

シールドプレートをもつサボニウス水車を通過する流れと 性能の渦法解析

Vortex Simulation of the Flow and Performance of a Rotor of Savonius Hydraulic Turbine
Provided with a Shield Plate

- 高牟礼光太郎, 名大, 名古屋市千種区不老町, E-mail : kotaro.takamure@imass.nagoya-u.ac.jp
谷強, 名大, 名古屋市千種区不老町, E-mail : guqiang19930407@vip.qq.com
出川智啓, 名大, 名古屋市千種区不老町, E-mail : degawa@imass.nagoya-u.ac.jp
内山知実, 名大, 名古屋市千種区不老町, E-mail : uchiyama@is.nagoya-u.ac.jp
飯尾昭一郎, 信大, 長野市若里 4-17-1, E-mail : shouio@shinshu-u.ac.jp
池田敏彦, 信大, 長野市若里 4-17-1, E-mail : ikeda21@shinshu-u.ac.jp

Kotaro Takamure, Qiang Gu, Tomohiro Degawa, and Tomomi Uchiyama,
Nagoya University, Furo-cho, Chikusa-ku, Nagoya 464-8601, Japan
Shouichiro Iio and Toshihiko Ikeda, 4-17-1 Wakasato, Nagano 380-8553, Japan

The flow and performance of a rotor of a hydraulic Savonius turbine provided with a shield plate were analyzed by the two-dimensional simulations. The rotor diameter D_R is 142 mm, and the Reynolds number based on the velocity of the main flow U_0 , $U_0 D_R / \nu$, is 1.1×10^5 . The shield plate with a length of $0.5 D_R$ is installed upstream of the rotor, perpendicular to the main flow. The comparative experimental studies have visualized the flow and clarified that the shield plate increases the power output of the rotor. The vortex in cell method combined with the volume penalization method was applied to the flow simulation, and the torque acting on the rotor was computed with a custom method by the authors. The simulated flows around the shield plate and rotor agreed with the experimentally visualized ones. The simulation successfully revealed the effect of the shield plate on the flow and power output of the rotor. These demonstrate the applicability of the present simulation method for the performance prediction of the rotor of hydraulic Savonius turbines provided with a shield plate.

1. 緒言

再生可能エネルギーの利用促進を背景として, 小規模河川, 農業用水路, 工場排水路などにおける小型水車 (以降, マイクロ水車と呼ぶ) による発電が注目を集めている [1-6]. 巨大なダムを必要とする大規模集中型発電ではなく, 身近に賦存する小水力エネルギーを活用する出力 100 kW 以下の小規模分散型発電である. 著者らは, 既報において, マイクロ水車の代表例である衝動型 [7] および貫流型 [8-10] の水車ロータを通過する流れを数値シミュレーションで解析した. その結果, 得られた流れと水車性能が実験結果と一致することを確認し, マイクロ水車の開発・設計におけるシミュレーションの有用性を示した. これらのシミュレーションでは, 回転するロータと飛散する流れを適切に考慮するため, 移動境界と自由表面を伴う流れの解析に有効な Moving Particle Semi-implicit (MPS) 法 [11,12] を用いた.

一方, 発電用の小型風車の代表例として Savonius 風車がある. 構造が簡単で堅牢であるためメンテナンス性に優れ, 騒音や振動が少ない特徴も有する. これまで, Savonius 風車の性能向上を目指した様々な研究が実施されている [13-19]. 集風装置, 案内羽根, 遮へい板を併設してロータに向かう流れを適切に制御することにより, ロータ出力が向上する結果が報告されている [13-17]. Savonius 型のロータは, 低落差の小規模河川や農業用水路における発電用マイクロ水車としても有望視されている [20,21]. 構造が簡単で堅牢である Savonius ロータの特徴を水中で最大限に活用するには, 流れの制御方法も単純であることが望ましい. このため, Iio ら [22] は 1 枚の遮へい板をロータ上流に設置して流れを制御し, 遮へい板がないロータの約 1.8 倍の出力を得ている. また, Golecha ら [23] も同様な遮へい板を用いて実験を行い, 約 1.4 倍の出力向上を達成している.

著者ら [24] は既報において, Savonius 水車のロータを通過する流れとロータ出力をシミュレーションで解析し

た. 回転するロータの周囲には, はく離や再付着を伴う流れが現れることから, 渦度が支配的な流れの解析に有効な Vortex in Cell (VIC) 法を用いた. ただし, ロータの回転運動を考慮するため, 埋め込み境界法のひとつである Volume Penalization (VP) 法を併用した. また, ロータに作用するトルクを正確に計算するため, 著者ら [25] が独自に開発した方法を用いた. その結果, 流れとロータ出力が実験結果と一致することを確認し, VP-VIC 法の有用性を示した. 遮へい板を設置してロータに向かう流れを制御する場合, ロータの出力は遮へい板の設置条件に依存する. よって, 設置条件がロータ出力に及ぼす影響を正確に予測できれば, Savonius 水車の開発・設計・設置に際して詳細な知見を提供できる. 著者ら [24] の VP-VIC 法は, 正確な予測を可能にするものと期待できる.

本研究では, 1 枚の遮へい板が上流に設置された Savonius 水車のロータについて, 流れとロータ運動を VP-VIC 法 [24] によるシミュレーションで解析した. Iio ら [22] が室内実験に用いたロータと遮へい板である. シミュレーションで得られた遮へい板とロータの周囲の流れが可視化実験結果と一致することを確認できた. また, 遮へい板がロータ周囲の流れとロータ出力に及ぼす影響も詳細に把握でき, 実験の成果を補完する知見が得られた. よって, 遮へい板が設置された Savonius 水車のロータを通過する流れとロータ出力の解析に対する, 著者らの VP-VIC 法の有用性を示すことができた.

2. 支配方程式と数値解法

2.1 支配方程式

非圧縮性流れを仮定すれば, 質量および運動量の保存方程式は次式で表される.

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \mathbf{u} + \Lambda \chi (\mathbf{u}_s - \mathbf{u}) \quad (2)$$

ここで、 \mathbf{u} は速度、 t は時間、 p は圧力、 ρ は密度、 ν は動粘度である。式 (2) の右辺第 3 項は Volume Penalization (VP) 法による流体中の固体境界の表現であり、 Λ は penalization パラメータ、 χ はマスク関数、 \mathbf{u}_s は境界の速度である。

マスク関数 χ は、流体中で 0、それ以外で 1 のステップ関数であるが、その不連続な変化が流れ場の非物理的な振動を引き起こす。このため、次式で表されるシグモイド型の関数 [26] を用いて連続性を確保する。

$$\chi = \begin{cases} 0 & l/\varepsilon \leq -1 \\ \frac{1}{2} \left[1 + \frac{l}{\varepsilon} + \frac{1}{\pi} \sin \left(\frac{l}{\varepsilon} \right) \right] & |l/\varepsilon| < 1 \\ 1 & l/\varepsilon \geq 1 \end{cases} \quad (3)$$

ここで、 l は固体境界からの距離、 ε はシグモイド関数の傾きを調整するパラメータである。

式 (2) の回転をとり、流れが二次元であると仮定して整理すれば、つぎの渦度方程式が得られる。

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{u}\omega) = \nu \nabla^2 \omega + \Lambda \nabla \times \chi (\mathbf{u}_s - \mathbf{u}) \quad (4)$$

ここで、 ω は渦度である。

Helmholtz の定理によれば、速度 \mathbf{u} はベクトルポテンシャル ψ の回転とスカラーポテンシャル ϕ の勾配の和として表される。すなわち、

$$\mathbf{u} = \nabla \times \psi + \nabla \phi \quad (5)$$

ψ はスカラー関数の勾配を加えても結果が不変である。この任意性を取り除き ψ を一意に定めるため、 ψ はソレノイダルであるとする。すなわち、

$$\nabla \cdot \psi = 0 \quad (6)$$

式 (5) の回転を取ったのち式 (6) を代入すれば、次のベクトル Poisson 方程式が得られる。

$$\nabla^2 \psi = -\omega \quad (7)$$

一方、式 (6) を式 (1) に代入し、恒等式 $\nabla \cdot (\nabla \times \psi) = 0$ を用いて変形すれば、 ϕ に関する Laplace 方程式を得る。

$$\nabla^2 \phi = 0 \quad (8)$$

2.2 Vortex in Cell 法

式 (7) と (8) を与えられた境界条件のもとで解き、得られた ψ と ϕ を式 (5) に代入すれば、速度 \mathbf{u} が計算される。この際、式 (7) の渦度 ω は式 (4) から定められる。Vortex in Cell (VIC) 法は、渦度場を渦要素で離散化し、各渦要素の移流を追跡して ω を計算する。

渦要素 p の位置ベクトルを $\mathbf{x}_p (= (x_p, y_p))$ 、渦度を ω_p とすれば、渦度方程式 [式 (4)] はつぎの Lagrange 形式で記述される。

$$\frac{d\mathbf{x}_p}{dt} = \mathbf{u}(\mathbf{x}_p) \quad (9)$$

$$\frac{d\omega_p}{dt} = \nu \nabla^2 \omega(\mathbf{x}_p) + \Lambda \nabla \times \chi (\mathbf{u}_s(\mathbf{x}_p) - \mathbf{u}(\mathbf{x}_p)) \quad (10)$$

時刻 $t = n\Delta t$ において渦要素の位置と渦度が既知ならば、 $t = (n+1)\Delta t$ における値は式 (9) と (10) の Lagrange 計算から求められる。VIC 法では、流れ場が計算格子に

分割され、 ψ 、 ϕ および ω が格子で定義される。 ω が定義される位置を $\mathbf{x}_g (= (x_g, y_g))$ とすれば、次式で表される渦度 ω が \mathbf{x}_g に付与される。すなわち、 ω をもつ渦要素が格子に再配置される。

$$\omega = \sum_p^{N_v} \omega_p W \left(\frac{x_g - x_p}{\Delta x} \right) W \left(\frac{y_g - y_p}{\Delta y} \right) \quad (11)$$

ここで、 N_v は渦要素の個数、 Δx および Δy は格子幅である。また、 W は再配置関数であり、次式を用いる [27]。

$$W(\sigma) = \begin{cases} 1 - 2.5\sigma^2 + 1.5|\sigma|^3 & |\sigma| < 1 \\ 0.5(2 - |\sigma|)^2(1 - |\sigma|) & 1 \leq \sigma \leq 2 \\ 0 & |\sigma| > 2 \end{cases} \quad (12)$$

2.3 ロータに作用するトルクの計算方法

著者らは既報 [24] において、上述の VP-VIC 法を Savonius 水車のロータを通過する流れの二次元シミュレーションに適用した。シミュレーションでは、ロータに作用するトルクを計算し、ロータの回転運動も同時に解析した。トルクの計算には、固体境界に作用する応力を正確に計算できる著者らの方法 [25] を用いた。羽根面上の圧力と速度勾配を近傍の圧力と速度から計算する方法である。なお、上述の VP-VIC 法では圧力を計算することなく流れが求められる。そこで、既報 [24] と同様、式 (2) の発散をとり式 (1) を代入して得られる圧力 Poisson 方程式を別途解くことにより圧力を計算する。

3. シミュレーション条件

図 1 は、シミュレーションに用いたサボニウス水車のロータを示す。Iio ら [22,28] は、このロータの前方に 1 枚の遮へい板を設置した場合のロータを通過する流れとロータ出力を室内実験で明らかにした。ロータは、2 枚の羽根を 2 枚の円板で挟んだ構造をもつ。ロータの直径 D_R は 142 mm、軸方向の長さ (幅) L_R は $1.48D_R$ 、軸の直径 D_S は $0.07D_R$ である。羽根は半円弧形状をもち、翼弦長 D_B は $0.627D_R$ 、厚さは $0.022D_B$ である。2 枚の羽根の翼弦線は回転軸を通過する直線上にあり、オーバーラップ C は $0.36D_B$ である。本研究では、回転軸に垂直なロータ中央断面を通過する流れの解析に二次元シミュレーションを適用する。

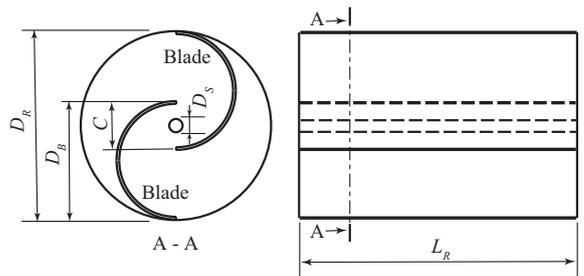


Fig. 1 Rotor of hydraulic Savonius turbine

図 2 にロータの位相角 θ の定義を示す。翼弦線が主流と平行になるときを $\theta = 0 \text{ deg}$ とする。 $0 \leq \theta \leq 180 \text{ deg}$ に位置する羽根を進み羽根 (羽根 A)、 $180 \leq \theta \leq 360 \text{ deg}$ に位置する羽根を戻り羽根 (羽根 R) とよぶ。羽根の長さ l は $\pi D_B/2$ である。図 2 に示すように、羽根面に沿う座標 s をとり、羽根先端で $s/l = 0$ 、後端で $s/l = 1$ とする。

ロータに作用するトルクを T とすれば、ロータの回転の運動方程式は次式で表される。

$$I \frac{d^2 \theta}{dt^2} = T - T_0 \quad (13)$$

ここで、 I はロータの慣性モーメント、 t は時間、 T_0 はロータに作用する負荷トルクである。実験 [22,28] に用いられたロータの材質がステンレス鋼であることから、その密度 ($7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$) に基づいて I の値を計算する。本研究では、 T_0 を与えて流れを解析し、羽根面に作用する応力を計算して T を求め、式 (13) を解析することにより θ を求める。すなわち、与えられた T_0 に対する流れとロータの回転角速度 $\Omega (=d\theta/dt)$ が解析される。 $t = 0$ において $\theta = 90 \text{ deg}$ および $d\theta/dt = 0$ とし、式 (13) の解析には二次精度の Adams-Bashforth 法を用いる。

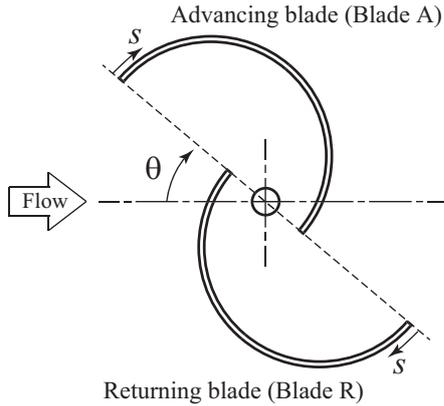


Fig. 2 Blades and definition of phase angle θ

計算領域を図 3 に示す。流れ方向に $5.3D_R$ 、流れと垂直方向に $2.8D_R$ の長方形領域である。ロータは、上流境界から $2.1D_R$ 下流の領域中央に設置されている。ロータの回転中心を座標原点とし、流れ方向に x 軸、流れと垂直方向に y 軸をとる。遮へい板がロータ中心の前方から下向きに 30 deg の位置で主流に垂直に設置されている。その長さは $0.5D_R$ 、厚さは $0.021D_R$ である。遮へい板とロータ中心との距離は G である。流れは、上流境界 Γ_0 で一様な速度 U_0 をもち、下流境界 Γ_1 では自由流出するものとする。上部と下部の境界 Γ_2 では、滑りなし条件を課す。Reynolds 数 ($U_0 D_R / \nu$) は 1.1×10^5 である。格子数は 2250×1500 とし、計算時間間隔 Δt は $\Delta t U_0 / D_R = 5.6 \times 10^{-3}$ とする。式 (2) の penalization パラメータ Λ は $1/\Delta t$ とする。式 (3) の ε は物体代表長さの 1% とし与えられるため [29]、 $\varepsilon = 0.01D_B$ とする。

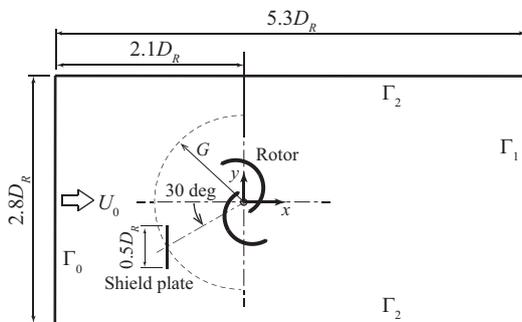


Fig. 3 Computational domain, rotor, and shield plate

U_0 に対するロータ先端速度 $V_t = \Omega D_R / 2$ の比を速度比 $\lambda (= V_t / U_0)$ として定義する。また、トルク T を次

式で定義される無次元値 T^* で表す。

$$T^* = \frac{2T}{\rho U_0^2 D_R^3} \quad (14)$$

ロータの出力係数 C_p は次式で定義する。

$$C_p = \frac{2T\Omega}{\rho A U_0^3} \quad (15)$$

ここで、 A はローターの前面投影面積であり、実験 [22,28] では $A = D_R L_R$ である。本研究の 2 次元シミュレーションでは $L_R = 1$ として T を計算し、式 (15) において $A = D_R$ とする。なお、 C_p はロータの効率に相当する。

本研究では、遮へい板とロータ中心の距離 G/D_R が 0.7 と 1 の場合に対してシミュレーションを実行する。シミュレーション条件を表 1 にまとめて示す。

Table 1 Simulation conditions

Rotor diameter D_R	0.142 m
Rotor width L_R	$1.48D_R$
Shaft diameter D_S	$0.07D_R$
Blade shape	Semicircular Arc
Number of blades	2
Chord of blade D_B	$0.627D_R$
Blade thickness t	$0.022D_B$
Overlap of blade C	$0.36D_B$
Length of shield plate	$0.5D_R$
Thickness of shield plate	$0.021D_R$
Distance between shield plate and rotor G	$0.7D_R, D_R$
Computational domain	$5.3D_R \times 2.8D_R$
Number of grid cells	2250×1500
Reynolds number $U_0 D_R / \nu$	1.1×10^5
Time increment $\Delta t U_0 / D_R$	5.6×10^{-3}

4. シミュレーション結果と考察

4.1 $G/D_R = 1$ の場合の流れと可視化実験結果との比較

まず、遮へい板をロータ中心から距離 $G/D_R = 1$ に設置し、流れのシミュレーションを実行した。その結果、ロータに作用するトルク T が求められ、ロータの回転角速度 Ω すなわちロータ先端速度 $V_t (= \Omega D_R / 2)$ が計算された。無次元トルク T^* と速度比 $\lambda (= V_t / U_0)$ を無次元時間 $t^* (= t U_0 / D_R)$ に対して示すと図 4 のようになる。ただし、ロータに負荷トルク $T_0^* = 0.763$ を課した場合の結果である。 T^* は正弦的に変化し、 $t^* \geq 5$ において周期と振幅がほとんど一定となる。 λ の変化も同様である。 T^* と λ の変化には位相差がある。 T^* が破線で示す T_0^* よりも大きい場合には λ は増大し、小さい場合には減少する。ロータ回転速度 $\Omega (= d\theta/dt)$ は、 $T^* \geq T_0^*$ では増速、 $T^* \leq T_0^*$ では減速することを示しており、式 (13) から理解できる。なお、 $t^* \geq 5$ における T^* の時間平均値を計算すると 0.763 であり、 T_0^* と一致している。 Ω の周期と振幅が一定の場合には、式 (13) を時間積分すれば $T = T_0$ となることから確認できる。一方、 λ の時間平均値は 1.4 である。

上述の $G/D_R = 1$ および $T_0^* = 0.763$ の場合における、ロータ周囲と内部の渦度の分布を図 5 に示す。2 枚の羽

根の弦線が同一直線上にあるため (図 2 参照), 流れの周期はロータの 1/2 回転に相当する. そこで, ロータ位相角 θ が 0, 45, 90, 135 deg における分布を示してある. 進み羽根 (羽根 A) に関しては, $\theta = 0, 45, 90$ deg では凸面から顕著な渦度の放出はなく, 流れが凸面に沿っている. $\theta = 135$ deg では, 羽根先端から大規模な渦が放出される. 渦の回転方向は時計回りである. 一方, 戻り羽根 (羽根 R) については, $\theta = 45, 90, 135$ deg において, 遮へい板の上下端から放出された時計回りと反時計回りの渦が凸面と衝突する. 衝突した渦は, 凸面に沿って流れたのち羽根先端からロータ下流に放出される. 遮へい板の背後には, 全ての位相角において, 上下端から生じた渦と戻り羽根先端から放出された渦が滞留している. よどみ領域の定在を把握できる.

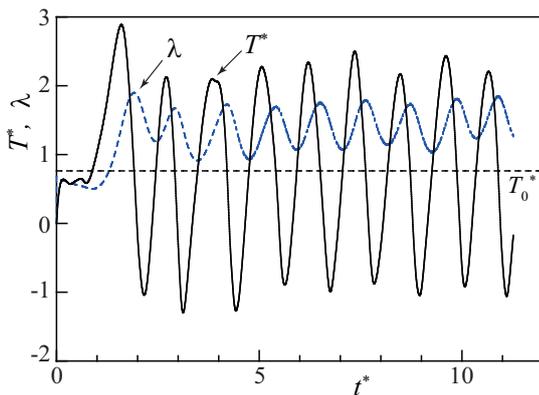


Fig. 4 Time variation of T^* and λ when $G/D_R = 1$ and $T_0^* = 0.763$

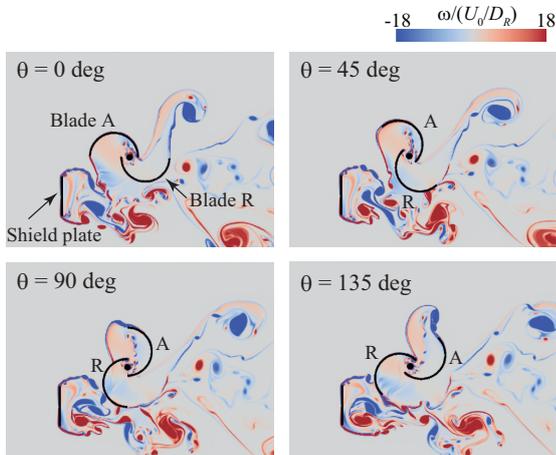


Fig. 5 Vorticity distribution when $G/D_R = 1$ and $T_0^* = 0.763$

図 5 に対応する流線の分布を図 6 に示す. $\theta = 0, 45, 90$ deg において, 進み羽根の凸面に沿う流れを再確認できる. 戻り羽根については, $\theta = 45, 90, 135$ deg における遮へい板後流との干渉を明確に把握できる. すべての位相において, 遮へい板の背後で流線が疎であり, よどみ領域がある. $\theta = 90$ deg におけるよどみ領域が広い. 一方, 遮へい板中央よりも上部の鉛直断面では, 流線が斜め上方を向いている. このため, 遮へい板の上端近傍を通過した流れが進み羽根に向かっていく. 遮へい板による進み羽根への流れの誘導効果を確認できる. このような遮へい板による流れの偏向は, Mohamedら [17] に

よるシミュレーションでも報告されている.

Iioら [22,28] は, ロータ周りの流れに及ぼす遮へい板の影響を解明するため, 色素注入法を用いた流れの可視化実験を実施した. 図 7 は, 速度比 λ がシミュレーションと等しい 1.4 の場合における, $\theta = 90$ deg に対する可視化画像である. 図 7 (a) は, 黒インクを遮へい板中央の上流 (位置 $(x, y) = (-1.41D_R, -0.5R_R)$) から注入したときの結果である. 遮へい板の上下端から発生した渦と戻り羽根の凸面の衝突が可視化されている. 遮へい板の背後にはよどみ領域が発生している. 図 7 (b) は, ロータ回転軸の上流 (位置 $(x, y) = (-1.41D_R, 0)$) から注入したときの画像を示す. 進み羽根の凸面から渦度の放出はなく, 流れが凸面に沿っている. 一方, 戻り羽根の先端からは, 渦が下流に放出されている. また, インクが斜め上方に移流しており, 遮へい板による流れの偏向が可視化されている. 遮へい板による進み羽根の方向への流れの誘導効果を確認できる. 上述の可視化結果は, 図 5 と 6 に示したシミュレーション結果と一致するものであり, シミュレーションの妥当性を示している.

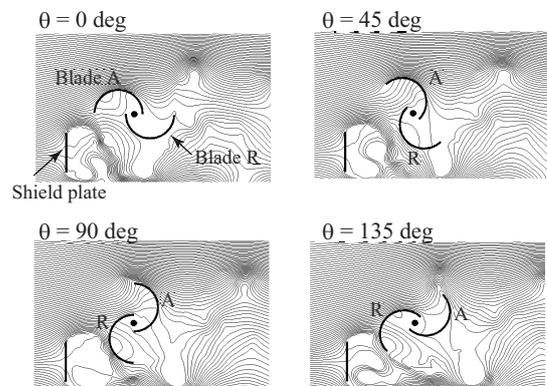


Fig. 6 Streamlines when $G/D_R = 1$ and $T_0^* = 0.763$

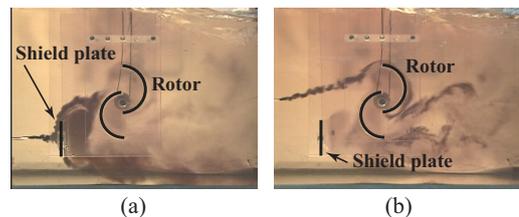


Fig. 7 Experimentally visualized streaklines at $\theta = 90$ deg when $G/D_R = 1$ and $\lambda = 1.4$

4.2 流れに及ぼす遮へい板の影響

つぎに, 遮へい板がない場合とある場合のシミュレーションを個別に実施し, ロータを通過する流れに及ぼす遮へい板の影響を調査した. ただし, ロータ負荷 $T_0^* = 0.655$ とし, 遮へい板はロータ中心から距離 $G/D_R = 0.7$ に設置した.

図 8 は, 渦度の分布を示す. 遮へい板がない場合には, 図 8 の左段に示すように, $\theta = 0, 45, 90$ deg では進み羽根の凸面から顕著な渦度の放出がなく, $\theta = 135$ deg において先端から大規模な渦が放出されている. 戻り羽根については, $\theta = 45, 90, 135$ deg において進み羽根の先端から放出された渦と凸面が衝突し, 羽根先端から下流方向に渦列を放出している. 遮へい板がある場合の結果を図 8 の右段に示す. 進み羽根の周囲において, 遮へい板がない場合よりも渦度の絶対値が小さい. 戻り羽

根については、 $\theta = 45, 90, 135$ deg において、遮へい板の上端から放出された渦と凸面が衝突している。ただし、羽根先端から下流への渦放出はほとんどない。後述するように、羽根が遮へい板の後流内部に位置するからである。

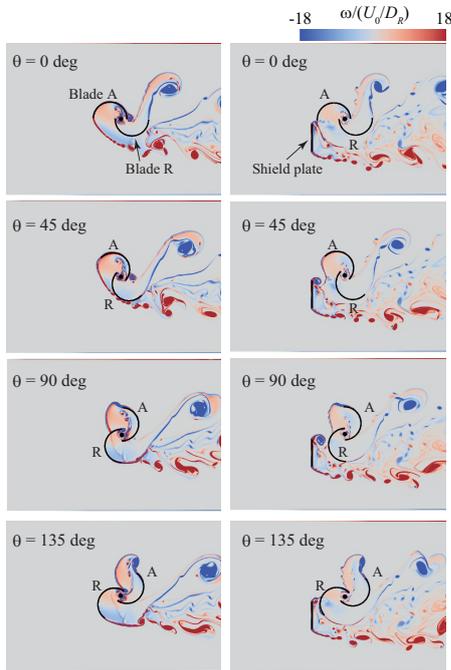


Fig. 8 Vorticity distribution when $G/D_R = 0.7$ and $T_0^* = 0.655$

流線の分布を図9に示す。図9の左段は遮へい板がない場合の結果である。 $\theta = 0, 45, 90$ deg における進み羽根の凸面に沿う流れを再確認できる。 $\theta = 45, 90, 135$ deg では、主流が戻り羽根の凸面に衝突している。遮へい板がある場合には、図9の右段に示すように、すべての位相において主流が遮へい板と衝突し、下流に後流が発生している。 $\theta = 0$ deg では、後流がロータの下流まで延びている。また、すべての位相において、後流と戻り羽根が干渉している。 $\theta = 90$ deg における干渉が顕著である。遮へい板の効果により、すべての位相において、戻り羽根と主流の衝突はない。ただし、 $\theta = 90, 135$ deg では遮へい板上端付近を通過した流れが戻り羽根の凸面と部分的に衝突している。

圧力分布を図10に示す。遮へい板がない場合には、 $\theta = 0, 45, 90$ deg において、進み羽根の凸面上で圧力が低く、極小値が現れている。 $\theta = 45, 90, 135$ deg では、戻り羽根の凸面で圧力が極大となる。主流との衝突に起因する。一方、遮へい板の前面では、すべての位相において、圧力が極大となる。主流との衝突によるよどみ圧力が生じているからである。遮へい板の後流では圧力が低い。遮へい板は、 $\theta = 45, 90, 135$ deg において、戻り羽根の凸面上の圧力の極大値を低下させている。また、すべての位相において進み羽根の凹面近傍の圧力も遮へい板により低下している。

進み羽根の表面上に沿う圧力の分布を図11に示す。ただし、図10に示した4つの位相角における分布である。凸面および凹面をそれぞれ A^+ および A^- で表示し、遮へい板がある場合とない場合をそれぞれ実線および破線で示してある。 $\theta = 0$ deg では、凸面上で遮へい板の影響は軽微である。しかし、遮へい板がある場合には、凹面の全域でほぼ一様に圧力が大きく低下する。図10で示されたように、凹面が遮へい板の後流の内部に存在するからである。 $\theta = 45, 90, 135$ deg では、遮へい板により

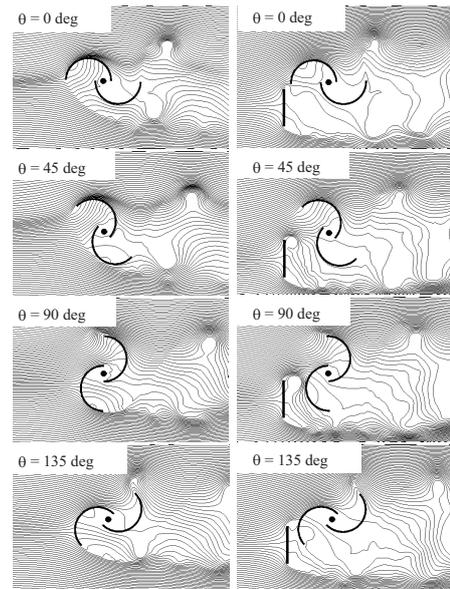


Fig. 9 Streamlines when $G/D_R = 0.7$ and $T_0^* = 0.655$

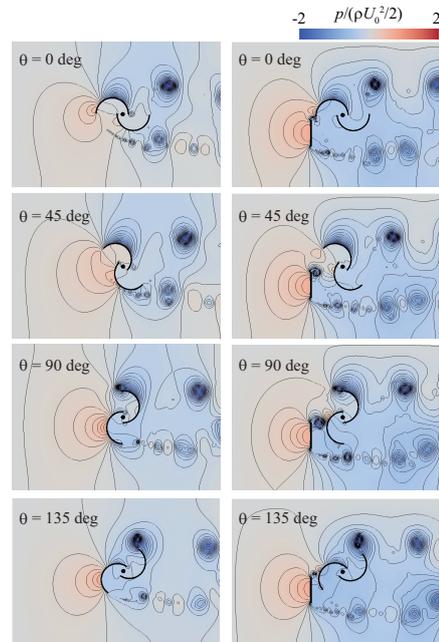


Fig. 10 Pressure distribution when $G/D_R = 0.7$ and $T_0^* = 0.655$

凸面と凹面の圧力がやや低下する。進み羽根が遮へい板の後流の内部に位置するからである。図10で示されたように、凹面が遮へい板の後流の内部に存在するからである。 $\theta = 45, 90, 135$ deg では、遮へい板により凸面と凹面の圧力がやや低下する。進み羽根が遮へい板の後流の内部に位置するからである。ただし、 $\theta = 135$ deg の凸面では、 $s/l \leq 2.8$ において遮へい板により圧力がやや上昇する。図8に示したように、羽根先端から放出される渦の強度がやや低下するためである。

図12は、戻り羽根の表面上の圧力分布を示す。凸面および凹面をそれぞれ R^+ および R^- で表示してある。 $\theta = 0, 45$ deg では、凸面と凹面の圧力が遮へい板により低下する。戻り羽根が遮へい板後流の内部に位置するからで

ある。とくに $\theta = 45 \text{ deg}$ における凸面の位置 $0.5 \leq s/l < 0.8$ の低下が著しい。凸面が遮へい板の背後に接近しており、主流との衝突が回避されているからである。 $\theta = 90 \text{ deg}$ では、凸面の位置 $0.2 \leq s/l \leq 0.6$ において、遮へい板により圧力が大きく低下する。遮へい板の背後に位置するからである。ただし、 $s/l \simeq 0.7$ では遮へい板により圧力が上昇する。図 9 に示したように遮へい板の上端を通過した流れが凸面に衝突することに起因する。 $\theta = 135 \text{ deg}$ では、凸面の圧力が遮へい板により低下する。ただし、 $s/l \simeq 0.4$ では遮へい板の影響が現れていない。 $\theta = 90 \text{ deg}$ の場合と同様、主流との衝突があるからである。 $\theta = 135 \text{ deg}$ では、凹面の全域で圧力がほぼ一様に低下している。遮へい板後流の内部に位置するからである。

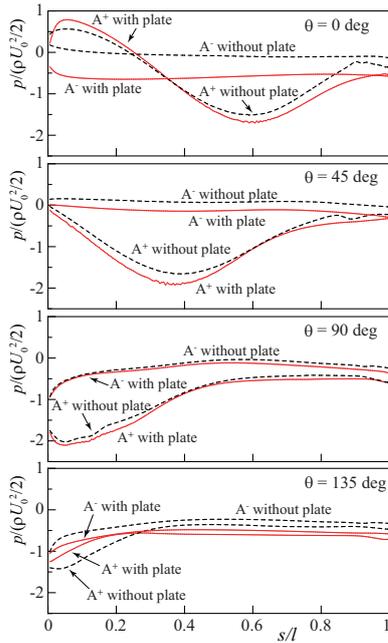


Fig. 11 Effect of shield plate on pressure distribution on advancing blade when $G/D_R = 0.7$ and $T_0^* = 0.655$

4.3 ロータ出力に及ぼす遮へい板の影響

図 13 は、上述の流れのシミュレーション ($G/D_R = 0.7$, $T_0^* = 0.655$) で求められたロータ出力を示す。ロータの半回転 ($0 \leq \theta < 180 \text{ deg}$) に対する速度比 λ のアンサンブル平均を示すと図 13 の最上段のようになる。 λ の変化は正弦的である。すべての位相において遮へい板がロータ回転速度を増大させている。図 13 の下段は、ロータに作用するトルクのアンサンブル平均を示す。ただし、進み羽根および戻り羽根に作用するトルク T_A^* および T_R^* の無次元値 T_A^* および T_R^* の変化である。 T_A^* は、遮へい板の有無にかかわらず、すべての位相で正値をとり、進み羽根には時計回りのトルクが軸に作用する。ただし、すべての位相で遮へい板の設置により低下する。 $\theta = 0$ における低下が著しい。図 11 に示したように、 $\theta = 0$ では進み羽根の凹面の圧力が遮へい板により大きく低下するからである。一方、遮へい板がない場合の T_R^* は、 $17.1 \leq \theta < 151$ で負値をとり、反時計回りのトルクが作用する。遮へい板がある場合にも T_R^* は $18 \leq \theta < 163$ で負値をとる。ただし、 $18 \leq \theta < 131$ では遮へい板がない場合よりも高く、ロータの正転を妨げるトルクが減じている。図 12 に示したように、遮へい板が戻り羽根の凸面の圧力の低下をもたらすからである。この遮へい板の効果がロータ回転速度 λ を増大させている。しかし、 $\theta \geq 131$ では、遮へい板により T_R^* が低下する。戻り羽根の凹面の全域

で圧力が低下しているからである (図 12 参照)。遮へい板の後流内部に戻り羽根が位置することに起因する。

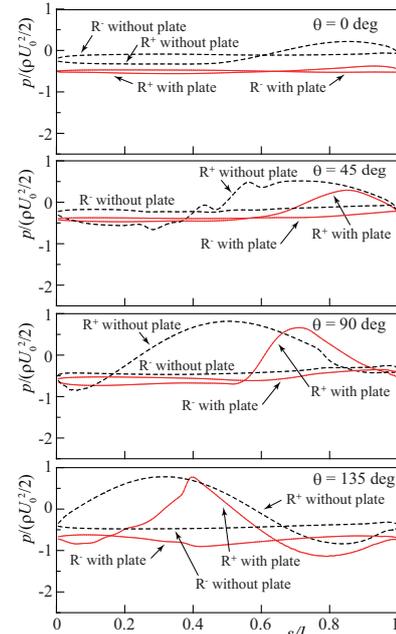


Fig. 12 Effect of shield plate on pressure distribution on returning blade when $G/D_R = 0.7$ and $T_0^* = 0.655$

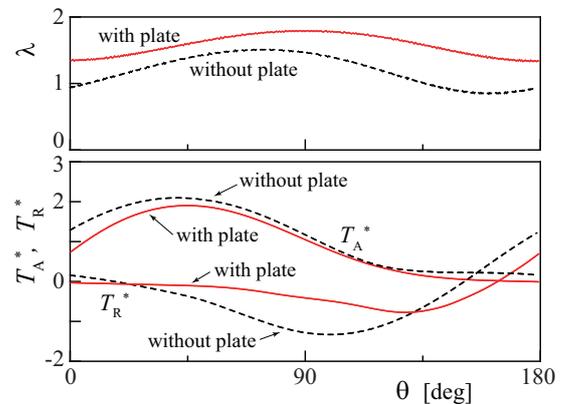


Fig. 13 Effect of shield plate on λ , T_A^* and T_R^* when $G/D_R = 0.7$ and $T_0^* = 0.655$

図 14 は、 $G/D_R = 0.7$, $T_0^* = 0.655$ における、位相角 θ に対するロータの出力係数 C_p の変化を示す。 $21.8 \leq \theta < 123$ において、遮へい板の設置により C_p が増大している。図 13 に示したように、戻り羽根に作用するトルクが増大することに起因する。一方、 $0 \leq \theta < 21.8$ では、遮へい板の設置により C_p が低下している。進み羽根に作用するトルクの低下に起因する (図 13 参照)。 $123 < \theta \leq 180 \text{ deg}$ でも C_p が低下する。戻り羽根に作用するトルクの低下による。

$G/D_R = 0.7$ において、ロータ負荷 T_0^* を 0.873 に増した場合についてもシミュレーションを実施した。図 15 は T^* と λ の時間変化を示す。上述の $T_0^* = 0.655$ の場合と同様、 T^* と λ の変化は正弦的である。ただし、 T_0^* の増大に伴い、 λ が低下している。

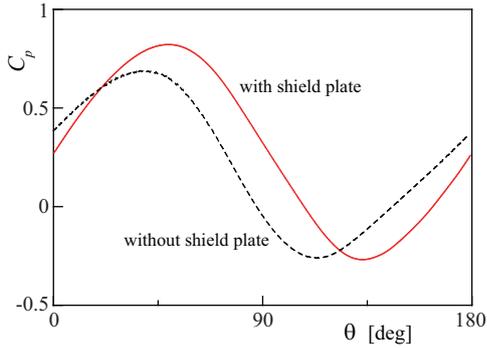


Fig. 14 Effect of shield plate on C_p when $G/D_R = 0.7$ and $T_0^* = 0.655$

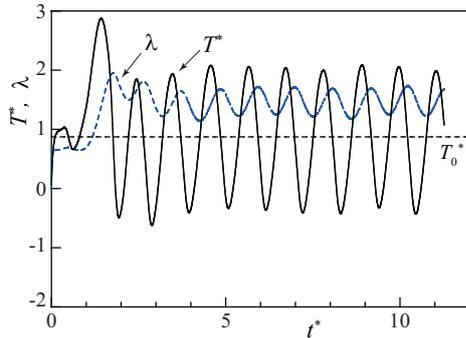


Fig. 15 Time variation of T^* and λ when $G/D_R = 0.7$ and $T_0^* = 0.873$

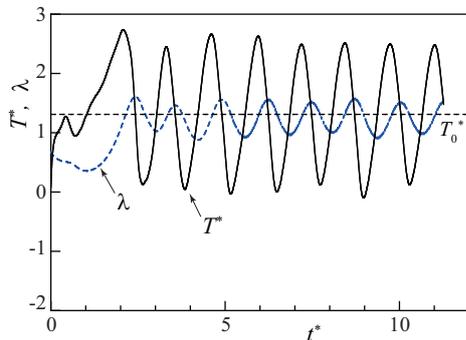


Fig. 16 Time variation of T^* and λ when $G/D_R = 0.7$ and $T_0^* = 1.31$

図 16 は、 $T_0^* = 1.31$ の場合の T^* と λ の時間変化を示す。 λ がさらに低下している。

図 17 は、位相角 θ に対する C_p のアンサンブル平均を示す。 $G/D_R = 0.7$ における、 $T_0^* = 0.655, 0.873, 1.31$ に対する結果を比較してある。 T_0^* の値に関わらず、 C_p は $\theta \simeq 51, 132 \text{ deg}$ において、それぞれ極大値および極小値をとる。 $C_p > 0$ の場合はロータが流体からエネルギーを付与される。しかし、 $T_0^* = 0.655, 0.873$ では $C_p < 0$ となる場合があり、ロータが流体にエネルギーを付与する位相角が存在する。 $T_0^* = 0.655$ の場合に対して図 13 に示したように、戻り羽根に作用する負のトルクに起因する。

C_p の平均値 $\overline{C_p}$ を求め、速度比 λ との関係を示すと図 18 のようになる。遮へい板がある場合に得られた $\overline{C_p}$ を \circ 印で示す。遮へい板がない場合の値 (Δ 印) よりも高い。図 18 には実験結果 [22] も併記してある。遮へい板の

設置により $\overline{C_p}$ が増大する。 $\overline{C_p}$ の最大値が 1.88 倍に増している。シミュレーションによる $\overline{C_p}$ は実験結果よりもやや低いが、遮へい板による $\overline{C_p}$ の増大効果が適切に解析されている。

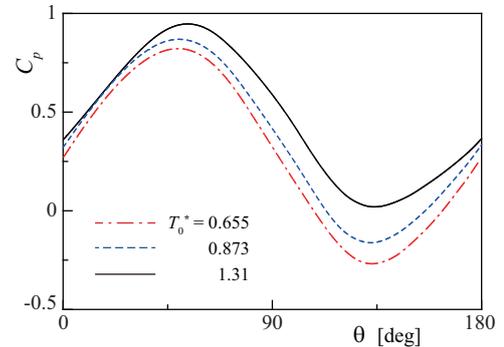


Fig. 17 Variation ensemble-averaged C_p when $G/D_R = 0.7$

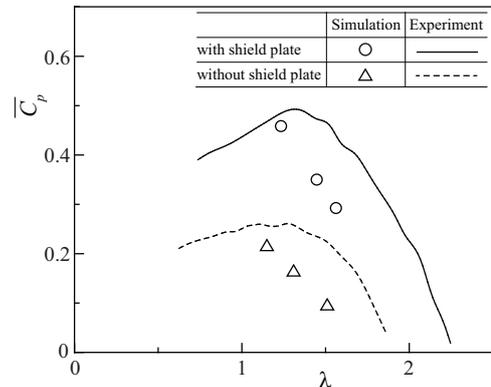


Fig. 18 Effect of shield plate on $\overline{C_p}$ when $G/D_R = 0.7$

5. 結論

1 枚の遮へい板が前方に設置された Savonius 水車のロータ (直径 $D_R = 142 \text{ mm}$) について、流れと性能をシミュレーションで解析した。主流速度 U_0 に基づく Reynolds 数 ($U_0 D_R / \nu$) は 1.1×10^5 である。室内実験により、流れが可視化されロータ出力が測定されている。流れのシミュレーションには VP-VIC 法を適用し、著者らが既報で提案した固体境界に働く流体力の計算法を用いてロータ回転運動を解析した。シミュレーションの結果、以下の結論が得られた。

(1) 遮へい板がロータ中心から距離 D_R に設置された場合、遮へい板の上下端から渦が放出され、遮へい板背後によどみ領域が形成される。放出された渦と戻り羽根の凸面の衝突が発生する。また、遮へい板により主流が偏向され、上流から進み羽根に向かう流れが誘起される。このようなシミュレーションで得られた流れは可視化実験結果と一致することを確認し、遮へい板が設置された Savonius 水車のロータに対する本シミュレーション方法の妥当性を示すことができた。

(2) ロータ周囲の流れに及ぼす遮へい板の影響を調べるため、遮へい板がない場合とロータ中心から距離 $0.7D_R$ に設置された場合についてシミュレーションを実施した。その結果、遮へい板の背後に後流が発生し、主流と戻り羽根の凸面の衝突が生じないことを把握できた。このため、遮へい板がない場合よりも凸面上のよどみ圧力が低

下する。このよどみ圧力の低下に起因して、戻り羽根に作用する負のトルクが減じ、ロータの出力が向上することも明らかにできた。

(3) 実験で明らかにされている遮へい板によるロータ出力の向上効果をシミュレーションでも適切に解析できた。遮へい板が設置された Savonius 水車のロータの出力予測に対する本シミュレーションの有用性を示すことができた。

参考文献

- (1) Alexander, K. V., Giddens, E. P. and Fullera, A. M., Axial-flow turbines for low head microhydro systems, *Renewable Energy*, Vol. 34, 2009, pp.35-47.
- (2) Ikeda, T., Iio, S. and Tatsuno, K., Performance of nano-hydraulic turbine utilizing waterfalls, *Renewable Energy*, Vol.35, 2010, pp.293-300.
- (3) Stark, B. H., Ando, E. and Hartley, G., Modelling and performance of a small siphonic system, *Renewable Energy*, Vol.36, 2011, pp.2451-2464.
- (4) Singh, P. and Nestmann, F., Experimental investigation of the influence of blade height and blade number on the performance of low head axial flow turbines, *Renewable Energy*, Vol.36, 2011, pp.272-281.
- (5) Yanga, S.-S., Derakhshanb, S. and Konga, F.-Y., Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance, *Renewable Energy*, Vol.48, 2012, pp.507-513.
- (6) Uchiyama, T., Honda, S. and Degawa, T., Development of a propeller-type hollow micro-hydraulic turbine with excellent performance in passing foreign matter, *Renewable Energy*, Vol.126, 2018, pp.545-551.
- (7) Uchiyama, T., Fukuhara, H., Iio, S. and Ikeda, T., Numerical simulation of water flow through a nano-hydraulic turbine of waterfall-type by particle method, *Int. J. Rotating Machinery*, Vol.2013, 2013, Article ID 473842.
- (8) Uchiyama, T., Uehara, S., Iio, S., Ikeda, T. and Ide, Y., Numerical simulation of water flow through nano-hydraulic turbine driven by rapid and shallow stream, *J. Energy and Power Eng.*, Vol. 8, 2014, pp.1663-1672.
- (9) Uchiyama, T., Uehara, S., Fukuhara, H., Iio, S. and Ikeda, T., Numerical study on the flow and performance of an open cross-flow mini-hydraulic turbine, *J. Power and Energy, Proc. IMechE Part A*, Vol.229, 2015, pp.968-977.
- (10) Uchiyama, T., Mizoguchi, S., Iio, S., Katayama, Y. and Ikeda, T., Effects of clearance between rotor and ground on the performance of an open cross-flow-type nano-hydraulic turbine, *J. Energy and Power Engineering*, Vol.10, 2016, pp.465-473.
- (11) Koshizuka, S., Nobe, A. and Oka, Y., Numerical analysis of breaking waves using the moving particle semi-implicit method, *Int. J. Numerical Method in Fluids*, Vol.26, 1998, pp.751-769.
- (12) Khayyer, A. and Gotoh, H., Development of CMPS method for accurate water-surface tracking in breaking waves, *Coastal Engineering J.*, Vol.50, 2008, pp.179-207.
- (13) Sabzevari, A., Performance characteristics of concentrator-augmented Savonius wind rotors, *Wind Engineering*, Vol.1, No.3, 1977, pp.198-206.
- (14) Sivasegaram, S., Concentration augmentation of power in a Savonius-type wind rotor, *Wind Engineering*, Vol.3, No.1, 1979, pp.52-61.
- (15) Sivasegaram, S. and Sivapalan, S., Augmentation of power in slow-running vertical-axis wind rotors using multiple vanes, *Wind Engineering*, Vol.7, No.1, 1983, pp.12-19.
- (16) Irabu, K. and Roy, J. N., Characteristics of wind power on Savonius rotor using a guide-box tunnel, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.32, 2007, pp.580-586.
- (17) Mohamed, M. H., Janiga, G., Pap, E. and Thevenin, D., Optimization of Savonius turbines using an obstacle shielding the returning blade, *Renewable Energy*, Vol.35, 2010, pp.2618-2626.
- (18) Altan, B. D., Altan, G. and Kovan, V., Investigation of 3D printed Savonius rotor performance, *Renewable Energy*, Vol.99, 2016, pp.584-591.
- (19) Talukdar, P. K., Kulkarni, V. and Saha, U. K., Performance estimation of Savonius wind and Savonius hydrokinetic turbines under identical power input, *J. Renewable and Sustainable Energy*, Vol.10, 2018, 064704.
- (20) Nakajima, M., Iio, S. and Ikeda, T., Performance of double-step Savonius Rotor for Environmentally Friendly Hydraulic Turbine, *J. Fluid Science and Technology*, Vol. 3, 2008, pp.410-419.
- (21) Kerikous, E. and Thevenin, D., Optimal shape of thick blades for a hydraulic Savonius turbine, *Renewable Energy*, Vol.134, 2019, pp.629-638.
- (22) Iio, S., Katayama, Y., Uchiyama, F., Sato, E. and Ikeda, T., Influence of setting condition on characteristics of Savonius hydraulic turbine with a shield plate, *J. Thermal Science*, Vol.20, 2011, pp.224-228.
- (23) Golecha, K., Eldho, T. I. and Prabhu, S. V., Influence of the deflector plate on the performance of modified Savonius water turbine, *Applied Energy*, Vol.88, 2011, pp.3027-3217.
- (24) Uchiyama, T., Gu, Q., Degawa, T., Iio, S. and Ikeda, T., Numerical simulations of the flow and performance of a hydraulic Savonius turbine by the vortex in cell method with volume penalization, (Under article submission), 2019.
- (25) Degawa, T., Gu, Q., Uchiyama, T. and Takamura, K., Numerical simulation of fluid forces on moving solid body by the vortex in cell method with volume penalization, *Aerospace Science and Technology*, Vol.94, 2019, 105360.
- (26) Gazzola, M., Mimeau, C., Tchieu, A. A. and Koumoutsakos, P., Flow mediated interactions be-

- tween two cylinders at finite Re numbers, *Phys. Fluid*, Vol.24, 2012, 043103.
- (27) Cottet, G.-H. and Koumoutsakos, P. D., *Vortex methods: theory and practice*, New York: Cambridge University Press; 2000.
- (28) Iio, S., Uchiyama, F., Sonoda, C. and Ikeda, T., Performance improvement of Savonius hydraulic turbine by using shield plate, *Turbomachinery*, Vol.37, 2009, pp.743-748, (in Japanese).
- (29) Gazzola, M., Chatelainm, P., van Rees, W. M. and Koumoutsakos, P., Simulations of single and multiple swimmers with non-divergence free deforming geometries, *J. Comp. Phys*, Vol.230, 2011, pp.7093-7114.