

橢円柱振り子を用いた Hydro-VENUS のエネルギー取得性能

岡山大学大学院 学生会員 ○泉 一希
岡山大学大学院 学生会員 種治 拓也
岡山大学大学院 正会員 比江島 慎二

1. はじめに

太陽光発電や風力発電に比べ、海の潮流は気象の影響を受けにくく安定した発電が可能である。従来の潮流発電では、風力発電のようにプロペラ回転式が主流であった。それに対し、我々は Fig. 1 のような柱状の剛体振り子を流力振動させて発電する Hydro-VENUS (Hydrokinetic Vortex Energy Utilization System) 方式^{1)~5)}を考案した。水の流れに対して直角方向に振り子を流体励起振動させてエネルギーを取り出す。Fig. 2 に示すように、水深の限られた場所において、振り子の角度振幅を 90°以内に抑えれば、理想的にはプロペラタービンのブレードの 2 倍程度の長さの振り子を用いることができる。その場合の振り子の掃過面積は、振り子の半分の長さのブレードを持つプロペラタービンの掃過面積の 2 倍となり、エネルギー取得の上で有利となる。

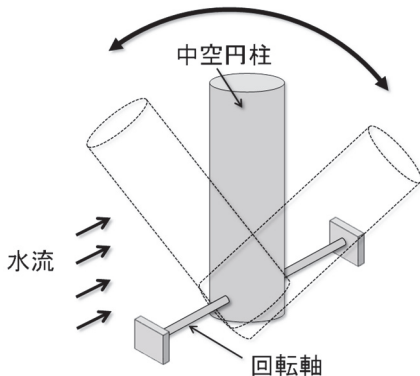


Fig. 1 Hydro-VENUS の概念図

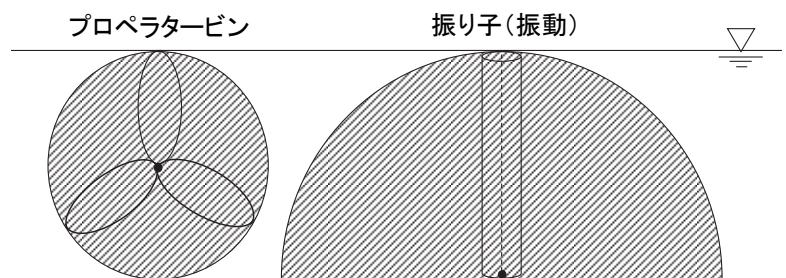


Fig. 2 プロペラタービンと振り子の掃過面積の違い

2. 実験の方法

水路断面寸法 20cm×30cm の小型回流水槽を用いて、流速 $U = 0.4\text{m/s} \sim 0.9\text{m/s}$ で振り子の流体励起振動実験を行った。Fig. 3 に振り子実験装置を示す。振り子の往復回転振動はワンウェイクラッチギアによる歯車機構を通して片方向回転に変換される。その後、非接触回転トルクセンサー (LORENZ 社製 DR-2212-R 型) に伝達され、トルク T と角速度 ω が計測される。トルク T と角速度 ω の時刻歴からそれぞれの平均 T_m , ω_m および標準偏差 T_s , ω_s を求め、振動に伴う変動成分も考慮して次式により仕事率 P を算出した。

$$P = T_m \omega_m + T_s \omega_s \quad (1)$$

ヒステリシスブレーキ (三菱電機 ZHY-1.2A1) を用いてトルク負荷を変化させながら計測し、仕事率 P の最大

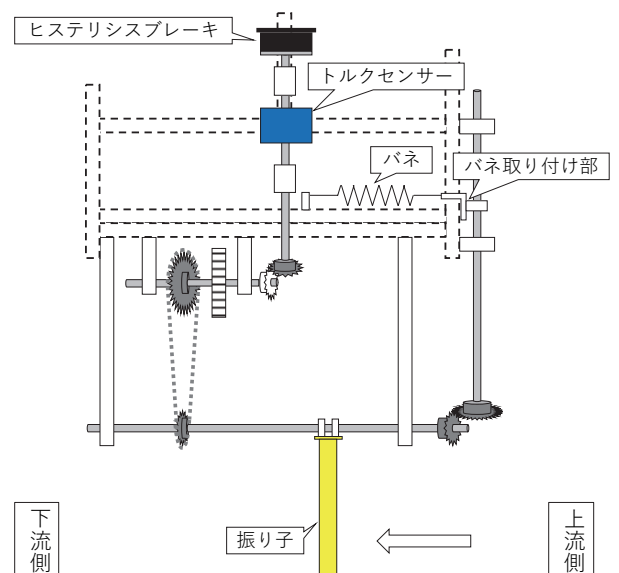


Fig. 3 振り子実験装置

キーワード 潮流発電, 小水力発電, 流体励起振動, ギャロッピング, Hydro-VENUS, 橢円柱

連絡先 〒700-8530 岡山県岡山市北区津島中 3 丁目 1 番 1 号 岡山大学大学院環境生命科学研究科

TEL 086-251-8869

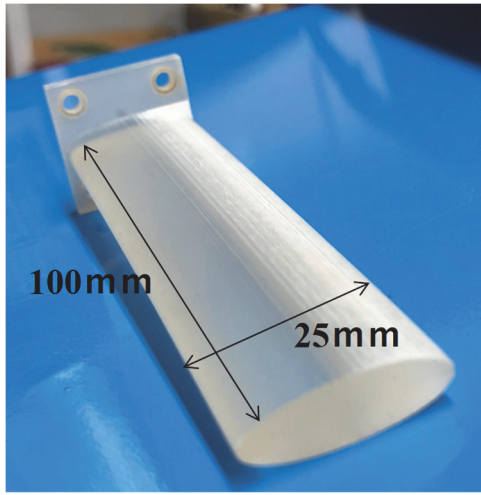


Fig. 4 実験で使した楕円柱振り子

Table 1 楕円柱振り子の諸元

e	$L(\text{mm})$	$D(\text{mm})$	質量(g)
1.5	100	25	41.3
2.0			31.3
2.5			25.3
3.0			21.7
3.5			19.0
4.0			16.8
5.0			14.8
6.0			13.1
7.0			11.8
8.0			10.9

を探索した．また，無次元流速 U^* ，無次元仕事率 P^* ，無次元トルク T^* ，周速比 λ を以下のように定義する．

$$U^* = \frac{U}{fD} \quad (2)$$

$$P^* = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho U^3 L^2} \quad (3)$$

$$T_m^* = \frac{T_m}{\frac{1}{2}\rho U^2 L^3}, \quad T_s^* = \frac{T_s}{\frac{1}{2}\rho U^2 L^3} \quad (4)$$

$$\lambda_m = \frac{\omega_m L}{U}, \quad \lambda_s = \frac{\omega_s L}{U} \quad (5)$$

ここで， ρ は水密度 ($=1000\text{kg/m}^3$)， L と D は振り子長さの見付幅， f は振り子振動時の振動数である．

本実験では，比較的強いギャロッピングを生じながら，角度振幅 θ を 90° 以内に抑えやすい振り子として，Fig. 4 のような楕円柱を採用する．楕円断面は短径に対する長径の比を断面アスペクト比 e と定義して， $e=1.5\sim 8.0$ の範囲で変化させた (Table 1)．楕円の長径が流れに対して直交するように楕円柱振り子を配置することで，振り子にギャロッピング振動が発生する．いずれの断面アスペクト比 e の振り子も，長径 (見付幅) $D=25\text{mm}$ ，振り子長さ $L=100\text{mm}$ とした．各断面アスペクト比 e の振り子ごとに固有振動数の異なる 2~4 種類の回転バネを設定し，流速ごとに最大の仕事率が得られる回転バネを採用した．

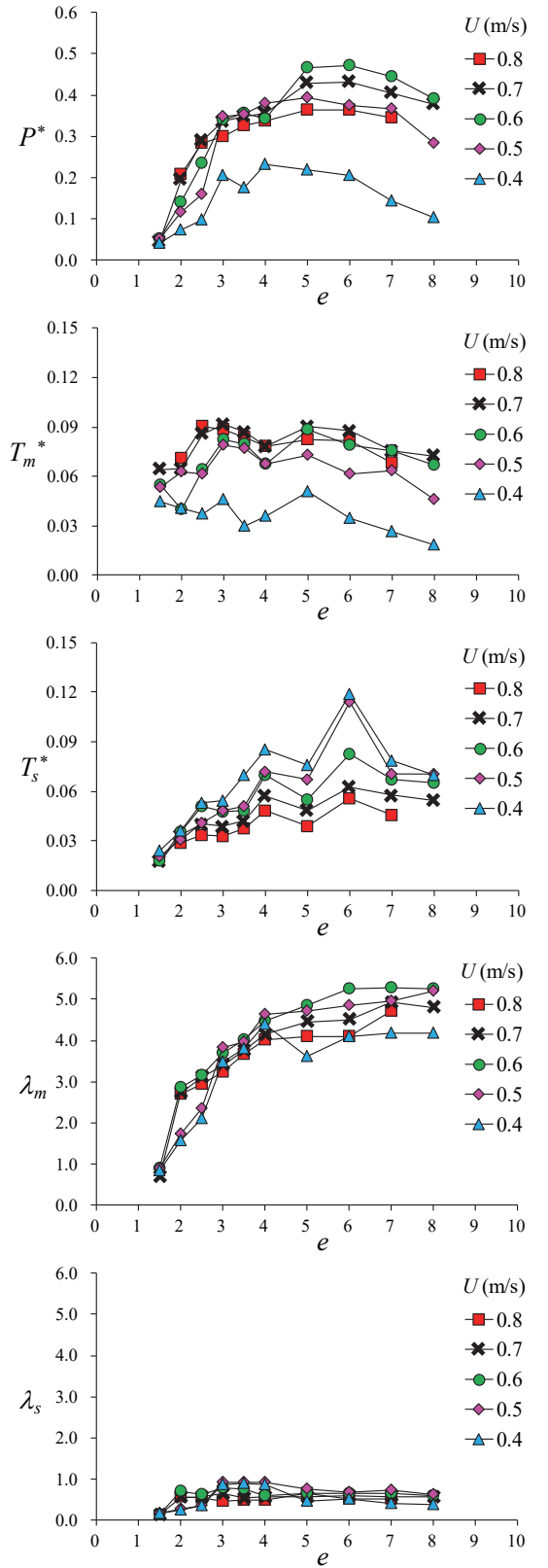


Fig. 5 エネルギー取得性能に及ぼす断面アスペクト比の影響

3. 実験結果

(1) 断面アスペクト比によるエネルギー取得性能の変化

断面アスペクト比 e に対する無次元仕事率 P^* 、無次元トルク T^* 、周速比 λ の変化を Fig. 5 に示す。無次元仕事率は、 $U=0.4\text{m/s}$ では $e=4.0$ で最大値 $P^*=0.23$ 、 $U=0.5\text{m/s}$ では $e=5.0$ で最大値 $P^*=0.39$ 、 $U=0.6\sim 0.8\text{m/s}$ ではいずれも $e=6.0$ でそれぞれ最大値 $P^*=0.47$ 、 0.43 、 0.36 が得られた。これらの最大値の中では $e=6.0$ の $U=0.6$ における $P^*=0.47$ が最も最大である。

無次元トルクの平均 T_m^* は、断面アスペクト比 e に対してそれほど大きな変化がみられないが、 $e=5.0\sim 8.0$ ではやや減少する傾向がある。無次元トルクの標準偏差 T_s^* は、 T_m^* と同程度の値を示すが、 T_m^* とは逆に e が大きいほど、流速 U が低いほど増加する傾向があり、 $U=0.4\text{m/s}$ などではむしろ変動成分 T_s^* の方が平均成分 T_m^* より高い。一方、周速比の平均 λ_m は断面アスペクト比 e とともに急増しているのに対し、周速比の標準偏差 λ_s は e に対してほとんど変化がみられず、平均 λ_m に比べて $1/10$ 程度の値である。全体的に見れば、断面アスペクト比 e の増加とともに角速度が大きく増加することで無次元仕事率 P^* が増大するが、やがて e の増加とともにトルクが減少傾向になり、 $e=6.0$ 付近で P^* が最大を迎えている。

(2) 一定水深下において最適な楕円柱振り子の条件

Fig. 2 に示したように一定の水深 L の場所を想定し、水深と同じ長さ L の半楕円柱振り子とローター半径 $L/2$ のプロペラタービンのエネルギー取得性能を比較する。ここでは、一般的なプロペラタービンのパワー係数として $C_p=0.4$ と仮定する。このとき、長さ L の振り子の仕事率 P が、ローター半径 $L/2$ のプロペラタービンの仕事率 P_{turb} を超える条件は以下となる。

$$P = \frac{1}{2} \rho U^3 L^2 \times P^* \geq P_{\text{turb}} = \frac{1}{2} \rho U^3 \pi \left(\frac{L}{2} \right)^2 \times C_p$$

$$\therefore P^* \geq \frac{\pi}{4} C_p = \frac{\pi}{10} = 0.314 \quad (6)$$

また、振り子の角度振幅 θ_0 は、角速度の平均 ω_m と標準偏差 ω_s から算定した角速度振幅 ω_0 に対して次式で求める。この角度振幅 θ_0 を 90° 以下にする必要がある。

$$\theta_0 = \frac{\omega_0}{2\pi f} = \frac{\omega_m + \sqrt{2}\omega_s}{2\pi f} \leq 90^\circ \quad (7)$$

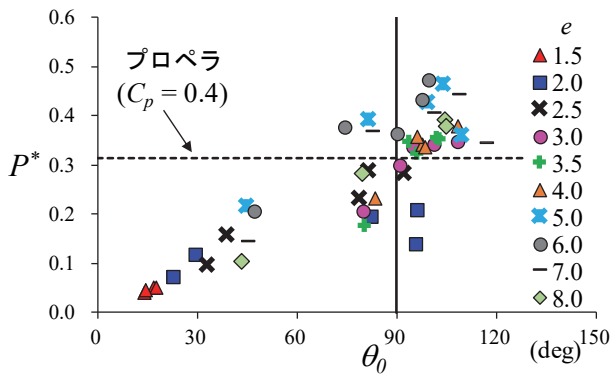


Fig. 6 角度振幅と無次元仕事率の関係

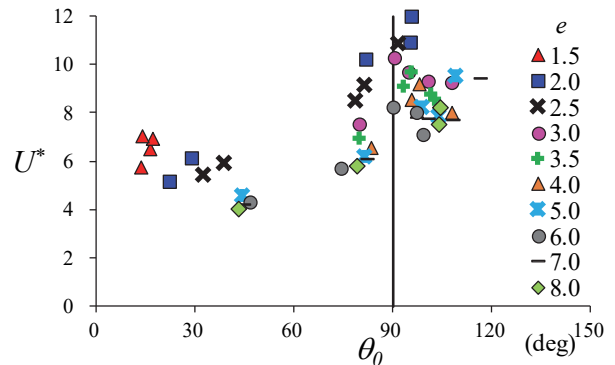


Fig. 7 角度振幅と無次元流速の関係

Table 2 一定水深で性能の高いケース

e	P^*	θ_0	U^*
5	0.394	81.3°	6.16
6	0.375	74.4°	5.63
7	0.367	82.6°	6.01

Fig. 5 の無次元仕事率 P^* を角度振幅 θ_0 に対して示したのが Fig. 6 である．図中には，パワー係数 $C_p = 0.4$ に相当する $P^* = 0.314$ を破線で示すとともに， $\theta_0 = 90^\circ$ を実線で示す．角度振幅 θ_0 とともに無次元仕事率 P^* が増加する傾向があるが， P^* が高いケースは角度振幅 $\theta_0 = 90^\circ$ 前後に集中している．この中で式(6)と式(7)の条件を満たすのは， $e = 5, 6, 7$ のうちの 3 ケースが該当していることが分かる．ここで，Fig. 6 の各ケースについて，角度振幅 θ_0 に対する無次元流速 U^* を示したのが Fig. 7 である．Fig. 6 で式(6)と式(7)の条件を満たした $e = 5, 6, 7$ の 3 ケースは，Fig. 7 では $\theta_0 = 80^\circ$ 付近にある $e = 5, 6, 7$ の 3 ケースに相当するが，いずれも $U^* = 6$ 前後であることが読み取れる．つまり，無次元流速 $U^* = 6.0$ 付近になるように，断面アスペクト比 $e = 5 \sim 7$ の楕円振り子进行設計すれば，パワー係数 $C_p = 0.4$ のプロペラタービンを超える性能が出せることになる．Table 2 に，式(6)と式(7)の条件を満たすこれら 3 ケースの無次元仕事率 P^* ，角度振幅 θ_0 ，無次元流速 U^* を示す．

4. まとめ

楕円柱振り子を用いた Hydro-VENUS の流体励起振動実験を行い，エネルギー取得性能の高い断面アスペクト比について検討した．断面アスペクト比 $e = 1.5 \sim 8.0$ の楕円柱振り子について流体励起振動実験を行ったところ， $e = 6.0$ において最大の無次元仕事率 $P^* = 0.47$ が得られた．さらに，水深が限られた場所を想定した場合，無次元流速 $U^* = 6.0$ 付近になるように断面アスペクト比 $e = 5 \sim 7$ の楕円振り子进行設計すれば，パワー係数 $C_p = 0.4$ のプロペラタービンを超える性能が出せる可能性が示された．

謝辞：本研究の一部は，国立研究開発法人科学技術振興機構の地域産学バリュープログラム，一般社団法人中国建設弘済会の技術開発支援事業，および日本財団・(株)リバネス共同事業の海底探査技術開発プロジェクトの支援により行われたことを付記し，ここに謝意を表します．

参考文献

- 1) 比江島慎二，岡圭人，林健一，井上治男：倒立振り子を用いた流力振動発電のためのエネルギー取得性能の検討，第 22 回風工学シンポジウム，pp.425-430，2012.
- 2) 比江島慎二，岡圭人，林健一，井上治男：倒立振り子の流力振動を利用した発電のための基礎的実験，土木学会論文集 B3(海洋開発)，Vol.69，No.1，pp.12-21，2013.
- 3) 比江島，大熊：振り子式潮流発電機の円柱振り子に作用する流体力特性，土木学会論文集 A1(構造・地震工学)，Vol.72，No.2，pp.315-321，2016.
- 4) 比江島慎二，高松宏彰，大熊広樹，上田剛慈：ギャロッピング振動を用いた振り子式水流発電，土木学会論文集 B3(海洋開発)，Vol.73，No.1，pp.24-34，2017.
- 5) 比江島慎二，高松宏彰，大熊広樹，上田剛慈：流体励起振動の励振機構を利用した革新的な水流発電用タービンブレード，土木学会論文集 B3 (海洋開発) Vol.74，No.1，pp.1-12，2018.