

セミサブ浮体式洋上風力発電システムの動的応答予測モデルの開発と実験による検証

ファム バン フック¹・石原 孟²

¹正会員 東京大学大学院生 大学院工学系研究科社会基盤学専攻(〒113-8656 東京都文京区本郷7-3-1)
(現・清水建設(株) 技術研究所 総合解析技術センター研究員)

E-mail: p_phuc@shimz.co.jp

²正会員 東京大学教授 大学院工学系研究科社会基盤学専攻(〒113-8656 東京都文京区本郷7-3-1)

E-mail: ishihara@bridge.t.u-tokyo.ac.jp

浮体式洋上風力発電システムを対象に浮体と風車の連成振動を考慮した時刻歴応答解析プログラムを開発し、風水洞実験と比較することにより高い予測精度を有することを示した。モリソン式は垂直コラムを有する浮体の鉛直動揺量を過大に評価するのに対して、Srinivasanらの実験値を採用することにより鉛直動揺量を精度よく予測できることを明らかにした。暴風時には水力減衰力が大きいため、空力減衰による低減効果が小さいが、発電時における空力減衰効果は浮体の動揺を低減させることが分かった。弾性変形が浮体の動的応答に大きな影響を与え、弾性変形を無視した動的荷重が過小に評価されることが分かった。波の非線形性が顕著になる50mの水深では、浮体の弾性モードと非線形波の高次成分との共振により浮体の動的荷重を増加させることを明らかにした。

Key Words : floating offshore wind turbine system, Morison's equation, hydrodynamic damping, aerodynamic damping, elastic deformation, resonance, nonlinear wave

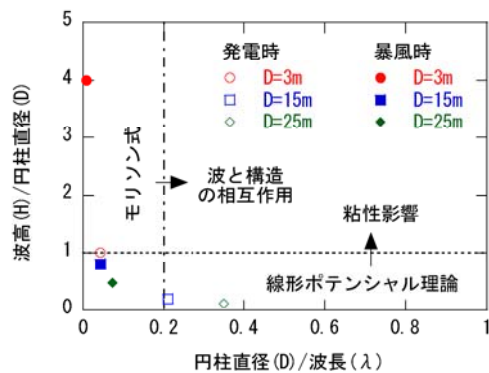
1. はじめに

近年、地球温暖化防止策として発電時に二酸化炭素を一切排出しない風力発電が注目されている。日本の風力発電導入量は、1990年代後半から急速に増加し、2007年3月末時点での風力発電設備容量は149万kWに達している。しかし、風力資源の偏在性や立地の制約により陸上風力発電の導入拡大は困難になりつつあり、洋上風力発電の開発が期待されている。水深の浅い欧州では着底式の洋上風力発電が既に実現されているが、日本において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⁾²⁾。しかし、現状では浮体式洋上風力発電技術が確立されておらず、商用風車を搭載する浮体式洋上風力発電システムはまだ設置されていない。

洋上風力発電用浮体としては海域の波浪条件及び水深によってポンツーン型³⁾⁵⁾、スパー型⁶⁾¹³⁾、セミサブ型¹⁴⁾¹⁹⁾の3種類に分類される。ポンツーン型の浮体は左右の没水量の変化による復原力を生じさせる大きな水面貫通部分があるため、波の影響を受けやすく、比較的静穏な海域や防波堤に囲まれる海域に適用している。また、スパー型の浮体は重心を下げることにより復原力を発生させる構造であり、水面貫通部分が小さく、波浪条件の厳し

い沖合に設置できるが、長い垂直円筒で構成されているため、水深の深い海域のみに適用できる。一方、セミサブ型の浮体は浮体の大部分が没水されて、水面貫通部分が小さく、水深の制約をほとんど受けないため、波浪条件の厳しい海域や水深の比較的浅い海域に設置できる。しかし、これまでに提案された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に、浮体の動的応答を評価するには流体の粘性効果や部材の弾性挙動を無視してきた。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¹⁷⁾¹⁹⁾。石原ら²⁰⁾は経済性の観点から軽量セミサブ浮体を提案した。このような浮体は、細い部材により構成されているため、流体の粘性効果や部材の弾性挙動が顕著である²⁰⁾²⁶⁾。従って、風車と浮体の終局・疲労荷重の評価において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不可欠である。

浮体に作用する流体力は浮体の運動による付加質量の慣性力と造波減衰力、入射波と反射波による波強制力、流れによる非線形抗力に大別される²⁷⁾。近接した部材または大きな部材を用いる浮体では浮体による波の変形・

図-1 浮体における流体力推定法の適用範囲^{31),32)}

回折の影響が大きく、浮体の運動による造波減衰力と反射波による波強制力が支配的であるため、浮体の動揺評価には線形ポテンシャル理論がよく用いられる^{28),29)}。一方、部材の寸法が波長に比べて十分小さく、波の変形が無視できる構造には粘性影響による非線形抗力が支配的であるため、Morisonら³⁰⁾により提案されたモリソン式がよく用いられる。図-1には第3章に示された発電時及び暴風時を想定した波浪条件において線形ポテンシャル理論とモリソン式との適用範囲を入射波高、入射波長と浮体の部材断面寸法の比で表した一例を示す。円柱部材の直径が波高に比べ小さい時には円柱表面に流れの剥離が生じ、粘性影響が支配的である。一方、円柱の直径が波長の0.2倍より大きくなると、円柱の存在により入射波が乱されるため、波と部材の相互作用を考慮する必要がある。また、以下かつ以下の範囲においてはいずれの手法も適用できる^{31),32)}。従来の海洋石油開発用浮体においては部材の直径が15~25m³³⁾であるため、線形ポテンシャル理論を用いるのは妥当であるが、風車用軽量セミサブ浮体²⁰⁾では部材の直径は3m~15mであり、モリソン式を用いるのは適切であると言える。

モリソン式の予測精度に関しては海洋工学委員会構造分科会³⁴⁾とTakagi et al.³⁵⁾による検討例がある。これらの研究では、非共振時におけるセミサブ浮体に関する応答解析結果は実験結果と一致することを示したが、共振時については不明である。また、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、浮体に作用する水平方向の流体力を精度よく評価できるが、垂直コラムの鉛直運動に起因する流体力を精度よく評価できない問題がある^{36),43)}。

これまでに、浮体の動的応答の評価手法としては、主に二段階解析法⁴⁴⁾と弾性応答解析法³³⁾が用いられてきた。前者は、部材の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・石川³³⁾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、風車用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。

そこで、本研究では、まず浮体式洋上風力発電システムの動的応答を高精度に評価するために浮体に作用する非線形抗力、浮体の弾性挙動及び浮体と風車の連成振動を考慮できる数値予測モデルを開発する。そして、剛体および弾性体の浮体模型を用いた風水洞実験を実施し、浮体の固有周期を調べるとともに、浮体の動揺量と波高との関係、風車の空力減衰による効果及び浮体の弾性応答を明らかにする。最後に、実験結果と比較することにより本研究で開発した数値予測モデルの予測精度の検証を行い、浮体共振時における非線形抗力による減衰効果、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する。

2. 数値モデル

本章では、有限要素法⁴⁵⁾に基づき浮体と風車の相互作用を考慮した運動方程式を導出し、浮体に作用する外力（係留索の張力、静水圧による復原力、流体力）と風車に作用する空気力のモデル化を行うとともに、時間領域における運動方程式の数値解法を述べる。

表-1には本研究で用いた数値モデルの概要を示す。使用した要素は Saint-Venant のねじりを考慮する 6 自由度の梁要素であり、参照座標系は Total Lagrange で定式化した。また、外力としては、線形バネにより表す係留索張力、静水圧による復原力、モリソン式により表す流体力³⁰⁾、Srinivasan モデル⁴⁶⁾により表す減衰力及び準定常理論による空気力モデルを考慮した。構造減衰には一般化減衰モデル、固有値解析では Subspace 法、時刻歴応答解析では Newmark-β 法(β=1/4)をそれぞれ採用した。解析用浮体構造モデルは図-2 に示す。

(1) 運動方程式

本研究では有限要素法⁴⁵⁾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。

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

ここで,

$$[M] = \begin{bmatrix} M_{tt} & M_{tf} \\ M_{ft} & M_{ff} \end{bmatrix}, [C] = \begin{bmatrix} C_{tt} & C_{tf} \\ C_{ft} & C_{ff} \end{bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{tt} & K_{tf} \\ K_{ft} & K_{ff} \end{bmatrix}, \{X\} = \{X_t, X_f\}^T$$

$$\{F\} = \begin{Bmatrix} F_t \\ F_f \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ F_G \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ F_R \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ F_E \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} F_W \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$[M]$ は質量マトリックス, $[C]$ は構造減衰マトリックス, $[K]$ は要素剛性マトリックス, $\{X\}$ は節点変位ベクトル, $\{F\}$ は各節点での外力ベクトルである. また, 風車に関する項は t または tt , 浮体に関する項は f または ff , 風車と浮体との連成項は tf または ft で表す. 更に, $\{F_G\}$ は係留索の張力, $\{F_R\}$ は静水圧による復原力, $\{F_E\}$ は流体力, $\{F_W\}$ は空気力である. 各要素におけるマトリックス及び外力は局所座標系で定式し, 全体座標系に変換した後, 全要素に対して和をとることにより, 運動方程式を導出した. 以下, 各外力のモデル化について述べる.

また, 本研究では浮体の動的応答を予測することを主目的としているため, 浮体の動揺に大きな影響を与える発電時の風方向の風荷重のみをモデル化した. ただし, 風力発電機(ブレード, 主軸, ギア等)の応答を評価する場合には, 風車ブレードの回転慣性力等が重要であり, この効果を考慮する必要がある.

(2) 外力のモデル化

a) 係留索張力のモデル

係留索の張力は一般に非線形であるが, カテナリー係留は緩いため, 非線形張力を等価線形バネに置き換えることができる. 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⁴⁶⁾. 本研究では, 数値モデルの検証を目的としているため, 暴風時の潮流力と最大風荷重を定常外力として作用した時のバネ定数を選び, 実験と解析を実施した. 実際の浮体の応答を評価する際にはそれぞれの荷重状態に合わせてバネ定数を設定する必要がある.

係留索の取り付け節点 i に作用する係留索の張力は次式で表す.

$$\{F_G\}_i = -[K_G]\{X\}_i \quad (2)$$

ここで,

$$\{X\}_i = \{x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z\}_i^T$$

表-1 数値モデルの概要

使用要素	Saint-Venant のねじりを考慮する 6 自由度の梁要素
参照座標系	Total Lagrange 定式化
外力	- 線形バネにより表す係留索の張力 - 静水圧による復原力 - モリソン式により表す部材の直交方向に作用する流体力 - Srinivasan モデルにより表す垂直コラムにおける減衰力 - 準定常理論による空気力
減衰	一般化減衰モデル
固有値解析	Subspace 法
時刻歴応答解析	Newmark- β 法($\beta=1/4$)

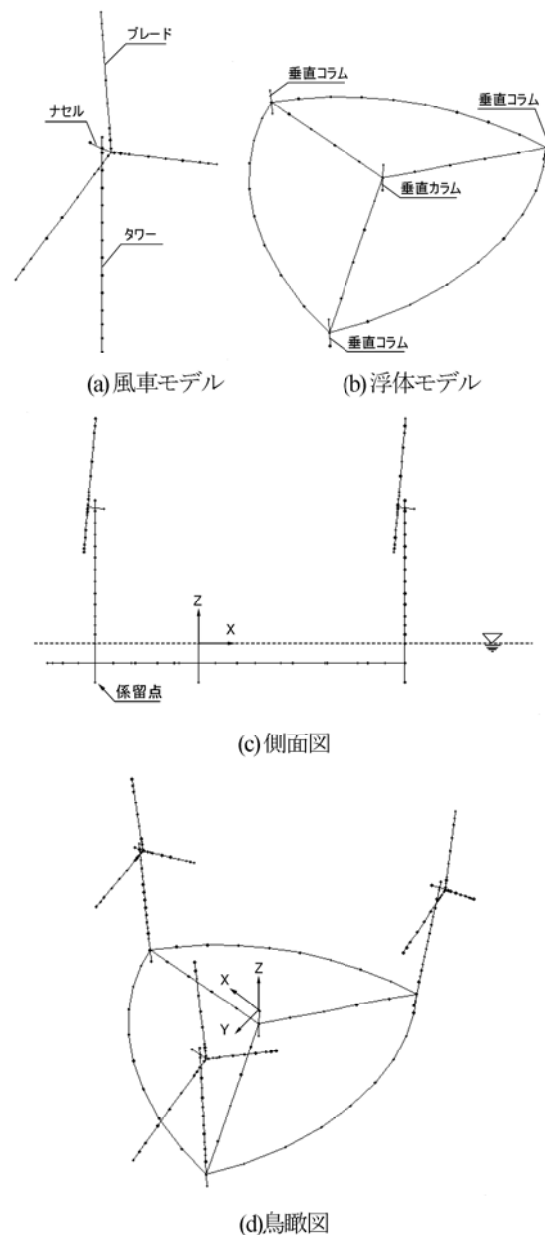


図-2 解析用浮体構造モデル

$$[K_G] = \begin{bmatrix} K_{1i} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{2i} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{3i} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$[K_G]_i$ はバネ定数, K_{1i} と K_{2i} 及び K_{3i} はサージ, スウェー及びヒープ方向の線形バネ定数である.

b) 静水圧による復原力のモデル

静水圧による復原力は, 浮体運動時の浮力変化から微小変位理論により線形化でき, 求めることができる⁴⁷⁾. 水線面の節点 i に作用する静水圧による復原力は次式により示される.

$$\{F_R\}_i = -[K_R]_i \{X\}_i \quad (3)$$

ここで,

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

$[K_R]_i$ は静水圧による復原力の比例定数, ρ_w は流体の密度, 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

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. 第1章に述べたように, 風車用浮体の部材の直径が小さく, 波の変形が無視できるため, 本研究では部材の直交方向に作用する流体力はモリソン式³⁰⁾により表した. モリソン式は海底に固定されている鉛直の杭に作用する流体力を水粒子の速度の自乗に比例する抗力と加速度に比例する波強制力の和として表現した式であり, この式を運動する任意方向を向いた細長部材に適用できるように修正した式³⁴⁾は次式により表せる.

$$\{F_E\} = \{F_{EM}\} + \{F_{EW}\} + \{F_{ED}\} \quad (4)$$

ここで,

$$\{F_{EM}\} = -M_a \{\ddot{X}\}$$

$$\{F_{EW}\} = \rho_w C_M V \{\dot{u}\}$$

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

$$M_a = \rho_w (C_M - 1) V \quad (5)$$

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.

d) 垂直コラムに作用する鉛直方向の流体力のモデル

垂直コラムの鉛直運動に起因する流体力に関しては, Haslum & Faltinsen³⁶⁾は付加質量による流体力の部分を線形ポテンシャル理論から同定した. 抗力による流体力の部分に関してはスパー型の浮体について多くの研究が行われた. 例えば, Tao ら^{41), 42)}は数値流体解析および実験によりヒープが大きくなると, 流体の剥離による粘性減衰が重要であることを示した. ただし, これらの研究はテンションレグ浮体を対象としたため, 鉛直方向の動揺量が相対的に小さい. 最近では, Srinivasan & Chakrabarti⁴³⁾はトラス・セミサブ浮体を対象に, 規則波または不規則波中における浮体のヒープ及びピッチ運動に関する減衰比が 15~20%であることを実験により明らかにした.

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 Haslum & Faltinsen³⁶⁾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 (5) にある体積は次式により算定した.

$$V = \frac{2\pi}{3} \left(\frac{D}{2} \right)^3 \quad (6)$$

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次式により定式化した.

$$\{F_{ED}\} = -[C_{ED}] \{\dot{X}\} \quad (7)$$

ここで,

$$[C_{ED}] = \alpha ([M'] + [M'_a]) + \beta ([K'_R] + [K'_G]) \quad (8)$$

$$\alpha = \frac{4\pi f_z f_\theta (f_z \zeta_\theta - f_\theta \zeta_z)}{f_z^2 - f_\theta^2} \quad (9)$$

$$\beta = \frac{1}{\pi} \frac{(f_z \zeta_z - f_\theta \zeta_\theta)}{f_z^2 - f_\theta^2} \quad (10)$$

$[C_{ED}]$ は減衰係数マトリックス, マトリックス $[M']$, $[M'_a]$, $[K'_R]$ と $[K'_G]$ はそれぞれのマトリックス $[M]$,

$[M_a]$, $[K_R]$, $[K_G]$ の鉛直成分 z と回転成分 θ_x, θ_y のみが含まれるマトリックスである。式(8)にある係数はSrinivasan & Chakrabarti⁴³⁾の実験により同定された減衰比により式(9)と(10)から求めることができる。ここで、 f_z と f_θ はヒープとピッチ運動の固有振動数、 ζ_z と ζ_θ はそれぞれのモードの減衰比である。

e) 空気力のモデル

暴風時には風車が停止しており、ロータ、ナセル及びタワーに作用する空気力は準定常理論⁴⁸⁾に基づいて次式により定式化した。

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

ここで、

$$F_{WD} = 0.5 \rho A C_D(\alpha) (U - \dot{X})^2$$

$$F_{WL} = 0.5 \rho A C_L(\alpha) (U - \dot{X})^2$$

F_{WD} は抗力、 F_{WL} は揚力、 ρ は空気の密度、 A は代表面積、 C_D と C_L は迎角 α における抗力係数、揚力係数である⁴⁹⁾。 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。流体力の抗力と同様に、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。

一方、風車発電時には風車ロータの回転による空気力はスラスト係数より表した。

$$\{F_W\}_h = \{F_{WD}, F_{WL}\} \quad (12)$$

ここで、

$$F_{WD} = 0.5 \rho A C_D (U_h - \dot{X}_h)^2$$

$$F_{WL} = 0$$

$\{F_W\}_h$ はロータに作用する空気力、 A はロータ面積、 C_D はスラスト係数である。 U_h と $\dot{X}_h$ はそれぞれハブ高さでの風速とハブの移動速度である。

(3) 数値解法

本数値モデルでは、各要素に作用する力および質量を要素の両端の節点に等分配し、全節点における連立運動方程式を求めた。また、係留索の張力、静水圧による復原力及び付加質量による慣性力の項を式(1)の運動方程式の左辺に移動させ、次式のように整理し、解析を行った。

$$\begin{aligned} & ([M] + [M_a]) \{\ddot{X}\} + ([C] + [C_{ED}]) \{\dot{X}\} \\ & + ([K] + [K_G] + [K_R]) \{X\} = \{F\} \end{aligned} \quad (13)$$

a) 減衰モデル

風車用浮体における構造減衰は風車と浮体の部分が

それぞれ異なる。風車用浮体を一つのシステムとして従来の Rayleigh 減衰を用いてモデル化すると、高次モードの構造減衰が過大に評価される恐れがある。本研究では構造減衰マトリックスは一般化減衰モデル⁵⁰⁾に従い、次式のように求めた。

$$[C] = [M] \sum_{k=0}^p a_k \left([M]^{-1} [K] \right)^k \quad (14)$$

係数 a_k は次の連立方程式により算定した。

$$\zeta_i = \frac{1}{2} \left[\frac{a_0}{\omega_i} + a_1 \omega_i + a_2 \omega_i^3 + \dots + a_{p-1} \omega_i^{2p-3} \right] \quad (15)$$

ここで、 ω_i と ζ_i は風車用浮体の弾性モード i の固有円振動数とそのモードの構造減衰である。本研究では浮体の動揺解析を主な目的としているため、係数 a_k は浮体の弾性モードの構造減衰により決定した。

b) 固有値解析

浮体の動的な特性を評価するためには、浮体の固有周期を把握する必要がある。固有値解析の方法^{51), 52)}は数多く提案され、代表的な解法としては、ベキ乗法、逆ベキ乗法、Subspace法、Jacobi法、Householder法、QR法、行列式法、Sturm列法が挙げられる。本研究では一部の固有値を求めることに適しているSubspace法⁵²⁾を用いた。

c) 時刻歴応答解析

運動方程式の数値解法としては、周波数応答解析と時刻歴応答解析が挙げられる。前者は動的システムが定常振動状態にある場合に応答を周波数成分別に算出する方法である。一方、後者は時間積分により解を得る方法である。時刻歴応答解析では必要な時間間隔をある程度の細かい刻みに分割して計算するため、計算時間がかかるが、非線形問題にも適用でき、汎用性が高い。浮体式洋上風力発電システムでは空気力と流体力が非線形であるため、本研究では、時刻歴応答解析手法を採用した。時間積分には種々の解法^{51), 52)}があり、代表的な解法としては陽解法の4次Runge-Kutta法と陰解法Newmark- β 法がよく用いられる。本研究では、振動の問題でよく用いられるNewmark- β 法⁵³⁾を採用し、 $\beta=1/4$ とした。

3. 風水洞実験

浮体の挙動を実験的に調べた例としては、弾性模型を用いる水槽実験(吉田・石川³³⁾; Naoji⁵⁴⁾)、風・波を同時に受ける風水洞実験(Inoueら)⁹⁾がある。Inoueら⁹⁾の実験からは、暴風時における風車による浮体動揺への影響が少ないことが示された。これらの実験では大きい部材を用いた浮体を対象としたため、流体の粘性効果が小さい。本研究では、軽量セミサブ浮体の動的応答、浮

体の弾性挙動、風車と浮体との相互作用を明らかにするために、剛体模型及び弾性模型による風水洞実験を実施した。

(1) 実験装置

風水洞実験は図-3 に示す（独）海上技術安全研究所の変動風水洞⁵⁹⁾で実施した。風路の測定部は、長さ 15m、幅 3m、高さ 2m であり、この風路に長さ 17.6m、幅 3m、水深 1.5m のフラップ式の造波水槽が設置されている。また、反射波を防ぐために、水路の上流にビーチ式、下流に箱型の消波装置が設置されている。

(2) 供試模型

図-4 に示す軽量セミサブ浮体²⁰⁾の動揺特性を把握するために、浮体模型は実機の 1/150 スケール（幾何学的縮尺 $\lambda=1/500$ ）を想定した剛体模型および弾性模型を作成した。浮体の運動を対象とする通常の実験では粘性力より重力が卓越するため、本研究ではレイノルズの相似則を緩和し、フルードの相似則⁵⁹⁾を採用した。浮体本体にはアクリル（アクリルの比重は 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。浮体の重量と喫水位置を調整するために、中央浮体及び風車基礎浮体の内部に重りを設置できるスペースを設けた。また、弾性模型の連絡部材を設計する際には部材形状、材料の強度と質量を考慮し、部材の重力と浮力とバランスするようにした。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、剛性比に基づきコーシーの相似則⁵⁷⁾により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。

浮体と風車との相互作用を評価するために、風車の暴風時においてフェザリング状態の横風に相当する等価面積を模擬した抵抗板により考慮した。また、風車の定格発電時（スラスト係数 0.33⁴⁹⁾）にロータに作用する空気抗力は抵抗板により再現した。抵抗板の直径は実機スケールダウンの直径の約半分($D=300\text{mm}$)にして、ロータに作用する抗力が等価になるように充実率 0.57 の抵抗板を採用した。また重量を軽くするために、セルラ黒発泡塩ビ(厚さは 2mm)材料を用いた。ただし、実風車タワーの固有周期が 2 秒以下であり⁴⁹⁾、浮体の固有周期から十分に離れていることを考え、本実験では風車を剛体とした。

表-2 には実機の 1/150 スケールダウンモデル、剛体模型、弾性模型の諸元及びそれぞれパラメーターの縮尺を示す。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。表-3 には実験の風速と波浪条件、図-5 には暴風時と発電時の模型の写真を示す。実験で用いられた風速と波浪条件は銚子沖の海域における気象と海象条件に基づき決めた。その詳細については文献 24)と文献 58)を参照されたい。

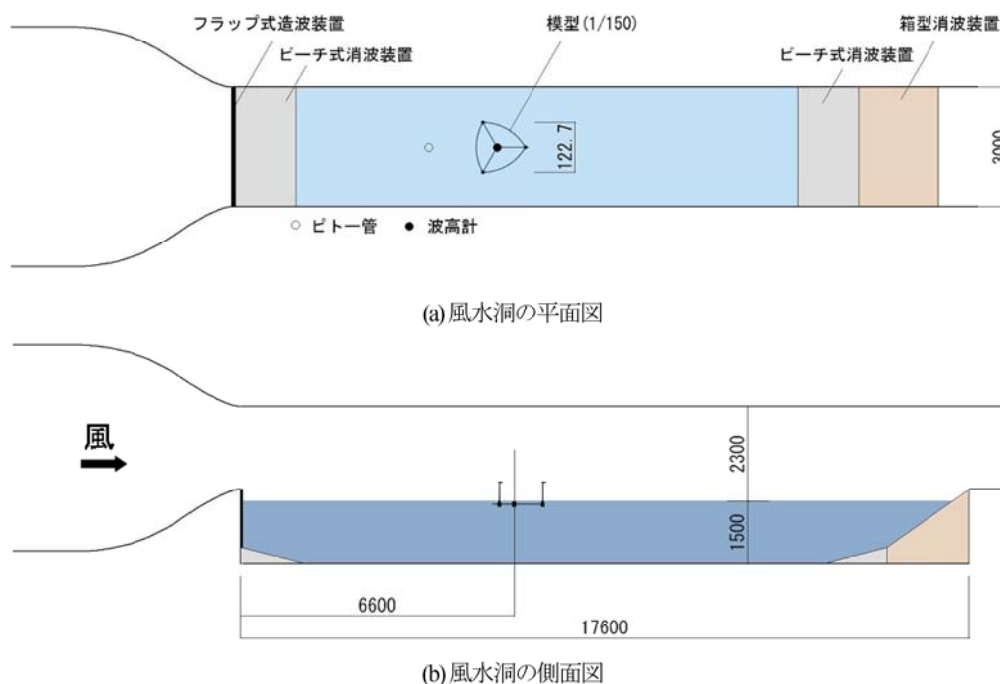


図-3 風水洞の概観図（単位：mm）

表-2 浮体の構造諸元

	縮尺	実機の 1/150 スケールダウンモデル	剛体模型	弾性模型
排水量(dm ³)	λ^3	4.858	5.521	5.521
重量(kg)	λ^3	4.932	5.426	5.426
慣性モーメント(kgm ²)	λ^5	0.770	0.886	0.886
重心(m)	λ	0.060	0.048	0.048
メタセンター高さ GM (m)	λ	0.189	0.152	0.152
水線面積(m ²)	λ^2	0.00377	0.00377	0.00377
連絡部材の曲げ剛性 EI (Nm ²)	λ^5	1.111	-	2.670
係留索のバネ定数(N/m)	λ^2	12.75	12.75	12.75

表-3 実験の風速と波浪条件

	実機のスケール			模型のスケール		
	H (m)	T (s)	U (m/s)	H (cm)	T (s)	U (m/s)
縮尺	—	—	—	λ	$\sqrt{\lambda}$	$\sqrt{\lambda}$
発電時の波浪条件	3.0	7.3	5~25	2.0	0.6	0.4~2.0
暴風時の波浪条件	12.0	15.5	50	8.0	1.3	4
浮体の固有周期	—	8~36	—	—	0.7~3.00	—
実験の範囲	3, 12	7~37	25, 50	2, 8	0.6~3.0	2, 4

 λ : 幾何学的縮尺

(3) 計測方法

係留索は 4 本のゴム紐(長さは 300mm)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⁵⁰⁾により 1/150 スケールダウンした水平成分の線形バネとして再現した。なお、暴風時の定常外力が作用した時に鉛直成分の係留力が小さいため、鉛直による係留効果は無視した。浮体と係留索の配置図を図-6 に示す。係留索には初期張力 2.943N を設けた。

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亚克力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、動歪みの計測を行い、連絡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求めた(図-6)。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。

風水洞の実験では波に与える風の影響を最小限にするため、剥離渦を発生させないように支持物を流線型化し、計測器の導線(ターゲットの電線、加速度計の線)を水中に配置した。また、水槽性能を考慮し、水深 1.5m で規則波の実験を実施した。

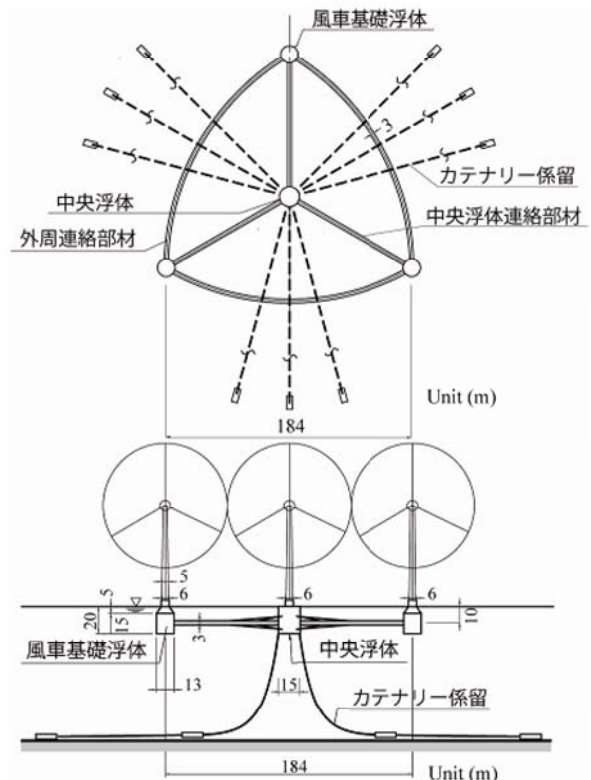
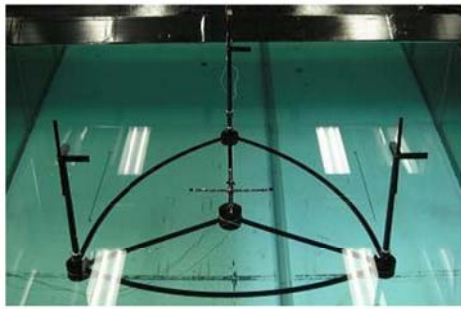


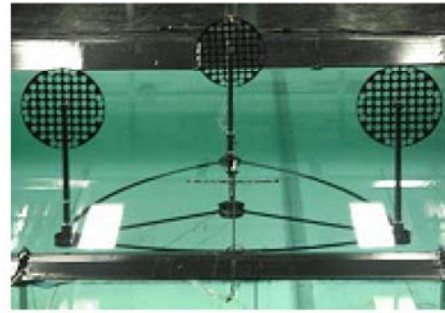
図-4 洋上風力発電用の軽量セミサブ浮体 (単位: m)

(4) データ整理

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。ただし、波周期 2.8s 以上における波高

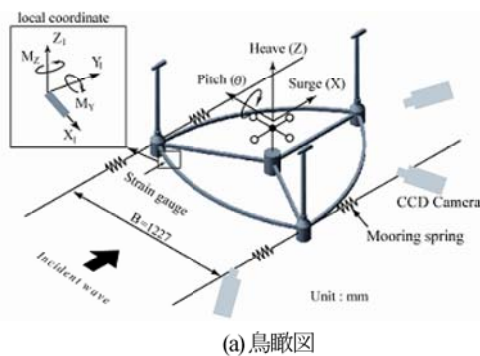


(a) 暴風時の模型

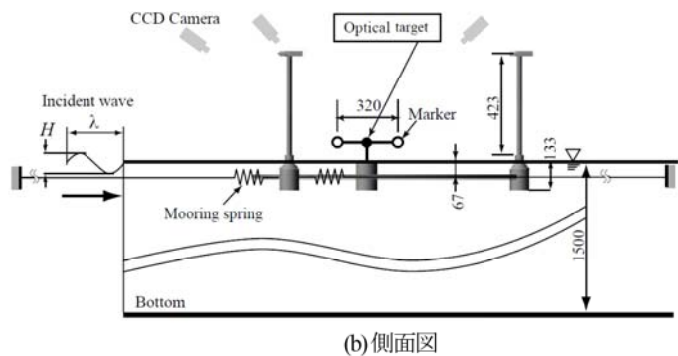


(b) 発電時の模型

図-5 模型の写真



(a) 鳥瞰図



(b) 側面図

図-6 計測機器の配置図

2cm の波形が反射波の影響により線形理論波と大きく異なったため、波周期 2.8s 以上における波高 2cm の結果を参考値として参考されたい。

浮体の固有周期を調べるために、剛体模型を用いた。自由動揺実験からは模型のサージ、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。

4. 考察

第 1 章にも述べたように、軽量セミサブ浮体の部材が細く、波と共振しやすい構造になっているため、波との共振領域を含む幅広い周波数領域における浮体の動的応答の評価が重要である。本章では、第 3 章に述べた風水洞実験の結果と比較することにより開発した数値予測モデルの精度を評価するとともに、流体力に起因する減衰効果、風車と浮体との相互作用、浮体の弾性変形及び波の非線形性が浮体の応答特性に与える影響を調べた。

解析は図-2 に示すモデルを用いた。各風車は 46 の梁要素、浮体は 50 の梁要素でモデル化した。また、風水洞実験と同様に係留索を線形バネでモデル化した。

構造減衰に関しては浮体の 4 次と 5 次モード構造減衰を 0.5% と仮定して、式 (15) の 2 次数 ($p=2$) で係数

$a_0 = 5.07 \times 10^{-2}$ と $a_1 = 4.85 \times 10^{-4}$ を求めた。また、垂直コラムの鉛直方向における減衰力に関してはヒープとピッチ剛体運動モードの減衰比 20% を採用した。

風水洞実験と比較するために、動揺計算では 0.05s 刻みで合計 3200 ステップの解析を行った。過渡応答が含まれる初期の 2000 ステップ (100s) を除いて、残り 1200 ステップ (60s) の解析結果を用い、中央浮体のサージ、ヒープ及びピッチ方向の動揺の振幅を波高で無次元化し、周波数応答関数として求めた。また、非線形波による影響を調べる際には実機スケールでの解析を行った。この解析では合計 700s の解析を実施し、過渡応答を含む初期の 100s を除いて、残りの 600s の時系列データを評価した。

(1) 固有値解析

表-4 には固有値解析と風水洞実験から得られた固有周期を示す。弾性浮体の 1, 2, 3 次モードに対応する固有周期はそれぞれ 3.06s, 2.82s と 2.69s であり、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。図-7 には弾性浮体の最初の 4 つ

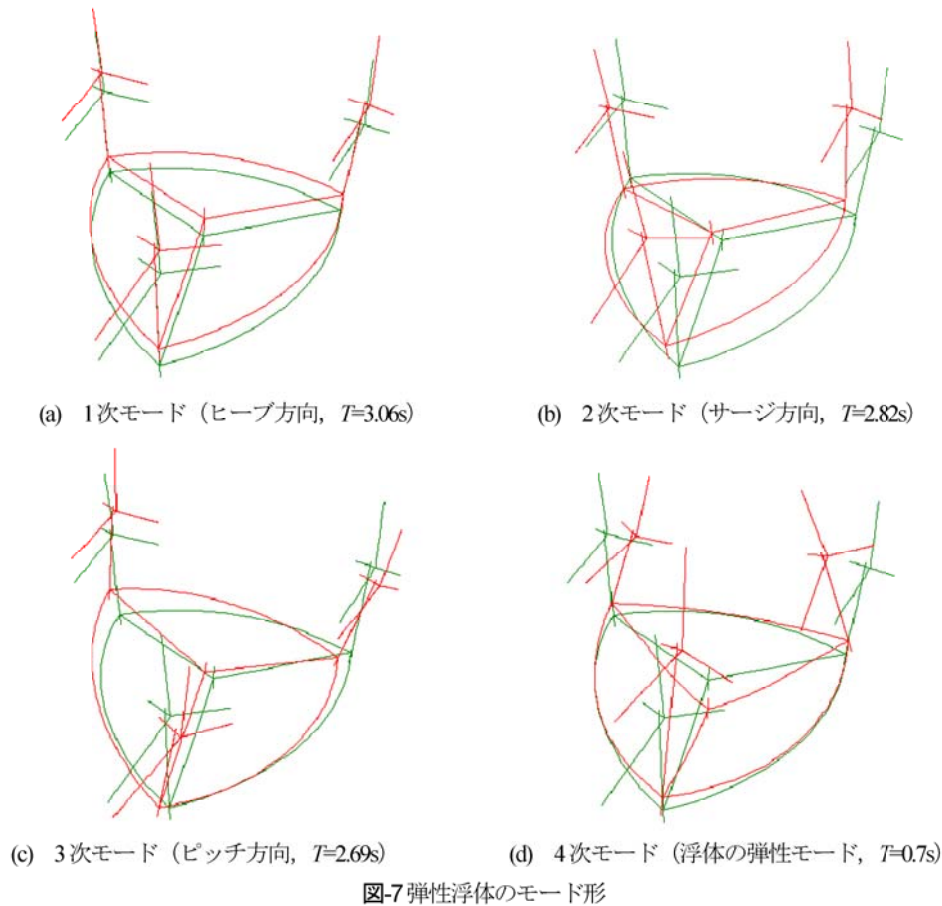


図-7 弾性浮体のモード形

のモード形を示す。1次、2次と3次モードでは浮体は剛体運動し、3基の風車は浮体と共に同じ動きをしているのに対して、4次モードでは浮体は弾性運動し、それに伴い、3基の風車も異なる動きをしていることが分かる。

(2) 流体力による減衰効果

これまでの研究では浮体の部材が大きいいため、抗力を無視されること¹⁴⁾が多い。しかし、部材が細い場合には部材に作用する抗力に部材の移動速度に比例する項が含まれるため、浮体の動的応答に対して減衰効果が働く。本研究では、浮体の共振領域を含む動的応答特性を明らかにするために、弾性浮体モデルを対象に、抗力を無視した場合($C_D=0$)、抗力係数をクーリガン・カーペンター数 K_c の関数³⁰⁾とした場合 (C_D : K_c の関数) の解析を行い、風水洞実験の結果と比較した。

解析では、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 (Airy theory)³¹⁾により求めた。風水洞実験と同様に浮体中央の動揺量及び連絡部材に作用する動的荷重を算出した。また、実験では模型製作上の制約により連絡部材を角柱としたため、その慣性力係数及び抗力係数は DNV-OS-J1014³²⁾に示されている円柱の式に角柱と円柱の値の比⁴⁷⁾を乗じて求めた。更に、波は微小振幅波と仮定し、クーリガン・カーペンター数は波高

表-4 実験と解析から得られた固有周期の比較

モード	解析(s)	実験(s)
	剛体/弾性体	剛体/弾性体
1	3.06/3.06	2.92/—
2	2.82/2.82	2.73/—
3	2.68/2.69	2.73/—
4	—/0.7	—/0.7
5	—/0.54	—/—

H と部材の代表幅 D から次式により表した。

$$K_c = \frac{U_{\max} T}{D} \approx \frac{\omega H T}{2D} = \frac{\pi H}{D} \quad (16)$$

計算では波の周期を 0.5~3.0s (0.1s 刻み) まで変化させ、波高 2cm と 8cm の動揺解析を行い、実験結果との比較を行った。

図-8(a)には実験と解析により求めたサージ運動の応答関数の比較を示す。サージ運動の固有周期 2.82s から離れた領域 (非共振領域) では抗力のモデルに依存せず、浮体のサージ運動が精度よく予測される。一方、固有周期付近での共振領域では抗力係数をゼロにした解析はサージ運動を過大に評価する。一方、抗力係数をクーリガン・カーペンター数の関数とした解析結果は、実験結果とよく一致する。このように、共振領域におけるサージ運動は抗力に大きく依存し、抗力のモデル化は解析結果に大きな影響を与えることが分かる。

図-8(b)と(c)には実験と解析により求められたヒープとピッチ運動の応答関数を示す。サージ運動と同じように非共振領域では流体力のモデル化によらず解析と実験がよく一致するが、共振領域ではモリソン式はヒープ運動とピッチ運動を過大に評価する。また、Tao ら⁴²⁾の数値流体解析から算出された抗力係数を用いる場合にはヒープとピッチの解析結果はともに実験結果に近づく。Srinivasan & Chakrabarti⁴³⁾が実験により求めた減衰比を用いた場合には実験の結果とほぼ一致し、Srinivasan モデルは垂直コラムを有する浮体の共振時における応答予測に有効であることが分かる。

浮体の動揺量は抗力に起因する水力減衰の影響を強く受ける。この水力減衰の効果を説明するために、浮体を剛体とし、かつ、それぞれの方向の動揺が独立であると仮定すると、1自由度の運動方程式を導くことができる。

$$\ddot{X}_i^* + 2\zeta_i \omega_i \dot{X}_i^* + \omega_i^2 X_i^* = \frac{F_{EDi}^* + F_{EWi}^* + F_{WDi}^*}{(M_i^* + M_{ai}^*)} \quad (17)$$

ここで、 M_i^* と M_{ai}^* は $i (= X \text{ または } Z)$ 方向の運動方程式における質量と付加質量、 F_{EDi}^* 、 F_{EWi}^* と F_{WDi}^* は部材の直交方向に作用する非線形抗力、波強制力と空気抗力である。また、 ω_i は i 方向の固有円振動数、 ζ_i は垂直コラムの鉛直運動の水力減衰比であり、サージ方向では上式の左辺の第2項が含まれない。また、部材の直交方向に作用する非線形抗力は次式により表す。

$$F_{EDi}^* = 0.5\rho_w C_D A (u_i^* - \dot{X}_i^*) \left| u_i^* - \dot{X}_i^* \right| \quad (18)$$

この抗力を等価線形化すること⁶⁰⁾により次式が得られ、第2項は水力減衰比に寄与する。

$$F_{EDi}^* = 0.5\rho_w \frac{8}{3\pi} C_D A \left| u_i^* - \dot{X}_i^* \right|_{\max} (u_i^* - \dot{X}_i^*) \quad (19)$$

水力減衰力を運動方程式の左辺に移動すると、次式が得られる。

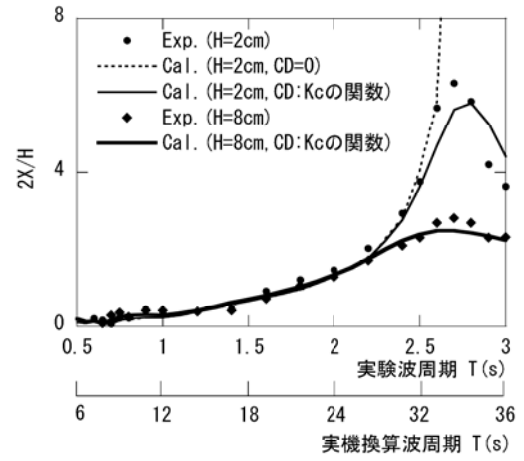
$$\ddot{X}_i^* + 2(\zeta_i + \zeta_{EDi}) \omega_i \dot{X}_i^* + \omega_i^2 X_i^* = \frac{0.5\rho_w \frac{8}{3\pi} C_D A \left| u_i^* - \dot{X}_i^* \right|_{\max} u_i^*}{(M_i + M_{ai})} + \frac{F_{EWi}^* + F_{WDi}^*}{(M_i + M_{ai})} \quad (20)$$

ここで、

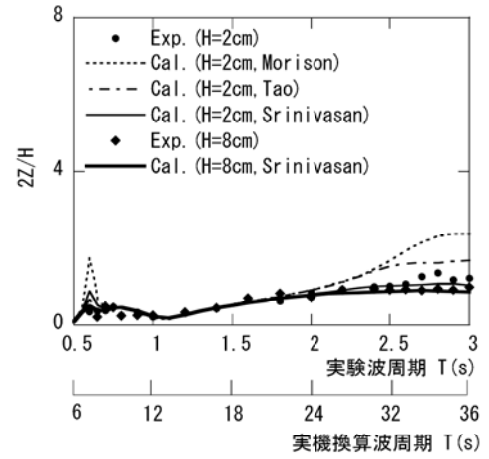
$$\zeta_{EDi} = \frac{0.5\rho_w \frac{8}{3\pi} C_D A \left| u_i^* - \dot{X}_i^* \right|_{\max}}{2(M_i + M_{ai})\omega_i} \quad (21)$$

浮体全体に作用する水力減衰比を求める際には浮体の速度と水粒子速度は浮体の中央位置での値で代表させた。空気力 F_{WDi}^* による空気減衰の効果については後述する。

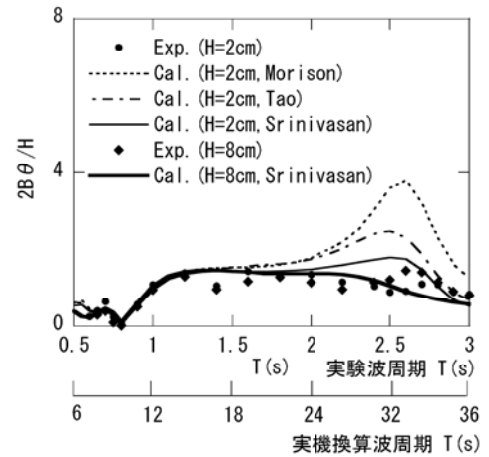
図-9 にはサージ運動及びヒープ運動の共振時(波周期



(a) サージ運動の応答関数



(b) ヒープ運動の応答関数



(c) ピッチ運動の応答関数

図-8 実験と解析による応答関数の比較

T は 2.82s と 3.06s)における動揺量と水力減衰比の波高による変化を示す。波高が大きくなるにつれ、水力減衰比が増加し、サージが減少することが分かる。サージ運動では発電時(波高 $H=2\text{cm}$)の水力減衰比は約 4%であるのに対して、暴風時(波高 $H=8\text{cm}$)の水力減衰比は約 6%であり、約 1.5 倍に増大した。一方、ヒープ運動では水力減衰比は 25%から 30%になる。ヒープ運動の振幅が

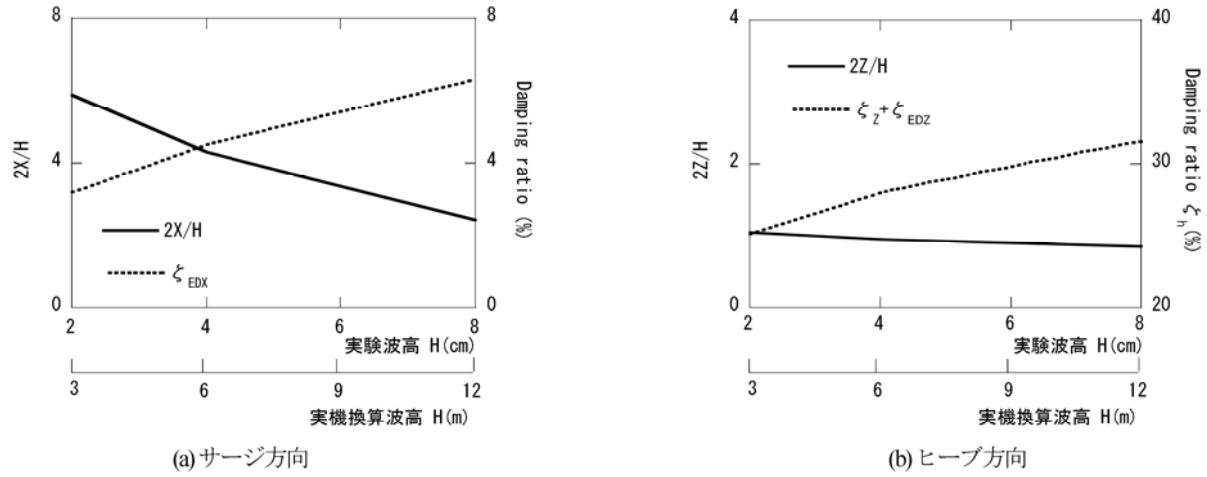


図-9 動揺量と水力減衰比の波高による変化

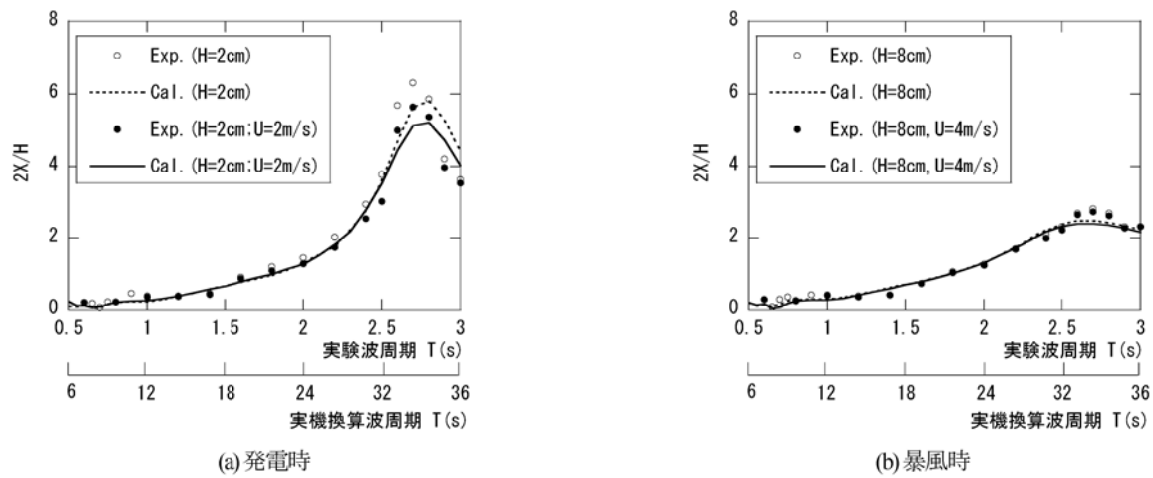


図-10 空力減衰によるサージ運動の応答関数の変化

共振時に殆ど顕著にならないのは水力減衰比が大きいことによると考えられる。

(3) 空気力による減衰効果

風車用浮体においては、搭載する風車に作用する空気力が浮体の動揺に影響を与えると予想される。これまでの研究では浮体が大きいため、風車が浮体に与える影響を無視するか¹³⁾、または風車に作用する風荷重を静的荷重として浮体に作用している¹⁴⁾と仮定した。しかし、風車に作用する空気力に起因する空力減衰は風車発電時に大きく⁶⁾、その影響を明らかにする必要がある。

図-10 には、風と波が浮体に同時に作用する時の風水洞実験と解析から得られたサージ方向の周波数応答関数の変化を示す。無風時の値に比べ、共振領域の近辺での振幅が減少していることが分かる。この振幅の減少は解析と実験は同じ傾向を示し、風車ロータに作用する空気力に起因する空力減衰によるものと思われる。風方向の空力減衰効果を説明するために、風車ロータに起因する空気抗力は次式により表す。なお、第2項は空力減衰に寄与する。

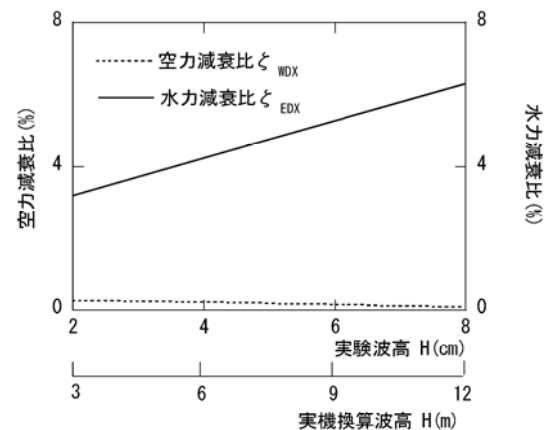
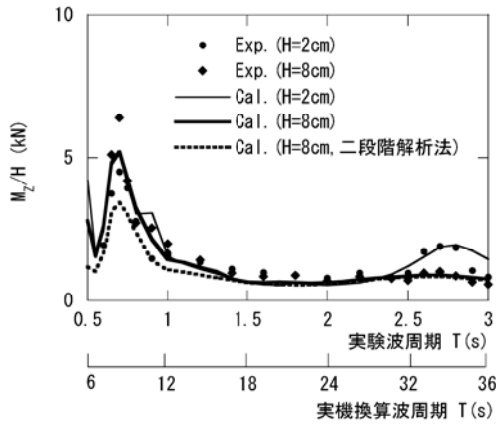


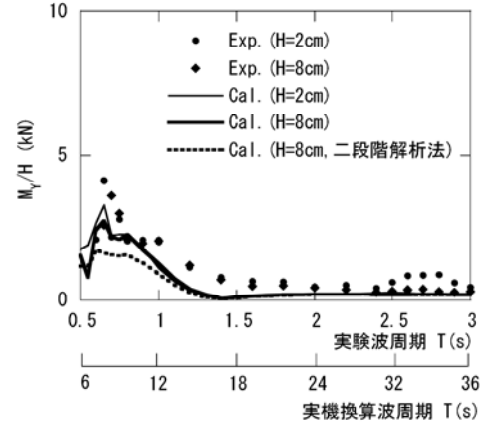
図-11 風車の空力減衰比と浮体の水力減衰比の波高による変化

$$\begin{aligned}
 F_{WD}^* &= 0.5 \rho C_D A (U_h - \dot{X}_x^*)^2 \\
 &= 0.5 \rho C_D A (U_h^2 + \dot{X}_x^{*2}) - \rho C_D A U_h \dot{X}_x^*
 \end{aligned} \quad (22)$$

空力減衰項を運動方程式の左辺に移動すると、式(20)は次式のようになる。



(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-12 弾性浮体模型の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

$$\ddot{X}_X^* + 2(\zeta_{EDX} + \zeta_{WDX})\omega_X \dot{X}_X^* + \omega_X^2 X_X^* = \frac{0.5\rho_w \frac{8}{3\pi} C_D A |u_X^* - \dot{X}_X^*|_{\max} u_X^*}{(M_X + M_{aX})} + \frac{F_{EWX}^*}{(M_X + M_{aX})} + \frac{0.5\rho C_D A (U_h^2 + \dot{X}_X^{*2})}{(M_X + M_{aX})} \quad (23)$$

ここで、

$$\zeta_{WDX} = \frac{\rho C_D A U_h}{2(M_X + M_{aX})\omega_X} \quad (24)$$

図-11 には空力減衰比と水力減衰比の波高による変化を示す。波高が大きくなるにつれ、空力減衰比が減少し、水力減衰比が大きくなることから分かる。発電時に空力減衰比は水力減衰比の約 10% であるのに対して、暴風時にその割合は 1% 以下であり、暴風時に空力減衰効果が殆ど見られないことが分かる。

(4) 弾性変形による影響

吉田・石川³⁹⁾は、浮体構造が長い場合、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た。また、鈴木・吉田⁴⁰⁾は、長周期の波において超大セミサブ浮体やポンツーン浮体の弾性挙動を評価し、波長がある特性距離を超えると、波形勾配による浮体の弾性変形を評価する必要があることを明らかにした。

図-12 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。本研究では、弾性浮体モデルの剛性を 100 倍に大きくしたものを剛体浮体モデルとした。 M_z と M_y は図-6 により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。これらの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されている。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し、波形勾配による浮体の弾性変形の影響が少ないことがわかる。これは、本研究が対象とした軽量セミサブ浮体部材の殆どが潜水状態にあることによるものと考えられる。

(5) 非線形波による影響

波の非線形性は着底型の海洋構造物に作用する波浪荷重を増加させることが知られている⁶¹⁾。最近、Grue & Huseby⁶⁴⁾は実験により垂直コラムの振動に対して波浪力の非線形性が振動量を増加させることを報告した。

波の非線形性を表すパラメーターとしては Ursell 数がよく用いられ、波形勾配 (H/L) と相対水深 (d/L) により次式のように定義される。

$$U_r = (H/L) / (d/L)^3 \quad (25)$$

ここで、 H は波高、 L は波長、 d は水深である。波高が大きい時または水深が浅い時には Ursell 数が大きくなり、波の非線形性を考慮する必要がある⁶⁵⁾。

洋上風力発電に関しては、山口と石原⁶⁶⁾は、海岸からの距離 50km までの関東地方沿岸の洋上風況をメソ気象モデルにより調べ、水深 20~200m、海岸からの距離 10~30km までの海域における風力発電の賦存量が最も多いことを示した。また、Dolan⁶⁷⁾の研究により着底式に比べ水深 50m 以上の海域では浮体式洋上風力発電の経済性が優れていることが示されている。日本における洋上風力発電を考える際には、水深 50~200m に適した風力発電用浮体の開発が重要であることが分かる。

そこで、本研究では、水深 50m、100m 及び 200m の三

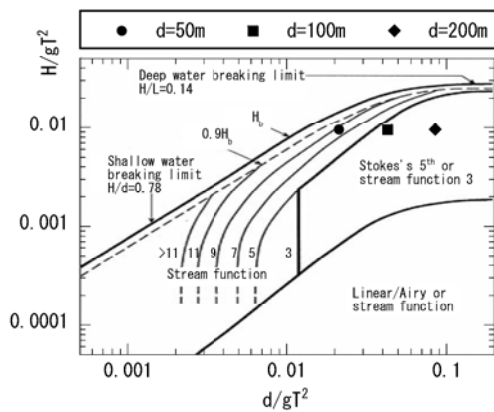
図-13 水深による各波理論の適用範囲⁽⁶⁾

表-5 水深、波高、波長と Ursell 数との関係

水深 d (m)	波高 H (m)	波長 L (m)	Ursell 数
50	22.23	317	17.9
100	22.23	367	3.0
200	22.23	414	0.5

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、非線形規則波及び線形不規則波を入力する時の浮体の最大応答を求めた。

図-13 には各種波浪理論の適用範囲を示す⁽⁶⁾。また、表-5 には水深、波高、波長と Ursell 数との関係を示し、水深 50m では波の非線形性が顕著になることが分かる。本研究では、水深 50m, 100m, 200m に対して非線形規則波は流れ関数理論 (Stream function) により、線形不規則波は JONSWAP スペクトル型により生成された⁽⁶⁾。また、線形不規則波の応答計算では、乱数の値を与えて、発生した 6つの入射波を用いて解析を行い、得られた 6つの最大値の平均値を評価した。

図-14 にはそれぞれの水深における非線形規則波の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。この図から水深 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。図-15 には浮体を剛体と仮定した場合に算定された波浪荷重を示す。波浪荷重における各周波数成分の寄与率は波高のそれとほぼ同じ傾向を示していることが分かる。一方、弾性浮体モデルを用いた場合 (図-16) には浮体の弾性モード (実機スケールの固有周期 $T=7.3$ s) と波の 2 次成分との共振により波の 2 次成分に対応する動的荷重が顕著に現れ、弾性浮体モデルを用いる必要があることが分かる。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

なった。

海洋石油開発用浮体の応答解析では、水深が深いいため、線形波の組合せにより発生した線形不規則波を用いることが多い⁽²⁷⁾。図-17 には非線形規則波及び線形不規則波を用いる時の部材に作用するサージ方向の動的荷重の最大値を示す。水深 100m 以上の海域に線形不規則波を用いる評価では大きい値を示すが、水深 100m 以下の海域においては浮体の弾性変形モードが波の高次成分と共振するため、非線形規則波を用いる評価では大きい値を示す。従って、浮体式洋上風力発電システムを水深 50m~200m の比較的に浅海域に設置する場合には、波の非線形性の考慮は重要であり、非線形規則波及び線形不規則波を用いて浮体に作用する荷重を求めて、両者の中で大きい方の値を設計値として採用する必要があることが分かる。

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、時間領域において風車と浮体の連成振動を考慮した数値予測モデルを開発した。また、風水洞実験結果との比較により、本モデルの予測精度を明らかにするとともに、非線形抗力による減衰効果、風車と浮体との相互作用、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た。本研究では以下の結論を得た。

- 1) モリソン式は浮体の水平方向の動揺量を精度よく予測できるが、鉛直方向の動揺量を過大に評価することを明らかにした。Srinivasanらの実験から求められた減衰比を用いることにより、共振時における鉛直方向の動揺量を精度よく予測することを可能にした。
- 2) 暴風時には水力減衰が支配的であるため、空力減衰による浮体動揺の低減効果が小さいが、発電時には風車の回転による空力減衰効果が浮体の動揺を若干低減させることを明らかにした。
- 3) 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法により予測された動的荷重は弾性挙動による共振が発生する領域において過小に評価されることが分かった。
- 4) 波の非線形性が顕著になる 50m 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。

本研究では、浮体の運動に起因する水力減衰効果、浮体構造の弾性挙動および波の非線形性が浮体の動揺に与える影響を明らかにしたが、今後浮体の動揺が風力発

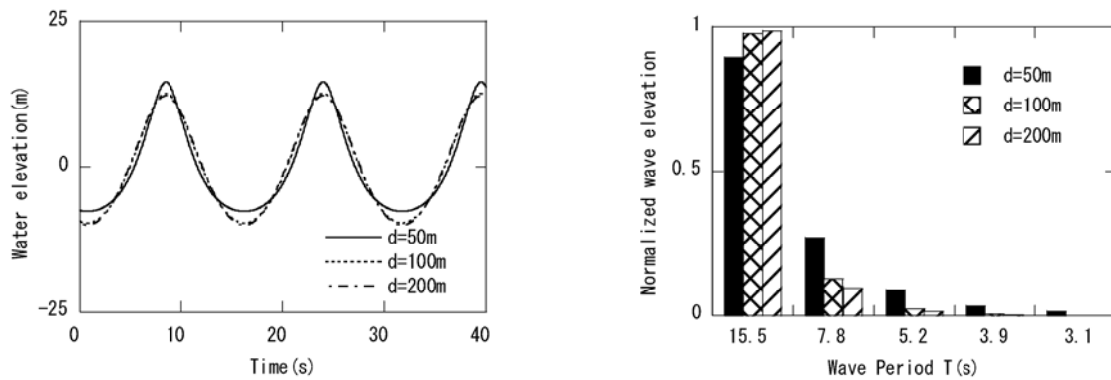


図-14 波高の時系列と各周波数成分の寄与率

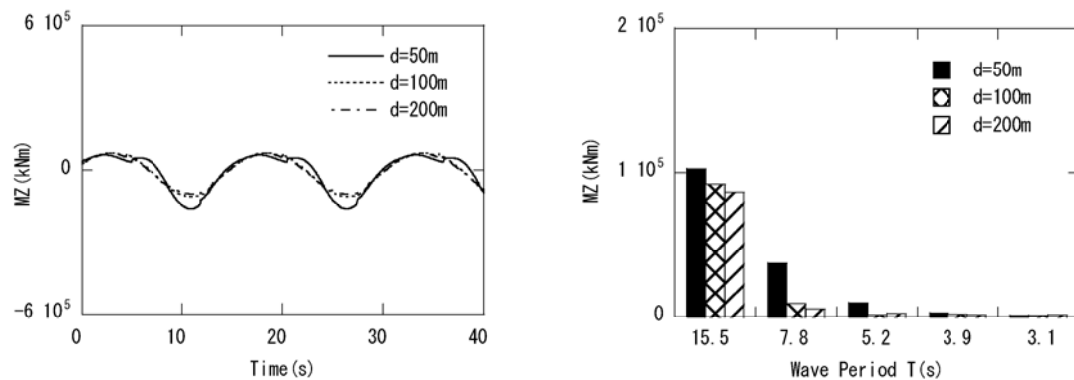


図-15 剛体浮体に作用するサージ方向の波浪荷重の時系列と各周波数成分の寄与率

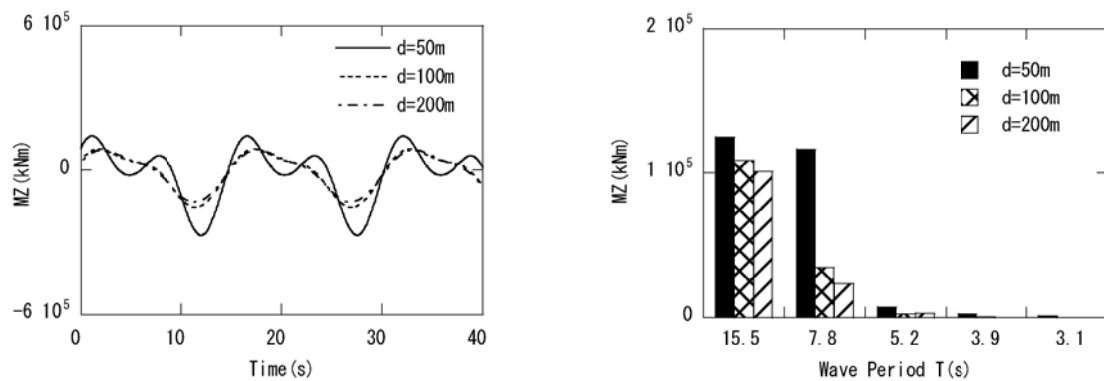


図-16 弾性浮体に作用するサージ方向の動的荷重の時系列と各周波数成分の寄与率

電システムに与える影響や風車の制御が浮体の動揺に与える影響を明らかにしていきたい。

謝辞: 本研究は浮体洋上風力発電の研究に関する東京大学・東京電力との共同研究の一貫として行われているものであり、また研究費の一部は文部科学省科研費補助金（課題番号20360199, 研究代表者石原孟）を受けた。風水洞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、風水洞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。

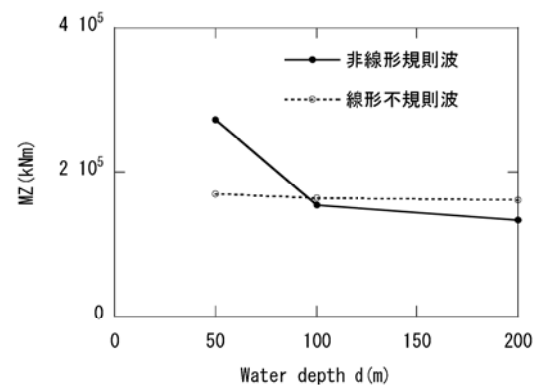


図-17 各種波による弾性浮体のサージ方向の動的荷重

参考文献

- 1) NEDO: 平成16年度 風力発電利用率向上調査委員会の風力発電ロードマップ検討結果報告書, 独立行政法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構, 2005.
- 2) 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.
- 3) Yago, K., Ohkawa, Y., Suzuki, H., Sawai, T.: A Basic Study on The Floating Wind Power System, *17th Ocean Engineering Symposium*, The Society of Naval Architects of Japan, pp. 127-134, 2003.
- 4) Wayman, E.N.: Coupled Dynamics and Economic Analysis of Floating Wind Turbine Systems, *M.S. Dissertation*, Dept. of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, 2006.
- 5) Vijfhuizen, W.J.M.J.: Design of a Wind and Wave Power Barge, *M.S. Dissertation*, Department of Naval Architecture and Mechanical Engineering, Universities of Glasgow and Strathclyde, Scotland, 2006.
- 6) Tong, K.C., Quarton, D.C., Standing, R.: Float-a Floating Offshore Wind Turbine System, Wind Energy Conversion, *Proceeding of the 1993 BWEA Wind Energy Conference*, pp.407-413, 1993.
- 7) Musial, W., Butterfield, S., Boone, A.: Feasibility of Floating Platform Systems for Wind Turbines, *Presented at the 23rd ASME Wind Energy*, Reno, NV (US), 2004.
- 8) Withee, J.E.: Fully Coupled Dynamic Analysis of a Floating Wind Turbine System, *Ph.D. Dissertation*, Dept. of Ocean Engineering, Massachusetts Institute of Technology, 2004.
- 9) Lee, K.H.: Responses of Floating Wind Turbines to Wind and Wave Excitation, *M.S. Dissertation*, Dept. of Ocean Engineering, Massachusetts Institute of Technology, 2005.
- 10) Skaare, B., Hanson, T., Nielsen, F.G.: Integrated Dynamic Analysis of Floating Offshore Wind Turbines, *EWEC 2006-European Wind Energy Conference and Exhibition*, Athens, Greece, 2006.
- 11) Skaare, B., Hanson, T.D., Nielsen, F.G., Yttervik, R., Hansen, A.M., Thomsen, K., Larsen, T.J.: Integrated Dynamic Analysis of Floating Offshore Wind Turbines, *Proceedings of 2007 European Wind Energy Conference and Exhibition*, Milan (IT), 2007.
- 12) Fuglseth, T.P., Undeland, T.M.: Modelling of Floating Wind Turbines for Simulation and Design of Axial Thrust and Power Control Strategies, *Renewable Energy 2006*, Makuhari Messe, Chiba, Japan, 2006.
- 13) 鈴木英之, 澤井貴之, 岡徳昭, 矢後清和: スパー型浮体による洋上風力発電システムに関する検討, 第25回風力エネルギー利用シンポジウム, 日本風力エネルギー協会, pp.252-255, 2003.
- 14) Henderson, A.R.: Analysis Tools for Large Floating Offshore Wind Farms, *Ph.D. Dissertation*, University College London, 2000.
- 15) Bulder, B.H., van Hees, M.T., Henderson, A., Huijsmans, R.H.M., Pierik, J.T.G., Snijders, E.J.B., Wijnants, G.H., Wolf, M.J.: Study to Feasibility of and Boundary Conditions for Floating Offshore Wind Turbines, Novem 2002-CMC-R43, ECN, MARIN, *Lagerway the Windmaster*, TNO, TUD, MSC, December 2002.
- 16) Fulton, G.R., Malcolm, D.J., Elwany, H., Stewart, W., Moroz, E., Dempster, H.: Draft Final Report: Semi-Submersible Platform and Anchor Foundation Systems for Wind Turbine Support, *Subcontract Report NREL/SR-500-40282*, 2007.
- 17) Murakami, M.: On the Floating-type Offshore Wind Turbine Generation System, *17th Ocean Engineering Symposium*, The Society of Naval Architects of Japan, pp. 135-142, 2003.
- 18) Hota, M., Honda, A., Yano, S., Nakaya, S., Fujikawa, T.: A Study on Antiwave Performance of Box Girder Type Floating Wind Farm, *17th Ocean Engineering Symposium*, The Society of Naval Architects of Japan, pp. 115-118, 2003.
- 19) Inoue, K., Miyabe, H., Ueda, S., Kobayashi, H.: Development of Semi-submersible Offshore Wind-turbine System, *Offshore Wind Energy Forum*, Japan, pp. 49-53, 2004.
- 20) 石原孟, Phuc, P.V., 助川博之, 嶋田健司, 大山巧, 宮川昌: 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.
- 21) Ishihara, T., Phuc, P.V., Sukegawa, H., Shimada, K., Ohyama, T. A.: Study on the Dynamic Responses of a Semi-Submersible Floating Offshore Wind Turbine System, *Global Windpower 2006*, Adelaide, Australia, 2006.
- 22) Phuc, P.V., Ishihara, T., Suzuki, H., Shimada, K., Ohyama, T., Sukegawa, H.: A Water Tank Test on the Dynamic Response of a Semi-Submersible Floating Model, *Renewable Energy 2006*, Tokyo, Japan, 2006.
- 23) 石原孟, Phuc, P.V., 鈴木英之, 助川博之, 大山巧: 軽量セミサブ浮体を用いた風力発電の研究, 第4回洋上風力発電フォーラム, 2007.
- 24) Ishihara, T., Phuc, P.V., Sukegawa, H., Shimada, K., Ohyama, T.: A Study on the Dynamic Response of a Semi-submersible Floating Offshore Wind Turbine System Part 1 A Water Tank Test, *Proc. of Twelfth International Conference on Wind Engineering*, Cairn, Australia, 2007.
- 25) Phuc, P.V., Ishihara, T.: A Study on the Dynamic Response of a Semi-submersible Floating Offshore Wind Turbine System Part 2: Numerical Simulation, *Proc. of Twelfth International Conference on Wind Engineering*, Cairn, Australia, 2007.
- 26) Ishihara, T., Phuc, P.V., Sukegawa, H.: A Numerical Study on the Dynamic Response of a Floating Offshore Wind Turbine System due to Resonance and Nonlinear Wave, *European Offshore Wind Conference & Exhibition*, Berlin, Germany, 2007.
- 27) 日本建築学会: 海洋建築物構造設計指針 (浮遊式)・同解説, 1990.
- 28) Wagner, H.: Über Stoss- und Gleitvorgänge an der Oberfläche von Flüssigkeiten, *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, Vol.12, No.4, pp.193-235, 1932.
- 29) 清川 哲, 大山 巧, 小林 浩: グリーン関数法による任意形状浮体の動揺解析, 土木学会論文報告集, pp.55-65, 1983.
- 30) Morison, J.R., O'Brien, M.P., Johnson, J.W., Schaaf, S.A.: The Force

- Exerted by Surface Waves on Piles, *Petroleum Transactions*, AIME 18, pp.149-157, 1950.
- 31) Chakrabarti, S.K.: *Hydrodynamics of Offshore Structures*, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, 1987.
 - 32) 海洋工学委員会構造分科会：半潜水式海洋構造物の構造強度概論, 日本造船学会誌, Vol.675, pp.12-18, 1985.
 - 33) 吉田宏一郎, 石川邦照：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.
 - 34) 海洋工学委員会構造分科会：半潜水式海洋構造物解析プログラムによる波浪中応答計算の比較, 日本造船学会誌, Vol.599, pp.212-217, 1979.
 - 35) Takagi, M., Arai, S.-I., Takezawa, S., Tanaka, K., Takarada, N.: A Comparison of Methods for Calculating the Motion of a Semi-submersible, *Ocean Engineering*, Vol.12, No.1, pp. 45-97, 1985.
 - 36) Haslum, H.A., Faltinsen, O.M.: Alternative Shape of Spar Platforms for Use in Hostile Areas, *Proceeding of the 31st Offshore Technology Conference*, Houston, pp.217-228, 1999.
 - 37) Huse, E.: Resonant Heave Damping of Tension Leg Platforms, *22nd Annual OTC*, Paper 6317, pp. 431-436, 1990.
 - 38) Huse, E., Utnes, T.: Springing Damping of Tension Leg Platforms, *Proceedings of the 26th Annual OTC*, Paper 74, pp. 259-267, 1994.
 - 39) Chakrabarti, S.K., Hanna, S.Y.: High-frequency Hydrodynamic Damping of a TLP, *Proceedings of the 10th International Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, pp. 147-151, 1990.
 - 40) Thiagarajan, K.P., Troesch, A.W.: Hydrodynamic Heave Damping Estimation and Scaling for Tension Leg Platforms, *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, Vol.116, No.2, pp.70-76, 1994.
 - 41) Tao, L., Thiagarajan, K.P.: Low KC Regimes of Oscillating Sharp Edges, Part I: Vortex Shedding Observation, *Applied Ocean Research*, Elsevier, Amsterdam, Vol.25, pp.21-35, 2003.
 - 42) Tao, L., Lim, K.Y., Thiagarajan, K.: Heave Response of Classic Spar with Variable Geometry, *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, Vol.126, pp.90-95, 2004.
 - 43) Srinivasan, N., Chakrabarti, S.: Damping controlled Response of a Truss Pontoon Semi-submersible with Heave Plates, *Proceedings of OMAE2005*, 24th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE 2005), 2005.
 - 44) 片山正敏：半潜水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.
 - 45) 鷺津久一郎, 宮本博, 山田善之, 川井忠彦：有限要素法ハンドブックI, 基礎編, 培風館, 1981.
 - 46) 庄司邦昭：係留浮体の運動と係留策の張力に関する研究, 日本造船学会論文集, Vol.138, pp.233-246, 1975.
 - 47) 元良誠三, 小山健夫, 藤野正隆, 前田久明：船体と海洋構造物の運動学, 1997.
 - 48) 岡内 功, 伊藤 学, 宮田 利雄：耐風構造, 丸善, 1977.
 - 49) 土木学会：風力発電設備支持物構造設計指針・同解説, 2007.
 - 50) Riso National Lab.: *Guidelines for Design of Wind Turbines*, Wind Energy Dept., Denmark, 2001.
 - 51) 鷺津久一郎, 宮本博, 山田善之, 川井忠彦：有限要素法ハンドブックII, 応用編, 培風館, 1981.
 - 52) Batte, K.-J.: *Finite Element Procedures*, Prentice-Hall, 1996.
 - 53) 久田俊明, 野口裕久：非線形有限要素法の基礎と応用, 丸善, 2000.
 - 54) Naoji, T.: A Study on the Behavior of Huge Floating Structure in Regular Waves, 日本造船学会論文集, 第146号, pp.185-194, 1979.
 - 55) NMRI: National Maritime Research Institute, <http://www.nmri.go.jp/ocean/flwp/summary.html>
 - 56) 日本造船学会海洋工学委員会性能部会：実践 浮体の流体力学〈後編〉実験と解析, 成山堂書店, 2003.
 - 57) Chakrabarti, S.: *Handbook of Offshore Engineering*, Volume 2, Elsevier Ltd., 2003.
 - 58) Shimada, K., Ohyama, T., Miyakawa, M., Ishihara, T., Phuc, P.V., Sukegawa, H.: A Study on A Semi-Submersible Floating Offshore Wind Energy Conversion System, *Proc. of the 17th International Offshore and Polar engineering Conference (ISOPE)*, Lisbon, Portugal, pp. 348-354, 2007.
 - 59) DNV: *Design of Offshore Wind Turbine Structures*, Offshore Standard DNV-OS-J101, Det Norske Veritas, Norway, 2007.
 - 60) Vossers, G.: Resistance, Propulsion and Steering of Ships-C-Behavior of Ships in Waves, *The Technical Publishing Company H. Stam N.V.*, The Netherlands, 1962.
 - 61) Burton, T., Sharpe, D., Jenkins, N., Bossanyi, E.: *Wind Energy Handbook*, John Wiley and Sons, 2001.
 - 62) 鈴木英之, 吉田宏一郎：超大型浮体の構造挙動および構造設計に関する考察, 日本造船学会論文集, Vol.178, pp.473-483, 1995.
 - 63) Matthies, H.G., Nath, C., Schellin, T.E., Garrad, A.D., Wastling, M.A., Quarton, D.C., Wei, J.: Study of Offshore Wind Energy in the EC, *ET-SU Report W/35/00250 and Publ. Verlag Nat Eliche Energie JOUR 0072*, 1994.
 - 64) Grue, J., Huseby, M.: Higher-harmonic Wave Forces and Ringing of Vertical Cylinders, *Applied Ocean Research*, Vol. 24, No.4, pp.203-214, 2002.
 - 65) DNV: *Environmental Conditions and Environmental Loads DNV-RP-C205*, Det Norske Veritas, Norway, 2007.
 - 66) 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, No.2, pp.63-75, 2007.
 - 67) Dolan, D.: Deepwater Fixed Bottom Wind Turbine Platforms, *Deepwater Wind Energy Workshop*, Washington D.C., 2004.
 - 68) Chaplin, J.R.: Downloadable Software for Waves, <http://www.civil.soton.ac.uk/hydraulics/download/downloadtable.htm>

A NUMERICAL STUDY ON DYNAMIC RESPONSE OF SEMI-SUBMERSIBLE FLOATING OFFSHORE WIND TURBINE SYSTEM AND ITS VERIFICATION BY EXPERIMENT

Pham Van PHUC and Takeshi ISHIHARA

A numerical model was developed to predict the dynamic response of a floating offshore wind turbine system in the time domain, considering the interaction between wind turbines and floater. The responses predicted by the proposed numerical model show good agreements with experiments. Morison's equation overestimates the heave motion of the floating structure with vertical column, while the hydrodynamic damping ratio proposed by Srinivasan et al. gives good predictions. The effect of the aerodynamic damping from the wind turbine is small in the survival condition since the effect of the hydrodynamic damping is significant, while in the operating condition the effect of the aerodynamic damping decreases the dynamic response. Elastic deformation plays an important role in dynamic response of the floating structure. The predicted response was underestimated when the elastic deformation is ignored. The nonlinearity of wave becomes dominant when the water depth is 50m and the elastic modes might be resonant with the higher order harmonic components of nonlinear wave, resulting in the increase of dynamic response of the floating structure.