

ヒーププレートと非静水圧の効果を考慮した浮体動揺予測モデルの開発*

石原 孟** アリイ サイド ムハマド ビラル ワリス** 助川 博之***
 Takeshi ISHIHARA** Syed Muhammad Bilal Waris ALI** Hiroyuki SUKEGAWA***

1. はじめに

日本では、水深の深い海域が多く、浮体式洋上風力発電の開発が強く望まれている¹⁾。これまでに提案された風力発電用の浮体の殆どは海洋石油開発分野の浮体技術に基づいており、大きな部材を用いているため、浮体の動的応答を評価する際に部材の弾性挙動を無視している²⁾。一方、風車は比較的軽く、これを支持するために必要となる浮力が小さいため、浮体の軽量化の余地が残されている。石原ら³⁾は経済性の観点から軽量セミサブ型浮体を考案し、空力減衰、水力減衰の影響、浮体の弾性変形、波の非線形性が浮体の動的応答に与える影響を評価することにより、軽量化浮体の動的応答を明らかにしてきた⁴⁾。3機風車搭載セミサブ浮体は安定性に優れているが、近隣風車の後流の影響を受ける。一方、1機風車搭載型の浮体は近隣風車の後流の影響を受けないが、浮体の動揺が大きくなる懸念される。

本研究では、1機風車搭載セミサブ型浮体を対象に浮体の動的応答を調べると共に、ヒーププレートの効果を水槽実験と数値解析により確認する。まず1機風車搭載セミサブ型浮体の動揺特性およびヒーププレートの効果を評価するため、ヒーププレートを取り付け可能な浮体模型を作成し、水槽実験を実施した。また、高精度の動的応答を評価するため、非静水圧を考慮できる数値予測モデルを開発し、実験結果との比較により開発した数値予測モデルの予測精度を検証した。最後に、復元力と係留のモデル化が浮体の動的応答に与える影響を評価した。

2. 水槽実験

実験は(独)海上技術安全研究所の変動風水洞(水槽部長さ 17.6m×幅 3m×水深 1.5m, 造波装置:フラップ式)で実施した。フルードの相似則により、図1に示す1機風車搭載セミサブ型浮体の 1/100 スケールの剛体模型を作成した。浮体の3つのコーナーに設置された垂直カラムの浸水深さを 20cm, 風水洞の水深を 1.5m に設定した。表1には浮体模型とヒーププレートの寸法を示す。実験に用いるヒーププレートはそれぞれ 12cm と 16cm である。風車ロータの重量をナセルに含ませた。

図1 1機風車搭載浮体の完成予想図



図 1 1機風車搭載浮体の完成予想図

表 1 浮体の構造諸元

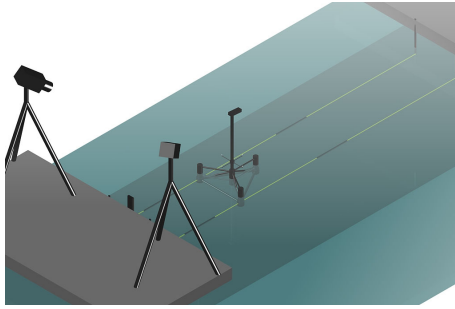
	実機(m)	模型(cm)
浮体の幅	60	60
垂直カラム底面直径	8	8
垂直カラム頂部直径	6	6
ヒーププレート直径	12, 16	12, 16
タワー高さ	70	70

係留索は 4 本のゴム紐を用い、暴風時の定常外力が作用した時のバネ定数をフルードの相似則により 1/100 スケールダウンした水平線形バネとして再現した。線形バネを浮体の係留の剛性のモデルのために用いた。ヒープ方向のバネ定数が小さいことから、サージ方向のバネのみを考慮した。図 2 には計測システムの概要と浮体模型の配置状況を示す。サージ方向の係留のバネ係数が 45.0 N/m となるように張力を 2.95 N に設定した。浮体の動揺は中央浮体に設置した4個の LED のターゲットの動きを 2 台の CCD カメラにより撮影し、3自由度の変位に変換し、計測した。計測時間は 60s, サンプリング周波数は変位計測についてはカメラ機能の制約で 20Hz, その他は 1kHz とした。また、水槽

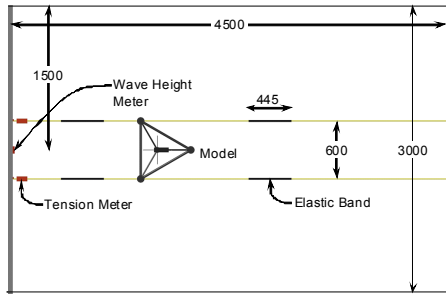
* 平成 21 年第 31 回風力エネルギー利用シンポジウムにて講演
 ** 東京大学大学院 工学系研究科 〒113-8656 東京都文京区弥生 2-11-16
 *** 東京電力(株)技術開発研究所

性能を考慮し、水深 1.5m で、周期 0.6~3.0s と波高 4cm と 12cm で規則波の実験を実施した。

実験結果はすべてフーリエ展開により造波周期に対応する成分で整理した。また、浮体の固有周期を調べるために、自由動揺実験を実施した。



(a) 計測システムの概要



(b) 浮体模型の配置状況

図2 計測システムの概要と浮体模型の配置状況

3. 数値解析モデル

3.1. 解析モデルの概要

本研究では有限要素法に基づき、浮体と風車を Saint-Venant のねじりを考慮する 6 自由度の梁要素により定式化し、式(1)に示す運動方程式を導出した。

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F\} \quad (1)$$

$$\{F\} = \{F_G\} + \{F_R\} + \{F_E\} + \{F_W\} \quad (2)$$

ここで、 $[M]$ は質量マトリックス、 $[C]$ は減衰マトリックス、 $[K]$ は要素剛性マトリックス、 $\{F\}$ は各節点での外力ベクトル、 $\{X\}$ は節点変位ベクトルである。また、 $\{F_G\}$ は係留索張力、 $\{F_R\}$ は非静水圧による復元力、 $\{F_E\}$ は動的流体力、 $\{F_W\}$ は空気力である。

(a) 係留索張力のモデル化

係留バネ定数は係留索の取り付け端の変位と係留索の張力の関数となるカタナリー曲線から微小変位理論により算出できる。本研究では、潮流力と暴風時の最大風荷重を定常外力として作用した時のバネ定数を用い、係留索張力は次式で表す。

$$\{F_G\} = -[K_G]\{X\} \quad (3)$$

ここで、 $[K_G]$ はバネ定数である。

(b) 復元力のモデル化

水圧による復元力は微小変位理論により次式のように線

形化することができ、静水圧モデル (HM と呼ぶ) として、式(4)のように求めることができる⁴⁾。しかし、浮体の動揺が大きくなると、復元力を精度よく評価するために、本研究では非静水圧モデル (NHM と呼ぶ) を用いた。

$$\{F_R\}_{HM} = -[K_R]\{X\} \quad (4)$$

$$\{F_R\}_{NHM} = -[K_R](\{X\} - \{\eta\}) \quad (5)$$

$$[K_R] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\rho_w g A_w & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -W \times GM_X & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -W \times GM_Y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

ここで、 $[K_R]$ は静水圧による復元力係数であり、 $\{X\}$ と $\{\eta\}$ はそれぞれ鉛直方向における変位ベクトルと波高の変位ベクトルを表す。 g は重力の加速度、 A_w は水面貫通部分の面積、 W は浮体の重量、 GM_X と GM_Y はそれぞれ X 方向と Y 方向のメタセンターの高さである。

(c) 部材の直交方向に作用する流体力のモデル化

共振時における浮体の動的応答を精度よく予測するためには流体力の評価が重要である。風力発電用の浮体の部材の直径が小さく、波の変形が無視できるため、本研究では移動部材の直交方向に作用する流体力は修正されたモリソン式により表した⁵⁾。

$$\{F_E\} = \{F_{EM}\} + \{F_{EW}\} + \{F_{ED}\} \quad (7)$$

$$\{F_{EM}\} = -M_a \{\ddot{X}\}; \quad \{F_{EW}\} = \rho_w C_M V \{\dot{u}\} \quad (8)$$

$$\{F_{ED}\} = 0.5 \rho_w C_D A \{u - \dot{X}\} \left| \{u - \dot{X}\} \right| \quad (9)$$

$$M_a = \rho_w (C_M - 1) V \quad (10)$$

ここで、 F_E は単位長さの部材に作用する流体力、 F_{EM} は付加質量による慣性力、 F_{EW} は入射波による波強制力、 F_{ED} は粘性影響による非線形抗力である。また、 ρ_w は流体密度、 C_M は慣性力係数、 C_D は抗力係数、 u と \dot{u} は部材に直交する方向の水粒子の速度と加速度成分、 \dot{X} と \ddot{X} は部材に直交する部材の移動速度と加速度成分、 A と V は部材の面積と体積、 M_a は付加質量である。上式の抗力 F_{ED} は浮体部材の移動速度に依存するため、流体力による水力減衰が発生することが分かる。

(d) 垂直コラムに作用する鉛直方向の流体力のモデル化

モリソン式は部材の直交方向に作用する流体力を求める評価式であるため、垂直コラムの鉛直運動に起因する流体力を評価できない問題がある^{6,7)}。本研究では、垂直コラムの鉛直方向の付加質量による慣性力については Haslum⁶⁾ により提案された式を用い、慣性力係数 C_M を 2.0 とした時に式(10)にある体積は次式により算定された。

$$V = 2\pi/3(D/2)^3 \quad (11)$$

この体積は直径 D の円柱断面の下に仮想的に直径 D

の半球が存在する場合の半球体積に相当するものである。

一方、垂直コラムの鉛直方向運動における減衰力は Srinivasan⁷⁾の実験により同定された減衰比を用い、Rayleigh 減衰モデルにより次式から求めた。

$$\{F_{ED}\} = -[C_{ED}]\{\dot{X}\} \quad (12)$$

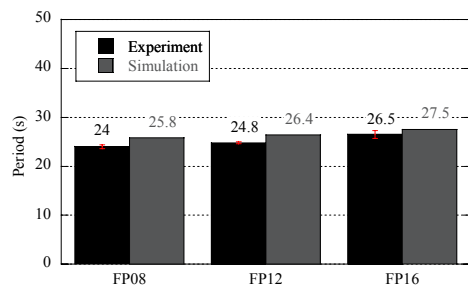
ここで、 $[C_{ED}]$ は減衰係数マトリックスである。

3.2. 数値解析手法

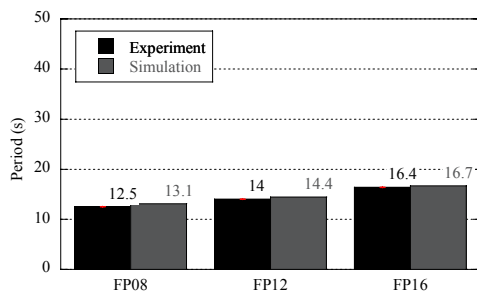
浮体の弾性応答を予測するために、運動方程式を時間領域で解く FEM コードを開発した。数値積分は Newmark-beta 法、固有値解析は Subspace Iteration 法を採用した。参照座標系は Total Lagrange で定式化し、構造減衰に Rayleigh 減衰を適用し、浮体の構造減衰比を 0.5%とした。

4. 解析結果

非静水圧モデルおよびヒーププレートの効果を明らかにするために、固有値解析と時刻歴応答解析を行い、水槽実験の結果と比較した。浮体は 122 の要素と 114 のノードでモデル化した。ゴムバンドは線形バネ、Kevlar 糸はトラス要素でモデル化した。システム全体の要素数とノード数はそれぞれ 150 と 142 である。質量はノードに集積し、ヒーププレートの質量の違いは解析モデルに反映した。浮体の慣性力係数と抗力係数は文献 8 により定めた値を採用し、Kevlegan-Carpenter 数の関数とした。浮体に作用する 3 成分の水粒子の速度と加速度は線形波理論により求めた。時刻歴応答解析では 0.05s 刻みで 1200 ステップ(60s)の解析を行い、浮体のサージ、ヒープ方向の振幅を波高で無次元化した周波数応答関数と係留の動的荷重を評価した。



(a) サージ方向



(b) ヒープ方向

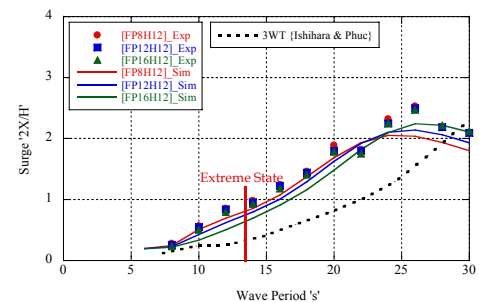
図3 固有周期の解析結果と実験結果との比較

4.1. 固有値解析の結果

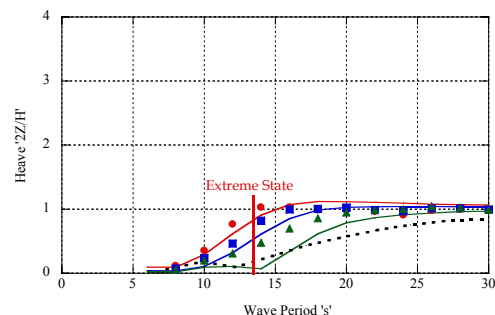
浮体の固有周期のヒーププレートによる変化を明らかにするために、固有値解析を行い、サージとヒープの固有周期を図3に示す。図中のFP8, FP12, FP16はそれぞれヒーププレート無し、ヒーププレート直径 12cm, ヒーププレート直径 16cm のケースを表す。これらの図から分かるようにヒーププレートを取り付けると、サージとヒープの固有周期とも増大する。数値解析による予測値は実験値とよく一致し、解析値と実験値の差は最大で 5%である。実験値に示すエラーバーは 20 ケースの実験データから求められた値である。

4.2. ヒーププレートによる効果

図4には波高 12m の時の動揺解析から得られたサージとヒープの周波数応答関数を示す。図中には水槽実験結果を実スケールに変換して示し、また比較のために 3 機風車搭載浮体 (3WT) の結果も示した。サージの固有周期に対応する 25s~27s 付近での共振が見られたが、ヒーププレートによる差が殆ど見られず、1 機風車搭載浮体のサージ方向の動揺量は 3 機風車搭載浮体のそれより大きい。一方、ヒープについては、固有周期付近での共振はほとんど見られない。これはモリソン式の抗力による減衰効果の他、垂直コラムに作用する鉛直方向の流体力による減衰が大きいと考えられる。ヒープ方向の動揺はプレート径の増大に伴い、小さくなり、またピーク位置が長周期にシフトしていることが分かる。いずれの動揺量も実験値とよく一致する。



(a) サージ方向



(b) ヒープ方向

図4 実験と解析による応答関数の比較(波高 12m)

4.3 復原力のモデル化による影響

復原力のモデル化はサージ方向の動揺に殆ど影響を与えないが、ヒープ方向の動揺に大きな影響を与える。図 5 には静水圧モデルと非静水圧モデルによるヒープ応答を示す。図中のプロットは実験結果である。静水圧モデルによるヒープ方向の応答は、固有周期(12.5sec)以降において過小評価されている。これは静水圧モデルにおける復原力の過小評価によるものである。一方、非静水圧モデルによる応答は実験値とよく一致している。

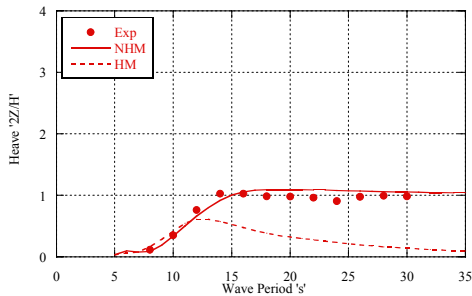
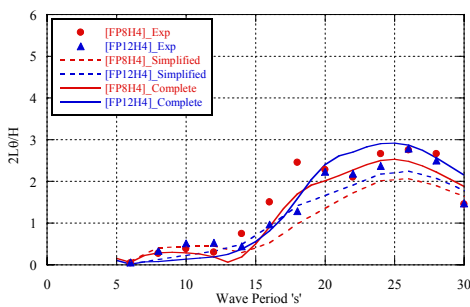


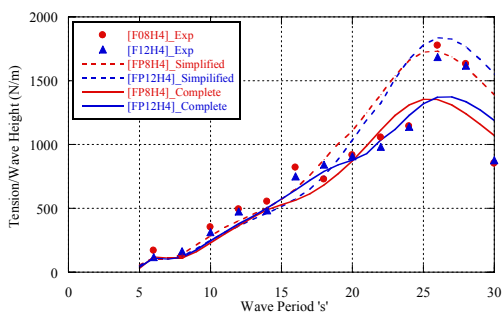
図 5 静水圧と非静水圧モデルによるヒープの比較(波高 12m)

4.4 係留のモデル化による影響

係留のモデル化がサージ方向の動揺に殆ど影響を与えないが、係留に作用する張力に影響を与える。本研究では、単純係留モデルと完全係留モデルを作成した。簡易係留モデルでは実際に用いられているゴムバンドと Kevlar 糸のモデル化を行わず、境界条件により係留の剛性のみを再現した。このモデルでは係留に作用する波力および張力による係留の剛性の変化を無視した。簡易係留モデルでは張力はサージ方向の変位にバネの剛性を乗じることで評価した。



(a) ピッチ方向の応答



(b) 張力

図 6 係留モデルによる張力の比較(波高 4m)

図 6 には、プレート FP8 と FP12 に対して波高 4m の時に

それぞれの係留モデルにより求めたピッチ方向の応答と張力を示す。図中のプロットは実験値を表し、周期 25-27 秒付近では張力のバラツキがみられる。これは反射波の影響により水槽内の波高分布が非一様となったことによるものと思われる。完全係留モデルはヒープ方向の応答をよく再現しているのに対して、簡易係留モデルは実験値を過少評価している。これは簡易係留モデルでは浮体運動による係留剛性の変化を考慮していないことによるものと思われる。また完全係留モデルにより求められた張力は実験値とよい対応を示しているのに対し、簡易係留モデルでは、周期 18 秒以上の長い周期領域において張力を過大評価していることが分かる。

5. まとめ

本研究では、1機風車搭載セミサブ浮体を対象に水槽実験と数値解析を実施し、浮体に取り付けたヒーププレートが動揺に与える影響を明らかにするとともに、復原力のモデル化や係留モデル化が浮体の動的応答に与える影響を調べ、以下の結論を得た。

1. サージ方向の応答は、ヒーププレート径の影響をほとんど受けないが、ヒープ方向の応答は、プレート径が大きくなるに従い減少する。
2. 非静水圧モデルを用いたヒープ方向の応答解析値は実験結果とよい一致を示したが、静水圧モデルではヒープ方向の応答を過少評価している。
3. 簡易係留モデルではピッチ方向の応答を過少に評価し、係留に作用する張力を過大に評価している。

謝辞 本研究は、実験の実施にあたり(独)海上技術安全研究所の矢後清和氏ならびに大川豊氏にご助言を賜った。ここに記して謝意を表する。

参考文献

- 1) 石原孟:我が国の風力開発における技術課題と将来展望, 電力土木, Vol.314, pp.3-9, 2004.
- 2) A. Henderson et al.: Rigid-Body Motion of a floating offshore wind farm, Int. Journal of Ambient Energy, Vol.19, No.3, pp.167-180, 1998.
- 3) 石原孟, 他:浮体式洋上風力発電に関する研究 その 2 軽量セミサブ浮体の開発, 第 28 回風力エネルギー利用シンポジウム, 2006.
- 4) 石原孟, ファムバンフック, 助川博之:浮体の弾性変形を考慮した動揺予測モデルの開発, 第 30 回風力エネルギー利用シンポジウム, pp.221-224, 2008.
- 5) T. Sarpkaya et al.: Mechanics of wave forces on offshore structures, Van Norstrand Reinhold, 1981.
- 6) H.A. Haslum et al.: Alternative Shape of Spar Platforms for Use in Hostile Areas, Proc. of the 31st OTC, pp.217-228, 1999.
- 7) N. Srinivasan et al.: Damping controlled Response of a Truss Pontoon Semi-submersible with Heave Plates, Proc. of 24th Int. Conf. on OMAE, 2005.
- 8) Offshore Standard DNV-OS-J101: Design of offshore wind turbine structures, 2004.