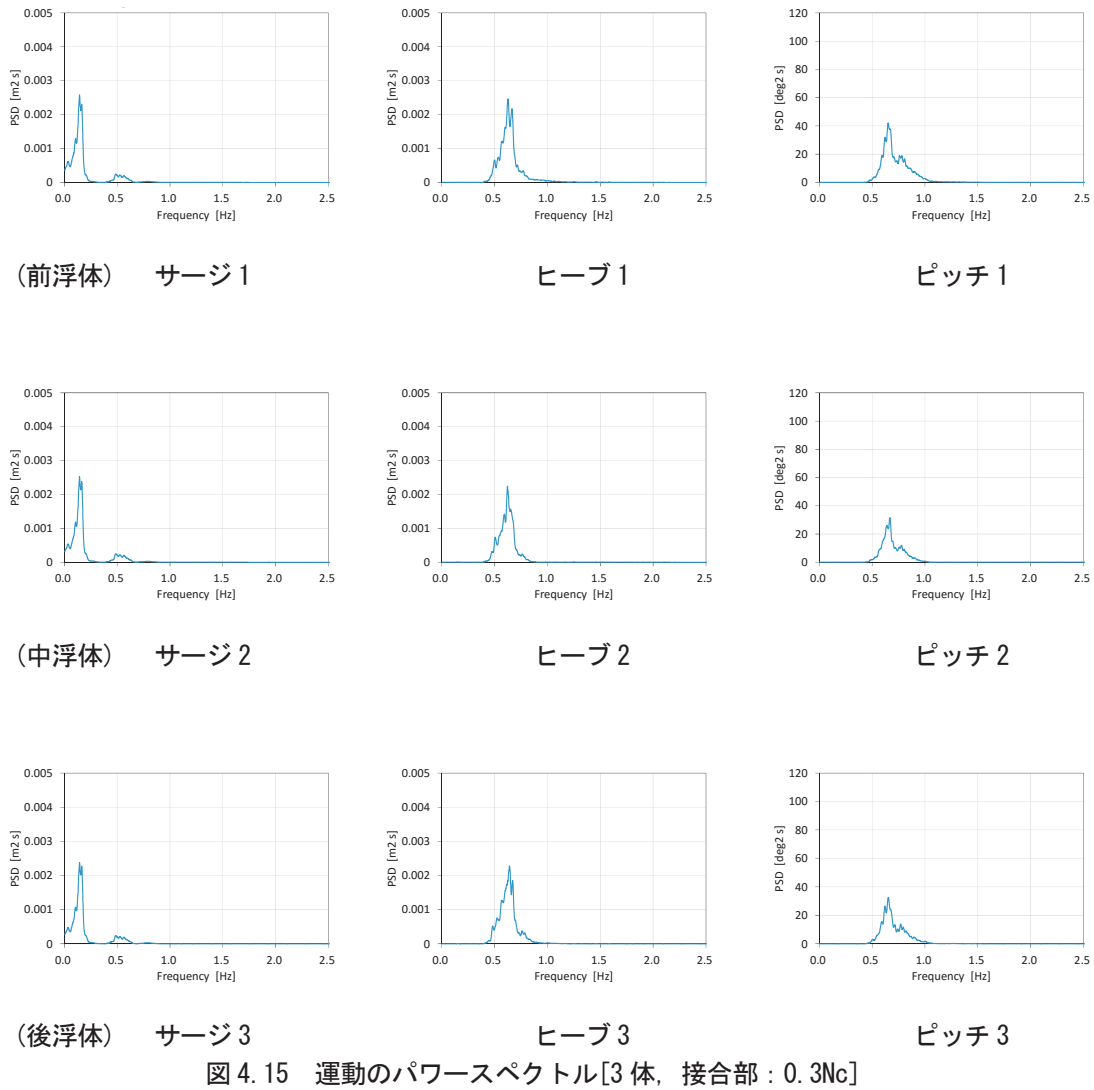


図 4.16 ヒンジ角のパワースペクトル(有義波周期 1.50s, 有義波高 0.100m) [3 体, 接合部 : 0.3Nc]

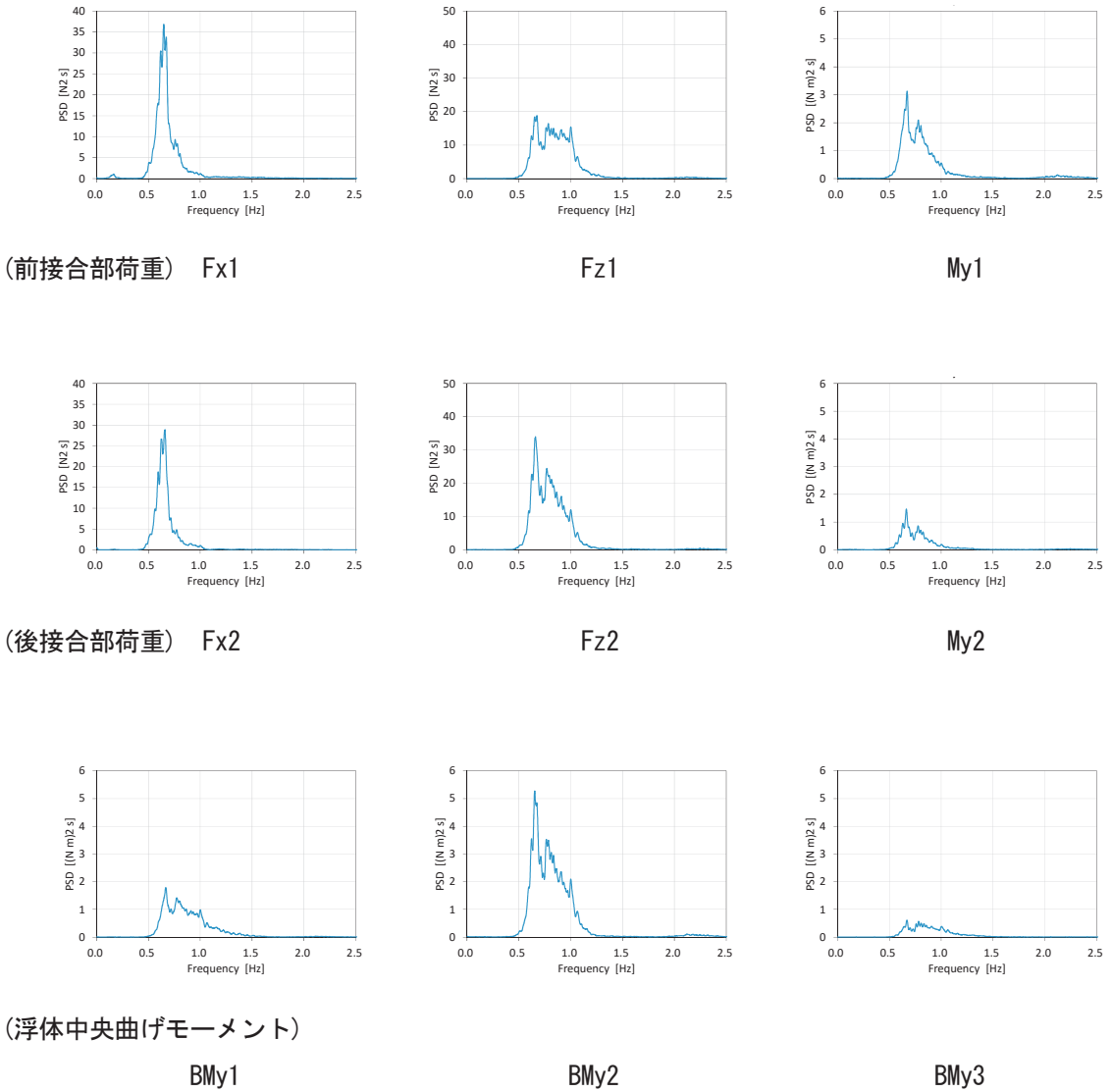


図 4.17 荷重のパワースペクトル(有義波周期 1.50s, 有義波高 0.100m) [3 体, 接合部 : 0.3Nc]

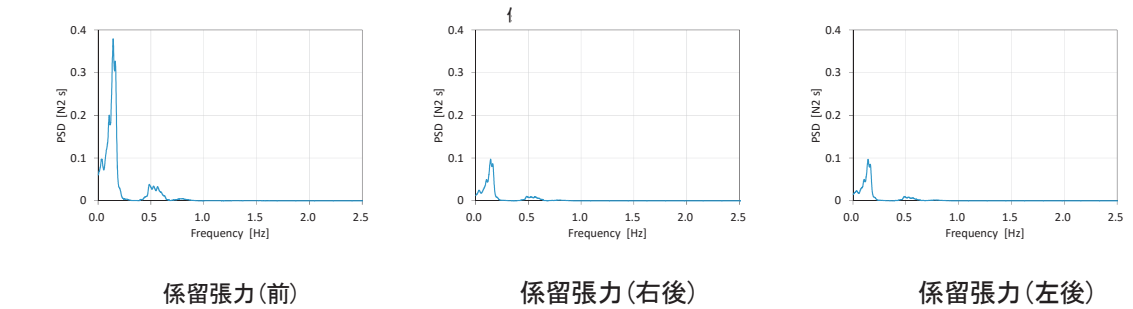


図 4.18 係留張力のパワースペクトル(有義波周期 1.50s, 有義波高 0.100m) [3 体, 接合部 : 0.3Nc]

4.3 屈曲動揺型波力発電装置の数値計算

4.2節の水槽試験模型を対象に、並進動揺型波力発電装置と同様に、3.3.1節に示した代表的な機構解析ソフトウェアによる試計算を行う。水槽試験結果と比較することで、屈曲動揺型波力発電装置に対する機構解析ソフトウェアの有用性を確認する。

4.3.1 計算モデルおよび計算条件

水槽試験スケールの数値計算を行うので、計算モデルの主要目は表4.1と同じである。計算モデルの1浮体分のパネル分割図を図4.19に示す。ラディエーション流体力(付加質量係数, 造波減衰力係数), 静水圧, 波浪強制力をWAMIT ver.7を用いて算出した。なお, 本モデルでは, 細長の浮体同士が長さ方向に繋がれているので, 相互干渉影響が微小であるとして, 浮体間のラディエーション流体力の干渉影響および波浪強制力の干渉影響は考慮していない。マルチボディダイナミクスソフトウェアは, 波力発電装置を構成する各要素に流体力を与える必要がある。マルチボディダイナミクスソフトウェアでは2分割して, それぞれのブロックの流体力を計算した。

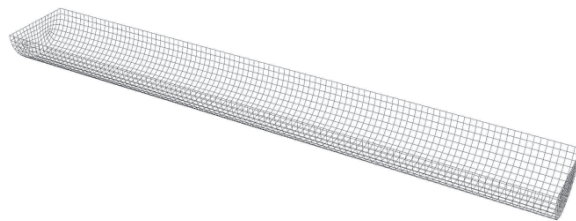


図 4.19 屈曲動揺型波力発電装置のメッシュモデル
(総パネル数：2220, 水線部パネル数：232)

発電機構は, 図4.20に示すように円筒型浮体の接合部に配置される。マルチボディダイナミクスソフトウェアおよび波力発電専用解析ソフトウェアでは, 回転バネ・ダンパーを付加するフックジョイントでモデル化した。汎用浮体解析ソフトウェアは, 回転リンク機構をモデル化し, 回転バネ・ダンパーを付加出来ない。そこで, セグメント数が1つの係留索をヒンジの位置に配置した微小なブイ要素(3D bouy)に結合し, 係留索の微小ブイ側の接点に回転方向の復元力係数および減衰力係数を設定した。なお, 係留索の浮体部側の接点は, 剛結合としている。

マルチボディダイナミクスソフトウェアおよび波力発電専用解析ソフトウェアでは, 発電機構の復元力係数, 減衰力係数はピッチ方向とヨー方向とも水槽試験と一致させた。一方, 汎用浮体解析ソフトウェアでは, ピッチ方向とヨー方向に異なった復元力係数, 減衰力係数を設定することは出来ないので, ピッチ方向の係数を水槽試験と一致させている。汎用浮体解析ソフトウェアの場合の復元力係数, 減衰力係数の設定値を表4.6に示す。

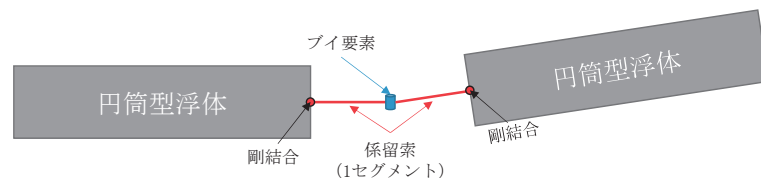


図 4.20 円筒型浮体接合部モデル

表 4.6 汎用浮体解析ソフトウェアの場合の発電機構の回転方向の復元力係数，減衰力係数

浮体数	復元力係数				減衰力係数			
	前浮体-中浮体間		中浮体-後浮体間		前浮体-中浮体間		中浮体-後浮体間	
	Nm/rad		Nm/rad		Nm/(rad/s)		Nm/(rad/s)	
	ピッチ	ヨー	ピッチ	ヨー	ピッチ	ヨー	ピッチ	ヨー
3	29.0				3.4			

係留系は，水槽試験で使用した水平バネ係留をバネ要素でモデル化した．バネ定数の設定値および初期張力を表 4.7 に示し，係留系の配置図を図 4.21 に示す．3 本の係留索は前浮体に取り付けられている．なお，係留索の初期張力についても水槽試験と一致させている．

表 4.7 係留索のバネ定数設定値および初期張力

係留索要素	バネ定数	長さ	初期張力	係留点座標 (前浮体物体固定座標系)			アンカー点座標 (空間固定座標系)		
	[N/m]	[m]	[N]	x [m]	y [m]	z [m]	x [m]	y [m]	z [m]
係留索(前)	12.01	3.19	4.80	-0.70	0.00	0.0103	-3.89	0.00	0.0103
係留索(右舷)	6.26	5.18	2.50	-0.45	0.070	0.0103	4.645	1.00	0.0103
係留索(左舷)	6.25	5.18	2.50	-0.45	-0.070	0.0103	4.645	-1.00	0.0103

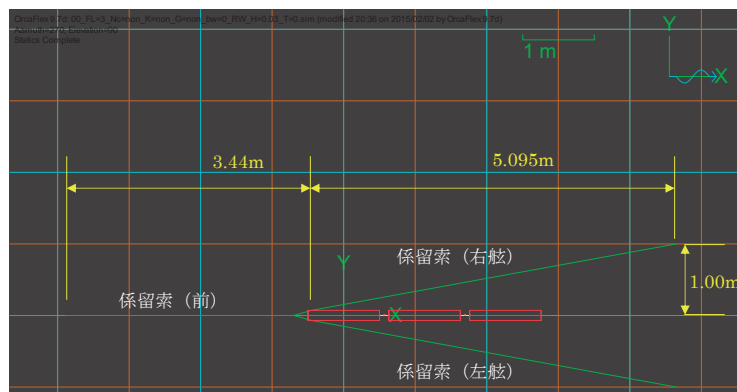


図 4.21 係留配置図

計算条件を表 4.8 に示す．屈曲動揺型波力発電装置は，浮体数を 3 体とした．円筒型浮体間の接合部の減衰力係数は水槽試験と同様に，2 浮体で前後対称に自由縦揺れする際の臨界減衰力係数(N_c)の 0.3 倍(以下， $0.3N_c$ と表記)と設定した．

表 4.8 計算条件(屈曲動揺型波力発電装置)

浮体数	波高	波周期	波向き	ダンパー
体	m	s	deg	Ns/m
3	0.03	0.5~2.4	0.0	$0.3N_c$

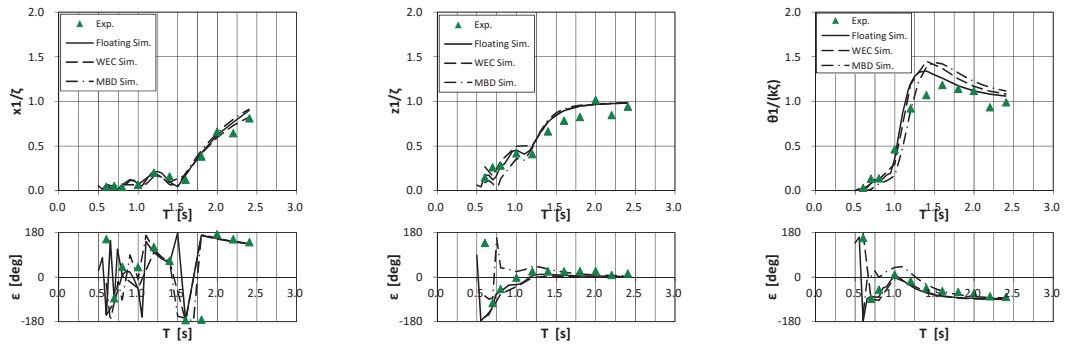
4.3.2 数値計算結果

水槽試験結果と数値計算結果の比較を図 4.22～図 4.24 に示す．グラフ中の Exp.は試験結果を，Floating Sim.は汎用浮体解析ソフトウェアを，WEC Sim.は波力発電専用解析ソフトウェアを，MBD Sim.はマルチボディダイナミクスソフトウェアを表す．運動の比較を行った図 4.22，図 4.23 では，汎用浮体解析ソフトウェアおよび波力発電専用解析ソフトウェアの結果に関して，前浮体および中浮体の縦揺れ角の RAO を周期 1~2 s の範囲で少し大

きめの評価になっている。図 4.22，図 4.23 に示した他の運動モードは，RAO および位相が試験結果と良好な一致を示している。

係留張力，接合部の荷重およびモーメント(図 4.24)に関して，汎用浮体解析ソフトウェアおよび波力発電専用解析ソフトウェアの結果は，中浮体と後浮体の接合部荷重を除いて RAO および位相が試験結果と良く一致している。中浮体と後浮体の接合部荷重 F_{x2} の計算結果は，周期 1～1.75 s の範囲で水槽試験結果より少し大きめの評価になっている。接合部荷重 F_{x2} の位相は，試験結果と良好に一致する。

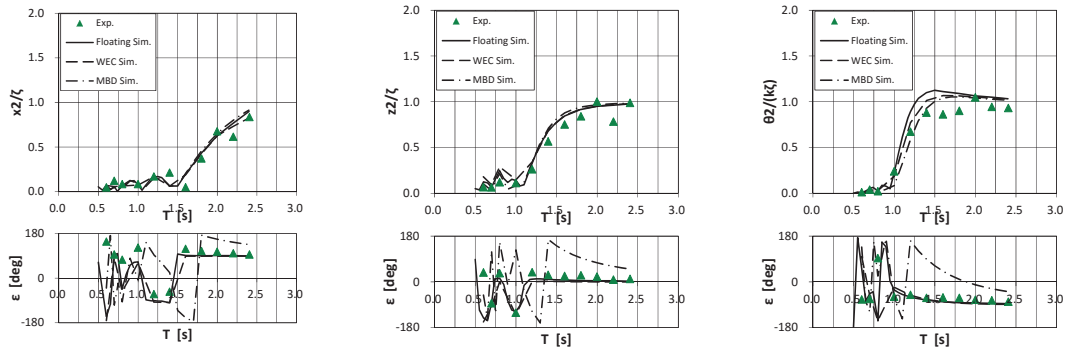
二点破線で示したマルチボディダイナミクスソフトウェアの結果では，前後揺れの RAO は試験結果と良好な一致を示す。また，上下揺れ，縦揺れおよびヒンジのピッチ角も試験結果と良好に一致する。係留張力，接合部の荷重およびモーメントについては，接合部荷重 F_z を除き，RAO は試験結果と良く一致した。接合部荷重 F_{z2} の計算結果は，波周期 1～2.4s の範囲で試験結果と良好に一致する。浮体曲げモーメント(図 4.25)の RAO は試験結果と良好に一致する。



(前浮体前後揺れ RAO, 位相)

(前浮体上下揺れ RAO, 位相)

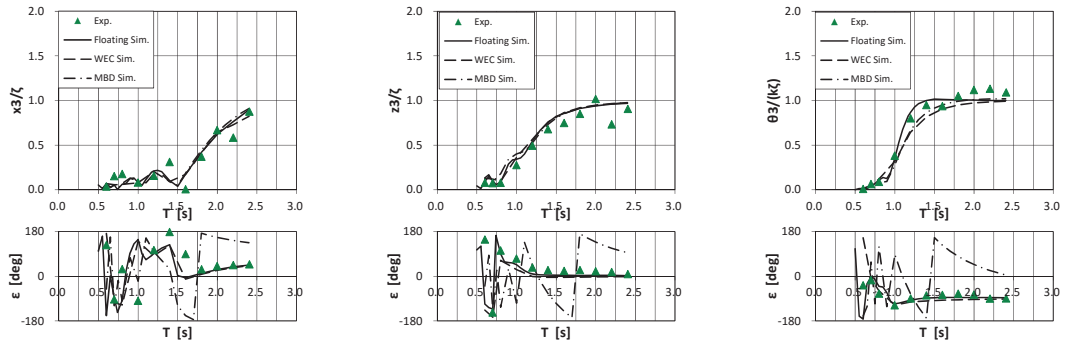
(前浮体縦揺れ RAO, 位相)



(中浮体前後揺れ RAO, 位相)

(中浮体上下揺れ RAO, 位相)

(中浮体縦揺れ RAO, 位相)

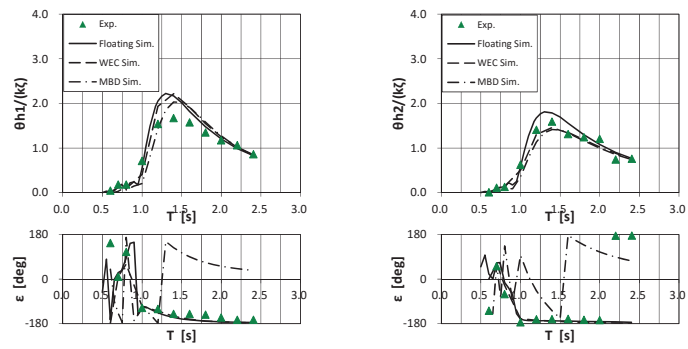


(後浮体前後揺れ RAO, 位相)

(後浮体上下揺れ RAO, 位相)

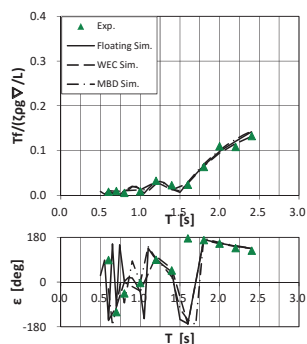
(後浮体縦揺れ RAO, 位相)

図 4.22 運動に関する試験結果と計算結果比較

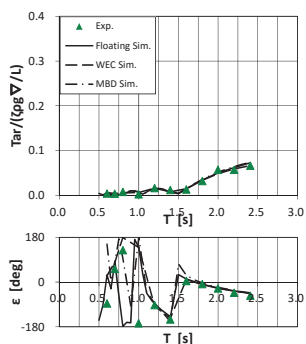


（前-中浮体間ヒンジピッチ角 RAO, 位相） （中-後浮体間ヒンジピッチ角 RAO, 位相）

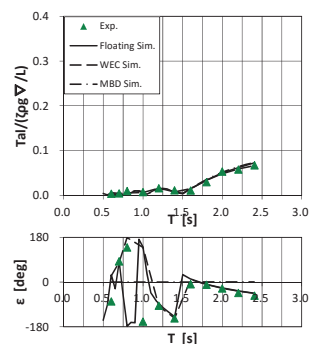
図 4.23 ヒンジピッチ角に関する試験結果と計算結果比較



(係留張力前 RAO, 位相)



(係留張力右舷 RAO, 位相)



(係留張力左舷 RAO, 位相)

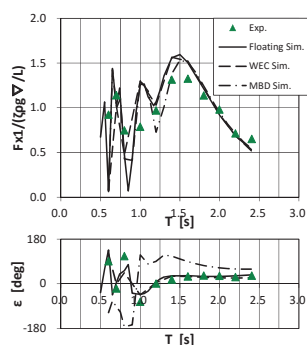
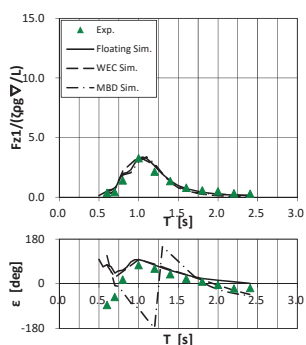
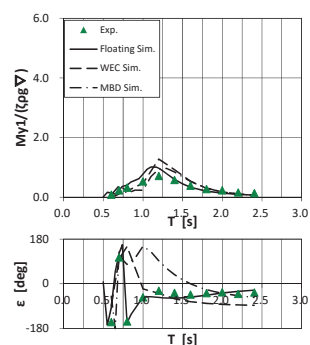
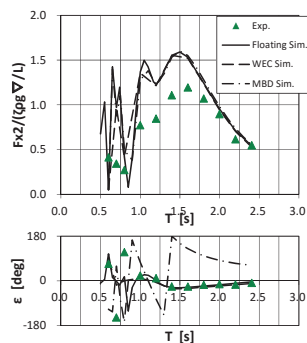
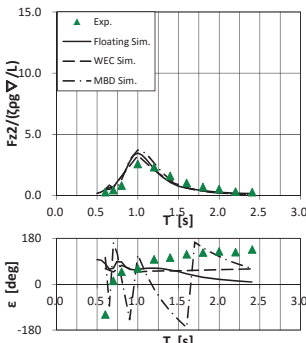
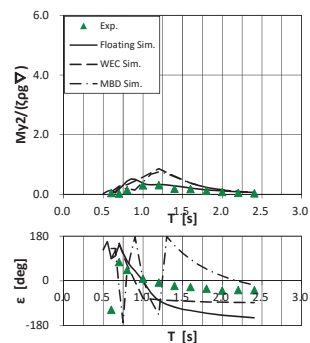
 $(F_{x1}$ RAO, 位相) $(F_{z1}$ RAO, 位相) $(M_{y1}$ RAO, 位相) $(F_{x2}$ RAO, 位相) $(F_{z2}$ RAO, 位相) $(M_{y2}$ RAO, 位相)

図 4.24 係留張力・接合部荷重に関する試験結果と計算結果比較

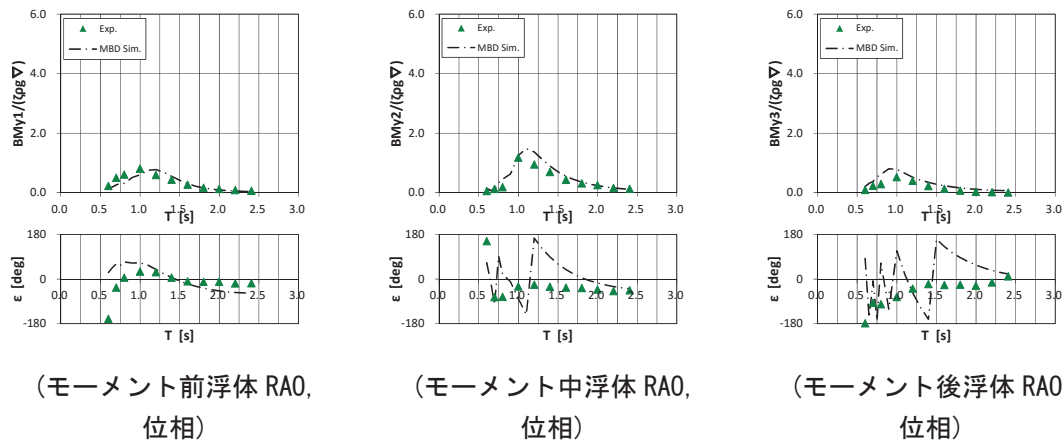


図 4.25 モーメントに関する試験結果と計算結果比較

4.4 屈曲動揺型まとめ

並進動揺型では、接合部状態の違いによる運動応答の違いはピッチの振幅に認められ、「自由>弱いダンパー>バネ>強いダンパー>固定」の順に大きくなっている。接合部状態の違いによる荷重の違いをみると、前接合部の前後荷重はピッチと同様の傾向になる。前接合部の上下方向荷重と曲げモーメントおよび浮体中央曲げモーメントの振幅はピッチとは逆に、「固定>強いダンパー>バネ>弱いダンパー>自由」の順に大きくなる。この結果から荷重の評価には接合部が自由の場合と固定の場合を考慮する必要がある。

水槽試験と数値計算の結果が良好な一致をしている。数値計算の節では、水槽試験結果の一致の観点から論じていたが、数値計算の荷重の結果が水槽試験の結果に比べて、一致しているか過大評価していることから、数値計算においても十分安全性評価を行うことが可能である。

5. まとめ

発電機構等の影響による複雑な力学挙動を考慮して荷重の推定を行った。施設に作用する荷重を可動部の連成効果を考慮した縮尺模型を用いた水槽試験や、機構解析を用いた数値シミュレーション等の計算にて、評価した。その結果から、安全照査のために水槽試験並びに数値シミュレーションが有用であることを示した。

並進動揺型では、次のような知見が得られた。

- ・発電機構をバネおよびダンパーで模擬し、負の復元力を再現することにより、同調制御を実施した。
- ・スパーの運動とフロートの運動の連成の影響が大きく、またスパーの運動の中でもサージとピッチの連成の影響も有る。これらの連成の影響を精度良く評価することが重要である。
- ・係留張力およびスパーに働く力(軸力および曲げモーメント)の RAO は、発電機停止状態に比べて発電時に大きく、発電時の中でも無負荷時に大きくなるので、対応する波高との関係にも依るが、設計時の留意点である。
- ・荒天時の故障状態のフロートが自由に動く故障状態のときに各荷重が大きくなる傾向を示した。フロート固定機構が故障した際の荷重も設計時の留意点になる。

屈曲動揺型では、次のような知見が得られた。

- ・前後方向の接合部荷重は接合部状態が自由で最大値をとり、上下方向の接合部荷重、接合部曲げモーメントおよび浮体中央曲げモーメントは接合部状態が固定で最大値をとることがわかる。従って、荷重の評価には接合部が自由の場合と固定の場合を考慮する必要がある。

- ・浮体部分長（2 浮体接合体の 1 体，3 浮体接合体の 2 体）が半波長と一致した場合，浮体が波面に乗る現象がみられる．それぞれの波周期でピッチ運動と接合部前後力がピークを持ち，サージ運動は小さくなっている．

謝 辞

本研究は，平成 26 年度国土交通省海事局受託研究「波力等海洋エネルギー発電施設の安全対策のための調査研究」の一部として実施した．関係各位に感謝の意を表する．

参考文献

- 1) 國分健太郎，平尾仲達，松井亨介，二村正，下里耕平，藤原敏文，井上俊司：波力発電施設の安全性・性能評価のための水槽試験，平成 27 年度国立研究開発法人海上技術安全研究所研究発表会講演集，pp.46-55，2015.
- 2) 平尾仲達，國分健太郎，二村正，松井亨介：並進動揺型波力発電装置の安全性評価に関する水槽試験，第 25 回海洋工学シンポジウム論文集，pp.276-279，2015.
- 3) 前村敏彦，中野訓雄，宮島省吾：日本海域に適した波力発電技術の開発，三井造船技報 No.210 (2013-11).
- 4) David Elwood, Al Schacher, Ken Rhinefrank, Joe Prudell, Solomon Yim, Ean Amon, Ted Brekken and Annette von Jouanne, Numerical Modeling and Ocean Testing of a Direct-Drive Wave Energy Device Utilizing a Permanent Magnet Linear Generator for Power Take-Off, ASME 2009 28th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, pp.817-824, 2009.
- 5) Weinstein A., Fredrikson G., Parks M.J. and Nielsen K., AquaBuOY - the offshore wave energy converter numerical modeling and optimization, OCEANS '04. MTS/IEEE TECHNO-OCEAN '04 (Volume:4), 2004.
- 6) 内藤林，箕浦宗彦，奥山悦郎：有限水域内に無限波動場を実現する数理とその応用，日本応用数理学会年会予稿集(<http://www.jstage.jst.go.jp/>), Vol.2002, pp.241-241, 2002
- 7) 平尾仲達，谷口友基，國分健太郎，藤原敏文，井上俊司：浮体式波力発電の数値シミュレーション手法，平成 27 年度国立研究開発法人海上技術安全研究所研究発表会講演集，pp.258-259，2015.
- 8) Orcina homepage, <http://www.orcina.com/SoftwareProducts/OrcaFlex/>.
- 9) DNV・GL homepage, <http://www.gl-garradhassan.com/en/software/25900.php>.
- 10) MSC software homepage, <http://www.mssoftware.com/ja/product/adams>.
- 11) The State of the art in wave interaction analysis homepage, <http://www.wamit.com/>.
- 12) European Marine Energy Centre (EMEC) Ltd. PELAMIS WAVE POWER, <http://www.emec.org.uk/about-us/wave-clients/pelamis-wave-power/>.