

ブレードピッチの可変機構を搭載した垂直軸風車に関する調査研究

Research on a vertical-axis wind turbine equipped with straight blades whose pitches can be controlled

小出 輝明¹⁾

Teruaki Koide¹⁾

Abstract : In a flow around a vertical-axis wind turbine, it is well known that resultant velocity toward a straight blade drastically varies about azimuth. This variation cause flow separation around the blade leading to unfavorable influence on windmill performances. Therefore it will be a favor if blade pitch can be changed at optimized variable angles. Present study introduced working of blade pitch angle passively changed due to fluid force and centrifugal force, etc. The change of pitch angle was achieved by the operation of an elastic cord linked between a leading edge of the blade and an outer edge of the end-wall. Flow visualization around the windmill revealed that angle of attack against the blade had significant influence on performance of the windmill. Flow visualization showed that fluid force was essential to be exerted in radial direction to contribute to a revolution of the windmill. An addition of a pair of pulleys between the links of the elastic cord achieved a favorable motion of the half turn of the blade, which led to an ideal periodic change of the angle of attack.

Keywords : Vertical axis wind turbine, Flow visualization, Wind power generation, Blade pitch angle control

1. 緒言

洋上発電などの大規模な風力発電に利用される水平軸風車に対して、直線翼垂直軸風車は、増速器および発電装置が地上付近に設置されて重心を低くでき、小中型風力発電に適した風車として多用されている。一方で垂直軸風車は水平軸風車と比べて自己起動性と効率で劣り、さらに強風下での過剰な回転速度の発生などが、欠点として挙げられる[1, 2].

この垂直軸風車の欠点を改善する有力な方策として、ブレードのピッチ角を方位角に合わせて変化させる機構が提案されている。直線翼垂直軸風車のなかでも、この可変ピッチ機構を持つものをジャイロミル風車と呼ぶ。これは風見（尾翼）を持ち、図 1 のように風車主軸から偏心したブーリに同期させたリンク機構が、ブレードピッチを周期制御する風車である[2~5]。アジマス角に合わせて、上流部ではブレードのピッチ角が増加し、下流側ではピッチ角が負角へ減少することで、相対風速に対する迎角を最適に近づけている。

松本ら[2,3]によるとリンク機構によるピッチ制御を持つ風車が、最も古く出版物で確認できるものは、米国の通俗科学誌に掲載されている記事[4]である。また松本らはその風車の製作を行って、リンク機構の詳細を紹介している。

このリンク機構の可変ピッチ風車の性能特性をはじめて

詳細に評価した研究は、木綿ら[5]とその英文版であるKiwata et al. [6]の論文であり、これらは学術雑誌の掲載文献として唯一、起動性や出力特性に関する、定量的なデータを示したものである。この風車は固定ピッチの直線翼垂直軸風車と比較して効率がよく、良好な自己起動性が得られる。

ただしリンク機構の機械損失を伴うやや複雑な仕組みのため、一般的にはジャイロミル風車はあまり普及していない。

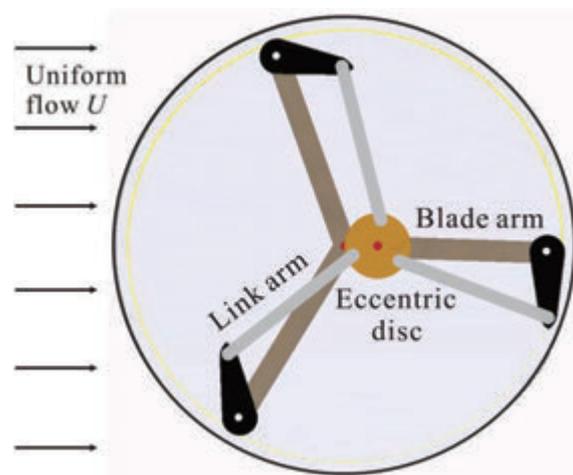


図1 木綿ら[5,6]のリンク機構によるピッチコントロール

1) 東京都立産業技術高等専門学校 ものづくり工学科, 航空宇宙工学コース

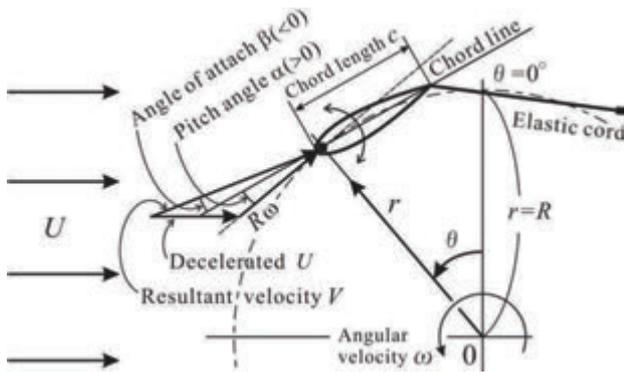


図 2 小出ら[7]の弾性索によるピッチコントロール

小出ら[7]はこのピッチ機構を簡素化するために、相対速度に対称翼ブレードを追従させ、ピッチを受動的に制御する方式を考案した。またこの簡易なピッチ可変機構を持つ風車を製作し、風洞実験を実施している。

この風車は図 2 のようにアーム半径 R で固定した軸に、ブレードを前縁より翼弦長 c に対して 8% の位置で、回転できるように通したものである。ここで ω は角速度である。また周速比 $\lambda = R\omega/U$ を定義する。

弾性を持つ索が、両翼端部の後縁と両端円板の端に 1 組づつ結び付けられている。風速 U と旋回速度 $R\omega$ との合成速度ベクトルである相対速度 V を受けて、ブレードはピッチ角 $\alpha \approx -10^\circ \sim 60^\circ$ の範囲で変化する。

本稿ではこの簡易な対称翼ブレードピッチの変動機構の改善を目指して可視化実験および風洞性能試験を実施し、その機構の有効性を検証する。流れの可視化によりブレードまわりの流れを示し、流れと性能との関係を示すことを目的とする。

2. 風車の可変ピッチ機構

2.1 風車まわりの流れ分布と相対速度ベクトル

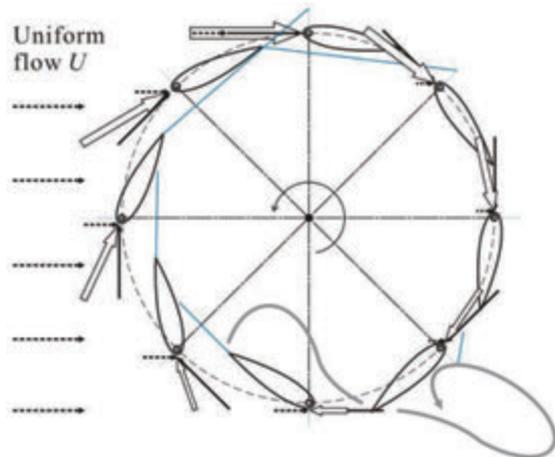
まず基本的なブレードピッチ制御とともに流れとの関係を説明するために、小出ら[7]の可視化画像計測結果を引用して、図 3 のような速度ベクトルと流脈線の模式図を作成した。

図 3 での流れ分布の記入にあたっては、以下の実験事実を考慮した。図 3(a) の周速比 $\lambda = 1.1$ の模式図では、風車上流からの一様流 U は風車前面で、約 $0.55U$ まで減速される。また風車の内部 $r < R$ に流入した流れは、さらに約 $0.25U$ に減速する。

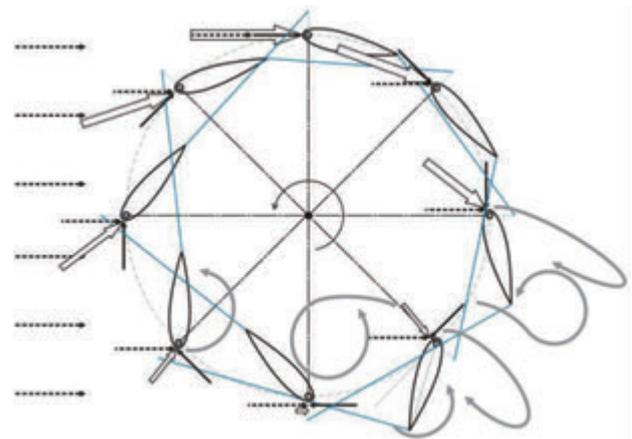
すなわち周速比が大きいと、風車は回転円柱のように振る舞う。 $r < R$ の流体はよどんで風車内にとどまり、上流からの風車内への流入・流出は活発に行われない。上流から入った流体の一部はアジマス角 $\theta \approx 180^\circ$ 、 $r \approx 0.7$ 付近で大きな再循環領域を形成し、 $\theta \approx 220^\circ$ 付近から $r > R$ の下流へ吹き出される。

周速比 $\lambda = 0.55$ の模式図では、風車上流からの一様流 U は風車前面で、約 $0.85U$ まで減速される。ただ低い周速比のため風車上流の平行流は、風車内部へ減速されずに流入し、そのまま下流側に流出するまでほとんど減速されない。

このように低い周速比では、上述の高い周速比での回転円柱のような風車の振る舞いと違い、上流からの平行流が活発に風車内部に流入する。その流体は風車下流側 $\theta \approx 200^\circ \sim 270^\circ$ の範囲で、そこを通過するブレードの前縁および後縁から $r > R$ へ吹き出して流出する。



(a) $\lambda = 1.1$ におけるブレードピッチ変化パターン



(b) $\lambda = 0.55$ におけるブレードピッチ変化パターン

図 3 λ によって変化するピッチ変化と流れ分布[7]

(.....▶ : 平行流, —▶ : $R\omega$, ◀ : V)

2.2 ブレードピッチの基本的な制御機構

図 3 では相対速度 V にあわせて、ブレードピッチが自動的に調整される基本動作が示されている。図 3(a) での $\lambda = 1.1$ は、本風車の最大パワー係数となる周速比に近い値である。上流部すなわちアジマス角 $\theta \approx 0^\circ \sim 90^\circ$ の範囲で、 V に対してブレードはピッチ角を大きくとらなければ

ば、迎角 β が正とならず、揚力を半径方向に向けて風車駆動に寄与することができない。

$\lambda=0.55$ では図3(b)の模式図のように、上流を通過する一部のアジマス角 $\theta=0^\circ\sim 45^\circ$ の範囲でのみ迎角 $\beta>0$ となる。そこを通過すると、たとえば $\theta=90^\circ$ では大きな速度ベクトルが当たるにもかかわらず迎角 β が負となる。そのため揚力は $r<R$ の内側を向いて、遠心力が風車を駆動するのを阻害する。

さらに $\theta=200^\circ\sim 270^\circ$ の範囲を通過するブレード前縁付近には、さらに V が大きな β で当たるため、ピッチ角 α が負の方向に大きく振れないと、ブレード外側に大きなはく離失速が生じ、風車の回転に寄与できない。

2.3 ブレードピッチ制御の問題点と改善策

ブレードピッチを弾性索のみで制御すると、上流側において迎角 β が負となりやすいために、弾性索を強い張力で調整することになる。すると $\theta=180\sim 200^\circ$ でのブレードが $\alpha>0$ から $\alpha<0$ へ跳ね上がったあと、下流側 $\theta=270^\circ$ まではく離失速を回避するピッチ角 $\alpha<0$ を維持できず、すぐに $\alpha=0$ へ復帰してしまう。

このため最大のパワー係数が得られる最適な周速比 λ から、わずかにトルクが増大し λ が少し低下しても、急にはく離失速を生じ、パワー係数が大きく低下するという、垂直軸風車の欠点が解決できない。このため本稿では上流側では α が大きな値となり、下流側ではより小さい $\alpha<0$ を維持できるよう、図4のように弾性索を2つに分け、その中間に減速比を α に合わせて変化するプーリを介する機構を考案した。

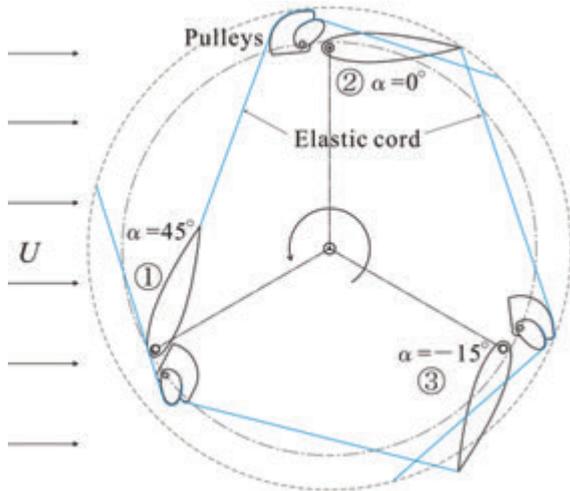


図4 プーリを介した弾性索によるピッチ変化

この1組のプーリの構造と、 α の変化にあわせて半回転するプーリの動きが分かりやすいように、図4のアジマス角の関係を無視して、図5のような模式図を示す。図5のように1組のプーリは減速比が変わるように、ブレード側を弾性索を介して接続する半径一定の半円形の大プーリと、両端円板の外周上を接続する楕円形の小プーリからなる。

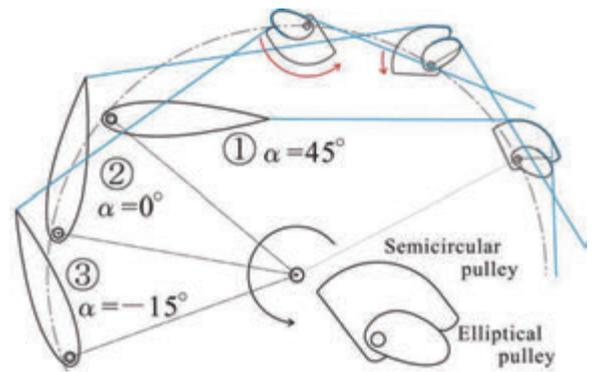


図5 ピッチ角 α に連動するプーリ回転

これらのプーリによって、①では α を正に保持できるプーリ比 ≈ 1 とし、 $\theta=180\sim 270^\circ$ でブレードが①→②→③で跳ね上がったあと、プーリ比が小さくなって、③の下流側の小さい流体力でも $\alpha<0$ に保持する仕組みである。図4, 5での①～③でのピッチ角変化に連動して回転するプーリの半径比と、弾性索の張力の関係を図6に示す。

図6でプーリ大半径 a 、プーリ小半径 b とし、プーリを介したブレード側の張力 T_a と円板固定側の張力 T_b を定義する。ブレードが①→(②→)③で跳ね上がり α の減少にしたがって、図7のように半径比 b/a は小さくなり①での $b_1/a_1 \approx 1.05$ から、②→③で楕円形小プーリ半径 b が急に小さくなることで $b_3/a_3 \approx 0.55$ まで下がる。

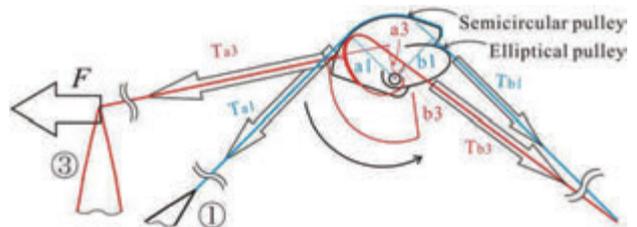


図6 ピッチ角 α に伴うプーリの回転と半径の変化

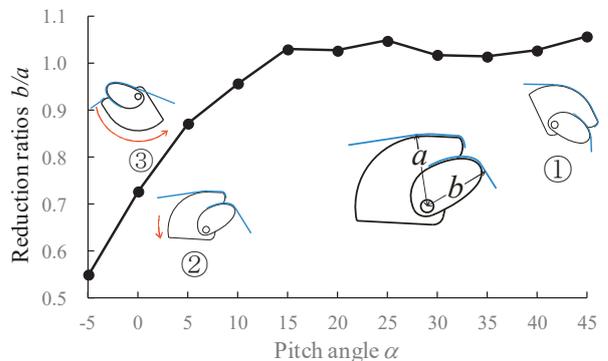


図7 ピッチ角 α に伴うプーリ半径比 b/a の変化

プーリ半径比の変化によって、図6の張力 T_a と T_b との関係を示すために、プーリ軸まわりのモーメントのつり合い式をたてると式(1)ようになる。

$$T a = \frac{b}{a} T b \quad (1)$$

図 6 のとおり，静止状態からブレードが跳ね上がり， α の減少に伴い $b/a \approx 1.05 \rightarrow 0.55$ (①→③) へ変化する．これをモーメントつり合い式(1)で考えると， α の減少に伴い Tb は増加するが， b/a の減少のために Ta の増加は緩やかになる．

ここで弾性索の張力 T を測定する代わりに，ブレードへの作用力を測定する簡単な方法で，プーリの機能を示す．風車の静止状態で， α ごとにブレード後縁に直角なつり合い力 F を加える．この α と F の関係を測定したのが図 8 となる．

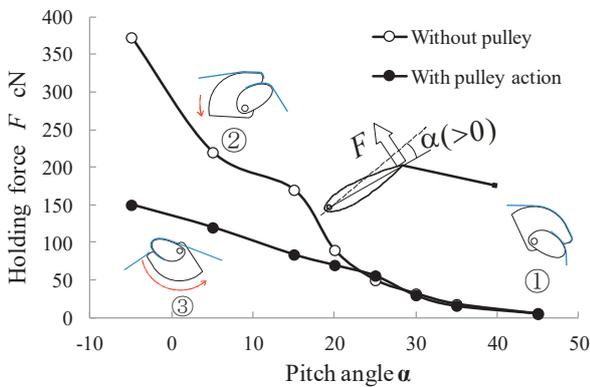


図 8 静止状態でのピッチ角 α とつり合い力 F

図 8 はブレード後縁と円板外周端を単純に弾性索で結んだ場合と，プーリを介して接続した場合とで，ブレード後縁を翼弦長に垂直な保持力 F を，ピッチ角ごとに加えて，その対比を示したものである．保持力 F はプーリの有無によって，③の $\alpha \approx -5$ では倍以上の差がある．

α の減少にしたがって，楕円形の小プーリ半径の減少のために，図 7 のとおり③での $b_3/a_3 \approx 0.55$ へ半径比が小さくなるため，式(1)のとおり Tb_3 の増加にもかかわらず，小プーリに加わるモーメント $b_3 \cdot Tb_3$ の増加は抑えられる．このため図 8 のとおり，③での保持力 F の増加も抑制される．このように流体力の弱い風車下流側 $\theta \approx 200 \sim 300^\circ$ でも， $\alpha \approx 0$ の状態を維持できる．

2.3 ブレードに作用するモーメントと力

図 9 のようにブレードに作用する揚力および抗力の合力 N ，重力 mg ，遠心力 $mR\omega^2$ および弾性索の張力 T を考慮し，ブレード軸まわりのモーメントつり合いは式(2)のようになる．

$$-\frac{1}{4} N \cdot c + \frac{1}{2} m \cdot c \{ R \omega^2 - g \cos(\theta - \alpha) \} = T \cdot c \sin\theta_1 \quad (2)$$

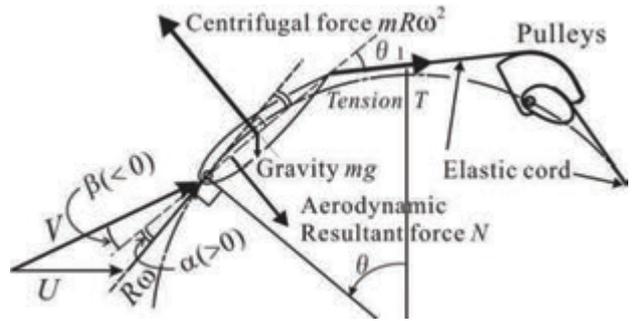


図 9 ブレード軸まわりのモーメントのつり合い

ここで m はブレード質量で 20g である．式(2)を整理し，ブレードの作用力のつり合い式が得られる．

$$-N + 2m \{ R \omega^2 - g \cos(\theta - \alpha) \} = 4T \sin\theta_1 \quad (3)$$

式(2)および(3)において，空気合力ベクトル N は翼弦線に対し垂直方向に，また前縁より翼弦長 25%の位置に作用するものとし，質量 m の翼の重心は $c/2$ とした．

また図 9 の風车上流側では，迎角 $\beta < 0$ となり空気合力 N が $r < R$ の風車内側を向いて，風車の駆動を妨げる時計回りの負のモーメントを示す符号がつき，風車の反時計回りの駆動を減殺する．したがって $\beta < 0$ のとき， N は風車の回転に有害に作用する．

3. 供試体，試験装置および試験方法

3.1 風車供試体

図 10 のように，3 枚羽根風車の主軸方向長さは両端円板を含めて 410 mm である．ブレードはハードバルサ材のアームの，半径 $R=185$ mm の位置に固定された，直径 5.0 mm のアルミパイプの軸に通されている．

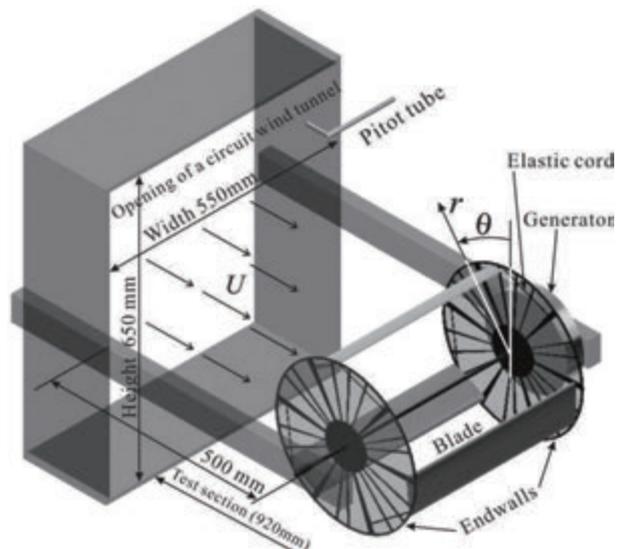


図 10 性能試験用の風車供試体の風洞設置状況

翼弦長 $c = 125$ mm, 翼幅 400 mm のブレードは NACA0016 である. ソリディティ σ は $\sigma = 3c / 2\pi R$ で定義され, 本風車は $\sigma = 0.323$ である. 弾性索は米国 FAI 社製の模型飛行機用動力ゴム TANJI シリーズの, 幅 3.2mm, 厚さ 1.0mm の弾性係数 12.4 N/mm のものを用いた.

3.2 風洞試験

供試風車を図 10 のように流路高さ 650 mm × 幅 550 mm の回流式風洞の長さ 920 mm の流路開放部に設置して, 試験を行った. ブレードの動作状況を観察しやすいよう, 風車は横置きにして主軸両端を支持した.

風車性能として, 回転主軸に直結した三相発電機の電力を測定し, 発電効率を求めた. 本研究では発電機効率を含む, 式(4)のような風車発電効率 η を求めた.

η は発電電力 P [W] を, 風車に流入する密度 ρ [kg/m³] の流体の持つパワーで割り算出される. A [m²] は風車投影面積である. 別の試験で発電機単体の効率 η_1 を, トルクメータと電力計による測定で求めた. その上で, 式(5)のように同じ負荷抵抗および同回転数における η の値を η_1 で除し, パワー係数 C_p を求めた.

比較のために, ブレードを固定ピッチとした風車についても性能試験を行った. ブレードピッチ $\alpha = 16.5^\circ$ 一定の場合が, 最も良好な性能を示したのでこれを実験結果で示す.

$$\eta = P / \left(\frac{1}{2} \rho A U^3 \right) \quad (4)$$

$$C_p = \eta / \eta_1 \quad (5)$$

3.3 可視化実験

ブレードピッチの動作状況を確認し, 性能と風車まわりの流れとを関連づけるために, 流れの可視化を行った.

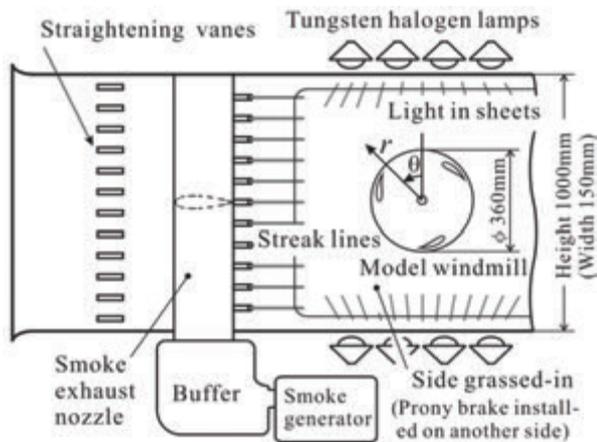


図 11 可視化実験用の風車供試体の風洞設置状況

図 10 での風車に対し, 図 11 のように $r-\theta$ 面に関して縮尺 1:1.2, 主軸方向長さ 148 mm の縮小風車を製作した. 直径 360 mm × 厚さ 1.5 mm の透明アクリルの両端円板に, ブレード軸を固定した. 低風速下で可視化実験を行うため, ブレードに作用するモーメントは小さい. そのため弾性索とプーリはブレードの片側のみ, 流れの観察を妨げない奥側に取り付けた.

図 11 の可視化用風洞は, 流路幅 150 mm × 高さ 1000 mm である. 流路正面がガラス張りとなっている. その反対側の流路側面に, 可視化用風車の主軸を, 軸受を介して取り付けた. また主軸に摩擦トルクを調節できる機構を備えた.

風車模型の上流から, 油煙を流脈線として流出させた. 流路の上下面のシート状の可視光で, 流路中央部での風車まわりの流れを照射する. この流れをデジタルビデオカメラにより撮影した. 動画をフレームレート 960 frames/s で撮影した. 撮影条件はピクセル数 709 × 404, シャッター速度 1/250 s, 35 mm フィルム換算時の焦点距離 25 mm, 絞り値 3.5 である.

この可視化動画から, 輝度差累積の逐次棄却法を用いた濃度パターン追跡アルゴリズム [8] により, 速度ベクトル分布を得た. これに用いた画像解析ソフトは Flow-PIV ver.5.4 [(株)ライブラリー] である.

この輝度差累積の逐次棄却法での追跡パラメータとして, ベクトルを計測する点の画素間隔は 5 × 5, 計測点の移動先を探索する画素範囲は 19 × 19, 濃度むらパターンを比較し, 計測点を中心に追跡する画素サイズは 11 × 11 に設定して, 画像解析を行った.

4. 実験結果

4.1 風洞試験結果

図 12 に風速 $U = 7.0$ m/s の周速比 λ および式(4), (5)より求められるパワー係数 C_p を, 可変ピッチ機構付きの風車と, 固定ピッチ風車とで比較して示した.

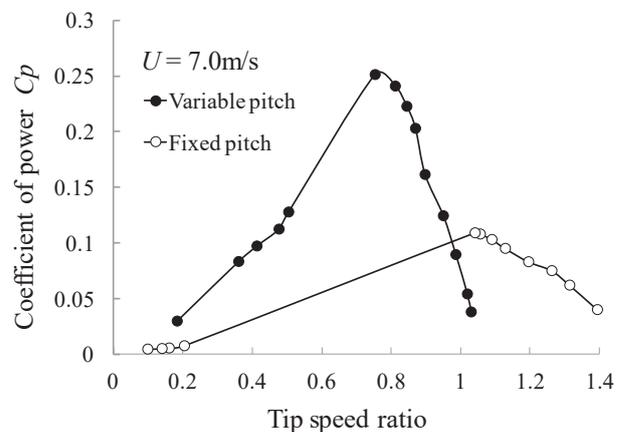


図 12 可変ピッチおよび固定ピッチ風車の性能結果

最大 $C_p=0.25$ となり、そこでの周速比は $\lambda=0.75$ となった。固定ピッチの場合は、 $\lambda=1.04$ のとき最大 $C_p=0.11$ である。木綿らの可変ピッチ風車[5, 6]の $U=8\text{m/s}$ の結果では、最大 $C_p=0.20$, $\lambda=0.96$ であった。

固定ピッチ風車では、最適な負荷トルクをわずかに上回ると、下流側でのブレード上のはく離失速を発生し、 C_p , λ ともに急激にその値を低下させる。木綿らの結果と同じで、垂直軸風車にピッチ可変機構を搭載したジャイロミル風車では、揚力抗力利用風車としての特徴を示すので、最大 C_p となるときの λ の値は、固定ピッチの垂直軸風車と比べてとても小さい。

4.2 可視化による風車まわりの流れ

流れの可視化は、性能試験と同じ $U=7.0\text{ m/s}$ で実施したいところであるが、油煙が拡散して明瞭な可視化画像を得るのが難しいため、 $U=4.5\text{ m/s}$ および $\lambda=0.94$ での流れについて行った。

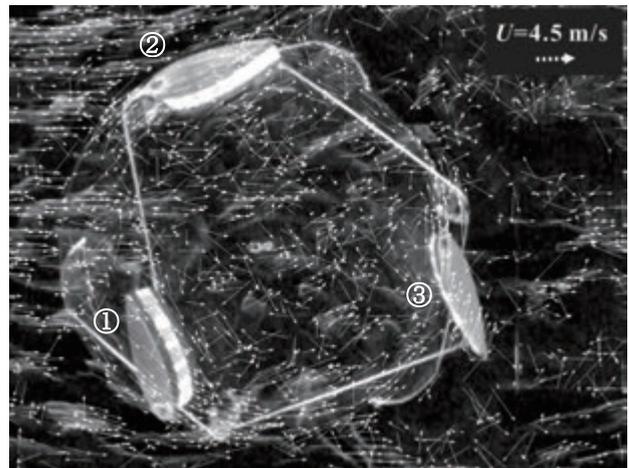
図 13(a)に画像処理による速度ベクトル分布を重ねた、可視化写真を示す。速度分布図では流れだけでなく、ブレードも模様パターンの移動として追跡され、風車の周速度がベクトルで示されている。これを λ で除すれば、図中での U の大きさが求められる。風車正面で一様流は、 $0.85 U$ まで減速されている。また風車内に流入した一様流は、ブレード③の直前では $0.37 U$ まで減速される。

この図 13(a)の画像計測の情報を利用すれば、それぞれのアジマス角でのブレードにあたる流れの、相対速度 V を推測することができる。そこで U , V および $R\omega$ ベクトルを図 13(b)および図 13(c)中に描き入れ、ブレードごとの迎角 β が分かるようにした。また流れの特徴を説明する上で、流脈線が拡散して見にくい箇所に矢印を描き入れた。

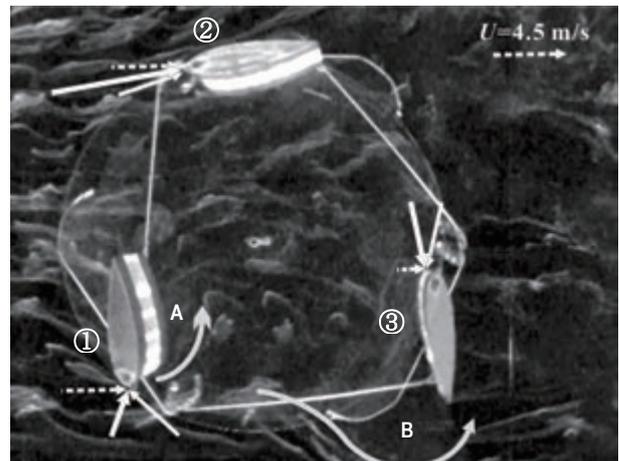
図 13(b)ではまず最上流に位置するブレード①の風車内側面より、はく離渦 A が発生している。ブレード①には V に対する $\beta (<0)$ の $|\beta|$ が大きすぎて、風車内側のブレード内側面では、はく離失速していることを示す。しかし揚力が風車内側を向いて、風車の駆動を阻害することを回避しており、この $\theta \approx 140^\circ$ では望ましい。ブレード②は大きな V に対して、 $\beta < 0$ とならないよう、弾性索がブレード後縁を引張り、揚力を半径方向に向けるよう作用している。

図 13(b)の最下流側のブレード③に着目すると、 $\alpha < 0$ へ跳ね上がり、 β が負に転じることを回避し、また流れのはく離がブレード外側面で見られず、揚力を半径方向へ発生させている。③での V は②での V の約半分の大きさでしかなく、下流側では空気合力 N は小さい。しかし半径比 b/a が変化するプーリを介することで、③のブレードは小さい N の作用にもかかわらず、 $\alpha < 0$ へ跳ね上がる。

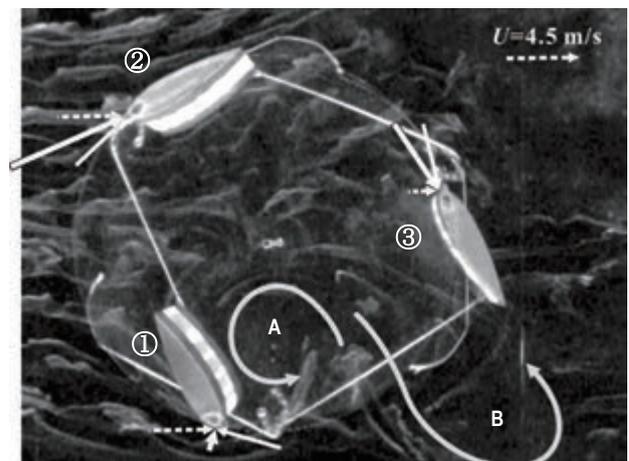
図 13(c)ではブレード③は大きく跳ね上がり、 α が最も負の方向へ振れている。ブレード①は最大の α となって、 $\theta \approx 180^\circ$ を通過すると、 α が負に転じるまで跳ね上がっていく。



(a) 風車まわりの流れの可視化と速度ベクトル分布



(b) 上流に向かうブレード③→②→①ごとの α の増大



(c) ブレード②③での $\beta < 0$ を回避するピッチ角の制御

図 13 $U=4.5\text{ m/s}$, $\lambda=0.94$ での流れ場とピッチ変化状況
($\cdots\rightarrow$: 平行流, \longrightarrow : $R\omega$, \longrightarrow : V)

やはり図 13(c)ではブレード②は大きな V に対して $\beta \approx 0$ となっており、このあと $\theta \approx 90^\circ$ では $\beta < 0$ となり、空気合力 N は風車内側を向いてしまう。このためブレードの回転を拘束するよう、弾性索をなるべく強く張って調整しておきたいところであるが、プーリを利用して過度の張力は、下流側での跳ね上がりまで抑止してしまうため、試験前にこれらの両立と妥協を図り調整する必要がある。

図 13(c)ではブレード①のはく離渦が、再循環領域 A に発達している。下流へ排出されている再循環領域 B は、1 回転前に生成された A が発達したものである。このように風車内において $\theta \approx 180 \sim 270^\circ$ では、再循環領域が周期的に生成され、回転運動を伴う流れとなっている。これに対し $\theta \approx 0 \sim 90^\circ$ および $270 \sim 360^\circ$ では、流入した流れは減速しながらも、向きを大きく変えることなくそのまま下流の風車外へ排出される。

5. まとめと今後の予定

弾性索と半径比を変化できるプーリの組み合わせによって、風車上流側で迎角が負となることを抑制する一方で、下流側での広いアジマス角の範囲ではピッチ角を負に維持し、はく離失速を抑制できるピッチ制御の仕組みを考案した。この風車の性能試験と流れの可視化から、以下の成果と所感を得た。

(1) 風車上流側では空気合力が大きく、その作用を受けてブレードが回転するところを、弾性索で強く拘束する必要がある。一方下流側では空気合力が小さく、ブレードが回転しにくいところを、逆に促さねばならない。ここで可変減速比をもつプーリの利用により、望ましいピッチ角変動を実現できた。

(2) このピッチ制御をもつ風車の性能試験で、その機能が性能向上に貢献していることを示した。さらに可視化と画像計測によって、定量的に相対速度ベクトルと迎角を示すことで、流れと性能の関係から本稿の制御方法が有効であることを明らかにできた。

(3) プーリの半径比の値の範囲について、さらに最適な値を見出すことができるよう、開発および試験を継続してさらなる性能向上を目指す。

(4) $U = 4 \sim 10 \text{ m/s}$ などで、性能試験の範囲を拡充して、(3)の制御方法の改善を行い、開発および試験を継続する予定である。

参考文献

- [1] 関和市・牛山泉, 垂直軸風車, (2008), 40-68, パワー社
- [2] 松本文雄・牛山泉・西沢良史, 垂直軸風車製作ガイドブック, (2011), 21-60, パワー社

[3] 松本文雄, ジャイロミル型風車モデルの製作, 風力エネルギー, Vol. 31, No. 2 (2007), p.144-147.

[4] Editor: Perry Githens, Popular Science, (1946), p114, Popular Science Publishing Co., Inc.

[5] 木綿隆弘ほか: リンク機構による可変ピッチ式直線翼型垂直軸風車の性能に関する研究, 機論 B 編, Vol.74, No.748(2008), 125-133.

[6] Takahiro Kiwata et al., Performance of a vertical axis wind turbine with variable-pitch straight blades utilizing a linkage mechanism, Journal of Environment and Engineering, Vol. 5, No.1(2010), 213-225.

[7] 小出輝明・山田裕一, 簡素なブレードピッチ制御機構を持つ直線翼垂直軸風車の開発, ながれ Vol. 37 (2018), p.291-299.

[8] 加賀昭和・井上義雄・山口克人, 気流分布の画像計測のためのパターン追跡アルゴリズム, 可視化情報学会 Vol. 14 No.53(1994), p.38-45.