

浮体の弾性変形を考慮した動揺予測モデルの開発*

A Numerical Model for Prediction of the Dynamic Responses of Floater with Elastic Deformations

石原 孟** ファム バン フック*** 助川 博之****

Takeshi ISHIHARA** Pham Van PHUC*** 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図-1に示す軽量セミサブ浮体を考案した。このような浮体は、細い部材により構成されているため、部材の弾性挙動が顕著であり、浮体の動的応答を精度よく予測するためには、浮体に作用する流体力及び浮体の弾性挙動を厳密に評価することが重要である。

本研究では、まず浮体の弾性応答特性を評価するため、弾性浮体模型を作成し、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、浮体の弾性挙動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、浮体の弾性挙動、波の非線形性が浮体の動的応答に与える影響を定量的に評価した。

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。模型浮体はフルードの相似則⁴⁾により、実機の1/150スケールを想定した弾性模型を作成した。浮体本体にはアクリル(比重1.19)、風車タワーには発泡スチロールとアルミパイプを用いた。また、弾性模型の連絡部材の弾性挙動が支配的であるため、アクリル角柱(幅10mm)を用い、連絡部材の曲げ剛性を再現した。更に、連絡部材の剛性に影響を与えないように、50mmのスポンジ(E4188、無吸水性、比重0.12、硬度7度)を用い、連絡部材の形状を再現し、黄銅板の重りをスポンジに詰め込むことにより浮力と重力とのバランスを調整した。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1/150スケールダウンした水平線形バネとして再現した。浮体と係留索の配置図を図-2に示す。係留索には300gfの初期張力を与えた。入射波高は、模型がない時の模型位置に設置した容量線式波高計で計測した。浮体の動揺は中央浮体に設置したターゲットの動きを3台のCCDカメラにより撮影し、3次元運動解析ソフト(DIPP-Motion)により6自由度の変位に変換し、計測した。また、浮体に作用する動的荷重を評価するために浮体の連絡部材のアクリル角柱の根元において4方向に4個所に防水された歪みゲージを貼り、動歪みの計測を行った。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、水槽性能を考慮し、水深1.5mで、周期0.6~3.0sと波高2cmと8cmで規則波の実験を実施した。

表-1には実機の1/150スケールダウンモデルと弾性模型の諸元を示す。実機のスケールダウンモデルと模型の間に多少の違いが見られるが、これは模型の製作上で風車基礎浮体の直径をやや大きくしたことや連絡部材の幅10mmのアクリル製角柱を用いたことによるものである。図-3には製作中と水槽に設置した浮体模型の写真を示す。

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、模型のサージ、ヒープとピッチ方向の固有周期はそれぞれ2.73s、2.92sと2.73sであることが分かった。更に、弾性浮体の周波数応答関数からは浮体の弾性変形による固有周期は0.7sであることが分かった。

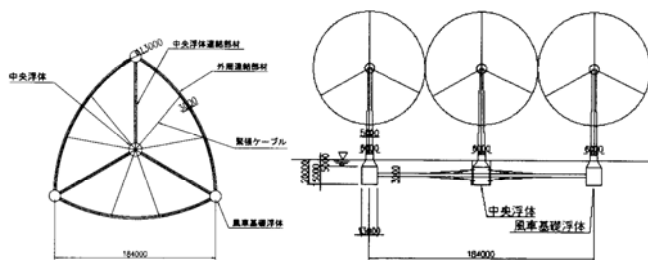


図-1 洋上風力発電用の軽量セミサブ浮体(単位:mm)

* 平成20年11月28日第30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

*** 清水建設(株)技術研究所 **** 東京電力(株)技術開発研究所

表1 浮体の構造諸元

	実機の 1/150 スケールダウ ンモデル	弾性 模型	備考
排水量(dm ³)	4.858	5.521	風車基礎浮体のスケールダウンモデルの直径は8.67cm, 模型の直径は9cm
重量(kg)	4.932	5.426	
慣性モーメント(kgm ²)	0.770	0.858	
メタセンター高さGM(m)	0.189	0.152	
連絡部材の曲げ剛性 EI(Nm ²)	1.111	2.670	模型製作の制限によるもの

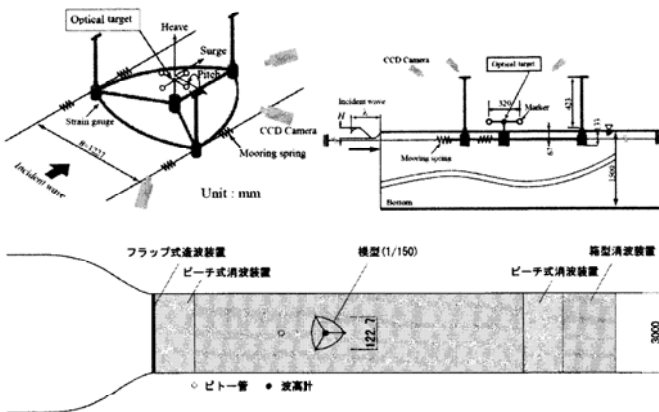
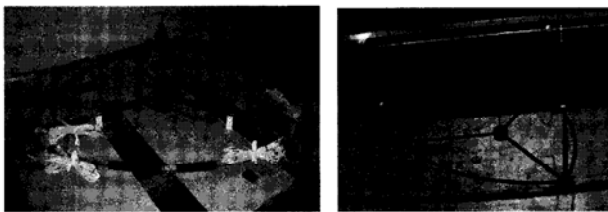


図-2 計測システムの概略図



(a) 製作中の浮体模型

(b) 水槽に設置した浮体模型

図-3 浮体模型

3. 数値解析モデル

3.1. 解析モデルの概要

浮体の動的応答の評価手法としては、主に二段階解析法⁵⁾と弾性応答解析法⁶⁾が用いられてきた。前者は、部材の弾性変形が応答に与える影響が微小である場合に用いられる。この手法では、まず構造全体を剛体と仮定し、動揺解析の結果を用いて、各部材に作用する外力を算出する。次に、得られた外力を浮体に作用させ、静的な弾性解析を行うことにより、部材の応力を求める。この手法は、船舶工学の分野で開発された動揺解析プログラムと汎用構造解析プログラムをそのまま用いることのできる利点があるが、浮体の弾性変形による動的応答を評価できないという問題がある。一方、後者は最初から構造を弾性体としてモデル化し、多質点応答解析を行うことにより、浮体の動揺量と部材の応力を同時に求めることができる。吉田ら⁶⁾は、浮体構

造が長い場合に、剛体仮定が成立せず、最初から部材の弾性変形を考慮する必要があることを示している。しかし、風力発電用の浮体については検証された例が少なく、弾性挙動や非線形波による影響は不明である。本研究では弾性応答解析法に基づく数値解析モデルを開発した。

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⁷⁾

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テ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) 静水圧による復元力のモデル化

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る。

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

ここで、 $[K_R]$ は静水圧による復元力係数であり、浮体の水線面の面積、重量とメタセンター高さにより算定される⁷⁾。

(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⁸⁾。

$$\{F_E\} = \{F_{EM}\} + \{F_{EW}\} + \{F_{ED}\} \quad (5)$$

$$\{F_{EM}\} = -M_a\ddot{X}; \quad \{F_{EW}\} = \rho_w C_M V \dot{u} \quad (6)$$

$$\{F_{ED}\} = 0.5 \rho_w C_D A \left\{ u - \dot{X} \right\} \left\{ u - \dot{X} \right\} \quad (7)$$

$$M_a = \rho_w (C_M - 1) V \quad (8)$$

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^{9,10)}. 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 Haslum⁹⁾ 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(8)にある体積は次式により算定された.

$$V = 2\pi/3(D/2)^3 \quad (9)$$

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 Srinivasan¹⁰⁾ 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.

$$\{F_{ED}\} = -[C_{ED}]\{\dot{X}\} \quad (10)$$

ここで, $[C_{ED}]$ は減衰係数マトリックスである.

(e) 空気力のモデル化

空気力は準定常理論により次式のように表される.

$$\{F_W\} = \{F_{WD}, F_{WL}\} \quad (11)$$

$$F_{WD} = 0.5\rho AC_D(\alpha)(U - \dot{X})^2 \quad (12)$$

$$F_{WL} = 0.5\rho AC_L(\alpha)(U - \dot{X})^2 \quad (13)$$

ここで, F_{WD} は抗力, F_{WL} は揚力, ρ は空気密度, A は代表面積, C_D と C_L は迎角 α における抗力係数と揚力係数, U と $\dot{X}$ は要素に直交する風速と要素の移動速度である. なお, 各要素に作用するねじりモーメントが小さいため, ここでは無視した. 空気力の抗力も要素の移動速度の関数であるため, 空力減衰が発生することが分かる.

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

開発されたコードの予測精度, 浮体の弾性挙動及び波の非線形性による影響を明らかにするために, 風車と浮体を含めた解析モデルを作成し, 固有値解析と時刻歴応答解析を行った. 図-4 には解析モデル(浮体:50 要素, 各風車:46 要素)を示す. ここで, 浮体の慣性力係数と抗力係数

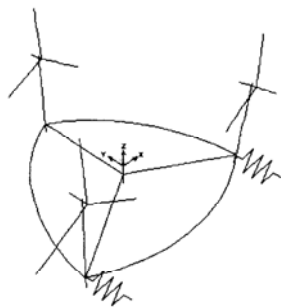


図-4 解析モデル

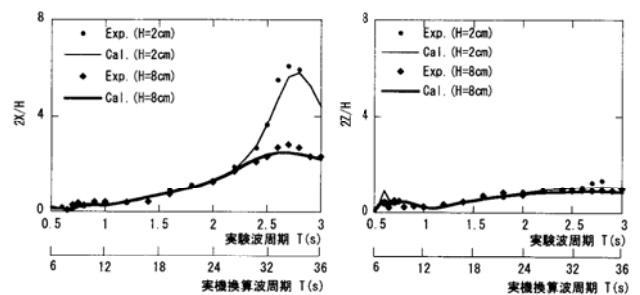
は文献 11 により定めた値を採用した. 浮体に作用する 3 成分の水粒子の速度と加速度は線形波理論により求めた. なお, 本解析では風車に作用する空気力を無視した. 時刻歴応答解析では 0.05s 刻みで 1200 ステップ(60s)の解析を行い, 浮体のサージ, ヒープ, ピッチ方向の振幅を波高で無次元化した周波数応答関数と動的荷重を評価した.

4.1. 固有値解析の結果

浮体の固有周期を明らかにするため, 図4に示す解析モデルを用い, 固有値解析を行い, 得られたサージ, ヒープとピッチの固有周期はそれぞれ 2.82s, 3.06s と 2.69s であり, 弾性体モデルの剛性の 100 倍とした剛体浮体の値と一致する. これらの固有周期は係留索の張力と復原力により規定されるものであり, 弾性浮体と剛体浮体との差がないことが分かった. 一方, 固有周期 0.7s は浮体の弾性変形によるモードに対応しており, 剛体浮体には見られない. いずれの固有周期も実験結果とほぼ一致していることが分かる.

4.2. 動揺解析の結果

図-5 には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と水槽実験から得られたものを示す. サージの固有周期に対応する 2.82s 付近での共振が見られる. また, この近辺での振幅は波高の増大に伴い減少する. これは, 波高が大きくと浮体の運動速度が増大し, 流体力による減衰が大きくなると考えられる. 一方, 固有周期から離れると, サージは波高に依存せず, サージと波高の関係が線形であることが分かった. 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. いずれの動揺量は実験値とよく一致することが分かる.



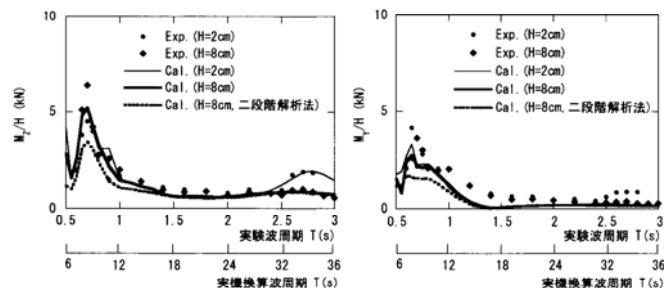
(a) サージ運動の応答関数 (b) ヒープ運動の応答関数

図-5 実験と解析による応答関数の比較

4.3 弾性変形による影響

図-6 には弾性体モデル及び剛体モデルを用いて算出した動的荷重の波周期による変化を示す. 図中のプロットは弾性模型の実験結果を示す. M_z と M_y は連結部材の根元におけるサージとヒープ方向の動揺により生じた動的曲げモーメントを表す. 図から弾性モデルを用いた弾性応答解析の結果は実験の結果とほぼ一致し, また固有周期 0.7s 付近における浮体の弾性変形モードと波との共振によるピ

ークや固有周期 2.82s 付近におけるサージモードと波との共振によるピークが再現できた。一方、剛体モデルを用いた解析結果(二段階解析法)は弾性変形による固有周期付近では動的荷重を過小に評価していることが分かる。その固有周期から離れる領域においては動的荷重と波高の関係はほぼ線形であるため、弾性モデルと剛体モデルの解析結果がほぼ一致することが分かる。



(a) サージ方向の曲げモーメント (b) ヒープ方向の曲げモーメント
図-6 実験と解析による連絡部材の動的荷重の波周期による変化

4.4 非線形波による影響

日本における洋上風力発電を考える際には、水深 50～200m に適した風力発電の浮体の開発が重要である¹²⁾。一方、波高が大きい時または水深が浅い時には波の非線形性を考慮する必要がある¹³⁾。本研究では、水深 50m, 100m 及び 200m の三つの水深に着目し、波の非線形性が浮体の動的荷重に与える影響を調べた。最大波高 22.23m(有義波高:12m)と波周期 15.5s の海域条件を対象に、剛体と弾性モデルを用い、流れ関数理論により生成した非線形規則波を入力する時の浮体に作用する動的荷重を求めた。

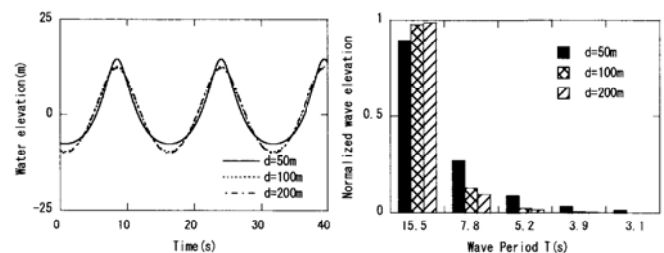


図-7 波高の時系列と各周波数成分の寄与率

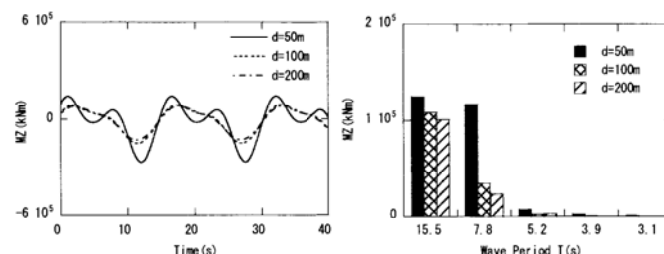


図-8 サージ方向の動的荷重の時系列と各周波数成分の寄与率

図-7 にはそれぞれの水深における波高の時系列及び各周波数成分の寄与率を示す。見やすくするために、波高の時系列については最初の 40s のデータのみを示した。水深 100m 以上の場合には波の 1 次成分は支配的であるのに対して、水深 50m の場合には波の 2 次成分は約 25%を占めていることが分かる。一方、浮体の動的荷重(図-8)は浮

体の弾性モード(実機スケールの固有周期 $T=7.3s$)と波の 2 次成分との共振により波の 2 次成分に対応する値が顕著に現れた。結果的に、浮体に作用する動的荷重は水深 100m と 200m に比べ、水深 50m の値は 1.8 倍に大きくなり、弾性挙動の評価は重要であることが分かる。

5. まとめ

本研究では浮体式洋上風力発電システムを対象に、浮体の弾性挙動を考慮した数値予測モデルを開発し、水槽実験結果との比較により本モデルの予測精度を検証するとともに、浮体の弾性変形と波の非線形性が浮体の動的応答に与える影響を明らかにし、以下の結論を得た。

1. 弾性応答解析法により予測された動的荷重は実験の結果とよく一致するが、弾性変形を無視した二段階解析法により予測された動的荷重が過小に評価されることが分かった。
2. 波の非線形性が顕著になる 100m 以下の水深では浮体の弾性モードと非線形波の高次成分と共振し、浮体の動的荷重は浮体構造を剛体と仮定した時の動的荷重に比べ、1.8 倍に大きくなることを明らかにした。

謝辞 本研究は、実験及び応答解析に関しては東京大学の鈴木英之教授にご指導を頂き、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) 日本造船学会:実践浮体の流体力学, 成山堂書店, 2003.
- 5) 片山正敏, 他:半潜式海洋構造物の波浪中構造応答解析, 三菱重工技報, 第 13 巻, 第 4 号, 1976.
- 6) 吉田宏一郎, 他:三次元骨組構造の周期応答, 日本造船学会論文集, Vol.143, pp.286-300, 1978.
- 7) 日本建築学会:海洋構造物構造設計指針(浮遊式)・同解説, 1990.
- 8) T. Sarpkaya et al.: Mechanics of wave forces on offshore structures, Van Nostrand Reinhold, 1981.
- 9) H.A. Haslum et al.: Alternative Shape of Spar Platforms for Use in Hostile Areas, Proc. of the 31st OTC, pp.217-228, 1999.
- 10) N. Srinivasan et al.: Damping controlled Response of a Truss Pontoon Semi-submersible with Heave Plates, Proc. of 24th Int. Conf. on OMAE, 2005.
- 11) Offshore Standard DNV-OS-J101: Design of offshore wind turbine structures, 2004.
- 12) 山口敦, 石原孟:メソスケールモデルと地理情報システムを利用した関東地方沿岸域における洋上風力エネルギー賦存量の評価, 日本風工学会誌, Vol.32(2), pp.63-75, 2007.
- 13) DNV: Environmental Conditions and Environmental Loads DNV-RP-C205, Norway, 2007.