

浮体式洋上風車風力発電支持構造物の荷重予測（その1）  
2MW ダウンウィンド標準風車モデルの作成と実測による検証

東京大学 正会員      ○山口 敦  
東京大学 正会員      林 岑蔚  
東京大学 正会員      石原 孟

1. はじめに

近年、洋上風力発電が着目されているが、わが国においては水深の制約から洋上風力発電を大規模に開発するためには、浮体式洋上風力発電設備の開発が不可欠である。浮体式洋上風力発電設備の支持構造物の設計では、着床式洋上風力発電設備にも作用する風荷重・波荷重に加えて浮体の動揺による荷重も考慮する必要がある。設計時にこれらの荷重を推定するために、動解析が行われているが、浮体式洋上風力発電設備に対して動解析によって得られた荷重を実測により検証した例は少ない。また、支持構造物に作用する荷重を高精度に予測するためには風荷重を高精度に再現できる風車モデルが必要である一方、浮体式洋上風力発電設備において利点のあるダウンウィンド風車の標準的なモデルがないという問題点がある。

そこで本研究ではまず、2MW ダウンウィンド標準風車モデルを作成し検証する(その1)とともに、そのモデルと浮体式風力発電設備全体のモデル化を行い、波荷重・風荷重・浮体動揺を考慮した支持構造物に作用する荷重を数値シミュレーションにより予測し、実測で検証する(その2)。

表 1 ダウンウィンド標準風車の代表的な諸元

|          |         |
|----------|---------|
| 定格出力     | 2000kW  |
| 定格風速     | 13m/s   |
| 定格ロータ回転数 | 17.5rpm |
| カットイン風速  | 4m/s    |
| カットアウト風速 | 25m/s   |
| ロータ直径    | 80m     |
| ハブ高さ     | 78m     |

2. ダウンウィンド風車の数値モデルの作成

ダウンウィンド標準風車の諸元は、日立製作所製

ダウンウィンド風車 HTW-2.0-80 を参考に表 1 に示すように設定した。

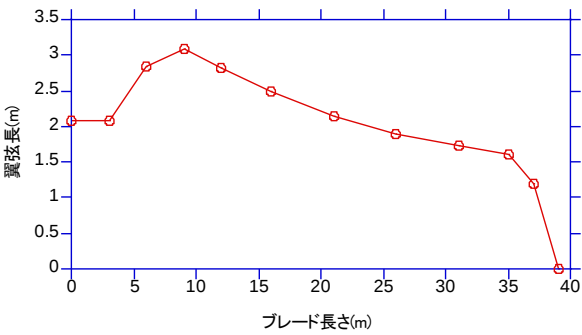


図 1 ブレードの翼弦長

ブレード(翼)長は 39m とし、公開されている翼型 (DU40-A17, DU25-A17, NACA64-A17)を用い、各断面におけるツイスト角・弦長を定義した(図 1)。

タワー高さは 75.8m とし、タワー基部での直径は 4.3m、タワー頂部での直径は 2.5m とした。また、タワーシェル板厚は最も厚い基部で 32mm、最も薄い部分で 14mm、タワー頂部のトップフランジ付近では 17mm とした。タワーのフランジを想定し、基部と頂部を含め合計 5 高度で集中質量を持つとした。

制御モデルは Jonkman et al. を参考に可変速・可変ピッチ制御とし、定格回転数未満でトルクを発電機回転数の関数とするとともに、高風速域では PI 制御によるピッチ制御を行った。PI 制御のゲインは次式により求めた。

$$K_p(\theta) = \frac{2I_{Dr}\Omega_0\zeta_\varphi\omega_{\varphi n}}{N_{Gear}\left[-\frac{\partial P}{\partial \theta}(\theta=0)\right]} GK(\theta) \tag{1}$$

$$K_I(\theta) = \frac{I_{Dr}\Omega_0\omega_{\varphi n}^2}{N_{Gear}\left[-\frac{\partial P}{\partial \theta}(\theta=0)\right]} GK(\theta) \tag{2}$$

$$GK(\theta) = \frac{1}{1+\theta/\theta_k} \tag{3}$$

ここで,  $I_{Dr}$ ,  $\Omega_0$ ,  $\zeta_\phi$ , と  $\omega_{\phi n}$  はそれぞれドライブトレインの慣性モーメント, 定格回転速度, ロータ回転数の定格回転数からの差に関する運動方程式の減衰係数, および 固有周波数である.  $\partial P/\partial \theta$ ,  $\theta_K$ ,  $N_{Gear}$  はそれぞれ動作点での平均ブレードピッチ角での発電量変化率, 動作点における発電量変化率 2 倍となる時のブレードピッチ角, ロータ軸と発電機軸のギア比であり, 本研究では,  $\zeta_\phi=0.65$ ,  $\omega_{\phi n}=0.6\text{rad/s}$ ,  $\theta_K=1.88^\circ$  とした.

ダウンウィンド風車では, ロータがタワー下流に位置するため, ブレードの荷重を評価するために, タワー後流の影響を考量したモデルが必要となる, 本研究では Yoshida and Kiyoki<sup>3)</sup>によって提案された疲労荷重等価モデルを用いた. このモデルでは, タワー背後の風速は式(4)のように表現される. ここで,  $U$ ,  $x$ ,  $y$ , ならびに  $D$  はそれぞれ, 風速,  $x$  と  $y$  方向の位置, タワー直径を示す. また,  $e$  と  $W$  は基準位置における最大速度欠損とタワーシャドウの幅である. 本研究では,  $e=0.1$ ,  $W=5.0$  と設定した.

$$\frac{U(x,y)}{U_\infty} = 1 - e(x) \cdot \cos^2 \left\{ \frac{\pi y}{W(x)D} \right\} \quad (4)$$

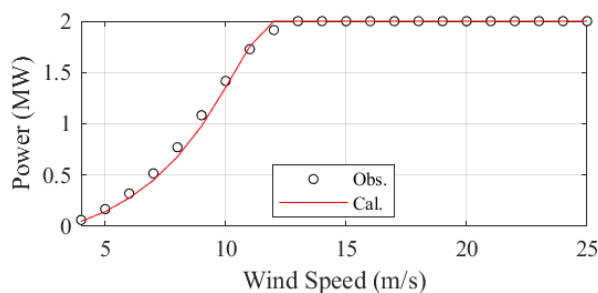


図2 パワーカーブ

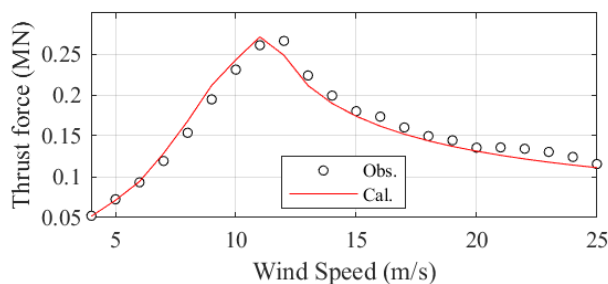


図3 スラストカーブ

### 3. 解析結果

このようにして作成した風車モデルを利用し, 風力発電設備の動解析ソフトウェア FAST を用い, 風速を変化させ, 定常風速下での発電出力とスラスト

力を求めた. このようにして求めたパワーカーブとスラストカーブを図2および図3に示す. カットイン風速からカットアウト風速までの間で, 本モデルを用いた解析により求めた発電出力とスラスト力は実機のデータと一致することがわかった.

タワーシャドウモデルの影響を評価するために定格風速 13m/s における, アジマス角に対する主軸曲げモーメントの解析結果は図4に示す. ここで, 平均吹上角も平均ヨーも 0 度とし, 乱流強度は 10% とした.

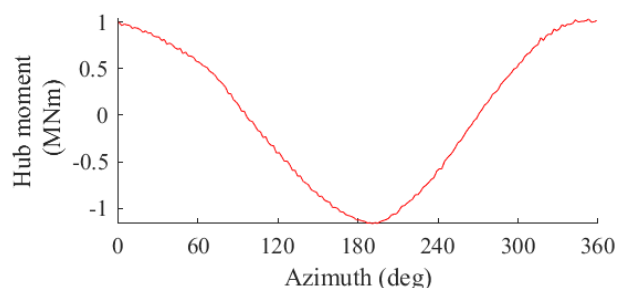


図4 ハブモーメントの予測値

### 4. まとめ

本研究では, 2MW ダウンウィンド標準風車モデルを作成し, 以下の結論を得た.

1. 作成した数値モデルを用いて風車のパワーカーブ・スラストカーブを計算した結果, 実際の 2MW ダウンウィンド風車のパワーカーブ・スラストカーブと一致した.
2. 暴風時のパッシブヨー制御を考慮し, 暴風時のナセル方向を計算した. またタワーシャドウを考慮したハブモーメントを計算した.

### 参考文献

- (1) J. Jonkman, S. Butterfield, W. Musial, and G. Scott, "Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development," NREL/TP-500-38060, 947422, Feb. 2009
- (2) Garrad Hssan and Partners, *Bladed User Manual* ver. 4.8, 2016.
- (3) S. Yoshida and S. Kiyoki, "Load Equivalent Tower Shadow Modeling for Downwind Turbines," *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng. Ser. B*, vol. 73, no. 730, pp. 1273–1279, 2007, doi: 10.1299/kikaib.73.1273.