

## 小形風力発電の出力変動の解析

東京理科大学 理工学部 電気電子情報工学科 近藤 潤次

### 1. 序論

小形風力発電は、住宅用太陽光発電に比べて出力変動が激しいとされ、それに起因する配電系統の電圧変動や電圧フリッカの発生に関する懸念が指摘されている<sup>[1,2]</sup>。しかし、その変動の激しさについて詳細に分析した結果は見当たらない。そこで本稿では、5kW級小形風力発電システムの発電出力を10ヶ月以上にわたって計測したデータを用いて、その出力変動特性を分析した。また、同規模の住宅用太陽光発電システムの出力変動特性と比較した。

### 2. 計測した小形風力発電システムの概要

国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の委託業務「小形風力発電部品標準化」において、秋田県男鹿市の日本海に面した丘に設置されている、水平軸プロペラ式4.5kW機(Zephyr9000)のPCS周りの運転データを2016年3月から2017年1月まで計測した<sup>[3]</sup>。この小形風力発電システムの仕様を表1に示す。本システムは、風車からの交流出力を整流し直流にしてパワーコンディショナ(PCS)へ入力し、PCSが商用周波数の単相交流200Vに変換して系統連系している。過回転はピッチ制御と電気式ブレーキで抑制する。PCS入力側の直流電圧、電流と、出力側の交流電圧、電流、有効・無効電力、および風速・風向を計測した。

計測により得られた、月平均風速と設備利用率(最大出力を5.0kWとして計算)を図1に示す。図1より、平均風速と設備利用率に強い相関があることが分かる。また、季節風の影響で冬季の風速が高い傾向が現れている。2016年12月においては、月平均風速4.86m/s、月間設備利用率22.7%を記録した。ただし、現地には2基の小形風車が設置されているが、それらの後流の影響で、風向が130度および215度付近の時(0度が北、90度が東)の風速計測値が実際の値より低くなっていることが分かっている。

### 3. 比較対象の太陽光発電システム

5章に後述する比較のため、5kW級太陽光発電の出力変動を分析した。使用したデータは、新エネルギー・産業技術総合開発機構が実施した「集中連系型太陽光発電システム実証研究」で取得されたものである。553軒の一般住宅におけるPVシステムのPCS入力電力と出力電力と消費電力の1秒毎時系列データが公開されている。このうち、定格出力が5kWと推定される太陽光発電システムNo.177において2006年8月1日から2007年7月31日までの1年間の出力電力を分析した。

2章で述べた小形風力発電システムとこのPVシステムの、出力電力1分平均値を用いて描いた持続曲線を図2に示す。図2では横軸の $T_{total}$ をそれぞれの計測期間内の有効データ取得時間とし、縦軸の最大出力電力 $P_{acrate}$ を小形風力発電も太陽光発電も共に5.0kWとした。設備利用率は、小形風力発電が12.9%(平均風速3.71m/s)、太陽光発電が14.3%となった。持続曲線の形状は若干異なるが、特に小形風力発電の方は好風況が期待できる1月下旬から2月のデータが抜けていることを考えると、発電電力量がほぼ同程度と言える。

### 4. 1秒間での出力変動

小形風力発電の計測のサンプリング周期を当初は1秒としていたが、急変現象を十分に捉えられないとの判断より、2016

表1 計測した小形風力発電システムの仕様

基準出力 (風速11m/s時)	4.5 kW
定格出力 (連続運転可能最大出力)	4.9 kW
ロータ直径	5.5 m
ブレード数	3 枚
カットイン風速	3.5 m/s
最大出力回転	277 rpm

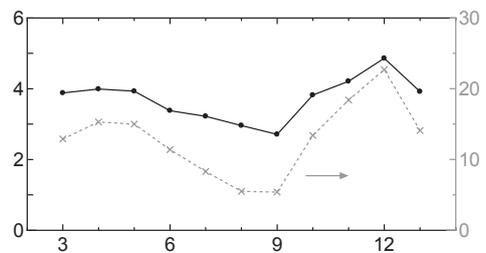


図1 月平均風速と設備利用率

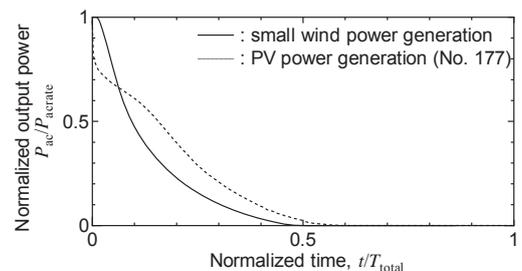


図2 小形風力発電と太陽光発電の持続曲線

年 8 月から 0.1 秒に変更した。そこでまず、1 秒間での発電出力変動を分析した。まず、8 月以降の計測データを 1 秒毎の 10 データに分割する。そして、それぞれの  $\Delta t = 1$  秒間の 10 データの中で、発電出力最大値を  $P_{\max}$ 、発電出力最小値を  $P_{\min}$  とし、1 秒間での発電出力変化幅  $\Delta P_{1s} \equiv P_{\max} - P_{\min}$  を、2016 年 8 月以降の全計測期間の有効データである約  $1.4 \times 10^7$  秒について求めた。その結果、93%以上の時間で  $\Delta P_{1s} < 0.25$  kW、99.7%以上の時間で  $\Delta P_{1s} < 1$  kW であった。ただし、稀ではあるものの  $\Delta P_{1s} \geq 4$  kW、すなわち定格出力の 80%以上の大きな変動が 51 回生じた。 $\Delta P_{1s} = 5.3$  kW の最も大きな変動が生じた 2017 年 1 月 11 日 2:59 の前後 1 分間の各計測値の時間変化を図 3 に示す。19 m/s の突風により風車への機械的入力パワーが PCS で処理できるパワーを超えたため、PCS は発電出力を絞った（瞬時カットアウト）。これにより一時的に回転数が上昇し、PCS 入力直流電圧が 400 V を超えた。ピッチ制御か電気式ブレーキの作用または風速が落ち着いたため、PCS は 1 秒で発電出力を回復した。 $\Delta P_{1s} \geq 4$  kW となった全 51 回のうち 49 回で PCS 入力直流電圧が 400 V 以上に急増しており、同様の動作であったと考えられる。

ただし、必ずしも突風時に発電出力の急変が生じるわけではなく、例えば文献[4]の図 5.4.5 に示した 2016 年 8 月 30 日における 25 m/s の突風時は PCS 入力直流電圧の上昇は見られず、発電出力も安定に推移した。瞬時カットアウトは風速の閾値のみで生じるのではなく、直前の運転状態や突風の持続時間など様々な条件によって生じる。

### 5. 出力電力変動の持続曲線

$\Delta t$  が 10 秒と 10 分の場合における、小形風力発電システムと太陽光発電システム#177 の発電出力変化幅（それぞれ  $\Delta P_{10s}$  と  $\Delta P_{10m}$ ）に関する持続曲線を図 4 に示す。図 4 より、まず太陽光発電システムに比べて小形風力発電の方が圧倒的に出力変動が大きいことが分かる。図 4(b) より、小形風力発電では 5%程度の確率で、10 分間で発電出力が 0 から最大出力電力  $P_{\text{acrate}}$  まで変化した。また、図 4 の(a)と(b)を比べると、太陽光発電システムの  $\Delta P_{10s}$  の持続曲線と小形風力発電システムの  $\Delta P_{10m}$  の持続曲線が似ている。すなわち、太陽光発電システム 1 台での 10 分間での出力電力変動と、小形風力発電 1 基での 10 秒間での出力電力変動が、ほぼ同程度であると言える。

### 参考文献

- [1] 松田勝弘・和田勝・古川俊行・渡辺雅治・高橋玲児：「小型風力発電の系統影響評価のための計測結果について」，平成 19 年度電気関係学会東北支部連合大会，2B22, p. 82 (2007)
- [2] 柏谷健太・近藤潤次：「小形風力発電による電圧フリッカの分析」，平成 29 年電気学会電力・エネルギー部門大会，1, pp. 1-1-1-7 (2017.9)
- [3] 近藤潤次，岡本悠生，大塚修司，Nguyen Duc Tuyen：「実運用下の小形風車の発電出力変動計測」，第 38 回風力エネルギー利用シンポジウム，A21, pp. 231-234 (2016.12)
- [4] 国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構：「風力発電等技術研究開発／風力発電高度実用化研究開発／風車部品高度実用化開発（小形風力発電部品標準化）」，平成 26 年度～平成 28 年度成果報告書，p. 142 (2017.2)

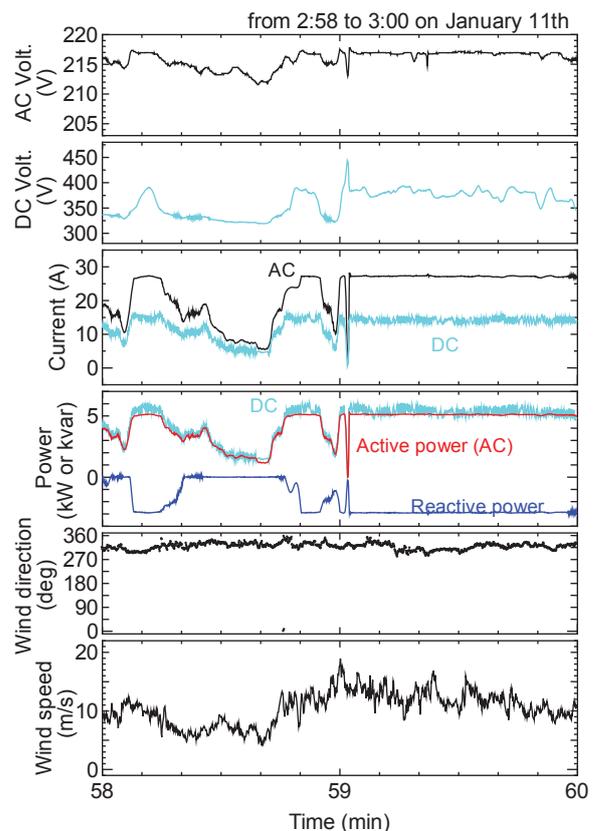


図 3 小形風力発電の  $\Delta P_{1s}$  最大時の各計測値の時間変化

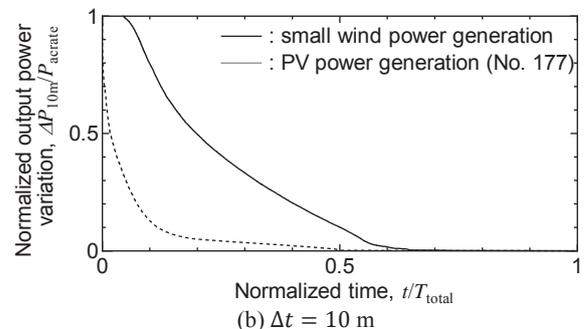
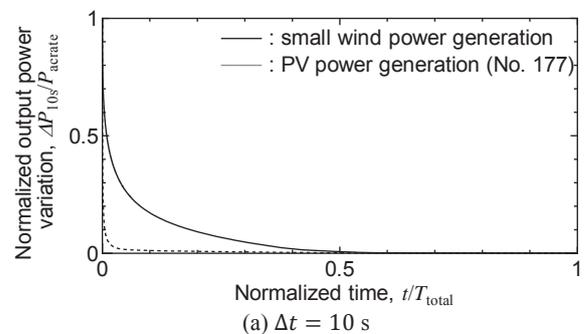


図 4 小形風力発電システムと太陽光発電システムの発電出力変化幅に関する持続曲線

三角翼バタフライ風車の開発研究および流体構造連成解析

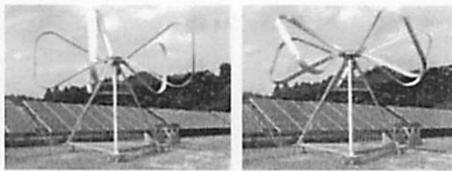
鳥取大学大学院 工学研究科 機械宇宙工学専攻 原 豊

1. はじめに

昨年度に引き続いて、小形風力発電の低コスト化を目標に、過回転抑制機構(OCS: Over-speed Control System)を備えた直径 7m のバタフライ風車(垂直軸風車)の開発研究を行った。本年度は本風車の特徴である、遠心力の作用で翼を傾斜(ツイスト)させて空力ブレーキとして作用させる過回転抑制機構における問題(急激なツイスト動作)の改善と原因の調査に主として力を注いだ。

2. 方法

図1は第2回目の強制回転実験(2017.7.27実施)の様子である。平均風速約 1 m/s の微風状態で、3.7 kW の誘導モータでロータを駆動して回転数を増加し、最大回転数約 87 rpm において翼が急激に 30° まで傾斜した状態を示している。図2はロータ中央に設置した過回転抑制機構の内部写真であり、図3は機構ユニットの模式図である。ブレード軸の両側に突き出たピンが、遠心力の増加に伴ってガイド溝(直線 + 螺旋)に沿って移動するが、そのガイド溝の螺旋部の傾斜が大きいことと、翼が傾斜した際にブレード軸回りのツイストモーメントの働きで、遠心力のみを考慮した予測以上の力が働き、急激なツイスト動作になったことが疑われた。そのため、ガイド溝の形状の変更を重ねて実験を繰り返すことと、強制回転実験の条件における数値流体力学解析(CFD)および翼素運動量理論(BEM)に基づく計算によって、発生するツイストモーメントの予測を行った。



(a) 低速回転状態 (b) 高速回転状態

図1 バタフライ風車の試作機

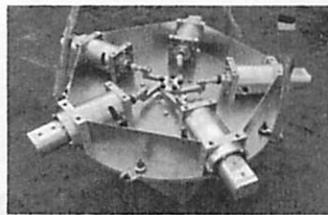


図2 過回転抑制機構

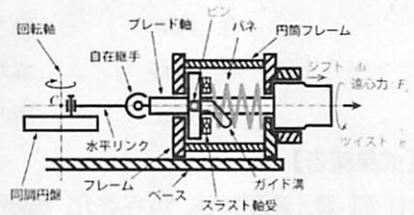


図3 機構ユニットの模式図

3. 主な結果と考察

図4は1翼のみを対象としてCFD解析した結果である。計算条件は第3回目の強制回転実験(2017.8.31実施)にほぼ合わせてあり、風速 1 m/s, ツイスト角 10°, 回転数は 79 rpm である。翼の上下の曲線翼部から放出される渦の強さに不均衡がみられることから、上部を回転方向に倒すツイストモーメントが作用することが推測される。図5は1翼ロータについてのCFD解析から求められたツイストモーメントのアジマス依存性を、BEMで算出された値と比較している。なお、BEMでは1翼ロータに加えて5翼ロータとしての予測も行い、図5にその結果を示してある。CFDとBEMの1翼ロータのツイストモーメントの予測値に多少の傾向の差はあるが、翼の1回転における平均値ではほぼ等しい値である。また、BEMによる1翼ロータと5翼ロータにおけるツイストモーメントの予測には、ほとんど差は見られなかった。なお、重要なこととしては、CFDおよびBEMのいずれの予測も、強制回転実験から推測される大きな半径方向力(約 5000 N)を説明し得る大きなツイストモーメントを発生しない(オーダーが2桁小さい)ということである。現時点までの解析では、摩擦力の影響や翼の変形は考慮できていないため、それらが要因となっている可能性が示唆される。

原因は特定できていないが、第3回目の強制回転実験結果から、ツイスト角に伴う半径方向力(ツイスト力と本研究では呼ぶ)が導出できたため、これを現象論的に考慮して、回転数増加に伴うツイスト角の変化の予測を行い実測値と比較した。その結果を示した図6から明白なように、両者は良く一致しており、ガイド溝の設計に

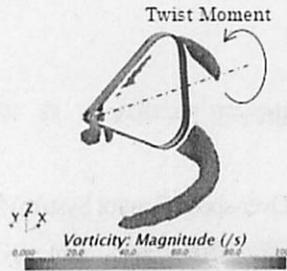


図4 1翼ロータのCFD解析

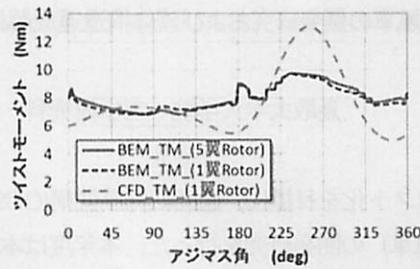


図5 ツイストモーメントの予測

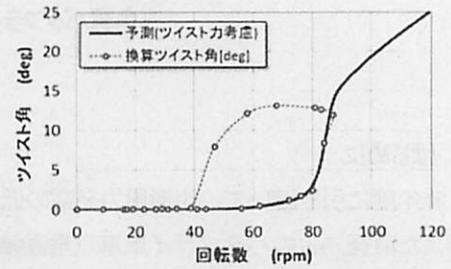


図6 ツイスト力を考慮した予測と実測値

において有用であると考えられる。

ガイド溝の螺旋部の傾斜の改善は、最終的にはバネを予め 10 mm 縮めておく予圧方式をとることによって、傾斜角を 46.7°程度まで緩やかにすることが出来た。第4回目となる最終の強制回転実験(2017.12.15 実施)では、最大回転数は 100 rpm を越えることを確認し、今後のさらなる改善で、最大発電電力 3 kW 以上が実現できる目処があったと考えている。なお、発電実験については、現在、制御プログラムを徐々に修正・調整しながら実施中である。

#### 【研究組織】

原 豊	代表者	鳥取大学大学院	准教授
田川公太郎	協力者	鳥取大学・農学部	准教授
住 隆博	協力者	佐賀大学大学院	准教授
秋元博路	協力者	大阪大学大学院	特任教授
吉田茂雄	所内世話人	九州大学応用力学研究所	教授

#### 【成果報告】

- (1) 原 豊, 斎藤栄徳, 塩谷啓介, 塩崎明, 西小野寛明, 奥谷将裕, 三嶋一生, 川端俊亮, 吉田茂雄, バタフライ垂直軸風車の過回転抑制機構, 日本風力エネルギー学会 論文集, Vol. 41, No.1 (通巻 121), pp. 9-16, 2017.05. [査読有].
- (2) Yutaka Hara, Kotaro Tagawa, Butterfly Wind Turbines with Mechanical Over-Speed Control System, The 1st International Symposium on Wind and Tidal Power (ISWTP2017), pp.1-8, 2017.5.28-30, Holiday Inn Montreal Centreville Downtown.
- (3) 原 豊, 奥谷将裕, 田川公太郎, 吉田茂雄, 住 隆博, 三角翼バタフライ風車の構造と流体力の STAR-CCM+ による解析, (Numerical Analysis by STAR-CCM+ on Structure and Fluid Force of Triangular-Blade Butterfly Wind Turbine), STAR Japanese Conference 2017, Room D, 2017.7.6-7, 横浜ロイヤルパークホテル.
- (4) Yutaka Hara, Masahiro Okutani, Kotaro Tagawa, Shigeo Yoshida, Takahiro Sumi, NUMERICAL SIMULATION ON FLUID FORCES AND STRUCTURE OF TRIANGULAR-BLADE BUTTERFLY WIND TURBINE, 6th International Conference on Jets, Wakes and Separated Flows (ICJWSF), Abstract #:16, 2017.10.9-12, Tangeman University Center (University of Cincinnati).
- (5) 原 豊, 佐野貴聡, 瀧本翔太, 田川公太郎, 吉田茂雄, 過回転抑制機構を備えた三角翼バタフライ風車の強制回転実験, 第39回風力エネルギー利用シンポジウム, pp. 442-445, 2017.12.6-7, 科学技術館.
- (6) 原 豊, 奥谷将裕, 田川公太郎, 吉田茂雄, 住 隆博, 三角翼バタフライ風車の構造と流体力および相互作用に関する数値シミュレーション, 第1回九州大学応用力学研究所特定共同研究“再生可能エネルギーの大規模導入技術に関する研究”共同集会, 2017.12.8, 科学技術館

バタフライ垂直軸風車の過回転抑制機構

Over-speed Control System for Vertical Axis Butterfly Wind Turbine

原 豊<sup>\*1</sup> 斎藤 栄徳<sup>\*2</sup> 塩谷 啓介<sup>\*3</sup> 塩崎 明<sup>\*4</sup> 西小野 寛明<sup>\*5</sup>  
 Yutaka HARA Shigenori SAITO Keisuke SHIOYA Akira SHIOZAKI Hiroaki NISHIONO  
 奥谷 将裕<sup>\*6</sup> 三嶋 一生<sup>\*7</sup> 川端 俊亮<sup>\*5</sup> 吉田 茂雄<sup>\*8</sup>  
 Masahiro OKUTANI Kaduki MISHIMA Toshiaki KAWABATA Shigeo YOSHIDA

- <sup>\*1</sup> Associate Professor, Tottori Univ., Dept. of Mechanical and Aerospace Engineering, 4-101 Koyamacho, Tottorishi, Tottori, 680-8552, Japan. Fax:+81-857-31-5747, E-mail: hara@damp.tottori-u.ac.jp
- <sup>\*2</sup> Director, Technology Division, Nikkeikin Aluminium Core Technology Co., Ltd., NYK Tennoz Building, No.2-20, 2-chome. Higashi-shinagawa, Shinagawaku, Tokyo, 140-0002, Japan
- <sup>\*3</sup> Product Development Group, Technology Division, Nikkeikin Aluminium Core Technology Co., Ltd., Kogin Building, 4-1-1, Kourabashi, Chuouku, Osakashi, 541-0043, Japan
- <sup>\*4</sup> Manager of Basic Technology Section, R&D Laboratory, Sinfonia Technology Co., Ltd., 100 Takegahanacho, Iseshi, Mie, 516-8550, Japan
- <sup>\*5</sup> R&D Laboratory, Sinfonia Technology Co., Ltd., 100 Takegahanacho, Iseshi, Mie, 516-8550, Japan
- <sup>\*6</sup> Graduate Student, Tottori Univ., Dept. of Mechanical and Aerospace Engineering, 4-101 Koyamacho, Tottorishi, Tottori, 680-8552, Japan
- <sup>\*7</sup> Undergraduate Student, Tottori Univ., Dept. of Applied Mathematics and Physics, 4-101 Koyamacho, Tottorishi, Tottori, 680-8552, Japan
- <sup>\*8</sup> Professor, Kyushu Univ., Research Institute for Applied Mechanics, 6-1 Kasugakoen, Kasugashi, Fukuoka, 816-8580, Japan

Abstract

A new mechanical and passive over-speed control system (OCS) for vertical axis wind turbine (VAWT) has been proposed aiming at the safety improvement and the cost reduction. The OCS slants the blades to make them work as an air brake by using the centrifugal force when the rotor rotational speed increases. When the speed decreases, the system restores the blades to original state by the force of springs. The OCS has a function to synchronize the movements of blades each other. The performance of an aluminum circular-bladed butterfly wind turbine (ACBBWT), which is equipped with the OCS and whose rotor diameter is 3.16m, is predicted by the blade element momentum (BEM) theory and is compared with the experimental results under the condition of no load. The continuous twist action of the blades was observed in the experiments. As the results, the over-speed control under the high wind speed conditions was verified and the validity of theoretical prediction was shown.

キーワード : 過回転抑制, 同調機構, バタフライ風車, 垂直軸風車, コスト低減  
 Key Words : Over-speed control, Synchronizing system, Butterfly wind turbine, Vertical axis wind turbine, Cost reduction

1. 緒言

強風時に、小形風力発電機の過回転を抑制し回転速度を一定に保つ機械式機構は、風車の安全性を高める

だけでなく、作動風速域を広げ設備利用率を向上させるため、発電単価減少にも役立つ重要な技術要素である。しかし、垂直軸風車の場合、翼がアームなどで回転軸に取り付けられる構造が多く、ピッチ制御を行う上で困難な場合が多い。また、長所の一つでもある風向依存性が無い特徴から、水平軸風車に比較して過回転抑制機構を付加することは容易ではない。Nollら<sup>(1)</sup>はカム機構によってピッチ制御を行うサイクロタービン(Cycloturbine)を開発している。山田ら<sup>(2)</sup>は四節リンク機構を使ったピッチ制御により、過回転抑制動作を実現する方法を提案している。野田ら<sup>(3)</sup>は翼に作用する遠心力でピッチ角を変化させて過回転防止を行う方法を提案している。永田<sup>(4)</sup>は高速回転による遠心力の作用で翼を傾斜させて回転数を抑制する方法を提案し

- \*1 鳥取大学大学院工学研究科准教授 (〒680-8552 鳥取市湖山町南4-101) E-mail: hara@damp.tottori-u.ac.jp
- \*2 日軽金アクト(株)取締役 技術開発統括室室長 (〒140-0002 東京都品川区東品川2-2-20 天王洲船ビル)
- \*3 日軽金アクト(株)技術開発統括室 製品開発グループ (〒541-0043 大阪市中央区高麗橋4-1-1 興銀ビル)
- \*4 シンフォニアテクノロジー(株)開発本部 研究部 基礎技術グループ長 (〒516-8550 伊勢市竹ヶ塚町100)
- \*5 シンフォニアテクノロジー(株)開発本部 研究部 (〒516-8550 伊勢市竹ヶ塚町100)
- \*6 鳥取大学大学院工学研究科大学院生
- \*7 鳥取大学工学部学生
- \*8 九州大学応用力学研究所教授 (〒816-8580 福岡県春日市春日公園6-1)  
 (原稿受付: 2016年10月19日)

ている。上野<sup>9)</sup>は高速回転時に翼に作用する周方向への転倒力で翼を傾斜させる機構を考案し、模型風車で過回転抑制動作が可能であることを確認している。以上のほかにも機械的な過回転抑制方法が提案されているが、従来方法の多くは機構が複雑で、ヒンジやバネなどの可動部が回転軸から離れた位置に存在し、場合によっては、それら可動部が外部に露出して設置されているため、耐久性や信頼性において実用レベルにあるものは少ない。

本研究では、可動部が回転軸付近に集中して配置されメンテナンス上の利便性が高い、遠心力を利用したパッシブな垂直軸風車用の過回転抑制機構(Over-speed Control System : OCS)を提案する。本機構を構成する主要な可動部はロータ中央に設置されるハブの内部に格納されるため、直接、雨や雪などに曝されないため、従来方法に比べて高い耐久性が期待される。本研究のモチベーションは小形風車の普及のために低コスト化を図ることであり、研究対象とした風車はアルミ押出と曲げ加工によって低コスト化が可能なアルミ円形翼バタフライ垂直軸風車(ACBBWT)<sup>10)</sup>である。図1に対象風車の概形を示す。本論文では試作したOCSをアルミ円形翼バタフライ風車に装着し、実験によって過回転抑制動作を確認する。要素運動量理論(BEM)に基づき、提案するコンパクトなOCSの効果を予測し、実験結果と比較することで予測の妥当性を検証する。

## 2. 実験風車と過回転抑制機構(OCS)

本研究で製作したOCSを備えた風車ロータの静止状態の写真を図2(a)に示す。ロータ直径 $D$ は約3.16 mであり、高さ $H$ は約1.1 mである。翼弦長 $c$ は0.2285 m、翼断面形状はNACA 0018の4枚翼ロータである。仕

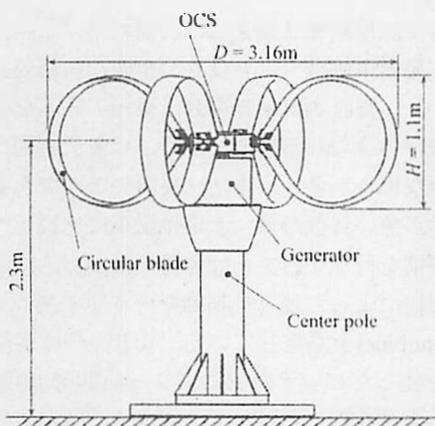


Fig. 1 Experimental wind turbine, which is named Aluminum Circular-blade Butterfly Wind Turbine (ACBBWT) and is equipped with an over-speed control system (OCS).

様を表1に示す。本風車ロータの中央部には、図3に示すOCSを取付けてある。本装置は2011年度に試作した1号機<sup>11)</sup>における問題点を改良した2号機である。OCSの円形基盤(Base)直径は0.56 mであり、基盤上に4つの翼が結合されるOCSユニットが4個設置されている。基盤中央部には4本の水平リンクを結合する同調機構がある。図4に1つのOCSユニットの模式図を示す。回転数の増加に伴い、遠心力によってブレード軸がロータ半径方向外向きに力を受けて移動する。この時、ブレード軸に固定されたピンがガイド溝(直線部+螺旋部)に沿って移動する構造となっている。図5にガイド溝の展開図を示す。座標 $x$ はブレード軸に平行な半径方向を表し、座標 $y$ はガイド溝が形成されている円筒フレームの円周方向を示す。図5において、 $x_0$ から $x_1$ までが直線部であり、点Pから点Qまでの線分が螺旋部に相当する。点 $C_0$ を中心とする半径 $a$ の円弧部分は、直線部と螺旋部を滑らかに連結するための接続部分を表す。このガイド溝に沿ってピンが動くことによって、低回転数では翼は平行移動し、高回転数では翼はツイスト(傾斜)し、空力ブレーキとして作用して過回転を抑制する。図2(b)にツイスト状態にある

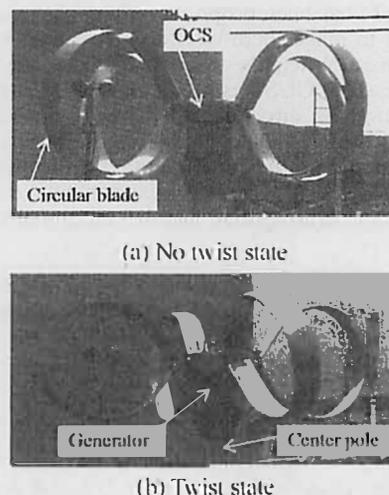


Fig. 2 Photographs of two states of the blades of ACBBWT equipped with an OCS.

Table 1 Specifications of ACBBWT.

Rotor radius, $R$	1.58 m
Rotor height, $H$	1.1 m
Chord length, $c$	0.2285 m
Number of blade, $B$	4
Blade section	NACA 0018
Swept area, $A$	3.23 m <sup>2</sup>
Solidity, $\sigma (=Bc/2\pi R)$	0.0917
Material	Aluminium
Weight of a blade	10.7 kg

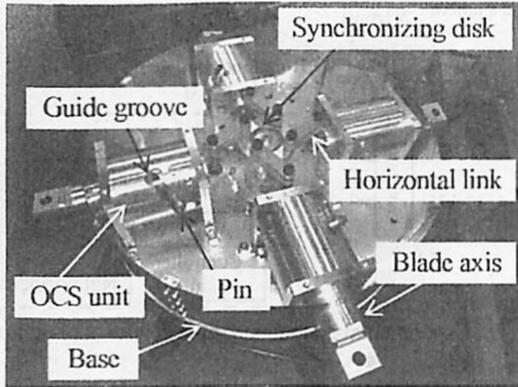


Fig. 3 Improved prototype of OCS.

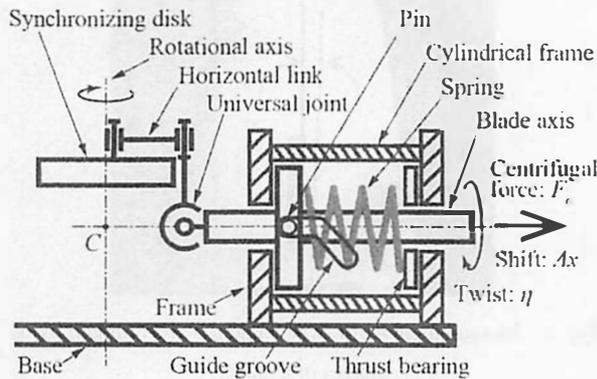


Fig. 4 Schematic illustration of an OCS unit.

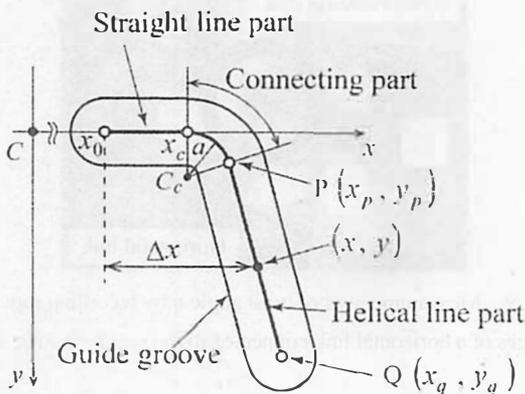


Fig. 5 Schematic expansion plan of a guide groove.

風車ロータの写真を示す。回転数が減少する場合は、圧縮バネの復元力で元のツイストの無い状態に戻る。本研究で用いた圧縮バネの定数は  $k=445 \text{ N/mm}$  である。

### 3. 計測装置と計測方法

本研究ではシンフォニアテクノロジー(伊勢製作所の屋外設置の軸流送風機<sup>6)</sup>(吹出口直径:3 m)を使用した。OCSを備えた風車ロータは、定格 1.32 kW の永久磁石式多極発電機(図 7 参照)に結合し、送風機吹出口から約 9.85 m 下流に設置した。風車中心から上流 1D

(3 m)の位置に三杯式風速計、上流 2D (6 m)の位置に2次元超音波風速計を設置して風速を計測したが、超音波風速計が送風機に近く三杯式風速計よりも小さい風速値を示したため、本研究では三杯式風速計の測定値を風車上流風速  $V$  として参照する。なお、過去に計測された送風機下流 8.2 m の位置における平均風速の分布を図 6 に示す。計測が実施された 14 箇所の平均風速の平均値は 12.2 m/s であり、中心から最大で約 1.3 m 離れた計測位置(円直径約 2.6 m)以内において、平均風速の偏差が 25% 以下の風速分布となっている。

#### 3.1 発電負荷がある場合

4 章で詳しく述べるが、BEM に基づく理論予測のフィッティングパラメータを求めるため、最初に翼のツイスト(傾斜)が無い状態の風車特性を計測する。一定風速条件下において発電コントローラのゲインパラメータ(Gain:  $G$ )を変化させて発電電力  $P_e$  を記録して特性カーブを求める<sup>6)</sup>。ただし、高い風速状態で発電量が 300 W 以上になる場合には、既報<sup>6)</sup>と同様に正常な PWM 制御が不可能な状態になることが判明したため、低い風速状態(9 m/s 以下)において計測を行った。

#### 3.2 発電負荷が無い場合

高速回転状態になった場合の風車挙動を求めるため、本研究では電氣的制御が何らかの理由で不可能になった場合を想定し、図 7 に示すように発電機の出力端を開放して無負荷状態(回転トルク:  $Q=0$ )として、OCS による翼のツイスト動作の計測を行う。実験は送風機の風速設定値を段階的に増加させ、風速  $V$ 、回転数  $N$ 、および翼のツイスト角度  $\eta$  の計測を実施した。ツイスト角度  $\eta$  の計測は、図 8 に示すように、ロータに搭載したデジタルカメラで 1 枚の翼の動画を撮影し、その画像から直接計測する方法 1 と、図 9 のように、同調

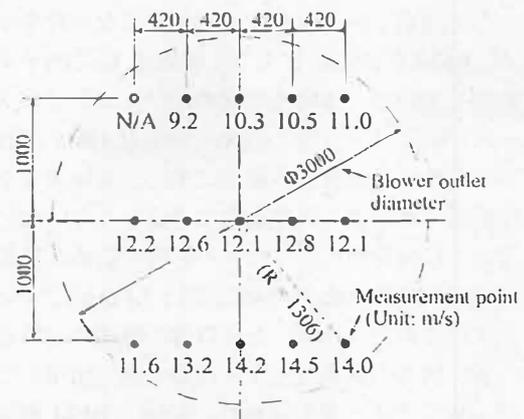


Fig.6 Distribution of average wind speed measured at 8.2 m downstream from the blower outlet (the average wind speed of 14 measurement points : 12.2 m/s)

機構部を上から撮影した画像から1つの水平リンクの位置を読み取り幾何学的に算出する方法2の2つの方法を用いた。図10は水平リンク(支点間距離:  $l = 65$  mm)が作る中心角  $\xi$  とブレード軸の半径方向変位  $\Delta x$  (バネ変位と同等)の関係を示す模式図である。回転中心  $C$  と水平リンクの支点(回転中心から遠い方)との間の距離  $x$  は余弦定理から次式(1)で求まる。

$$x = r \cos \xi + \sqrt{r^2 \cos^2 \xi + l^2 - r^2} \quad (1)$$

ここで  $r$  は同調用円盤上の水平リンクの支点と回転中心  $C$  との距離である。距離  $x$  の初期値  $x_0$  は  $65$  mm であり、それらの差がバネ変位  $\Delta x = x - x_0$  に相当する。

本試作機では、バネ変位  $\Delta x$  が  $11.5$  mm を超えると、OCS のピンがガイド溝の直線部と螺旋部との接続部分(図5参照)に至り、ツイストが始まるように設計されている。さらにバネ変位  $\Delta x$  が  $22.1$  mm を超えるとピンは螺旋部分に至って大きなツイスト角( $6^\circ$ 以上)となる設計になっている(後述の図12参照)。

#### 4. 特性予測

本研究では、翼素運動量理論(BEM)に基づいてOCSを備えた風車の特性予測を行った。バタフライ風車は二重翼構造であるため、流れ場モデルとして四重多流管モデル(QMS)<sup>10)</sup>を使用した。また、湾曲流線効果<sup>11)</sup>に起因する迎角変化を考慮した。さらに、翼がツイストしている状態では翼傾斜で生じる受風面積の減少と実効的ピッチ角  $\theta$  の効果を計算に組み込んでいる。平均風速が  $V = 5.4$  m/s の状態で Gain:  $G$  を変化させて計測した風車の発電特性に BEM に基づく理論予測をフィッティングした結果を図11に示す。このフィッティングでは右下がりの曲線部分が妥当な一致を示すように、BEM 予測に設定する上流風速  $V_0$  に因子を乗じて調整している。本研究で求めたフィッティングパラメータ(因子)は、参考文献(8)で示した QMS 流れ場モデルにおける上流風速の補正に加え、未知数である発電機損失や本研究では理論的に考慮をしていない翼端効果および流管の広がりなどの影響を含めた補正となっている。特定の風速(本研究では  $5.4$  m/s)でフィッティングができたならば、それ以外の風速における翼傾斜が無い状態の風車特性は、理論予測で使用している2次元翼空気力データの信頼性の範囲と BEM 理論に従う妥当性の範囲において、信頼性のある予測ができると期待される。図11の実験結果では  $G = 1.75$  において最大発電電力が得られており、本研究では、この状

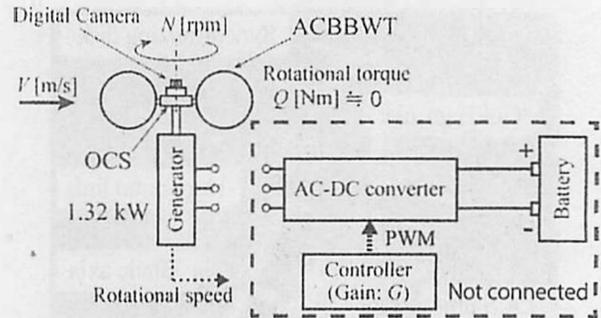


Fig. 7 Experimental system under the condition of no load.

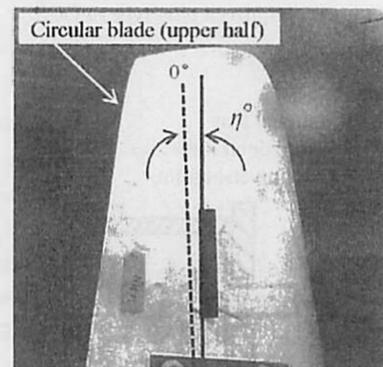


Fig. 8 Measurement #1 of twist angle  $\eta$  by recording moving images of a blade.

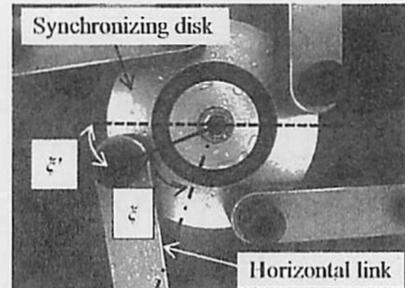


Fig. 9 Measurement #2 of twist angle  $\eta$  by recording moving images of a horizontal link connected to the synchronizing disk.

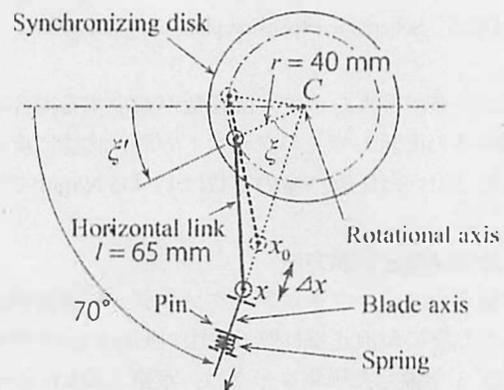


Fig. 10 Schematic illustration showing the relation between the position of a horizontal link and the shift  $\Delta x$  of a blade axis.

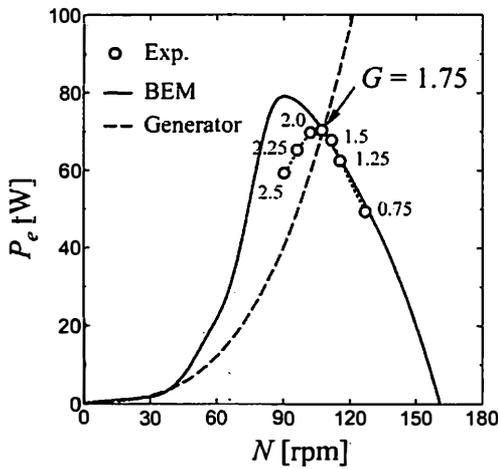


Fig. 11 Fitting of the electric power curve predicted by BEM to the experimental data in the case of  $V=5.4$  m/s.

態を通る回転数  $N$  の3乗に比例する発電曲線( 図11の右上がりの破線)を理想発電機特性と仮定する。すなわち、以下の議論において、理想発電機を想定する際は、発電コントローラのゲイン設定は  $G=1.75$  になっていることを意味する。なお、図11に示す程度に実験データと理論予測のフィッティングができており、本研究の主目的が OCS の動作確認であることから実験は妥当であると言える。

1つのブレードに装着されるブレード軸(Blade axis, 図3または4参照)まで含めた各部品  $i$  の質量を  $m_i$  とし、ロータの角速度  $\omega$  がゼロの時(この時  $\Delta x = 0$ )のロータ回転中心から各部品  $i$  の重心までの距離を  $x_i$  とする。一定の角速度  $\omega$  でロータが回転している場合の遠心力  $F_c$  は式(2)で与えられる。

$$F_c = \sum_i m_i (x_i + \Delta x) \omega^2 \quad (2)$$

ここで  $\Delta x$  はバネ変位であり、一定回転数状態では、式(2)の遠心力と圧縮バネの復元力  $F_s = k\Delta x$  の釣り合いから、式(3)を用いて  $\Delta x$  は計算される。ただし、空気力の半径方向成分(平均値)は、風速 60 m/s でもバネの復元力の 1.2% 程度と予想されるため無視した。また、空気力による翼のツイストモーメントもツイスト角  $10^\circ$  において、遠心力(あるいはバネの復元力)の作用に基づくモーメントの 1.6% 程度であることが3次元 CFD 解析<sup>(10)</sup>から予想されるので無視した。

$$\Delta x = \frac{\sum_i m_i x_i \omega^2}{k - \sum_i m_i \omega^2} \quad (3)$$

したがって回転数  $N$  を指定すれば  $\Delta x$  が決まり、ガイド溝の形状から  $\eta$  が決まる。図12にバネ変位  $\Delta x$  とツイスト角  $\eta$  の回転数依存性の予測を示す。BEM 予測の入力条件として  $N$  と  $\eta$  を与え、同じ回転数  $N$  における理想発電機の出力  $P_e$  を与える風速  $V$  を求めれば、翼が傾斜している場合の特性カーブが予測できる。一例として、 $N=250$  rpm の回転数における動作点を通る特性カーブの求め方を図13に例示する。この回転数における理想発電機の発電出力は  $P_e=913$  W であり、ツイスト角  $\eta$  は図12から  $5.2^\circ$  と決まる。このツイスト角状態 ( $\eta = 5.2^\circ$ ) で固定された仮想的な風車を考えると、その特性は風速によって図13に示すように上下に変化する。そこで BEM 予測計算における入力条件の  $N$  と  $\eta$  は固定とし、風速  $V$  を少しずつ変化させて、動作点である出力  $P_e=913$  W を与える風速を探索する。その結

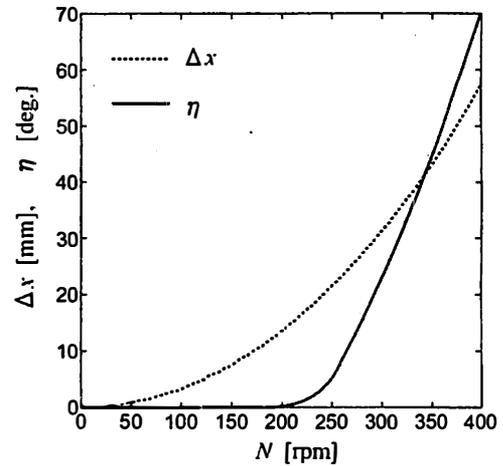


Fig. 12 Rotational speed dependence of  $\Delta x$  and  $\eta$ .

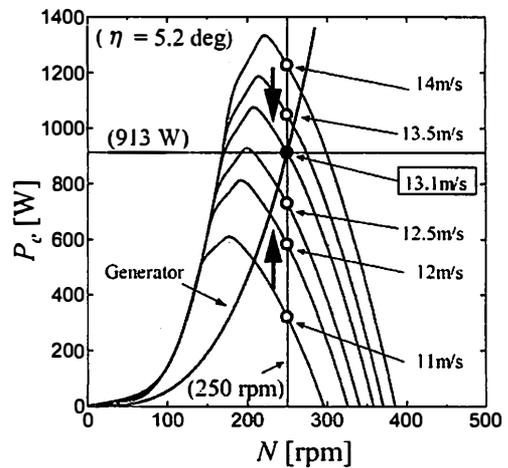


Fig. 13 An example of finding the performance curve, or wind speed, which gives the operational point at  $N=250$  rpm ( $\eta = 5.2$  deg) and  $P_e=913$  W.

果として、図 13 では動作点を通る特性カーブを与える風速  $V = 13.1 \text{ m/s}$  を得ており、この風速で本試作機は条件として与えた動作点を実現すると考える。

図 14 の実線はこのようにして求めた OCS が動作した場合(ツイスト有り)の発電特性であり、点線は OCS が動作しない場合(ツイスト無し)の特性予測である。図 14 には理想発電特性( $G = 1.75$ )と、低い風速状態における実験値(Exp. A : OCS-off, Exp. B : OCS-on)もプロットしてある。これより発電負荷がある場合の実験値は理想発電特性に一致していることが確認できる。OCS を備えた本試作機は、風速  $67.2 \text{ m/s}$  において定格発電電力  $1320 \text{ W}$  において動作点を持つことが予想され、強風下においても OCS が正常に動作してツイスト角が  $16.1^\circ$  まで大きくなれば  $282 \text{ rpm}$  を超えない予想となっている。

無負荷状態における最大回転数を予測するため、図 14 と同様の手順によって、BEM 予測の入力条件として  $N$  と  $\eta$  を与え、同じ回転数  $N$  において出力が 0、すなわちトルクが 0 になる風速  $V$  を探し出して求めた無負荷状態に相当する特性を図 15 に描いた。図 15 の縦軸はトルク  $Q$  である。各風速の特性曲線と横軸の交点が無負荷時に予想される回転速度を与える。無負荷の場合、最大回転数となる動作点は図 15 の風速  $21.4 \text{ m/s}$  の特性が示す  $N = 285 \text{ rpm}$ 、 $\eta = 17.2^\circ$  の状態近傍と推測される。それは、これ以上の風速になった場合に、本 OCS が規定する  $N$  と  $\eta$  の関係(図 12)と  $\partial Q / \partial N < 0$  を満足する横軸との交点を与える風速は  $60 \text{ m/s}$  以下では存在しないためである。例えば、風速が増して一時的にツイスト角が  $17.7^\circ$  ( $286.5 \text{ rpm}$ )、あるいは  $17.9^\circ$  ( $287 \text{ rpm}$ ) になったとしても、この状態の  $40 \text{ m/s}$  あるいは  $60 \text{ m/s}$  の特性は図 15 に示すように、上記の最大回転数となる動作点近傍で大きな負のトルク状態(回転抵抗が大)であり、風車には制動力が作用して上記の最大動作点に直ぐに引き戻されると期待される。

### 5. 無負荷実験の結果と考察

節 3.2 で説明した無負荷状態における方法 1 によって計測したツイスト角  $\eta$ 、回転数  $N$ 、および風速  $V$  の時系列データを図 16 に示す(無負荷実験 1)。図 17 は無負荷実験 1 におけるツイスト角と回転数の関係を示したグラフである。図 17 の実線で示した曲線は遠心力とバネの復元力の釣り合いから算出した予測(図 12 参照)である。図 16 より、無負荷実験 1 では風速は時折  $12 \text{ m/s}$  を超える状態があるが、ツイスト角は最大でも  $3^\circ$  ( $222.4 \text{ rpm}$ 、 $13.2 \text{ m/s}$ ) であった。比較的小さい値ではあるが、連続したツイスト角変化が観測されており、

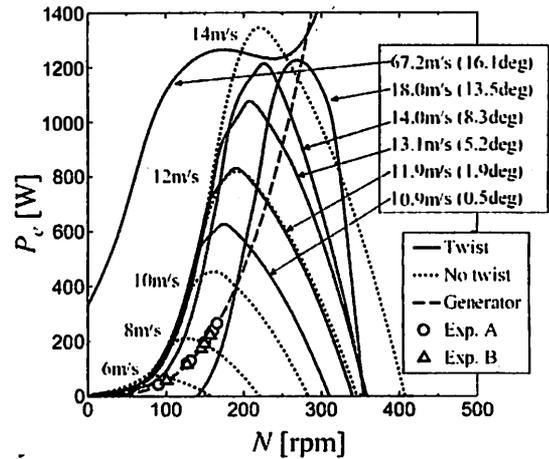


Fig. 14 BEM-based predictions of the electric power generated by ACBBWT equipped with 1.32 kW-generator under the condition with or without OCS.

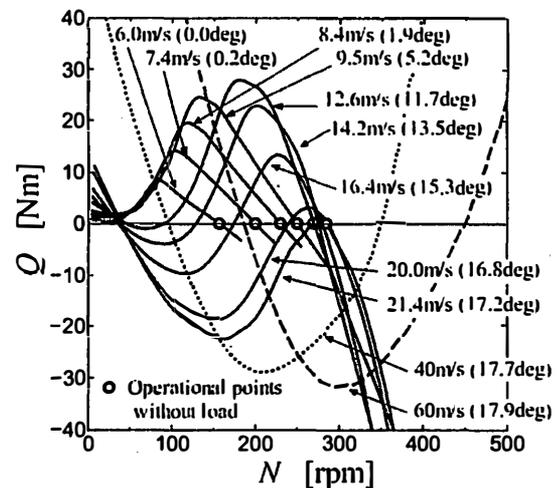


Fig. 15 BEM-based predictions for obtaining the maximum rotational speed of ACBBWT with OCS under the condition of no load.

OCS の基本動作が確認された。ただし図 17 からわかるように、予測では  $185 \text{ rpm}$  からツイストを開始するが実測値は  $203.8 \text{ rpm}$  からツイストが始まっており、回転数増加に対してツイスト角の変化が遅れる傾向が見られる。これは摩擦が要因と考えられる。一方で予測以上にツイスト角が大きくなっている傾向も明瞭である。これは、後述する自在継手のバックラッシュが原因と推測される。

無負荷状態における方法 2 (無負荷実験 2) によって得られた時系列データを図 18 に、ツイスト角と回転数の関係を図 19 に示す。図 18 にはバネ変位  $\Delta x$  の時間変化も示した。図 18 に示されるように、 $0.1^\circ$  以上の実質的なツイスト角の変化は  $394 \text{ 秒}$  時点 ( $183 \text{ rpm}$ 、 $8.5 \text{ m/s}$ 、 $\Delta x = 12.8 \text{ mm}$ ) から始まっている。図 19 を見る

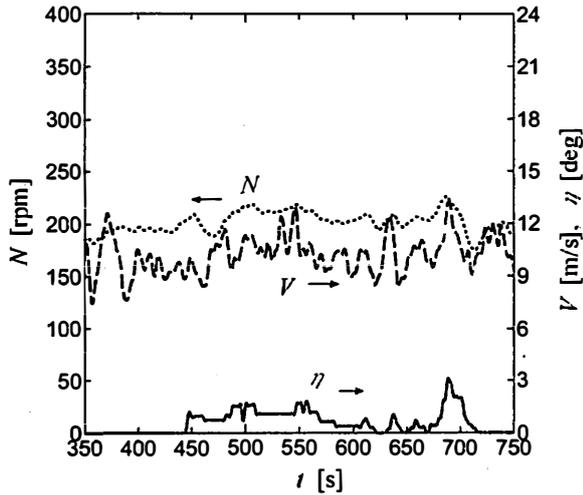


Fig. 16 Time-series data of measurement #1 (no load).

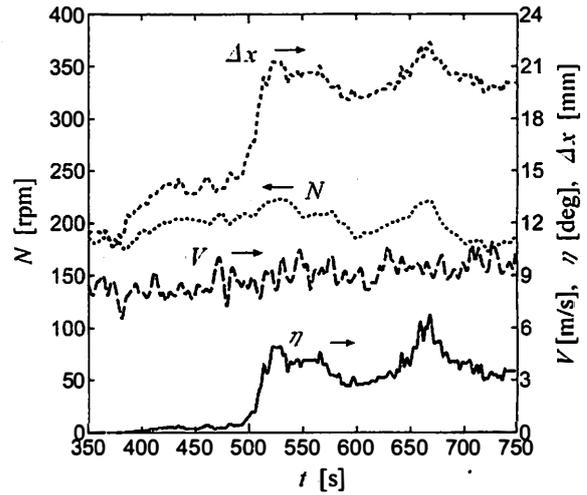


Fig. 18 Time-series data of measurement #2 (no load).

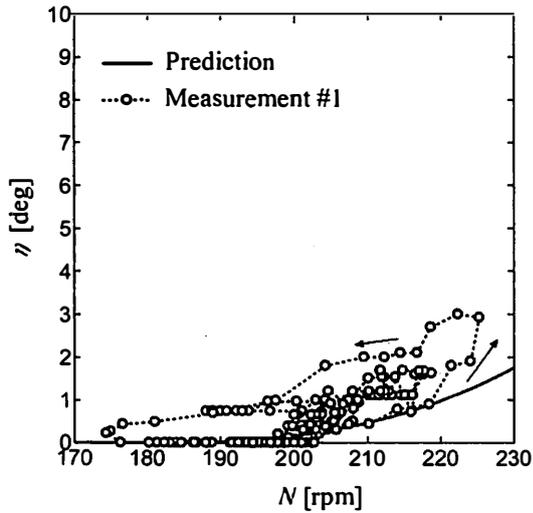


Fig. 17 Twist angle vs rotational speed (measurement #1).

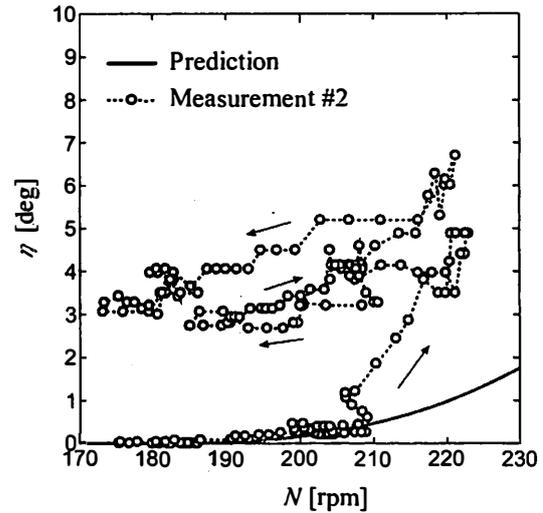


Fig. 19 Twist angle vs rotational speed (measurement #2).

と、最初に回転数が 180 rpm から 210 rpm まで徐々に増加していく辺り ( $t=380\sim 500$  s) では、予測曲線にほぼ沿ってツイスト角は変化している。しかし、時刻 500 秒以降は急激にツイスト角が増加し、予測曲線から大きく逸脱している。この原因としては、本試作機のスペースの問題から同調機構部に用いた L 字状の自在継手のバックラッシュが考えられる。水平リンクとブレード軸の間において理想的には鉛直状態となるべき自在継手が多少傾斜する。予測は翼の 1 回転における平均値を示すが、個々の翼は 1 回転の間に半径方向に力の変動を受けるため、前述の自在継手の傾斜によって複数翼間にアンバランスな挙動を生み出したと推測される(図 2(b)参照)。スペースが確保できる場合には L 字状の自在継手を採用することでバックラッシュを減少でき、実際の挙動と理論予測の差は小さくなると考えられる。なお、図 17 と図 19 を比べると明らかなよう

に、方法 2 は水平リンクの動きから翼傾斜に換算したため、直接計測の方法 1 に比べて、バックラッシュの影響がより大きく示されたと言える。

図 20, 21 には無負荷実験 1, 2 のそれぞれにおける回転数  $N$  と風速  $V$  の関係を示す。計測データのプロットは 2 秒間隔である。また、BEM 予測から求めたツイストのある場合と無い場合の無負荷状態を実線および点線の曲線で各図に示した。無負荷実験 1, 2 のどちらにおいても、風速 7 m/s 以上の場合に計測された回転数は、ツイストのある場合の BEM 予測曲線よりも小さい値の範囲に分布している。これは前述の自在継手のバックラッシュがあることで、予想よりも大きなツイスト角となる翼が存在したことにより回転数が低くなったと推測される。しかし、無負荷状態で風速 12 m/s 程度の大きな風速状態になっても、回転数はツイストが有る無負荷時の予測(実線)を超えていなく、図 20 に示

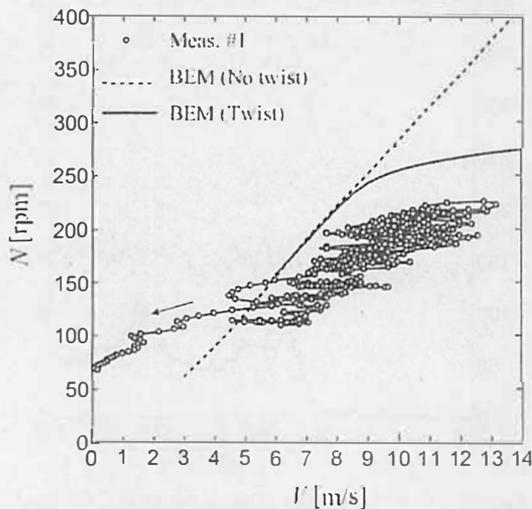


Fig. 20 Rotational speed vs wind speed (measurement #1).

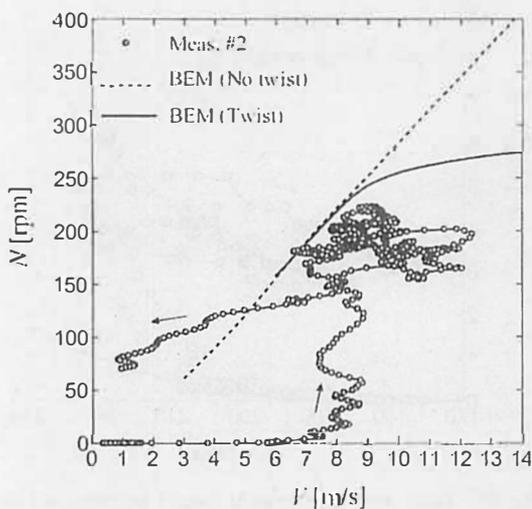


Fig. 21 Rotational speed vs wind speed (measurement #2).

されるように、各風速で実現される回転数の最大値は予測(実線)と定性的に一致する傾向を示していることから、本研究で行った BEM 予測は妥当であると言える。また、もし発電機が断線等の故障により無負荷状態になったとしても、過回転抑制機構が正常に動作するならば、強風下において特定の回転数以下に抑制されることが示されている。

## 6. 結言

本研究では遠心力作用で翼をツイストする機械式の過回転抑制機構(OCS)をアルミ円形翼バタフライ風車に取付けて実験を行い、OCSの動作によって翼の連続的ツイスト動作が可能であること、および特定の値以下に回転数が抑制されることを実証した。翼素運動量理論(BEM)に基づく OCS 効果の予測と実験値との

比較から理論予測の妥当性を示した。回転数変化に対してツイスト角変化が遅れる傾向や複数翼間のアンバランスが観測されたが、同調機構部のリンク構造の変更をすれば、改善すると期待される。

## 謝辞

本研究は、鳥取県環境学術研究等振興事業の一部として、および九州大学応用力学研究所の共同利用研究として実施された。ここに明記し、謝意を表する。

## 参考文献

- 1) Noll, R.B., Ham, N.D., Drees, H.M., Nichol, L.B., ASI/PINSON 1 Kilowatt High Reliability Wind System Development, Phase I - Design and Analysis, *NREL Technical Report*, RFP-3046/2, 1982, p.3-30.
- 2) Yamada, T., Kiwata, T., Kita, T., Hirai, M., Komatsu, N., Kono, T., Overspeed Control of a Variable-Pitch Vertical-Axis Wind Turbine by Means of Tail Vanes, *Journal of Environment and Engineering*, Vol. 7, No. 1, 2012, pp.39-52.
- 3) 野田, 長尾, 過回転抑制機構を備えた直線翼垂直軸風車の開発, 第31回風力エネルギー利用シンポジウム, 2009, pp.364-367.
- 4) 永田, 自己安定型垂直軸風車の提案および洋上風力発電への応用, 第32回風力エネルギー利用シンポジウム, 2010, pp.263-266.
- 5) 上野, 自動折畳み式垂直軸風車の試作, 第36回風力エネルギー利用シンポジウム, 2014, pp.397-400.
- 6) 原, 塩崎, 西小野, 斎藤, 塩谷, 吉郷, 高垣, アルミ円形翼バタフライ風車の実証実験と性能予測, *日本風力エネルギー学会論文集*, Vol. 38, No. 1, 通巻 109 号, 2014, pp. 16-21.
- 7) 原, 斎藤, 塩谷, 塩崎, 西小野, コンパクトな垂直軸風車用過回転抑制機構の提案, 第36回風力エネルギー利用シンポジウム, 2014, pp. 389-392.
- 8) Hara, Y., Kawamura, T., Akimoto, H., Tanaka, K., Nakamura, T., Mizumukai, K., Predicting Double-Blade Vertical Axis Wind Turbine Performance by a Quadruple-Multiple Streamtube Model, *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, Vol. 7, No. 1, 2014, pp. 16-27.
- 9) Akimoto, H., Hara, Y., Kawamura, T., Nakamura, T. and Lee, Y.-S., A Conformal Mapping Technique to Correlate the Rotating Flow around a Wing Section of Vertical Axis Wind Turbine and an Equivalent Linear Flow around a Static Wing, *Environmental Research Letters*, Vol. 8, 2013, Paper No. 044040.
- 10) 奥谷, 横山, 原, 住, 吉田, 円形翼バタフライ風車の翼傾斜時の3次元数値解析, 第37回風力エネルギー利用シンポジウム, 2015, pp. 339-342.

## NUMERICAL SIMULATION ON FLUID FORCES AND STRUCTURE OF TRIANGULAR-BLADE BUTTERFLY WIND TURBINE

\*<sup>1</sup>Yutaka Hara, \*<sup>1</sup>Masahiro Okutani, \*<sup>2</sup>Kotaro Tagawa, \*<sup>3</sup>Shigeo Yoshida and \*<sup>4</sup>Takahiro Sumi

<sup>1</sup>Graduate School of Engineering, Tottori University  
Koyama-cho, Minami, 4-101, Tottori-shi, Tottori 680-8552, Japan  
hara@damp.tottori-u.ac.jp

<sup>2</sup>Faculty of Agriculture, Tottori University  
Koyama-cho, Minami, 4-101, Tottori-shi, Tottori 680-8553, Japan

<sup>3</sup>Research Institute for Applied Mechanics, Kyushu University  
Kasugakoen, 6-1, Kasuga-shi, Fukuoka, 816-8580, Japan

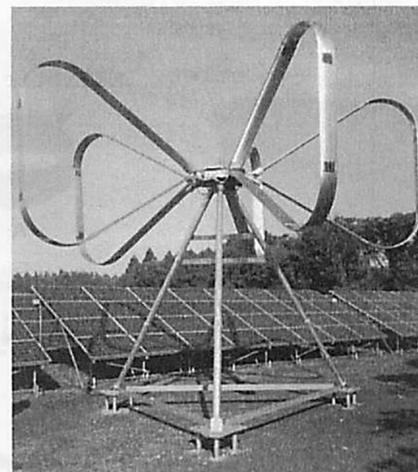
<sup>4</sup>Graduate School of Science and Engineering, Saga University  
Honjo-machi 1, Saga-shi, Saga 840-8502, Japan

### ABSTRACT

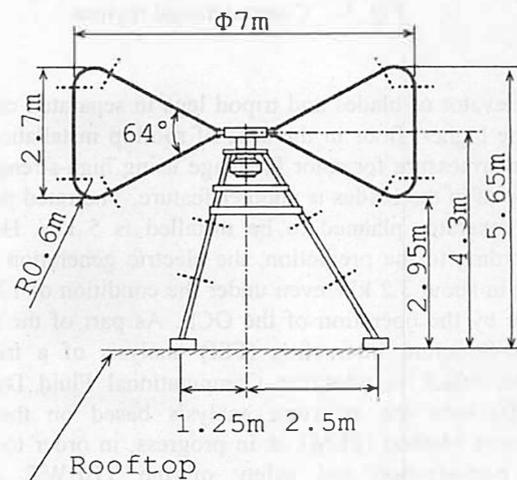
By using the same software, the Computational Fluid Dynamics (CFD) and the Finite Element Analysis (FEA) of structure have been done separately for an one-blade rotor consisting of a triangular blade, which was one of the five blades of a vertical axis butterfly wind turbine ( $D = 7\text{ m}$ ) equipped with a mechanical over-speed control system that utilizes centrifugal force. The torque and power coefficients of the one-blade rotor obtained by CFD were compared with the analytical results based on the Blade Element Momentum (BEM) theory and both results agreed qualitatively. However, there was rather large quantitative difference which might be attributed to coarse calculation mesh. The FEA results showed that the generated stress did not exceed the allowable stress less than the nominal maximum rotational speed except of the blade-root part, the computational model of which had different shape and structure from the practical one.

### 1. INTRODUCTION

Vertical Axis Wind Turbine (VAWT) has a possibility to reduce the cost of energy due to the simple rotor structure which is realized from its non-directionality. However, to promote the cost reduction of small VAWT, it is necessary to introduce a mechanical over-speed control system (OCS) like furling or governor [1], which has been utilized in commercial Horizontal Axis Wind Turbine (HAWT). In the first-stage study about the aluminium circular-blade butterfly wind turbine (ACBBWT) [2] (3m dia.) that was equipped with an OCS utilizing centrifugal force acting on the blades, the availability of airbrake by inclining the blades has been shown experimentally [3]. As the second-stage study, a development project of the triangular-blade butterfly wind turbine (TBBWT) shown in Fig. 1 as a practical small wind turbine (7m dia.) is now in progress [4]. In addition to the OCS, the TBBWT features cost-effective transportability by



(a) Photograph of experimental rotor



(b) Main sizes of TBBWT

Fig. 1 Triangular-Blade Butterfly Wind Turbine (TBBWT)

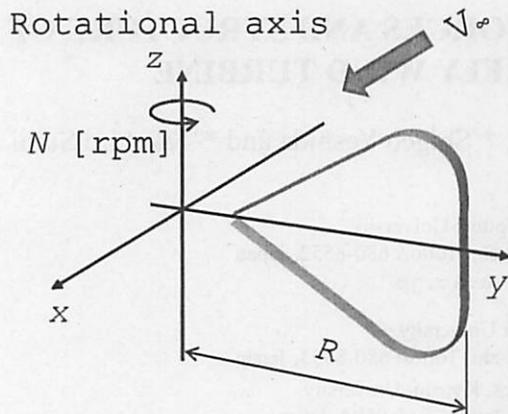


Fig. 2 Calculation model of a triangular blade  
 (one-blade rotor)

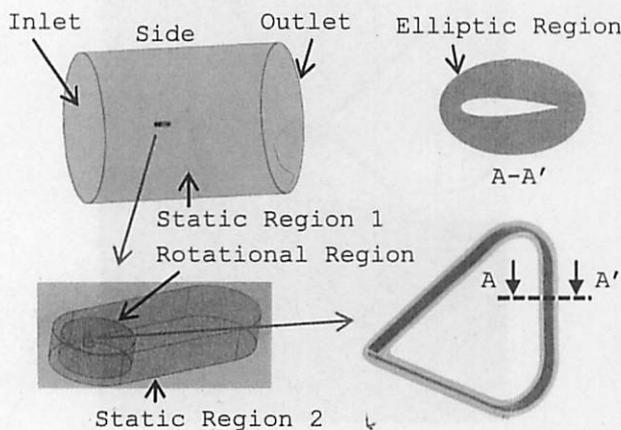


Fig. 3 Computational regions

an elevator of blades and tripod legs in separated condition to the highest floor in the case of rooftop installation. Also countermeasure for rotor breakage using high-strength rope inserted in the blades is another feature. The rated power of the generator planned to be installed is 5 kW. However, according to the prediction, the electric generation will be kept in about 3.2 kW even under the condition of 12 m/s or more by the operation of the OCS. As part of the project, Fluid-Structure Interaction (FSI) analysis of a triangular blade, which couples the Computational Fluid Dynamics (CFD) with the structure analysis based on the Finite Element Method (FEM), is in progress, in order to predict the performance and safety of the TBBWT. As the preliminary step, in this paper, CFD and FEA (Finite Element Analysis) are separately carried out for an one-blade rotor with a triangular blade to obtain the reference data which can be compared with the future FSI results.

## 2. NUMERICAL SIMULATION

### 2.1 Object of computation

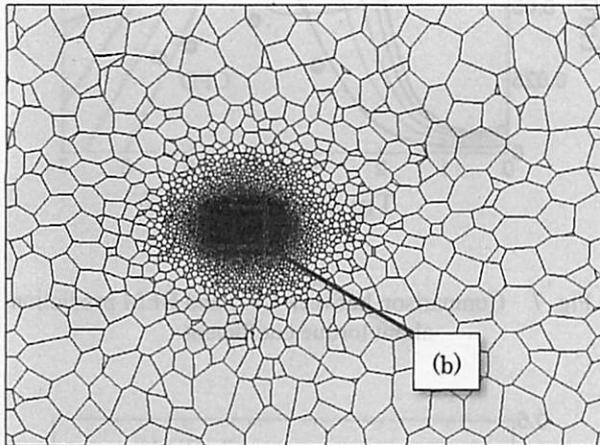
As shown in Fig. 1 (a), the experimental wind turbine rotor has 5 triangular blades. The rotor diameter is  $D = 7$  m and the height is  $H = 2.7$  m. The curvature radius of a curve part of the blade is 0.6 m. Therefore, the upright-straight part is 1.5 m length and the slant-straight part is 2.3 m length. In the present numerical simulation, the object of computation has been decided to an one-blade rotor with a triangular blade in order to reduce the calculation cost. Regarding the cross-section of the experimental blade, there is some difference between the straight part and the curve part. However, in this numerical simulation, the cross section of the numerical blade model is assumed to be identical at any part along the blade span. The assumed cross section of the blade model has an airfoil profile of NACA 0018 and the chord length of  $c = 0.242$  m, which are the same as the straight part of the practical blade. In this study, the CFD and FEA computations are separately performed, that is, with no interaction condition. In the CFD, the inside of blade is not the object of computation; therefore, the inside structure of the blade is not considered. On the other hand, in FEA, the outside of blade is not the object of computation. The inside structure of the numerical blade model is almost the same as the straight part of the practical blade.

### 2.2 Conditions of CFD

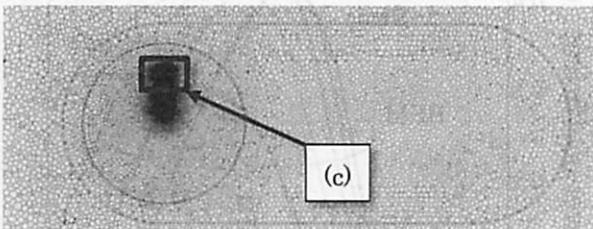
As the solver for CFD, STAR-CCM+ ver. 11.02 was used in this study. The CFD simulation was carried out based on three dimensional RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes) equation, in which the unsteady incompressible viscous flow was assumed. In this study, the SST  $k-\omega$  as the turbulence model was adopted and the second order accuracy of time-marching was selected. The whole computational domain is the inside of the circular cylinder (static region 1), whose diameter is  $48D$  and the length is  $64D$ , as shown in Fig. 3. The center of the one-blade rotor is located at  $24D$  from the inlet boundary. The rotor model is enclosed by the rotational region of a circular cylinder of  $1.6D$  dia.  $\times$   $1.2D$  height and the region is rotated by sliding mesh method. To adjust the mesh size of the wake of the rotor, the rotational region is enclosed by the static region 2, whose height is about  $1.5D$  and the length is  $5D$  (see Fig. 3). Also, the blade surface is enclosed by an elliptic region (major axis:  $1.5c$ , minor axis:  $1.0c$ ) to adjust the mesh size.

Figure 4 shows the computational mesh on the equatorial plane. Non-structural polyhedral mesh was adopted for most of the computational region, except near the blade surface, where structural prism layer mesh was used. The number of prism layer is 15 (see Fig. 4(d)). The minimum distance of the closest grid to the blade surface is  $3.4 \times 10^{-6}$  m ( $y^+ \leq 0.3$ ). The total number of computational cells in the whole region is about 12 million. The wind speed

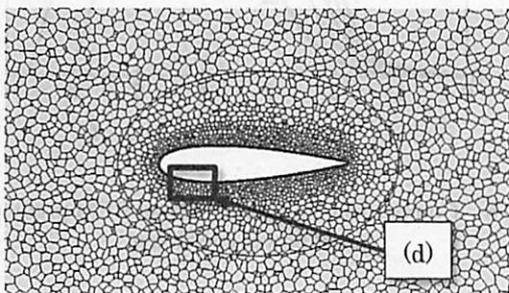
at the inlet boundary is set at a constant value of  $V_\infty = 8$  m/s. At the outlet boundary, a constant gauge pressure of  $P = 0$  Pa is assumed. Slip condition is given at the side boundary of the static region 1. Computation was carried out at four rotational speed conditions of 65, 85, 110, and 120 rpm, which correspond to tip speed ratios of 3, 4, 5, and 5.5, respectively. Each computation is performed until the rotor reaches 6 revolutions, at which an averaged physical property almost converges. The torque and power



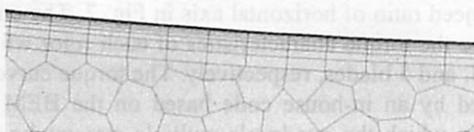
(a) Static region 1 (whole region)



(b) Static region 2 and rotational region



(c) Around blade (elliptic region)



(d) Near blade surface

Fig. 4 Mesh on the equatorial plane

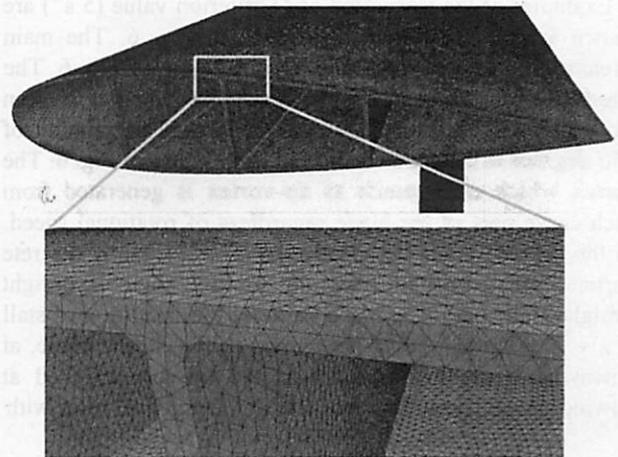


Fig. 5 Mesh of blade for FEA

coefficients are obtained by averaging the values during the last revolution. The Reynolds number based on the rotor diameter  $D$  and upstream uniform velocity  $V_\infty$  is  $Re = 3.7 \times 10^6$ . The Reynolds number based on the blade chord length and average tip speed  $R\omega$  is  $Re_b = 6.5 \times 10^5$ .

### 2.3 Conditions of FEA

The computational model of the FEA is a hollow triangular blade which consists of 2mm thickness and it has 3 webs perpendicular to the chord line (see Fig. 5). The second moment of area of the blade cross section based on the chord line is  $2.6 \times 10^5 \text{ mm}^4$ . The rotor hub and the connection parts of the blade are not considered in this study. The material of the blade is aluminium alloy of 6N01-T5 (Young's modulus:  $E = 7.0 \times 10^4 \text{ MPa}$ ) and the proof stress is 205 MPa. In this study, the allowable stress is assumed to be  $\sigma_a = 136 \text{ MPa}$  ( $205/1.5$ ). The linear density of the computational blade model is about 3.0 kg/m. The practical blade is installed into a blade axis by bent fixtures. Each root portion (120 mm from the end surface) of the blade is sandwiched by two adaptors and is connected to a bent fixture. However, to make the present simulation model simple, the blade end surfaces are fully fixed. That is, each three component of both position and angle of each end surface is fixed. The solver (STAR-CCM+ ver. 11.02) for the FEA is the same as that used in CFD. The rotational speed condition for FEA is the same as that (65, 85, 110, and 120 rpm) of CFD. The computational grid is tetra mesh and the base size is 2mm. The total cell number is 9.2 million and the node number is 3 million. In this FEA, the centrifugal force and gravity acting on the blade are considered, but the aerodynamic force is not considered.

## 3. RESULTS AND DISCUSSION

### 3.1 Results of CFD

Examples of the isosurface of  $Q$ -criterion value ( $5 \text{ s}^{-2}$ ) are shown for three different conditions in Fig. 6. The main stream flows toward right side in each figure of Fig. 6. The one-blade rotor rotates counter-clockwise when it is seen from above. The triangular blade is located at azimuth of 150 degrees in the sixth rotation in each figure of Fig. 6. The vortex which corresponds to tip-vortex is generated from each curve part of the blade regardless of rotational speed. In the case of small tip speed ratio ( $\lambda = 3$ ), many discrete vortices are generated from the trailing edge of upright straight blade part. The blade is under the condition of stall at  $\lambda = 3$ . Although being not shown in Fig. 6, the blade, at downwind region, interacts with the tip-vortices shed at upwind region. However, note that in the practical rotor with

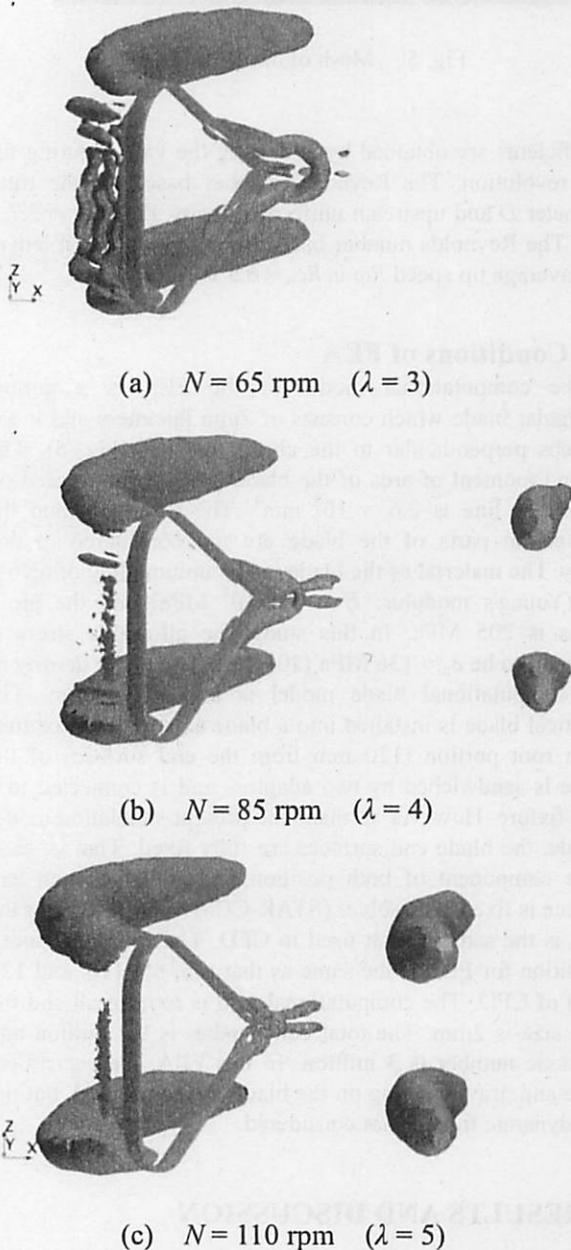


Fig. 6  $Q$ -criterion isosurface ( $Q = 5 \text{ s}^{-2}$ ,  $\psi = 150^\circ$ )

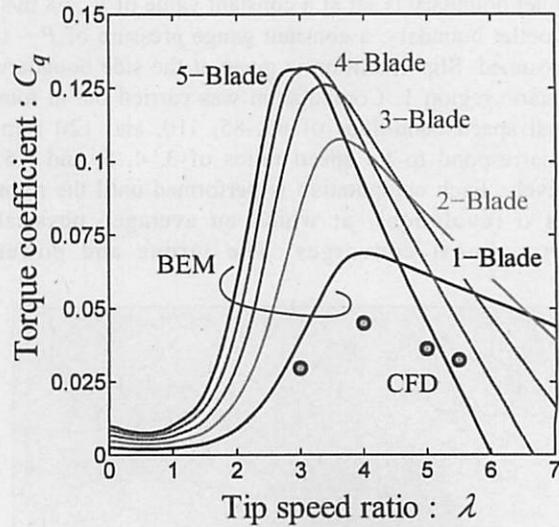


Fig. 7 Comparison between CFD and BEM predictions about torque coefficient

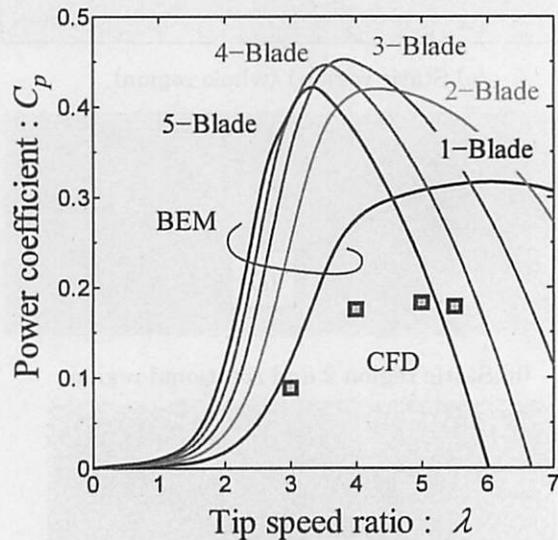


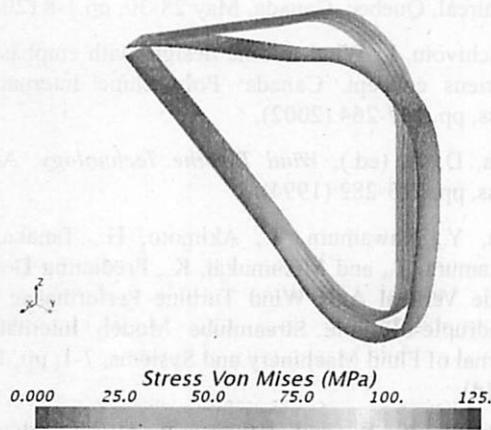
Fig. 8 Comparison between CFD and BEM predictions about power coefficient

5 blades, a blade should interact with a lot of vortices that other blades generate.

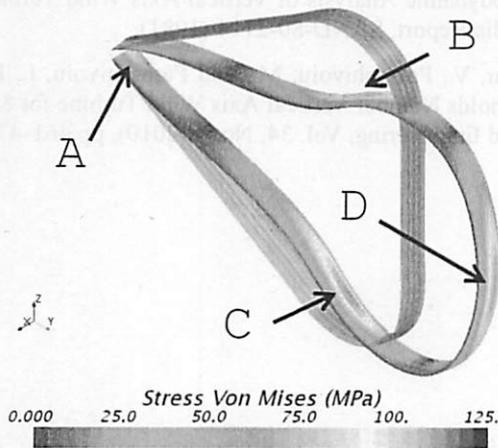
Torque coefficient  $C_q$  simulated by CFD is plotted against the tip speed ratio of horizontal axis in Fig. 7. The curves in Fig. 7 are the torque characteristics of each rotor which has 1, 2, 3, 4, and 5 blades, respectively. The torque curves were calculated by an in-house code based on the BEM theory [5]-[6], in which the quadruple-multiple streamtube (QMS) [7] model was used as the flow field model. The aerodynamic data of the blade section (NACA 0018) presented by Sheldahl and Klimas [8], a portion of which

were replaced with the data presented by Kumar et al. [9] for low Reynolds numbers and small angle of attack, were used as the input data into the BEM code. The BEM code was tuned previously by fitting the prediction output to the experimental results of ACBBWT [3] (3m diameter). In Fig. 7, comparison of the CFD torque results and the BEM torque curve of one-blade rotor teaches us that both agree with each other qualitatively because they take the maximum of torque coefficient at  $\lambda = 4$ . However, regarding the concrete torque coefficient, there is rather difference between them. The maximum of the CFD result (0.045) is 35% smaller than that of the BEM result (0.069).

Similarly, comparison of CFD and BEM results regarding the power coefficient  $C_p$  is shown in Fig. 8. Regarding the one-blade rotor under the condition of  $\lambda = 5$ , the power coefficient obtained by BEM is 0.32 and, on the other hand,  $C_p$  predicted by CFD is 0.18. CFD result is 44% smaller than the BEM result.



(a)  $N = 65 \text{ rpm}$  ( $\lambda = 3$ )



(b)  $N = 120 \text{ rpm}$  ( $\lambda = 5.5$ )

Fig. 9 Blade deformation and von Mises stress distribution

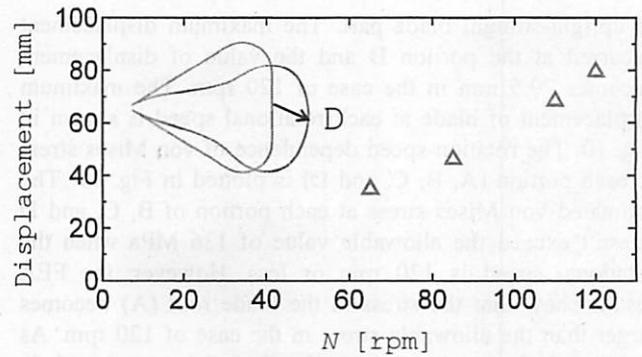


Fig. 10 Rotation-speed dependence of maximum displacement (Portion D)

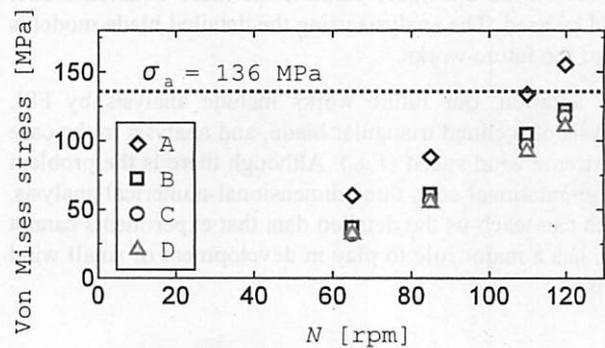


Fig. 11 Rotation-speed dependence of von Mises stress at each portion (A, B, C and D) designated in Fig. 9(b)

One of the possible reasons why the CFD results become much smaller than the BEM results may be the use of coarse calculation mesh in spite of high Reynolds number condition. When considering the performance of the personal computer that we have now and the cost of computing, it is not realistic to increase the density of computational mesh at wider region. However, it is necessary to investigate the relation between the density of mesh and the CFD results henceforth.

### 3.2 Results of FEA

The stress distribution and deformation of the blade are shown in Fig. 9 in the cases of rotational speed of 65 and 120 rpm. The semitransparent blade in grey is the original shape before deformation. The blade depicted by color gradation shows the deformed shape. But note that the deformation represents the enlargement result ( $\times 10$ ). The color shows the von Mises stress. The blade is deformed by being pulled outward in the radial direction by the centrifugal force.

As shown in Fig. 9 (b) in the case of 120 rpm, large stress is generated at the blade root (A), near the connection portions between the slant-straight and curve parts (upper part: B and lower part: C), and at the equatorial portion (D)

of upright-straight blade part. The maximum displacement occurred at the portion D and the value of displacement becomes 79.5 mm in the case of 120 rpm. The maximum displacement of blade at each rotational speed is shown in Fig. 10. The rotation-speed dependence of von Mises stress at each portion (A, B, C, and D) is plotted in Fig. 11. The estimated von Mises stress at each portion of B, C, and D doesn't exceed the allowable value of 136 MPa when the rotational speed is 120 rpm or less. However, the FEA results show that the stress at the blade root (A) becomes larger than the allowable stress in the case of 120 rpm. As mentioned above, the computational model near the blade root is different from the practical structure and fixing way. Actually, the practical blade root portion was reinforced. So, it is expected that the stress of the blade root portion would not exceed the allowable value if the more detailed model could be used. The analysis using the detailed blade model is one of the future works.

In addition, our future works include analysis by FSI, analysis of inclined triangular blade, and analysis in the case of extreme wind speed ( $V_{es0}$ ). Although there is the problem of computational cost, three dimensional-numerical analysis, which can teach us the detailed data that experiments cannot give, has a major role to play in development of small wind turbine.

#### 4. CONCLUSIONS

Numerical simulations by CFD and FEA regarding an one-blade rotor consisting of a triangular blade, which was one of the five blades of the vertical axis butterfly wind turbine of diameter of 7 m, were carried out separately by using the same software. The torque and power coefficients of the one-blade rotor obtained by the CFD agreed qualitatively with the analytical results based on the BEM theory. However, the results of CFD were much smaller than the BEM predictions. Since the Reynolds number was large ( $3.7 \times 10^6$ ), the difference might be attributed to coarse calculation mesh. The FEA results showed that the stress near the blade root portion may exceed the allowable value at the rated rotational speed of 120 rpm. Since the computational model near the blade root is different from the reinforced practical structure and fixing way, it is necessary to perform analysis with a detailed model close to the practical blade in future. According to the present FEA, the stress at other portions did not exceed the allowable stress at 120 rpm or less.

#### ACKNOWLEDGEMENTS

This work was supported in part by the International Platform for Dryland Research and Education (IPDRE) of Tottori University, the Tottori Prefecture Project for Promoting Collaborative Commercialization between Industry and Academia, and the Collaborative Research Program of Research Institute for Applied Mechanics, Kyushu University.

#### REFERENCES

- [1] Gipe, P., *Wind Power for Home & Business*, Chelsea Green, p. 139 (1993).
- [2] Hara, Y., Shiozaki, A., Nishiono, H., Saito, S., Shioya, K., Sumi, T., Matsubara, Y., Yasumoto, Y., Takagaki, K., and Kogo, S., Experiment and Numerical Simulation of an Aluminum Circular-blade Butterfly Wind Turbine, *Bulletin of the JSME, Journal of Fluid Science and Technology*, 11-2, p. JFST0010 (2016).
- [3] Hara, Y., Saito, S., Shioya, K., Shiozaki, A., Nishiono, H., Okutani, M., Mishima, K., Kawabata, T., and Yoshida, S., Over-speed Control System for Vertical Axis Butterfly Wind Turbine, *Journal of Wind Energy, JWEA*, 41-1 (Serial No.121), pp. 9-16 (2017), (in Japanese).
- [4] Hara, Y. and Tagawa, K., Butterfly Wind Turbines with Mechanical Over-Speed Control System, *The 1st International Symposium on Wind and Tidal Power*, Montreal, Quebec, Canada, May 28-30, pp.1-8 (2017).
- [5] Paraschivoiu, I., *Wind turbine design: with emphasis on Darrieus concept*. Canada: Polytechnic International Press, pp. 147-264 (2002).
- [6] Spera, D. A. (ed.), *Wind Turbine Technology*. ASME Press, pp. 215-282 (1994).
- [7] Hara, Y., Kawamura, T., Akimoto, H., Tanaka, K., Nakamura, T., and Mizumukai, K., Predicting Double-Blade Vertical Axis Wind Turbine Performance by a Quadruple-Multiple Streamtube Model, *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 7-1, pp. 16-27 (2014).
- [8] Sheldahl, R. E. and Klimas, P. C., Aerodynamic Characteristics of Seven Symmetrical Airfoil Sections Through 180-Degree Angle of Attack for Use in Aerodynamic Analysis of Vertical Axis Wind Turbines, *Sandia Report, SAND-80-2114* (1981).
- [9] Kumar, V., Paraschivoiu, M., and Paraschivoiu, I., Low Reynolds Number Vertical Axis Wind Turbine for Mars, *Wind Engineering*, Vol. 34, No. 4 (2010), pp.461-476.

# Butterfly Wind Turbines with Mechanical Over-Speed Control System

Yutaka Hara<sup>1</sup>, Kotaro Tagawa<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Tottori University, Koyama-Minami, Tottori, Japan

<sup>2</sup>Department of Regional Environment, Tottori University, Koyama-Minami, Tottori, Japan

## ABSTRACT

Vertical axis butterfly wind turbine with a mechanical over-speed control system had been developed to reduce energy cost. The experimental turbine (7m dia.) has five triangular blades that were designed to be inclined when it rotates fast. Forcible rotation-experiments showed good reproducibility of the movement of blade axis and necessity of the design change of a key part of the over-speed control system. In free rotation-experiments without load, greater-than-predictions inclination of the blades stopped the rotor. However, the blades had no damage in spite of the abrupt braking. Therefore, it became a demonstration of validity of the aerodynamic brake.

Keywords: butterfly wind turbine; vertical axis; over-speed control; cost reduction; aluminum blade; triangular blade; guide groove; blade element momentum theory; forcible rotation; free rotation without load

## INTRODUCTION

The main stream of wind power generation is three-bladed horizontal axis wind turbine (HAWT) and the direction of the development is in the increase of rotor size in order to reduce the cost of energy (Manwell, McGowan & Rogers, 2002, p. 18). However, the conditions at the location to build large-size wind turbines are often limited by the problems such as landscape or environmental preservation. On the other hand, small-size wind turbines can be introduced at a variety of places due to a lower impact on the environment. In addition, there are various shapes of small-size wind turbine; not only horizontal axis wind turbines but also a lot of vertical axis wind turbines (VAWTs) have been also developed (van Bussel & Mertens, 2005, pp.1-8). However, small wind power is in the inverse direction against the direction for cost reduction by the enlargement of turbine rotor. Therefore the high cost of energy is a great problem in small-size wind turbines. In the case of turbine size less than 10kW, the levelized cost of energy (LCOE) in 2015 is about 30-40 cents/kWh (Orrell & Foster, 2016, p.31).

As the measures for cost reduction of small-size wind turbine, a lot of straight-blade VAWTs, which are often called straight-Darrieus rotor or H-rotor, have been studied and developed (Mertens, van Kuik & van Bussel, 2003, p.438) due to the non-directionality and the simplicity of blade shape. However, straight blades generally need arms, or struts, to support the blades, and the aerodynamic resistance, or drag, induced by the arms becomes problems as well as the structural strength of the connection part between a blade and an arm. And the suppression of tip loss should be considered in order to increase the output (Li & Calisal, 2010, pp.2332-2333). Moreover, in the case of small solidity, the self-starting performance of the straight-bladed VAWT may be poor (Eriksson, Bernhoff & Leijon, 2008, p. 1423), and some way to improve the self-starting nature is often necessary.

The first author of this paper started the research on the reduction of the cost of energy in small-size wind turbines in 2009 and devised an armless vertical axis wind turbine that consisted of looped blades. The wind turbine was named "butterfly wind turbine (BWT)" from the blade shape like a butterfly (Hara, et al., 2015, p.2). The original conceptual drawing is shown in Fig. 1 (a). Figure 1 (b) shows the photograph of an experimental model of BWT (rotor diameter: 0.4m), which has three cambered blades made of fiber-reinforced plastic (FRP). The BWT has the possibility of small aerodynamic resistance and small blade tip loss due to armless rotor structure and features the

short length rotational axis with a generator installed near the center of the turbine rotor. The blades of BWT were initially made of plastics by the rapid prototyping or the FRP molding method. To reduce the number of constitution parts and to solve the problems caused by the connection parts between a blade and an arm, the arms, which were necessary to straight-bladed VAWT, were eliminated from the BWT. However, since the blade shape became complicated, the cost reduction of manufacture of blades remained as a problem of the BWT. In order to solve that problem, with cooperation from two corporations, the circular blades made of aluminum extruded and bent to shape were adopted for the BWT rotor of 2m diameters (Hara, 2016, pp.2-3).

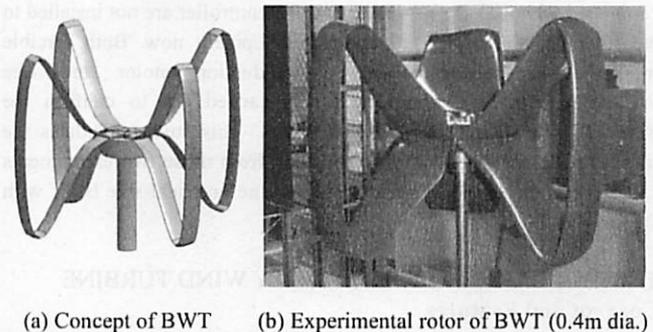


Fig. 1 Original Butterfly Wind Turbine (BWT)



Fig. 2 ACBBWT (3m dia.) with OCS

Over-speed control system (OCS) is very important for wind turbines to increase the safety and to reduce the cost of energy by increasing the electric generation at wide range of wind speed. There are a lot of OCSs for HAWT and some of them, including pitch-control of blades, are used for the commercial wind turbines (Gipe, 1993, pp.139-143). On the other hand, although several ways to prevent the over-speed have been also proposed for VAWT (Gipe, pp.138-139; Yamada, et al., 2012, p.41), almost none of them have been successful for commercial machines. Most of the methods proposed for the OCS of VAWT are complicated mechanism and are not convenient for maintenance because movable parts like spring and hinge are often placed far away from the rotational axis.

A looped blade that configures a BWT rotor is connected to the hub or generator at one portion near the center of the turbine rotor. Therefore, when the blade is held by one axis (hereafter called a blade axis), it is possible to rotate (or to twist) the blade axis in order to operate the blade as an aerodynamic brake like the pitch control of HAWT. As a means for further reduction of the energy cost of the aforementioned aluminum circular-blade butterfly wind turbine (ACBBWT), a mechanical OCS was developed and it was installed to ACBBWT of 3m rotor diameter. The continuous movement of twist (inclination) of circular blades and the suppression of high rotational speed were confirmed by experiments, as shown in Fig. 2 (Hara, et al., 2015, p.343), using an outdoor blower under the condition of almost no load of generator. However, in those experiments, imbalance between movements of the blades was observed because of the large backlash of OCS that utilized L-type universal joints.

At present, 7m-diameter BWT with the OCS, which utilizes I-type universal joints to decrease the backlash, is under development. The new OCS and the turbine rotor with triangular blades have already been completed, although the generator and the controller are not installed to the rotor yet since they are under development now. Both forcible rotation-experiments by using an induction motor and free rotation-experiments without load was carried out to confirm the behavior of OCS and the twist of blades. This study elucidates the problems and the improvements resulting from those two experiments and predicts the expected performance of the practical-size BWT with the new OCS.

### TRIANGULAR-BLADE BUTTERFLY WIND TURBINE Concept and Features

A photograph of the triangular-blade butterfly wind turbine (TBBWT) equipped with the OCS, under development, is shown in Fig. 3 and the specification is in Table 1. The diameter of the rotor ( $D = 2R$ ) is 7.0 m and it has five triangular blades whose height is  $H = 2.7$  m. The OCS is installed into the central hub of the rotor at the location of 4.3 m from the ground surface. As mentioned after, the TBBWT is planned to be installed on the top of a high-rise building to obtain large wind energy. However, it is now placed at a photovoltaic power plant run by one of the cooperation members of our project (consignment project from Tottori prefecture), mainly for convenience, with an aim of confirming the basic behavior and safety of the prototype. Therefore, note that the site is not appropriate for wind power generation since the circumference is complicated landform.

The concept of the development of TBBWT is "cost reduction by large rotor and small generator", which has three key points. The first one is that construction of a larger rotor with the extruded aluminum blades that can be built affordably and utilization of smaller capacity in the electric devices, such as generator and power conditioner which are

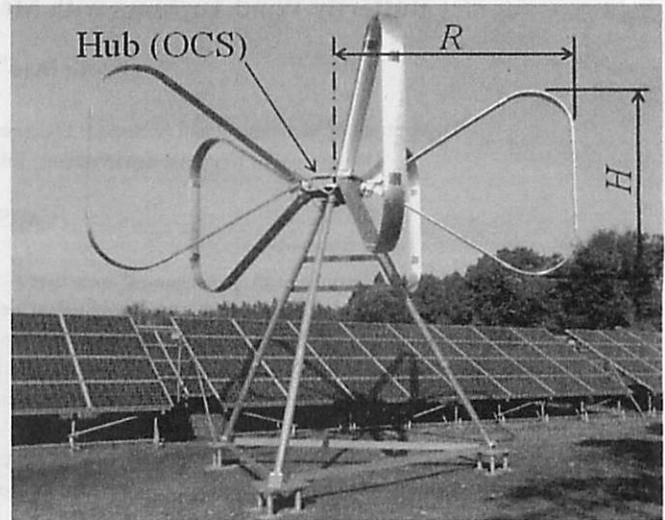


Fig. 3 TBBWT (7m dia.)

Table 1 Specifications of TBBWT.

Rotor radius, $R$	3.5 m
Rotor height, $H$	2.7 m
Chord length, $c$	0.242 m
Number of blade, $B$	5
Blade section	NACA 0018
Swept area, $A$	18.6 m <sup>2</sup>
Solidity, $\sigma (=Bc/2\pi R)$	0.055
Material	Aluminum
Weight of a blade	36.3 kg

often expensive, will lead to the reduction of total cost of wind power system. The second one is the mechanical OCS, which increases the capacity factor of wind power system by keeping the electric generation even when very strong wind blows. The last point means that the TBBWTs are planned to be installed at the rooftops of high-rise buildings in order to utilize the high wind speed, and all the parts of wind turbine, including the blades in knocked-down state, can be carried to the highest floor by the elevators in the buildings. It is one of the features of the TBBWT that a rope made of high tenacity polyarylate fiber ( $\phi 10$ mm, breaking load: 53.9kN) inserted into the blades prevents the scattering of fragments of the broken blades in case of damage of the turbine rotor.

### Over-speed Control System

Figure 4 is a photograph of the new OCS developed for the 5-bladed TBBWT. The diameter of the base is 0.89m. The movements of 5 blades are synchronized by connecting the coupling rods of 5 units of the OCS to the central disk.

The schematic diagram of an OCS unit is illustrated in Fig. 5. The centrifugal force  $F_c$  acting on a blade moves the blade axis inside the OCS unit into the radial direction ( $x$  direction). By this movement, a pin jutting out from the blade axis moves along a pair of guide grooves, each of which consists of straight part and helical part.

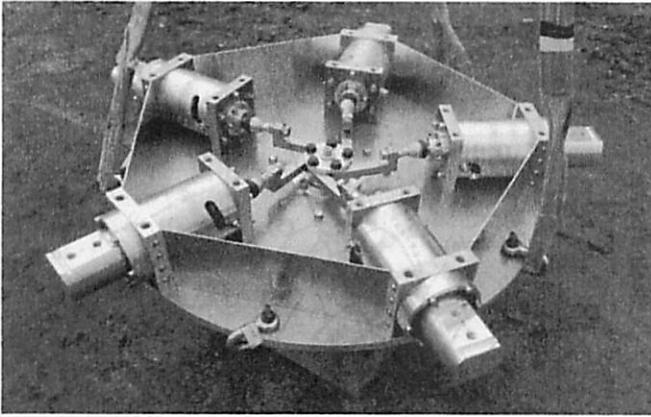


Fig. 4 OCS for TBBWT with 5 blades

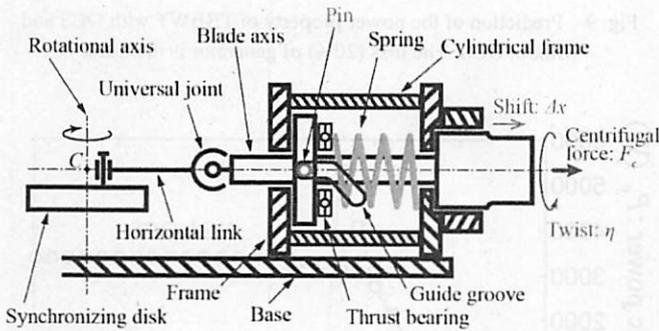


Fig. 5 Schematic diagram of OCS unit for TBBWT

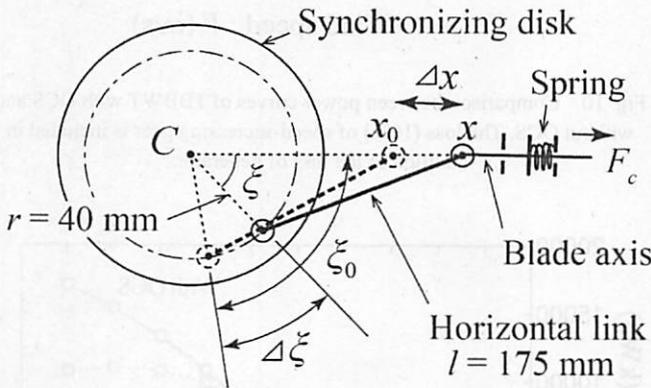


Fig. 6 Schematic diagram illustrating relation between the displacement  $\Delta x$  and the rotational angle  $\Delta \xi$  of synchronizing disk.

The schematic diagram shown in Fig. 6 illustrates the relation between the displacement  $\Delta x$  of blade axis (same as the shrinkage of spring) and the rotational angle  $\Delta \xi$  of the synchronizing disk. The spring of each OCS unit is under the condition of natural length (115 mm) when the turbine rotor is stationary (then  $F_c = 0$  N). Under this initial condition, the distance between the pivot of an universal joint and the center  $C$  of the synchronizing disk is  $x_0 = 184.5$  mm; the angle between the line segment ( $r = 40$  mm), which connects the center  $C$  of the synchronizing disk and one end of the horizontal link (length:  $l =$

175 mm), and the direction of the blade axis ( $x$  direction) is  $\xi_0 = 70.14^\circ$ .

The rotation angle  $\Delta \xi$  of synchronizing disk and the displacement  $\Delta x$  of blade axis are given by the following Eqs. 1 to 3:

$$\xi = \xi_0 - \Delta \xi \quad (1)$$

$$x = r \cos \xi + \sqrt{r^2 \cos^2 \xi + l^2 - r^2} \quad (2)$$

$$\Delta x = x - x_0 \quad (3)$$

The measurement data for five springs used in the OCS about each relation between the restoring force  $F_s$  and the displacement (shrinkage)  $\Delta x$  are displayed in Fig. 7. The broken line in Fig. 7 shows the result of linear approximation of the average of 5 measurement data. The approximated equation is given by Eq. 4.

$$F_s = k \Delta x + F_0 = 558.31 \Delta x - 1607 \quad (4)$$

From the gradient of the approximation line, the spring constant  $k$  is determined to be 558 N/mm.

Considering the displacement  $\Delta x$ , the centrifugal force  $F_c$  acting on a blade when the turbine rotor revolves at angular velocity  $\omega$  is given by the following Eq. 5:

$$F_c = m_b (x_b + \Delta x) \omega^2 \quad (5)$$

where  $m_b$  is the total mass of a triangular blade including the blade axis, connection parts, bolts, nuts, and so forth.  $x_b$  is the  $x$ -coordinate of the center of mass of the triangular blade under stationary condition based on the rotational center  $C$ .

The restoring force and the centrifugal force are equivalent ( $F_s = F_c$ ) under the condition of constant rotor rotation if the aerodynamic forces are ignored (actually they are predicted as less than 4% of the centrifugal force even at the rated rotational speed of 120 rpm in wind speed of 18 m/s). For simplicity, if the force constant  $F_0$  in Eq. 4 is ignored (i.e.,  $F_0 = 0$  N), the displacement  $\Delta x$  is calculated by the following Eq. 6:

$$\Delta x = \frac{m_b \omega^2 x_b}{k - m_b \omega^2} \quad (6)$$

Therefore, when the shape of the guide groove is given, the displacement  $\Delta x$  and also the twist angle  $\eta$  (inclination of a blade) are decided against the rotor rotational speed  $N = 30 \omega / \pi$  rpm. The rotational speed dependence of the displacement and the twist angle is shown in Fig. 8 using the relation of Eq. 6. When the rotational speed of wind turbine increases to about 90 rpm or more, the pin proceeds into the connection portion (curve section) between the straight part and helical part of a guide groove; simultaneously, the triangular blade starts to incline gradually. The design maximum rotational speed of the TBBWT is 120 rpm.

### Prediction of Performance of TBBWT

In the present study, the performance of the TBBWT was predicted based on the Blade Element Momentum theory or BEM (Hansen, 2000, chap. 8). The TBBWT has a double-blade structure, which means that fluid entering into the swept area of turbine rotor has possibility to intersect the blades four times. Therefore, in the BEM-based calculation, the Quadruple-Multiple Streamtube (QMS) model (Hara, et al., 2014, pp. 17-19), which nested the Double-Multiple Streamtube

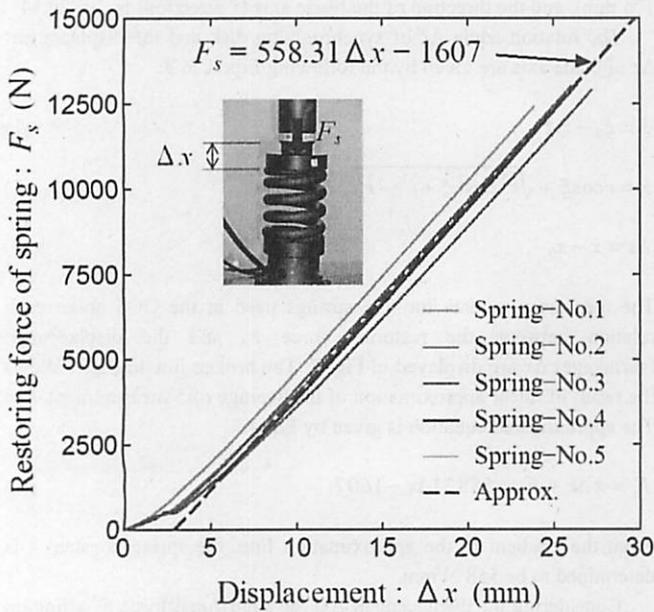


Fig. 7 Measurement data of spring constant

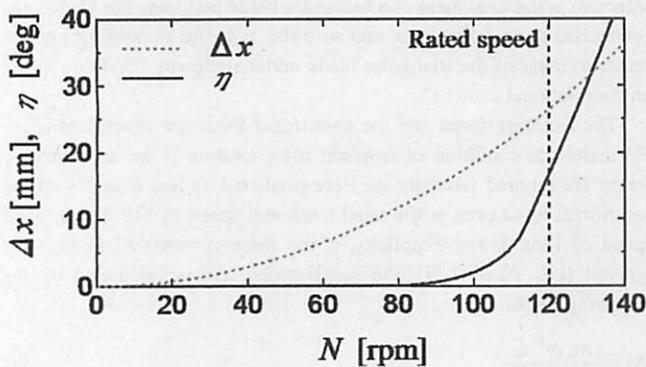


Fig. 8 Rotational speed dependence of displacement  $\Delta x$  and twist angle  $\eta$ .

(DMS) model (Paraschivoiu, 2002, chap. 6), was used as the flow field model. Decrease in output power caused by the twist of blade is simulated by considering the effective pitch angle (Hara, Saito, Shioya, Shiozaki & Nishiono, 2014, p. 391). The in-house software used in this study for performance prediction was tuned to the experimental results of electric output power of the previous 3m-diameter ACBBWT (see Fig. 2) equipped with the generator of 1.32 kW (Hara, et al., 2015, p.344). Note that the prediction obtained as the electric power of TBBWT is considered including the generator loss of 20%.

Figure 9 shows the prediction of the power property of TBBWT of 7m diameter. The dotted lines are the turbine output in the case without the OCS. On the other hand, the solid lines are the turbine output property predicted in the case equipped with the OCS. Although the experimental rotor of the TBBWT has not been equipped with a generator yet, a multipolar core-less permanent-magnet generator (5kW) is planned to be installed together with a speed-increasing gear

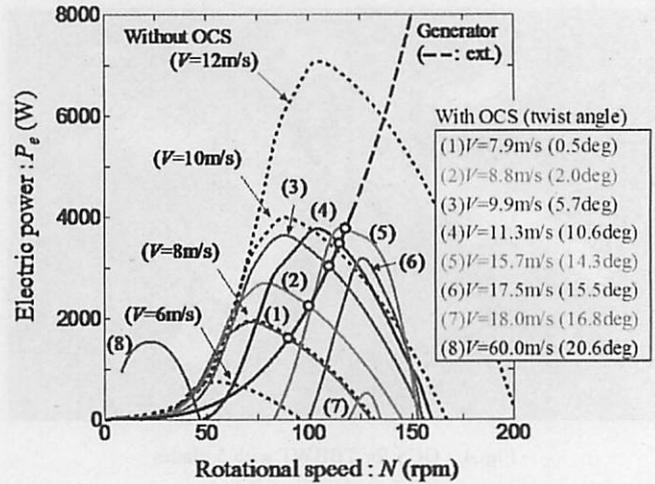


Fig. 9 Prediction of the power property of TBBWT with OCS and without OCS. The loss (20%) of generator is included.

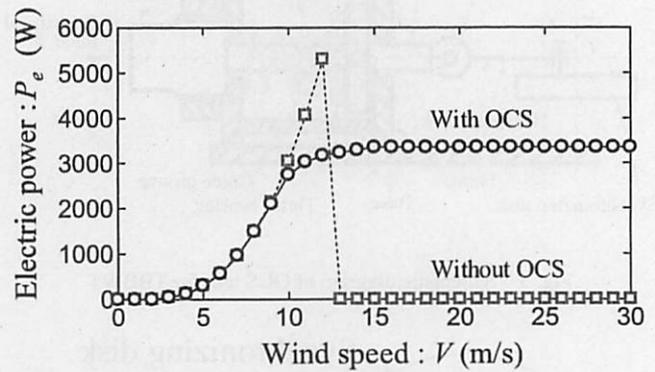


Fig. 10 Comparison between power curves of TBBWT with OCS and without OCS. The loss (10%) of speed-increasing gear is included in addition to the loss of generator.

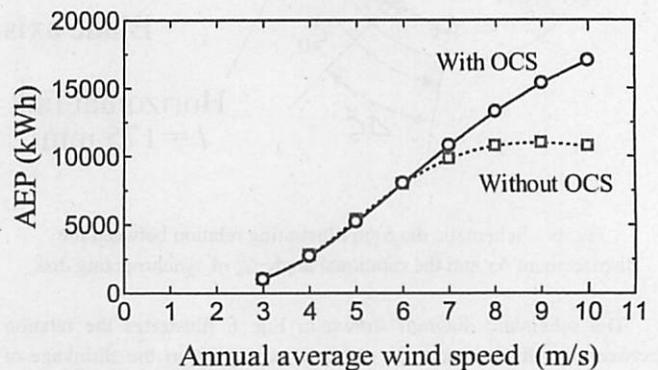


Fig. 11 Prediction of Annual Energy Production (AEP) of TBBWT with OCS and without OCS.

(3:1) in near future. The monotonic increasing curve depicted in Fig. 9 is the output power of the generator including the loss of 20% and the rotational speed is converted into the input-side rotation of the gear

(same as the wind turbine speed). The symbols of circle ( $\circ$ ) on the generator property are the operating points in the case equipped with OCS.

The turbine output curve that intersects the generator output curve at a specific operating point is found out with the BEM-based simulation by changing wind speed gradually under the condition of specific constant rotational speed  $N$  and specific twist angle  $\eta$  given by the concerned operating point. As shown in Fig. 9, the twist angle of the blades becomes  $14.3^\circ$  when wind speed  $V$  is  $15.7$  m/s; in this case, the electric output power is  $3768$  W. At any wind speed of about  $16$  m/s or higher, the output power is expected to become constant, since the turbine output curve does not intersect the generator output curve at the specific operating point designated by Fig. 8.

Comparison between the power curves of TBBWT with OCS and without OCS is shown in Fig. 10. The power curves are based on Fig. 9, but the loss (10%) of speed-increasing gear is considered in addition to the loss of generator by multiplying the values of operating points in Fig. 9 by a factor of  $0.1$ . The maximum wind speed of power generation is assumed to be  $12$  m/s in the case without OCS, in which case the turbine is stopped by some measure at  $13$  m/s or higher.

The annual energy production (AEP) can be calculated based on the power curves. The predictions shown in Fig. 11 assume the Rayleigh distribution (Burton, Sharpe, Jenkins & Bossanyi, 2001, p. 14) as the wind speed probability density. It turns out from Fig. 11 that there is no difference of the AEP between the turbine without OCS and the turbine with OCS when the annual average wind speed is  $6$  m/s or lower. From Fig. 10, the case without OCS needs a generator of  $7.4$  kW or larger in the rated power considering the energy loss ( $0.8 \times 0.9 = 0.72$ ). On the other hand, the case with OCS, in which a generator of  $5$  kW or smaller is enough, can expect the same AEP as the case without OCS. Therefore, the TBBWT equipped with OCS can expect cost reduction. The prediction of AEP in the case of annual-average wind speed of  $5$  m/s is  $5180$  kWh from Fig. 11.

## EXPERIMENTS

### Forcible Rotation

In order to confirm the movements of the OCS developed in the present study, field experiments, in which the turbine rotor of TBBWT was rotated forcibly by a geared motor controlled by an inverter, were conducted under conditions of moderate wind speed on December of 2016. The rotational speed of the rotor was directly measured by an optical rotation sensor (detector: LG-930, digital tachometer: TM-2130), which was installed under the hub. The twist angle  $\eta$  of a blade and the rotation angle  $\Delta\zeta$  of synchronizing disk were monitored by two wireless video cameras installed on the hub. The video cameras were supplied electricity by a storage battery connected to five small solar cell panels on the hub.

An example of the experimental data, which is the time-series data of rotor rotational speed  $N$  and displacement  $\Delta x$  obtained by the first try of several forcible rotation experiments of TBBWT by using an induction motor, is shown in Fig. 12. The displacement  $\Delta x$  was calculated with Eqs. 1 to 3 from the value of  $\Delta\zeta$  observed by a video camera. As shown in Fig. 12, the rotational speed was not able to be increased over  $90$  rpm due to lack of motor power ( $1.5$  kW). Therefore, the inclination of the blades was not observed.

The relations between the displacement of a blade axis and the rotor rotational speed are shown in Fig. 13. The data obtained from three forcible rotation experiments in Fig. 13 are showing almost the same behavior. This demonstrates that, in the new OCS, the reproducibility

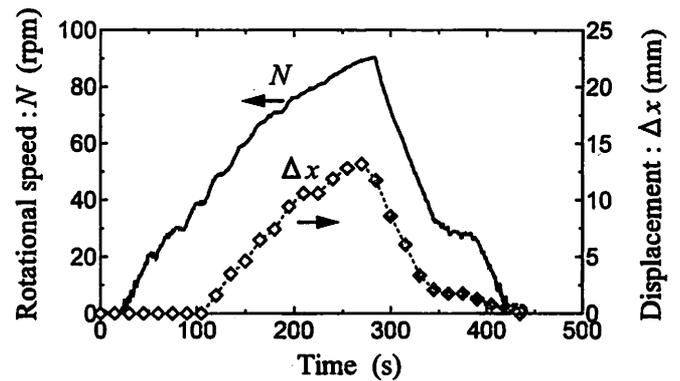


Fig. 12 An example of the experimental data (Exp.1) in forcible rotation of TBBWT by using an induction motor.

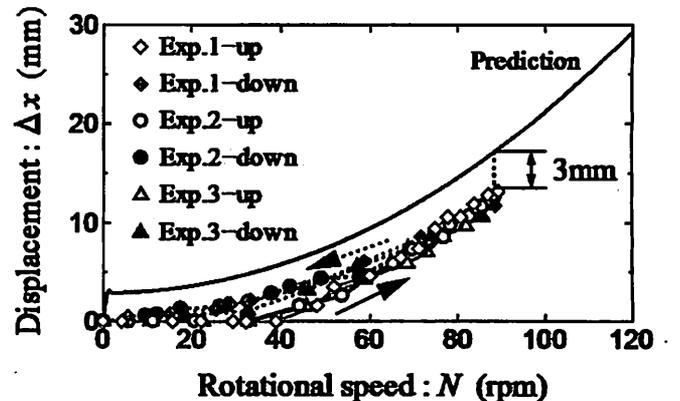


Fig. 13 Relations between the displacement of a blade axis and the rotor rotational speed in the experiments using an induction motor. The solid curve in black is the prediction based on the spring constant and the shape of guide-groove.

of movement of the blade axes is very good. The data of Fig. 13 also prove that there is hysteresis in the movement of a blade axis and a blade axis does not move until the rotor speed exceeds  $40$  rpm when the rotor starts the rotation from the stationary condition.

As a matter of fact, the shape of guide grooves of the OCS used in the present experiments was designed based on the measurement results of spring characteristics shown in Fig. 7, or Eq. 4, in which the force constant  $F_0$  was  $-1607$  N. Therefore, the prediction of relation between displacement  $\Delta x$  and rotational speed  $N$  corresponds to the solid curve in Fig. 13, which exists  $3$  mm above the experimental data. The quantity of  $3$  mm coincides with the coordinate value of intersection point of the approximation line on the horizontal axis in Fig. 7. That is to say, the force constant  $F_0$  should have been  $0$  N, not  $-1607$  N. If the shape of guide grooves had been designed assuming  $F_0 = 0$  N, the prediction of relation between the displacement and the rotational speed would have been the dotted-line curve in Fig. 8 leading to the better coincidence between the prediction and the experiments. To put it concretely, the length of straight parts of the grooves used in the experiments was too long by  $3$  mm.

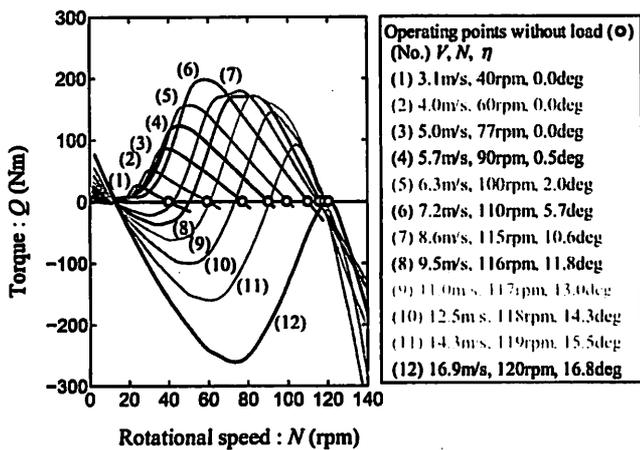


Fig. 14 Prediction of operating points when the TBBWT with no load rotates in natural wind.

### Free Rotation without load

The TBBWT is supposed not to become an over-speed state by the OCS even in case it loses the electrical control by any cause. Figure 14 shows the prediction of the operating points obtained by the BEM-based calculations like Fig. 9 when the TBBWT without load rotates in natural wind. The symbols of circle (○) on the horizontal line showing the loadless condition (torque:  $Q = 0$ , or power:  $P = 0$ ) in Fig. 14 are the operating points. The torque characteristic curve passing through an operating point is obtained by finding out the wind speed which gives zero torque condition at a specific pair of twist angle  $\eta$  and rotational speed  $N$  providing the operating point. When the rotational speed is larger than 120 rpm, no operating point giving the wind speed satisfying any specific pair of  $\eta$  and  $N$  determined by the OCS is found out. Therefore, it is predicted from Fig. 14 that the TBBWT rotor holds the condition of  $N = 120$  rpm and  $\eta = 16.8^\circ$  even when wind speed becomes larger than 16.9 m/s.

To investigate the behavior of the experimental rotor without load and to observe the inclination state of triangular blades, the motor used in the forcible rotation experiments was removed from the TBBWT and the wind turbine rotor in almost non-load condition was left in natural wind as it is. Wind speed and direction were measured by a 2-axis ultrasonic anemometer (CYG-85000), which was placed at the location of 20.3m in the direction of west ( $\theta = 276^\circ$ ) from the center of the TBBWT at the height of 4.5 m from the ground surface. The sampling time interval was set at one second. The rotational speed of the rotor was measured by the same sensor system as the forcible rotation experiments.

The measurement results in a continuous 14-hour period (0:00-14:00 on Jan. 14, 2017) are shown in Fig. 15. In that period, wind speed was rather large and wind direction was relatively stable (average wind direction:  $\theta = 246^\circ$ ). Each data (rotational speed, wind speed, and wind direction) shown in Fig. 15 is five-minute average. The symbols of circle (○) in Fig. 15 are the predictions of the operating points of loadless condition in Fig. 14. The measurements and the predictions about the average wind speed dependence of the average rotational speed agree well at wind speed of around 3m/s. However, the difference between them tends to increase gradually with the increasing wind speed. The cause is thought to be attributed to the complicated landform around the turbine rotor as mentioned above.

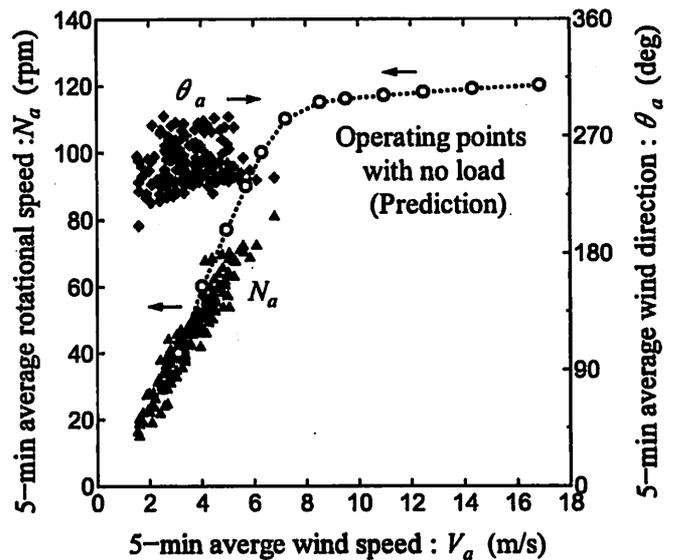
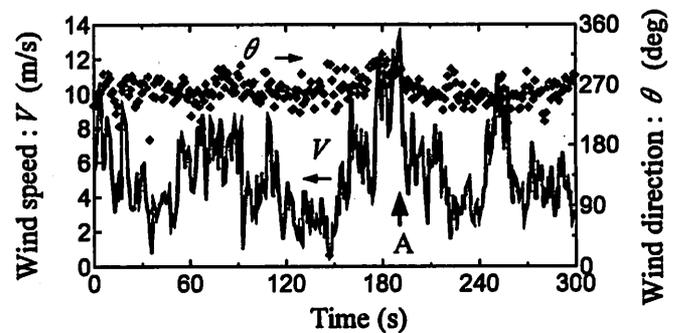
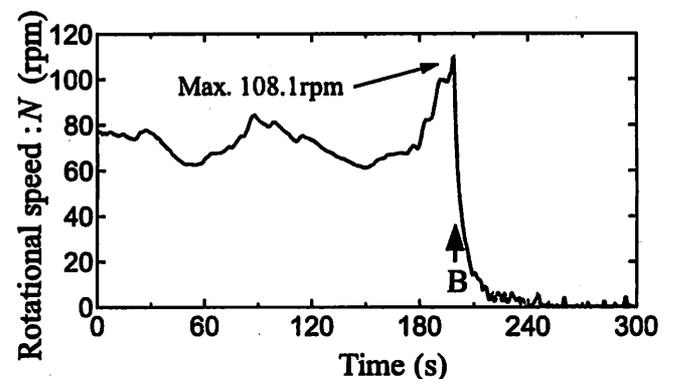


Fig. 15 An example of the experimental data of free rotation (no load) in natural wind. Each data is averaged in every 5 minutes and the data period is a continuous 14 hours. Prediction of operating points is the same as ones shown in Fig. 14.



(a) Time series data of wind speed and direction.



(b) Time series data of rotational speed.

Fig. 16 Data showing the abrupt braking by twist of the blades of TBBWT. The time point A in (a) shows the maximum wind speed of 13.32m/s at 191s; the time point B in (b) shows the maximum rotational speed of 108.1rpm at 199s.

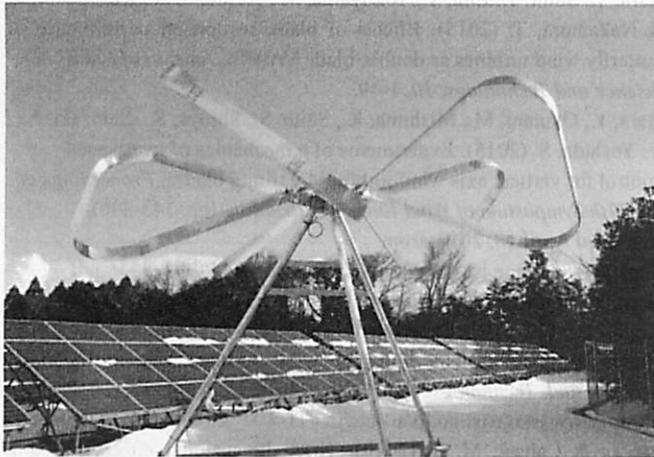


Fig. 17 TBBWT inclined the blades and stopped because the straight part of the guide groove was too long (3mm) and the helical part had too steep gradient. However there was no damage to the blades even after the abrupt aerodynamic braking.

Figure 16 shows the time series data obtained by the sampling time of one second of wind speed, wind direction, and rotational speed, which were measured during 300 seconds from 14:00:00 to 14:05:00 on Jan. 14, 2017. The maximum wind speed in Fig. 16 (a) of 13.32 m/s is recorded at 191 s (time point A). In eight seconds after the time point A, at 199 s (time point B) in Fig. 16 (b), the maximum rotational speed of 108.1 rpm is recorded. After the time point B, the rotational speed abruptly decreased, and the wind turbine stopped.

As shown in Fig. 17, which is a photograph of the TBBWT two days after the incident, probably the five triangular blades inclined drastically about 45 degrees after the time point B in Fig. 16 (b); and they were not restored to the former conditions and held the slant state. This incident was caused by the facts that the length of straight parts of the guide grooves was too long by 3mm as mentioned in the previous section and that the gradient of helical parts of the guide grooves was too large. However, in spite of the abrupt movements by the aerodynamic braking, there was no damage to the triangular blades. This unexpected incident proved that the TBBWT can be safely stopped by the inclination of the blades.

#### FUTURE WORK

The shape of the guide groove used in the present experiments is depicted in Fig. 18 (a). To solve the problems of the shape of the guide grooves elucidated in this study, now the design of groove will be improved as shown in Fig. 18 (b). That is, the length of straight part will be reduced to 11 mm from 14 mm; the angle between the center line of helical part and the horizontal line will be reduced to 72.52 degrees from 79.78 degrees.

One of the objectives of this project is to measure and obtain the performance of the TBBWT with OCS by field experiments. The experiments at the present site aim at confirmation of the basic operation of the OCS. After confirming the continuous blade-twist movements and the suppression of over-speed states, the measurements of power generation by the TBBWT will be conducted at a flat and opened place. By considering countermeasures comprehensively to reduce the cost of energy of the TBBWT, we aim at the energy cost of 25 JPY/kWh (20 cents/kWh) or less as the final goal in this project.

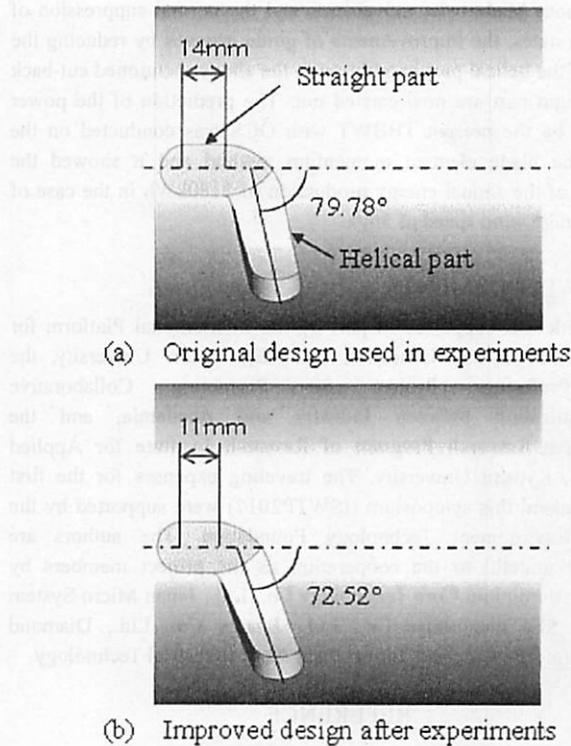


Fig. 18 Improvement of the shape of guide grooves built in a cylindrical frame.

In the present project, the wind turbine system is designed for grid connection and the turbine rotor is planned to be placed on the roof top of high-rise building as mentioned in the previous chapter. As the next stage, the authors are considering to apply the TBBWT to the agriculture sector and the drylands of the world. Therefore, to develop the affordable TBBWT equipped with OCS that operates as independent power source on the ground will be one of our future works.

#### CONCLUSIONS

A triangular-blade butterfly wind turbine (TBBWT) of 7m rotor-diameter equipped with the over-speed control system (OCS) was developed and the forcible rotation-experiments by using an induction motor and the free rotation-experiments under the condition of no load were carried out. The forcible rotation-experiments proved that the blade axis was able to move with high reproducibility along with the increase and decrease of the rotor rotational speed and that the movement of the blade axis had a hysteresis property. On the other hand, the experiments also proved that the prediction of the movement of blade axes did not agree with the measurement data due to the offset of the force constant  $F_0$ , which could be obtained in the measurements of spring constant. However, by assuming the value of  $F_0$  to be zero, the cut-back of guide-groove straight part probably leads to successful improvements. In the free rotation-experiments without load, the TBBWT rotor stopped unexpectedly by occurrence of the large twist angle of the triangular blades. In spite of the abrupt braking of the rotation of the rotor, there were no damages to the triangular blades made of aluminum. This incident showed the validity of the aerodynamic braking by the OCS of the present TBBWT. To implement

the continuous blade-twist movements and the normal suppression of over-speed states, the improvements of guide grooves by reducing the gradient of the helical part in addition to the above-mentioned cut-back of the straight part are now carried out. The prediction of the power generation by the present TBBWT with OCS was conducted on the basis of the blade element momentum method and it showed the possibility of the annual energy production of 5180kWh in the case of annual average wind speed of 5m/s.

## ACKNOWLEDGEMENTS

This work was supported in part by the International Platform for Dryland Research and Education (IPDRE), Tottori University, the Tottori Prefecture Project for Promoting Collaborative Commercialization between Industry and Academia, and the Collaborative Research Program of Research Institute for Applied Mechanics, Kyushu University. The traveling expenses for the first author to attend this symposium (ISWTP2017) were supported by the Yashima Environment Technology Foundation. The authors are profoundly grateful to the cooperation as the project members by Nikkeikin Aluminium Core Technology Co., Ltd., Japan Micro System Co., Ltd., Sky Electronics Co., Ltd., Enatex Co., Ltd., Diamond Electric Mfg. Co., Ltd., and Tottori Institute of Industrial Technology.

## REFERENCE

- Burton, T., Sharpe, D., Jenkins, N., & Bossanyi, E. (2001). *Wind energy handbook*. West Sussex, England: John Wiley & Sons.
- Eriksson, S., Bernhoff, H., & Leijon, M. (2008). Evaluation of different turbine concepts for wind power. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12, 1419-1434.
- Gipe, P. (1993). *Wind power: For home & business*. Totners, England: Chelsea Green.
- Hansen, O. L. M. (2000). *Aerodynamics of wind turbines*. London, UK: James & James.
- Hara, Y., Kawamura, T., Akimoto, H., Tanaka, K., Nakamura, T., & Mizumukai, K. (2014). Predicting double-blade vertical axis wind turbine performance by a quadruple-multiple streamtube model, *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 7, 16-27. Retrieved April 18, 2017, from [https://www.jstage.jst.go.jp/article/ijfms/7/1/7\\_16/\\_article](https://www.jstage.jst.go.jp/article/ijfms/7/1/7_16/_article)
- Hara, Y., Saito, S., Shioya, K., Shiozaki, A., & Nishiono, H. (2014). A proposal on a compact mechanics of over-speed control for vertical axis wind turbines. *Proceedings of the 36th Symposium of Wind Energy Utilization*, (pp. 389-392). Retrieved April 18, 2017, from [http://www.jwea.or.jp/yokou2014/C14\\_36.pdf](http://www.jwea.or.jp/yokou2014/C14_36.pdf)
- Hara, Y., Sumi, T., Emi, T., Yokoyama, M., Akimoto, H., Kawamura, T., & Nakamura, T. (2015). Effects of blade section on performance of butterfly wind turbines as double-blade VAWTs. *Journal of Fluid Science and Technology*, 10, 1-19.
- Hara, Y., Okutani, M., Mishima, K., Saito, S., Shioya, K., Shiozaki, A., ... Yoshida, S. (2015). Experiments of a mechanics of over-speed control for vertical axis wind turbines by tilting blades. *Proceedings of the 37th Symposium of Wind Energy Utilization*, (pp. 343-346). Retrieved April 18, 2017, from [https://www.jstage.jst.go.jp/article/jweasympo/37/0/37\\_343/\\_pdf](https://www.jstage.jst.go.jp/article/jweasympo/37/0/37_343/_pdf)
- Hara, Y., Shiozaki, A., Nishiono, H., Saito, S., Shioya, K., Sumi, T., ... Kogo, S. (2016). Experiment and numerical simulation of an aluminum circular-blade butterfly wind turbine. *Journal of Fluid Science and Technology*, 11, 1-20. Retrieved April 18, 2017, from [https://www.jstage.jst.go.jp/article/jfst/11/2/11\\_2016jfst0010/\\_article](https://www.jstage.jst.go.jp/article/jfst/11/2/11_2016jfst0010/_article)
- Li, Y., & Calisal, M. S. (2010). Three-dimensional effects and arm effects on modeling a vertical axis tidal current turbine. *Renewable Energy*, 35, pp.2325-2334. Retrieved April 18, 2017, from <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148110001047>
- Manwell, J. F., McGowan, J. G., & Rogers, A. L. (2002). *Wind energy explained*. West Sussex, England: John Wiley & Sons.
- Mertens, S., van Kuik, G., & van Bussel, G. (2003). Performance of an H-Darrieus in the skewed flow on a roof. *Journal of Solar Energy Engineering*, 125, 433-440.
- Orrell, A. C., & Foster, N. F. (2016). *2015 Distributed Wind Market Report*. Richland, Washington: Pacific Northwest National Laboratory. Retrieved May 1, 2017, from [https://energy.gov/sites/prod/files/2016/08/f33/2015-Distributed-Wind-Market-Report-08162016\\_0.pdf](https://energy.gov/sites/prod/files/2016/08/f33/2015-Distributed-Wind-Market-Report-08162016_0.pdf)
- Paraschivoiu, I. (2002). *Wind turbine design: with emphasis on Darrieus concept*. Canada: Polytechnic International Press
- van Bussel, G. J. W., & Mertens, S. M. (2005). Small wind turbines for the built environment. *Proceedings of the Fourth European & African Conference on Wind Engineering*. Retrieved April 18, 2017, from [http://lr.home.tudelft.nl/fileadmin/Faculteit/LR/Organisatie/Afdelingen\\_en\\_Leerstoelen/Afdeling\\_AEWE/Wind\\_Energy/Research/Publication\\_s/Publications\\_2005/doc/2005Small\\_wind\\_turbines\\_for\\_the\\_built\\_environment.pdf](http://lr.home.tudelft.nl/fileadmin/Faculteit/LR/Organisatie/Afdelingen_en_Leerstoelen/Afdeling_AEWE/Wind_Energy/Research/Publication_s/Publications_2005/doc/2005Small_wind_turbines_for_the_built_environment.pdf)
- Yamada, T., Kiwata, T., Kita, T., Hirai, M., Komatsu, N., & Kono, T. (2012). Overspeed control of a variable-pitch vertical-axis wind turbine by means of tail vanes. *Journal of Environment and Engineering*, 7, 39-52. Retrieved April 18, 2017, from [https://www.jstage.jst.go.jp/article/jee/7/1/7\\_39/\\_article](https://www.jstage.jst.go.jp/article/jee/7/1/7_39/_article)

## 円筒形 OWC 型波力発電装置のエネルギー変換性能評価における スケールイフェクトに関する研究

九州大学大学院工学研究院 安澤 幸隆

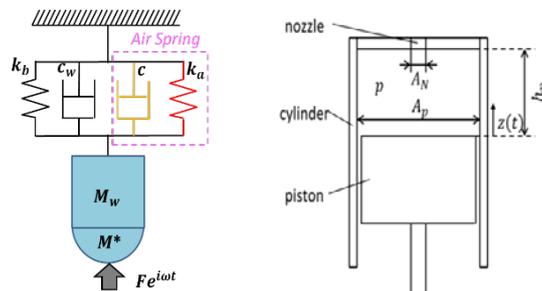
### 1. 目的

著者らは波力発電の実用化に向けて、仕組みが単純で可動部が水中になく、広範な普及に有利である発電用振動水柱(以下: OWC)カラムを有するマルチカラム型発電浮体の研究開発を行っている。先行研究において複数 OWC カラムの相互干渉影響を含んだ波浪中応答を計算するプログラムを開発し、水槽サイズにおいて広い波長域にわたって定性的・定量的にほぼ推定できることが確認された。

本研究では、実機の開発・設計に関連してスケール影響について焦点を当て、装置が大型になるにつれ性能に大きく影響を与えると考えられる空気の圧縮性を考慮した円筒型 OWC 装置のスケール影響の調査を目的としている。

### 2. OWC 内空気室の力学モデル

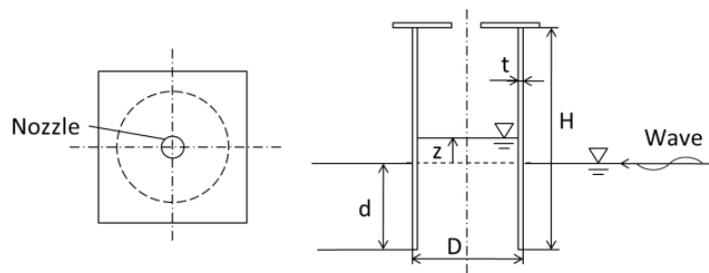
本研究では空気の圧縮性に関する非線形性を考慮している。OWC 内の空気室をノズルを有するシリンダーと水柱のピストンから成る空気ダンパと考え、非線形の力学モデルを導いている。このときバネとダンパを並列に並べた Voigt model を採用している。このとき、空気の状態変化は断熱変化とし、側壁と振動水柱の摩擦抵抗は無視している。その結果、得られた等価空気ダンパの等価ばね定数と等価減衰係数は周波数依存性が有するとともに、スケール影響があることがわかった。この力学モデルを数値解析プログラムに導入して計算し実験との比較考察を行った。



OWC の力学モデルと等価空気ダンパモデル

### 3. 実験方法

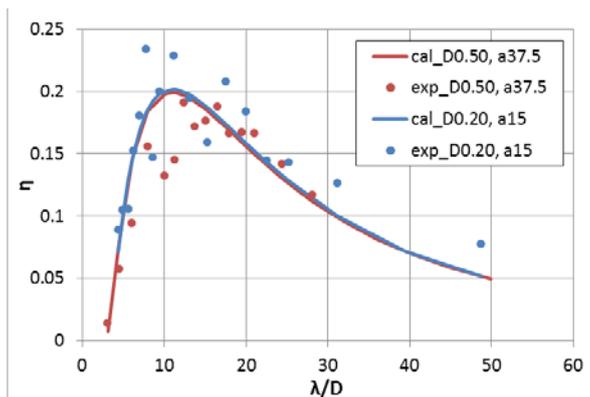
実機との縮尺比 1/12 の中型模型を作製し、九州大学応用力学研究所の深海機器力学実験水槽で試験を行い実験結果と数値解析結果を比較した。中型模型の主要目は直径  $D=0.5[m]$ 、高さ  $H=1.0[m]$ 、喫水  $d=0.375[m]$ 、ノズル比 1/200 である。波振幅 37.5, 62.5[mm] の 2 パターンと波周期 1.0~3.0[s] の 15 点で計測を行った。実験は曳航電車に OWC を固定して 1 方向入射波を入射させ、OWC 内の空気圧および水面の上下変動をそれぞれ圧力センサーおよび超音波水位計で計測した。



円筒型 OWC 模型

#### 4. 水槽試験結果と考察

図\*\*に中型模型と比較のために先行研究で行った小模型(縮尺比 1/12, 直径 0.2[m])の実験値と数値解析結果のグラフを示す. 中型模型の結果は波振幅  $a=37.5$ [mm]の結果を用いている. 数値解析の結果を比べると, 縮尺比 1/12 と 1/30 の間にはほとんど差が生じていないことがわかる. しかし, 実験結果を比較すると, 1/30 のときはピーク付近で値のばらつきが見られたが, 1/12 だとピーク付近, 波周期 1.8, 1.9s のときに1次変換効率が落ちていることがわかる. 結果として, 縮尺比 1/12 のとき実験値は数値解析値と比較してわずかに誤差を生じる結果となった



波力エネルギー一次変換効率の計算結果と水槽試験結果

#### 5. 研究成果報告

空気の圧縮性の影響を数値解析プログラムに導入しスケール影響の検討を行った. また, 中型模型試験を行い, 数値解析結果と比較した.

水槽試験で用いたサイズの OWC (OWC の内径が 0.20m, 0.50cm) の場合, 空気の圧縮性影響は小さく, 影響を無視することができることが, 理論的にも実験的にも確認できた. しかし, 実機サイズ(OWC 内径 6.00m)になると, 空気の圧縮性が大きく影響することが数値解析によりわかった. この影響により, 実機サイズの周波数応答は, 水槽試験サイズのそれに比べて, 1次変換効率のピークが下がり, その振動数が高い方へシフトする.

また, 実験により空気室の圧縮性影響を証明するためには, より大きなサイズの OWC 試験体を用いた水槽試験か, 強制動揺試験を実施する必要があることがわかった.

#### 6. 研究組織

安澤 幸隆 (九州大学大学院工学研究院 海洋システム工学部門 教授)

瀬戸口 隆友 (九州大学大学院工学府 海洋システム工学専攻 修士2年)

木下 順次 (九州大学工学部 技術部 )

小柳 嬉見子 (九州大学工学部 技術部 )

## 高空の風力利用についての研究

(株) TMI T・研究開発部・所長、  
首都大学東京・システムデザイン学部・客員教授

藤井 裕矩

### 要旨

風力エネルギー発電方法について、強い恒常的な風力が得られる高空風力発電について基礎研究を行った。世界的にも先進的な高度な技術が要求されるため、その基礎的な部分である軽量風車の開発について本年度はフィールドテストを加え実験的に研究を進めた。

### 序論

風力発電においては風況の良い場所の選択が主要な要素である。風況の良いところとして、地表部のキャノピーを越えた高度の位置が一つとしてあげられる。このような高空における風力発電技術はいまだ未開発の分野として残されているが、海外でも米国、オランダなどで開発されつつあり実用開発も近いと思われる。本研究は、代表者の提唱のもと日本で関係する研究者たちが高空風力を利用した風力発電の研究を主軸にして結集したもの

である。本研究における高空風力発電でのテザー技術の応用の手法は、断続的な発電がおこなわれる主流に対して連続的な発電を継続することを目標とした極めて独創的なものである。このために用いられるテザー技術はエネルギー伝達機構として有望視されているものであり、昨年度は九州大学大型境界層風洞を用いたデモンストレーションによって伝達性能を実験的に調べた。この結果を用いて、テザーによるエネルギー伝達機構において種々の改良を続けている。本年度は、風によって風車を浮上させて行うデモンストレーションを計画した (Fig. 1)。このためより手軽に実験の可能な小型風車の製作も行った。このため、本研究においては風車の更なる改良とともに、風のように高度や位置が振れる場合の伝達機構を合わせた検討を行うものである。一方、九州大学応用力学研究所における共同研究の大きな枠組みとして平成 22 年度より「新エネルギー力学」の分野が作られ、九州大学でも風力発電技術の研究開発にかかわっており、高空風力発電手法の先駆けである新川教授においては本研究におけるリーディング・メンバーとして、大きな期待を背負ってもらっている。このため、九州大学応用力学研究所の共同研究として研究の継続を行った。



Fig. 1 妻沼グライダー滑空場におけるフィールドテスト：左端の車で中央で手に持っている風車を引いて風で上空に揚げる (2017年 11月 12-15日)

## 実験日程と経過

フェーズ 1.5 (0.2kW 級) に加えてフェーズ 1+ (ワンプラス : 0.1kW 級) の垂直軸風車を試作し (Fig. 2)、本年度は実験研究フィールドテストを加えて以下のように実施した。

- ▶ 2017 年 10 月 5-6 日 AWEC(Airborne Wind Energy Conference)2017 (Freiburg) (国際会議における研究発表)
- ▶ 2017 年 11 月 12-15 日 P1+&P1.5 フィールドテスト (妻沼グライダー滑空場)
- ▶ 2017 年 12 月 3-10 日風洞実験 (工芸大)
- ▶ 2017 年 12 月 8 日第 6 回全体会議 (科学技術館)

## 技術課題への成果

本年度の研究成果により、以下の 2 つの技術課題について、3 のようにフィールドテストによるデモンストレーションを行った。

1) 高空風車において、軽量であることとともに、ブレードが十分な空力特性を持つこと、さらに、必要な強度を持つことが必要である。昨年度はフェーズ 1.5 (0.2kW 級) の試作と性能の実験を行った。本年においてはさらにフェーズ 1+ (ワンプラス : 0.05kW 級) の直線翼風車をモーターで回転させてトルク特性を風洞で測定し風車性能の試験を行った。

2) 昨年度は、第 1.5 フェーズ (0.187kW 級) 風車モデルを試作し、九州大学地球大気動態シミュレーション装置 (境界層風洞) (測定部 (4m×2m)) において性能実験を行ったが、本年度においてはさらにフェーズ 1+ (ワンプラス : 0.1kW 級) の垂直軸風車を試作し風洞実験とデモンストレーションに供した。

3) フェーズ 1.5 ならびにフェーズ 1+ の垂直軸風車の模型を凧を用いて上空に浮上させこのフィールドテストによって、風車特性とテザー伝達特性を検討する。(Fig. 3)

4) これらの成果はいずれも、風力エネルギー利用シンポジウムなどの学会・研究集会で研究成果として公表を行った。

主に以上の 3 点については結果と考察について、いずれも、「研究成果報告」の節で示したように学会で発表し、議論した。(「研究成果報告」の項参照。)

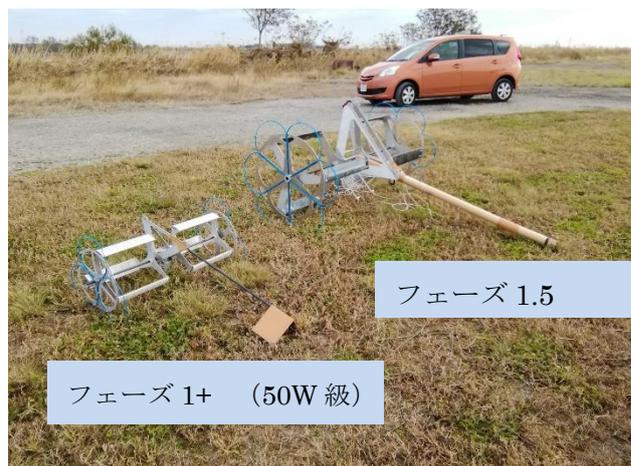


Fig. 2 風車モデル(フェーズ 1+ とフェーズ 1.5)



Fig. 3 フィールドテスト (妻沼グライダー滑空場)

## 研究組織

氏名	所属	役職
藤井 裕矩	T M I T	所長
大久保 博志	神奈川工科大学	教授
永尾 陽典	神奈川工科大学	教授
新川 和夫	九州大学	教授
草谷 大郎	都立産業技術高専	准教授
山本 広樹	都立産業技術高専	准教授
高橋 泰岳	福井大学	准教授
中嶋 智也	大阪府立大学	講師
遠藤 大希	九州大学	博士課程 1 年
関 和市	東海大学	教授
丸山 勇祐	前田建設	研究員
岩原 誠	(有) ザクシス	代表取締役

## 研究成果報告

1) 藤井裕矩、草谷大郎、「テザー型飛翔体の運動に関する基礎研究」、(社) 日本航空宇宙学会第 48 期定時社員総会/年会講演会、1C09、2017 年 4 月 13~14 日、東京大学山上会館。

2) Hironori A. FUJII, Hiroshi OKUBO, Yasutake TAKAHASHI, Yusuke MARUYAMA, Tairo KUSAGAYA, Shigeo YOSHIDA, Kazuo ARAKAWA, Hiroki ENDO, Kenji UCHIYAMA, Kazuichi SEKI, and Takeo WATANABE “**HSWG(High Sky Wind energy Generation) on tethered system**” AIRBORNE WIND ENERGY CONFERENCE 2017, Freiburg, Germany 2017/10/5-6

3) 藤井 裕矩, 大久保 博志, 遠藤 大希, 丸山 勇祐, 「高空風力発電の実証実験の試み」第39回風力エネルギー利用シンポジウム、B5：高空風力発電B5-1、2017年12月6日・7日、科学技術館、千代田区、東京。

4) 形川 雅文、近藤 智行、高橋 泰岳、「カイトとプロペラ式風車を用いた高空風力発電の試み」、第39回風力エネルギー利用シンポジウム、B5：高空風力発電B5-2、2017年12月6日・7日、科学技術館、千代田区、東京。

5) 中嶋 智也、岩崎 稜太、植田 芳昭、「高空風車に使用することを想定した風力タービンに関する一考察」、第39回風力エネルギー利用シンポジウム、B5：高空風力発電B5-3、2017年12月6日・7日、科学技術館、千代田区、東京。

6) 草谷 大郎、藤井 裕矩、関 和市、大久保 博志、真志取 秀人、高橋 泰岳、山本 広樹、遠藤 大希、富田 匠、渡部 武夫、丸山 勇祐、田中 真里、笹原 雄二郎「高空風力発電用航空プラットフォームに用いる対称翼型カイツーンの検討」、第39回風力エネルギー利用シンポジウム、B5：高空風力発電B5-4、2017年12月6日・7日、科学技術館、千代田区、東京。

## 謝辞

本研究は、九州大学応用力学研究所の共同利用研究（一般研究）の助成を受けたものである。

## 流入風変動を考慮した水平軸風車の荷重低減に関する研究

三重大学 大学院工学研究科 機械工学専攻 前田 太佳夫

### 1. 要旨

水平軸風車の前方の風を観測し、ロータ面に流入する風速を予測した。この風速を、風車を運転するためのフィードフォワード制御に用いることにより、風車に作用する荷重の変動を抑制することが可能となった。

### 2. 序論

我が国における風力発電の導入に際して、複雑地形が原因となって流入風速が変動し、それにとまなう風車の荷重変動が故障の原因となっている。風車発電時には、流入風速の変動にとまない、ロータ面に作用する推力は変動し、タワーの根元に大きな変動モーメントが生じる。一般的な風車制御は、定格風速以下では最大出力、定格風速以上では一定出力となるように制御されているが、これらの従来制御は風車出力を参照して制御するフィードバック制御であり時間遅れが生じる。

本研究の目的は、風車ブレードのピッチ角制御における空力制御の時間遅れを解消することで、風速変動に対する荷重変動を抑制することである。そのために、風況観測マストで風車の前方風速を計測し、それを取り込んだ風車のフィードフォワード制御手法を構築した。

### 3. 方法

本研究は、将来的なライダによる流入風変動計測を用いたフィードフォワード制御の実現の前段階として、風況観測マストに設置した風速計から得られた流入風データを用いたフィードフォワード制御手法の構築と検証を行う。実験には、三重大学附帯施設農場に設置されているロータ直径 10m、ハブ高さ 13.4m、出力 30kW のアップウィンド式水平軸風車を用いる。流入風速は、風車上流に設置された風況観測マスト上の超音波流速計で測定する。超音波流速計は三次元速度を速い応答性で計測できる。風車に作用する代表的な荷重としてロータ推力を計測した。ロータ推力は、流入風速、風車回転数、ロータ翼のピッチ角に依存するため、様々な運転条件で計測されたロータ推力のデータを蓄積し、制御に用いるためのデータベースを構築した。また、風車上流で計測した変動風速が風車ロータ面に流入するまでには時間差があるため、上流の風況観測マストで計測された風速と、風車ナセル上の風速計で計測された風速の相互相関を計算することで、この時間差について調べた。運転データベースと風速変動流入までの時間差を用いて、ロータ推力変動を低減するようにピッチ角を操作するフィードフォワード制御手法を構築し、制御適用時と非適用時のロータ推力変動を比較することで、その効果について評価、検証を行った。

### 4. 結果と考察

- (1) フィールド実験データの蓄積により、ロータ推力は、一定回転数の運転条件では、流入風速と概ね線形関係にあることがわかった。この関係に基づき、フィードフォワード制御用の制御関数を構築した。
- (2) 通常運転時とフィードフォワード制御時の実験データから、ほぼ同じ風速域のデータを抽出し、ロータ推力の変動を観察した。その結果、フィードフォワード制御の導入により、通常運転時よりもロータ推力変動を抑制できることが確認された。
- (3) 本研究では風車上流のマストで観測した風速を用いてフィードフォワード制御を構築したが、風車上流の風計測装置をライダに置き換えた場合にも本研究の成果を用いることが可能であることを

示した。このことにより、ナセルにライダを搭載することができれば、水平軸風車の荷重変動抑制が可能であることを示した。

## 5. 学会発表

Kota Morimoto, Takao Maeda, Yasunari Kamada, Yuki Sakurai, Load Control of Wind Turbine Supported by Inflow Measurement, Proceedings of the Ninth JSME-KSME Thermal and Fluids Engineering Conference, USB, 5p., 2017.

## 6. 研究組織

研究代表者 前田太佳夫, 三重大学大学院工学研究科機械工学専攻, 教授  
 研究協力者 鎌田 泰成, 三重大学大学院工学研究科機械工学専攻, 准教授  
 研究協力者 森本 昂太, 三重大学大学院工学研究科機械工学専攻, 博士前期課程  
 研究協力者 櫻井 優輝, 三重大学大学院工学研究科機械工学専攻, 博士前期課程  
 所内世話人 吉田 茂雄, 九州大学応用力学研究所, 教授

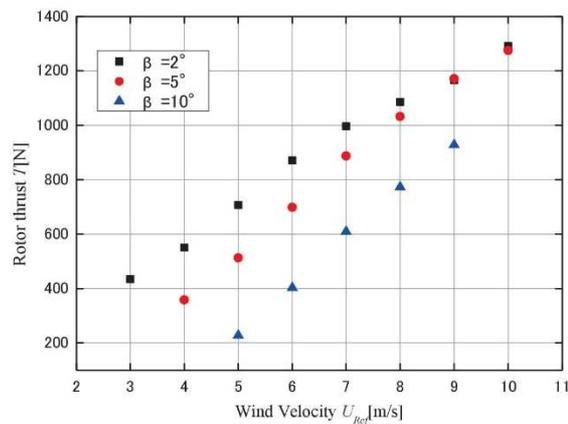


図1 風速に対するロータ推力の関係

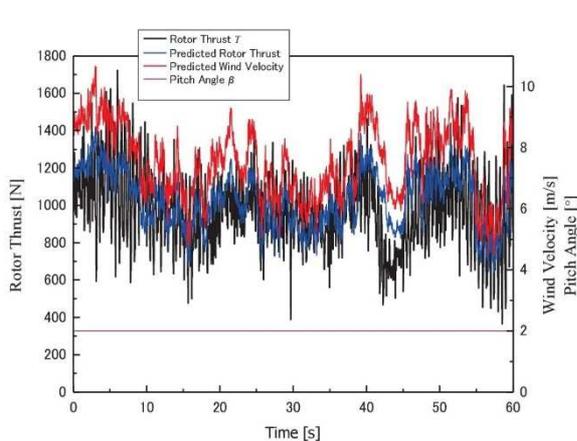


図2 通常制御

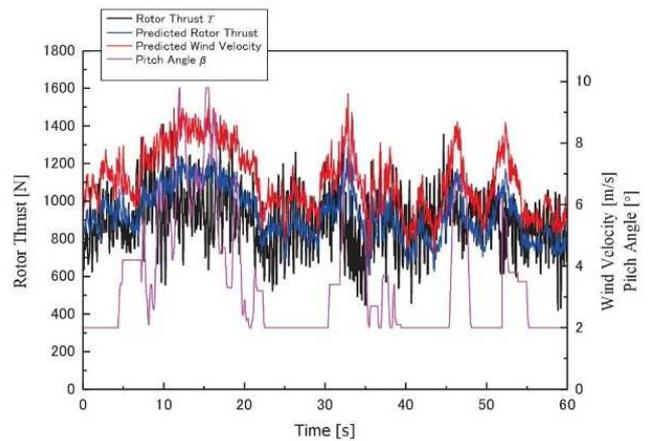


図3 フィードフォワード制御

## 水平軸風車に作用する空力荷重の制御に関する研究

三重大学 大学院工学研究科 機械工学専攻 鎌田 泰成

### 1. 要旨

風車翼のピッチ角を変化させることで、ロータ面に生じる流体力の制御を試みた。ピッチ角変化手法は、アジマス角に対しピッチ角を一定とした「定常ピッチ制御」とアジマス角に対しピッチ角を周期的に変化させる「周期的ピッチ制御」を用いた。定常ピッチ制御は、ロータ面に垂直に作用する流体力の大きさを変更できる。一方、周期的ピッチ制御は、アジマス角位置毎に異なる流体力を生じさせ、ロータ面に働くモーメントの大きさと軸の方位を変更できる。

### 2. 序論

ウィンドシアが存在する風環境では、風車が1回転する間にブレードに作用する荷重は変化し、それによりドライブトレインおよび風車を構成する部材に変動荷重を生じさせる。このような荷重変動を低減するため、2000年代から独立ピッチ制御を装備した商用風車が市場に現れたが、十分な効果が得られなかったため、世界のほとんどの市場から姿を消し、わずかに欧州の市場に残るだけである。しかし、我が国のような複雑地形が多い地理的環境ではウィンドシアが風車に与える影響が大きいため、ブレードに作用する周期的荷重の低減は有益である。一方、近年、国内外で注目されている浮体式洋上風車は沖合の好風況に設置できるため、実用化が望まれるが、風や波などの外力に対する高い安定性が求められるため、浮体設備を強固に設計する必要があり、発電コストが高くなる。そのため、低コストで浮体の安定性を確保する手法の構築が重要となる。

本研究では、風車翼のピッチ角を制御することでロータ面に生じる流体力を変化させ、外力による風車の変動荷重を減衰させることを目的とする。

### 3. 方法

正面および斜め流入風下において、ピッチ角制御機構を搭載した供試風車を用いて風洞実験を行った。ロータ面に作用する流体力およびモーメントは、6分力天秤により計測した。ブレードのピッチ角を変化させることで、ロータ面に生じる流体力の制御を試みた。ピッチ角の変化は、ブレード断面における迎角の変化を生じさせ、その結果、流体力の変化が生じる。本研究では、アジマス角に対しピッチ角を周期的に変化させる周期的ピッチ制御を行った。周期的ピッチ制御において、ピッチ角はブレード1回転中に1周期の変化をさせる。これにより、アジマス角ごとに異なる流体力を生じさせ、ロータ面にモーメントを発生させる。周期的ピッチ制御では、ピッチ角変化の位相およびピッチ角変化振幅を変化させ、ロータ面に生じるモーメントを計測した。また、空力弾性解析コードであるFASTを用いて準静的な数値解析を行い、実験値と比較することで解析の妥当性の検証を行った。解析では、風車出力性能および周期的ピッチ制御によりロータ面に生じるモーメントを評価した。

### 4. 結果と考察

- (1) ロータ面に作用する推力は、定常ピッチ制御により大きさを制御できる。さらに、最適ピッチ角よりも小さいピッチ角において制御を行うことで、風車の出力変動を抑制できる。出力係数は最適ピッチ角で最大を示し、ピッチ角の過大過小いずれの場合も低下する。
- (2) 周期的ピッチ制御時の出力係数および推力係数は、周期変化の振幅によらずほぼ一定である。周期的ピッチ制御によってロータ面に生じるモーメントは、ピッチ角の振幅と位相を変化させることで

作用する大きさと方向を制御できる。

- (3) 周期的ピッチ制御を模擬する解析コードは、ロータ面に作用するピッチングモーメントおよびヨーモーメントを再現できた。解析結果は、実験値と同様の傾向を示すことから、本解析コードによって、様々なピッチ制御に対応するロータ空力荷重を予測できる。

## 5. 学会発表

Kensei Shimamoto, Yasunari Kamada, Takao Maeda, Yuta Okumura, Shigeo Yoshida, Load Control Acting on Rotor Blades of Two-Bladed Horizontal Axis Wind Turbine using Cyclic Pitch Change, Proceedings of the Ninth JSME-KSME Thermal and Fluids Engineering Conference, USB, 5p., 2017.

## 6. 研究組織

研究代表者 鎌田 泰成, 三重大学大学院工学研究科機械工学専攻, 准教授  
 研究協力者 前田太佳夫, 三重大学大学院工学研究科機械工学専攻, 教授  
 研究協力者 島本 健正, 三重大学大学院工学研究科機械工学専攻, 博士前期課程  
 研究協力者 佐藤 涼太, 三重大学大学院工学研究科機械工学専攻, 博士前期課程  
 所内世話人 吉田 茂雄, 九州大学応用力学研究所, 教授

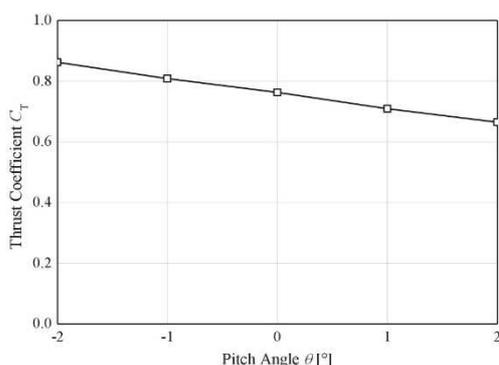


図1 ピッチ角に対する推力係数の関係  
(定常ピッチ制御)

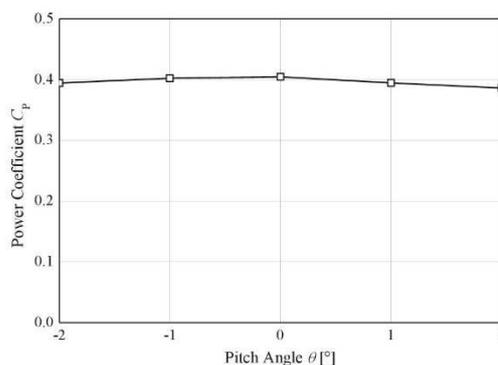


図2 ピッチ角に対する出力係数の関係  
(定常ピッチ制御)

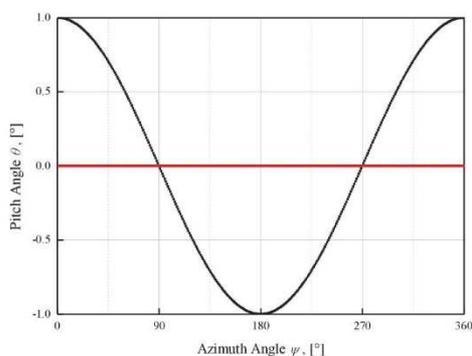


図3 アジマス角に対するピッチ角の関係  
(周期的ピッチ制御)

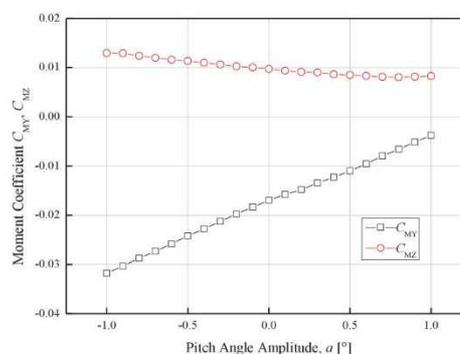


図4 ピッチ角に対するモーメント係数の関係  
(周期的ピッチ制御)

# 大型垂直軸風力発電システムの空力-弾性-制御連成シミュレーションによる動的荷重解析

大阪府立大学 大学院工学研究科 涌井徹也

## 1. 序論

大水深海域の広大な日本では浮体式洋上風力発電に期待が寄せられている。水平軸型タービンを用いた浮体式洋上風力発電システムの研究・開発は国内外で進められているが、垂直軸型タービンを用いたシステムの研究も行われている。垂直軸型タービンは、増速機や発電機などの重量物を低位置に設置できること、さらにはジャイロ効果による復元効果が期待できるなど浮体式洋上システムに用いた場合の利点を有している。しかし、タービンの発生トルクや空力荷重が回転中に大きく変動するために、垂直軸型タービンの空力-弾性振動特性、浮体の動揺特性、発電機トルク操作による回転数や浮体動揺の制御特性が複雑に干渉することになる。そこで本研究では、浮体式垂直軸型風力発電システムの空力-水力-弾性-制御連成解析モデルの開発の前段階として、陸上用垂直軸型風力発電システムを対象とした空力-弾性-制御連成解析モデルを開発し、3枚翼直線翼垂直軸型風力タービンを用いたシステムの可変速運転下（低風速域）および定速運転下（高風速域）での連成挙動と疲労荷重特性を解明した。

## 2. 垂直軸型風力発電システムの空力-弾性-制御連成解析モデル

構築した空力-弾性-制御連成解析モデルの概要を図1に示す。連成解析モデルは垂直軸型タービンの空力サブモデル、弾性振動サブモデル、および制御サブモデルより構成され、非線形連立微分代数方程式で表せる。垂直軸型タービンの空力特性は流入風速、ローター回転数、アジマス角、弾性要素の変位などに対する非線形性が強く、その演算負荷が高い。そこで、弾性振動・制御サブモデルから算出した弾性要素の変位を空力サブモデルに受け渡し、これに基づいて算出した空力特性を弾性振動・制御サブモデルに引き渡す弱連成手法を採用する。

空力サブモデルでは、流入風速、弾性振動・制御サブモデルから得られたローター回転数、アジマス角、弾性要素の変位に応じた空力特性を流管理論に基づいて算出する。弾性振動サブモデルでは、弾性要素の曲げ振動およびねじり振動をモデル化する。曲げ振動に関しては、弾性要素をオイラー・ベルヌーイ梁と見なしモード解析手法を適用する。タービン翼はストラット翼との接合部で支持された張り出し梁と見なし、回転軸は片持ち梁と見なす。ドライブトレインでは、ねじり角を風力タービンと増速機を介した発電機のアジマス角差で表現する。制御サブモデルでは、可変速運転および定速運転を行うための制御アルゴリズムに基づいて発電機トルクを算出する。

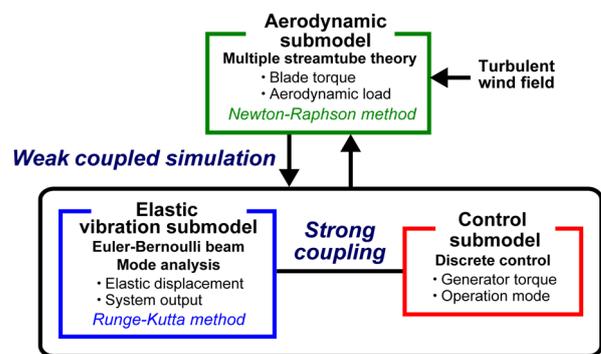


図1 モデル予測制御のブロック線図

## 3. 連成挙動解析

3枚翼の直線翼垂直軸型風力タービンを用いた陸上設置式システムを対象とする。構築した連成解析モデルを浮体式洋上システムに適用することを視野に入れ、直径86m、翼長手方向長さ103mの大型風力タービンを想定した。風速12m/sにおいてパワー係数が最大となる周速比は3.19であり、対応する

回転数 7.31 rpm を定格回転数とする。弾性振動に関しては、タービン翼のフラップおよびエッジ方向の曲げ、回転軸の前後および左右方向の曲げ、ならびにドライブトレインのねじりを考慮した。曲げ振動はいずれも 2 次振動モードまでを対象とした。

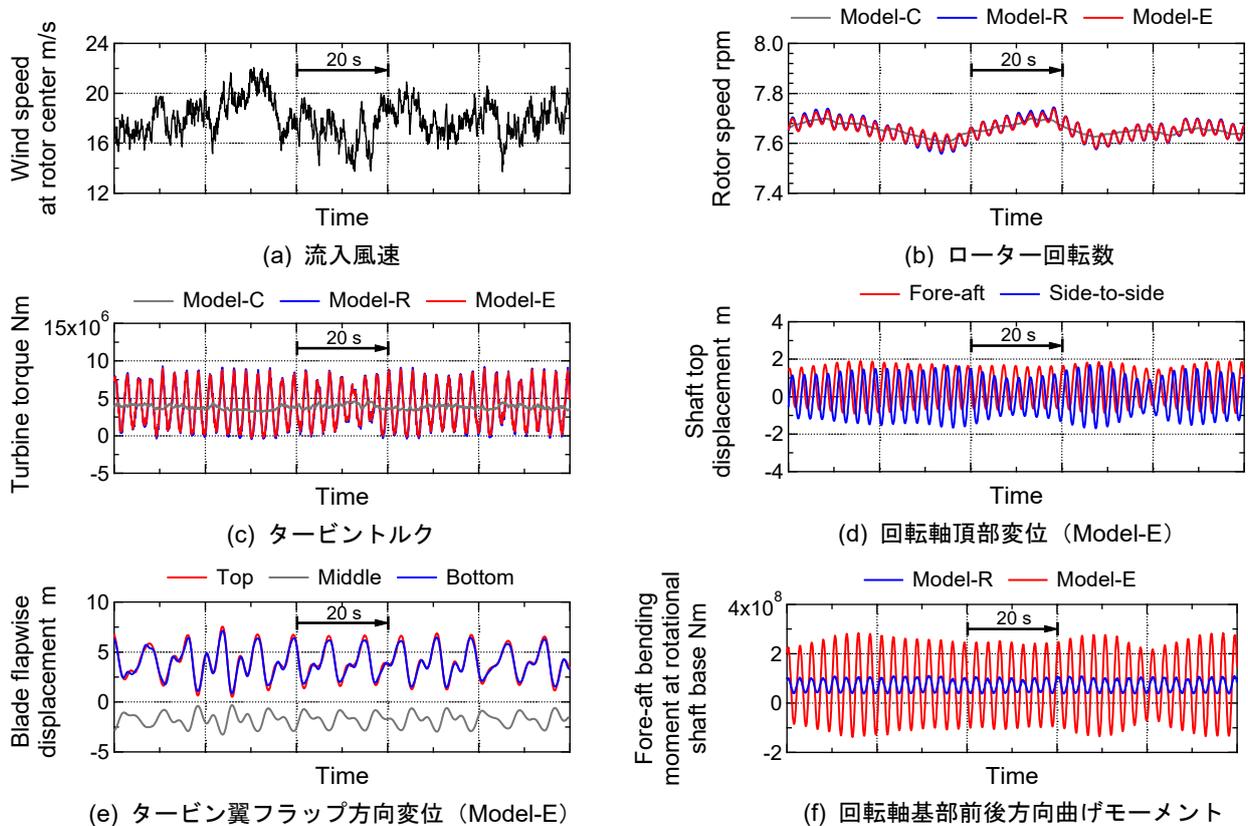


図 2 乱流変動風況下での連成挙動

乱流変動風況（平均風速 18 m/s）下での連成挙動の一例を図 2 に示す。回転軸頂部の前後および左右変位の正の値は、風下側および風上から見て左側をそれぞれ表す。タービン翼フラップ方向変位の正の値は遠心方向外側を表す。定速運転下ではパワー係数が最大となる周速比よりも低周速比側に運動動作点を持つため、ローター回転中の翼の迎え角変動が顕著になる。その結果、連成解析ではタービントルクが回転周波数の翼枚数倍で大きく変動し、ローター回転数にもこの周波数の変動が重畳する。この変動は弾性変位の影響を受けて、剛体解析 (Model-R) よりも弾性解析 (Model-E) の方が小さくなる。また、回転軸頂部の変位はタービントルクの影響を受けて回転周波数の翼枚数倍で振動する。タービン翼フラップ方向変位は、翼に作用する空力荷重変動が励振源となるため、回転周波数で振動する。タービン翼の上、下端は遠心方向外側に、タービン翼中心部は内側に変位する。さらに、回転軸基部の前後方向曲げモーメントには回転周波数の翼枚数倍の変動が現れ、弾性解析では振動荷重によってその変動が大幅に増大することを明らかにした。

#### 4. 論文と学会発表のリスト

- (1) T. Wakui, M. Yonesugi, R. Yokoyama, "Aero-elastic-control coupled simulation of a vertical axis wind turbine-generator system", Proceedings of the WindEurope Conference 2017, Paper No. PO286, 10 pages, 2017.11.28–11.30.
- (2) 涌井徹也, 西岡拓哉, 横山良平, 垂直軸型風力発電システムの空力-弾性-制御連成解析 (可変速運転下での疲労荷重分析), 日本機械学会 2017 年度年次大会, Paper No. J0540304, 5 pages, 2017.9.4–9.6, 埼玉大学.
- (3) 涌井徹也, 西岡拓哉, 横山良平, 垂直軸型風力発電システムの空力-弾性-制御連成解析 (高風速域での荷重変動解析), 第 39 回風力エネルギー利用シンポジウム, pp. 468–471, 2017.12.6–12.7, 科学技術館.



2. 高空風力を用いた発電に関する研究会議について、

研究会議は、今回科学技術館（千代田区、東京）において第6回全体会議を開催したほか、高空風力の最先端の研究成果が発表される国際会議においても研究状況を公表した。

- ▶ 2017年10月5-6日 AWEC(Airborne Wind Energy Conference)2017 (Freiburg) (国際会議における研究発表)
- ▶ 2017年12月8日第6回全体会議 (科学技術館)

◎「高空発電研究会」第6回全体会議 (2017年12月8日)

「第6回高空風力発電研究会全体会議」 & 「第1回九州大学応用力学研究所特定共同研究「再生可能エネルギーの大規模導入技術に関する研究」共同集会」 & 「第4回東京工芸大学・風工学共同研究拠点・共同集会」

日時：2017年12月8日（金） 場所：科学技術館

10時より16時30分まで 6F 第1会議室

議事

10:00-10:05 趣旨説明 (藤井・吉田)

10:05-10:20 「高空風力発電と垂直風車」活動中間報告 (藤井) ,

\*風車とその周辺技術【司会：吉田】

10:20-10:35 近藤潤次 (東京理科大) 「5kW級小形風力発電と太陽光発電の出力変動の比較」

10:35-10:50 河合慶一郎、前田太佳夫、鎌田泰成、粕谷拓司、中井有沙、星野雄平 (三重大) 「直線翼垂直軸風車の支持材に加わる荷重の計測」

10:50-11:05 涌井徹也、西岡拓哉、横山良平 (大阪府立大学) 「垂直軸型風力発電システムの空力-弾性-制御連成解析」

11:05-11:20 原豊、奥谷将裕、田川公太朗 (鳥取大)、吉田茂雄 (九大)、住隆博 (佐賀大) 「三角翼バタフライ風車の構造と流体力および相互作用に関する数値シミュレーション」

11:20-11:35 Tarek Dief, 吉田茂雄 (九州大) , 「カイト風力発電の飛行経路の適応制御」

11:35-12:00 パネル「再生エネルギーの大規模導入技術:今後の展開」(座長 吉田)

<昼食>

\*高空風力発電I 【司会：大久保 (神奈川工科大)】

13:30-14:00 パネル：世界の動向 (大久保、遠藤 (九大) 、Stroeks (オランダ大使館)

遠藤「AWEC2017と高空風力発電欧州事情」を中心に、

14:00-14:30 パネル：風車浮揚技術の課題 (草谷 (都立産技高専) 、高橋 (福井大) )

高橋「連風を用いた高空風力発電基礎実験」, 草谷「インフレーターブル風」を中心に

14:30-15:00 パネル：風車技術 (丸山 (前田建設) 、中嶋 (大阪府大) , 藤井 (TMIT) )

藤井・中嶋「高空風力発電における風車技術」を中心に

<休息>

\*高空風力発電II 【司会：丸山】

15:15-15:45 パネル：テザー方式の技術的課題 (大久保、山本 (都立産技高専) 、大渡 (Cosmotecs) 、三輪 (三重大)

大久保「フィールドテスト報告」を中心に

15:45-16:15 パネル「高空風力発電：今後の展開」（藤井、中台（ジオスポーツ）、丸山、栗田（トリアス）、黒崎（再生可能エネルギー推進機構）

中台「フィールドテストの問題点と今後の進め方」を中心に

16:15-16:30 全体まとめ（関（東海大）、丸山）

### 3. 研究組織

研究組織を、表1に示す。

表1

藤井 裕矩	TMIT、首都大学東京	所長
大久保 博志	神奈川工科大学	教授
永尾 陽典	神奈川工科大学	教授
新川 和夫	九州大学	教授
関 和市	逢甲大学大学院	教授
内山 賢治	日本大学	教授
吉田 茂雄	九州大学	教授
草谷 大郎	都立産業技術高専	准教授
真志取 秀人	都立産業技術高専	准教授
山本 広樹	都立産業技術高専	准教授
高橋 泰岳	福井大学	准教授
中嶋 智也	大阪府立大学	講師
遠藤 大希	九州産業大	助手
丸山 勇祐	前田建設工業	研究員
岩原 誠	(有) ザクシス	代表取締役
中台 章	ジオスポーツ (株)	代表取締役
大渡 賢治	(株) コスモテックス	
笹原雄二郎	(株) スーパー・サイエンス・テクノロジー	
Rob Stroeks	オランダ大使館 科学技術部	シニア・アドバイザー
黒崎 保秀	(社) 日本再生可能エネルギー推進機構	
三輪 真吾	ナブテスコ	

#### 4. 研究成果報告

##### \*学会発表

1) 藤井裕矩、草谷大郎、「テザー型飛翔体の運動に関する基礎研究」、(社) 日本航空宇宙学会第 48 期定時社員総会/年会講演会、1C09、2017 年 4 月 13~14 日、東京大学山上会館。

2) Hironori A. FUJII, Hiroshi OKUBO, Yasutake TAKAHASHI, Yusuke MARUYAMA, Tairo KUSAGAYA, Shigeo YOSHIDA, Kazuo ARAKAWA, Hiroki ENDO, Kenji UCHIYAMA, Kazuichi SEKI, and Takeo WATANABE “**HSWG(High Sky Wind energy Generation) on tethered system**” AIRBORNE WIND ENERGY CONFERENCE 2017, Freiburg, Germany 2017/10/5-6

3) 藤井 裕矩, 大久保 博志, 遠藤 大希, 丸山 勇佑, 「高空風力発電の実証実験の試み」第39回風力エネルギー利用シンポジウム、B5: 高空風力発電B5-1、2017年12月6日・7日, 科学技術館、千代田区、東京。

4) 形川 雅文, 近藤 智行, 高橋 泰岳, 「カイトとプロペラ式風車を用いた高空風力発電の試み」、第39回風力エネルギー利用シンポジウム、B5: 高空風力発電B5-2、2017年12月6日・7日, 科学技術館、千代田区、東京。

5) 中嶋 智也, 岩崎 稜太, 植田 芳昭, 「高空風車に使用することを想定した風力タービンに関する一考察」、第39回風力エネルギー利用シンポジウム、B5: 高空風力発電B5-3、2017年12月6日・7日, 科学技術館、千代田区、東京。

6) 草谷 大郎, 藤井 裕矩, 関 和希, 大久保 博志, 真志取 秀人, 高橋 泰岳, 山本 広樹, 遠藤 大希, 富田 匠, 渡部 武夫, 丸山 勇祐, 田中 真里, 笹原 雄二郎 「高空風力発電用航空プラットフォームに用いる対称翼型カイツーンの検討」、第39回風力エネルギー利用シンポジウム、B5: 高空風力発電B5-4、2017年12月6日・7日, 科学技術館、千代田区、東京。

#### 5. まとめ

再生可能エネルギーにおける風力発電の将来的な手法として、高空の強い恒常的な風力を利用する手法を含め、新しい風力発電の技術動向の検討を行った。研究について本年は全体集会として1回、東京の科学技術館で開催し、学際領域における研究として本課題のメンバー間での理解を深めプロジェクトとしての可能性についてのまとめを進行した。さらに、海外においては高空風力発電の世界的な最新成果が公表される AWEC2017 国際会議において研究成果を発表した。

#### 謝辞

本研究は、九州大学応用力学研究所の共同利用研究（研究集会）の助成を受けたものである。

## OVPE 成長条件下における GaN 非極性表面構造の第一原理計算

三重大学大学院工学研究科 河村貴宏

## 研究背景・目的

Oxide Vapor Phase Epitaxy (OVPE) 法は固体副生成物が無く原理的に連続成長が可能であることからバルク GaN の結晶成長法として期待されている[1]. しかしながら, 原料中に O 原子種を含むため O 不純物濃度が高いことが問題となっている[2]. 我々は OVPE 成長における GaN 成長プロセスおよび O 不純物の結晶表面への吸着および脱離現象を明らかにすることを目的として第一原理計算による解析を行っている. その一環として本研究では OVPE 成長条件下における非極性および半極性 GaN 表面構造の解析を行った.

## 計算方法

表面構造の解析には第一原理分子動力学プログラム STATE-Senri [3]を用いた. 理想表面を基準として, その表面に Ga, N, H, O から成る原子・分子を吸着させた表面構造モデルを作成し, それらについて構造最適化計算を行った. その結果得られたエネルギー値を用いて表面生成エネルギー  $E_f = E_{tot} - E_{ref} - n_{Ga}\mu_{Ga} - n_N\mu_{NH_3} - (1/2 \cdot n_H - 3/2 \cdot n_N)\mu_{H_2} - n_O\mu_O$  を求めた. ここで,  $E_{tot}$  と  $E_{ref}$  は検討した各表面構造モデルと基準 (理想) 表面の全エネルギー,  $n(Ga, N, H, O)$  は吸着原子数,  $\mu(Ga, NH_3, H_2, O)$  は温度・圧力の影響を含めた原子・分子のケミカルポテンシャルである[4]. 各表面構造モデルの表面生成エネルギーを比較して, 温度・Ga 圧力と安定な表面構造の関係を表面状態図としてまとめた.

## 結果および考察

図 1 と図 2 にそれぞれ非極性(11-20)表面と半極性(10-11)表面の結果を示す. 図(a)と(b)はそれぞれ O を考慮した場合としない場合の表面状態図を示している. グラフの縦軸は温度, 横軸は Ga 圧力である. それ以外の条件として,  $NH_3$  と  $H_2$  の圧力はともに 0.1 atm, O 圧力は Ga 圧力の半分とした. 代表的な OVPE 成長条件を温度 1500 K, Ga 圧力  $10^{-2}$ – $10^{-3}$  atm とすると, 図 1 の結果から O を考慮しない場合は理想表面 (図 1(b)中の ideal) が安定であるが, O を考慮した場合は表面の Ga 原子に OH が吸着した構造 (図 1(a)中の Ga\_4OH+N\_4H) が安定であることが分かった.

次に図 2 の結果より O を考慮しない場合には表面から配位数 2 の N 原子を取り除き (以降 N 欠陥と呼ぶ), 表面の N または Ga に H が結合した構造 (図 2(b)中の  $4N_v+4N\cdot H$  と  $4N_v+Ga\cdot H$ ), または Ga monolayer の構造が安定であることが分かった. O を考慮した場合には N 欠陥の位置に O が結合した構造 (図 2(a)中の  $4N_v+4N\cdot H+Ga\cdot O$ ) が広い範囲で安定であることが分かった. 以前に行った極性面の結果も含めて結晶表面に吸着した O 不純物の脱離エネルギーを評価したところ, OH よりも O 原子の方が脱離エネルギーが大きく, 約 7 eV のエネルギーが必要であること, 特に半極性面の N 欠陥に取り込まれた O 原子が取り除き難いことが分かった. このように O 不純物の取り除き難さに面異方性があること

が O 不純物濃度の面方位依存性の原因の 1 つと考えられる。したがって、O 不純物が取り込まれ難い面が表れる成長条件で成長させることで O 不純物濃度の低減が期待される。

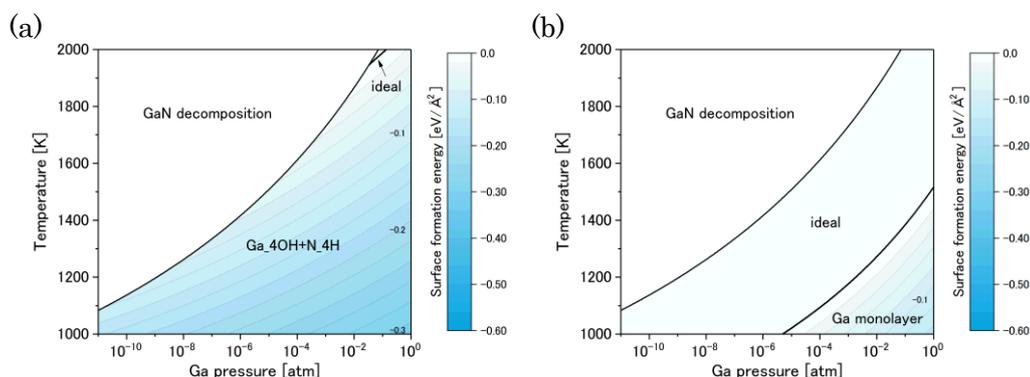


図 1 (a) O を考慮した場合と (b) O を考慮しない場合の GaN(11-20)面の表面状態図

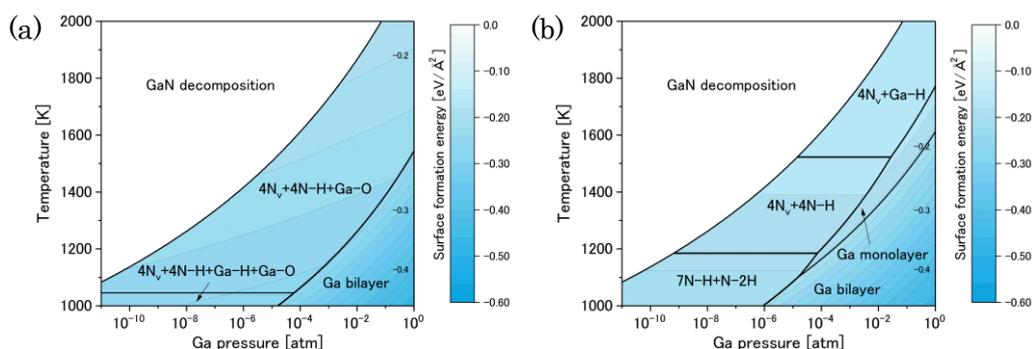


図 2(a) O を考慮した場合と (b) O を考慮しない場合の GaN(10-11)面の表面状態図

[1] M. Imade et al., J. Cryst. Growth **312**, 676 (2010).

[2] Y. Bu et al., J. Cryst. Growth **392**, 1 (2014).

[3] Y. Morikawa, Phys. Rev. B **51**, 14802 (1995).

[4] Y. Kangawa et al., Surf. Sci. **493**, 178 (2001).

### 研究組織

研究代表者 河村貴宏 (三重大)

研究協力者 柿本浩一 (九大応力研), 寒川義裕 (九大応力研)

### 研究成果報告

- 1) “第一原理計算を用いた OVPE 成長中の半極性 GaN 表面構造の解析”, 河村貴宏, 北本啓, 今出完, 吉村政志, 森勇介, 森川良忠, 寒川義裕, 柿本浩一, 第 46 回結晶成長国内会議, 28a-A02, 2017.11.27–2017.11.29, ホテルコンコルド浜松
- 2) “OVPE 法による GaN 成長における極性および非極性 GaN 表面構造の解析”, 河村貴宏, 北本啓, 今出完, 吉村政志, 森勇介, 森川良忠, 寒川義裕, 柿本浩一, 第 9 回ナノ構造・エピタキシャル成長講演会, Th1-7, 2017.7.13–2017.7.14, 北海道大学

直線状海岸砂丘における風場特性に関する研究

東北大学災害科学国際研究所 有働 恵子

・目的

海岸に人工的に造成された直線状の砂丘は、津波・高潮・飛砂等の災害発生時には自然堤防としての重要な役割を有するものの、造成後数十年で長さ 100m 程度の複数の小砂丘に分裂する例が報告されている(Udo et al., 2003). 分裂が生じれば防災機能が損なわれることから、これまで分裂箇所の修復が繰り返されており、分裂のメカニズムを明らかにすることは喫緊の課題である. 申請者は、既に応用力学研究所・内田孝紀准教授が開発した RIAM-COMPACT を用いた数値解析を行い、そのメカニズムの解明に取り組んでいる. 予備的な検討を行い、分裂点における特徴的な風場特性などが得られてきている. 本課題への RIAM-COMPACT の適用が有効であることを確認できたことから、本研究では共同研究を通して、より詳細な風場特性を明らかにすることを目的とする.

・研究方法

これまでの予備検討で RIAM-COMPACT を用いて得られた風場解析結果をもとに、必要とされる詳細な追加計算および解析を行う. 具体的には、境界条件において一定で与えている風向風速を変動させ、茨城県鹿島海岸の直線状砂丘周辺の風場への影響を評価すること、また、現地計測により得られた長期的な風向風速データを解析し、その結果をもとに可能な限り現地の条件に近い境界条件を与えて追加計算を行い、砂丘の分裂形状(図-1 参照)との関連性について検討する.

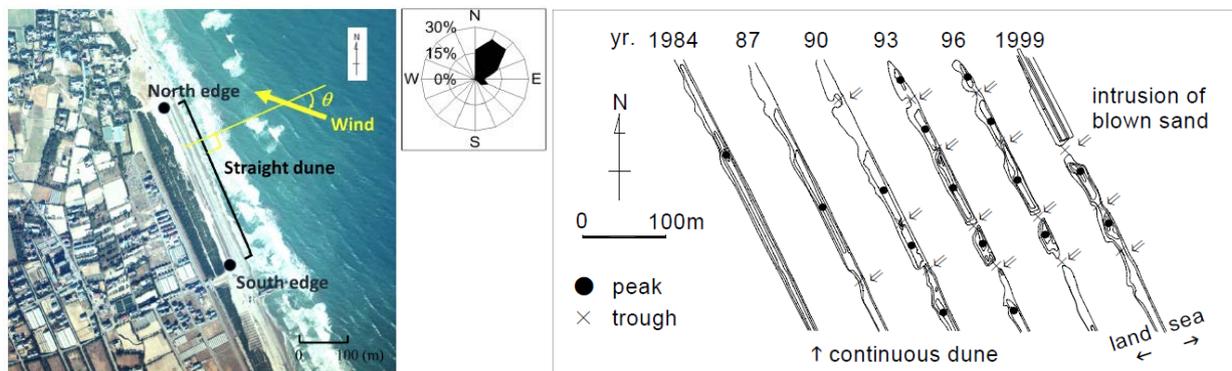


図-1 (左) 茨城県鹿島海岸の砂丘周辺の空中写真および (右) 砂丘地形の経時変化 (Udo et al., 2003)

・解析結果

図-2 に、RIAM-COMPACT を用いた、複数の風向風速条件下における直線状砂丘周辺の風場シミュレーション結果を示す. 図より、砂丘頂部で風速が増大し砂丘背後で減速するという一般的な特徴に加えて、砂丘に対して斜めに入射する風向の場合には砂丘に沿った流れが発生していた. また、斜めから入射する風向の場合には、直線状砂丘に沿って複数箇所です砂丘背後における風速の増大が認められた.

・考察

現時点で、現地スケールの直線状砂丘周辺の風場データは存在しておらず、再現結果についての検証は困難であるものの、一般に確認されている特徴を再現した. また、風向が東南方向の場合には、Udo et al. (2003) により確認されている直線状砂丘の複数の分裂地点付近で、砂丘背後における風速の増大が認められた. Udo

et al. (2003) によれば、直線状砂丘の分裂は砂丘背後から侵食が進行しており、本研究でそのメカニズム解明の可能性が示されたことの意義は大きい。今後本結果の検証が必要であるが、現地スケールでの検証は困難であることから、実験により検証を行うことを予定している。

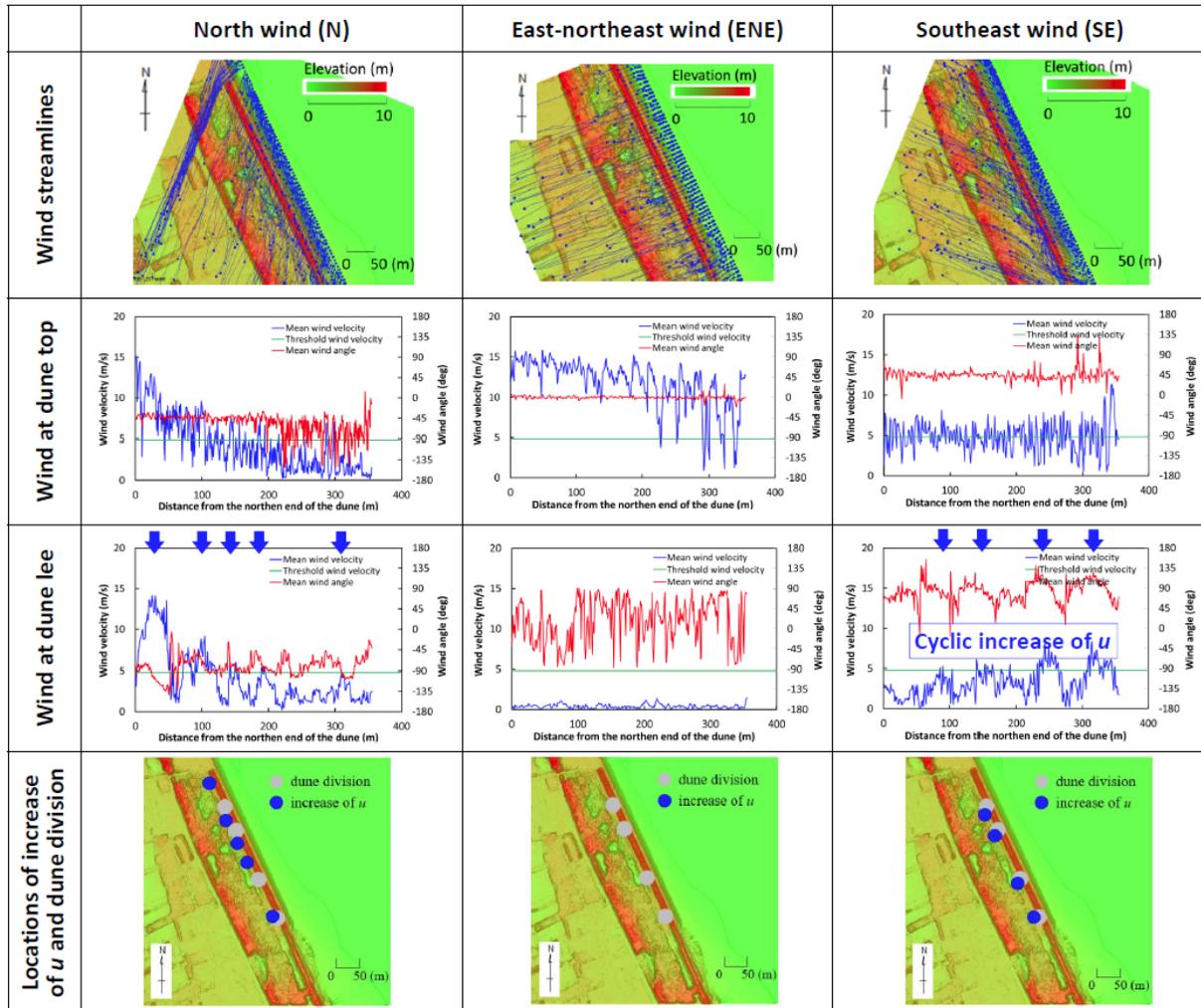


図-2 RIAM-COMPACT を用いた砂丘周辺の風場シミュレーション結果

・研究成果報告

Characteristics of wind field over an artificial straight dune at Kashima coast, Japan, Proc. of Coastal Dynamics 2017 (2017), Kuribayashi, T., K. Udo, and T. Uchida.

LES simulation of wind field over an artificial straight dune (2017), Geophysical Research Abstracts, 19, EGU2017-1983, Udo, K., and T. Kuribayashi.

・研究組織

有働恵子 東北大学災害科学国際研究所 准教授 代表者・研究全般

栗林 司 東北大学大学院工学研究科 大学院前期課程 1年 研究協力者・風場の数値計算

内田孝紀 九州大学応用力学研究所 准教授 所内世話人・風場の数値計算

## マルチロータレンズ風車構造体の強度剛性評価

鹿児島高専 小田原 悟

**1. 緒言** レンズ風車はコンパクトなリング構造を周囲に備えている為、これを利用して垂直面内に複数配置の構造システムが組まれている。それでも尚、構造系としての耐風強度解析や支持構造のブレイクスルーが要求される。その際に着目される点として強度と剛性が挙げられる。この点をクリア出来ればマルチロータレンズ風車の普及に大きく繋がる。アウトロータ発電機は主軸が回転しない固定軸である。そうすると、レンズ構造体を上流と下流から支持できる。一方、レンズ風車の構造上の欠点としてレンズ構造体が軽すぎると空力フラッタを起こし易いことである。マルチレンズ型にすることで片持ち構造を改善出来る。マルチロータ風車では各風車ユニットにヨー機構、ナセルが不要になりシンプルで軽量化できる。複数風車を垂直面内に組み上げて、構造強度的に強風時の安定性が保証出来るかが重要な技術課題である。従って、レンズの素材として GFRP かアルミを採用し、各風車の支持部材から検討し、複数配置の支持構造や中央タワーにどのように 3-7 個のレンズ風車を「ぶら下げる」かが重点検討課題となっている。

そこで、本研究ではマルチロータレンズ風車の構造強度信頼性確保の為に実際の構造物の強度や剛性が数値解析<sup>1)</sup>通りの特性であるかを計測実験により明らかにする。九州大学応用力学研究所に建設されているマルチロータレンズ風車を風洞実験設備に固定し、大きい風速場に曝されたマルチロータレンズ風車がどのように振動し強度低下を起こすかに就いて実験的に調べる。

**2. 実験装置と実験方法** マルチロータ型レンズ風車の構造体の複数箇所にひずみゲージや加速度ピックアップを貼り付ける。風洞に風車を固定して風速 10~15m/s の強風を再現する。風に曝された風車構造体の応答を測定し、振動周波数から剛性を計算し、ひずみ変動波形から強度特性について診断する。構造体を頑強なものにすると風向変化に対する応答が遅れる。構造体を軽量にすると強度が低下する。なので、丁度の特性を持つ構造体を模索し高信頼性のマルチロータレンズ風車を設計製作することを目指す。また、ブレーキシステムを利用してブレーキによる衝撃で構造体にかかる衝撃荷重を試験し<sup>2)3)</sup>安全性の向上を確認する。

具体的には九州大学大型風洞設備を利用してマルチロータ型レンズ風車及びモノポール型レンズ風車の加速度振動、ひずみ計測実験を行った。図 1 に今回の実験で使用したマルチロータ型レンズ風車とモノポール型レンズ風車の画像を示す。画像の手前が風上である。

**2.1 ひずみ測定** 図 2 に示すようにマルチロータ型レンズ風車及びモノポール型レンズ風車にひずみゲージを貼り付けた。マルチロータ型レンズ風車の場合には、メイン支柱、横小型ロータ取り付け軸、上小型ロータ取り付け軸の風上側に 1 つずつ、計 3 ヶ所に 4 つの軸が交わるハブとの溶接点から 13mm の位置に貼り付けた。モノポール型レンズ風車の場合には、上部構造物とメイン支柱の間の風上側に貼り付けた。

風洞内にマルチロータ型レンズ風車またはモノポール型レンズ風車のどちらか 1 つを置き、風速を 5, 7, 10m/s と変化させ、ひずみの波形をメモリーハイコーダで記録した。メモリーハイコーダのひずみ計測チャンネルのローパスフィルタを 10Hz に設定し、風洞内の風速が目標値の±5% となってから記録を行った。

**2.2 加速度測定** 各レンズ風車に作用する加速度を計測する為に、圧電型加速度検出器を支柱中央部にテープで固定した。固定する位置は、マルチロータ型レンズ風車の場合には 4 つの軸が交わるハブの上部に、モノポール型レンズ風車の場合には風車翼の回転

軸の上部とした。また、加速度検出器から得られた信号はメモリーハイコーダに出力され、そのデータを読み取ることにより加速度を計測した。

実験ではひずみ計測時と同様に、風洞内にマルチロータ型レンズ風車またはモノポール型レンズ風車のどちらか 1 つを置き、風速を 5, 7, 10m/s と変化させ、加速度変化の状況をメモリーハイコーダで記録した。測定の際は圧電型加速度検出器のレンジを Acceleration: HIGH に設定し、風洞内の風速が目標値の±5% となってから記録を行った。

**3. 実験結果と考察**

**3.1 ひずみ測定** 風洞設備を用いてマルチロータ型レンズ風車及びモノポール型レンズ風車に加わる荷重を調べる為、風洞内で各レンズ風車に発生するひずみを測定した。図 3 に測定により得られたデータから作成したグラフを示す。風速を 5, 7, 10m/s と変化させていく毎に各構造物のひずみの値は大きくなり、加わる荷重が増加した。

ひずみゲージ貼り付け位置は風上側である為、各レンズ風車は風下側に引く張られて曲げ荷重が作用し、メモリーハイコーダに出力されるひずみの値は正の数となることが考えられる。しかし、出力されたデータを元に作成したグラフを見ると、マルチロータ型レンズ風車の場合、風速 5m/s において測定場所を問わずひずみが負の値となった。メイン支柱と横小型ロータ取り付け軸に関しては、正負の値が両方計測されている為、この 2 か所には引張応力と圧縮応力の両方が作用している。これは、空気が個々のレンズ風車を通過する前後に互いに干渉し、その際に生成された渦が小型レンズ風車に当たり各支柱、軸の風上側に圧縮荷重が作用したと考えられる。これに関しては、マルチロータ型レンズ風車周りの流体の動きを解析する必要がある。風上側に圧縮応力が作用する原因を特定することは現時点では困難である。

また、今回の実験では実験装置の都合上ひずみゲージを貼り付けた位置の断面積が異なる構造部材であった為、マルチロータ型レンズ風車とモノポール型レンズ風車のひずみ計測から得られた荷重を単純に比較することは困難であった。詳細な状況を比較する為には支柱の構造を統一するなり新たに用意する必要がある。

**3.2 加速度測定** 大型風洞設備を用いてマルチロータ型レンズ風車及びモノポール型レンズ風車の振動特性を調べるため、風洞内で各レンズ風車に作用する加速度を測定した。マルチロータ型レンズ風車に関しては、ひずみ測定の場合と同じ風速で 3 回の記録を行った。

図 4 にマルチロータ型レンズ風車の加速度を計測した際に得られたグラフを示す。それぞれの風速での 3 回の測定を平均した結果、風速 5m/s の場合はロータ回転数 1970rpm(32.8rps)、振動数 53.8Hz、風速 7.5m/s の場合はロータ回転数 2927rpm(47.8rps)、振動数 48.0Hz、風速 10m/s の場合はロータ回転数 3810rpm(63.5rps)、振動数 64.9Hz という値が得られた。

一方、モノポール型レンズ風車の計測では、風速 5m/s の場合ロータ回転数 1894rpm(31.6rps)、振動数 31.7Hz、風速 7.5m/s の場合ロータ回転数 2850rpm(47.5rps)、振動数 47.5Hz、風速 10m/s の場合ロータ回転数 3764rpm(62.7rps)、振動数 61.3Hz という値が得られた。

また、各レンズ風車の固有振動数はハンマリングによって得られたグラフから算出した。マルチロータ型レンズ風車の固有振動数  $f_{n1}$  は  $f_{n1} = 8.79\text{Hz}$ 、モノポール型レンズ風車の固有振動数  $f_{n2}$  は

$f_{n2} = 10.0\text{Hz}$  であった。表 1 に示すように固有振動数と加速度振動数とはほぼ整数比の関係にある。

**4. 結論** マルチロータ型レンズ風車にかかる荷重を実際の風洞を用いて計測し、風車の安全性、信頼性の向上を目指して、それらによるデータを分析した。得られた結果を以下に示す。

- (1) 風速増加に伴い各レンズ風車に生じるひずみは大きくなった。
- (2) 風速 5m/s において、圧縮ひずみが確認された。
- (3) ロータ回転数と各レンズ風車の振動数はほとんどの場合 2.21%以内の割合で一致していたが、風速 5m/s においては一致が見られず振動数が大きい結果になった。
- (4) 風速 5m/s 付近でマルチロータ型レンズ風車周辺の空気の流動状況を解析する必要がある。

**参考文献**

- 1) 永井 聡：マルチロータ型風車の基本構造に関する研究，九州大学大学院修士論文，2016 年度。
- 2) 鶴永 隆太・小田原 悟・汪 文学・鳥谷 隆：レンズ風車の短絡ブレーキによる翼への衝撃荷重計測，日本機械学会 2016 年度年次大会講演論文集，No. 16-1, J0310402, (2016)
- 3) 鶴永 隆太・小田原 悟・汪 文学・木戸 守：レンズ風車翼のブレーキによる衝撃ひずみ測定，日本機械学会 九州支部第 69 期総会・講演会講演論文集 No. 168-1, pp. 97-98, (2016)
- 4) Satoru ODAHARA：Effect of Variations of Yaw Angle on the Service Strains of Blade of Wind-lens Turbine, Grand Renewable Energy 2014 International Conference and Exhibition, P-Wd-2-29, (2014)
- 5) Wen-Xue WANG・Terutake MATSUBARA・Junfeng HU・Satoru ODAHARA・Tomoyuki NAGAI・Takashi KARASUDANI and Yuji OHYA：Experimental Investigation into the Influence of the Flanged Diffuser on the Dynamic Behavior of CFRP Blade of a Shrouded Wind Turbine, Renewable Energy 78, pp. 386-397. (2015).
- 6) Peter Jamieson and Michael Branney：Multi-Rotors: A Solution to 20MW and Beyond?, Energy Procedia, (2012).

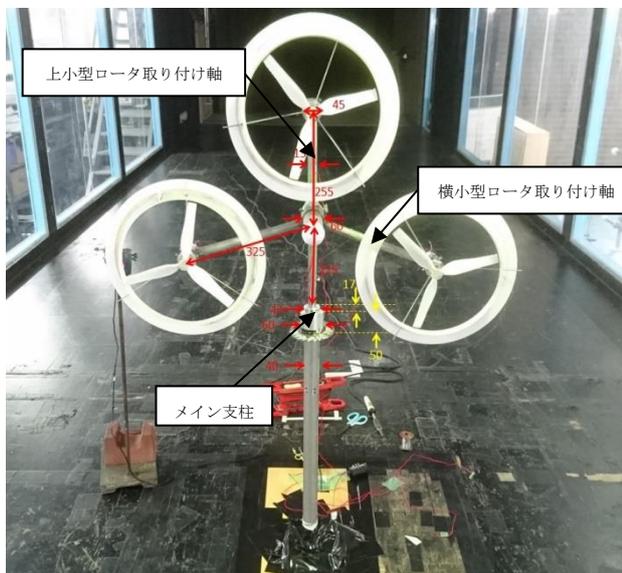


図 1 マルチロータ型レンズ風車



図 2 マルチロータ型レンズ風車へのひずみゲージ取り付け

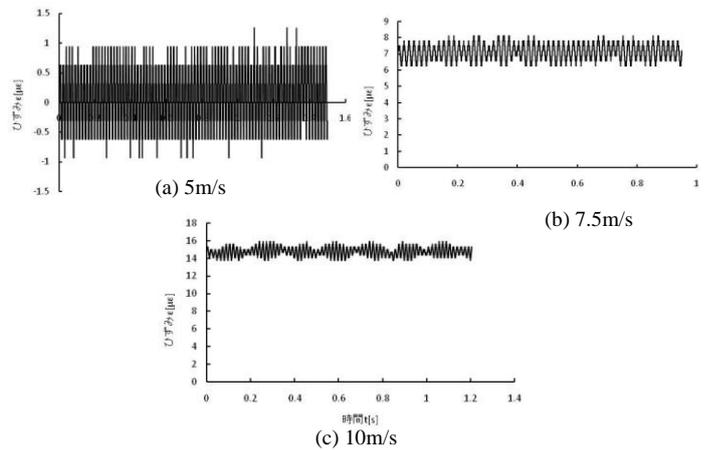
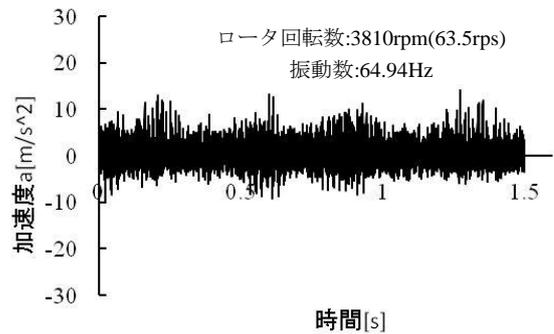
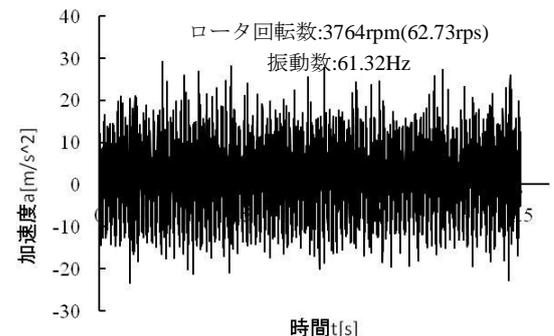


図 3 各風速でのひずみ測定



(a) マルチロータ型レンズ風車の加速度波形



(b) モノポール型レンズ風車の加速度波形

図 4 風速 10m/s での加速度波形

表 1 風速と回転数と加速度振動数

(a) マルチロータ型レンズ風車の場合

風速	ロータ回転数	振動数
5m/s	32.83rps	53.82Hz
7.5m/s	47.78rps	48.00Hz
10m/s	63.5rps	64.94Hz

(b) モノポール型レンズ風車の場合

風速	ロータ回転数	振動数
5m/s	31.57rps	31.68Hz
7.5m/s	47.50rps	47.54Hz
10m/s	62.73rps	61.32Hz

## レーザドップラ流速計を用いた風車翼近傍流れの計測

三重大学 大学院工学研究科 機械工学専攻 前田 太佳夫

## 1. 要旨

風車スケールモデルを風洞内に設置し、レーザドップラ流速計を用いて風車周囲の三次元速度分布の測定を行った。商用風車の運転状態を想定し、定格風速以下の最適ピッチ角での運転、および定格風速以上のフェザリング状態での運転を再現した。これらの運転条件のもとに水平軸風車回転翼の翼端周りおよび風車周囲の速度計測を行い、翼に発生する揚力や翼端渦を解明した。

## 2. 序論

風車全体の流れ場および翼周りの流れ場は風車の空力特性に大きく関与しており、風車の発電効率及び寿命等の性能を向上させるためには、風車翼周囲の流れの把握が必要である。また、風車の空力特性の把握は、構造設計上も重要である。従来、様々な研究が風車ロータ翼の性能向上や風車ロータ翼周りの流れの解明を目的とし行われたが、詳細な速度分布の測定から翼端渦を解析した成果は未だない。とくに、翼端渦の挙動は後流内の速度欠損領域の広がりや速度回復に影響を与えると考えられ、より多くの知見を必要とされている。

本研究の目的は、風車翼近傍の速度場、とくに後流の挙動に影響を与える翼端渦に注目し、レーザドップラ流速計を用いて、三次元速度場を明らかにすることである。

## 3. 方法

本研究ではスケールモデル風車を風洞内で運転し、速度場に外乱を与えないように静止系に設置されたレーザドップラ流速計により三次元速度を計測する。レーザドップラ流速計による測定体積は約 0.15mm の球形状であり、翼近傍の速度を高い空間分解能で計測する。静止系に設置されたレーザドップラ流速計の検査体積は空間的に固定されているため、翼回転中のアジマス角ごとの速度データを取得することにより、翼に対する相対位置での速度を計測し、得られた速度データから回転速度を差し引くことにより翼に対する相対速度を算出する。また、回転中の翼は振動し、翼面と速度測定点との距離が変化するため、レーザ変位計により翼面に対する相対的な測定位置を正確に計測する。本研究では翼端渦の速度場を回転と同期した計測により明らかにする。

## 4. 結果と考察

- (1) 最適ピッチ角での運転では、翼が測定面を通過する場合、翼端付近の前縁付近で正圧面から負圧面にまわり込む流れが確認できた。また、翼端付近の後縁が測定面を通過した直後において、渦が形成された。この渦は翼端渦と考えられ、主流と風車後流の境界で下流に流される様子が確認できた。
- (2) フェザリング状態における翼周りの流れにおいても、最適ピッチ角運転と同様に翼端渦の形成が確認できた。翼端渦が下流に流される軌跡は、最適ピッチ角運転の状態と同様に主流と後流の境界に位置するが、移動速度は速くなる。
- (3) 速度ベクトルから求めた翼端渦について、翼端から発生した渦は後流の拡大にともない、半径外側へ移動していることが確認できた。また翼端から発生した渦はロータ面から  $1D$  ( $D$ : 風車直径) 下流まで形状を維持したまま移動していることが確認できた。同様にフェザリング状態でも翼端渦は翼端から発生しているが、最適ピッチ角の運転状態と比較して渦の大きさは小さく、半径外側へ移動量が減少していることが確認できた。最適ピッチ角での運転状態と同様に翼端から発生した渦はロータ面から  $1D$  下流まで形状を維持したまま移動していることが確認できた。

(4) 任意の半径位置における最適ピッチ角運転の揚力は、翼全体にわたり測定の平均値と翼素運動量理論の値は概ね一致するが、翼端付近になると測定値が理論値を下まわり、翼端渦の影響が顕著に表れた。

5. 学会発表

Shumpei Ito, Yasunari Kamada, Takao Maeda, Measurement of Velocity Field around Rotor Blade of Horizontal Axis Wind Turbine by Laser Doppler Velocimetry, Proceedings of the Ninth JSME-KSME Thermal and Fluids Engineering Conference, USB, 5p., 2017.

6. 研究組織

研究代表者 前田太佳夫, 三重大学大学院工学研究科機械工学専攻, 教授  
 研究協力者 鎌田 泰成, 三重大学大学院工学研究科機械工学専攻, 准教授  
 研究協力者 伊藤 駿平, 三重大学大学院工学研究科機械工学専攻, 博士前期課程  
 研究協力者 鶴見 豊, 三重大学大学院工学研究科機械工学専攻, 博士前期課程  
 所内世話人 吉田 茂雄, 九州大学応用力学研究所, 教授

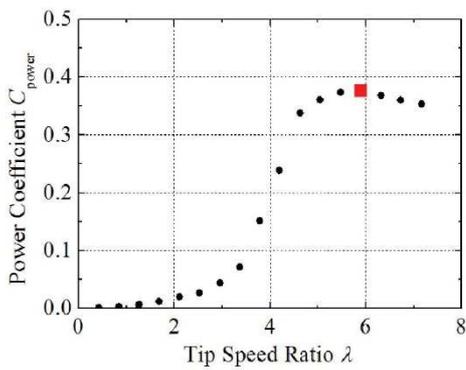


図1 最適ピッチ角での出力曲線

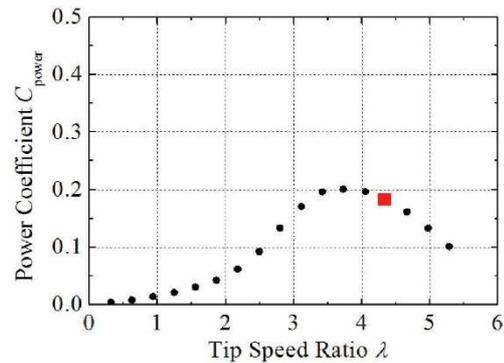


図2 フェザリング状態での出力曲線

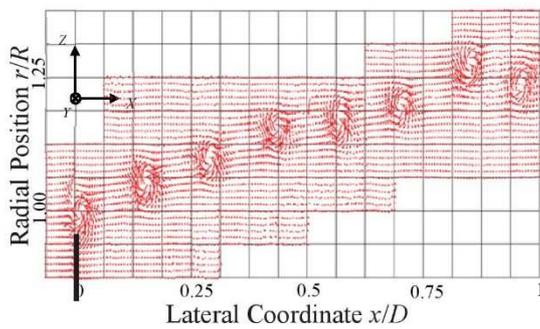


図3 最適ピッチ角での翼端渦の挙動

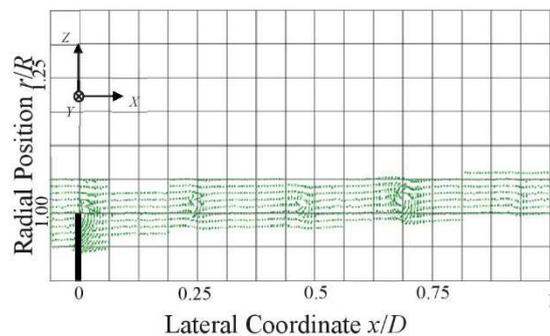


図4 フェザリング状態での翼端渦の挙動

風車・水車のウェイクに関する実験的研究

弘前大学北日本新エネルギー研究所 本田 明弘

序論

再生可能エネルギーの利用促進が叫ばれる中、大型施設では発電、つまり電力利用を目的とした機器開発と社会実装が進んでいる。小型の再生可能エネルギー利用機器については、エネルギー製造コストが大型のものに比べて高くなる傾向にあるため、研究開発の醸成度は大型のものほど高いとは言えない現状にある。その一方、海上や山岳部などの非電化地帯において、生成したエネルギーをその場で消費する局所完結型のシステムとして利用価値が見込まれる。

我々は小型の垂直軸抗力式タービンを備えた風力ならびに海・潮流エネルギー利用システムの構築を目指している。本研究では、実証試験に先駆けてシステムに供するタービンの基本性能の把握を目的としている。用いたタービンは、ローテーションフロー型<sup>1</sup>と命名されたクロスフロー型に類するもので、流れに対してタービン上流側でブレードを順方向に押す力に加え、内部で旋回流が形成されブレード内側を順方向に押す力によって回転する特徴を有する<sup>1,2</sup>。タービンは風車あるいは水車としての利用を考えており、パラメータ・スタディから利用形態の別による作動流体の影響について評価した。

実験方法

本実験は、応用力学研究所地球大気動態シミュレーション装置の大型境界層風洞で実施した。図1に垂直軸タービンの仕様(断面)と実験時の外観図を示す。タービンは直径250mm、高さ500mmで10枚の円弧翼と軌道外径390mmの固定式直線導風板から構成される。周速比制御には直流電磁ブレーキを用いた。計測にはあらかじめ校正したトルクメータや回転計、3分力計を用い、実験風速 $U$ (m/s)に対して制御した周速比 $\lambda$ 、トルク値等から計算したパワー係数 $C_p$ 、分力計の入力値 $(F_x, F_y)$ から見積った抗力係数 $C_D$ について評価した。レイノルズ数の見積りについては、タービン直径を代表長さとした。

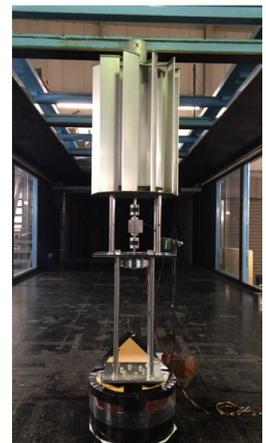
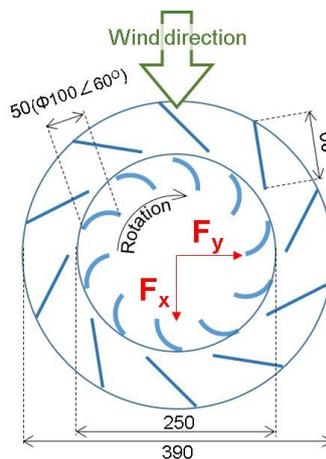


図1 実験に用いた垂直軸抗力式タービンの断面形状と実験時の構成機器の外観写真。

実験結果

図2は、風速10m/sにおけるパワー係数の測定結果を示す。今回実験に供したタービンのパワー係数は、周速比0.35付近を頂点として2次関数的に変化した。最大値(極大値)は約0.09、曲線の外挿から無負荷時の周速比は0.7程度であった。なお、無負荷時のタービン起動風速はおおよそ0.7m/sであって、低風速からでも回転する抗力式タービンの特徴を呈している。

図3は抗力係数の周速比影響をまとめたもので、実験風と順方向 $(C_x)$ 、ならびに直交方向 $(C_y)$ を示している。順方向抗力係数は0.23~0.25の値を示し周速比に依存しない一方で、直交方向は回転時に0.02~0.03と小さく、風のタービン直行方向へかかる力は小さい。また、周速比0で抗力係数が0~0.05の値を示すことについては、停止姿勢

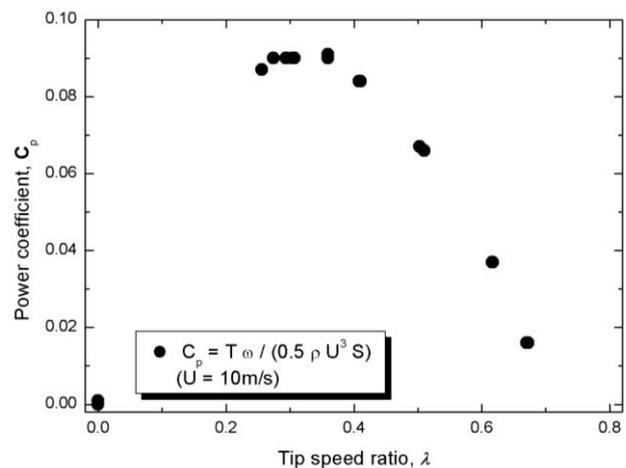


図2 風速10m/sにおけるパワー係数曲線。

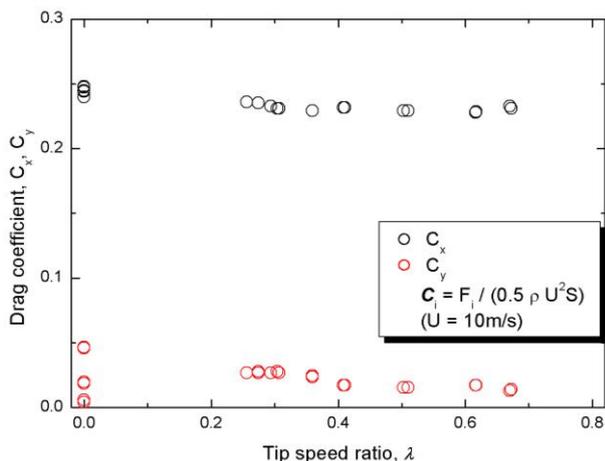


図3 抗力係数 ( $C_x, C_y$ ) と周速比の関係。

の差 (迎角の違い) による影響であるが、その値は小さい。

## 考察

ほぼ同一仕様で導風板のないタービンについて風洞試験を行った先行研究<sup>3</sup>では、最大パワー係数は0.065 (周速比: 0.35) であった。パワー係数が1.4倍に増加したのに対し、占有投影面積で1.6倍、体積で2.4倍となる点については、導風板の巻き込み防止部材としての役割と合わせ、総合的に考える必要がある。また抗力の評価から、実証機を固定設置する際には、順方向の抗力係数から動圧を見積り、設計指標として用いればよいと考えられる。

今回、風力ならびに潮・海流エネルギー利用システムに用いることを前提として、風洞試験によってタービンの性能評価を実施した。

風速 10 m/s の風エネルギーは、流速 1.0 m/s の潮・海流エネルギーとおおよそ等価である。その一方、風速 10 m/s における本風車のレイノルズ数は  $1.7 \times 10^5$  であるのに対し、流速 1.0 m/s の潮・海流では  $2.5 \times 10^5$  ( $0.67 \text{ m/s}$  で  $1.7 \times 10^5$ ) である。データ量が少なく結果を定性的にも把握しきれていないためここでは示さないが、風速 7.5 m/s ( $Re: 1.2 \times 10^5$ ) ではパワー係数の極大値が 0.075 (周速比: 0.28) に低下することが確認されている。既往研究<sup>4</sup>でも類似する報告は見られるが、本研究でも垂直軸型のタービンが回転することによりブレードのアジマス角が変化し、レイノルズ数が一定でないことに起因してパワー係数曲線は変化したと考えられる。前述するレイノルズ数は、いずれもカルマン渦の発生する乱流領域であるが、風速変化、換言すればレイノルズ数増減の影響を受けて、パワー係数が正の相関を示しながら増減することを踏まえれば、風洞試験において風速のみをパラメータとせず無次元量のレイノルズ数と複合的な考察をもって水車性能の推定評価にフィードバックする必要があると考えられる。

## 研究組織

代表者 本田 明弘 弘前大学北日本新エネルギー研究所・教授  
 協力者 桐原 慎二 弘前大学北日本新エネルギー研究所・教授  
 久保田 健 弘前大学北日本新エネルギー研究所・准教授  
 沈 健 弘前大学理工学研究科・大学院生  
 志田 崇 弘前大学理工学研究科・大学院生  
 大坂 将史 弘前大学理工学研究科・大学院生

## 謝辞

本研究は、株式会社日本パーツセンターから提供いただいた風車を用いて実施されました。そのご厚意に対して、ここに感謝の意を表します。また、本研究で議論いただいた九州大学応用力学研究所の内田 孝紀先生、大屋 裕二先生、渡邊 康一先生、松島 啓二氏、渡邊 公彦氏に感謝いたします。

## 参考文献

1. 南條 宏肇, “抗力型風力発電の力学的モデルと発電出力の最適化評価”, Journal of JWEA, Vol. 32, pp. 102-108 (2008).
2. 大坂 将史, 久保田 健, 志田 崇, 沈 健, 南條 宏肇, 桐原 慎二, 本田 明弘, “OpenFOAM を用いたローテーションフロー・タービンのシミュレーション”, 第39回風力エネルギー利用シンポジウム論文集, Vol. 39, pp. 452-455 (2017).
3. 志田 崇, 久保田 健, 本田 明弘, “揚水用ローテーションフロー抗力型垂直風車のシステム開発”, 日本風工学会年次研究発表会講演論文集, S-6-2 (4 頁)(2017).
4. M. Takao, T. Maeda, Y. Kamada, M. Oki and H. Kuma, “A Straight-bladed Vertical Axis Wind Turbine with a Directed Guide Vane Row”, Journal of Fluid Science and Technology, Vol. 3, pp. 379-386 (2008).

## 波浪中浮体の圧力場の面分布計測技術に関する研究

広島大学大学院工学研究科輸送・環境システム専攻  
教授 岩下 英嗣

## 1. 研究目的

波浪中の浮体や船舶に作用する流体力や動揺の計測技術はある意味完成された技術となっているが、近年の数値流体力学の進展に伴い、その結果を検証するためのより高精度な実験データが必要になって来ているのも事実である。そこで切望されるデータとは、浮体や船舶に作用する流体力や、その外力を受けて生じる動揺など、いわゆる積分量としてのデータではなく、浮体や船舶が造波する波や物体表面の圧力などの局所的な物理量であり、これらを計測・解析する新たな技術の開発が急務となってきている。

こうした背景を受け、本研究では、水槽実験において船舶や浮体の圧力分布の新しい計測技術を確立することを目的としている。昨年度、同テーマで研究を実施し、既に世界初となる表面全域での非定常圧力分布計測に成功しており、今年度はその成果をベースに計測精度の向上を目的とする。

## 2. 研究組織

氏名	所属	職名	役割・担当
岩下 英嗣	広島大学大学院工学研究科 輸送・環境システム専攻	教授	代表者・実験解析
柏木 正	大阪大学大学院工学研究科地球総合工学専攻	教授	実験指導
片野 彬	広島大学大学院工学研究科 輸送・環境システム専攻	修士2年	実験補助
大西 宏尚	広島大学大学院工学研究科 輸送・環境システム専攻	修士1年	実験補助
原 健	大阪大学大学院工学研究科地球総合工学専攻	修士2年	実験補助
谷口 拓也	大阪大学大学院工学研究科地球総合工学専攻	修士2年	実験補助
胡 長洪	九州大学応用力学研究所	教授	実験指導

## 3. 実験の概要

## 3.1 供試模型について

実験で使用したバルクキャリア船型を Fig. 1, Table 1 に示す。



Fig. 1: Bulker

Table 1: Bulker 主要目

$L_{pp}$ [m]	2.4000	$x_B (= x_G)$ [m]	0.0510
$B$ [m]	0.4000	$KB$ [m]	0.0662
$d$ [m]	0.1280	$BM_T$ [m]	0.1016
$\nabla$ [m]	0.0983	$BM_L$ [m]	3.2135
$C_b$	0.8000	$KG$ [m]	0.1080
$A_w$ [m <sup>2</sup> ]	0.8354	$\kappa_{yy}/L$	0.2500

### 3.2 圧力計について

FBG センサーの仕組みを Fig. 2 に示す. FBG(Fiber Bragg Gratings) とは光ファイバーの中に回折格子を刻んだものである. 入射光が FBG を通過する際, 回折格子 (グレーチング) の間隔によって変化するブラッグ波長と呼ばれるある特定の波長を持った反射光を生じる (それ以外の波長の光は透過する). センサーが圧力や温度変化などによりたわみ変形すると, 回折格子の間隔が変化し, ブラッグ波長も変化する. この原理を利用して圧力の測定を行う.

今回の実験で使用した歪みゲージ式圧力計を Fig. 3, FBG センサーを Fig. 4 に示す. 船首尾のような曲率の大きな場所では従来の埋め込み式圧力センサーは取り付け及び, 計測が困難であった. しかし,FBG センサーは小さく薄い上, データの伝達も髪の毛ほどの細さの光ファイバーで行われるため, これまで困難であった場所での計測が可能である. また,1 本の光ファイバーに複数の FBG を設置できるため, 少ないケーブルで多点同時に計測が行える. 本研究では 1 本の光ファイバーに最大 18 点の FBG センサーを直列繋ぎしたものを使用する. 昨年度の 220 点に加え, 静水中航走時の水線に合わせて喫水線より上部に FBG センサーを 12 点追加し計 234 点を 28 断面で設置した.(Fig. 5) 比較用として, ひずみゲージ式圧力センサーを 19 点埋め込み, 合計 253 点で圧力計測を行う.

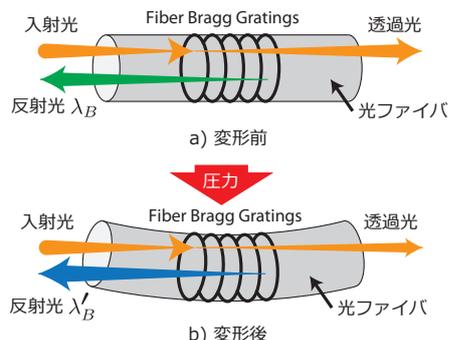


Fig. 2: FBG 圧力計計測原理

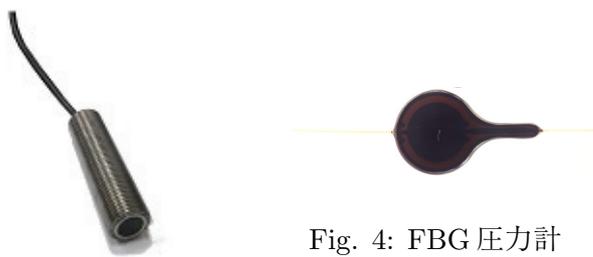


Fig. 4: FBG 圧力計

Fig. 3: 歪みゲージ式圧力計

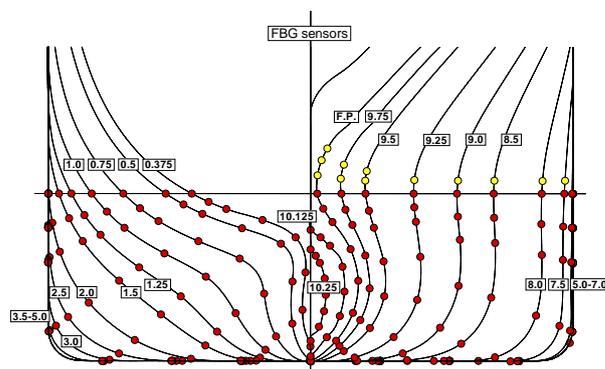


Fig. 5: 圧力計設置位置

### 3.3 水槽試験

運動計測試験については, 速度なしの状態に向かい波, 速度あり ( $F_n = 0.18$ ) の状態に向かい波と追い波について, それぞれ波条件  $\lambda/L = 0.3 \sim 2.0$  の範囲で 8 パターン計測した.  $\lambda/L = 0.5, 0.8, 1.25$  の波条件については速度有り, 向い波の条件下で反復試験を行い, 平均と標準偏差を算出した. 強制動揺試験 (Heave & Pitch) については, 速度あり ( $F_n = 0.18$ ) の向い波状態で  $\lambda/L = 0.50, 0.80, 1.25$  に相当する動揺周期で 3 パターンをそれぞれ計測した. 波強制力試験についても強制動揺試験と同じ波条件で 3 パターン計測した. 船体運動はポテンシオメータ, 抵抗増加は歪みゲージを用いて計測している. 解析位置は船体表面圧力が船体中央とし, 船体運動, 抵抗増加を船体中央から  $x_G$  離れた重心周りとしている. 運動計測装置設置図を Fig. 6, 強制動揺装置設置図を Fig. 7 に示す.

運動計測試験システム図を Fig. 8 に示す. 船体表面に取り付けられた FBG センサーは, 光ファイバーを通してデータを伝達し, 測定器に集約され PC2 で記録される. ひずみゲージ式圧力センサー, 船体運動 (surge, heave, pitch), 抵抗, 波振幅の計測値はそれぞれアンプ, フィルターを経由して A/D 変換器へと集約される. 水槽の中心付近のトリガーポイントを曳航電車が通過した際に両方の系にトリガーが入り, データを PC1 に集めた後トリガーを基準に時刻合わせを行い計測値の解析を行う.

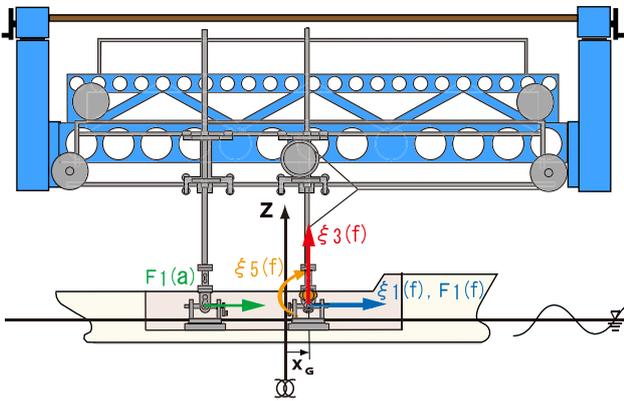


Fig. 6: 運動計測装置設置図

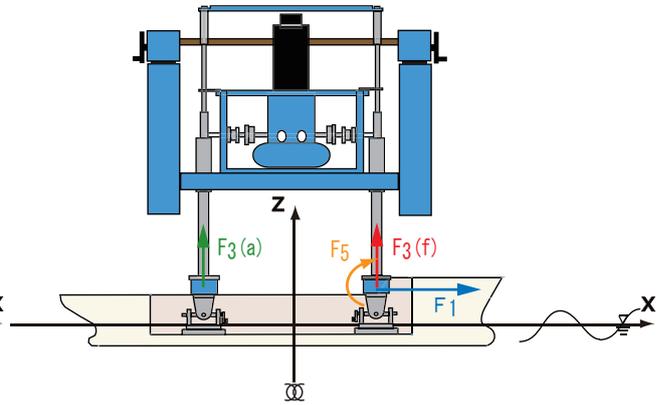


Fig. 7: 強制動揺装置設置図

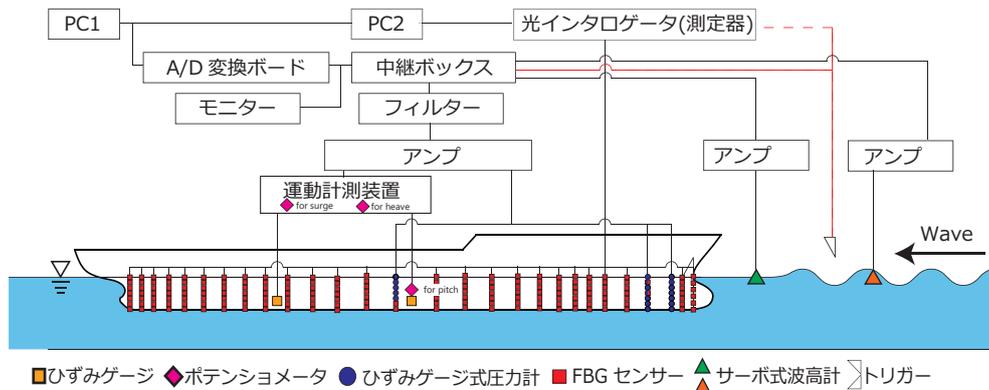


Fig. 8: 計測システム図

## 4. 結果・考察

### 4.1 正面向い波

本実験において数値計算の手法は、無限遠条件をパネルシフト法 (PSM) と簡易結合法 (SCM) により満足させたランキンパネル法 (RPM(PSM+SCM)) を用いている。速度ありの場合は EUT と Strip 法の計算結果も示している。速度なしの場合にはグリーン関数法による計算結果を示してある。

### 4.2 船体運動

Fig. 9 に速度なし, Fig. 10 に速度ありの船体運動を示す。左から surge, heave, pitch の運動のグラフで、横軸に  $\lambda/L$  をとり、上段は縦軸にそれぞれの運動振幅の無次元値をとり、下段は入射波に対する位相を取っている。速度なしの実験結果は計算値と良く一致しているが、速度ありの結果は heave 運動において  $\lambda/L = 1.25$  付近に同調点が見られ、RPM と EUT で値が大きく推定されている。

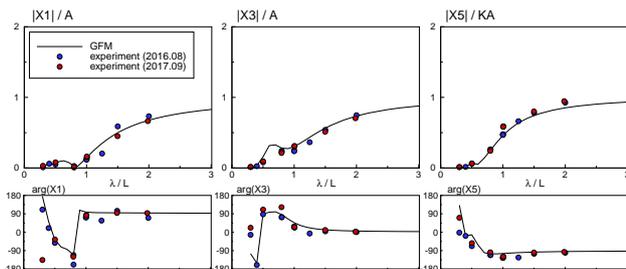


Fig. 9: 船体運動 ( $F_n=0.0, \beta = 180$  degs.).

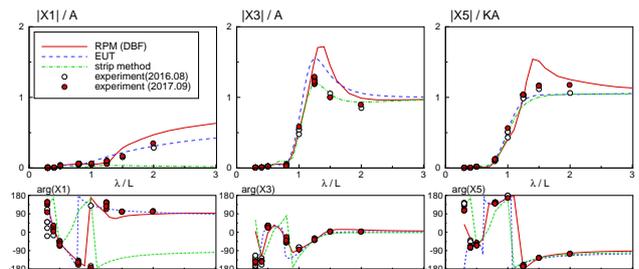


Fig. 10: 船体運動 ( $F_n=0.18, \beta = 180$  degs.).

### 4.3 船体表面非定常圧力

$\lambda/L = 1.50$  の速度なし ( $F_n = 0.0$ ), 速度あり ( $F_n = 0.18$ ) で試験した時の非定常圧力の等高線図を Fig.11 にそれぞれ示す. 速度なしと速度ありの両方とも計算結果と計測値の傾向が良く一致していることがわかる. これを細かく見るために Ord. 0.5, 1.0, 5.0, 9.0, 9.5 での断面非定常圧力を Fig.12, Fig.13 に示す. グラフの縦軸は圧力の振幅の無次元値をとり, 横軸はセンサーの位置  $\theta$  をとっている. 速度なしでは, それぞれの断面で計測値と計算結果がほぼ一致している. 一方, 速度ありの場合は船尾側では一致が見られるが, 船首側で圧力値に差があることがわかる. また, 船首部の水面付近で圧力振幅の1次成分が小さくなるに従って, 2次成分が大きくなっている. この原因として,  $\lambda/L = 1.50$  の波条件では船体運動が大きいため, 運動が圧力値に影響を与えているものだと考えられる.

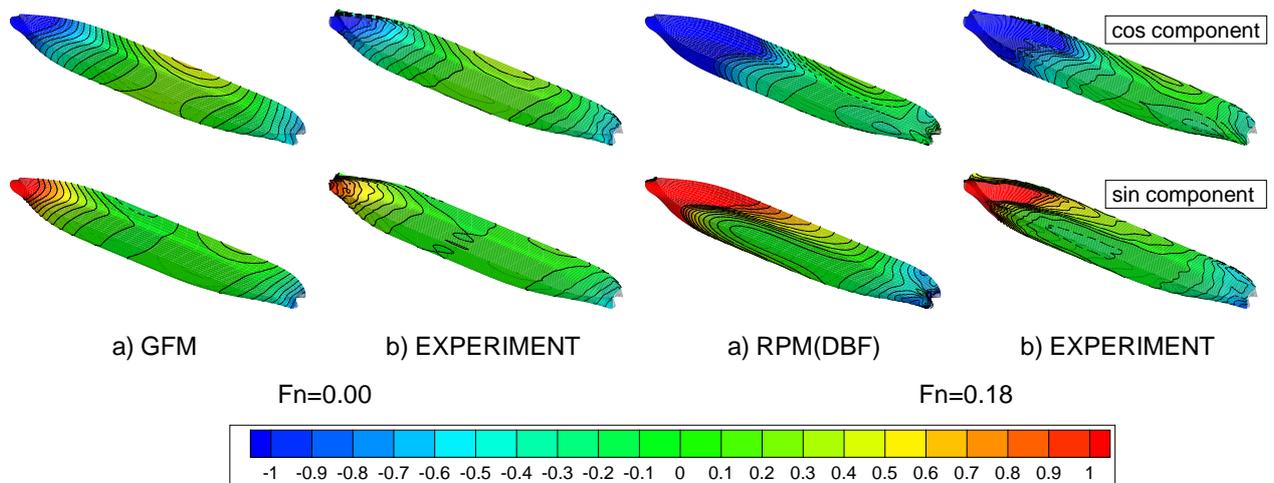


Fig. 11: 非定常圧力分布 ( $\lambda/L=1.50, \beta = 180$  degs.)

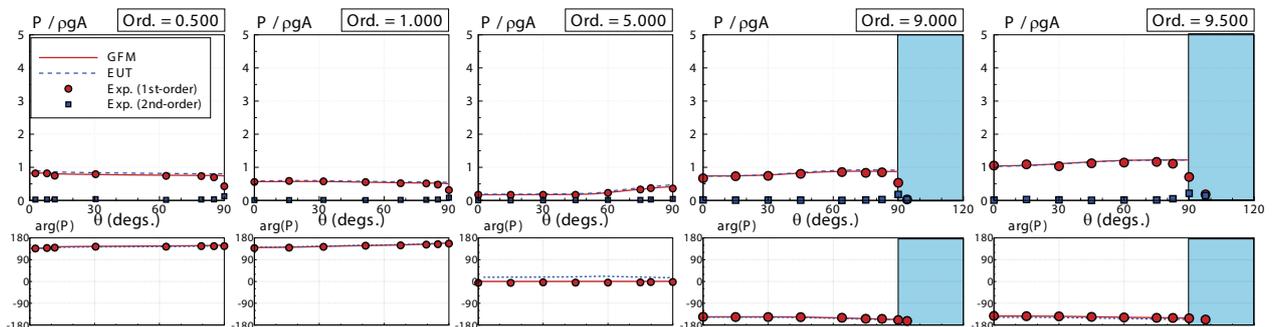


Fig. 12: 非定常圧力分布 ( $F_n=0.00, \lambda/L=1.50, \beta = 180$  degs.)

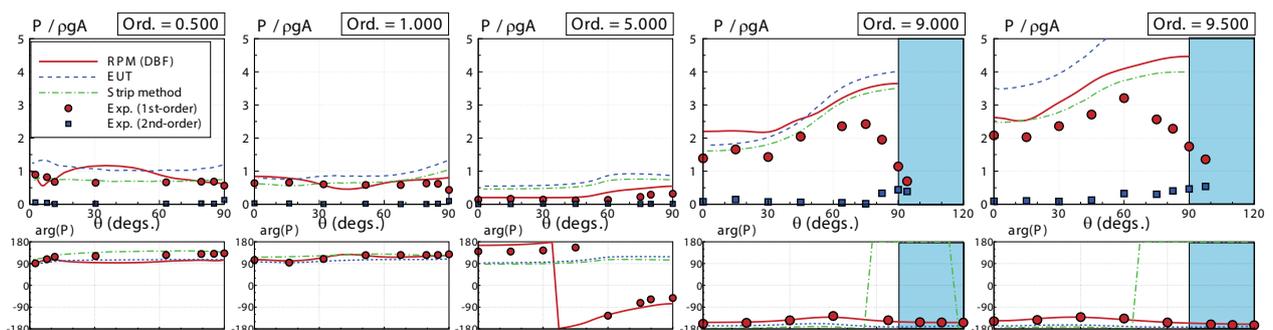


Fig. 13: 非定常圧力分布 ( $F_n=0.18, \lambda/L=1.50, \beta = 180$  degs.)

#### 4.4 標準偏差

Fig.14 に向い波条件における  $\lambda/L=0.80$  の FBG センサーとひずみゲージ式センサーより得られた非定常圧力の振幅の平均値と標準偏差を示す。

青色, 赤色の実線は, それぞれ FBG センサー, ひずみゲージ式センサーの平均値, 黒色のバーは, 標準偏差を表す. 両センサーの平均値の一致度が高く標準偏差は, 0.3 以内であった. このことから, FBG センサーの再現度が高いことが分かる.

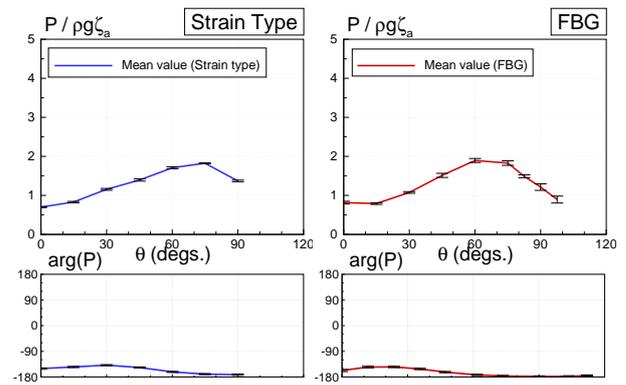


Fig. 14: 平均値と標準偏差

#### 4.5 波浪中の定常圧力分布 (Added pressure)

$\lambda/L=1.25$  の向かい波条件における波浪中曳航試験の非定常圧力の定常成分 (In waves), 静水中曳航試験の定常圧力 (Calm), その差分 (Difference) の等高線図を Fig.15 にそれぞれ示す. これらを細かく見るために特に差分の大きい船首付近の Ord. 9.750, 9.875 での断面分布を Fig. 16 に示す. これらより, 船首付近において水面近傍より上部で差分の発生を確認できる. また, 同調点付近  $\lambda/L=1.25$  では差分が最も大きくなる. これは, 船体動揺に起因する波や波の攪乱が波浪中抵抗増加に影響していると考えられる.

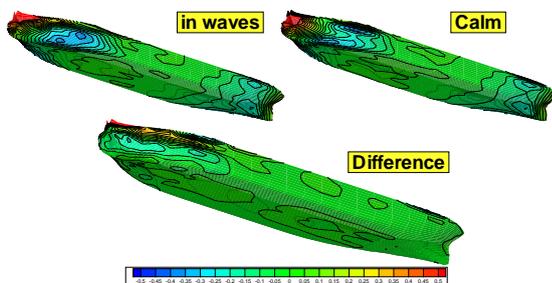


Fig. 15: 波浪中航走時の定常圧力成分分布図  
(  $Fn=0.18$ ,  $\beta=180$  degs.)

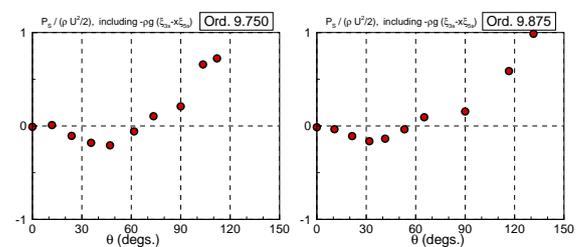


Fig. 16: 波浪中航走時の定常圧力成分  
(  $Fn=0.18$ ,  $\beta=180$  degs.)

#### 5. おわりに

本研究で得られた成果を以下に示す.

1. 反復試験によって標準偏差を算出することで取得データの再現性を確認した.
2. 抵抗増加に関わる圧力として複数計測で得られた平均値を用いて船体表面圧力の定常成分分布を取得した. 特に水面上部にて, 圧力値が大きくなることが確認された.
3. 非定常圧力の 1 次成分, 2 次成分の取得により, 水面近傍で 1 次成分が急激に減少し, 2 次成分が顕著となることが確認できた. これに対し, 線形理論は, 水面近傍での圧力を大き目に見積もっていることが分かった.

#### REFERENCE

- 1) 柏木正, 岩下英嗣: 船体運動 耐航性能編, 船舶海洋工学シリーズ, 成山堂書店, 2012.
- 2) 岩下 英嗣, 柏木 正, 伊藤 悠真, 関 裕太; 周波数領域ランキンパネル法による低速/低周波数域での耐航性能計算, 日本船舶海洋工学会論文集第 24 号, 2016

- 3) 岩下 英嗣；周波数領域ランキンパネル法における無限遠条件の数値処理について，日本船舶海洋工学会論文集第 24 号，2016
- 4) 若原正人，谷上明彦，新郷将司，中島円，深沢塔一，金井健，FBG を用いた表面貼付型多点圧力センサの開発，日本船舶海洋工学会論文集第 7 号，2007.

## 張架式風力発電装置の開発

福岡大学名誉教授 江崎 丈巳

### ・目的

張架式風力発電装置の効率と安全性の向上のため可変翼ハブ機構の開発を行う。機構は、固定翼マイクロ・小型風車の運転風域を大型並みに拡張するもので、用途に合わせ2種類を開発、大型風洞によりその性能確認を行う。

### ・実験方法

本年度は、実験装置の設計・製作が間に合わないため実験を行えなかった。

### ・実験結果

なし

### ・考察

なし

### ・研究成果報告

なし

### ・研究組織

福岡大学

補足；本年度は、張架式風力発電装置の概念展開とその有効性強調および大型風洞実験データの提示により某企業で1億円の開発枠を設けてもらうことができた。昨年度暮れにはその約25%額で試作1号機を完成させることができた。現在、装置は、連続運転でのデータを収集中である。

大島海峡における潮流パワーポテンシャルの季節変動

鹿児島大学理工学研究科（工学系） 山城 徹

1. はじめに

九州南方海上にある奄美大島周辺海域（図-1）には潮流の強い海峡や瀬戸が複数存在し、特に奄美大島と加計呂麻島の間の大島海峡は九州離島の潮流発電の適地の一つとされている。國里ら（2015年）によると、大島海峡の潮流パワーポテンシャルは海峡東部の待網岬沖で最も大きく、日平均値が170MWに達することが指摘されている。しかし、このポテンシャルは水温、塩分一様の混合期を対象とした数値計算の結果であり、成層期は混合期よりも小さくなることが予想される。したがって、潮流発電を実施する際は、半日周期や朔望周期の潮流変動だけでなく、季節変動も把握しておくことが重要である。本研究の目的は、大島海峡の成層強度による潮流パワーポテンシャルの違いを調べることである。

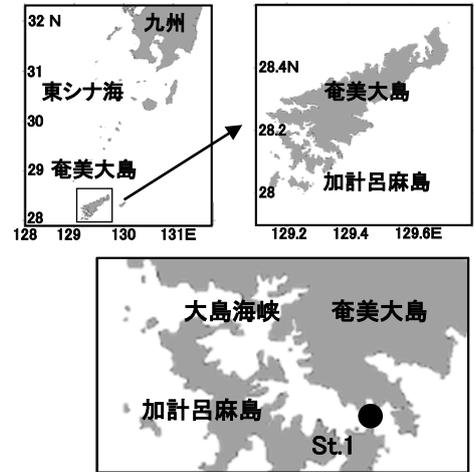


図-1 奄美大島周辺海域

2. 数値計算

潮流の数値計算は、3次元有限体積法数値モデル（FVCOM ; Chen et al.,2003）を用いて実施した。計算領域を図-2に示す。メッシュ幅は開境界で4000m,大島海峡で80mとし、鉛直座標は $\sigma$ 座標系で20層に分割した。モデルの境界条件では、海洋潮汐予測モデル（NAO.99Jb ; Matsumoto et al.,2000）の主要8分潮を与えた。初期条件及び開境界条件、海表面条件として与える水温と塩分は、北太平洋海洋長期再解析データセット（FORA-WNP30）を利用した。1982年～2014年の33年間の日別平均値を計算し、冬と夏の代表としてそれぞれ2月と8月を選択した。

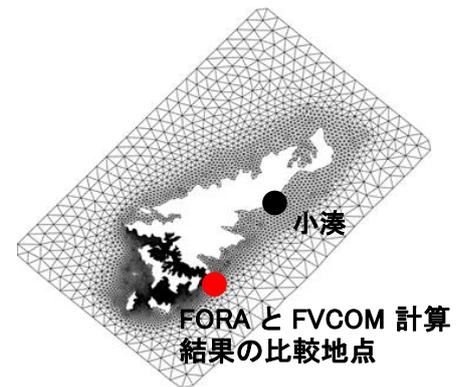


図-2 計算領域

大島海峡に近い小湊検潮所（図-2）の2017年2月の実測潮位と比較すると、図示はしないが、計算結果が観測結果と強い正の相関（相関係数：0.98）を持ち、観測結果を良く再現できていた。長期の定地観測が奄美大島周辺海域では実施されていないので、FVCOMの水温、塩分の計算結果の妥当性はFORAの計算結果と比較することで検討した。大島海峡南東方地点（図-2の赤丸）の水温、塩分の鉛直分布について、計算開始1日目と終了28日目の結果をFORAと比較して図-3に示す。2月について、FORAの計算結果では、1日目、28日目ともに海面から100m深まで水温、塩分がほとんど一定値を示し、十分な鉛直混合を現わしている。一方、FVCOMの計算結果について、1日目は海面から100m深まで水温、塩分が一定で、鉛直混合を現わしているが、28日目には水温が50m以深で海面よりも明らかに低く、FORAの結果ほど完全な鉛直混合を現わしていない。8月について、FORAの計算結果では、1日目、28日目ともに30m～80m深にかけて水温、塩分躍層が現れている。FVCOMの計算結果について、1日目は30m～80m深にかけて水温、塩分躍層が現れ、FORAの結果と一致している。28日目ではFORAと比べると海面から100m深まで全体的に低温を示しているが、30m深から80m深の躍層

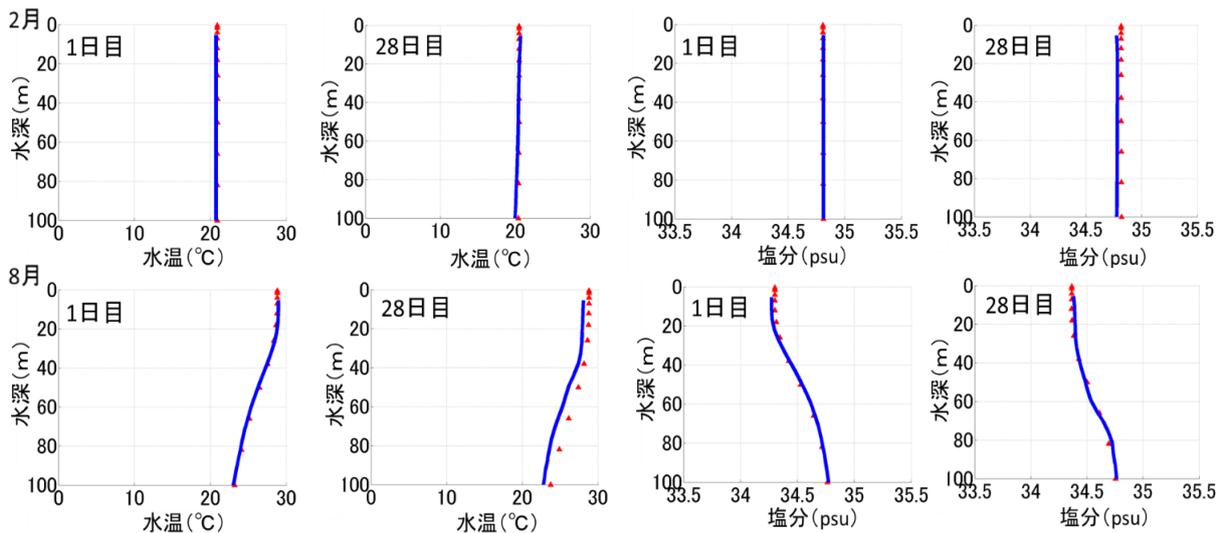


図-3 大島海峡南東方地点 (図-2 の赤丸) の FORA (赤の三角) と FVCOM (青線) 結果の比較

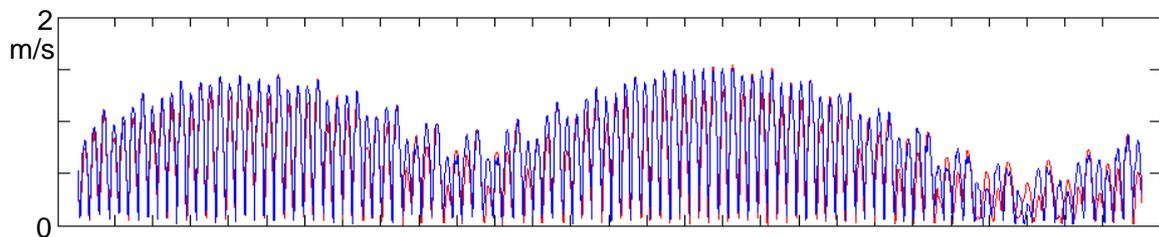


図-4 大島海峡待網岬沖 St.1 の 2 月 (赤線) と 8 月 (青線) の絶対流速の時系列

内の水温差は FORA とほぼ同じである。結局、2 月の潮流計算は完全な混合状態で行っていないかもしれないが、8 月の潮流計算は妥当な成層状態で行っていると推察される。

大島海峡 St.1 (図-1) の深さ 4m における 2 月と 8 月の潮流の絶対流速の時系列を図-4 に示す。ほとんどの期間で流速は 2 月の方が 8 月よりも大きい。2 月と 8 月の絶対流速の 28 日平均値はそれぞれ 0.70m/s, 0.63m/s であり、平均して 2 月の方が 8 月よりも約 11%大きいことが示された。大島海峡東部海域において 28 昼夜の平均潮流パワーポテンシャルを計算すると、2 月、8 月ともポテンシャルが最大となる地点が待網岬沖に存在し、2 月は 0.59 kW/m<sup>2</sup>, 8 月は 0.47 kW/m<sup>2</sup> をとり、2 月の方が 8 月よりも約 26%大きい(図-5)。

### 3. 結論

大島海峡で最大潮流の発生する待網岬沖では、平均すると、流速は 2 月の方が 8 月より約 11%大きく、パワーポテンシャルは 2 月の方が 8 月より約 26%大きいことが示された。

### 4. 研究組織

研究代表者：鹿児島大学／山城 徹

研究協力者：鹿児島大学／小牧弘幸，鹿児島大学／濱添洸也，九州大学／胡 長洪

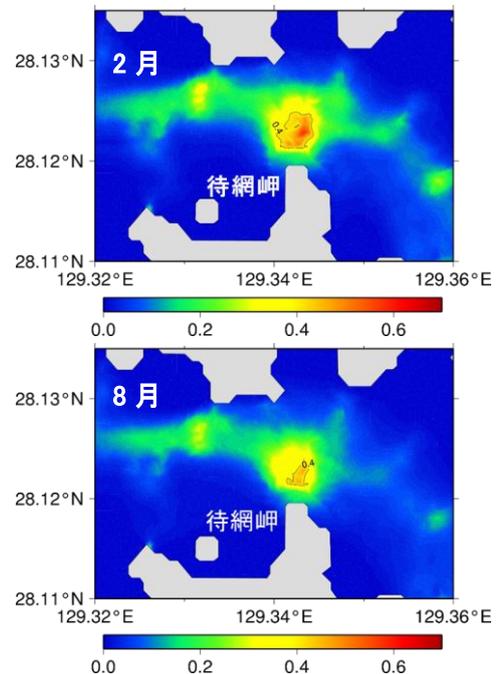


図-5 大島海峡東部における潮流パワーポテンシャル分布

# 低コストかつ高効率の潮流発電装置の開発研究

長崎大学海洋未来イノベーション機構 経塚雄策

## 1. はじめに

現在、潮流発電の実用化に関して最も大きな障害は潮流発電のコストが一般の再生可能エネルギーのそれらに比較して大きいことであるが、発電量が予測可能であるため信頼性は高いことが大きなメリットである。そのため、スコットランド、ドーバー海峡、ファンディー湾など海外においてメガワットクラスの潮流発電装置の設置が行われており、長崎県五島においても2MWの装置が環境省事業で実証実験を行うことになっている。しかし、日本においてはこれらの大型装置は設置可能な海域面積は限られており、特に離島の多い九州では、五島以外では使用できないことが潮流エネルギーポテンシャルに関する最近の研究で分かってきた。

そこで、本研究では、離島の潮流に合わせて利用可能な高効率な潮流発電装置の開発を行う。そのために大型ディフューザ付きの水平軸タービンを提案する。これは、九大応力研の大屋教授らが発明によるレンズ技術を利用するものであるが、海中では浮力を利用することによって大型化が可能であることに着目して開発を行う。さらには、装置の設置コストおよびメンテナンスコストを低減するために浮遊式装置を採用し、流速がゼロとなる潮止り時に海面に浮遊してくる時に船で容易に回収可能とする潮流発電システムである。この装置の開発を行うために潮流中での装置の静的動的な安定性を明確にするために模型実験を行う。

## 2. 低コスト浮沈式潮流発電システムの提案

### 2.1 低コスト実現のための浮沈式システム

潮流は6時間ごとに上潮と下潮を繰り返すため、通常4回の潮止まりあるいは憩流が発生する。そこで、メンテナンス等で装置の陸揚げが必要となる場合にはこの憩流時を利用して行うことを提案する。すなわち、Fig.1のように装置が水面に浮かんで漂っている時に漁船等に頼んで係留系から切り離し、装置を港に曳航することにする。これによって、重力式海底設置型装置では不可欠となる大掛かりな海上工事が不要となり、低コスト化が実現できるものと予想される。

### 2.2 低流速海域における高効率潮流発電装置

大潮時の最大流速が1.5m/s(3ノット)程度の海域において潮流発電を実現するために、風力発電において既に実用化されている「風レンズ」技術を活用することを考える。風レンズの原理は、タービンの外側にリング状のディフューザを配することによってタービンブレード位置における流速を大きくして発電効率を上げるものである。風力発電の場合には地上からできるだけ高くし、支柱で装置全体を支えるために大きなディフューザを用いるには限界があるが、本研究では、海水中の浮遊システムなので大型のディフューザを用いることができる。ただし、憩流時には海面に浮かぶ必要があるのでディフューザを厚くして浮力を稼ぐようにする。

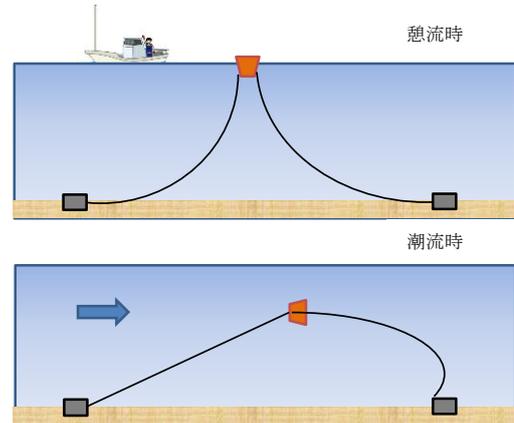


Fig.1 浮沈式潮流発電システムの概略

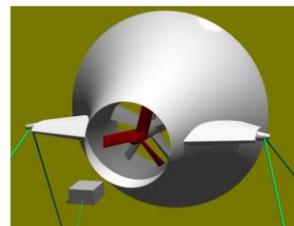


Fig.2 浮沈式潮流発電装置



Fig.3 模型の写真

Fig.2は、このようにして設計した「水レンズ」とも呼ぶべき潮流発電装置のCGである。Fig.3は、今回自作した模型の写真である。模型は、ディフューザの流入部、係留ラインとの接続部を含む1対の整流翼、タービンおよびナセル部などの構造部については3Dプリンターによって製作し、ディフューザの本体部については発泡ポリスチレンの板をドーナツ状に張り合わせた後、やすりなどで整形して製作した。

Fig.4およびTable 1はその模型の主要目などを示す。

## 3. 模型実験による検証

### 3.1 回流水槽実験結果

本研究では、まず流速と装置の深度との関係を求めるために回流水槽において実験を行った。

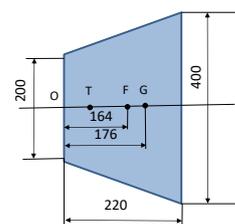


Fig.4 模型重心、浮心

Table 1 模型主要目

Dimensions of the Model		
Inlet Diameter		0.2 (m)
Outlet Diameter		0.4 (m)
Length Overall		0.22 (m)
Total Weight		5.77 (kgf)
Movable Weight		0.975 (kgf)
Buoyancy		7.87 (kgf)
Center of Gravity (OG)		0.176 (m)
Center of Buoyancy (OF)		0.164 (m)
Mooring Point (OT)	P1	0.10 (m)
	P3	0.11 (m)
	P5	0.12 (m)

Fig. 5は、模型のセットアップの概略図を示す。係留ラインは市販のひも4本を用い、それぞれに係留点から1.15mのところり中間シンカーを取り付けた。

実験においては、流速を変化させて模型の深度および傾斜角を2台のカメラで記録し商用ソフト(DippMotion Pro)を用いて計測した。Fig. 6は付加重錘の有無による流速と模型の深度の結果であり、Fig. 7は係留点の違いによる流速と深度の結果である。付加重錘を後ろ側に装着した方が模型のヒール角がゼロに近づき、より安定した結果となることが分かった。

### 3.2 曳航水槽(深海水槽)における実験結果

回流水槽実験では、潮流の特徴である上潮・下潮による流向変化に伴う模型の安定性などを実験できない。これを補完し、転流時の模型の姿勢変化などを観察するために曳航水槽における実験を行った。曳航水槽においては、静止した水槽上で曳引台車を往復運動させ、その相対流速によって潮流を模擬した。そのため、水面下約1.5mのところり仮底(LxB=5.2m x 2m)を設けて潮流発電を行う海域の海底を模擬した。曳引台車の速度は次式を近似して行った。

$$U_T(t) = U_0 \sin(2\pi t/T) \quad (1)$$

ただし、 $U_0 = 0.8 \text{ m/s}$ 、 $T = 180 \text{ s}$ とした。

曳航水槽における実験は以下の条件で行った。

- 1) 定常流 or 潮流
- 2) 潮流流向と係留系角度  $0^\circ$  or  $10^\circ$
- 3) 中間シンカーの位置による緩係留 or 緊張係留
- 4) 規則波( $T_w=0.9, 1.0, 1.1 \text{ s}$ ,  $H_w=5 \text{ cm}$ )の有無

模型の深度および姿勢の計測は、水中ビデオによる撮影とDippMotionProによる二次元画像の解析によった。Fig. 8はその画像例であり、Fig. 9は周期1秒、波高5cmの規則波中の模型の動揺の記録の一例である。これらの結果から、潮流が弱い場合には模型は水面に近いところで浮遊し、波からの影響もある程度受けるが、流速が上がるとともに深度が大きくなる所に沈み、波浪による影響はほとんど受けないことが分かる。従って、本潮流発電システムは波浪に強いシステムであることが分かった。

## 4. まとめ

本研究を通して以下の主な結論を得た。

1. 肉厚大型ディフューザとロープ係留による浮沈式潮流発電システムが潮流中で安定した動作をすることを模型実験によって確かめた。
2. 本システムは特に波浪に対する性能が良好である。

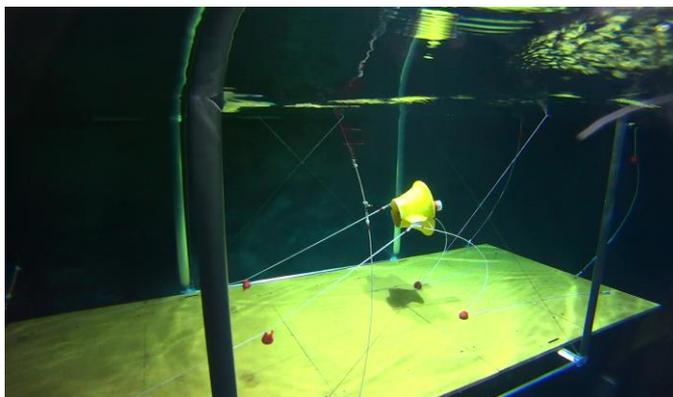


Fig. 8 曳航水槽における潮流実験

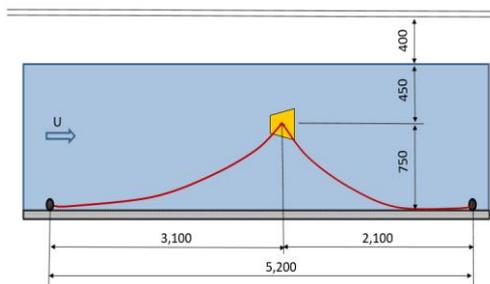


Fig. 5 回流水槽における模型のセットアップ

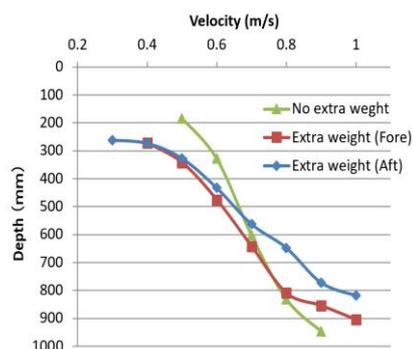


Fig. 6 付加重錘の有無による流速と深度の関係

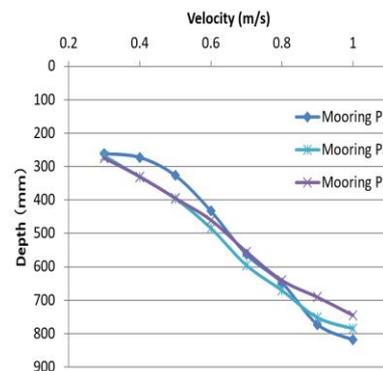


Fig. 7 係留点の違いによる流速と深度の関係

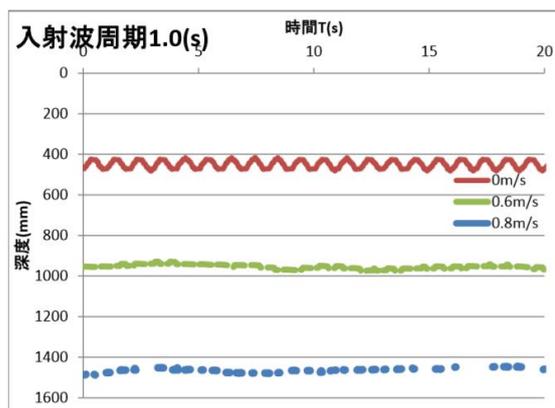


Fig. 9 曳航水槽における潮流実験

### 研究組織

研究代表者	経塚雄策
研究協力者	末吉 誠、小原健人 (M2)
所内世話人	胡 長洪

### 3本のインプラントはリスクか

九州大学病院再生歯科・インプラントセンター 松下恭之

緒言： インプラント3本を上部構造で連結した場合に、中央のインプラント周囲に骨吸収が起きやすいという症例が散見される。日本補綴歯科学会の診療ガイドラインでは、天然歯による三点支持の問題に関して、中間支台を増員することが補綴装置の耐久性に問題が生じるとして、支台歯を増員を避けるよう推奨している。インプラントにおいても3本のインプラントを連結することが中央のインプラントの機械的リスクを増加させるのであれば、設計を再考する必要があるだろう。

本研究では、3本のインプラントを連結するにあたり、生じた不適合が骨内応力に影響しているのではと仮説をたて、三次元有限要素法を用いて3本インプラントを連結した場合の影響について検討することを目的とした。

#### II 材料および方法：

緻密骨と海綿骨とからなる二層構造の下顎骨（高さ23mm，幅11mm，長さ30mm）に3本のスレッドタイプインプラント（径4mm，長さ10mm）がインプラント間距離3mmで埋入された状態を想定した。上部構造はチタン製のブロック（長さ24mm，高さ5mm，幅8mm）とし、インプラント上に連結したアバットメントに設置した。各構成部材を連続状態とした有限要素法モデル（以下、適合モデル）を作成した。節点数170343，要素数974832である。計算に用いた各材料の機械的性質を表1に示す。数値はTadaらのものを参照した。荷重条件としては、宮本らの報告を参照に下顎骨底面を完全拘束し、上部構造の上面に100Nの垂直均等分布荷重を付与した。

次に中央のアバットメントと上部構造の間に30 $\mu$ m，60 $\mu$ m，100 $\mu$ mの間隙を有するモデル（以下、不適合モデル）を作成した。スクリュー締結によってアバットメントと上部構造とが接触した状態を想定し、中央のインプラントと上部構造とが接触するまで強制変位させ、上部構造の変形が戻るのを待った。上部構造の変形が戻ると、上部構造とインプラントを接触させていることで、上部構造がインプラントを引っ張り上げる状況となる。その後、適合モデルと同様に、下顎骨底面を完全拘束し、上部構造の上面に100Nの垂直均等分布荷重を付与した。

評価にあたっては、骨内の最大相当応力値を用いた。なお本解析モデルの作成および解析にはメカニカルファイnderVer. 8.0（計算力学研究センター，東京）を用いた。

#### III 結果

適合モデルでは、3本のインプラント周囲骨内の最大相当応力値に大きな違いは認められなかった。一方、不適合モデルでは、いずれも中央のインプラント周囲に高い応力分布が認められ、不適合が大きくなる程、高い応力値となることが認められた。最大応力値について比較すると、適合良好な場合には、2MPa ギャップが30、60、100 $\mu$ mの際にはそれぞれ30MPa 57MPa 98MPaの際にであった。

#### IV 考察

3本のインプラントの中央に骨吸収がみられる症例は多いようにも思われるが、統計的に確認された報告はない。連結により中央部分は清掃不良となりやすいなどの生物学的状況も中央インプラント周囲に骨吸収が見られる原因となっていると考えられるが、力学的にも

原因があるのか？といった疑問が生じる。この臨床的疑問に関しては、天然歯においてもすでに議論がなされている。ガイドラインでは6欠損に対し、④⑤⑥⑦のブリッジとするか、4を単冠とし、⑤⑥⑦のブリッジとすべきかといった臨床的疑問を取り上げ、三点支持が二点支持に比べ、力学的に複雑な力が働くことを数値解析や *in vitro* の模型実験から演繹し、支台歯の増員が補綴装置の耐久性に問題を生じさせるため、避けることを推奨すると結論付けている。

岡山らは357を支台としたブリッジで二次元光弾性実験をおこない、中間支台歯相当部の歯槽骨に応力集中を認めることを指摘している。7は二根で、35は単根で、本研究で設定した均質な3本のインプラントが均等距離にあるといった状態とは異なっている。また荷重についても、3直上の荷重はなく、57付近への集中荷重となっているために、5の周囲骨に大きな応力が生じたと考えられる。

宮本らは3本支台のブリッジに繰り返し荷重を加え、支台ごとのセメントの保持力を評価することで、力学的リスクの評価を行っている。④⑤⑥⑦では中間支台でのセメント保持力の低下を認められたことから、中間支台歯のダメージとの関連性を示唆している。しかし本論文と同様に均等距離、均等荷重とした場合には、3支台歯の保持力に差は見られず、3本支台で問題なのは各支台間の距離が均等でない場合ではないかと推測された。

しかし、均等距離に埋入されたインプラント連結症例も多くみられる。天然歯とは異なり、インプラント治療では3本が均等距離になるよう埋入できるのであれば、3本の連結デザインは機械的リスクとはならないことが示唆される。筆者は中央のインプラント周囲の骨吸収を認めた連結症例で、上部構造を外してみると、中央のインプラントの上部構造の内面とインプラントのフランジ部にプラークと歯石様の石灰化物の沈着を認めた。このことから、上部構造の不適合が一因ではないかと仮説を立てるに至った。

Jimboらは、3次元有限要素法を用いて、内部連結型のインプラントと上部構造間のギャップが大きくなると、周囲骨にはより過大な応力が認められたと報告している。Jimboらのモデルでは単独の上部構造を想定しており、実際の臨床では200 $\mu$ mものギャップは起きにくいと思われるが、3本を連結する状況では、印象や作業模型作製時の石膏の膨張収縮などの影響により、口腔内では100 $\mu$ m程度の誤差は起きうる。Ormianerらは50MPaが骨吸収につながる閾値であるとしており、不適合を可及的になくすことで、中央のインプラント周囲の骨吸収といった問題を減らしうるかもしれない。

結論： 3本のインプラントを上部構造で連結した場合に、適合が得られていれば、中央のインプラントに力学的リスクは認められなかった。中央のインプラントに不適合が存在すると、ギャップ量に応じて周囲骨内の応力が増大することから、骨吸収が生じることが示唆された。

## CVD ダイヤモンドおよびアルファ型酸化ガリウム半導体の結晶欠陥の生成機構の 解明とパワー素子特性との関連に関する研究

佐賀大学大学院工学研究科 嘉数 誠

### 1. 緒言

Ga<sub>2</sub>O<sub>3</sub>は、バンドギャップが 4.8 eV で、パワー半導体として期待されている。近年、Halide Vapor Phase Epitaxy (HVPE) 法が進展し、高品質なエピ膜が高速成長できるようになった。我々は、Edge-defined film-fed growth (EFG) 成長結晶に作製したショットキーバリアダイオード(SBD)の電気的特性と転位との関連を明らかにしたが[1]、今回、HVPE 成長エピ膜に作製した SBD のリーク電流と結晶欠陥の関係について調査した

### 2. 実験

実験では、EFG 成長 Ga<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 単結晶(001)基板の上に、HVPE 法で 6~11 μm 厚のホモエピタキシャル膜を成長した結晶を用いた。裏面に Ti/Au オーミック電極を形成し、表面に 400 μm 径の Pt/Ti/Au 電極を等間隔に形成した縦型の SBD を作製し、各 SBD の特性を測定した。測定後、熱リン酸によってエッチングし、出現したエッチピットを微分干渉顕微鏡および原子間力顕微鏡(AFM)により観察した。

### 3. 結果

Fig. 1(a), (b)に各々、逆方向、順方向電流特性を示す。SBD-A に比べ、SBD-B は逆方向リーク電流が高く、順方向のオン抵抗が高いことがわかる。エッチピットを観察した結果、EFG 成長結晶(001)面と同様に弾丸状ピットが両者の電極位置で見られたが、高リーク電流の SBD-B では Fig. 2 で示すような、500 nm ほど深さ方向に伸びた芯を先端付近に持つ弾丸状ピットが複数見られた。

### 4. 結論

HVPE エピ膜を用いた SBD において、芯あり弾丸状ピットが見られた。これは SBD のリーク電流との関連があると思われる。

### 謝辞

本研究は、九州大学応用力学研究所の共同利用研究の助成を受けて行われました。本研究で議論いただいた九州大学応用力学研究所、柿本浩一先生、寒川義裕先生に感謝いたします。

### 参考文献

[1] M. Kasu, K. Hanada, T. Moribayashi, *et al* , Jpn. J. Appl. Phys. 55, 1202BB (2016).

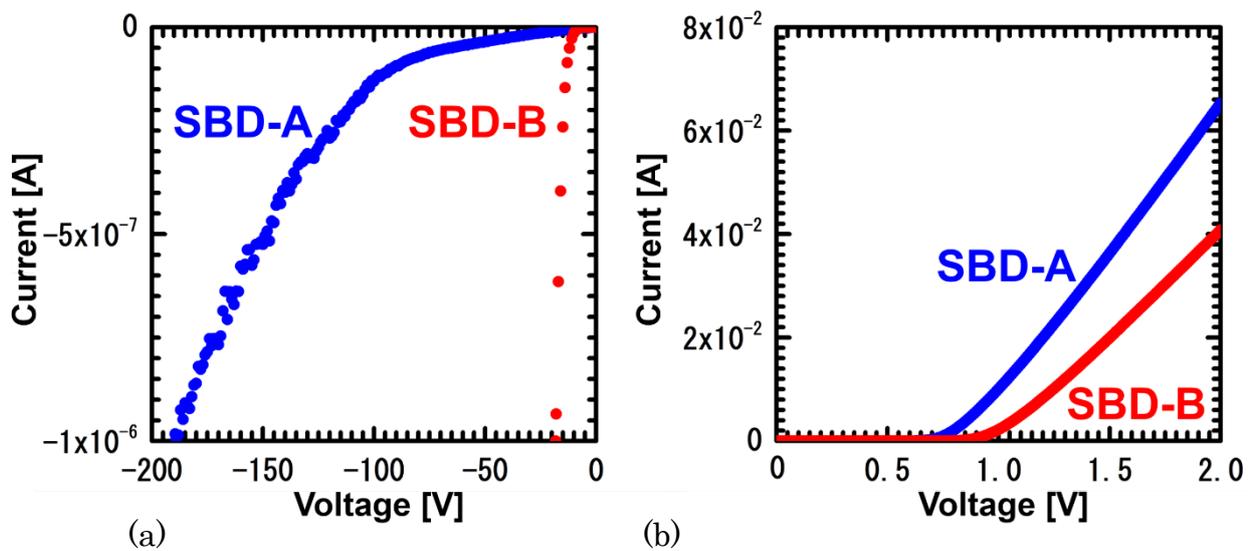


Fig. 1. (a) Reverse and (b) forward  $I$ - $V$  characteristics of  $\text{Ga}_2\text{O}_3$  for low-leakage-current SBD-A and high-leakage-current SBD-B.

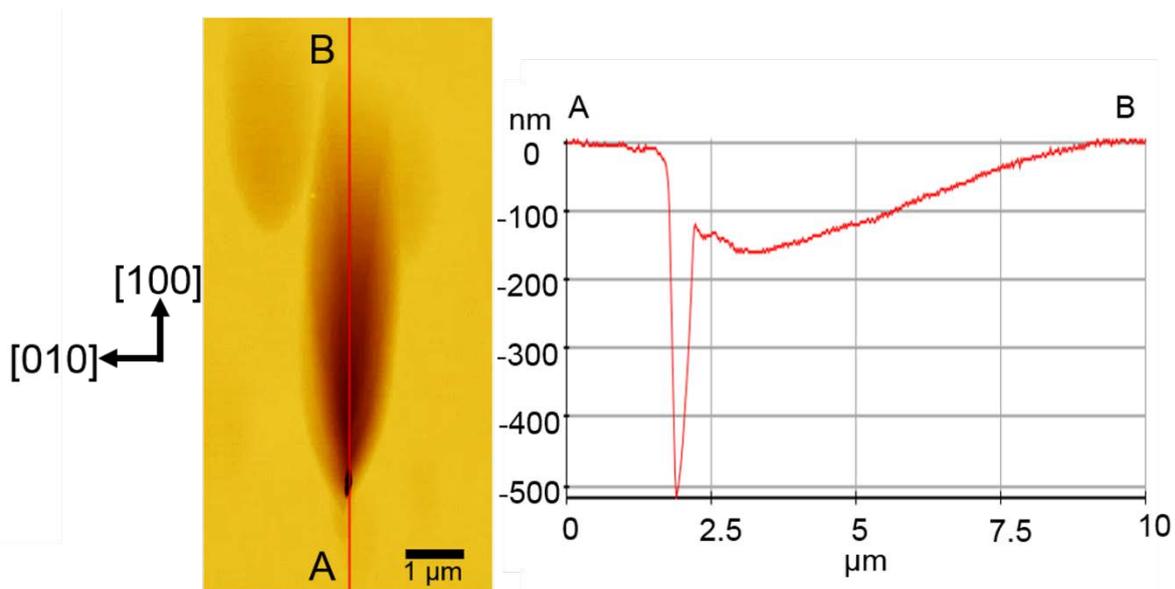


Fig. 2. AFM image and depth profile of an etch pit on  $\text{Ga}_2\text{O}_3$  (001) surface observed in high-leakage-current SBD-B.

## 29ME-12 風レンズ風車用の炭素繊維強化複合材 (CFRP) の衝撃圧縮特性 に及ぼす負荷方向と温度の影響

岡山理科大学 工学部 中井 賢治

### 1. 緒言

原子力発電所の事故以降、国内外において再生可能な新エネルギーとして風力発電が注目されている。九州大学では、エネルギー効率を高めた次世代風車「風レンズ風車」を開発し、山間部や海上に設置して、様々な性能実験を行っている。今後、エネルギー効率を更に高めるためには、軽量でかつ高強度、高剛性である大型風車を開発する必要がある。このような観点から、風車の大型構造部材に金属材料に代わって炭素繊維強化複合材 (CFRP) の使用が計画されている。九州大学応用力学研究所のエネルギー変換工学分野では、真空樹脂含浸製造 (Vacuum assisted Resin Transfer Molding : VaRTM) 法による CFRP の開発研究が新しいテーマとして開始されている。この手法を用いると、風車や集風体など複雑な大型部材を製作することが比較的容易になる。風レンズ風車が、台風や大波・高波浪による衝撃を受けた時の安全性を評価するために、CFRP の衝撃特性データが不可欠である。また、風レンズ風車を設置する場所によっては、直射日光などの影響により風車の温度が上昇することもあるため、設計する際には温度の影響も考慮する必要がある。

本研究の目的は、VaRTM 法により成形した直交積層カーボン/エポキシ複合材の主軸 3 方向すなわち繊維 (1-)、面内横 (2-)、板厚 (3-) 方向における静的・衝撃圧縮応力-ひずみ特性の温度依存性を、実験的に評価することである。高ひずみ速度 (最大  $10^3/s$ ) での圧縮応力-ひずみ関係の温度依存性 ( $T = 20, 40, 60, 80 \text{ }^\circ\text{C}$ ) を、ホプキンソン棒法<sup>1)</sup>及び電気炉により決定した。また、インストロン試験機及び恒温槽を用いて、低ひずみ速度 ( $10^{-3}/s$ ) における圧縮応力-ひずみ関係の温度依存性を求めた。これらの結果を比較することにより、ひずみ速度と温度が主軸 3 方向における圧縮特性 (極限圧縮強度、極限圧縮ひずみ、極限圧縮ひずみ値までの吸収エネルギー) に及ぼす影響について考察した。

### 2. 積層板と圧縮試験片の形状寸法

供試材として、VaRTM 法により成形された厚さ約 10 mm の直交対称積層 ( $[0/90]_{8S}$ ) カーボン/エポキシ複合材を使用した。この積層複合材の強化繊維材、マトリックス樹脂の種類及び繊維体積含有率を、表 1 に示す。この積層複合材から、最上・下面での繊維方向 (1-d)、面内横方向 (2-d)、板厚方向 (3-d) に対して機械加工により直径  $d = 8 \text{ mm}$  の円柱状の静的および衝撃試験片を採取した。円柱状試験片の適正な細長比 (長さ  $l$ /直径  $d$ ) の制約上、以下のように形状寸法を決定した。静的圧縮試験片形状について、ASTM E9-89a<sup>2)</sup> 規格で推奨されている細長比  $l/d = 1.5 \sim 2.0$  となるように長さ ( $l = 12 \text{ mm}$ ) を決定した (3-d についてのみ、板厚の制限により  $l = 8 \text{ mm}$  とした)。一方、衝撃圧縮試験片形状については、標準型ホプキンソン棒試験における適正な試験片細長比の範囲 ( $0.5 \leq l/d \leq 1.0$ )<sup>3)</sup> に入るように、長さ ( $l = 4 \text{ mm}$ ) を決定した。

表 1 本試験で使用した複合材の強化繊維材、マトリックス樹脂の種類及び繊維体積含有率

Cross-ply carbon/epoxy laminated composite	
Fiber	HTS40 F13 12K (Toho Tenax)
Matrix	Epoxy XNR/H 6815
Fiber volume ratio $V_f$	0.56

### 3. 試験方法及び手順

3・1 静的圧縮試験 インストロン試験機（モデル 5500R）及び恒温槽を用いて、室温及び高温（ $T = 20, 40, 60, 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ）下にて低ひずみ速度で圧縮試験を行なった。静的試験片を試験機の上下圧縮治具間に挟み、一定クロスヘッド速度  $1\text{ mm/min}$  で試験片が破壊するまで圧縮負荷を行なった。繊維（1-）、面内横（2-）方向の圧縮試験（図 1 参照）では、試験片端面での帯状変形（end brooming）に引続き縦割れが生じて非常に低い極限圧縮強度しか得られないので、この破壊モードを阻止するために円形（ $d = 8\text{ mm}$ ）の孔をあけた高強度鋼リング<sup>4)</sup>（直径  $30\text{ mm}$ ，厚さ  $3\text{ mm}$ ，インコネル鋼 625 製）を試験片両端に取り付けている（図 2 参照）。また、試験片温度を正確に計測するため、試験片に直接熱電対（ST-23E-100-GW2-ASP，安立計器株式会社）を取り付けている。

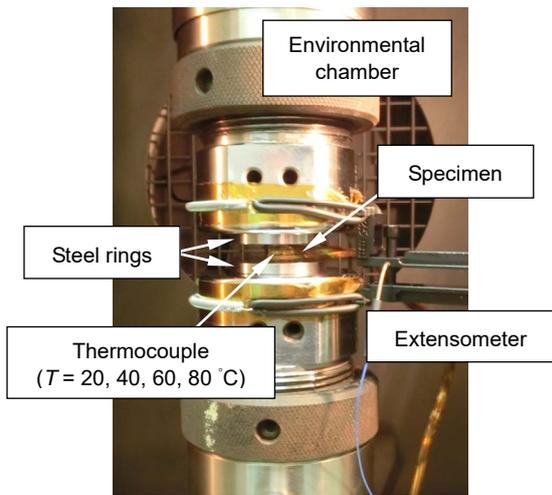


図 1 直交積層複合材の繊維（1-）、面内横（2-）方向における静的圧縮試験の様子

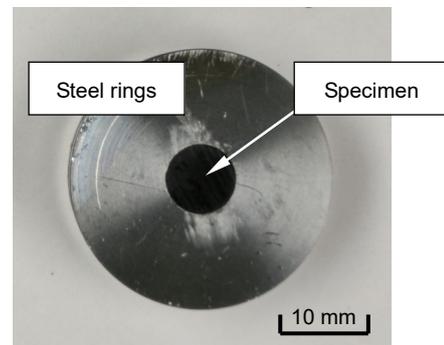


図 2 直交積層複合材の繊維（1-）、面内横（2-）方向における静的試験に使用した鋼製リング

3・2 ホプキンソン棒法による衝撃圧縮試験 図 3 に示す標準型ホプキンソン棒装置及び電気炉を使用して、室温及び高温下にて衝撃圧縮試験を行なった。本装置は、主として入出力棒（JIS SUJ2，直径  $16\text{ mm}$ ，長さ  $1500\text{ mm}$ ）と打出し棒（JIS SK5，直径  $15.9\text{ mm}$ ，長さ  $350\text{ mm}$ ）から構成されている。衝撃試験片を入力棒と出力棒の間に挟み込んで取り付ける。棒／試験片間の摩擦の影響を軽減するために、試験片の両端面には二硫化モリブデンを塗布している。試験手順及び測定理論の詳細については、著者らの文献<sup>5)</sup>を参照されたい。また、静的試験と同様、試験片に直接熱電対を取り付けている。

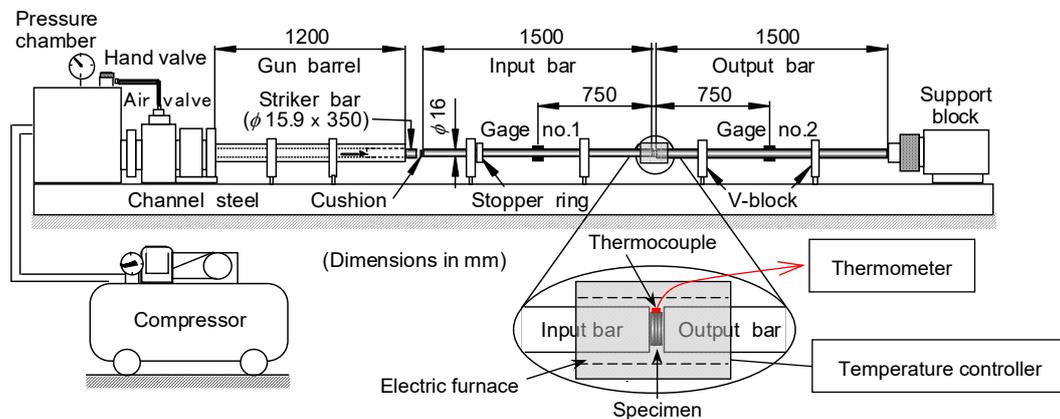


図 3 圧縮型ホプキンソン棒装置の概略図

#### 4. 試験結果及び考察

面内横 (2-)、板厚 (3-) 方向における、室温 ( $T = 20\text{ }^\circ\text{C}$ ) 及び高温 ( $T = 60\text{ }^\circ\text{C}$ ) での静的・衝撃圧縮応力-ひずみ関係の比較を、図 4 に示す (繊維 (1-) 方向については、面内横方向と同じ傾向のため、省略する)。どの負荷方向、温度においても、ひずみ速度の上昇と共に初期の傾き (初期係数)、極限圧縮強度 (最大圧縮応力値)  $\sigma_c$  は増加しているが、極限圧縮ひずみ  $\varepsilon_c$  は低下していることがわかる。また、ひずみ速度に関係なく、両負荷方向とも温度の上昇と共に  $\sigma_c$  は低下しているが、 $\varepsilon_c$  は負荷方向により傾向が異なっている。静的及び衝撃における  $\sigma_c$ 、 $\varepsilon_c$ 、圧壊までの吸収エネルギー  $U_c$  を、温度に対してプロットした結果を図 5~7 に示す。

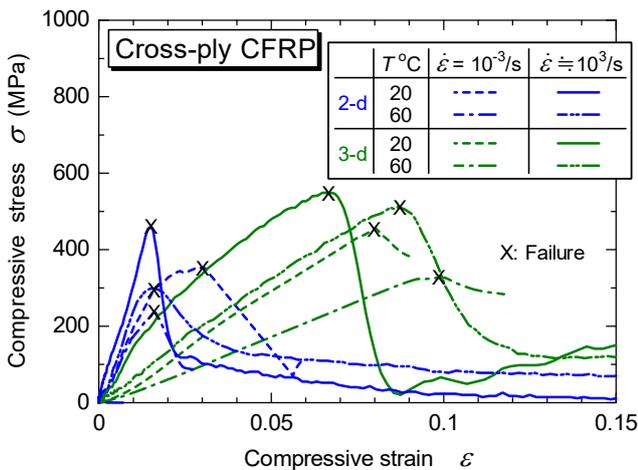


図 4 直交積層複合材の室温及び高温下での面内横、板厚方向における静的・衝撃圧縮応力-ひずみ関係

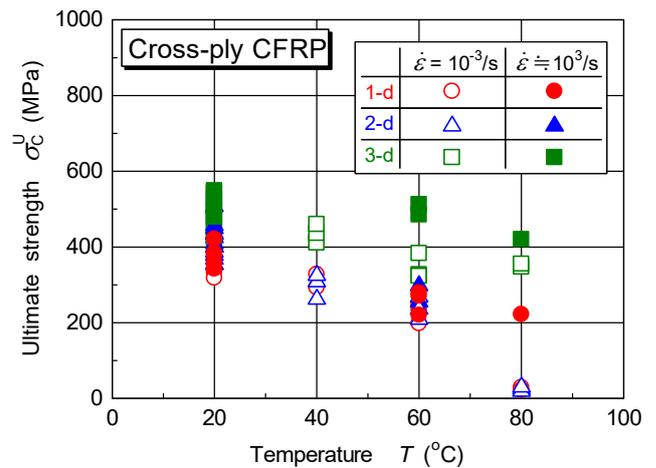


図 5 直交積層複合材の静的・衝撃極限圧縮強度の温度及び負荷方向依存性

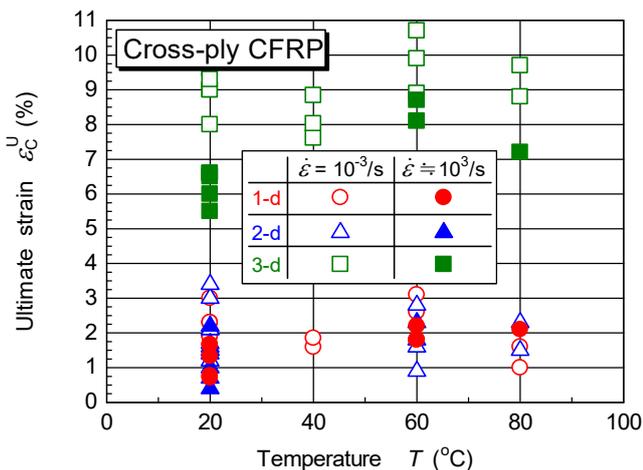


図 6 直交積層複合材の静的・衝撃極限圧縮ひずみの温度及び負荷方向依存性

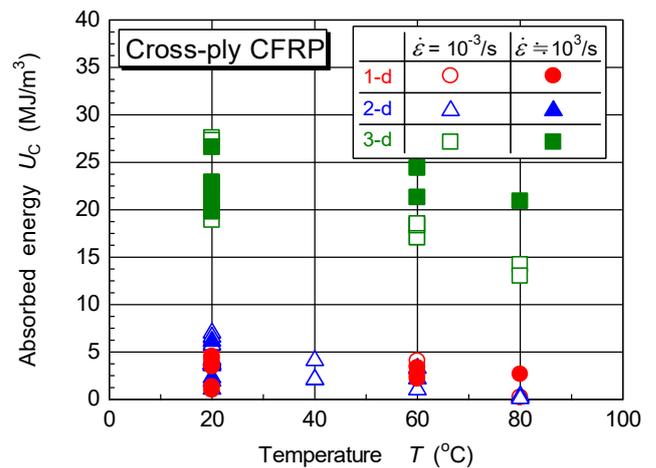


図 7 直交積層複合材の静的・衝撃吸収エネルギーの温度及び負荷方向依存性

どの負荷方向、どの温度においても、 $\sigma_c$  は正のひずみ速度依存性を示している。しかし、 $\varepsilon_c$  と  $U_c$  のひずみ速度依存性は負荷方向と温度によって傾向が異なる。また、温度、ひずみ速度に関係なく、板厚方向における圧縮特性値は、他の 2 方向におけるそれよりも非常に高い。これは、板厚方向では、母材であるエポキシ樹脂の固有の粘弾性特性による影響が大きいためである。さらに、低ひずみ速度

( $10^{-3}/s$ ) において繊維，面内横方向では，温度  $T$  が  $60\sim 80\text{ }^{\circ}\text{C}$  の範囲において  $\sigma_c$  の急激な低下が認められる。これは，母材であるエポキシ樹脂 (XNR/H 6815) のガラス転移点 ( $T_g = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) に近づいたため，母材が軟化して繊維の座屈が生じたためと考えられる。一方，板厚方向では，同温度範囲において  $\sigma_c$  はほとんど変化していないことがわかる。これは，母材が軟化しても，直交している繊維に支えられているためであると考えられる。一方，高ひずみ速度 (約  $10^3/s$ ) での  $\sigma_c$  は，どの方向でも温度上昇による急激な低下が認められない。これは，衝撃では試験片内を荷重ではなく，応力波が作用するため，繊維の座屈が生じる前に完全に圧壊したと推測される。今後，破壊モードに及ぼすひずみ速度，温度，負荷方向の影響を考察する予定である。

## 5. 結 言

直交積層カーボン／エポキシ複合材の繊維 (1-)，面内横 (2-)，板厚 (3-) 方向の圧縮応力－ひずみ特性 (極限圧縮強度，極限圧縮ひずみ，吸収エネルギー) のひずみ速度・温度依存性を，標準型ホプキンソン棒法及びインストロン試験機を用いて評価した。その結果，次のような結論を得た。

- (1) どの負荷方向，温度においても，ひずみ速度が上昇するにつれて，極限圧縮強度はわずかに増加するが，極限圧縮ひずみ及び吸収エネルギーは低下する。また，ひずみ速度，温度に関係なく，板厚方向の圧縮特性値は繊維・面内横方向のそれよりも非常に高い。
- (2) 低ひずみ速度では，繊維及び面内横方向における極限圧縮強度の温度依存性は板厚方向におけるそれよりも非常に高い。しかし，高ひずみ速度では，極限圧縮強度の温度依存性は負荷方向による影響はあまり認められない。

## 謝 辞

本研究は，九州大学応用力学研究所の共同利用研究の助成を受けたものである。ここに記して，感謝の意を表す。

## 参考文献

- 1) H. Kolsky: An investigation of the mechanical properties of materials at very high rates of loading, *Proceedings of the Physical Society*, Vol.B62 (1949), 676–700.
- 2) ASTM E9-89a: *Annual Book of ASTM Standards*, Vol.03.01, American Society for Testing and Materials, Philadelphia (1995), 98–105.
- 3) G. T. Gray III: *ASM Handbook*, Vol.8, *Mechanical Testing and Evaluation*, ASM International, Materials Park, OH (2000), 462–476.
- 4) J. Lankford: Compressive damage and failure at high loading rates in graphite fiber-reinforced polymeric matrix composites, *Advanced Composite Materials*, Vol.19 (1991), 553–563.
- 5) 横山 隆，中井賢治，稲垣智也：一方向強化カーボン／エポキシ積層複合材の衝撃圧縮破壊挙動：直交異方性材料の主軸 3 軸における特性，*材料*，Vol.58, No.11 (2009), 887–894.

## 研究組織

- ・ 研究代表者 中井 賢治 (岡山理科大学 工学部 機械システム工学科)
- ・ 研究協力者 ABUSREA, M. Ramadan (九州大学大学院 総合理工学府 物質理工学専攻)
- ・ 所内世話人 新川 和夫 (九州大学 応用力学研究所 新エネルギー力学部門)

29 ME-13 機器要素に作用する突発的な負荷による損傷の進展について

琉球大学工学部 真壁 朝敏

1 緒言 自然エネルギーによる発電手法が確立され、大型の発電設備が設置されることが望まれる。電力安定供給は機器の安全性の問題とも関わっており、本研究室では金属疲労の観点から機器の安全性に関して検討している。本報告では、き裂が発生した部材の安全性に関する検討内容を紹介する。き裂が発生しても機器が即危険な状態に陥るとは限らない。しかしながら、き裂進展が加速すると予期せぬ破壊事故が生じる可能性がある。本研究ではそのような危険な荷重を検知する一手法を検討した。

2 素材および実験方法 用いた材料は炭素鋼 S15C と S45C であるが、両者で同様な結果が得られたので S15C の場合を示す。焼きなました素材を用いて Fig.1 に示す形状の試験片を製作し表面仕上げを行った。その後 600°C で 1 時間真空焼きなましを行っている。引張圧縮方式で、応力比  $R$  が -1 の一定応力(振幅 86MPa)でき裂を進展させる実験を行った。試験片は中央き裂タイプのものであり、試験部の板幅と厚さはそれぞれ 20mm と 4mm である。中央にスリットを加工し、その先端からき裂を発生させた。スリット長さを含めた初期き裂長さは 4mm である。本研究では、スリット付近に貼り付けたひずみゲージの信号を利用して、き裂進展の加速をもたらす危険荷重の負荷を検知する方法を検討した。

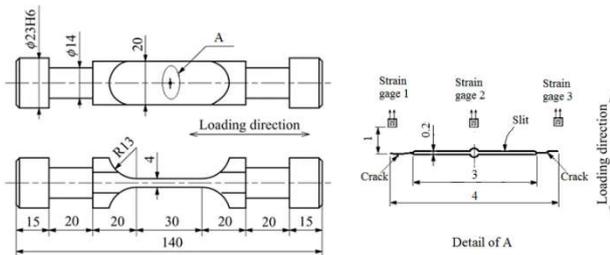


Fig.1 Geometry of the specimen (mm)

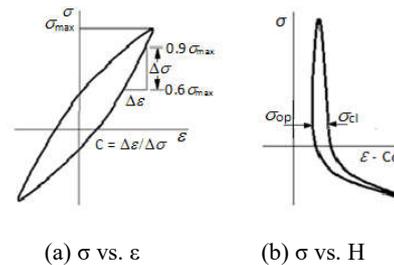


Fig.2 Measurement of the crack opening and closing stresses

Fig.2(a)は、疲労試験中にひずみゲージから得た応力 $\sigma$ とひずみ $\epsilon$ の関係を模式的に示したヒステリシスループである(ひずみは Fig.1 の右側の図に示すようにスリットの中央付近と端部付近で測定した)。本研究では、除荷弾性コンプライアンス法<sup>2)</sup>に基づき、ヒステリシスループの除荷段階における勾配  $C$  を  $0.9\sigma_{max} \sim 0.6\sigma_{max}$  の範囲で測定し、式(1)のようなひずみ関数  $H$  を求めた。

$$H_i = \epsilon_i - C\sigma_i \quad (1)$$

式(1)の下付き文字  $i$  は、Fig.1 右側に示したひずみゲージの貼り付け位置の数字に対応している。このひずみ関数を用いてヒステリシスループを変換すると、Fig.2(b)のようにヒステリシスループに変化が現れる。そして、この変化によってき裂の開口点応力 $\sigma_{op}$ 、あるいは閉口点応力 $\sigma_{cl}$ が測定できる。このき裂開口挙動によってき裂進展の加速をもたらす危険荷重の負荷の有無が判断できる。

き裂進展を加速させる危険荷重として、一定応力でのき裂進展の際にき裂長さ  $2a$  (スリットを含む) が 6mm になった時点で過大荷重 $\sigma_{ol}$ (単一引張過大荷重, 引張・圧縮の対の過大荷重)を負荷した。本報告では、過大荷重を負荷しない基本的なき裂進展データを Base とし、それと比較してき裂進展の加速をもたらす過大荷重が負荷されたか否かを判定する手法を検討した。

3 実験結果および考察 Fig.3 に過大荷重を負荷した試験片のき裂進展挙動を示す。縦軸はき裂半長  $a$ 、横軸は応力の繰返し数  $N$  である。Fig.4 はき裂進展速度  $da/dN$  と応力拡大係数の最大値  $K_{max}$  との関

係を示している。図中の矢印は過大荷重 $\sigma_{ol}$ を負荷した地点を指しており、Base は過大荷重を負荷しない基本となる疲労試験結果である。Base と比べて、過大荷重の大きさが 113MPa の場合にはき裂進展は加速せず、185MPa の場合にき裂進展が加速し短命になり、その荷重負荷は危険であると判断される。

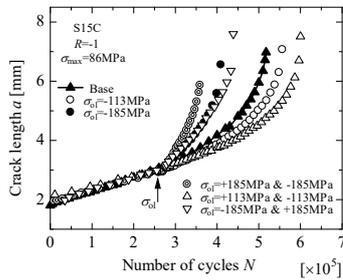


Fig. 3 Crack length  $a$  vs. Number of cycles  $N$

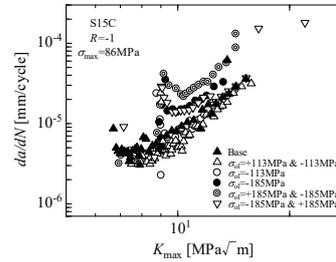
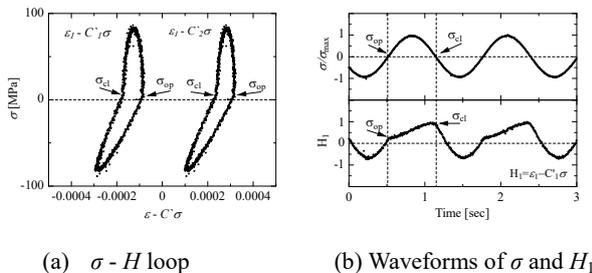


Fig. 4  $da/dN$  vs.  $K_{max}$

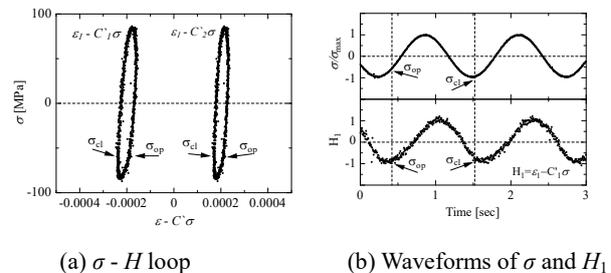
ひずみゲージを用いた除荷弾性コンプライアンス法により、き裂進展過程のき裂の開閉口挙動を測定した。最も短命となった過大荷重条件 185 MPa & -185 MPa で、危険荷重負荷前後において、ひずみゲージから得られたデータを Fig. 5 と Fig.6 に示した(スリット中央付近と端部付近の 2 か所のひずみの測定結果を示した)。Fig. 5 は危険荷重負荷前、Fig.6 は危険荷重負荷後のデータである。図(a)は $\sigma - H$  ループであり、(b)はひずみ関数  $H$  の波形と応力波形である。Fig. 5 (a)から、危険荷重負荷前はき裂の開閉点、閉口点応力は除荷された点の繰返し応力 0 MPa 付近を示している(他の試験片においても同様の傾向が見られた)。しかし、危険荷重負荷によりき裂進展が加速する場合は、Fig. 6 (a)のようにき裂の開閉点、閉口点応力が圧縮側に大きく低下していることがわかる。このことは、本実験でき裂進展が加速した直後は、き裂先端がほぼ繰返し応力の全域で開口していることを示しており、その理由はき裂先端近傍に引張残留応力場が形成されたためであると考えられる。なお、き裂進展が加速しない場合は、過大荷重の負荷前後においてき裂開閉口応力はほとんど変化せず、 $\sigma - H$ ループの形状にも変化は見られなかった。

次に、ひずみ関数  $H$  を波形で連続的に示した結果を比較する。危険荷重負荷前の Fig. 5 (b)では、き裂の開閉点、閉口点応力を示す  $H$  の波形の折れ曲がり点と、応力波形の 0 MPa となる地点とが対応していることがわかる。しかし、危険荷重負荷後は、Fig. 6 (b)のように  $H$  の波形の折れ曲がり点が不明瞭となり、応力波形に似た波形を示した。この波形の変化は、他の危険荷重負荷後にき裂進展が加速した試験片においても確認することができた。したがって、き裂進展を加速させる危険荷重負荷の履歴を検出するための一手法として、ひずみ関数  $H$  の波形観察の有効性を示すことができたと考えている。



(a)  $\sigma - H$  loop (b) Waveforms of  $\sigma$  and  $H_1$

Fig. 5 Before application of  $\sigma_{ol}$  ( $= 185\text{MPa}$  and  $-185\text{MPa}$ )



(a)  $\sigma - H$  loop (b) Waveforms of  $\sigma$  and  $H_1$

Fig. 6 After application of  $\sigma_{ol}$  ( $= 185\text{MPa}$  and  $-185\text{MPa}$ )

## 風・波併存時の係留浮体に関する模型実験およびシステム同定

代表者 神戸大学大学院海事科学研究科 橋本 博公

所内責任者 九州大学応用力学研究所 末吉 誠

### はじめに

我が国の浮体式洋上風力発電を考える際には、台風や津波来襲時の安全性確保が重要な課題となる。洋上エネルギー開発の発展には、長期にわたる運用の安全を保障するための安全性評価の確立が欠かせない。特に浮体式プラットフォームの位置保持に係る係留索の破断は深刻な漂流事故に繋がりをうため、アンカーの把駐力や係留索の挙動を踏まえた浮体動揺の推定が重要となる。しかしながら、浮体動揺は係留系と複雑に連成するため、安全性評価のための数値シミュレーションモデルの構築は容易ではない。こうした背景を踏まえて、本研究では係留浮体模型に対する波・風併存時の水槽実験を実施し、このデータを用いたシステム同定を行うことで、複雑な連成影響を取り扱うための数学モデルの確立を目的としている。

今年度は、システム同定に必要となる浮体模型の実験データ取得に向けて、基礎的な検討と簡単な浮体動揺実験を行った。

### 神戸大学浅水槽の特徴

神戸大学の浅水槽は、完全排水状態から水深 1.5m までの範囲で水深を自由に変更可能であり、模型寸法に対して比較的水深が浅くなる洋上浮体の実験に適している。また、ピストン式の造波装置にて一方向の規則波、不規則波の発生が可能である。風力発電用の浮体式プラットフォームの水槽試験を実施するためには、造波装置に加えて送風装置が必要となるが、対象浮体や水深などの実験条件に応じて送風装置の設置位置や水面からの高さを変更できるように自由度を持たせてあることが特徴である。また、水深 1.0m 以下までは人間が直接水槽内に入り出し作業が可能であり、係留系を有する洋上浮体模型の実験実施に適した環境となっている。このように、神戸大学の浅水槽は応用力学研究所の深海機器力学実験水槽との相互補完によって、多種多様な模型実験の実施が可能となる。

### 移動式浮体の動揺計測

縮尺比の大きい浮体模型を使用した水槽実験では波長や波高が小さくなるため、造波機の仕様上の限界に近い条件での造波となる。後ほど述べる移動式浮体模型の場合は縮尺比が 200 であり、最小の波長および波高は 0.5m、5mm となる。巨大な垂直板をピストン運動させることにより造波を行うため、その精度について事前に検討を行った。その結果、図 1 のように、造波限界に近い短波長域でも規則的な正弦波形が得られること、うなりはほとんど見られないこと、5mm という微小波高を十分な時間にわたり造波できることが確認された。

次にステレオカメラによる浮体の 6 自由度運動計測のため、曳航台車に取り付けられた昇降式副台車に 2 台のカメラを取り付け、図 2 のように直方体フレームを設置することでキャリブレーションを行った。水面近傍にマーカーを配置することができ、設置床に据え付けることから、水平調整や回転角の絶対ゼロ度を定めることが可能である。また、カメラを設置する副台車は自動昇降式で

あるため、高さ方向の仰角を容易に調整可能であることも特徴である。

今年度は浮体動揺計測の一例として、図3のような移動式風力発電浮体の平水中および波浪中の曳航実験を実施し、曳航浮体の6自由度動揺が問題なく計測可能であることを確認した。

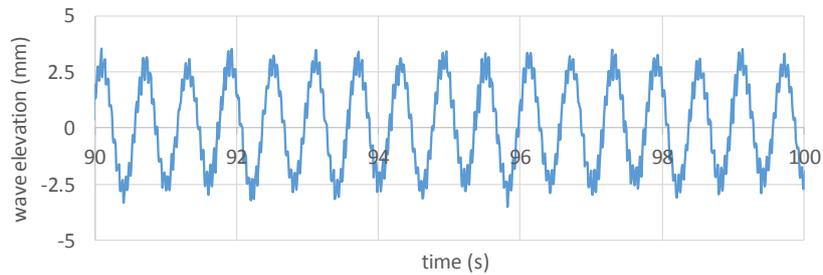


図1 周期0.6秒、波高5mmの波計測データ

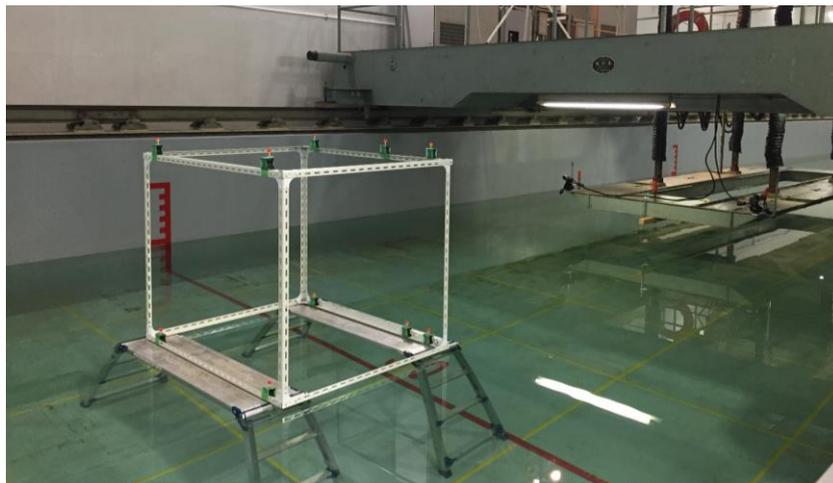


図2 キャリブレーション用の直方体フレーム



図3 移動式浮体の波浪中動揺試験

## まとめ

今年度は神戸大学の浅水槽において、浮体動揺計測の基礎的な検討を行った。今後は係留浮体模型を用いた波・風中の水槽試験を実施し、得られた運動時刻暦を用いてシステム同定を行い、風、波、係留およびそれらの相互影響を正確に再現できる数学モデルの導出を行っていく。

## 成果報告

なし

## 多層接結構造を有する多次元カーボン織物複合材料の開発

信州大学繊維学部

機械・ロボット学科 倪 慶清

九州大学応用力学研究所

汪 文学

## 1. 目的

炭素繊維強化プラスチック（CFRP）は、比強度および比剛性において金属材料よりも優れており、軽量かつ高強度な材料である。それらの優れた特徴により、自動車、航空機およびスポーツ用品等に広く使用される。また、CFRPは繊維方向に弾性率および強度が高いため、材料設計の際に繊維の配置方法を変えることによって、自由な設計が可能である。従来のCFRPは炭素繊維を一方に揃えて配置されたものや、一重の炭素繊維織物に樹脂を含浸させ、必要な厚みの分だけ積層して製造される。しかし積層構造であるため、板厚方向の強化が不十分であり、さらに、層間は樹脂の硬化による接着のため、層間じん性が低いという問題がある。

そこで本研究では、接結糸を含む多重織物に着目した。接結糸とは、織物の組織内に含まれる、層と層を繋ぐ糸のことである。その織物を利用してCFRPを作製すれば、一層あたりの厚みを増加させることができる。その結果、設計したCFRPの板厚にするために必要な層数を減らすことができる。また、接結構造を有するCFRPの層間じん性は、単純な多重織物を用いたCFRPより大幅に向上されることが予想されており、新しい高じん性の積層板の開発が期待される。

## 2. 実験手法

◆**多重織物** 多重織物は特注の高強度繊維対応型小幅織機を用いて製織した。今回は接結点と接結構造を最適化するため、4種類の多重織物を作製した。炭素繊維はT300 3000-40Bを用いた。製織した構造の一例はFig.1に示す。Fig.1は組織の緯糸方向に二つの基本組織を結合させたものを単位組織としており、従来の組織と比較して接結糸の本数は同じであるが、その接結糸が層間を繋いでいる点である接結点の数が二分の一となっている。この組織は25mmの織物中8本の接結糸を持つ。

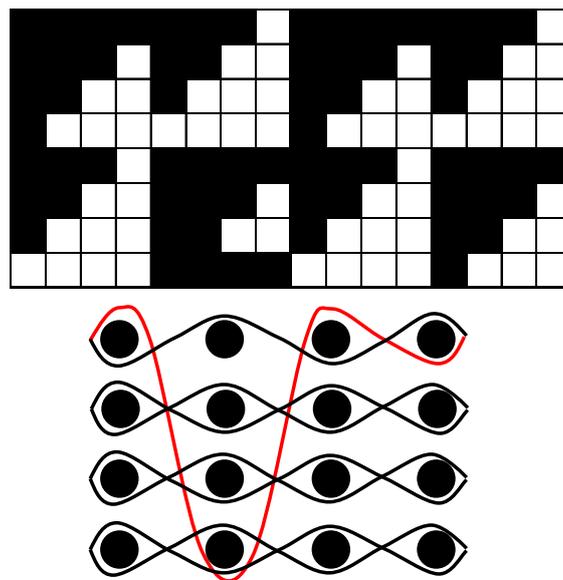


Fig.1. Modified structure with half of connecting density.

◆CFRP作製 作製した多重織物を用いてVaRTM 成形によりCFRPを作製した。本研究では成形型を使わずに、2枚の離型フィルムの間に積層させた織物を配置し作製した。エポキシ樹脂および硬化剤はナガセケムテックス株式会社製のDENATITE XNR 6815およびDENATITE XNH 6815を用いた。作製した四重織物を中央に配置し、その上下に東レ株式会社製トレカクロスC06343を4枚ずつ積層し計12層とした。作製した四重織物の中央がき裂進展面となる。初期き裂導入のため、6層目と7層目の間にフロン工業株式会社製のテフロンPFAフィルム(厚さ25μm)を50mm挿入した。

◆破壊じん性評価 JIS K 7086に基づきDCB(Double Cantilever Beam)試験を株式会社島津製作所製の万能材料試験機オートグラフAG-20kNDを行った。DCB試験により各試験片のき裂進展過程のモードI層間破壊じん性値を求めた。モードI層間破壊じん性値 $G_{IR}$ はJIS K 7086に基づく式(1)を用いて得た。

$$G_{IR} = \frac{3}{2(2H)} \left( \frac{P}{B} \right)^2 \frac{(B\lambda)^{2/3}}{\alpha_1}$$

ここで、 $P(N)$ はき裂進展過程の荷重、 $\lambda(mm/N)$ はき裂進展過程のCODコンプライアンス、 $B(mm)$ 、 $2H(mm)$ は試験片幅および厚さ、 $\alpha_1(N^{1/3}/mm^{2/3})$ は近似直線の傾きである。

### 3. 結果および考察

3.1 モードI 層間破壊じん性値 Table 1 に試験片 A から試験片 D の層間破壊じん性値を示す。表より、層間破壊じん性値は試験片 D、試験片 B、試験片 C、試験片 A の順に低くなっていることが分かった。接結糸を持たない試験片 A と比較して接結糸を持つ試験片はどれも高い値を示し、またそれぞれの値も大きく差のあるものとなっている。

Table 1 Interlaminar fracture toughness of for different modified structures.

	Interlaminar fracture toughness (kJ/m <sup>2</sup> )
Test piece A	1.5
Test piece B	6.7
Test piece C	2.1
Test piece D	10.2

### 4. まとめ

本研究では、層間じん性を向上させる方法として多重織物に着目し、複数の層を連続的な接結糸を介して層間を接合した織り方で一体化した多層構造の開発を行った。また、接結組織と接結点密度を変えた多重織CFRPを作製した。その結果、多重織技術を用い、層間の接合効果のある接結糸を入れた多重織物を創製することができた。また、き裂進展面に入れた接結糸は、CFRPのモードI層間破壊じん性値に対して非常に効果的であり、き裂進展量を抑制することが出来た。一方、単純に接結糸の数が多くて接結されている箇所も多い織物から作製されたCFRPの最大荷重や層間破壊じん性値が最大となるという訳ではないということが分かった。その原因として接結糸のどこに応力が集中しやすいことが明らかにした。これらのことを配慮した接結構造の最適化設計が必要であることが期待される。

### 5. 研究組織

- 研究組織 1. 信州大学繊維学部機械・ロボット学科 倪 慶清 (研究代表者)  
2. 九州大学応用力学研究所 汪 文学

集流装置付き潮流発電装置の曳航実験

佐賀大学 海洋エネルギー研究センター 村上 天元

【要旨】

往復流型衝動タービンを装備した潮流発電装置モデルによる曳航実験を行い、流速の比、タービン効率および実機出力等の性能評価パラメータに及ぼす集流装置形状の影響を検証した。その結果、ブリム付き集流装置の場合に高い集流効果および高出力が得られることが明らかとなった。

【序論】

本研究の潮流発電装置は、風力発電で導入例がある集流装置をタービンの上流・下流の両側に有し、左右対称形状をなすことで潮流の往復流において発電を行うものであり、タービンの回転面を水流方向に向けるヨー制御のための可動部がなく壊れにくい特徴を有する。また、往復流型タービンには振動水柱型波力発電用に開発された固定案内羽根付き衝動タービンを導入した。ここでは、集流装置3形状の性能比較のために行った曳航実験の結果について報告する。

【実験方法】

実験は、九州大学応用力学研究所の深海機器力学実験水槽で行った。潮流タービン試験装置（図1）は、水槽の曳航装置に設置し、曳航速度を0.8 m/sに保ち、タービン（ケーシング内径  $D = 170$  mm）の回転速度を15 rpm~80 rpmの範囲で段階的に変更して実験を行った。潮流タービン装置入口の軸流速度  $v$  は、別途用意したピトー管を用いて、ロータ回転中心面から1 m上流側、水面から0.35 m下の位置で計測した。タービン案内羽根入口の軸流速度  $v_a$  はロータ回転中心面から95 mm上流側のスパン中央で測定し、タービン前後の壁面静圧差はロータ回転中心面から60 mm上流側および60 mm下流側で計測した。また、タービンに加わる軸方向の力  $F_a$ 、出力トルク  $T$  およびタービン角速度  $\omega$  を測定した。所定のタービン回転速度毎の計測時間は20秒間で、サンプリング周波数は20 Hzである。なお、軸方向の力  $F_a$  の計測に際して、タービン軸とAC同期モータ軸のカップリングにはスラスト方向に前後できる可動部を設けて、軸方向の力  $F_a$  がタービン部以外に働かないようにしてある。

衝動ロータは、翼先端直径169.4 mm、翼先端隙間0.3 mm、入口（出口）角  $\gamma = 50$  deg., 翼枚数  $Z_r = 23$  枚である。また、ロータ前後には設定角  $\theta = 37.5$  deg., 厚さ1.5 mm、羽根枚数  $Z_g = 24$  枚の固定案内羽根を配置してある。ハブ比は  $\nu = 0.6$  である。

集流装置（図2）は、円錐形状で開き角31 deg.のCollector A, Collector Aに半円状のブリムを付けたCollector B, および円錐形状で開き角45 deg.のCollector Cの3種類である。

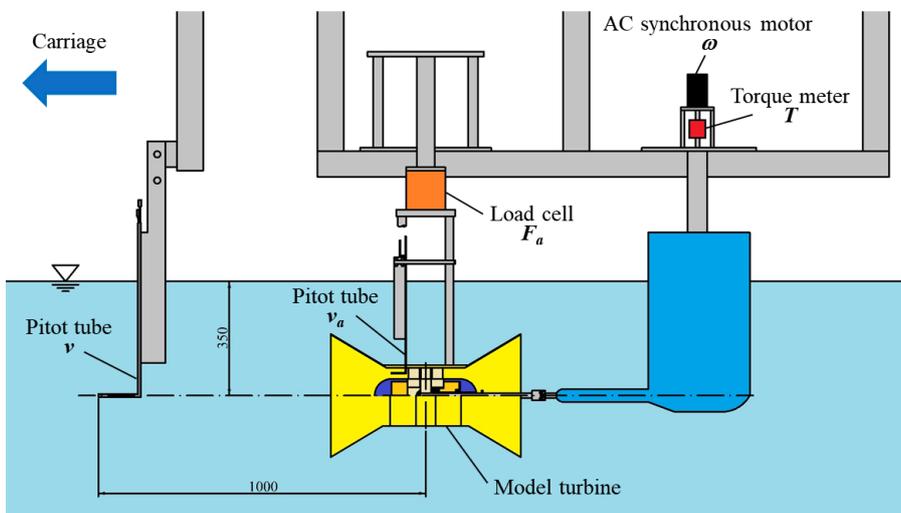


図1 潮流タービン試験装置

【実験結果】

図3は実験結果であり、(a)は流速の比  $v_a/v$ , (b)はタービン部のみの効率  $\eta$ , (c)はタービンケーシング内径  $D = 10$  m, 周囲の軸流速度  $v = 1.7$  m/s (佐賀県唐津市加部島沖で観測された最大流速) とした場合の実機の予想出力  $P_{FS}$  を示す. 横軸は流量係数  $\phi (= v_a/U^*, U^*: \text{翼先端における周速度})$  である. なお, 図3の Without collector は上流・下流側の集流装置が無い場合を表している. 図3(b)に示すように, タービン効率のピーク値を示す流量係数に多少の差異が見られるものの, 集流装置形状および集流装置の有無によらず, いずれの場合も概ね  $\eta = 0.42$  の効率の最大値が得られた. 一方, 図3(a)の流速の比においては, Collector B の場合に最も高い値を示し, 最大タービン効率を示す流量係数  $\phi = 1.34$  で,  $v_a/v = 0.72$  であった. 図3(c)の実機の予想出力においても, Collector B の場合に最も高い値を示し, 最大値は  $P_{FS} = 97$  kW であった. さらに, Collector C の場合と比べて, Collector B の場合はタービンに加わる軸方向の力  $F_a$  が小さかったことから, Collector B が最適と判断された.



Collector A

Collector B

Collector C

図2 集流装置付き潮流タービン模型

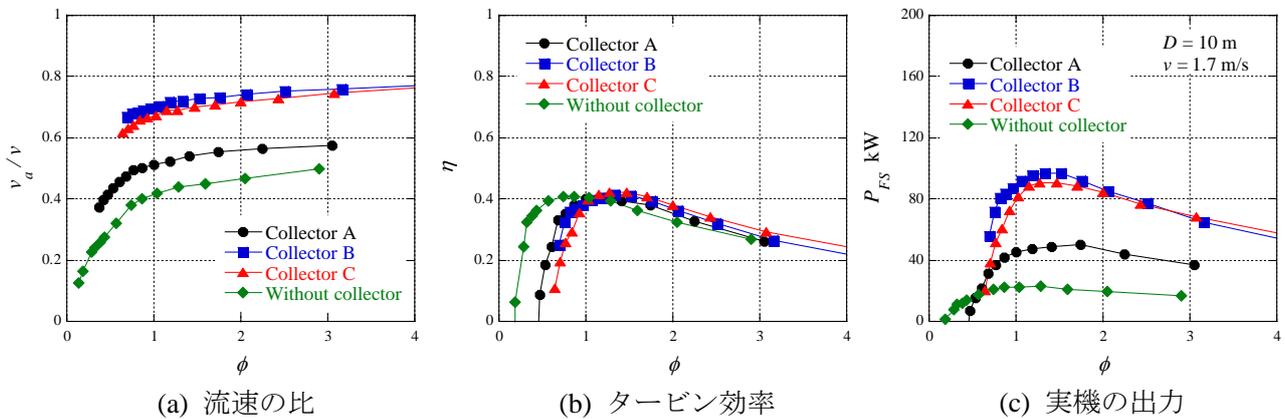


図3 集流装置付き潮流タービン模型の曳航実験結果

【成果報告】

なし

【研究組織】

研究代表者 村上 天元  
 研究協力者 永田 修一  
 研究協力者 今井 康貴

佐賀大学 海洋エネルギー研究センター  
 佐賀大学 海洋エネルギー研究センター  
 佐賀大学 海洋エネルギー研究センター

## AlN 系窒化物半導体の基板作製と結晶成長の熱力学解析

### *Study on Thermodynamics of Crystal Growth and Fabrication of AlN Nitride Substrates*

代表： 三宅秀人（三重大学大学院 地域イノベーション学研究所）

所内世話人： 寒川義裕（九州大学 応用力学研究所）

### 背景

窒化物アルミニウム (AlN) 厚膜 (テンプレート) の開発を目的とする。AlN 基板および関連材料 (AlGaInN 薄膜) を用いたデバイスの応用例として、電子線励起および LED (Light Emitting Diode) による深紫外光源が挙げられる。この光源では AlGaInN 混晶の組成を制御することで、単色発光のみでなく、スペクトル幅の調整も可能な発光特性が期待できる。また、端成分の AlN、GaN は次世代パワーデバイス用材料としても応用可能であり、電力の高効率利用、変換効率の低減に資する材料である。本研究は継続課題であり、昨年度は AlGaInN/AlN の成長条件について熱力学解析を基にした理論解析手法により検討した。今年度は同手法を AlInN/AlN および AlInN/GaN 成長条件の解析に展開した。

### 研究方法

本研究では、AlInN/AlN 薄膜の高品質化・組成制御を目的として熱力学解析による成長条件の検討を行った。AlInN 薄膜は一般に有機金属気相成長 (Metalorganic Vapor Phase Epitaxy: MOVPE) 法により作製される。ここで、AlInN のエンドメンバーである AlN と InN の分解温度を比較すると後者の方が低く、この材料特性に起因して成長温度の上昇とともに In 取込み効率が低下することが知られている。また、Al-N 結合長よりも In-N 結合長の方が長いため、AlN 基板の上にコヒーレント成長した AlInN は基板面に平行な 2 次元の圧縮応力を受けている。ここで「コヒーレント成長」とは、下地基板の格子定数を引き継いで成長することである。GaN 基板を用いた場合、基板に格子整合する  $\text{Al}_{1-x}\text{In}_x\text{N}$  ( $x=0.17$ ) よりも高 In 組成では圧縮応力を、低 In 組成では引張応力を受けることになる。本研究では、(1) 2 次元の圧縮 (引張) 応力を受けた AlInN の有効混合エンタルピーを原子間ポテンシャル計算により求め、(2) その物性値を用いて熱力学解析を行うことにより基板の格子拘束を考慮した気相-固相関係の相図を作成した。

### 研究結果および進捗状況

図 1 に流入 III 族原料比  $p_{\text{In}}^0: p_{\text{Al}}^0 = 2:1$  としたときの成長温度に対する AlInN 薄膜中の InN 組成比  $x$  の変化を示す。基板条件として GaN または AlN 基板の上に成長する場合と、格子緩和をを起こして成長している場合 (Bulk) を仮定した。on GaN の InN 組成比の成長温度依存性の計算値は Chichibu らの実験値<sup>1)</sup>と定量的に一致している。どの基板条件においても成長温度が上昇するにつれて InN 組成

比が減少しているのは、In の平衡蒸気圧が高く高温では In が蒸発しやすいことを反映している。 $x > 0.17$  の領域では on GaN は bulk よりも低い InN 組成比となっている。これは GaN 基板上的 AlInN 薄膜は基板から圧縮応力を受けるため、原子半径の大きな In 原子が優先的に排出されることを意味している。一般的な成長温度  $650^{\circ}\text{C}$  では on GaN で  $x \sim 0.30$ 、bulk では  $x \sim 0.67$  と計算されており、Chichibu らの実験で見いだされた組成変調をよく再現している。成長温度  $680^{\circ}\text{C} \sim 830^{\circ}\text{C}$  の bulk 条件では一つの成長温度に対して2つの InN 組成比が存在し、組成不安定となることが示唆されているが、Chichibu らの実験でも格子緩和を起こした領域で組成が揺らぐことが確認されている。<sup>2)</sup>

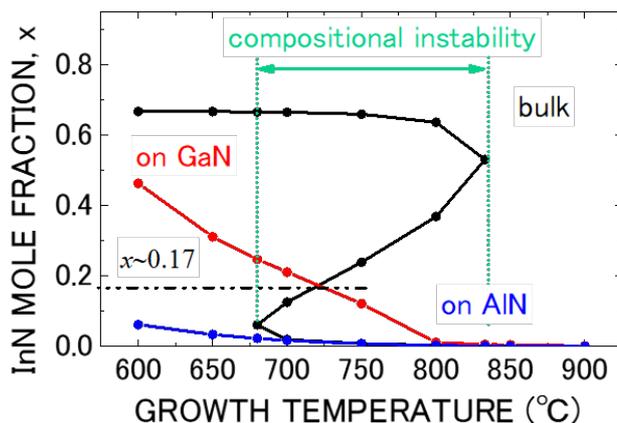


図 1 成長温度と AlInN 薄膜中の InN 組成比の相関。

本研究では、基板からの格子拘束を考慮した熱力学解析を行い実験条件の変化に対する InN 混晶組成の変化を計算した。InN 組成の成長温度依存性、格子拘束による組成変調、格子緩和時に起こる組成不安定などの解析結果は Chichibu らの実験結果と一致していた。ここで得られた知見は AlInN 薄膜成長条件の最適化を行う上で有用である。

#### 参考文献

- 1) S. F. Chichibu et al., *J. Appl. Phys.* **116** 213501 (2014).
- 2) S. F. Chichibu et al., *E-MRS 2017 Fall Meeting*, P10.2.

## 浮体式洋上風力発電システムのモデル予測制御による出力変動と浮体動揺の安定化

大阪府立大学 大学院工学研究科 涌井徹也

### 1. 序論

風力発電の世界的な普及を推進するためには洋上風力発電の導入が不可欠である。特に、大水深海域の広大な日本では浮体式洋上風力発電への期待が高まっている。浮体式洋上風力発電システムでは高風速域において定格出力を保持するために翼ピッチ操作を行うと、風力タービンによる負性減衰効果の影響を受けて浮体動揺が増大する。これまでも、トレードオフ関係にある出力変動と浮体動揺の抑制を両立するための制御方策に関する研究が行われている。しかし、風速や波高変化が浮体式洋上風力発電システムに対して外乱として作用するため、システムの出力に応じたフィードバック制御のみでは、出力変動と浮体動揺の抑制が十分に行えない場合がある。そこで本研究では、有限時間先の制御対象システムの推定挙動に基づいた多変数制御挙動を最適化するモデル予測制御手法を開発した。特に、予測区間の挙動を推定するために用いる内部モデルの特性が線形化を行う動作点（風速）によって変化することに着目し、コスト関数における操作量に対する重み係数を流入風速に応じて可変とするスケジューリング手法の導入効果を空力-水力-弾性連成解析を通して明らかにした。

### 2. モデル予測制御手法

浮体式洋上風力発電システムのモデル予測制御手法のブロック線図を図1に示す。現在のシステム出力（制御量）の計測値とその設定値，現在の制御入力（操作量），さらには予測区間における外乱入力予測値を与条件に，予測区間の制御挙動を評価するコスト関数が最小となるように制御入力を決定する最適化問題を解く。内部モデルによるシステムの状態および出力の推定挙動，システム出力および制御入力の変化範囲などを制約条件として考慮する。得られた最初の時間ステップの制御入力のみを実際に適用し，次の制御周期に新たな与条件の下で最適化問題を解く後退ホライズン手法を採用する。

予測区間におけるシステム出力は状態空間方程式で表す内部モデルを用いて推定する。状態空間方程式は平衡点でシステムの挙動を線形化することで導出する。内部モデルにおける状態変数は，システム出力計測値，制御入力，外乱入力計測値よりカルマンフィルタを用いて推定する。システム出力に対してはその上・下限値制約を，制御入力には上・下限値制約に加えて一制御周期経過後の変化量の上・下限値制約を考慮する。さらに，現在のシステム出力の測定値および制御入力を初期条件とする。また，ライダによる風速場の計測より算出した予測区間における外乱入力予測値も初期条件として入力する。最小化すべきコスト関数は，予測区間におけるシステム出力および制御入力の設定値に対する追従誤差と制御入力の変化量のノルム，およびスラック変数の2乗値の重み付け和とし，重み係数は外乱入力（流入風速）に基づくスケジューリング係数に応じて可変とする。

定式化した最適化問題は二次計画問題に帰着し，MATLAB Model Predictive Control Toolbox を用いてコード化して解く。

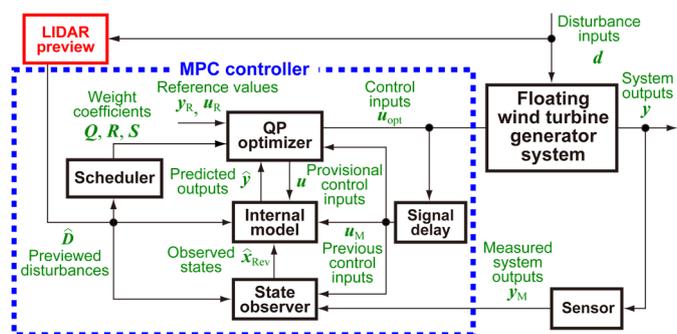


図1 モデル予測制御のブロック線図

### 3. 空力弾性解析による動特性評価

対象とする浮体式洋上風力発電システムの空力弾性解析には FAST を使用した。風力タービンには NREL 5 MW 機を、また、浮体にはスパー型の NREL OC3-Hywind spar-buoy モデルを用いた。モデル予測制御において、ローター回転数と浮体ピッチ角速度に設定値を与えて制御量とし、制御入力は同期翼ピッチ操作と発電機トルクとした。状態空間方程式の線形化は流入風速 18 m/s, ローター回転数 12.1 rpm (定格値), および静水で行った。コスト関数におけるスケジューリング係数はタービン流入風速の空間平均値とし、システム性能に対する感度の高い翼ピッチ変化量の重み係数を変化させた。

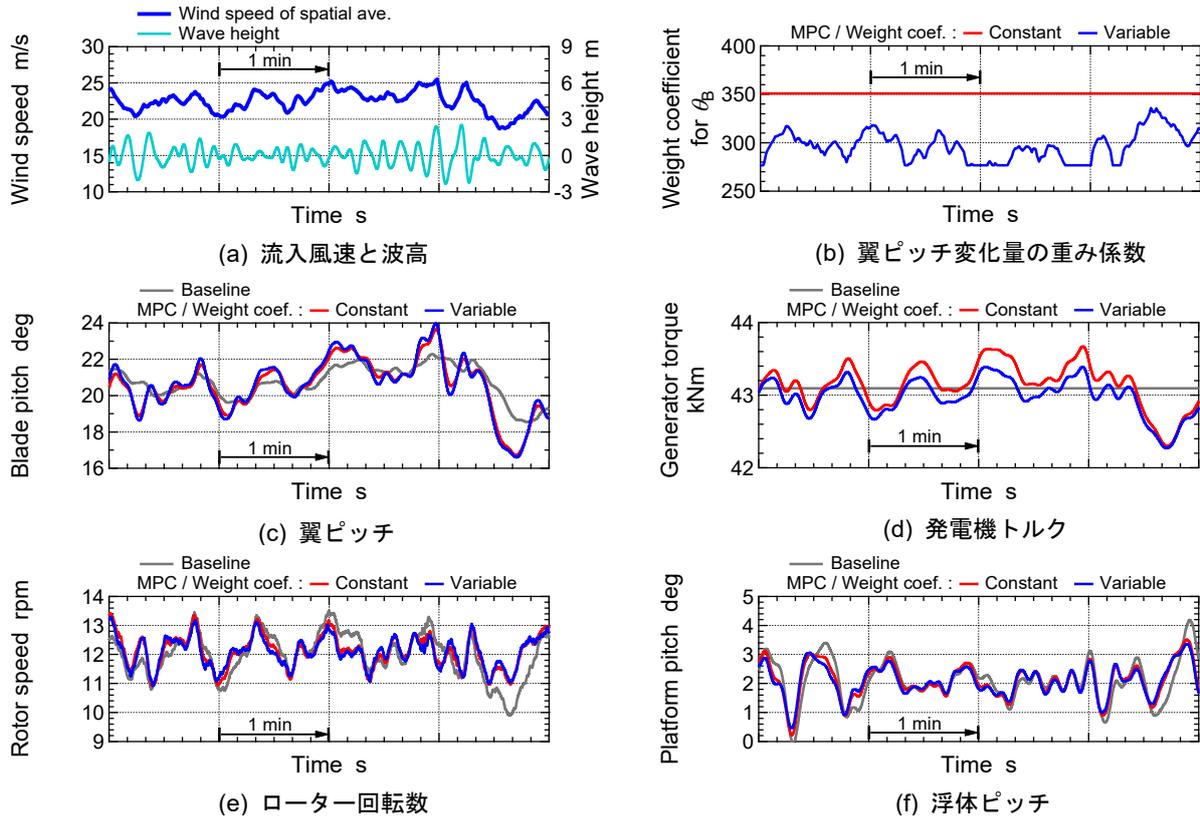


図2 乱流変動風況および不規則波高変化時の浮体式洋上風力発電システムの挙動

乱流変動風況および不規則波高変化に対する浮体式洋上風力発電システムの挙動解析例を図 2 に示す。スケジューリング手法を用いることで、翼ピッチが大きく操作され、発電機トルクの変動量が減少する。その結果、重み係数を固定したモデル予測制御およびローター回転数のフィードバック制御のみを行った場合に比べて、ローター回転数と浮体ピッチの変動を低減できることを明らかにした。

### 4. 論文と学会発表のリスト

- (1) T. Wakui, D. Miyanaga, R. Yokoyama, "Sensitivity analysis of weight coefficients of model predictive control in a floating offshore wind turbine-generator system", Proceedings of the WindEurope Conference 2017, Paper No. PO285, 10 pages, 2017.11.28–11.30.
- (2) 涌井徹也, 宮長大輔, 横山良平, モデル予測制御による浮体式洋上風力発電システムの出力変動および動揺抑制 (コスト関数における重み係数の感度分析), 日本機械学会 2017 年度年次大会, Paper No. J0540202, 5 pages, 2017.9.4–9.6, 埼玉大学.
- (3) 涌井徹也, 宮長大輔, 横山良平, モデル予測制御による浮体式洋上風力発電システムの出力変動および動揺抑制 (運転条件に応じた可変制御パラメータの導入), 第 39 回風力エネルギー利用シンポジウム, pp. 319–322, 2017.12.6–12.7, 科学技術館.
- (4) 宮長大輔, 涌井徹也, 横山良平, モデル予測制御による浮体式洋上風力発電システムの出力変動および動揺抑制 (流入風速に応じたゲインスケジューリングの導入), 日本機械学会関西支部第 93 期定時総会講演会, pp. 461–462, 2018.3.12–3.13, 摂南大学.

## ケステライト型化合物半導体太陽電池基板の作製と電気物性評価

宮崎大学 工学部 電子物理工学科  
永岡章、富永姫香、今井正人、吉野賢二

## 1. はじめに

多元系化合物  $\text{Cu}_2\text{ZnSn}(\text{S}, \text{Se})_4$  (=CZTS, CZTSe, CZTSSe)は、In や Ga 等のレアメタルを含まず、且つ構成元素が地球上に豊富にあり、S/Se 比をコントロールする事でバンドギャップも 0.9~1.5 eV と制御可能であり、光吸収係数も Si の 10 倍程度大きいという観点から低毒低コスト材料として注目を浴びている。現在 CZTS 系太陽電池は、CZTS:8.8%<sup>1)</sup>、CZTSe:11.6%<sup>2)</sup>、混晶である CZTSSe:12.6%<sup>3)</sup>という変換効率が達成されている。しかしながら、実用化に向けて更なる変換効率向上のため応用研究が活発に報告される一方で、正確なバンドギャップや光吸収係数の値など基礎物性に関する報告は非常に少ない現状がある。工業分野において技術的な問題は、時代経過とともに解決されることが多く、対象とする物質の本質を理解し更なる発展のために基礎研究から議論することは必要不可欠である。我々は、これまでに基礎研究である CZTSSe 単結晶技術を確立し、単結晶を用いて電気伝導メカニズムや再結合メカニズムを中心とした報告を行ってきた<sup>4,7)</sup>。

現在 CZTS 系太陽電池の変換効率向上の制限要因となっているのは、開放端電圧  $V_{oc}$  が理論値(バンドギャップ値)の半分程度( $V_{oc}$  達成率 42-50%)しか得られていない事である。他の化合物太陽電池の世界記録と比較すると、変換効率 22.3% を達成している  $\text{Cu}(\text{In}, \text{Ga})\text{Se}_2$  (CIGS)において  $V_{oc}$  達成率 60-65%、21.5%を達成している CdTe 太陽電池において  $V_{oc}$  達成率 55-60%であり、CZTS 系は 10%程度低い値となっているが同じ課題を抱えている<sup>8)</sup>。 $V_{oc}$  の制限要因としてキャリアの再結合によるもので、主に①吸収層バルク内、②空乏層内、③PN 接合界面、④裏面電極近傍の 4 つが挙げられる。特に材料自体の物性に依存する①から③の再結合を改善する必要があり、キャリア濃度をコントロールする事が重要である。キャリア濃度をコントロールするためにドーピング技術は有効的であり、特に CIGS 太陽電池において Na は高効率を達成するために必要な不純物である。そこで本研究では、Na-doped CZTS 単結晶を作製し、キャリア濃度を含む電気物性を改善する事で単結晶太陽電池デバイス作製の応用研究面から  $V_{oc}$  向上へアプローチを行った。

## 2. 実験方法

$\text{Na}_2\text{S}$  をドーパントとして高純度原料と一緒に石英管に真空封入後、1100℃ で溶解させ Feed となる CZTS 多結晶へドーピングし、CZTS-Sn 擬二元系状態図から成長温度 900℃、80 mol% CZTS-20 mol% Sn 溶液、成長速度 4 mm/day の条件で移動ヒーター法 (THM) を用いて Na-doped CZTS 単結晶を成長させた。結晶構造は、粉末 X 線回折 (XRD) と Raman 分光法を用いて解析を行った。組成分析は、高周波誘導結合プラズマ発光分光法 (ICP-AES) を用いて行った。電気的特性はホール効果測定を用いて測定温度 20~300 K、磁場 0.55T の条件下で行った。サンプルサイズは、5 mm×5 mm×0.5 mm とし、表面は粗さ 0.01  $\mu\text{m}$  の  $\text{Al}_2\text{O}_3$  粉末で研磨した。直径 1 mm、厚さ 300 nm の Au 電極をサンプルの四角に真空蒸着法を用いて形成した。Au 電極はオーミック特性を示し、各電極間の抵抗値は磁場と電流を反転させ均一であることを確認している。

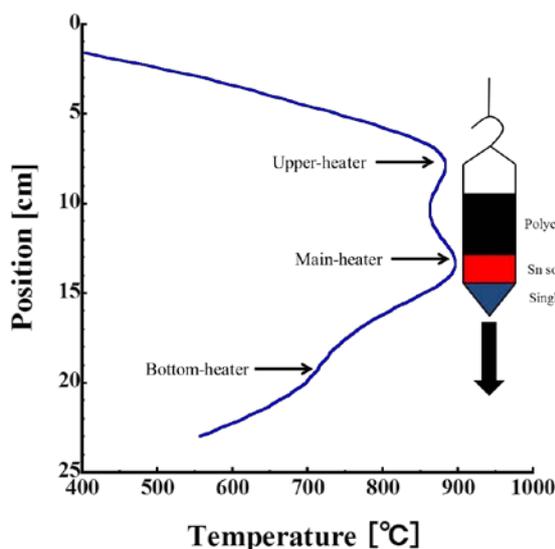


Fig. 1 THM 炉内温度プロファイル

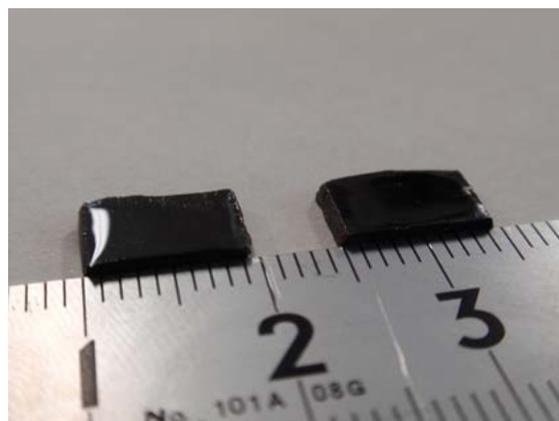


Fig. 2 Na-doped CZTS 単結晶サンプル

P 型 Na-doped CZTS 単結晶/N 型 CdS バッファ層の PN 接合形成のために溶液成長である Chemical bath deposition(CBD 法)を用いた。金属塩  $\text{CdCl}_2$  (0.015M)、硫化物チオウレア(1.5M)、錯化剤としてアンモニアを用いて成長温度  $80^\circ\text{C}$ 、成長時間 11 分で単結晶上に CdS を 50 nm 程度成膜した。CBD 後、i-ZnO 層(50nm)、透明電極 AZO(Al-doped ZnO 100nm)層、Al 電極(500 nm)の各層をスパッタリング法で製膜した。IV(電流-電圧)測定から太陽電池特性を調査した。

### 3. 結果と考察

Figure 1 に 3 ゾーンからなる THM 炉内の温度プロファイルを示す。中心ヒーター温度は  $900^\circ\text{C}$  で液相温度より  $50^\circ\text{C}$  程度高く設定して液相を形成している。中心 - 下部ヒーター間(過飽和領域)の温度勾配は  $45^\circ\text{C}/\text{cm}$  に設定することで溶液ゾーンの長さを 1 cm 程度にコントロールしている。Figure 2 に Na-doped CZTS 単結晶を示す。インゴットサイズは直径 10 mm、長さ 40 mm 程度で 5 mm 以上の単結晶が得られた。

ICP-AES から得られた Na-doped CZTS 単結晶サンプルの組成分析結果は、全てのサンプルにおいて金属組成比  $[\text{Cu}]/([\text{Zn}]+[\text{Sn}]) = 0.92\text{--}0.98$ 、 $[\text{Cu}]/[\text{Zn}] = 1.73\text{--}1.86$ 、 $[\text{Zn}]/[\text{Sn}] = 1.06\text{--}1.15$  であり Cu-poor、Zn-rich 組成を示した。Na 濃度は、0.04–0.13 at% を示した。

各組成の Na-doped CZTS サンプルの粉末 XRD パターンを Fig. 3 に示す。結晶構造は、kesterite タイプの正方晶を示し、全ての主要な回折ピークは ICDD データ(#01-075-4122 kesterite CZTS)と一致した。Kesterite 相は、Cu/Zn の配置が違う disordered kesterite 相を形成する場合もあるが、disordered 相では観察されない  $2\theta = 18.3^\circ$  のピークが観察されたため kesterite 相と判断した<sup>9)</sup>。Figure 4 に各サンプルのラマン分光測定結果を示す。 $A_1$  モードの対称性に起因する  $338\text{ cm}^{-1}$  と  $288$ 、 $371\text{ cm}^{-1}$  に CZTS 固有のピークを観察した。ZnS や  $\text{Cu}_2\text{SnS}_3$  に起因するピークは観察されなかった<sup>10, 11)</sup>。これらの結果から高品質の単結晶サンプルが得られたと判断した。Table 1 に室温のホール効果測定結果を示す。得られたキャリア濃度、伝導率、移動度は Na 濃度が増加するにつれて向上した。第一原理計算によると Cu サイトの Zn( $\text{Zn}_{\text{Cu}}$ )が CZTS 中の支配的なドナー性欠陥である<sup>12)</sup>。Na ドープによってこの支配的なドナーが置換され(= $\text{Na}_{\text{Cu}}$ )、ドナーによるキャリア補償の減少によってキャリア濃度が向上したと考え

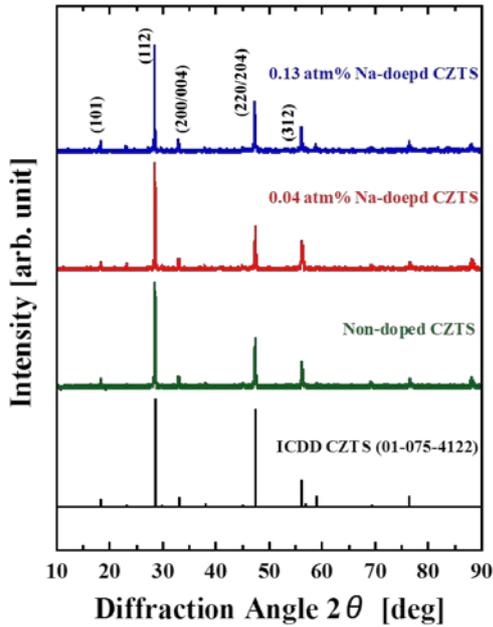


Fig. 3 Na-doped CZTS 粉末 XRD

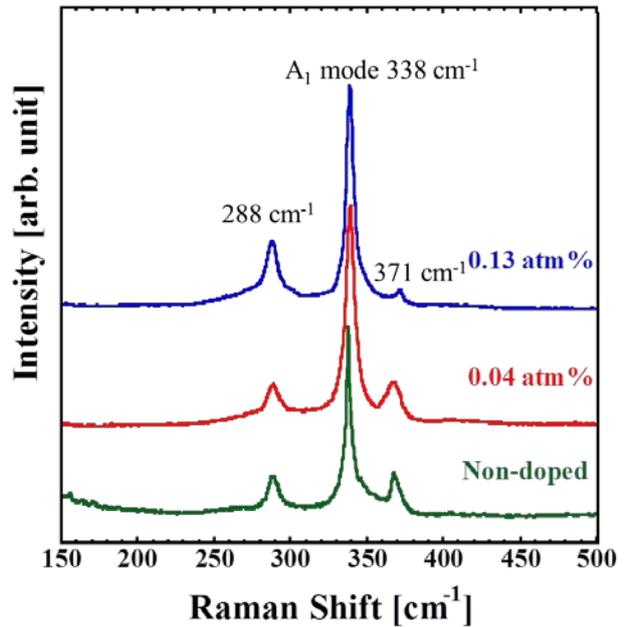


Fig. 4 Na-doped CZTS ラマン分光測定

Table 1 室温ホール効果測定結果

Na [at%]	Carrier concentration [cm <sup>-3</sup> ]	Conductivity [Ω <sup>-1</sup> cm <sup>-1</sup> ]	Mobility [cm <sup>2</sup> V <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup> ]
0	8.80×10 <sup>16</sup>	2.22×10 <sup>-2</sup>	8.35
0.04	2.03×10 <sup>17</sup>	1.46×10 <sup>-2</sup>	13.9
0.13	7.42×10 <sup>17</sup>	1.07×10 <sup>-1</sup>	15.4

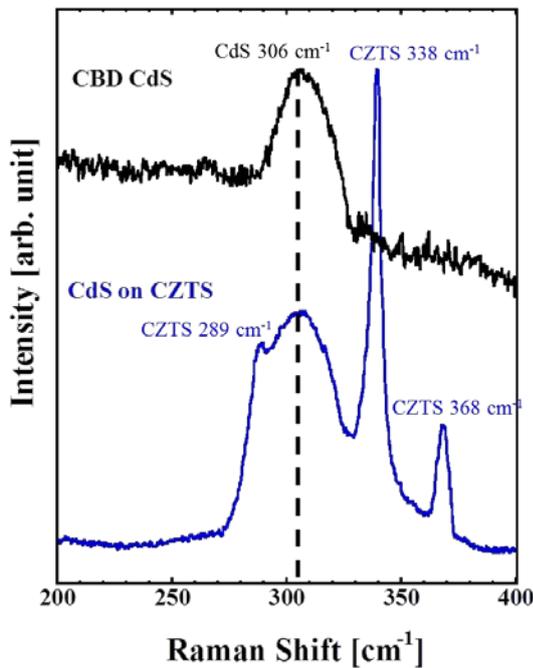


Fig. 5 CZTS/CdS Raman 分光測定

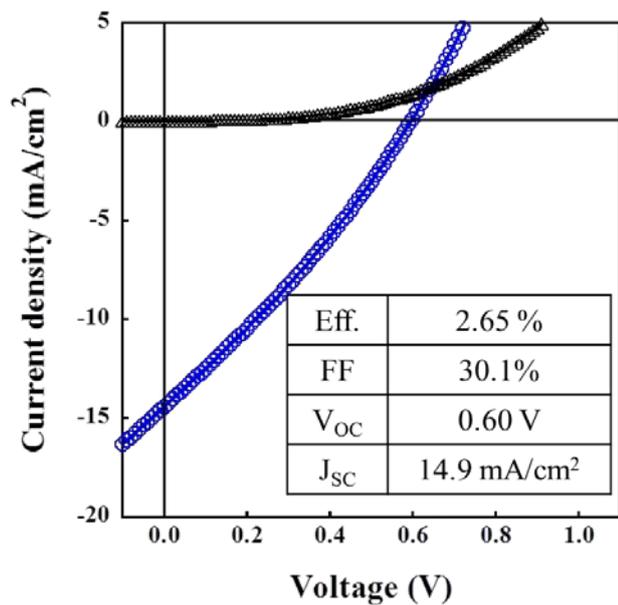


Fig. 6 Na-doped CZTS 単結晶セル JV カーブ

る。さらに XRD 測定結果から Na 濃度増加とともにユニットセル体積が増加するので Na の置換の影響は確認できる。

Figure 5 に CdS 薄膜と CZTS 単結晶/CdS 薄膜サンプルの Ramann 分光測定を示す。308 cm<sup>-1</sup> に CdS に起因するピークを観察した<sup>13)</sup>。CZTS/CdS サンプルにおいてそれぞれ

れのピークを観察し、CZTS 単結晶上に CdS 薄膜が製膜できていることを確認した。Figure 6 に Na-doped CZTS 単結晶太陽電池 IV カーブを示す。CZTS 単結晶上に Chemical bath deposition (CBD)法で N 型 CdS を製膜し PN 接合形成後にスパッタリング法で透明電極と電極を形成した。変換効率 2.65 %、フィルファクター30.1%、開放端電圧  $V_{oc}$  0.6 V、短絡電流  $J_{sc}$  14.9 mA/cm<sup>2</sup> の結果が得られた。効率は報告されているものよりも小さいが初めて CZTS 薄膜太陽電池が 6%を超えたセル<sup>14)</sup>と比較すると  $V_{oc}$  の値が大きいことが分かる。これは結晶性の良い単結晶の特性が反映しているからだと考える。

#### 4. まとめ

本研究は、CZTS 系太陽電池の変換効率向上のために開放端電圧  $V_{oc}$  改善に注目し Na-doped CZTS 単結晶を作製し、Na ドーピング量とキャリア濃度を含む電気物性の相関性の基礎研究面と良質な Na-doped CZTS 単結晶を用いた単結晶太陽電池デバイス作製の応用研究面からアプローチを行った。①Na ドーピング量増加とともに変換効率向上に関わるキャリア濃度や移動度の向上が確認された。②CZTS 単結晶セルにおいて開放端電圧  $V_{oc}=0.6$  V が得られた。

#### 5. 謝辞

This work was supported in part by the Collaborative Research Program of Research Institute for Applied Mechanics, Kyushu University.

#### 引用文献

- 1) S. Tajima *et al.*, Appl. Phys. Express. **8** (2015) 082302.
- 2) Y. S. Lee *et al.*, Adv. Energy Mater. **5** (2015) 1401372.
- 3) W. Wang *et al.*, Adv. Energy Mater. **4** (2014) 1301465.
- 4) A. Nagaoka *et al.*, J. Crystal Growth **453** (2016) 119.
- 5) A. Nagaoka *et al.*, J. Crystal Growth **423** (2015) 9.
- 6) A. Nagaoka *et al.*, Appl. Phys. Lett. **103** (2013) 112107.
- 7) L. Q. Phuong *et al.*, Phys. Rev. B **92** (2015) 115204.
- 8) M. A. Green *et al.*, Prog. Photovolt: Res. Appl. **24** (2016) 3.
- 9) A. Ritscher *et al.*, J. Solid State Chem. **238** (2016) 68.
- 10) Y. C. Cheng *et al.*, J. Appl. Phys. **106** (2009) 123505.
- 11) P. A. Fernandes *et al.*, Thin Solid Films **517** (200) 2519.
- 12) S. Chen *et al.*, Adv. Mater. **25** (2013) 1522.
- 13) J. P. Teixeira *et al.*, Appl. Phys. Lett. **105** (2014) 163901.
- 14) H. Katagiri *et al.*, Appl. Phys. Express **1** (2008) 041201.

## モータ駆動用インバータの信頼性向上に資するキャパシタ評価技術の確立

九州工業大学 大学院生命体工学研究科 長谷川 一徳

### 要旨

交流モータの省エネルギーに必要不可欠であるインバータ回路の構成要素であるキャパシタは他の部品に比べ低寿命であり、キャパシタの寿命がモータ駆動用インバータ回路自身の寿命を決定している。モータ駆動用インバータにおいて使用される代表的なキャパシタである電解コンデンサに着目し、その劣化傾向の直流バイアス電圧依存性を加速試験により確認した。その結果、劣化の指標である ESR (Equivalent Series Resistance) とキャパシタンスは直流バイアス電圧に対し異なる依存性を示し、劣化診断には ESR とキャパシタンス双方のモニタリングが必要不可欠であることを明らかにした。

### 1. 序論

交流モータの省エネルギーに必要不可欠であるインバータ回路の構成要素であるキャパシタは、パワー半導体デバイスとインダクタに比べ熱による劣化が大きく低寿命であり、キャパシタの寿命がモータ駆動用インバータ回路自身の寿命を決定している。キャパシタの高精度な評価を実現するには実際の機器が発生する電圧・電流波形を再現することが必須条件である。本研究の目的は、モータ駆動用インバータ回路の信頼性向上に資するキャパシタ評価技術の確立である。モータ駆動用インバータにおいて使用される代表的なキャパシタである電解コンデンサに着目し、その劣化傾向の直流バイアス電圧依存性について実験的に検討した。

### 2. 実験方法

図 1 に電解コンデンサ劣化試験で用いる回路構成を示す。抵抗で構成された分圧回路(Voltage Divider)を用いて 8 組の被測定コンデンサにそれぞれ異なる直流バイアス電圧(0~30V)を与えている。個体差の影響を確認するため、1 組のコンデンサは 4 つの個体の並列接続で構成している。コンデンサの仕様は 25 V, 470  $\mu$ F であり、耐久性試験を想定し定格以上の電圧も印加している。

図 2 にオイルバスを用いた加速試験環境の外観を示す。オイルバスはコンデンサの定格温度 85°C 一定に保ち、被測定コンデンサを浸している。試験は 1250 時間実施し、その間の ESR とキャパシタンスを測定する。コンデンサの ESR とキャパシタンス測定には LCR メータを用いている。なお、測定時はコンデンサをオイ

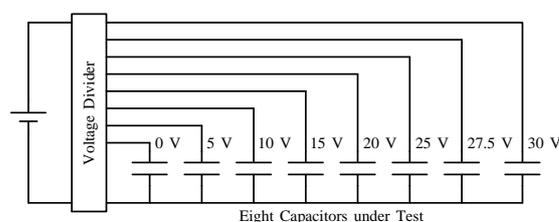


図 1 被測定コンデンサ電圧印加回路



図 2 オイルバスを用いた加速試験

ルバスから取り出し室温環境における ESR とキャパシタンスを測定している。

### 3. 実験結果と考察

図3に試験終了後(1250時間経過後)の ESR の変化量を示す。エラーバーは個体間の標準偏差を表している。ESR の初期値は 415 mΩであった。定格電圧以下の領域では ESR 増加量は直流バイアス電圧に対して緩やかな増加傾向を示している一方、定格電圧以上の領域では急激な増加傾向を呈している。ただし直流バイアス電圧に対して単調増加の傾向は全領域で成立し、ESR の観点からはより高いバイアス電圧がコンデンサ劣化を引き起こすことが確認できる。

図4に試験終了後のキャパシタンスの変化量を示す。定格電圧以下の領域では直流バイアス電圧の増加がキャパシタン低下を抑えている。換言すれば、より高い直流バイアス電圧がコンデンサ劣化を抑える方向に働いている。一方で定格電圧以上の領域では急激な減少傾向を示し、直流バイアス電圧の増加がキャパシタ劣化を加速している。したがって、定格電圧以下の領域では、劣化の直流バイアス依存性は ESR とキャパシタの観点で反対の傾向を示している。

図5に ESR 変化量とキャパシタンス変化量から推定したキャパシタ寿命を示す。ESR・キャパシタンスとも時間変化率が一定であると仮定し、ESR は2倍、キャパシタンスは20%低下するまでに時間を見積もっている。この結果から、ESR またはキャパシタンスの一方だけではコンデンサ寿命を見積もることができず、双方のモニタリングが寿命診断に必要不可欠であることが言える。

研究代表者: 長谷川 一徳

研究協力者: 嘉藤 徹

所内世話人: 西澤 伸一

### 成果報告

K. Hasegawa, K. Tsuzaki, and S. Nishizawa, "DC-bias-voltage dependence of degradation of aluminum electrolytic capacitors," *Microelectronics Reliability*., vol. 83, pp. 115-118, 2018.

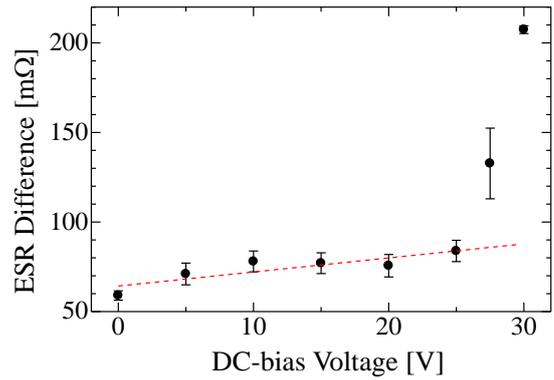


図3 ESR 変化量の直流バイアス電圧依存性

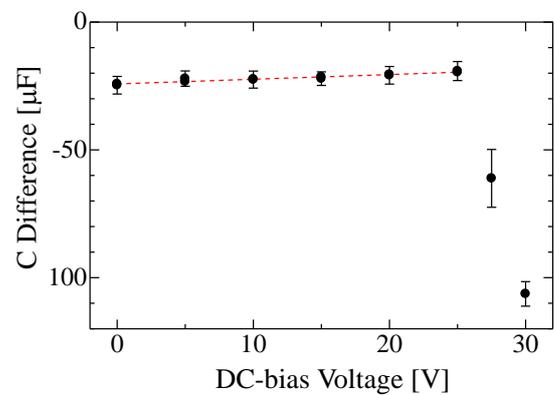


図4 キャパシタンス変化量の直流バイアス電圧依存性

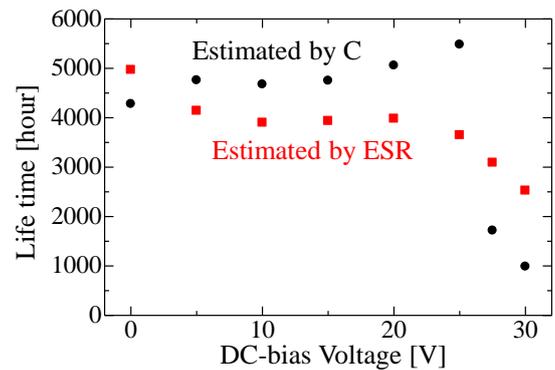


図5 コンデンサ寿命の推定値

垂直軸風車の3次元効果の数値解析

鳥取大学大学院 工学研究科 機械宇宙工学専攻 原 豊

1. はじめに

揚力型の垂直軸風車は、垂直軸タイプの中では比較的効率が高く、最近多くの研究が行われている。これまでの風車特性計算の多くは翼素運動量理論を用いた2次元モデル計算であったり、数値流体力学解析(CFD)においても計算コストの低い2次元計算が多く、3次元のCFD計算の場合でもアーム(ストラット)やエンド・プレートまで含めた計算はごくわずかである。直線翼垂直軸風車等の場合は翼を回転軸に結合する上でアーム(ストラット)は必需部品であるが、断面形状によっては大きな損失が発生することが予想される。本年度の研究では、アームの存在が翼に及ぼす影響について3次元CFD解析で詳しく調べた。

2. 方法

図1に計算対象としたデルフト工科大学の2枚翼H型ダリウス風車DU-H2-5075(直径:  $D=0.75$  m, 高さ:  $2H=0.5$  m)と同じ形状の風車モデルを示す。直線翼の翼型はNACA0018であり、翼弦長は  $c=80$  mmである。この風車モデルに、図2に示す3種類の断面形状のアームを備えた風車モデルに対してCFD解析を行った。翼型アームの断面はNACA0018であり、アーム弦長は  $b=40$  mmとした。この場合、翼型アームの最大厚みは  $a=72$  mmである。これに合わせて矩形アームの断面は縦を  $a=72$  mm, 横を  $b=40$  mmの長方形とし、円形アームの直径は  $d=72$  mmとした。各アーム断面の抗力係数は、翼型が  $C_d=0.01$ , 矩形が  $C_d=0.9$ , 円形が  $C_d=1.2$  である。各アーム長は  $L=0.355$  mとした。ただし、ハブや回転軸は考慮していない。

計算ソルバーとしてはSTAR-CCM+を使用した。基礎方程式は3次元非定常非圧縮を仮定したRANS方程式であり、乱流モデルにはSST  $k-\omega$ を採用した。総セル数はアームの有無やアームの断面形状で異なるが、約662~1150万セルの範囲である。時間刻みは  $\Delta t=1.558 \times 10^{-4}$  sに設定し、これにより風車ロータは1ステップで0.5°回転する。ロータは7回転まで回転させた。主流風速  $U_\infty$  は7 m/sとし、先端周速比( $\lambda=R\omega/U_\infty$ )は最大出力状態( $\lambda=2.9$ )にほぼ相当する  $\lambda=3$  とした( $N=535$  rpm)。直線翼の翼弦長  $c$  に基づくレイノルズ数は  $Re_b=1.1 \times 10^5$  である。

本研究では、CFDで計算した物体表面の圧力(ゲージ圧:  $\Delta p$ )の分布から、翼やアームの局所に作用する圧力に基づく力を求める(本研究では表面せん断応力分布は考慮していない)。図3に力の計算に用いた相対座標系(記載はないが  $x$  軸は翼およびアームの弦方向を向いており、 $y$  軸は  $r$  軸と同じ方向を向く)、および圧力分布を算出した断面位置を示す。アームは半径方向( $r$  方向)に15 mm 間隔の23箇所まで計算した。翼は赤道面( $z=0$ )を基準として、翼スパンの半分(長さ:  $H$ )について15 mm 間隔で17箇所の断面を選んで表面圧力分布を計算した。

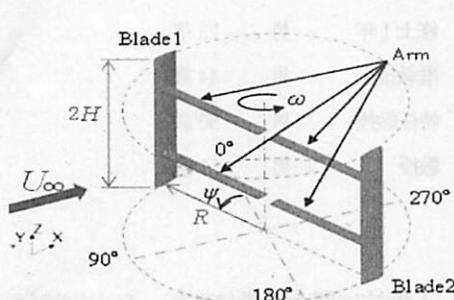


図1 計算対象( $D=0.75$  m,  $2H=0.5$  m)

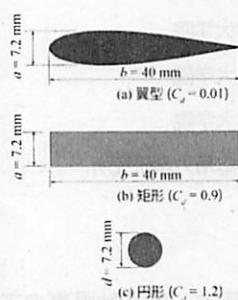


図2 アーム断面

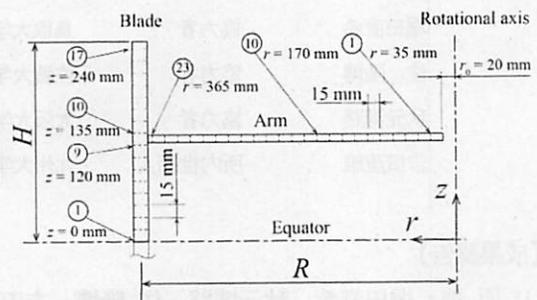


図3 表面圧力分布の計算位置

3. 主な結果と考察

図4にアジマス0°にあるアーム無しモデルの翼の赤道面における圧力分布を示す。赤色は正圧、青色は負圧を

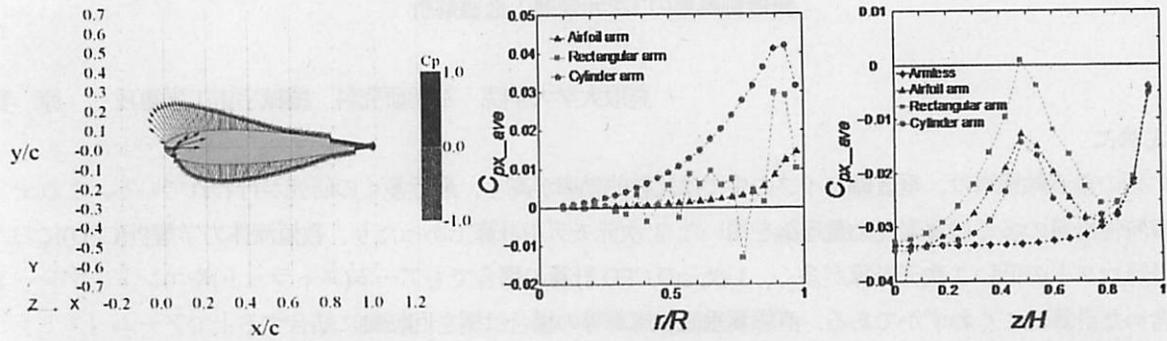


図4 圧力分布例(アーム無し,  $z=0, \psi=0^\circ$ ) 図5 アームに作用する力分布 図6 1/2翼に作用する力分布

示す。図4のような圧力分布から式(1)によって  $x$  方向の圧力に基づく力  $F_{px}$  が求まる。本研究では、式(2)によって力  $F_{px}$  を無次元化した。式(2)において、分母の基準風速は上流風速  $U_\infty$  と回転による相対風速  $R\omega$  の和  $U_\infty + R\omega$  とした。また  $c$  は翼の弦長であり、アームに作用する力の無次元化においても翼弦長  $c$  を用いた。本研究では  $10^\circ$  ごとのアジマスで無次元の力係数(式(2)の  $C_{px}$  など)を求め、風車ロータの1回転にわたる平均値( $C_{px\_ave}$  など)を式(3)によって算出した。アームについても式(1)~(3)と同様な計算を行い、各断面における力係数とロータ1回転の平均を求めた。

$$F_{px} = -\oint \Delta p dy \quad \dots (1) \quad C_{px} \equiv \frac{F_{px}}{\frac{1}{2}\rho(U_\infty + R\omega)^2 c} \quad \dots (2) \quad C_{px\_ave} = \frac{\sum_l C_{px}^{(l=10,20,30,\dots,360)}}{36} \quad \dots (3)$$

図5にアームに作用する  $x$  方向(弦方向)の力の力係数分布を示す。アーム断面形状に依らず、翼との接合部( $r/R = 1$ )に近づくにつれて力係数は大きくなる。これは相対速度が増加するためである。平均的には円形アームに作用する力係数(抗力)が最も大きく、次に矩形アーム、翼型アームとなる。図6に示したアーム無しの場合の1/2翼の力係数分布からわかるように、翼の  $x$  方向の力係数は負の値であり、局所の翼要素は平均的に  $-x$  方向の推進力を発生する。また、翼端( $z/H = 1$ )に近づくに伴って翼の推進力は小さくなり、翼端損失の影響が現れている。アームが存在する場合は、いずれもアームとの接合部( $z/H = 0.5$ )付近において推進力の減少が見られる。この減少量は翼の抗力に相当し、翼の抗力は矩形アームが最大であり、翼型アーム、円形アームの順に減少する。図6から明らかなように、翼へのアームの影響が接合部近傍だけでなく、広い範囲に及ぶことは注目すべきである。

#### 【研究組織】

原 豊	代表者	鳥取大学大学院	准教授
堀田直希	協力者	鳥取大学大学院	修士1年
住 隆博	協力者	佐賀大学大学院	准教授
秋元博路	協力者	大阪大学大学院	特任教授
吉田茂雄	所内世話人	九州大学応用力学研究所	教授

#### 【成果報告】

- (1) 原 豊, 堀田直希, 秋元博路, 住 隆博, 吉田茂雄, 垂直軸風車のアーム抵抗に関する数値解析, 日本機械学会 2017年度年次大会, J0540302, 2017.9.3-6, 埼玉大学.
- (2) 堀田直希, 原 豊, 原田千朝, 吉田茂雄, 秋元博路, 住 隆博, 直線翼垂直軸風車のブレードとアームの圧力分布に関する数値解析, 日本機械学会 中国四国支部第56期総会・講演会, K716, 2018.3.7, 徳島大学 (発表予定).

直線翼垂直軸風車のブレードとアームの圧力分布に関する数値解析

Numerical Analysis on Pressure Distribution over Blades and Arms of Straight-Bladed Vertical Axis Wind Turbine

○学 堀田 直希 (鳥取大院), 正原 豊 (鳥取大), 原田 千朝 (鳥取大・学),  
正吉田 茂雄 (九大), 秋元 博路 (阪大), 住 隆博 (佐賀大)

Naoki HORITA, Tottori University, 4-101 Koyama-Minami, Tottori 680-8552 Japan

Yutaka HARA, Tottori University, 4-101 Koyama-Minami, Tottori 680-8552 Japan

Chiasa HARADA, Tottori University, 4-101 Koyama-Minami, Tottori 680-8552 Japan

Shigeo YOSHIDA, Kyushu University, 6-1 Kasugakoen, Kasuga, Fukuoka 816-8580 Japan

Hiromichi AKIMOTO, Osaka University, 2-1 Yamada-Oka, Suita, Osaka 565-0871 Japan

Takahiro SUMI, Saga University, 1 Honjo, Saga 840-8502 Japan

**Key Words:** Vertical Axis Wind Turbine, Computational Fluid Dynamics, Pressure Distribution, Drag Coefficient

1. 結言

垂直軸風車においては、多くの場合、抵抗要素となるアーム(ストラット)を必要とする。既報<sup>(1)</sup>では、2枚翼の直線翼垂直軸風車(図1)を対象として、3種類の断面形状(図2)を持つアームが風車性能に及ぼす影響を数値流体力学解析(CFD: Computational Fluid Dynamics)で調べた。その結果、アームの抵抗だけでなく、アームが翼まわりの流れに影響を与え、翼の損失が大きくなっている可能性が示された。本研究では、アームと翼の圧力分布を詳細に解析し、アームが翼に及ぼす影響を明らかにする。

2. 計算対象と計算条件

本研究では既報<sup>(1)</sup>と同様の2枚翼のH型ダリウス風車(DU-H2-5075)<sup>(2)</sup>を計算対象とした(図1参照)。直線翼の翼型はNACA 0018であり、翼弦長は $c = 0.08$  mである。ロータ直径は $D = 0.75$  m(半径:  $R = 0.375$  m)、翼スパンは $2H = 0.5$  mである。本研究では断面一様な3種類の水平アーム(翼型、矩形柱、円柱)を備えた風力タービンを計算対象とする。翼型アームの断面はNACA 0018であり、アーム弦長は $b = 0.04$  mとする。この場合、翼型アームの最大厚みは $a = 0.0072$  mである。これに合わせて矩形柱アームの断面は縦を $a = 0.0072$  m、横を $b = 0.04$  mの長方形と設定し、円柱アームの直径は $d = 0.0072$  mとした。各アームの抗力係数<sup>(3)</sup>は翼型が $C_D = 0.01$ 、矩形柱が $C_D = 0.9$ 、円柱アームが $C_D = 1.2$ である(図2)。各アーム長は $L = 0.355$  mとした。ただし、ハブや回転軸は考慮しない。

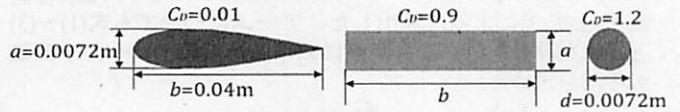


Fig.2 Definition of size parameters for the arm models

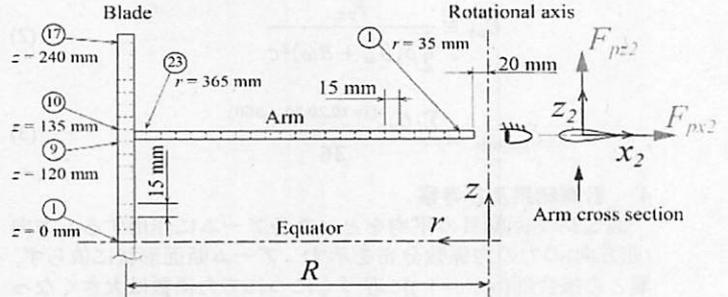


Fig.3 Positions where pressure distribution is estimated

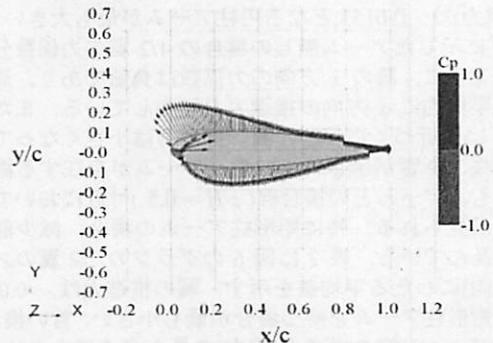


Fig.4 Pressure distribution (armless,  $z = 0, \psi = 0^\circ$ )

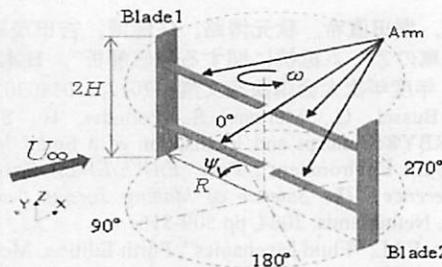


Fig.1 Computation model of straight-bladed vertical axis wind turbine with four arms

主流風速  $U_\infty$  は 7 m/s とし、先端周速比 ( $\lambda = R\omega/U_\infty$ ) は最大出力状態 ( $\lambda = 2.9$ ) にほぼ相当する  $\lambda = 3$  とした ( $N = 535$  rpm)。直線翼の翼弦長  $c$  に基づくレイノルズ数は  $Re_b = 1.1 \times 10^5$  である。アジマス角  $\psi$  は主流と垂直方向を原点 ( $\psi = 0^\circ$ ) とし、回転軸上部から見て反時計回りにロータは回転する。

### 3. 計算方法

本研究では STAR-CCM+ ver.11.02.010 をソルバーとして使用した。基礎方程式は 3 次元非定常非圧縮を仮定した Navier-Stokes 方程式であり、乱流モデルには SST  $k-\omega$  を採用した。総セル数はアームの有無やアームの形状で異なるが、約 662~1150 万セルの範囲である。時間刻みは  $\Delta t = 1.558 \times 10^{-4}$  s に設定し、これにより風車ロータは 1 ステップで  $0.5^\circ$  回転する。ロータは 7 回転まで回転させた。CFD 解析の詳細は既報<sup>(1)</sup>を参照してほしい。

本研究では、CFD で計算した物体表面の圧力(ゲージ圧:  $\Delta p$ )の分布から、翼やアームの局所に作用する圧力に基づく力を求める。図 3 に力の計算に用いた相対座標系および断面周りの圧力分布を算出した位置を示している。アームは半径方向( $r$ または  $y_2$ )に 15 mm 間隔の 23 箇所 で計算した。翼は赤道面( $z = 0$  mm)を基準として、翼スパンの半分( $H$ ,  $1/2$  翼)について、15 mm 間隔で 17 箇所の断面を選んで表面圧力分布を計算した。

図 4 にアジマス  $0^\circ$  にあるアーム無しモデルの翼の赤道面における圧力分布を示す。赤色は正圧、青色は負圧を示す。図 4 のような圧力分布から式(1)によって  $x$  方向の圧力に基づく力  $F_{px}$  が求まる<sup>(4)</sup>。本研究では、式(2)によって力  $F_{px}$  を無次元化した。式(2)において、分母の基準風速は上流風速  $U_\infty$  と回転による相対風速  $R\omega$  の和  $U_\infty + R\omega$  とした。また  $c$  は翼の弦長であり、アームに作用する力の無次元化においても  $c$  を用いた。本研究では  $10^\circ$  ごとのアジマスで無次元の力係数(式(2)の  $C_{px}$  など)を求め、風車ロータの 1 回転にわたる平均値( $C_{px,ave}$  など)を式(3)によって算出した。アームについても式(1)~(3)と同様な計算を行い、各断面における力係数とロータ 1 回転の平均を求めた。

$$F_{px} = - \int \Delta p dy \quad (1)$$

$$C_{px} \equiv \frac{F_{px}}{\frac{1}{2} \rho (U_\infty + R\omega)^2 c} \quad (2)$$

$$C_{px,ave} = \frac{\sum_i C_{px} \quad (i=10,20,30,\dots,360)}{36} \quad (3)$$

### 4. 計算結果及び考察

図 5 に 7 回転目の平均をとった各アームに作用する  $x$  方向(弦方向)の力の力係数分布を示す。アーム断面形状に依らず、翼との接合部( $r/R = 1$ )に近づくにつれて力係数は大きくなっていく。これは相対速度が大きくなるのが原因である。表 1 に図 5 のグラフの  $r$  方向にわたる平均値を示す。アームの力係数(抗力)は、0.0153 となる円柱アームが最も大きい。

図 6 に示したアーム無しの場合の  $1/2$  翼の力係数分布からわかるように、翼の  $x$  方向の力係数は負値であり、局所の翼要素は平均的に  $x$  方向の推進力を発生している。また、翼端( $z/H = 1$ )に近づくに伴い、翼の推進力は小さくなっており、翼端損失の影響が示されている。アームが存在する場合は、いずれも、アームとの接合部( $z/H = 0.5$ )付近において推進力の減少が見られる。特に矩形柱アームの場合、減少部分が広範囲に及んでいる。表 2 に図 6 のグラフの  $1/2$  翼のスパン方向( $z$  方向)にわたる平均値を示す。翼の推進力は、-0.019 の値を示す矩形柱アームを持つ場合が最も小さい。言い換えると、矩形柱アームが翼の推進力(揚力)を最も多く減少させている。既報<sup>(1)</sup>で示したように風車特性はアーム無し、翼型アーム、円柱アーム、矩形柱アームの順で出力が大きい。アームだけの損失を考えると、図 5・表 1 で示したように抗力係数が大きい円柱アームの抵抗が最大であるが、アームの翼への影響を考えると、図 6・表 2 で示されたように矩形柱アームのもたらす損失が大きく風車の特性が最も大きく減少する結果になることが理解できる。

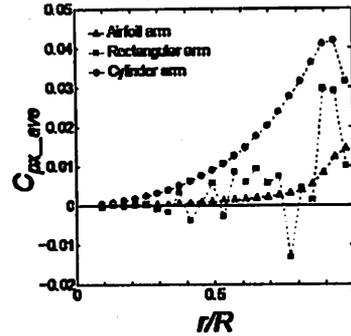


Fig.5 Distribution of force coefficient ( $C_{px,ave}$ ) of each arm ( $\lambda=3$ )

Table.1 Averaged force coefficient of each arm ( $\lambda=3$ )

Arm Type	Airfoil	Rectangular	Cylinder
$C_{px,ave}$	0.0027	0.0043	0.0153

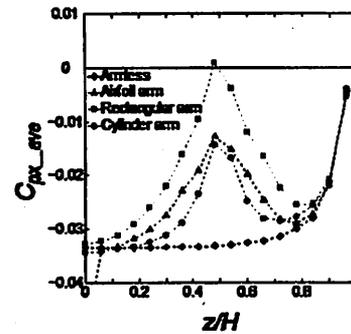


Fig.6 Distribution of force coefficient ( $C_{px,ave}$ ) of blade ( $\lambda=3$ )

Table.2 Averaged force coefficient of blade ( $\lambda=3$ )

Arm Type	Armless	Airfoil	Rectangular	Cylinder
$C_{px,ave}$	-0.030	-0.025	-0.019	-0.026

### 5. 結論

本研究では、直線翼垂直軸風車におけるアームの影響を調べるために 3 次元 CFD 解析を行い、翼およびアームの圧力分布を調べた。以下に本研究で得られた知見を示す。

- 1) アームの力係数(抗力)は断面積が 1 番小さくても抗力係数が大きい円柱アームが最も大きくなった。
- 2) 矩形柱アーム、翼型アーム、円柱アームの順で翼の推進力を減少させる割合が大きい。
- 3) 翼へのアームの影響は接合部近傍だけでなく広い範囲に及ぶ。

### 謝辞

本研究は鳥取大学国際乾燥地研究教育機構(IPDRE)の研究プロジェクトの一部、九州大学応用力学研究所の共同利用研究、JSPS 科研費 16H04599 により実施された。ここに明記して謝意を表す。

### 文献

- (1) 原豊, 堀田直希, 秋元博路, 住隆博, 吉田茂雄, “垂直軸風車のアーム抵抗に関する数値解析”, 日本機械学会 2017 年度年次大会講演論文集, 2017, J0540302.
- (2) van Bussel, G., Mertens, S., Polinder, H., Sidler, H., “TURBY@: Concept and Realisation of a Small VAWT for the Built Environment”, Proc. EAWE/EWEA Special Topic Conference “The Science of Making Torque from Wind,” Delft, Netherlands, 2004, pp.509-516.
- (3) White, F.M., “Fluid Mechanics”, Forth Edition, McGraw-Hill, 1999, p.458.
- (4) 西山哲男, “翼型流れ学”, 日刊工業新聞社, 1998.

J0540302

## 垂直軸風車のアーム抵抗に関する数値解析

## Numerical Analysis on Arm Drag of Vertical Axis Wind Turbine

○正 原 豊<sup>\*1</sup>, 堀田 直希<sup>\*1</sup>  
 秋元 博路<sup>\*2</sup>, 住 隆博<sup>\*3</sup>, 正 吉田 茂雄<sup>\*4</sup>  
 Yutaka HARA<sup>\*1</sup>, Naoki HORITA<sup>\*1</sup>,  
 Hiromichi AKIMOTO<sup>\*2</sup>, Takahiro SUMI<sup>\*3</sup> and Shigeo YOSHIDA<sup>\*4</sup>

<sup>\*1</sup> 鳥取大学 Tottori University

<sup>\*2</sup> 大阪大学 Osaka University

<sup>\*3</sup> 佐賀大学 Saga University

<sup>\*4</sup> 九州大学 Kyushu University

To investigate the effects of horizontal arms on the performance of vertical axis turbine, three dimensional CFD (Computational Fluid Dynamics) analysis was carried out for straight-bladed vertical axis wind turbines, which have different arm cross-sections like airfoil, circular, and rectangular shapes. CFD result on the resistance torque generated by circular cylinder arms agreed well with the theoretical value used with the drag coefficient of two-dimensional body. However, CFD results on the airfoil and rectangular cylinder arms were larger than theoretical values. The difference was probably caused by the connection part of a blade and an arm. Comparing the power coefficient of rotors at the tip speed ratio of 3, the power coefficient of virtual rotor without arms was larger than that of experimental value and the power coefficient of rotor with airfoil arms agreed with the experimental value. The power coefficients of rotors with circular and rectangular cylinder arms had minus values.

**Key Words** : Vertical axis wind turbine, Computational fluid dynamics, Wind power, Arm drag, Drag coefficient

## 1. 緒 言

揚力駆動型の垂直軸タイプの風力タービンあるいは水力タービンの研究が最近盛んに行われているが、数値計算による研究<sup>(1)</sup>では、タービンの主翼の特性に主眼が置かれることが多く、実際のタービンで損失となるアーム（ストラット）に関する研究<sup>(2)</sup>はあまり多くはない。理由としては、アーム部の抵抗を小さくするためには、抗力係数の小さい翼型断面を持った部材を用いることが最適になるであろうことは理論的そして直感的にも明らかことが挙げられるかもしれない。しかし、実際の垂直軸タービンでは、強度や製造コストの点から、簡易な断面構造のアームが使用される場合<sup>(3)</sup>もある。そこで、本研究では簡単形状である直線翼垂直軸風車を対象として、その水平アームが回転抵抗として風車特性に及ぼす影響を定量的に示すことを目的とする。研究方法としては、実験データのある小形風力タービン<sup>(4)</sup>を対象として、数値流体力学解析(CFD: Computational Fluid Dynamics)によって、種々の断面形状のアームを備えた垂直軸型タービンの回転トルクを算出する。そして、アームの存在しない仮想タービンの回転トルクとの差を求め、アームの発生する抵抗トルクのアーム断面（すなわち断面形状に依存する抗力係数）に対する依存性を示す。

## 2. 計算対象と計算条件

本研究では、デルフト工科大学の実験機である2枚翼のH型ダリウス風車(DU-H2-5075)<sup>(4)</sup>を計算対象とした(図1参照)。直線翼の翼型はNACA 0018であり、翼弦長は $c=0.08$  mである。ロータ直径は $D=0.75$  m(半径: $R=0.375$  m)、翼スパンは $H=0.5$  mである。アームは全部で4本存在するが、その断面形状は不明である。本研究では図2に示すような断面一様な3種類の水平アーム(翼型, 円柱, 矩形柱)を備えた風力タービンを計算対象とする。翼

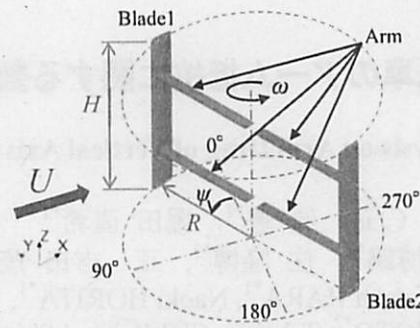


Fig. 1 Computation model of straight-bladed vertical axis wind turbine with four arms

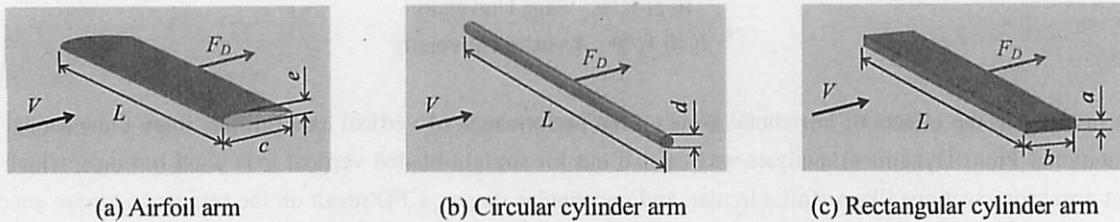


Fig.2 Definition of size parameters for the arm models investigated in this study

型アームの断面はNACA0018であり、翼弦長は $c=0.04$  mとする。この場合、翼型アームの最大厚みは $e=0.0072$  mである。これに合わせて円柱アームの直径は $d=0.0072$  mとした。矩形柱アームの断面は縦を $a=0.0072$  m、横を $b=0.04$  mの長方形と設定した。各アーム長は $L=0.355$  mとした。ただし、ハブや回転軸は考慮しない。主流風速 $U$ は実験データに合わせ $7$  m/sとし、先端周速比( $\lambda=R\omega/U$ )は実験風車の最大出力状態( $\lambda=2.9$ )にほぼ相当する $\lambda=3$ とした。この場合の回転速度は $N=535$  rpmであり、直線翼の翼弦長に基づくレイノルズ数は $Re_b=1.1\times 10^5$ である。アジマス角 $\psi$ は主流と垂直方向を原点( $\psi=0^\circ$ )とし、回転軸上部から見て反時計回りにロータは回転する。

### 3. 計算方法

本研究ではSTAR-CCM+ ver.11.02.010をソルバーとして使用した。基礎方程式は3次元非定常非圧縮を仮定したNavier-Stokes方程式であり、乱流モデルにはSST $k-\omega$ を採用した。図3に示すように、直径 $48D$ 、長さ $64D$ の円柱体積内(静止領域1)を計算領域とし、流入面より $24D$ の位置に風車モデルの中心を置いた。風車モデルは直径 $1.6D$ の球状領域(回転領域)の中にあり、この回転領域の周りは直径 $1.7D$ で長さ $3D$ の円柱と半球(半径 $0.85D$ )からなる静止領域2で囲み、格子サイズの調整に用いた。静止領域1の上流側境界を速度入口として一定速度( $7$  m/s)を与え、下流側境界は圧力出口として一定圧力( $P=0$ )を与えた。側面はスリップ条件とした。計算領域のほぼ全

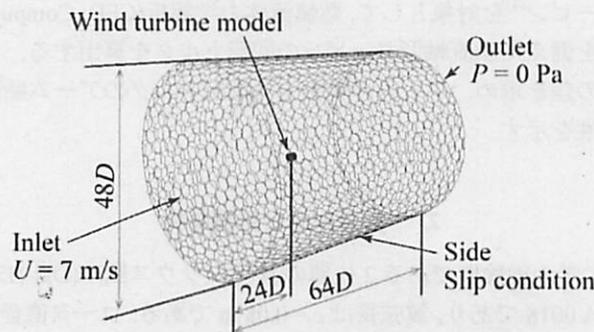


Fig.3 Computational region and boundary condition

体においてポリヘドラルメッシュを採用した。ただし、壁面近傍ではプリズムレイヤーメッシュを適用し、層数は15層とした。壁面における最小格子幅は $5.8 \times 10^{-6}$  m程度であり、これに相当する最大の壁変数 $y^+$ は0.44であった。アーム無しモデルにおける総セル数は約662万セル、翼型アームモデルの場合は約1,112万セル、円柱アームの場合は約887万セル、矩形柱アームでは約1,150万セルであった。なお、全てのモデルにおいて、静止領域のセル数は約58万セルで同一である。時間刻みは $\Delta t = 1.558 \times 10^{-4}$  sに設定し、これにより風車ロータは1ステップで $0.5^\circ$ 回転する。ロータを6回転まで回転させ、トルク係数などは最後の1回転の平均値から算出した。

#### 4. 理論アームトルク

垂直軸風車における水平アーム(ストラット)が発生する抵抗トルクは、アーム部の抗力係数が与えられれば概算が可能である<sup>(5)</sup>。一般に、翼型の抗力係数 $C_D$ は翼弦長 $c$ に基づいて定義されるため、単位スパン長に作用する抗力を $F_D^{(U)}$ とおくと式(1)で表せる。一方、円柱や矩形柱の抗力係数は前面投影面積に基づいて定義される<sup>(6)</sup>。例えば、図2(c)に示す厚み $a$ の矩形柱の場合、単位スパン長の抗力は式(2)となる。直径 $d$ の円柱の場合は式(2)の $a$ を $d$ で置き換えれば良い。なお、式(1)、(2)の $V$ は物体に対する流体の相対流速、 $\rho$ は流体の密度である。

$$F_D^{(U)} = \frac{1}{2} \rho V^2 c C_D \quad [\text{Airfoil arm}] \quad (1)$$

$$F_D^{(U)} = \frac{1}{2} \rho V^2 a C_D \quad [\text{Rectangular cylinder arm}] \quad (2)$$

文献<sup>(5)</sup>に従えば、翼数が $n$ 枚で1つの翼を支持するアーム数(ストラット数)を $n_s$ とした場合の直線翼垂直軸タービンの全アームが発生する平均抵抗トルク $Q^{TA}$ は式(3)で計算される。ここで $r$ は、幅 $dr$ を持つアーム微小要素の回転軸からの距離であり、 $r_0$ は回転軸側のアーム端部の回転軸からの距離を示す(本研究では $r_0 = 0.02$  m)。

$$Q^{TA} = \frac{nn_s}{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_{r_0}^R r F_D^{(U)} dr d\psi \quad (3)$$

本研究の場合、図1のようにアジマス $\psi$ の原点を定義したので、回転軸から局所半径 $r$ の距離における相対流速 $V_r$ は式(4)で定義される。ただし、式(4)ではロータ内部における誘導速度成分は考慮していない。

$$V_r = U \cos\psi + r\omega \quad (4)$$

式(4)を式(1)あるいは(2)に代入し、その結果を式(3)に用いて計算すると、タービン全体の理論的アームトルクが式(5)のように求まる。式(5)の導出過程において $\omega = \lambda U/R$ の関係をを用いた。式(5)は矩形柱アームの場合であり、翼型アームの場合は $a$ をアーム弦長 $c$ に置き換え、円柱アームではアーム直径 $d$ で置き換えることに注意する。

$$Q^{TA} = \frac{nn_s}{8} \rho a C_D U^2 \left\{ (R^2 - r_0^2) + \frac{\lambda^2}{R^2} (R^4 - r_0^4) \right\} \quad (5)$$

上式(5)をロータ受風面積 $A = HD = 2HR$ を通過する上流流速 $U$ の動圧を基準として無次元化すると次式(6)となる。

$$C_Q^{TA} = \frac{Q^{TA}}{0.5 \rho U^2 A R} = \frac{nn_s}{8} \frac{a}{H} C_D \left[ \left\{ 1 - \left( \frac{r_0}{R} \right)^2 \right\} + \lambda^2 \left\{ 1 - \left( \frac{r_0}{R} \right)^4 \right\} \right] \approx \frac{nn_s}{8} \frac{a}{H} C_D \lambda^2 \quad (6)$$

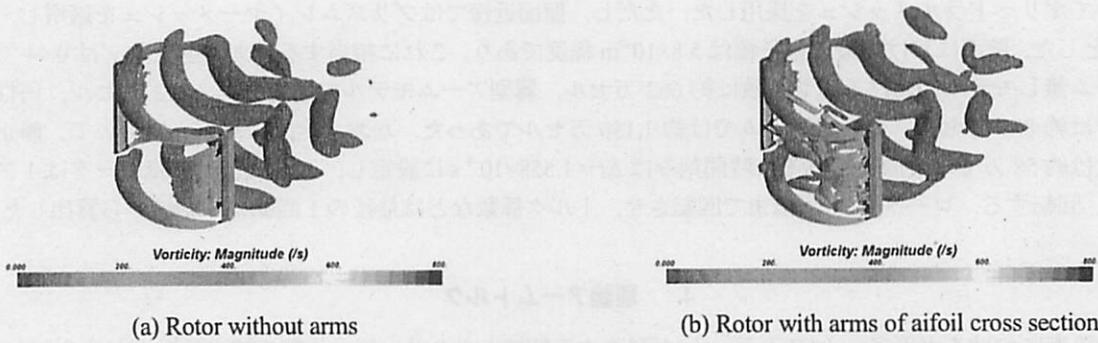


Fig. 4 Isosurface of  $Q$ -value ( $200 \text{ s}^{-2}$ ) and vorticity distribution on the surface

抗力係数はレイノルズ数に依存するが、前述の翼のレイノルズ数  $Re_b$  を参考にする、アーム部でのレイノルズ数は  $10^4 \sim 10^5$  と想定できる。また、物体(アーム)のスパン長にも依存するが、本研究では簡単のために、アームに沿って抗力係数は一定とみなし、かつ無弦長(2次元物体)における抗力係数を採用した。具体的には、翼型アームでは  $C_D = 0.01$ 、円柱アームでは  $C_D = 1.2$ 、矩形柱アームでは  $C_D = 0.9$  をそれぞれ仮定した<sup>(6)</sup>。

## 5. 計算結果及び考察

6回転後の状態における  $Q$  値の等値面( $Q = 200 \text{ s}^{-2}$ )を図4に示す。色は等値面上における渦度の大きさを示す。図4(a)はアーム無しの場合であり、(b)は翼型アームの場合である。アーム無しでは翼スパンの中央付近の後縁から均一的な渦放出が見られるが、翼型アームでは複雑な渦放出となっている。ここに図は示さないが、円柱・矩形柱アームの場合も、翼スパン中央付近の渦放出は複雑であり、特に矩形柱アームではアームの取り付け位置近傍から縦渦状のペアになった渦放出がみられる。翼型アームに比べると、円柱・矩形柱アームは、アーム後流にも複雑な渦放出が観測されている。

CFDで得られたアーム無し・アーム有りの各ロータの平均トルク差から算出される全アームのトルク係数  $C_Q^{TA}$  と式(6)から計算される理論値を図5に示す。アーム厚みが  $0.0072 \text{ m}$  の3種類のアームについての理論値(●)は  $C_D$  に比例するが、CFD解析値(◆)は、 $C_D$ の増加に対して  $C_Q^{TA}$ の増加はみられるが、理論のような線形性はない。円柱アームでは、CFDと理論がほぼ一致しているが、翼型アームと矩形柱アームでは、CFDと理論の差が大きく、

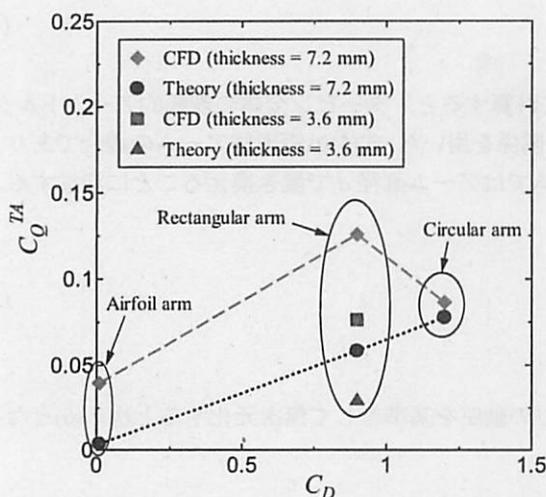


Fig. 5 Drag coefficient dependence of total arm torque coefficient ( $\lambda = 3$ )

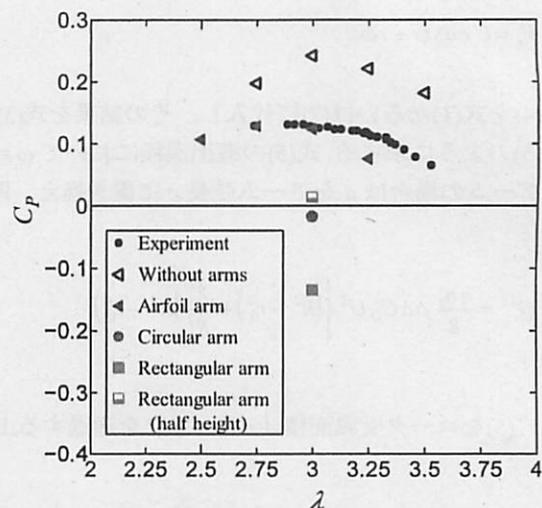


Fig. 6 Comparison of power coefficient of rotors with different cross-section arm

特に矩形柱アームで大きな差がある。前述のように、理論計算では無限長物体の抗力係数を使用しているが、実際のアームは有限である。特にアームと翼の接合部分の面積が大きい矩形柱・翼型アームにおいて、接合部からの渦放出が多くなり、抵抗トルクが増加したと推測される。

図5には、厚みを1/2にした矩形柱アーム( $a=0.0036$  m)のCFD(■)と理論(▲)の値も示した。理論と同様に厚みに比例して、CFDの解析結果も約1/2に減少している。CFDと理論との差は多少減少しているが、同程度の差を保っているのは、上述の接合部の影響によるものと考えられる。

図6に出力係数 $C_p$ の比較を示す。黒丸シンボルはデルフト工科大学における実験値<sup>(4)</sup>であり、アーム無しロータと翼型アームロータのCFD解析値については、 $\lambda=3$ 前後の回転状態の結果も示している。アーム無しの $C_p$ は実験値よりも大きく $\lambda=3$ で最大値をとっている。偶然であるかもしれないが、翼型アームロータの $C_p$ は実験値と良く一致している。厚みが0.0072 mの円柱・矩形柱アームを持つロータの $C_p$ は $\lambda=3$ においてマイナスであり、風車として機能しない結果となった。厚みを1/2にした矩形柱アームでは、かろうじて $C_p$ はプラスとなっている。

## 6. 結 言

垂直軸風車における水平アームの影響を調べるために、3種類(翼型、円形、矩形)の各断面形状のアームを持った2枚翼の直線翼垂直軸風車を対象として3次元CFD解析を行った。以下に本研究で得られた知見を示す。

- (1) 円柱アームのトルクのCFD解析結果は、無限長物体の抗力係数を仮定した理論と良い一致を得たが、翼型・矩形柱アームのCFD解析値は、理論値よりも大きくなった。翼とアームの接続部分の影響が原因と推測される。
- (2) 先端周速比が $\lambda=3$ の回転状態で、風車ロータの出力係数 $C_p$ を比較した結果、アーム無しの仮想ロータは実験値よりも大きなCFD解析値を与え、翼型アーム(弦長:0.04 m, 厚み:0.0072 m)を持つロータは実験値と良い一致をした。同一の厚みを持つ円柱・矩形柱アームを持つロータでは、出力係数はマイナスとなり、風車として機能しない結果となった。

## 謝 辞

本研究は鳥取大学国際乾燥地研究教育機構(IPDRE)の研究プロジェクトの一部、九州大学応用力学研究所の共同利用研究、JSPS 科研費 16H04599 により実施された。ここに明記して謝意を表す。

## 文 献

- (1) Ghasemian, M., Ashrafi, Z. N., and Sedaghat, A., "A review on computational fluid dynamic simulation techniques for Darrieus vertical axis wind turbines", *Energy Conversion and Management*, Vol. 149 (2017), pp. 87-100.
- (2) Li, Y., Calisal, S.M., "Three-Dimensional Effects and Arm Effects on Modeling a Vertical Axis Tidal Current Turbine", *Renewable Energy*, Vol. 35 (2010), pp. 2325-2334.
- (3) Islam, M., Fartaj, A., Carriveau, R., "Analysis of the Design Parameters related to a Fixed-pitch Straight-Bladed Vertical Axis Wind Turbine", *Wind Engineering*, Vol. 32, No.5 (2008), pp. 491-507.
- (4) van Bussel, G., Mertens, S., Polinder, H., Sidler, H., "TURBY@:Concept and Realisation of a Small VAWT for the Built Environment", *Proc. EAWE/EWEA Special Topic Conference "The Science of Making Torque from Wind,"* Delft, Netherlands, (2004), pp.509-516.
- (5) 関和市, 牛山泉, "さらなる風を求めて 垂直軸風車 [基礎・設計から応用まで]", パワー社, (2008), p. 210.
- (6) White, F. M., "Fluid Mechanics", WCB/McGraw-Hill, (1999), pp. 453-458.

## 高効率輸送のための地面効果翼機の翼空力に関する研究

広島大学大学院工学研究科輸送・環境システム専攻  
教授 岩下 英嗣

### 1. 研究目的

現在、世界の物流の99%は低速大量輸送機器の船舶であり、高速少量輸送機器の航空機は旅客や高付加価値物の輸送に限られて利用されている。昨今、航空機を用いた高速かつ大量輸送を高効率で実現するための次世代の特殊航空機の研究開発が各国で進められている。それは地面効果を利用した地面効果翼機(WIG)と称される特殊航空機であり、韓国では実用機を開発建造して将来、国際線として黄海上を飛ぶ計画であり、国際法の整備も含めた開発計画が進行中である。地球温暖化問題を抱えた将来において有望な輸送機器であると期待されている。本研究では、これまで当方で進めてきた前翼式の新形式地面効果翼機に関して、その主翼の風洞試験を行い、地面効果内圧力分布や空力性能について検討することを目的としている。

### 2. 研究組織

氏名	所属	職名	役割・担当
岩下 英嗣	広島大学大学院工学研究科 輸送環境システム専攻	教授	代表者
片野 彬	広島大学大学院工学研究科 輸送環境システム専攻	修士2年	実験補助
大西 宏尚	広島大学大学院工学研究科 輸送環境システム専攻	修士1年	実験補助
吉田 茂雄	九州大学応用力学研究所	教授	実験指導

### 3. 理論計算

非圧縮，非粘性，非回転の理想流体と仮定し，空気場を一定速度  $U$  (m/s) で進む翼を考える。Fig.4 に物体固定座標系を示す。  $S_H$  は物体表面，  $S_W$  は後流面，  $S_F$  は自由表面を表している。法線ベクトル  $\mathbf{n}$  は流体内向きとし，自由表面は剛体壁，後流面は主流に沿って平行に流れると仮定する。空気の流れ速度ポテンシャルを  $\Phi(x, y, z) = U[-x + \phi(x, y, z)]$  と表し，空気の攪乱速度ポテンシャル  $\phi$  は次の境界条件を満足する。

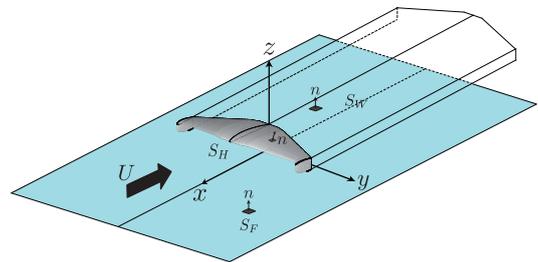


Fig. 1: Body-fixed coordinate system.

$$[L] \quad \nabla^2 \phi = 0 \quad (1)$$

$$[H] \quad \frac{\partial \phi(x, y, z)}{\partial n} = n_x \quad \text{on } S_H \quad (2)$$

$$[F] \quad \frac{\partial \phi(x, y, z)}{\partial n} = 0 \quad \text{on } S_F \quad (3)$$

$$[K] \quad p^+ - p^- = 0 \quad \text{on } S_W \quad (4)$$

流体領域に Green の第2定理を適用すると，次の積分方程式が得られる。

$$\begin{aligned} \frac{\phi(P)}{2} - \iint_{S_H} \frac{\partial G(P, Q)}{\partial n} \phi(Q) dS - \iint_{S_W} \frac{\partial G(P, Q)}{\partial n} [\phi(Q_T^+) - \phi(Q_T^-)] dS \\ = - \iint_{S_H} \frac{\partial \phi(Q)}{\partial n_Q} G(P, Q) dS \end{aligned} \quad (5)$$

ただし,

$$G(P, Q) = \frac{1}{4\pi} \left( \frac{1}{r} + \frac{1}{r'} \right), \quad \left. \begin{matrix} r \\ r' \end{matrix} \right\} = \sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2 + (z-z')^2} \quad (6)$$

ここで、 $\phi(Q_T^+)$  と  $\phi(Q_T^-)$  は後縁上下面での速度ポテンシャルを表している。一定要素の仮定に基づき離散化した後、境界条件 (2), (4) 式の下で数値的に解くことができる。このとき、 $S_H$  上の圧力は,

$$\frac{p(\mathbf{x}) - p_0}{\rho U^2/2} = 2 \frac{\partial \phi(\mathbf{x})}{\partial x} - \nabla \phi(\mathbf{x}) \cdot \nabla \phi(\mathbf{x}) \quad (7)$$

により求めることができる。ここで、 $p_0$  は大気圧、 $\rho$  は空気密度である。(7) 式中の速度ポテンシャル  $\phi$  の偏微分は、翼表面上の速度ポテンシャル分布を 2 次元のスプライン関数で表して数値微分により求めている。こうして得られた圧力を  $S_H$  上で積分することにより、 $i$  方向に作用する力とモーメントが

$$F_i = - \iint_{S_H} \{p(\mathbf{x}) - p_0\} n_i dS \quad (i = 1 \sim 6) \quad (8)$$

により得られる。ただし、 $(n_1, n_2, n_3) = \mathbf{n}$ ,  $(n_4, n_5, n_6) = \mathbf{x} \times \mathbf{n}$  である。

## 4. 実験の概要

### 4.1 供試模型について

本実験に用いた模型を Fig.2 に示す。ノーズ部、前翼部、尾翼部及び主翼部の圧力計測部は紫外線硬化型のアクリル系樹脂を用いて九州大学応用力学研究所所有の 3D プリンター (Project 3500 HDMax) で製作した。主翼は、翼中央部から左翼端への長さを  $y$  とし、無次元値  $y/b/2$  を定義し、 $y/b/2 = 0.300, 0.600, 0.900$  の 3 断面、翼端板高さ  $h_E$  の  $1/3$  の間隔で 2 断面の圧力計測部を有している。計測孔の数はそれぞれ、Section A(32 点), Section B(32 点), Section C(29 点), Section D(16 点), Section E(16 点), の合計 125 点ある。計測孔の位置は翼後縁からコード長を除いた値 ( $x/c$ ) は、Fig.2 中の表のように設定している。表面には直径 0.8mm の圧力計測孔が設けられており、圧力は計測孔から樹脂ピース内部に直径 1.5mm のポリウレタンチューブが差し込まれており、翼内部を通過して微差圧式圧力センサーへと接続される。圧力計測部以外の部品はケミカルウッド材 (サンモジュール) であり、大きめに製作された樹脂をケミカルウッド材で接着後、切削加工により表面を滑らかにしている。

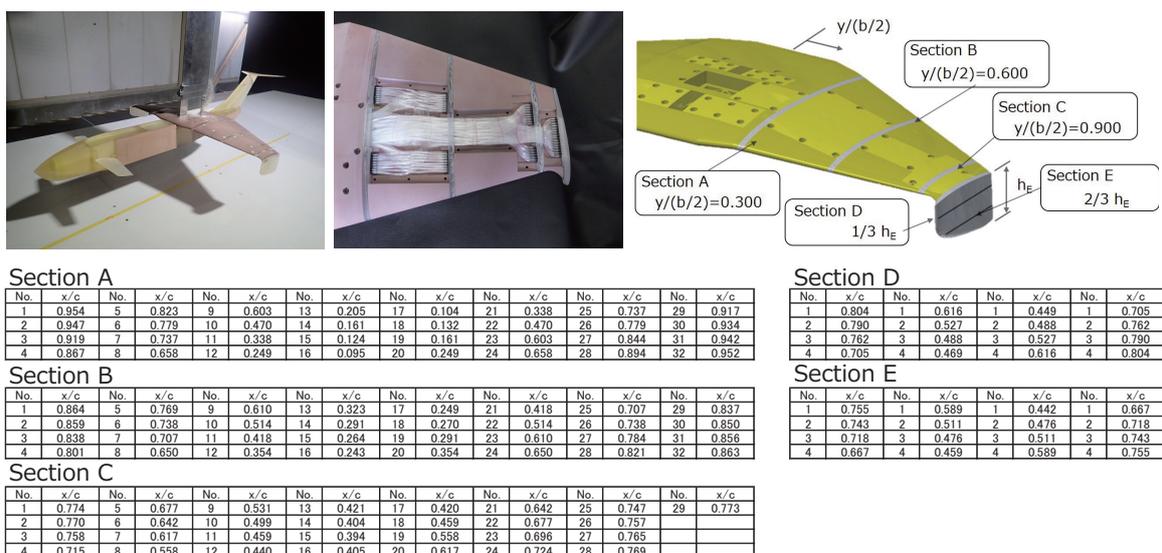


Fig. 2: Experimental model.

## 4.2 風洞試験

Fig. 3 に実験システムを示す. 3 軸トラバーサーに 3 分力計 (日計電測製 Y113M1 型) とストラットを取り付け, その下部に供試模型を取り付ける. ストラット前方に取り付けられたピトー管は, 全圧と静圧により, 流速を計測するとともに, 静圧計測用チューブを途中で分岐させ, 微差圧式圧力センサー (Cell Instruments 製  $\mu$  DAQ 32DTC) の基準静圧入力ポートに接続する. 計測静圧入力ポートには, 供試模型の表面圧力計測用ポリウレタンチューブををストラット後方を通して接続する.

実験システムを Fig.?? に示す. 発信機 (NF 製 DF1906) に信号を送り, 外部トリガーを発信させ,  $\mu$ DAQ 32DTC と 3 分力計の計測を同サンプリング周波数 (500Hz), 同時刻で行う. 3 分力計で得られた歪みはストレインメーター (日章電機製 DSA-100A) により電圧に変換され, ユニバーサルレコーダー (共和電業製 EDX-200A-4H) を経由して LAN ケーブルで計測用パソコンに出力される.  $\mu$ DAQ 32DTC についても同様にデータを LAN ケーブルで出力させ, 3 分力と風速, 圧力を合わせて 36 チャンネルの計測を行っている.

地面効果内での計測を行うに際し, 境界層を低減させる手法として, 地面板を設けている. 発達した境界層を板前縁で再スタートさせることで境界層を低減させた結果, 計測位置において, 約 20mm の厚さまで境界層を低減できている.

飛行高度は, 翼前縁から地面板までの高さ  $h$  を主翼のコード長  $c$  で除した値である  $h/c$  を定義し, 主翼単独と全機で飛行高度  $h/c$  を変化させて実験を行っている. 風洞の流速は  $U = 20\text{m/s}$  に設定し,  $Re = 4.0 \times 10^5$  の領域で実験を行っている.

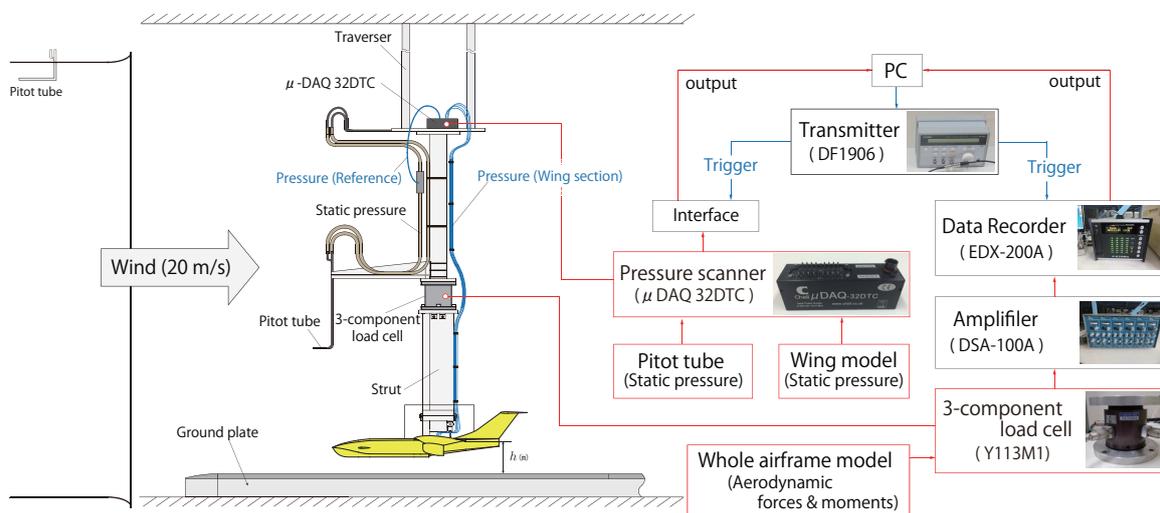


Fig. 3: Experimental system for measuring aerodynamic forces and moments and pressuredistribution simultaneously.

## 5. 実験結果と考察

### 5.1 飛行高度変化時の全機空力特性

まず, 機体迎角  $0.0\text{deg}$ . に固定し, 前翼迎角  $\alpha_F$ , 飛行高度  $h/c$  を変化させた時の全機空力特性の計算結果と風洞試験の実験結果を Fig.4 に示す. 実線が計算結果, プロットが実験結果である.

各前翼迎角において, 揚力及びピッチングモーメントが実験結果は計算結果よりも高くなっている. ピッチングモーメントが高いことにより, 圧力中心も後ろに移動している. ここで考えられるのは, 尾翼に揚力が発生していないためではないかと考えられる. ここで, 同時に計測した尾翼の翼断面 section G, H における表面圧力分布を Fig.5 に示す. 本来, 水平尾翼には, 主翼による吹き降ろしの影響により, 相対迎角が負となる流速が作用することで, 下向きの揚力が発生している. しかし, Fig.5 の翼表面圧力を見ると翼上面と下面の圧力差がほとんど生じていないことが分かる. これは, 実験システム上尾翼部の風上側にあるストラットが影響しているものと考えられます. これらのことより, 尾翼に働くは

ずであった負の揚力が発生せず，結果として，全体の揚力が上昇し，ピッチングモーメントは機首下げ方向のモーメントが増えたものと思われる。

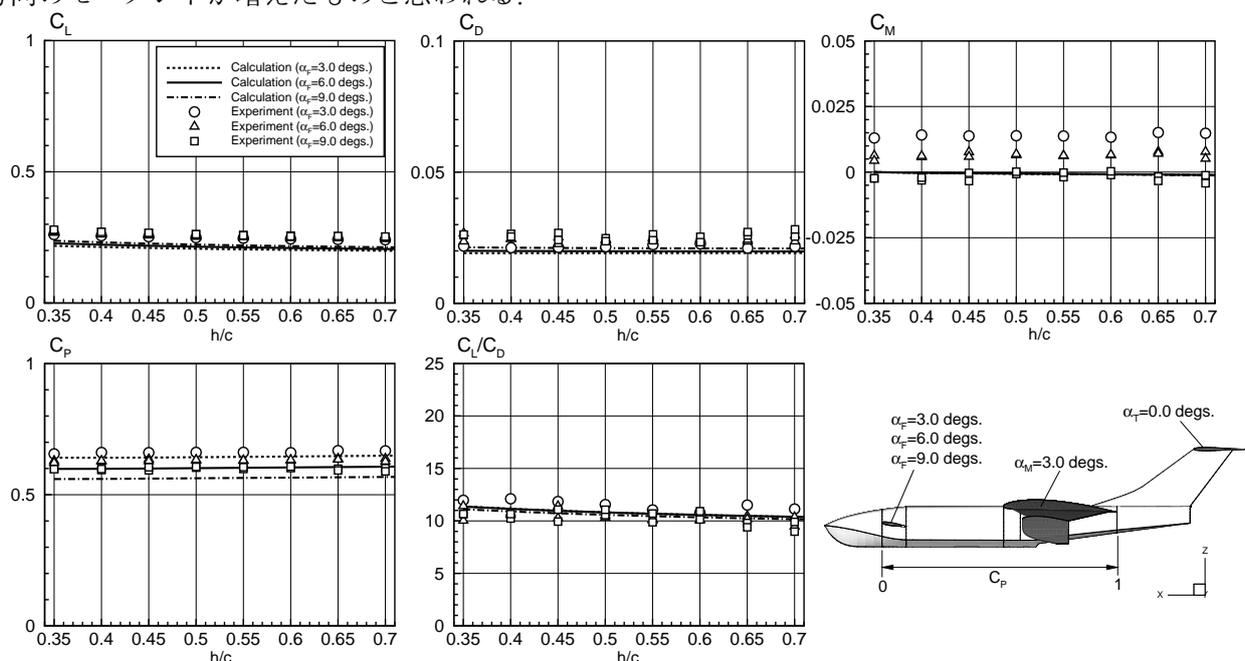


Fig. 4: Aerodynamic properties of the Canard-Configuration WIG with different angle of attack of front wing at  $\alpha_B = 0.0$  deg. ( $\alpha_T = 0.0$  degs.,  $\alpha_M = 3.0$  degs.).

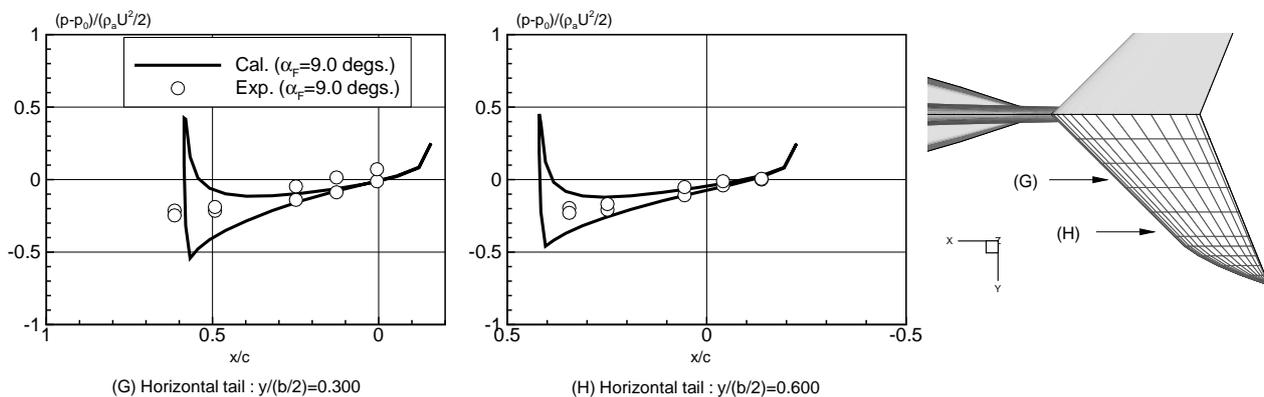


Fig. 5: Pressure distribution of horizontal tail wing ( $\alpha_T = 0.0$  deg.,  $\alpha_F = 9.0$  deg.,  $h/c = 0.35$ ,  $\alpha_B = 0.0$  deg.).

## 5.2 前翼の有無における全機での翼表面圧力分布の比較

主翼の風上側には，前翼が存在している．そのため，主翼の翼表面圧力に対しての干渉影響は存在すると思われる．そこで，主翼の翼表面圧力分布における，前翼ありとなしの結果を比較することによって，前翼と主翼の干渉影響を見ていく．飛行高度  $h/c = 0.35$  における前翼あり（前翼迎角  $\alpha_F = 9.0$  degs.）と前翼なしの結果を Fig6 に示す．Section A から E にかけて，前翼ありとなしの結果にほとんど相違が見られないことが分かる．したがって，前翼が主翼の風上にあることによって主翼の翼表面圧力に対しての干渉影響はほとんど無いということが分かる．

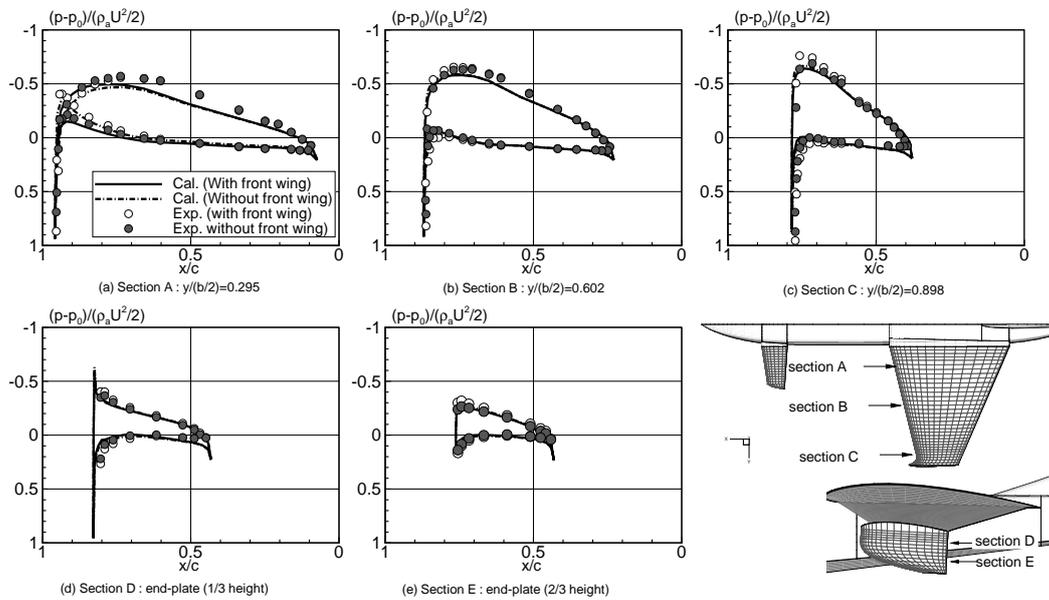


Fig. 6: Sectional pressure distribution on the main wing with end-plates of the Canard-Configuration WIG at  $h/c = 0.35$  ( $\alpha_F = 9.0$  degs.).

### 5.3 前翼迎角変化における全機での翼表面圧力分布の比較

続いて、前翼の迎角を変化させることによって、前翼の後流が主翼の翼表面圧力に与える干渉影響を見ていく。機体迎角  $\alpha_B = 0.0$  degs.,  $h/c = 0.35$  における前翼迎角  $\alpha_F$  を 3.0, 6.0, 9.0 degs. と変化させた時の主翼の翼表面圧力分布について考察する。Fig.7に、その計算結果と実験結果を示す。これらより、前翼の迎角を変化させたとしても、その変化によって主翼の翼表面圧力分布に変化はほとんど見られないことが分かる。したがって、前翼の迎角変化に伴った後流面の変化による、主翼の翼表面圧力分布への影響はほとんど無いということが分かる。

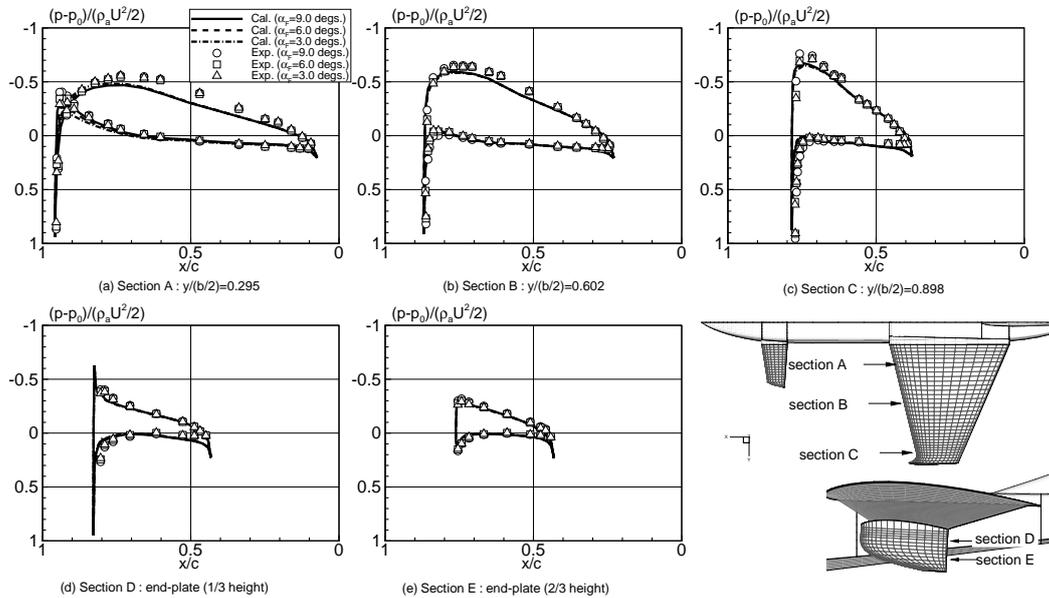


Fig. 7: Sectional pressure distribution on the main wing with end-plates of the Canard-Configuration WIG with different angle of attack of front wing at  $h/c = 0.35$ ,  $\alpha_B = 0.0$  deg.

## 6. おわりに

本研究で得られた成果を示すと以下のようになる。

- (1) 全機模型を3Dプリンターで製作した部品を組み込み、設計、製作し、精度の高い主翼の翼表面圧力及び空力特性のデータ取得を行った。
- (2) 全機という複雑なモデルにおいても、境界要素法を用いた理論計算により、機体全体に働く空力及び主翼の翼表面圧力分布の推定が可能であることが確認された。
- (3) 主翼単独時に比べ、全機では主翼下面における正圧が減少し地面効果が損なわれていることが理論計算及び実験結果に見られており、その原因として胴体との干渉影響が大きいことが明らかになった。地面効果の損失を小さくする機体形状の検討が必要である。

## REFERENCE

- 1) 伊藤 悠真；地面効果内を飛行する3次元翼の空力に関する研究，卒業論文，2011
- 2) 伊藤 悠真；地面効果内を飛行する3次元翼の空力に関する後流影響と自由表面干渉影響について，修士論文，2013
- 3) Jaspa PORANANONT；Asymmetric Aerodynamics of a Wing Flying in the Ground Effect, Master's Thesis, 2015
- 4) 小頭 康孝；地面効果翼の水中曳航試験における自由表面影響に関する研究，2013
- 5) 田端 貴明，村上真貴；広島大学新型風洞の性能評価に関する研究，2015
- 6) Ahmed, M.R., Takasaki, T. and Kohama Y. ; Aerodynamics of a NACA4412 Airfoil inGround Effect, AIAA JOURNAL, Vol. 45, No. 1, 2007

## 血管内治療用カテーテルにおける耐久性と操作性の検証

九州大学附属病院 血管外科 古山 正

### 1. 緒言

バルーンカテーテルとは、カテーテルの先端部のバルーンを膨張させることで、狭くなった動脈の内腔を押し広げ、動脈硬化性の疾患を軽減する治療に使用するカテーテルの一種である。しかし、その治療の安全性と成功率は著しく向上しているものの、血管挿入時のバルーンの破裂例やシャフトの破損例が報告されている。したがって、カテーテルの力学的特性を定量的に把握しておく必要があるが、そのような力学特性を詳細に評価した研究はほとんど行われていない。そこで本研究では、実際に臨床で使用されている二種類のカテーテルの引張試験を行い、接合部とシャフト部の荷重-変位挙動を評価した。さらに、バルーンカテーテルは2層構造を形成するが、その外筒と内筒についてそれぞれ引張試験を行い、応力-ひずみ挙動を求めるとともに、塑性の全ひずみ理論に基づいて力学挙動のモデリングを試みた。また、導出された力学モデルから内筒および外筒の荷重-変位挙動を予測し、これらを組み合わせることで接合部およびシャフト部の変形挙動を予測できるか試みた。

### 2. 実験方法

臨床で世界的に広く利用されている PTA バルーンカテーテルのうち二種類を試験体として使用した。そのうちの一本は実際に事故が報告されているカテーテルを用意した。事故が報告されているカテーテルを sampleA、もう一方のカテーテルを sampleB とする。なお、バルーンカテーテルは二層構造を形成しており、内部をガイドワイヤーが通る内筒と空気を注入しバルーンを膨張させる外筒から構成されている。強度的に弱いとされるのはバルーンの根元の部分の接合部であるため、本研究では、接合部を含む部分（接合部と呼ぶ）とそれ以外の部分（シャフト部と呼ぶ）に二分割し、それぞれ引張試験を行った。また、内筒と外筒それぞれの基本的な応力-ひずみ線図を得るために、カテーテルを内筒と外筒に分解し試験を行った。引張試験には小型卓上試験機を使用し、引張部分の長さ 30mm、負荷速度 600mm/min で試験を実施し荷重と変位の時間変化を記録した。試験の様子はビデオで記録し、破断までの様子を確認した。さらに、内筒と外筒の断面を SEM 観察し、断面形状の観察と断面積の計測を行うことで真応力-真ひずみ関係を算出した。これにより、導かれた内筒と外筒の応力-ひずみモデルから、カテーテルの荷重-変位を予測できるモデルを構築した。

### 3. 結果および考察

引張試験より得られたカテーテルの接合部とシャフト部の荷重-変位曲線をそれぞれ図 2 の点線に示す。図(a)より、接合部では種類に関係なく、先に外筒が破断して荷重が大きく減少し、その後内筒のみの変形により再び荷重は増加した。この挙動を内筒と外筒の弾塑性荷重-変位挙動をそれぞれ二段階に分けて直線近似し、カテーテル全体の荷重-変位挙動をそれらの組み合わせることによって表現を試みた。その結果を実線で示す。接合部において実測値と力学モデルがよく一致することが確認された。一方のシャフト部においては外筒が先に破断するものと内筒が先に破断するものに分かれた。外筒が先に破断するものについては、前に示す単純な力学モデルが一致した。しかし、内筒が先に破断するものについては、内筒破断後、外筒の塑性変形により荷重がほとんど増加することな

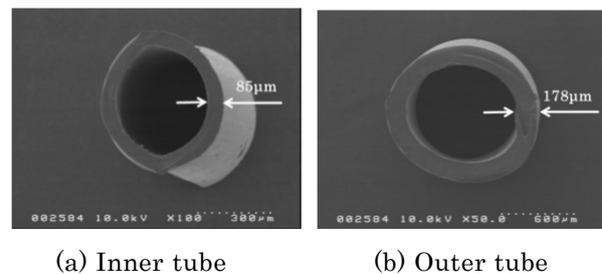


Fig.1 SEM images of the cross-sections of inner and outer tubes.

く変形し、その後再び荷重が増加した。この現象は、内筒の破断後も外筒が変形を続けることにより内筒に作用する圧縮力が増加し強く拘束されるため、外筒と内筒が一本化して変形を開始することに対応していると考えられる。これを考慮し、外筒が先に破断するものと同じように内筒と外筒の荷重 - 変位挙動を組み合わせたモデルと比較したところ図(b)からも分かるように一致することが分かった。

また、二種のカテーテルの内筒と外筒についても同様に引張試験を行った。これによって、得られた応力ひずみ曲線を全ひずみ理論で表した結果を図3に示す。これにより、内筒・外筒共に種類に関係なく一致することが分かった。

最後に、全ひずみ理論を用いることによって得られた応力 - ひずみモデルを荷重 - 変位モデルに変換し組み合わせたものを実測値と比較したところ、こちらも実測値と同じような挙動を描くことが分かった。この導かれた内筒および外筒の力学モデルを組み合わせることで、接合部・シャフト部それぞれの挙動を予測できるか試みた。その結果を図4に示す。接合部においては、外筒にバルーン部が含まれることを考慮しパラメータを掛け合わせることで実測値に近い挙動を示すことができた。一方、シャフト部では、内筒および外筒の力学モデルをそのまま組み合わせることで実測値に近い挙動を示すことができた。

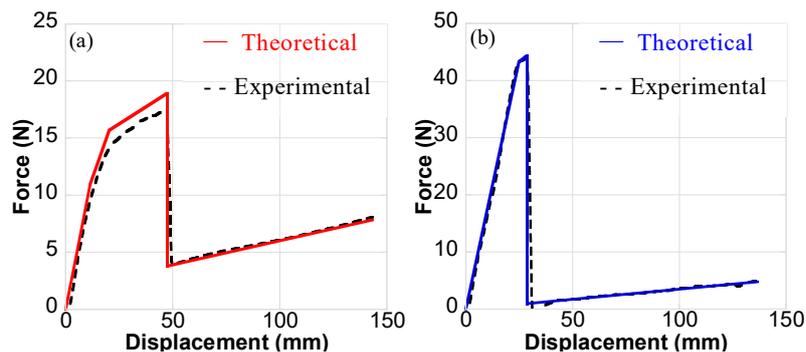


Fig.2 Load-displacement curves of sampleA;  
(a) joint, (b) shaft.

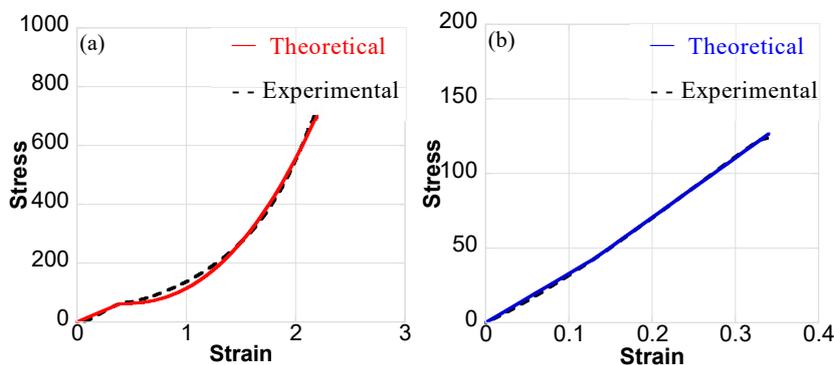


Fig.3 Stress-strain curves of sampleA;  
(a) inner, (b) outer.

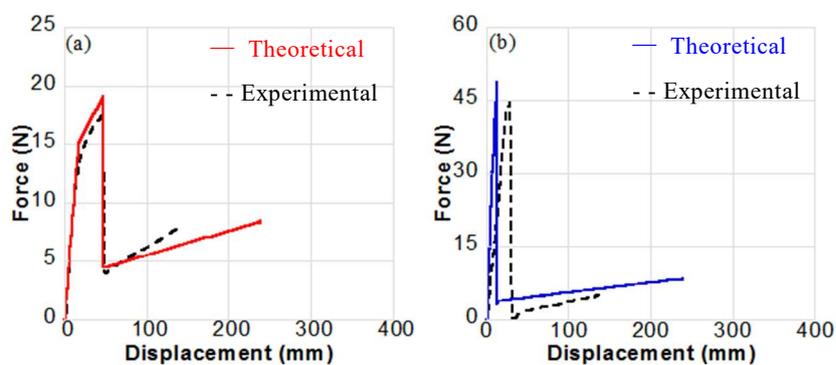


Fig.4 Load-displacement curves of sampleA;  
(a) joint, (b) shaft.

#### 研究組織

九州大学附属病院 血管外科：古山 正、吉屋圭史

国際医療福祉大学 血管外科：松本 拓也

九州大学応用力学研究所：東藤 貢

九州大学大学院総合理工学府：鎌田祥平

## CT-FEM を用いた大腿骨に関連するバイオメカニクス問題の解明

横浜市立大学医学部整形外科 稲葉 裕

### 1. Introduction

The purpose of this study was to predict the changes of stress variation and bone remodeling in the lower limbs after THA using computational analysis. Inhomogeneous 3D-model of lower limbs was developed using computer tomography (CT) images to consider hip osteoarthritis (OA) and THA cases. A load case of quiet standing position was considered to evaluate the stress distribution in both limbs.

### 2. Finite Element Model

3D computational model of a pair of lower limbs was constructed from CT images of a 79-year old female patient with hip osteoarthritis (OA). The images were collected from Kyushu University Hospital, Japan. A finite element model was then developed from the 3D-model. Distribution of bone mineral density (BMD) was estimated using the gray values of Hounsfield unit (HU) in the image [8]. Distribution patterns of young modulus and yield strength were then calculated by correlating the mechanical properties with the BMD. It was assumed that each of finite elements was homogeneous with one modulus. This modeling was processed using commercial biomedical software, Mechanical Finder v6.1. Higher values of young modulus at the outer part of the femoral bone indicated cortical bone with high stiffness, while the inner part was known as cancellous bone with porous structures. Hip cartilages were considered on both the left and right joints with a low elastic modulus. The bonds between cartilage, acetabulum and femoral head, sacrum and ilium were assumed to be rigidly connected.

In developing a 3D model of the lower limbs with hip prosthesis, the femoral head of the left femur was cut and inserted with a prosthesis stem. Meanwhile, the acetabular cup and bearing were aligned properly to the acetabulum to demonstrate a ball and socket joint. A ceramic-on-ceramic type of implant was used in this analysis. The material properties of hip cartilage and prosthesis are described in Table 1. The materials were assumed to be linear elastic and homogeneous. Interfacial connection between implant and bone was considered as perfectly bonded.

A load case of quiet standing was considered in this analysis. The posture in the foot side-by-side position is known to contribute to the structural and functional equivalent of the lower limbs [9,10]. A distributed load of a 60kg patients' body weight was applied in the cross section of the lumbar vertebrae and fixed at the distal end of the femoral shafts.

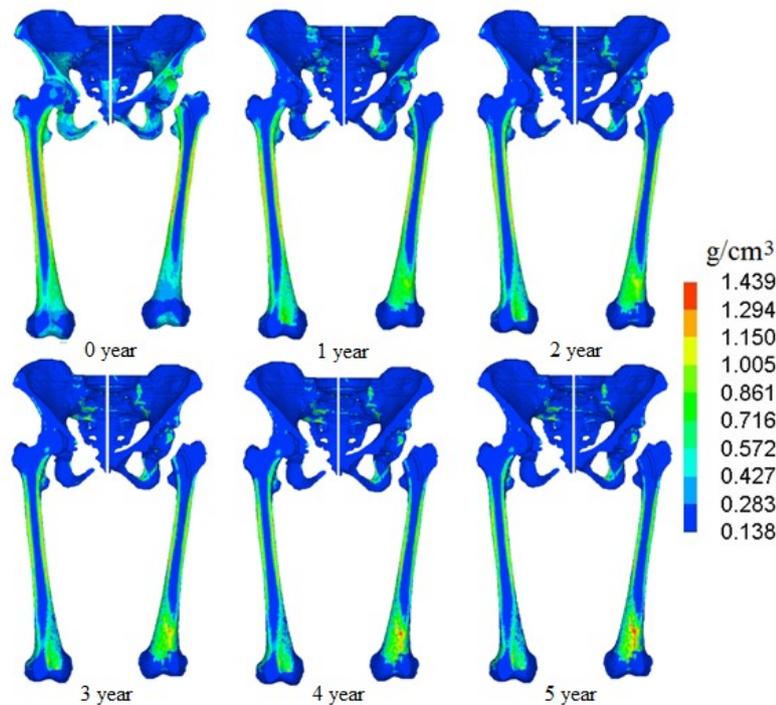
### 3. Results & Discussion

Projection of bone remodeling in lower limbs after several years was discussed on the resulting bone mineral density (BMD). The process of bone remodeling was predicted by the adaptive changes in bone density life equations. The remodeling analysis was computationally conducted using the implemented sub-program in commercial biomedical software, Mechanical Finder v6.1. Alteration of bone mineral density in the lower limb with THA over 5 years is illustrated in Fig. 5. The cross sectional view of the femoral shafts suggested that the bone density was reduced at the proximal and middle region throughout the years at both limbs. While, the distal region of the shafts indicated an increment of BMD. This finding correlates to the gain in the principal stress after THA. The changes were predicted to be high between year 0 and year 1, especially at the hip joint where the load was transferred from the pelvic to the femoral shafts. From year 1 onwards, the changes were mostly dominant at the femoral shafts and minimal elsewhere. Similar clinical findings were reported by Venesmaa et al. [17] where the bone loss, acute at the initial phase while further losses was minimal in relation to the normal ageing bone. The operated limb indicated more changes as compared to the non-operated limb. Prediction of early bone loss was principally a consequence of stress shielding and bone disuse atrophy [17,18]. The findings recommended that the remodeling process of bone resorption and thickening problems may become worse after a period of time. Besides, the possibility of changes in bone mass and architecture was also projected as the bone will modify itself to adapt the new biomechanical environment. All of these possibilities are believed to contribute to the instability and imbalance gait of the THA patients.

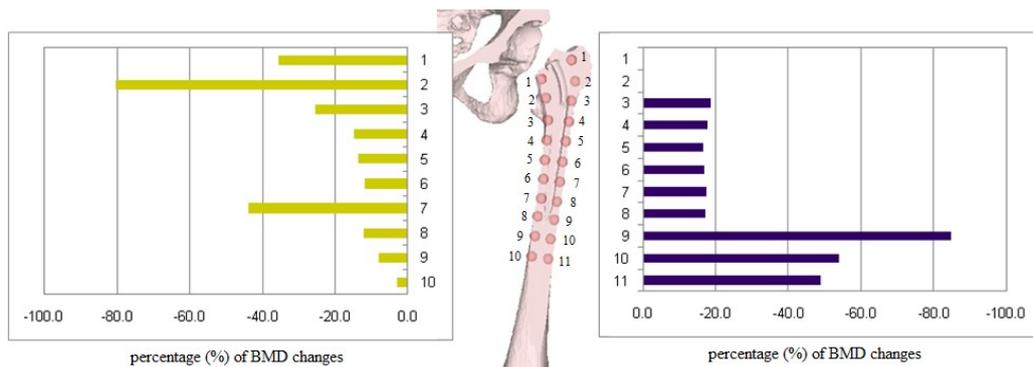
Critical adaptation was expected to occur in the operated limb. Fig. 6 shows the percentage of BMD change around the prosthesis stem. Several points were selected at the lateral and medial aspects to calculate the percentage of bone density changes over 5 years and to further estimate the bone loss. Although the bone loss is not favorable to adaptive bone remodeling, consideration of changes in BMD values was sufficient to be taken as a baseline to assess bone loss after surgery. In medial aspects, bone loss was predicted to be high in point 1, 2 and 7 (up to 80%). The result was expected as a high stress was concentrated in the respective region due to the bending effects of the prosthesis stem. The higher bone loss was also reported in Gruen zone 7 by Venesmaa et al. which was presented as point 1 and 2 in this study. The respective areas were potentially becoming the weakest part and most probable location for failure to start. The bone loss was minimum in the middle and distal region of the femoral shaft. Different patterns was predicted in

lateral aspects. No bone loss was predicted to occur in point 1 and 2 which are referring to the greater trochanter region of femur. An average of 19% of bone loss was estimated along the prosthesis stem, but it increases exponentially from the distal tip of the stem. The highest value predicted in the region was parallel to that reported by Herrera et al. The bending effects from the prosthesis shaft were assumed to influence the higher percentage.

Computational prediction conducted in this study showed overestimate difference (percentage of change) as compared to clinical findings. However, the findings are sufficient to predict the bone remodeling behavior and regions in femoral shaft after arthroplasty. The weakness was contributed by the limitations in the present study. Contribution of associated muscles was not considered in the analysis. Gait stability was primarily supported by muscles in hip joints for proper balancing and adjustment. Different physiological loading can be considered to demonstrate the correlations between the computational findings and gait performance.



**Fig. 5.** Changes of bone mineral density (BMD) distribution in the lower limbs with THA after 5 years at the cross-sectional anterior view



**Fig. 6.** Prediction of the possibility of bone loss in operated limb after 5 years at the medial (left) and lateral (right) aspects.

研究組織

横浜市立大学医学部整形外科： 稲葉 裕

Universiti Teknologi MARA： Abdul Halim Abdullah

九州大学応用力学研究所： 東藤 貢

## CT-FEM を用いた骨粗鬆症に起因する骨折メカニズムの研究

九州大学大学院医学研究院 中島 康晴

## 1. 緒言

変形性股関節症や関節リウマチにより関節部に疾患が生じた際、最終的な治療法としては人工股関節置換術 (THA) が広く行われている。患部を摘出し、金属やセラミックなどでできた人工関節に置換することで痛みがなくなり、歩行能力の改善に繋がっている。しかし、金属製のステムを大腿骨に挿入することで力学的環境に変化が起るため、手術後に長い年月が経過した患者の中にはストレスシールドディングによる骨密度の低下が起こることがあり、骨折などの新たな疾患へと繋がるため、問題となっている。そして、このストレスシールドディングの影響を 3 次元的にまた定量的に評価した研究は少ないのが現状である。そこで本研究は、THA 後 8 年又は 12 年が経過した 2 名の成人女性の CT 画像から 3 次元大腿骨モデルを作成し、骨密度とヤング率分布に及ぼす THA の影響を検討し、力学解析を行うことで THA が大腿骨に及ぼす影響について検討した。

## 2. 解析方法

片方の股関節に対して THA を行った後 8 年又は 12 年が経過した成人女性 2 名の大腿骨の CT 画像を Mechanical Finder ver.9.0 で読み込み、画像処理後に積層させモデル化を行うことで健側と THA 側双方の 3 次元大腿骨モデルを作成した。4 節点 4 面体要素によりメッシュ分割を行い、材料特性として大腿骨の骨密度を HU 値から推定した。さらに、ヤング率と降伏応力を Keyak の式を用いて骨密度から算出した。健側と THA 側の骨密度分布とヤング率分布を比較することで THA が大腿骨の材料特性に及ぼす影響について検討した。次に、作成した大腿骨モデルを用いて力学解析を行った。歩行時に生じる負荷を想定し、骨頭部に頸部軸と平行に 1850N の圧縮荷重を付加し、大転子部に頸部軸と平行に 967N の引張荷重を付加した。そして、遠位の大腿骨末端を完全拘束している。力学解析により得られた健側と THA 側のひずみエネルギー密度分布などを評価することで THA が骨に及ぼす影響について検討した。

## 3. 結果と考察

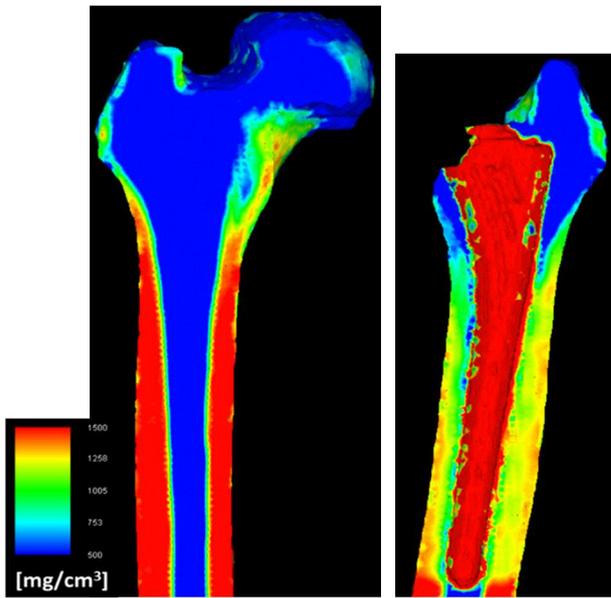
THA 後 8 年が経過した患者の健側と THA 側双方の骨密度分布を図 1(骨軸における断面)と図 2(小転子における断面)に示す。健側と THA 側の骨密度分布を比較したところ、ステムの挿入により、明らかに内側と外側で骨密度が低下していた。THA 後 12 年が経過した患者でも同様に骨密度の低下が生じており、特に、2 名の患者とも小転子より近位部において骨密度の低下が顕著であった。骨密度の低下は大腿骨よりもかなり高弾性な金属製ステムを挿入することで骨へ加わる力学的刺激が減少し、骨吸収が促進されてしまったのではないかと考えられる。一方、ステムの挿入によりステムの前方と後方は骨密度が高くなる傾向にあることが示された(図 2)。皮質骨の高密度が維持されていることから、ステムの前後方向では骨リモデリングにより新たな骨形成が生じているのではないかと考えられる。2 名の患者の健側と THA 側双方におけるヤング率分布を評価したところ、骨密度と同様にステムの内側と外側においてヤング率は低下しており、ステムの前後方向では高い値を示していた。

THA 後 8 年が経過した患者の健側と THA 側双方のひずみエネルギー密度の分布を図 3(骨軸における断面)と図 4(小転子における断面)に示す。健側と THA 側のひずみエネルギー密度を比較したところ、THA 側ではステム周辺においてひずみエネルギー密度が低いことが確認された。ステムの先端から近位へといくにつれてひずみエネルギー密度が低い傾向にあり、特に小転子付近では健側よりもかなり低いひずみエネルギー密度が分布していた。THA 後 12 年が経過した患者でも同様にステム周辺においてひずみエネルギー密度が低くなっており、ステムの挿入により骨のリモデリングが抑制される可能性が示唆されている。

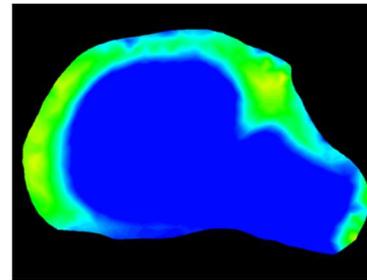
## 4. 結言

本研究では、THA 後 8 年又は 12 年が経過した 2 名の成人女性の CT 画像から 3 次元大腿骨モデルを作成し、THA が骨に及ぼす影響について 3 次元的に評価した。その結果、2 名の患者共にステムの内外側方向において骨密度とヤング率が低下しており、ステムの挿入により骨吸収が促進されたのではない

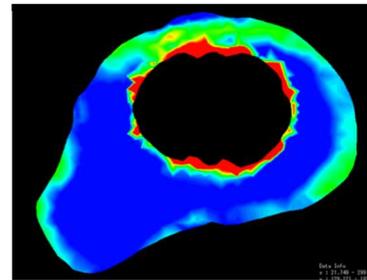
かと考えられる。次に、作成した 3 次元モデルを用いて力学解析を行ったところ、2 名の患者共に健側よりも THA 側においてステム周辺のみずみエネルギー密度が低くなっており、骨のリモデリングが抑制されたのではないかと考えられる。以上の結果より、骨モデルを用いた 3 次元的评价は、ストレスシールドによる骨構造の経年変化を評価するのに有効であることが示唆された。



(a) Healthy side. (b) THA side.  
Fig.1 Bone density distribution of bone axis.

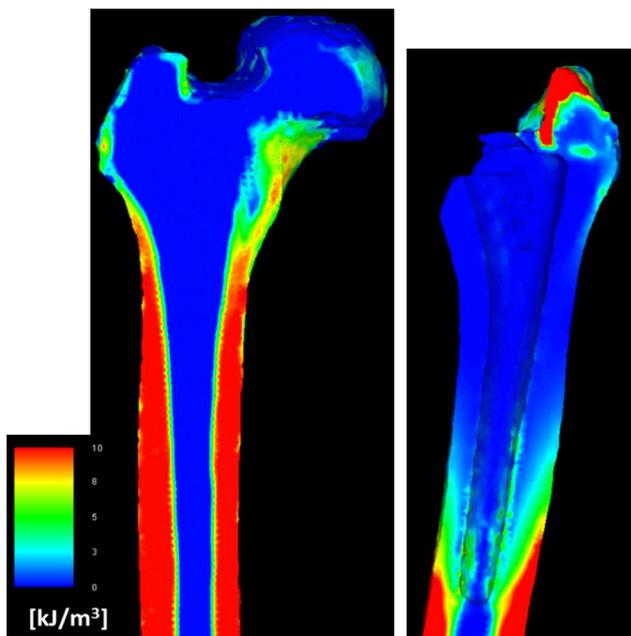


(a) Healthy side.

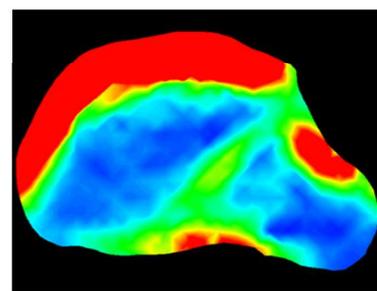


(b) THA side.

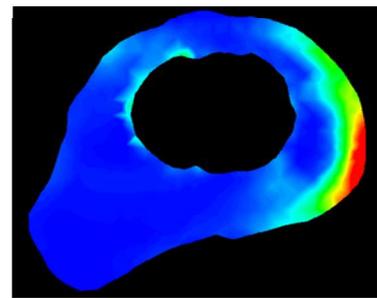
Fig.2 Bone density distribution of lesser trochanter.



(a) Healthy side. (b) THA side.  
Fig.3 Strain energy density distribution of bone axis.



(a) Healthy side.



(b) THA side.

Fig.4 Strain energy density distribution of lesser trochanter.

## 3D プリンターを利用した骨再生用多孔質足場材料の開発

大阪大学医学系研究科 名井 陽

### 1. 緒言

整形外科分野では、生体骨から人工骨まで様々な種類の補填材を欠損部に移植する骨再生治療が行われている。最近では、細胞と足場材料を組み合わせた組織工学的方法も検討されており、細胞増殖能や組織形成能に優れた足場材料の開発が重要となっている。構造的には多孔質構造が基本となるが、その一方で骨に匹敵する力学特性を有することが望ましい。本研究ではCT-FEMと3Dプリンティング技術を組み合わせた新しい試みとして、力学特性を担保するフレーム構造を3Dプリンティング技術で作製し、その内部に細胞の足場となる多孔質構造を別途導入したハイブリッド構造の開発を目的とした。

### 2. 実験方法

フレーム構造の基本構造として、A. 単純格子構造、B. トラス構造、C. ハニカム構造の3種類を採用し、3D-CADで設計を行った。次に、紫外線硬化型の3Dプリンターを用いて、設計した構造体の実構造モデルを作製した(図1)。原料は骨セメントとしても使用されるアクリル系樹脂である。小型卓上試験機を用いて、作製した3つの実構造体の圧縮特性を評価した。また、FE-SEMで破壊部の観察を行った。

次に、骨再建を検討している部位の力学的機能を考慮した骨再生用インプラント(力学的適合性を有する人工骨)の作製方法について検討した。再建対象例として中指基節骨を選択し、手指のCT画像を用いて骨密度分布を考慮した数値モデルを構築した(図2)。次に中指基節骨の中腹の骨再生を仮定し、CT-FEMで用いた指のモデルを参考にして3D-CADで骨再建用インプラントを設計した。内部構造には単純格子構造を導入した。3D-プリンターで実構造の作製を試み、図4に示す荷重条件で1600Nの分布荷重を8分割して与え、インプラント置換時の力学挙動を評価した。

さらに、フレーム構造にコラーゲンを充填したハイブリッド構造の細胞増殖能を評価するためにヒト間葉系幹細胞(human mesenchymal stem cell; hMSC)を播種し、7日間培養することで細胞生物学的観点から骨再生用インプラントとしての有効性を検討した。

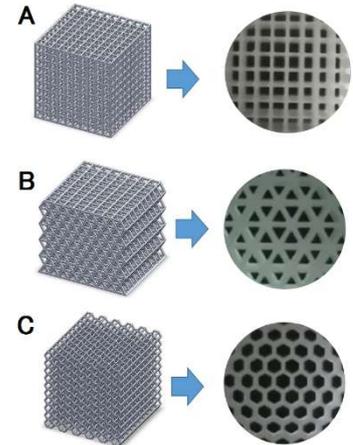


Fig. 1 Three different designs of porous structures.

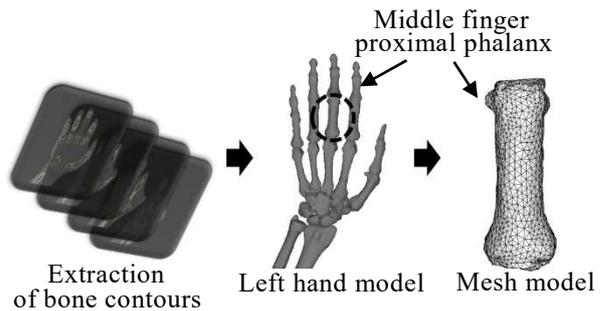


Fig. 2 Modeling process of CT-FEM

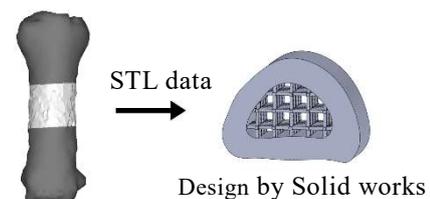


Fig. 3 Design process of an implant for bone reconstruction

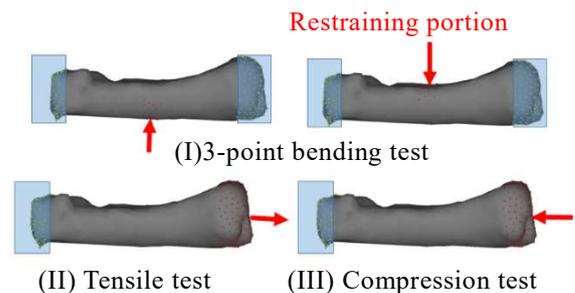


Fig. 4 Restraint load conditions

### 3. 結果および考察

表 1 に 3 種類の構造体の最大荷重, 剛性, 吸収エネルギーを示す. 最大荷重に関してはトラス構造を用いた構造体 B が最も大きな値を示したが,

最大荷重点を過ぎてから構造は完全に崩壊した. 構造体 A は部材の一段のみが座屈によって破壊する点で最大荷重を示し, 他の構造体は単純格子構造を保つ. 構造体 C は, 最小の最大荷重を示すが, 部材の一部に破壊が生じて, 全体の構造は崩れにくく, 最大荷重点後も最大荷重に近い荷重を支持することが可能であった. 高強度である構造体 B, 構造の維持機能を有する構造体 C, それぞれトラス構造とハニカム構造の特徴を示していると考えられる. 図 5 に各構造体の破断部の FE-SEM 画像を示す. 全てに共通して, 脆性的な破壊形態が観察された.

図 6 に骨インプラントの有無による相当応力分布の比較結果を示す. 骨インプラントを置換することによって応力集中が端部に移行し, 破壊の原因になることが予想できる. このような応力集中を軽減するためには, バイオセラミックス等の高弾性材料の導入が必要であると考えられる. さらに, 骨全置換用ハイブリッド構造体についても試作を試みた (図 7). 患者の CT 画像から骨形状を再現し, 内部には格子構造を導入し骨芽細胞の定着と骨組織の進入を促進することができる.

図 8 に細胞増殖挙動の測定結果を示す. 培養 3 日目に若干の細胞減少が見られるも 7 日目には増殖傾向を示し, 骨インプラント内は細胞の生存できる環境であることが示された. 図 9 に骨インプラント内部に充填したコラーゲンに定着する hMSC の SEM 写真を示す.

Table 1 Compressive properties.

Structures	A	B	C
Maximum load [N]	532	855	156
Stiffness [kN/m]	726	892	156
Absorbed energy [mJ]	211.8	448.3	239.5

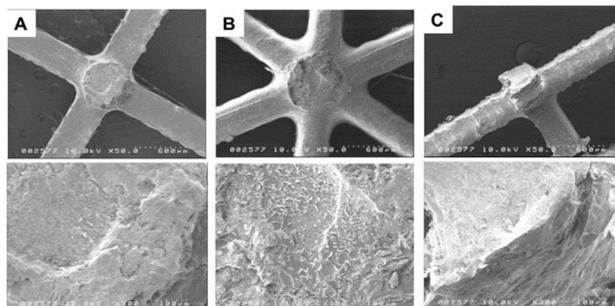


Fig. 5 FE-SEM microphotographs of fracture regions.

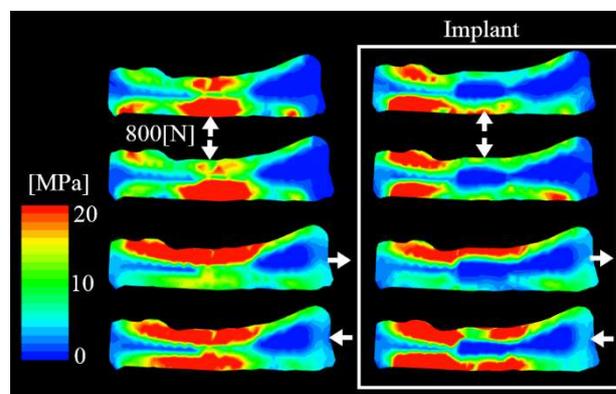


Fig. 6 Distribution of equivalent stress at 800 N

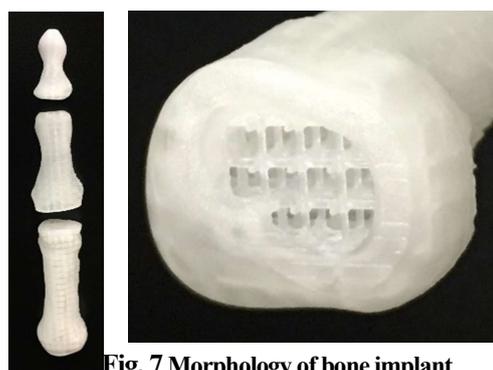


Fig. 7 Morphology of bone implant

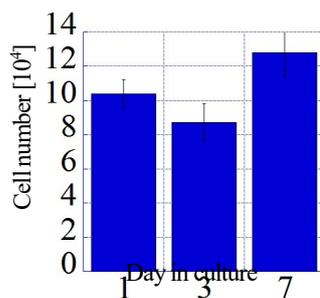


Fig. 8 Cell viability

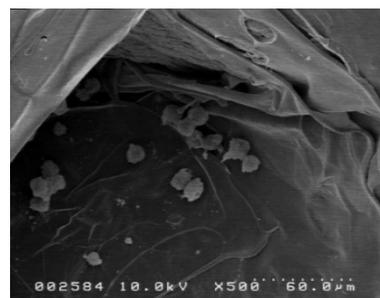


Fig. 9 Surface morphology

## 骨粗鬆症化脊椎における骨損傷メカニズムに関する研究

順天堂大学医学部 米澤郁穂

### 1. 緒言

バルーン椎体形成術 (BKP: Balloon kyphoplasty) は骨折部をバルーンで拡張後骨セメントを注入する比較的新しい椎体圧迫骨折の手術方法として行われている。しかし、この BKP 後の脊椎においても続発性圧迫骨折が生じることが問題となっているが、このような現象をバイオメカニクス的に解析した研究はほとんど見受けられない。そこで本研究では、椎体圧迫骨折が生じ、BKP を行った患者の手術前後の CT 画像から、骨折が生じた椎体及びその上下 2 個の椎体の計 5 つの椎体からなる 3D-FE モデル及び骨折が生じた椎体の上下の椎体単体の 3D-FE モデルを作成し、損傷モデルを導入した FEA をおこなった。BKP 前後の応力分布状態と隣接する椎体での損傷の発生状態を比較することで、BKP が及ぼす力学的影響及び椎体単体と 5 椎体モデルによる損傷の発生状態を比較検討した。

### 2. モデル作成と解析方法

74 歳, 78 歳の高齢女性の脊椎 CT 画像から、脊椎モデルを作成した。骨部の材料特性は Keyak の計算式を用いて骨密度より算出した。BKP 後のモデルの中央椎体の内部には骨セメントの存在を仮定している。骨損傷を再現するために、要素単位で破壊が進行する損傷モデルを導入した。引張破壊は最大主応力、圧縮降伏は相当応力、圧縮破壊は最小主ひずみで制御される損傷モデルを用いている。Fig.1 に示すように境界条件として、椎間板と椎間関節に合計 6000N および 10000N の分布荷重を 20 分割にして加えた。また、モデル底部は完全拘束とした。一方、椎体単体モデルはプレートで挟み、強制変位 5mm を 20 分割にして加え、モデル底部を完全拘束とした。



Fig.1 3D spine model with 5 vertebrae

### 3. 結果および考察

74 歳, 78 歳における椎体単体での解析の結果より、椎体ごとに強度が異なることが分かった。また、各椎体の強度順位は、74 歳の方が 78 歳の椎体よりも強度が高く、年齢別では、74 歳は腰椎(L2)の方が胸椎(T12)よりも強度が高く、78 歳では、胸椎(T11)の方が腰椎(L1)よりも強度が高いことが分かった。また、この時の荷重ピーク値に骨折が生じると仮定した場合に、荷重ピーク値の変位は、0.175mm となった。Fig.2 に椎体単体の損傷要素数を示す。発生した損傷要素数に達すると骨折が生じると仮定した場合に、Fig.2 に荷重ピーク値の 0.175mm を当てはめると、それぞれの椎体の損傷要素数は、74 歳の胸椎(T12)、腰椎(L2)は損傷要素数が 7000 程度に達した時、78 歳の胸椎(T11)は 8300、腰椎(L1)は 8000 に損傷要素数が達した時にそれぞれ骨折が生じると仮定できる。Fig.4、Fig.5 にそれぞれ 74 歳、78 歳の 5 椎体モデルに 6000N を 20 分割で加えたときの骨折が生じた椎体の上下の椎体の破壊要素分布を示す。Fig.3、Fig.4 にそれぞれに椎体単体モデルで骨折が生じると仮定し

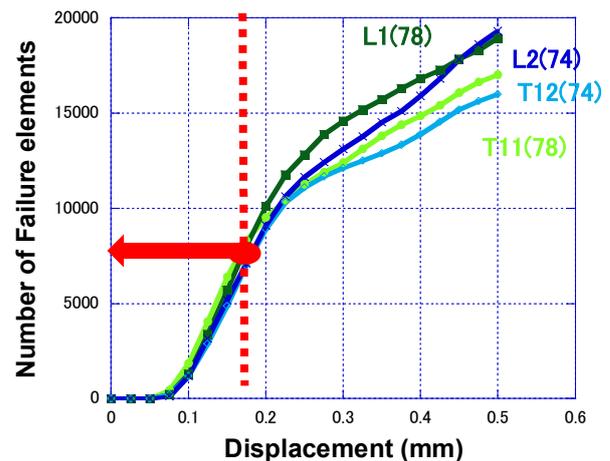


Fig.2 Variation of number of damaged elements in single models

た損傷要素数を当てはめると、74歳では、BKPの前後とも胸椎(T12)が先に4200N程度で骨折が生じると仮定できる。78歳では、BKP前では、胸椎(T11)が2800N程度で、BKP後は腰椎(L1)が3500N程度で骨折が生じると仮定できる。74歳では、BKPによる力学的改善は見られなかったが、78歳では、胸椎(T11)において、大幅な力学的改善が見られた。この2つの違いは、圧迫骨折を起こした椎体の損傷形状による違いではないかと思われる。74歳では、BKP前後の椎体の形状に大きな変化は見られないが、78歳では、BKPによる椎体の復元が目視できる。このことより、手術前は圧潰していた椎体がBKPを行うことによって形状がある程度復元され、応力がBKP前よりも均等に分散されるようになったことが考えられる。また、内部に充填した骨セメントの影響により圧潰していた椎体の剛性が上昇したことも要因の一つであると思われる。椎体単体モデルとの強度順位は、74歳は対応していたが、78歳は対応していなかった。しかし、74歳、78歳で比べた場合は対応していた。78歳が先に胸椎(T11)が骨折すると仮定したが、74歳も先に胸椎(T12)が先に骨折することから5椎体モデルにした場合、胸椎の方が力学的に厳しい条件下にあり、それゆえ、78歳の強度順位が逆転したのではないかと考えられる。今回の結果から、単独椎体による強度評価と、5椎体モデルを組み合わせることで、続発性圧迫骨折の危険性を推測できる可能性があることが示唆される。Fig.5にモデルごとの損傷発生分布を示す。それぞれのモデルの損傷の始まり方として、5椎体モデルは椎体後部から損傷が始まるが単独椎体モデルは椎体の外側から損傷が始まった。この理由として、単独椎体はプレートにより荷重が前方まで均一に加わるが、5椎体モデルは曲がっているため、椎体後部により荷重が加わっているためではないかと考えられる。損傷の累積状態が異なるので、両者が一致するようにモデルの修正が必要である

### 研究組織

順天堂大学医学部整形外科：米澤郁穂、高野弘充、佐藤達哉

九州大学応用力学研究所：東藤 貢

九州大学大学院総合理工学府： 小屋祐希

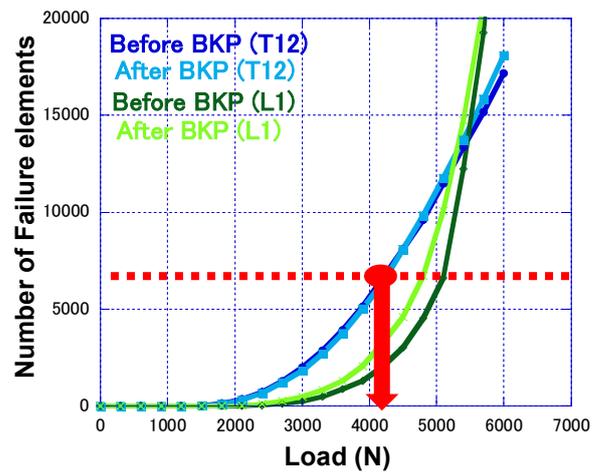


Fig.3 Prediction of secondary VCF in 74-year-old model

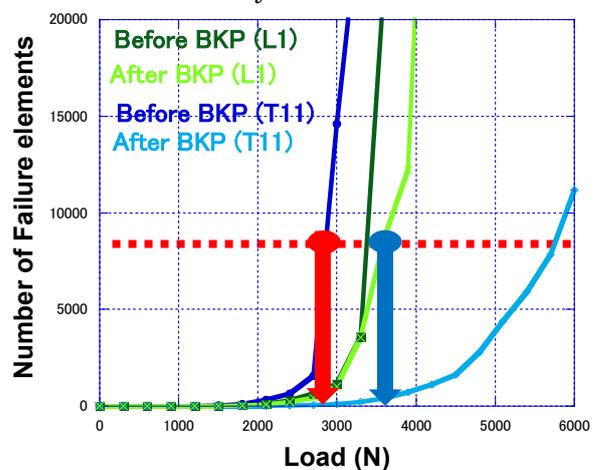


Fig.4 Prediction of secondary VCF in 78-year-old model

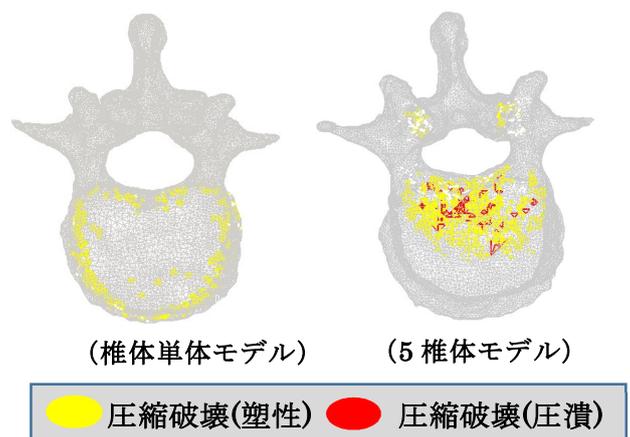


Fig.5 Damaged element comparison of single model and 5 vertebrae

## CT-FEM を用いたラット椎体のバイオメカニクス解析

久留米大学医学部解剖学講座 金澤知之進  
九州大学大学院総合理工学府 John Duckworth  
九州大学応用力学研究所 東藤 貢

## 1. Introduction

Computed tomography (CT) images of an object have been used to construct its three-dimensional structure by layering the CT images. For example, medical CT images have been used to construct 3D bone and joint structures and such computational models have been utilized to analyze the fracture strength with use of finite element method (FEM). This kind of CT-FEM technique for bone fracture analysis has already been used to estimate bone strength of osteoporotic patients clinically in some hospital with permission of Ministry of Health, Labour and Welfare, Japan. However, application of CT-FEM for animal models used *in vivo* experiments is very limited.

In the present study, CT-FEM method was applied to analyze the fracture behaviour of vertebrae of Wistar rat models quantitatively by using micro-CT images. Fracture behavior of 4 different rats were analyzed and the distribution of strain energy density and the variation of fracture elements were compared.

## 2. Methods

The program Mechanical Finder v7.0 was used to transform the many hundreds of two-dimensional  $\mu$ -CT scan images into four solid, three dimensional finite element models. Each element in the mesh has its own mechanical properties, such as Young's modulus and yield stress, determined by the bone density in that region of the  $\mu$ -CT scan, a method which uses the well-established Keyak formula and known constants. Poisson's ratio was set to be the same constant value, 0.3. For this finite element analysis, a mesh size of 0.05mm was used, providing a network of around one million discrete nodes for each approximately 4x2x2mm specimen. Once a model is created, a load can be applied to it in many different ways, to see how the bone stands up to different kinds of bending and compression. Compression, extension, flexion, lateral bending left and lateral bending right tests were performed at 1000N intervals between 0-8000N. The fracture rate was measured for each of the four samples as well as the strain energy density under each load.

## 3. Results and Discussion

As can be seen in Figure 1, the bone density variation across each of the four specimens is quite large, however there are similarities which can be drawn as well. In each vertebrae the area of densest bone is found along the transverse centre of the posterior surface (the red regions). The areas of least dense bone are again in the transverse centre, but in the core of the bone tending towards the anterior surface (the blue regions). This indicates that the vertebrae might be designed for bending outward under stress, as the dense bone should be better at resisting compressive forces, whilst the sparse bone is often more flexible and able to stretch.

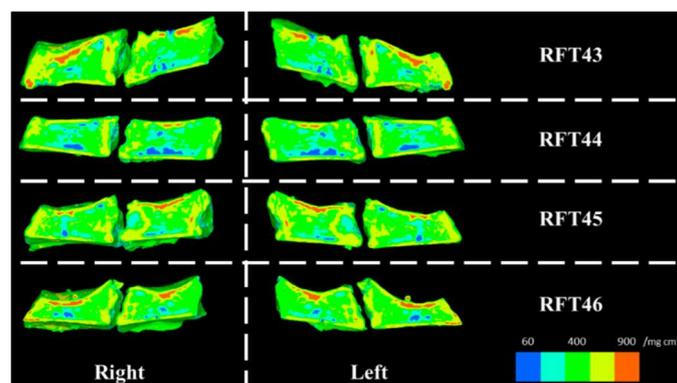


Figure 1 Bone density variations in the z/y plane (sagittal plane) of each specimen at its midsection.

A striking difference between the four vertebrae is their shape. These are all taken from the same spot in the lumbar section of the rat's spine, from rats that are genetically very similar and bred to be standard. Yet the great variation in vertebrae shape and density here is a clear warning to researchers not to assume that rats sold as standard, are entirely so.

Figures 2 show the total failure elements under compression and flexion as examples. The location of failures was also analysed, and it was found that they strongly followed the strain energy distributions of each bone under each mode of loading. Other loading modes showed similar results.

Figure 3 shows the strain energy density distribution of each specimen along the z/y axis (the sagittal plane) after an 8000N compression, as well as an external view to show the strain energy density distribution along the vertebrae surface. Whilst the implications of this data in relation to the previous two analyses is covered in the Discussion section, it can be noted here that there is a very large difference in strain energy density which is immediately obvious. The specimen RFT45 for example, seems to have transferred its entire load without undergoing much bone remodeling at all. This indicates a much stronger and more inflexible bone structure than any of the other vertebrae.

Consider the worst performing sample, RFT46. The bone density analysis shows two things about the specimen; it contains a vertebra which is abnormally narrow and this narrow region has a thick layer of dense bone at the top, and a region of much less dense bone below. For this vertebrae then, we would expect firstly, a lot of stress concentrated on this narrow region of the bone and secondly, a mismatch in the strain between the two distinct regions. Where there are mismatches in strain there are build ups of stress and often this can cause severe fractures. Looking at the fracture analysis data we can see that specimen RFT46 does indeed have much higher fracture rates than the other bones under three of the five modes of loading. Of the remaining two, RFT46 places second. We then see that RFT46 underwent measurably more strain than any of the other vertebrae and that it was concentrated along the stiff back portion of the narrow vertebra, as well as at both tips of the front of both vertebrae.

By integrating all this information, we can build a picture of RFT46, which indicates that this vertebra was susceptible to bending at the narrow point and therefore fractured more easily than any of the other specimens. Secondly, consider the most stable specimen; RFT45. The internal sections of the vertebrae of all specimens except for RFT45 show middling to high strain in certain areas, indicating that these regions are moving more when under stress and perhaps fracturing. To see whether that might be true a comparison can be made to the fracture analysis results, and it can be seen that RFT45 had the fewest fractures in almost every loading mode. By looking at the bone density variations, it can be seen that the cortical bone in the vertebrae in sample RFT45 is thick and dense, and continues almost unbroken around the full perimeter. In the other samples this is not the case, so perhaps the cortical bone is transferring the stress in RFT45 and not allowing the weaker, cancellous bone inside to be damaged.

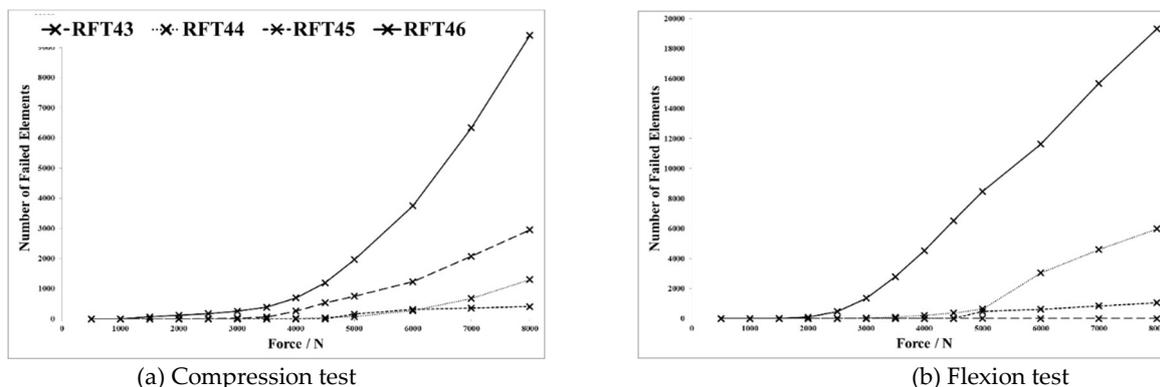


Figure 2 variation of number of failed elements.

Figure 3 Strain energy density across all four samples after an 8000N compression test.

## 紫外材料の開発に関する国際シンポジウム

## International Symposium on UV materials

東北大学 多元物質科学研究所 小島一信

## 目的

本国際シンポジウムは医療・バイオ・工業分野で今後飛躍的な発展が見込める紫外材料とその応用に関する国際シンポジウムである。本国際シンポジウムは、International Workshop on UV materials and Devices 2017 (IWUMD 2017)の中の1つのスペシャルセッションとして開催する。IWUMD は、平成28年8月に中国・北京・北京大学で第1回が開催され、本会が2回目となる。本会議でのスコープは窒化物半導体や酸化物をはじめとした様々な紫外材料を取り扱い世界的な研究の方向性を議論、さらには必要な連携体制を構築することを目的とし、我が国のこの分野の発展に結び付けることを目的としている。本国際シンポジウムは、その中の窒化物半導体に焦点を当てて、その開発を加速させることを目的とした深い議論を行う場を提供するものとする。

応用力学研究所の寒川義裕准教授は、長年にわたり窒化物半導体材料の開発に携わっており、IWUMD2017では現地実行委員長を担当している。応用力学研究所の共同利用研究集会として開催することで、同研究分野においてその知名度・認知度を向上させることができると考える。

## 研究集会の内容

IWUMD2017では、内容を絞ったトピックについて集中的に深い議論を行うため、各トピックを代表する講演者によるチュートリアルセッションと、招待講演および一般講演からなるパラレルセッション、さらには時間をかけた議論を行うためのポスターセッションの3部構成で行う。本国際シンポジウムはその中の1つのチュートリアルセッションとして位置付けられる。

開催日時:2017年11月14日(火)~18日(土)

開催場所:九州大学 医学部百年講堂

主催:日本結晶成長学会

共催:応用力学研究所、日本学術振興会 第161、162委員会ほか

## ・チュートリアルプログラム:

- ✓ Recent progress of AlGaN-based deep-UV LED  
(Hideki Hirayama, RIKEN, Japan)
- ✓ Challenges in device physics of deep-UV LEDs and lasers  
(Debdip Jena, Cornell University, USA)
- ✓ AlGaN-based deep-UV emitters - from materials research to real-world applications -  
(Michael Kneissl, TU-Berlin, Germany)
- ✓ Preparation of bulk AlN substrates by hydride vapor phase epitaxy

(Yoshinao Kumagai, Tokyo University of Agriculture and Technology, Japan)

- ✓ Electronic structures and optical properties of AlGaIn materials and their quantum-well systems

(Atsushi Yamaguchi, Kanazawa Institute of Technology, Japan)

## 詳細

以下、各講師の講義内容の概略を示す。

### Recent progress of AlGaIn-based deep-UV LED (Hideki Hirayama, RIKEN, Japan)

高効率な深紫外発光ダイオードの開発状況の解説があった。特に、外部量子効率が 20%を超える素子の開発に成功した研究グループならではの、高度な結晶育成技術、電流注入効率の改善技術、さらには光取り出し効率の改善技術に関する議論が行われた。

### Challenges in device physics of deep-UV LEDs and lasers (Debdeep Jena, Cornell University, USA)

分子線エピタキシーを基軸とした、深紫外発光デバイスの開発状況の解説が行われた。窒化ガリウム量子ドットを高 AlN モル分率の窒化アルミニウムガリウム薄膜内に埋め込むことで深紫外光を発生させる試みや、窒化アルミニウムガリウムを活性層とするレーザダイオード構造の試作に関しても報告があった。

### AlGaIn-based deep-UV emitters - from materials research to real-world applications - (Michael Kneissl, TU-Berlin, Germany)

半導体の基本から始まり、窒化物半導体の研究現状、さらには、ドイツ国における商用を目指した深紫外発光ダイオードの開発に関する、網羅的な講義が行われた。深紫外波長領域における発光層として、窒化アルミニウムガリウムの結晶育成に当たって具体的な条件探索法やその結果に関して議論がなされた。

### Preparation of bulk AlN substrates by hydride vapor phase epitaxy (Yoshinao Kumagai, Tokyo University of Agriculture and Technology, Japan)

ハライド気相成長法をベースとした、窒化アルミニウム自立結晶の育成に関する講義が行われた。窒化ガリウムよりもさらに高温領域における結晶育成が求められる窒化アルミニウムの自立結晶をいかに高品質化するかという点について、熱力学的な観点からの理論的予測法の説明も交えた解説が行われた。

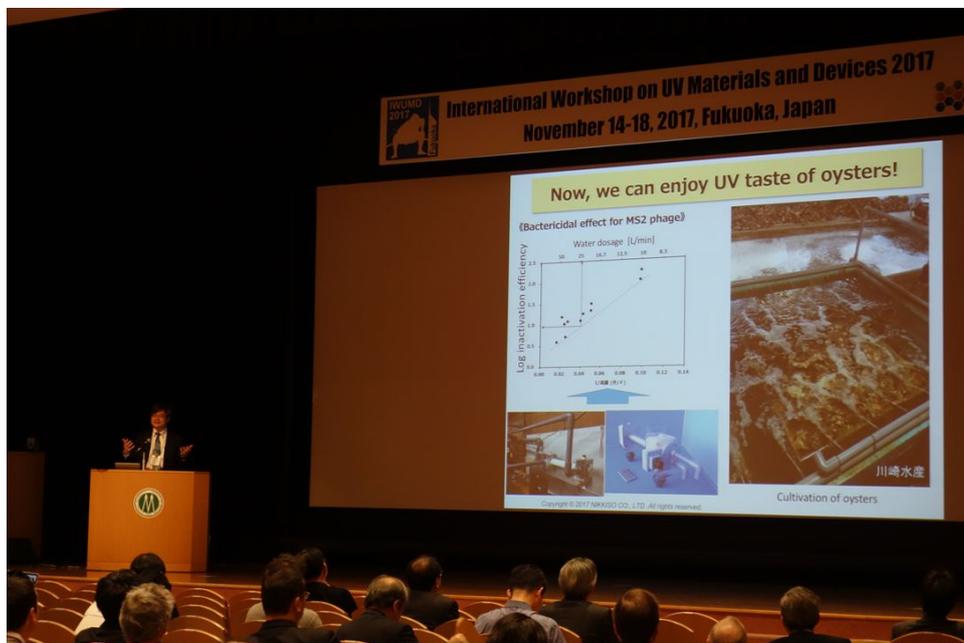
### Electronic structures and optical properties of AlGaIn materials and their quantum-well systems (Atsushi Yamaguchi, Kanazawa Institute of Technology, Japan)

バンド構造計算に基づく窒化アルミニウムガリウムの光学的特性の理論予測法に関する講義が行われた。従来用いられる *c* 面だけでなく、他の結晶方位を含めた包括的な理論に基づき、組成

や歪み・偏光・発光波長など、様々な物性値の相関をいかに明確に記述するかという観点から、具体例を交えた解説が行われた。

## 講義風景

以下、講義中の風景をいくつか示す。



シンポジウムの導入を行う天野教授。



シンポジウムの解説を行う寒川義裕准教授。



シンポジウムの全景。

## 研究組織

氏名	所属機関・部局 (院生は所属大学・研究科)	職名	役割・ 担当分野
小島一信	東北大学・多元研	准教授	代表者
秩父重英	東北大学・多元研	教授	プログラム 委員長
寒川義裕	九州大学・応研	准教授	所内世話人
Michael Kneissl	ベルリン工科大学	教授	講演者
Debdeep Jena	コーネル大学	教授	講演者
平山秀樹	理化学研究所	主任研究員	講演者
熊谷義直	東京農工大・工学部	教授	講演者
山口敦史	金沢工業大学・工学研究科	教授	講演者

# TUTORIALS

A set of tutorial lectures for young researchers and students will be held on the afternoon of November 14, 2017, the first day of IWUMD 2017, at Main Hall. The speakers of tutorials are listed below.

---

13:30-13:40	Opening Address	Hiroshi Fujioka (The Univ. of Tokyo, Japan) Kazunobu Kojima (Tohoku Univ., Japan)
13:40-14:25	AlGaN-based deep-UV emitters -from materials research to real-world applications -	Michael Kneissl (TU-Berlin, Germany)
14:25-15:10	Preparation of bulk AlN substrates by hydride vapor phase epitaxy	Yoshinao Kumagai (Tokyo Univ. of Agriculture and Technol., Japan)
15:10-15:55	Electronic structures and optical properties of AlGaN materials and their quantum-well systems	Atsushi Yamaguchi (Kanazawa Inst. of Technol., Japan)
15:55-16:10	Coffee Break	
16:10-16:55	Recent progress of AlGaN-based deep-UV LED	Hideki Hirayama (RIKEN, Japan)
16:55-17:40	Challenges in device physics of deep-UV LEDs and lasers	Debdeep Jena (Cornell Univ., USA)

---

第10回 九大2D物質研究会（主催：応用力学研究所（29ME-S2））  
「2D物質の形成と物性 II」

日時：平成30年1月27日（土） 13:00～18:00

場所：オフィスワン四条烏丸 201 号室（京都市）

1. 13:00～13:05

はじめに 九大院工 田中 悟 教授

2. 13:05～13:30

関西学院大理工 日比野 浩樹 教授

「チップ増強ラマン分光による2次元物質のナノイメージング」

超高真空、低温で動作するチップ増強ラマン分光装置を用い、10 nm 以下の高い空間分解能で、Ag(111)基板上のシリセンと自己形成グラフェンナノリボンをラマンイメージングした結果を報告する。

3. 13:30～13:55

名古屋大院工 乗松 航 助教

「SiC 上グラフェンの移動度について」

グラフェンの移動度は、グラフェンの質、基板の種類、キャリア濃度、温度などに依存する。SiC(0001)面上グラフェンの場合、室温では $1 \times 10^{13} \text{cm}^{-2}$  で約  $1000 \text{cm}^2/\text{Vs}$  である。この値は、グラフェンの理論的な限界より一桁低い。その原因を明らかにするため、SiC 上グラフェンの他基板への転写、CVD グラフェンの SiC 上への転写、水素インターカレーションなどを行って移動度とその温度依存性を調べている。本研究会では、現在までに得られている結果について紹介する。

4. 13:55～14:20

京大院工 船戸 充 准教授

「窒化物半導体による極薄膜構造の最近の展開」

光および電子デバイス用材料としてすでに応用が進んでいる窒化物半導体において、極薄膜を用いる研究が最近しばしば報告されるようになっている。材料の安定相である  $sp^3$  混成軌道をベースとしたウルツァイト構造を用いた、分子層程度の薄い量子井戸の作製と構造・光物性などが検討されている。また、いわゆる 2D 材料としての理論的および（初期的な）実験的検討もなされている。本発表では、これらのレビューと、前者（ウルツァイト系極薄膜量子井戸）に関連してわれわれの研究結果を紹介する。

休憩 14:20~14:40

5. 14:40~15:05

福井大院工 橋本 明弘 教授

「エピタキシャル・グラフェン上 III-V 窒化物薄膜成長における a 軸配向制御」

一部の GaN 自立基板上の成長を除くと, III-V 族窒化物薄膜成長には様々な異種基板上への格子不整合ヘテロエピタキシーが用いられることが多い. この場合問題となるのは主に格子不整合と熱膨張係数不整合に起因する界面応力及び高密度転位の発生である. そこでこれらの不整合を緩和し高品質なエピタキシャル薄膜を得る手法として各種グラフェン上への成長が試みられている. しかしながら, 成長薄膜の c-軸配向制御に関してはある程度研究の進展があるものの, a-軸配向制御に関しては未解決のままであるように思われる. 本講演では, エピタキシャル・グラフェン上 III-V 窒化物薄膜成長における a 軸配向制御に関する最近の幾つかの試みについて, 特に成長初期過程と 2D 窒化物との関連も含めて報告する.

6. 15:05~15:30

筑波大院数理物質 神田 晶申 教授

「劈開法で得た層状超伝導薄膜に関する最近の研究」

グラフェンの研究で培われた原子層膜のデバイス作製技術は, 層状超伝導体にも応用することができる. 本発表では, 原子層超伝導薄膜で期待される現象の理論と実験の現状, 我々が取り組もうとしている渦糸量子デバイスについて簡単に紹介させていただきます.

7. 15:30~15:55

JST さきがけ・筑波大院数理物質 友利 ひかり 氏

「ひずみ誘起ゲージ場を用いたグラフェンへの伝導ギャップ誘起の現状と今後の見通し」

グラフェンには, 格子ひずみがあると実効的なゲージ場 (ベクトルポテンシャル) が生じるという特殊な性質がある. 我々はこれまで, ひずみ誘起ベクトルポテンシャルを利用したグラフェンへのバンド (伝導) ギャップ生成に取り組んできた. 本発表では, 3 年間にわたる研究のまとめと今後の展開についてお話をさせていただきたいと思います.

8. 15:55~16:20

島根大院工 影島 博之 教授

「MoS<sub>2</sub> の原子空孔の安定性に対する積層効果の理論検討」

単原子層 MoS<sub>2</sub> の原子空孔は自立していると負に帯電した場合に生じやすいが, 複層 MoS<sub>2</sub> では生じにくくなるのが今回の計算で明らかになった. また同様の効果は, 下地を MoSe<sub>2</sub> 単原子層膜とした場合も現れた. これらの現象は, 幾何学的機構に基づいて生じているものと考えられる.

9. 16:20~16:45

九大院工 田中 悟 教授

「CVD 法による SiC 上エピタキシャルグラフェンの成長および剥離・転写」

極微量 C<sub>2</sub>H<sub>4</sub> ガスを用いた CVD 法により SiC 上にはグラフェンがエピタキシャル成長する。この時バッファ層はいわゆる  $6\sqrt{3}$  層ではなく、(3x3) 構造を有している。この構造のグラフェンはフリースタANDING 状態に近く剥離が容易である。このことを利用し、大面積なグラフェンを様々な表面へ転写することが可能である。例として SiC ナノ表面上へ転写することにより作製したグラフェンナノ構造について述べる。

10. 16:45~17:10

東大物性研 小森 文夫 教授

「SiC 基板とグラフェンの間に形成された Sn 原子層のスピ分解 ARPES」

SiC (0001) 面に形成されたバッファ層にスズを蒸着することにより、SiC 基板とグラフェンの間に Sn 原子層を作製することができる。この原子層は SiC (0001) 面の  $1 \times 1$  構造をもつ。そのスピ分解 ARPES 測定を行った結果、スズ原子層が作る 2 次元バンドの一部にスピ分裂が観測された。K 点付近には、ラシュバ型に面内スピ分裂するバンドとゼーマン型に面垂直方向にスピ分裂するバンドの 2 種類がある。電子状態計算との比較により、K 点でのスピ分裂が電子状態の空間分布の対称性に依存して変化することがわかった。

11. 17:10~18:00

総合討論