

二重翼列波力タービンの性能特性

吉田光弘*・黒川由美**・奥村哲也*・林秀千人*

瀬戸口俊明***・濱川 洋充****

Performance of Double Rotor Turbine for wave power generator

by

Mitsuhiro YOSHIDA*, Yumi KUROKAWA**, Tetsuya OKUMURA*, Hidechito HAYASHI*
Toshiaki SETOBUCHI***, Hiromitsu HAMAKAWA****

It is proposed the new type turbine for OWC that consists of Wells and Impulse rotors. Wells and impulse rotors are set concentrically for both high efficiency and starting characteristics. This paper presents the concept of the turbine and some geometrical variation with the numerical simulations in steady flow condition; hub ratio, split duct length and sweep blade. The maximum efficiency is obtained at the low flow coefficient that is fitted to the high-speed operation. The variation of efficiency with flow coefficient is small for large flow coefficient that advantages to the starting characteristics. The maximum efficiency is large at small hub ratio for the flow rate of wells turbine part decreased. The swept blade is not fit for the impulse rotor. The split duct is designed to fit the flow coefficient at the maximum efficiencies of Wells and Impulse turbines. It is pointed out that the geometry of the split duct is important to improve the turbine performance.

Key words : Wells Turbine, Impulse Turbine, Wave Power Generation, Wave Energy, OWC

1. 諸言

近年わが国や欧州を中心に、海洋エネルギーの利用が進められている。その一種である振動水柱型（OWC: Oscillating Water Column）波力発電は可動部が直接海水に触れないため、メンテナンスに優れ、台風など突発的な現象にも対応が可能であるなどさまざまな利点から、多くの研究がされている。

この発電方法は波浪エネルギーを往復空気流に変換し、その往復空気流中を常に一方向回転する特殊なタービンを用いて電気エネルギーに変換する。タービンには、これまで多く用いられてきたウェルズタービンと、近年注目されている衝動タービンが中心であり、そのほかにもいくつか試みられている。

ウェルズタービンは原理上、低流量係数時に高い動力が得られる高速型の特性がある。しかなら、強度、

保守、および騒音が問題視されている。また起動や高流量係数の時には、タービンが失速しエネルギー効率が極端に低下する状態に至る。このことから、流量変動に対して安定しない問題点を有する^{(1)~(12)}。一方、衝動タービンはウェルズタービンと比べ高いトルクと高流量係数時に広範囲で比較的高い効率が得られ、起動特性も優れている。しかし、低流量係数時では効率が急激に低くなり、最大効率はウェルズタービンよりも劣っている^{(13)~(22)}。

これらの特性を踏まえて、ウェルズタービンの高流量係数時性能改善ため、衝動タービンをブースタータービンとして利用した試みがなされている⁽²³⁾。このように、二つタービンを設置および接続する形状では、複雑化に伴い設備費用や維持管理費用の増加する恐れがある。これは、再生可能エネルギーを用いた発電

平成29年12月25日受理

* 長崎大学工学研究科 (Dept. engineering, Nagasaki university)

** 西日本流体技研株式会社 (WEST JAPAN FLUID ENGINEERING LABORATORY Co.,Ltd.)

*** 佐賀大学 (Saga university)

**** 大分大学 (Oita university)

方法としては好ましくない。

そこで著者らは両タービンをひとつのタービンに組み入れて一体化し、起動性と効率の向上を考慮したシンプルな構造の新しい波力タービン、すなわち二重翼列波力タービンを提案する。本研究では、数値シミュレーションにより定常流における特性を、ウェルズタービン単体、衝動タービン単体と比較し評価した。さらに、ウェルズタービン部と衝動タービン部のマッチングの観点から、形状の影響を調べた。

記号表

A_R : 翼面積 ($A_R = (\text{span}) \times (\text{Chord}) \times (\text{Number})$) [m²]

C_T : トルク係数 ($C_T = \frac{T}{\frac{\rho}{2}(V_a^2 + U^2)A_R \cdot R_{av}}$)

d_0 : タービン外径 [m]

d_h : ハブ直径 [m]

d_i : 衝動タービン部直径 [m]

d_w : 仕切り板入口直径 [m]

P : 圧力 [Pa]

R_{av} : 平均半径 [m]

T : トルク [N·m]

U : 周速度 ($U = \frac{d_0}{2} \cdot \omega$) [m/s]

V : 流速 [m/s]

ϕ : 流量係数 ($\phi = \frac{V_a}{U}$)

η : 効率 ($\eta = \frac{T\omega}{P \cdot \left(\frac{\pi}{4} d_0^2 \cdot V_{a\infty}\right)}$)

ω : 角速度 [rad/s]

添え字

a: 回転軸方向

max: 最大効率点

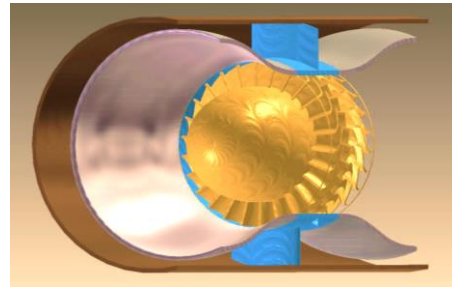
r: 半径方向

t: 周方向

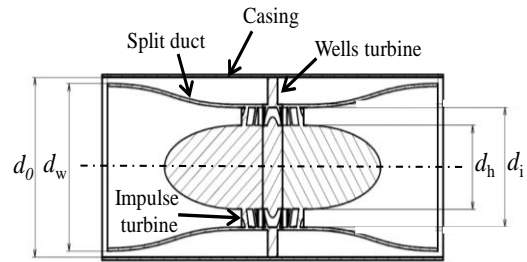
∞ : 上流遠方

2. 二重翼列波力タービンの概略

図1に本研究で提案する二重翼列波力タービンの概略を示す。この羽根車は、ウェルズタービンと衝動タービンの2つをまとめて1つのタービン羽根車としたものである。図1(a)にタービンの3Dモデルを、図1(b)に側面から見た断面を示す。ウェルズタービンと衝動タービンはそれぞれ、単体の形状を参考として羽根形状は設計した^{(1), (2) (9), (14), (15), (20), (23)}。



(a) 3D model



(b) Side view

Fig. 1 Schematics of double impeller

ウェルズタービン部と衝動タービン部を区切るために仕切り洞を設けている。仕切り洞は、後述のように両羽根車の最適流量係数に合わせて決定した。

3. 仕切り洞の形状

図2にウェルズタービンと衝動タービンの効率曲線の例を示す。ウェルズタービンは高速型であるため、最高効率となる流量係数は小さい。一方で、衝動タービンは低速での性能が良いため、最高効率を示す流量係数は大きい。このように、最高効率の流量係数が大きく異なる2つの羽根車を1つに納めるために、次の2つの工夫を施した。

1. ウェルズタービンは、最高効率が衝動タービンより低流量にあるため、周方向速度が大きくなる半径が大きい外側に設置し、衝動タービンは周方向速度が小さい内側に設置する。
2. それぞれのタービンの最高効率の流量係数に合う軸流速度にするために、衝動タービン側の軸流速度を大きくして、ウェルズタービン側の軸流速度を小さくする。すなわち、衝動タービン側を縮流、ウェルズタービン側を拡大流にして、羽根車に入る流れを制御する。

この二点を実現するために、以下の処置を施した。ウェルズタービンの外径を d_0 、衝動タービンを d_i とすると、それぞれの流量係数 $\phi_{\text{max_wells}}$ 、 $\phi_{\text{max_impulse}}$ の比は次のようになる。

$$\frac{\phi_{\max_wells}}{\phi_{\max_impulse}} = \frac{\frac{V_{a_wells}}{d_0 \times \omega}}{\frac{V_{a_impulse}}{d_i \times \omega}} = \frac{V_{a_wells}}{V_{a_impulse}} \cdot \frac{d_i}{d_0} \quad (1)$$

ここで、周方向速度はそれぞれ $V_{t_wells}=d_0/2 \times \omega$ 、 $V_{t_impulse}=d_i/2 \times \omega$ である。ウェルズタービン部と衝動タービン部の直径比を $d_0/d_i=1:0.7$ として、それぞれのタービンに入る軸流速度は、表 1 より

$$\begin{aligned} \frac{V_{a_wells}}{V_{a_impulse}} &= \frac{\phi_{\max_wells}}{\phi_{\max_impulse}} \cdot \frac{d_0}{d_i} \\ &= \frac{0.10}{0.75} \cdot \frac{1.0}{0.7} \approx 0.2 \end{aligned} \quad (2)$$

したがって、最高効率の流量係数に対応するそれぞれのタービンの軸流速度が異なることがわかる。そこで、仕切り洞を設けて流量を制限し、さらに減速・増速を行ないタービンに入る軸流速度を式(2)に合わせた。図 2 をもとに、上流部の軸流速度が一定 $V_{a\infty}$ とすると、ウェルズタービン部および衝動タービン部では、連続の関係から次式が成り立つ。

$$V_{a\infty} \times \frac{\pi}{4} (d_0^2 - d_w^2) = V_{a_wells} \times \frac{\pi}{4} (d_0^2 - d_i^2) \quad (3)$$

$$V_{a\infty} \times \frac{\pi}{4} d_w^2 = V_{a_impulse} \times \frac{\pi}{4} (d_i^2 - d_h^2) \quad (4)$$

タービンのハブ比 $d_h/d_0=0.5$ として、式(2)、(3)、(4)から、次式を得て、仕切り洞の直径 d_w を定める。

$$\left(\frac{d_0}{d_w}\right)^2 = 1 + 0.2 \frac{\left(\frac{d_i}{d_0}\right)^2 - \left(\frac{d_h}{d_0}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_i}{d_0}\right)^2} = 1.1 \quad (4)$$

以上により、二重翼列タービンの外径を $d_0=300\text{mm}$ とする。仕切り洞直径は式(4)をもとに、縮流等の影響を考慮して $d_w=280\text{mm}$ 、衝動タービン部直径 $d_i=200\text{mm}$ 、ハブ直径を $d_h=140\text{mm}$ とした。また、仕切り洞の厚みは 5mm である。

4. シミュレーション条件

タービンの定常状態における特性をシミュレーションにより解析した。図 3 にシミュレーション領域を示す。図 3(a) は全体の概要である。計算は 1 ピッチのみで行なった。タービン直径が 300mm に対して、全長が 4000mm である。ウェルズタービンおよび衝動タービンのローター部は回転領域として設定される。回転領域と静止領域の間のインターフェースは Stage を設

定した。入口境界は流速 15m/s の一様流側を設定し、下流境界において、大気圧を設定した。図 3(b) は衝動タービンのローターとガイドベーンのセットを示している。ガイドベーンの羽根は二次元の平板 26 枚から成り立っている。ローターは反り角・流入流出角が 60 度で、30 枚から構成されている^{(14), (15), (20), (21)}。図 3(c) はウェルズタービンの 1 ピッチの回転領域を示してい

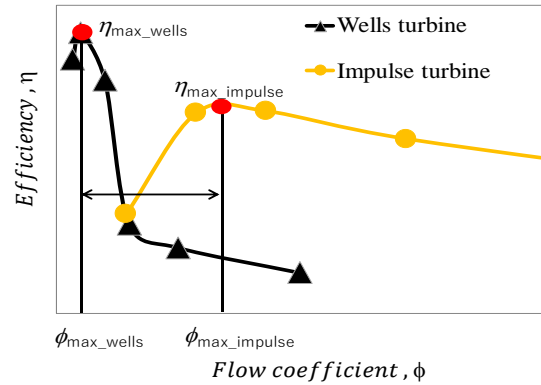
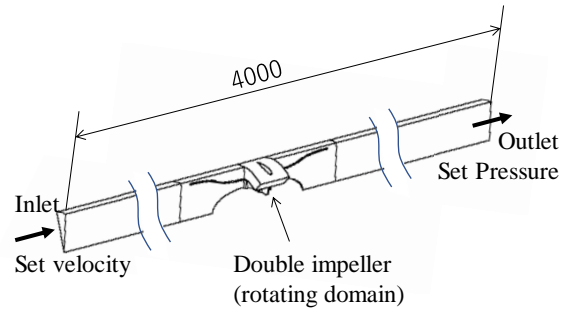


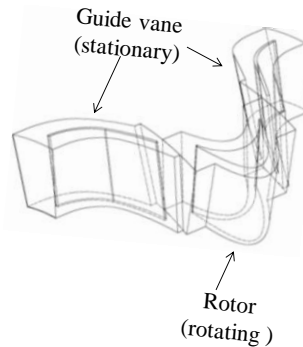
Fig. 2 Efficiency curves of wells turbine and impulse turbine.

Table 1 Maximum efficiency points of two turbines

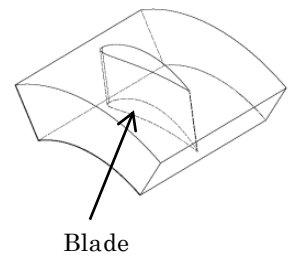
| | ϕ_{\max} at η_{\max} | η_{\max} |
|-----------------|--------------------------------|---------------|
| Wells turbine | 0.10 | 0.64 |
| Impulse turbine | 0.75 | 0.48 |



(a) Overall regions

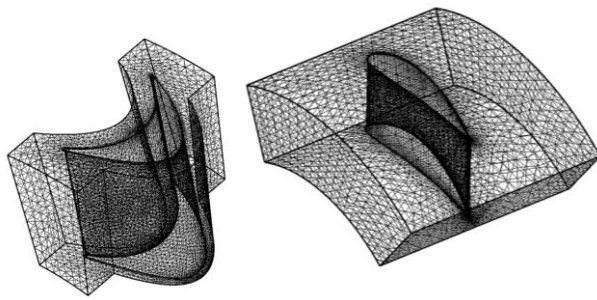


(b) Impulse rotor



(c) Wells rotor

Fig. 3 Schematics of one pitch simulation regions



(a) Mesh of impulse rotor (b) Mesh of wells rotor

Fig.4 Mesh of rotor regions of double rotor

Table 2 Mesh number for each part

| 1 pitch parts | No. of Elements |
|----------------------|-----------------|
| Wells turbine part | 121988 |
| Impulse turbine part | 102430 |
| Total parts | 394721 |

る。羽根はNACA0021翼型の対称翼で、翼弦長 90 mm、ハブ比 0.7 である。羽根枚数は 6 枚である^{(1), (2), (9)}。

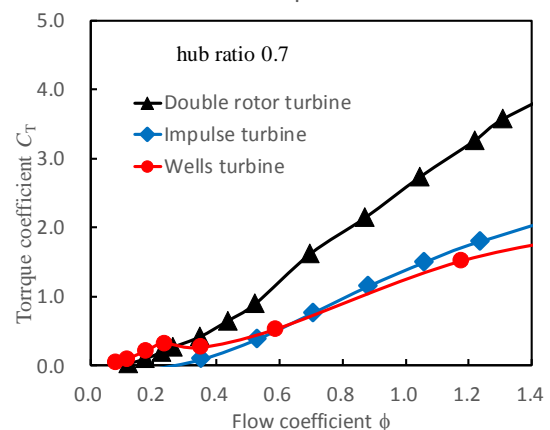
図 4 にローター部分のメッシュの状況を示す。また、表 2 には要素数を示している。図 4(a) は衝動タービンのローター部分であるが翼表面にインフレーションを設定している。第 1 層厚さ 0.1 mm で、5 層を設定している。衝動タービン部の要素数は約 10 万で全体である。図 4(b) はウェルズタービンのローター部分である。この場合も、翼表面に第 1 層厚さ 0.2 mm で、7 層のインフレーションを設定している。ウェルズタービン部分は要素数が 12 万で、全体は四面体要素となっており、39 万要素となっており、両タービン以外では衝動タービンのガイドベーンおよび仕切り洞の部分に要素数が多くなっている。

5. 結果および考察

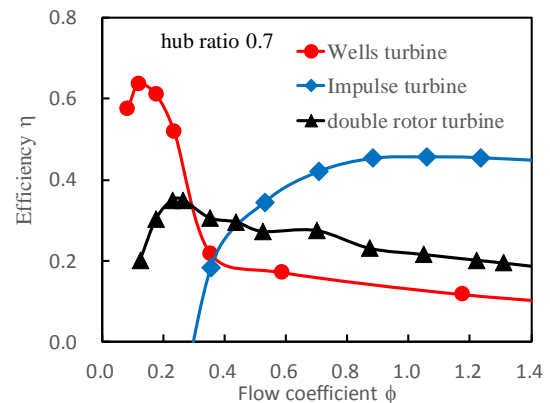
5.1 従来タービンとの比較

図 5 に、二重翼列タービンを、ウェルズ、衝動タービンそれぞれ単独の性能と比較している。図 5(a) はトルク特性である。流量係数の増加とともに、いずれのタービンもトルク係数は増加している。特に、衝動タービンは増加が著しく、ローターの回転が遅く流量が多く流れる大流量係数での特性の良さを示している。それに比べて、ウェルズタービンは流量係数による増加はあまり大きくない。これが、両タービンの起動特性の違いである。一方、二重翼列タービンでは、衝動タービンよりは多少低いものの、トルク係数の増加は大きく、起動特性が良好であることがわかる。また、低流

量係数では、高速回転のため無次元化したトルク係数では小さいものの、ウェルズタービンの場合が、最高効率点付近（図 5(b) 参照）でトルクが若干大きくなっている。図ではあまり明確ではないが、衝動タービンのトルク係数はかなり小さくなる。これに比べて二重翼列タービンでは、ウェルズタービンよりは若干低いものの、衝動タービンのような極端に低い値にはなっておらず、十分なトルクを発揮できている。図 5(b) は効率の流量係数による変化を示している。衝動タービンは流量係数が 0.75 付近で最高効率 0.48 程度を示している。一方、ウェルズタービンでは、0.63 くらいと大きな値となっている。ただ、流量係数の増加により流量係数が 0.2 付近から急に効率が低下しており、運転範囲が非常に狭くなっていることがわかる。これらに比べて、二重翼列タービンは最高効率が 0.36 程度と、両羽根車に比べて低い値である。ただ、最高効率がウェルズタービンと同様に低流量にあり、高速回転に適していることがわかる。また、流量係数による変化も緩やかで、流量係数による作動の変化としては、最高効率の低さを除くと、良い特性を示しているといえる。



(a) Torque curves



(b) Efficiency curves

Fig. 5 Comparison of performance curves of double rotor turbine with wells and impulse turbines

5.2 面積比の影響

図 6 は衝動タービン側のハブ比を変更したモデルの模式図である。図 6(a)は衝動タービン側のハブ比をウェルズタービンと同じ 0.7 に設定した場合である。一方、図 6(b)は衝動タービンのハブ比を 0.5 にして、衝動タービンのスパンを大きくしたものである。これにより、衝動タービン側での縮流が押さえられることが予想される。

図 7 は性能の比較である。図中の赤記号がハブ比を 0.5 としてスパンを長くしたものである。図 7(a)のトルク係数では、流量係数 0.5 付近までの低流量係数では、ハブ比の影響はあまり見られないが、それより大きな流量係数では、スパンが長いハブ比 0.5 の場合が若干低くなっている。また、図 7(b)の効率においては、最高効率がかなり高く、大幅な改善が見られる。ただ、最高効率の流量係数は 0.35 付近と大きく、ハブ比 0.7 よりいくぶん低速型になっている。最高効率より大きな流量係数では、効率はゆるやかな減少を示し、高い状況を保っている。

図 8 はウェルズタービンに流入する流量と衝動タービンに流入する流量の比を示している。三章で示したように、それぞれのタービンに入る流量割合をそれぞれの最高効率での流量に合うように設定をした。それが、図中の破線で示すものであるが、ハブ比 0.7 の場合はその比が 1.0 以上で、設計とは大きくかけ離れている。それぞれのタービンに流れる流量が設計と大きく異なり、低い効率の作動特性となった。一方で、ハブ比を 0.5 にしてスパンを大きくすると、羽根に入る流速が小さくなり、衝動タービン側の負荷が減る。その結果、ウェルズタービン側への流れ込みが減少し、

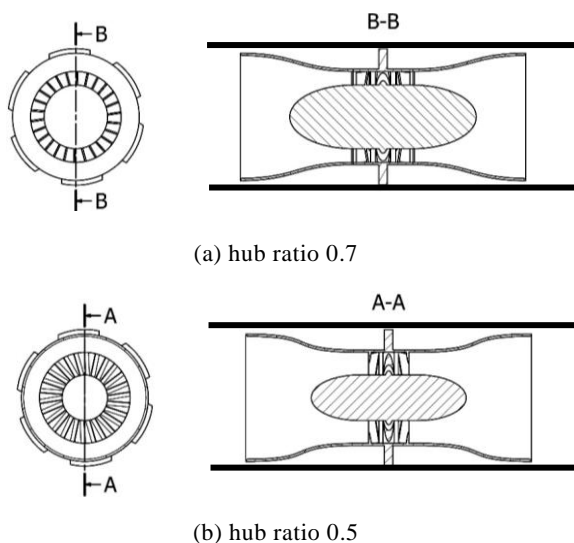


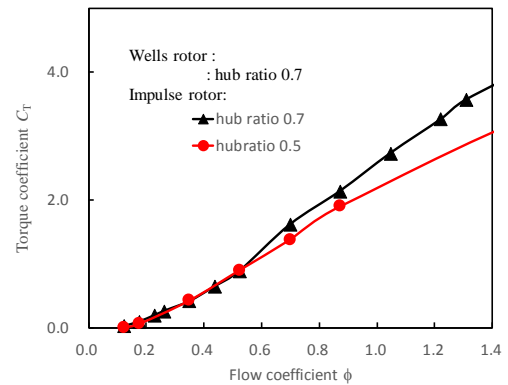
Fig.6 Geometries of hub ratios of impulse rotor

流量比が約半分程度にまで減少して設計に近づいたのである。しかしながら、まだ設計とは離れている。

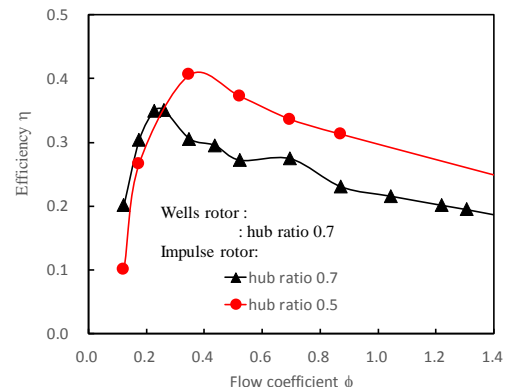
5.3 衝動タービン形状の影響

図 9 は衝動タービンの傾きを変更したモデルを示している。図 9(a)は 30 度の sweep 角度を付けたモデルで、図 9(b)は 0 度の場合である。両モデルともに、Sweep 角度以外は同じ形状をしている。

図 10 は性能の比較を示している。図 10(a)はトルク係数の流量係数による変化を示している。Sweep30 model に比べて、sweep0 model はトルク係数が若干大きくなっているが、両者の違いはあまり見られない。



(a) Torque curves



(b) Efficiency curves

Fig. 7 Comparison of performance curves of double rotor turbine with hub ratio

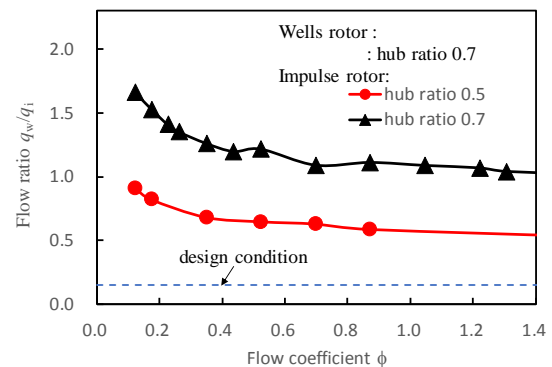


Fig. 8 Variation of flow ratio for two hub ratios

どちらも起動時の低回転時に大きなトルクを得ることができる。図 10(b)は効率を示している。Sweep30 model に比べて、sweep0 model は最高効率が大きく増加している。さらに、その流量係数が 0.3 程度になっている。また、流量の増加にともなって、効率は緩やかに減少し、いずれの流量係数でも効率は高くなっている。このように、sweep0 model がトルク・効率ともに良好な状況にあり、羽根車の三次元化は、必ずしも性能の向上には当たらない。

図 11 はウェルズタービンと衝動タービンの流量比

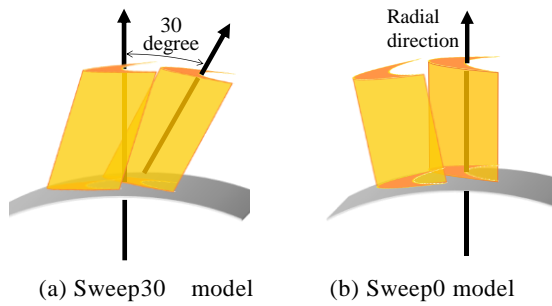


Fig.9 Impulse rotor geometries

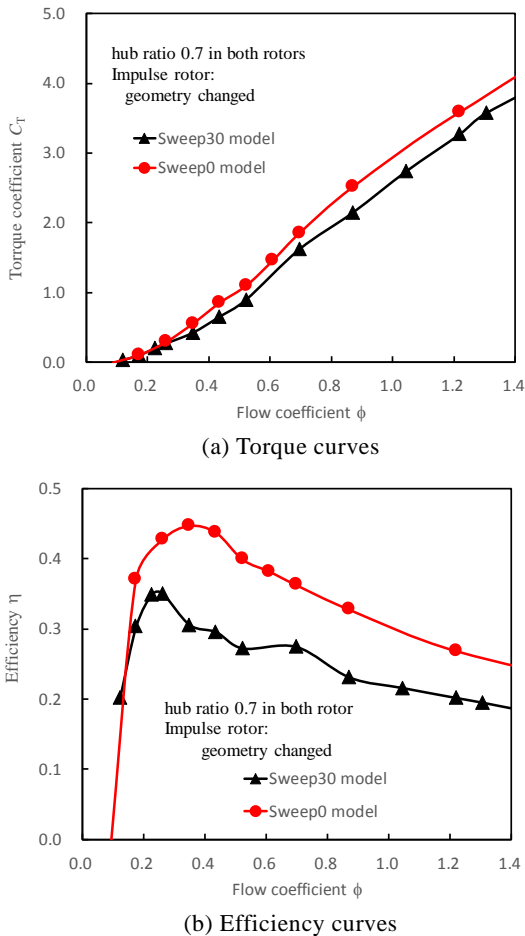


Fig.10 Comparison of performance curves of double rotor turbine with impulse rotor sweep angle

を示している。Sweep0 model は、Sweep30 model とは異なる分布を示している。流量係数が減少するにつれて流量比も小さくなっている。これは、低流量係数においてウェルズタービンへの流れが、設計に近づくことを示しており、これが最高効率の増加を招いている。しかしながら、設計の流量比より大きく、依然としてウェルズタービンへの流れ込みが大きく、良好な運転状態には至っていないことを示している。ウェルズタービンに較べて、衝動タービンはタービン負荷が大きく、前後の圧力差が増加するために、負荷が小さいウェルズタービンに流れ込む傾向がある。この点を踏まえたタービンの開発を行なう必要がある。

5.4 仕切り洞長さの影響

図 12 は仕切り洞長さを変化させた場合の様子を模式的に示している。長さをオリジナルの 0.75 倍、0.5 倍、0.25 倍、0 倍とした。形状は、オリジナルと同じで途中でカットした形状であり、長さの変化によりウェルズタービン側への流入面積も変化している。

図 13 はウェルズタービンと衝動タービンを区別する仕切り洞の長さによる、性能特性への影響を示している。図 13(a)はトルク係数の変化を表している。流量係数が大きいところでは、仕切り洞が長いほどトルク係数が多少大きくなる傾向にある。図 13(b)は効率の変化を示している。仕切り洞の長さが短くなるにつれて、最高効率が変化し、長さがオリジナルの 0.5 倍から

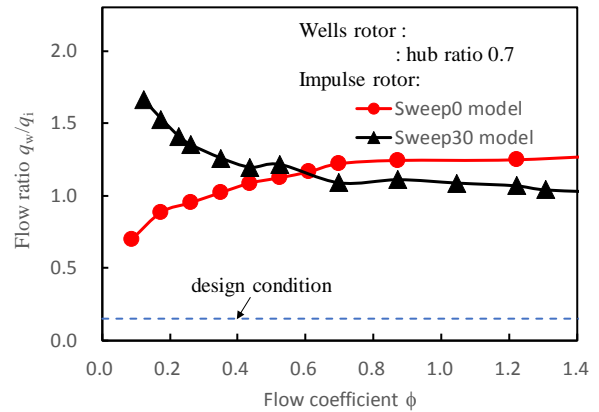


Fig. 11 Variation of flow ratio distributions for two impulse rotor geometries

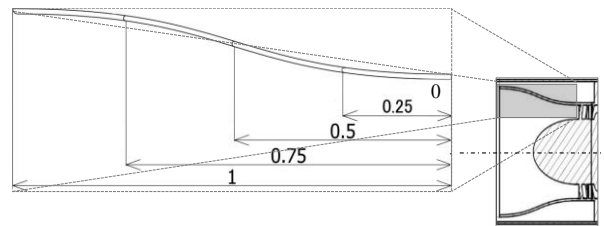


Fig. 12 Variation of split duct length

0.25 倍において、効率が最も高く 0.5 程度にまであった。一方で、流量係数が 0.5 付近で落ち込みが発生している。これは、仕切り洞の違いによって、それぞれのタービン部に流れ込む流れの状況が変化すること、また流れ込んだ流れがウェルズタービンの流れに及ぼす影響が変化することで、0.5 倍および 0 倍のときに最高効率を得る流量係数がウェルズタービン部と衝動タービン部で離れてしまい、結果的に両効率の低いところが表れているものである。

図 14 は流量比を示している。オリジナルに較べて、長さが短くなるにつれて、流量比が小さくなっている。ただ、流量係数が小さいところでは、0.5 倍より短い仕切り洞の流量比はあまり変わらない。最高効率を示す低流量の部分では、仕切り洞が長い場合も、流量係数によって流量比が減少する傾向にあるため、流量比の違いは、若干小さくなっている。この傾向は効率と密接な関係があるかは明確でないが、この流れが重要

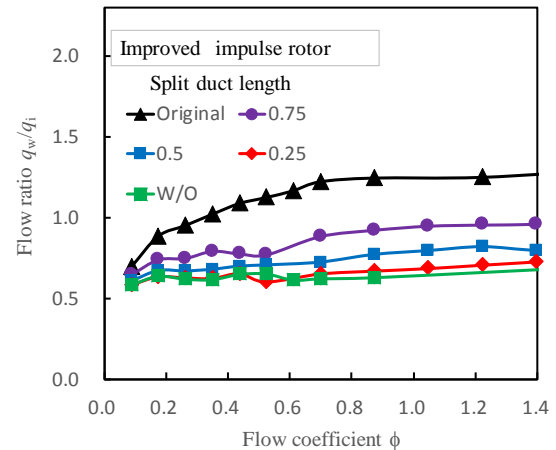
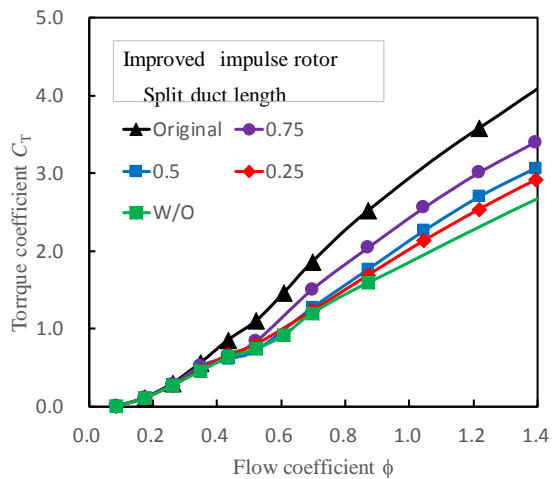
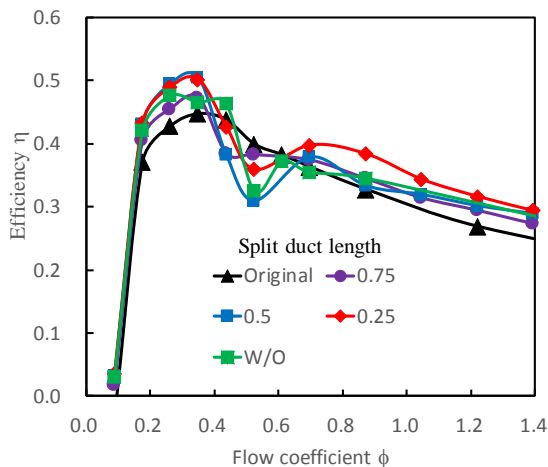


Fig. 14 Variation of flow ratio for split duct length

な役割を果たしている。この点から、仕切り板は短めにして、そこで流れの改善を図ることが重要である。



(a) Torque curves



(b) Efficiency curves

Fig.13 Comparison of performance curves of split duct length

6. 結論

波力発電用タービンとして、起動性と効率の向上を図るために、二重翼列タービンを提案し、その特性をシミュレーションにより調べ、以下の結果を得た。

1. 起動に対応する高流量係数で大きなトルクと比較的良好な効率の特性を得ることができた。
2. 最高効率はあまり大きくないが、低流量係数で最高効率を得ることができ、高速型のタービンとすることができた。
3. ハブ比を変化させて、ウェルズタービンへの流量の割合を抑えることで、タービン効率を上げることができた。
4. 仕切り洞の長さを短くして、ウェルズタービンへの流量の割合を抑えることで、タービン効率を上げることができた。

参考文献

- (1) 高尾ほか, "波力発電用ウェルズタービン(性能に及ぼす三次元形状翼の影響)", 日本機械学会流体工部門講演論文集(2014.10)
- (2) 高尾, 瀬戸口, 奥原, "三次元形状翼を有するウェルズタービン", 日本機械学会流体工部門講演論文集, 0915(2012.11), pp 361-362
- (3) 鈴木, 荒川, "ウェルズタービン翼形状による流れ場への影響" ターボ機械, 35(2)(2007), pp24-29.
- (4) R.Starzzmann, T.Carolus, "Model-based selection of full-scale Wells turbines for ocean wave energy conversion and prediction of their aerodynamic and acoustic

- performances, *J. Power and Energy* 2014, Vol 228(1), 2-16
- (5) S.Shaaban,A.A.Hafiz,Effect of duct geometry on Wells turbine performance, *Energy Conversion and Management* 61 (2012) 51-58
- (6) M.H.Mohamed,G.Janiga,E.Pap,D.Thévenin, Multi-objective optimization of the airfoil shape of Wells turbine used for wave energy conversion,*Energy* 36 (2011)438-446
- (7) M.Torresi,S.M.Camporeale,G.Pascasio,Detailed CFD Analysis of the Steady Flow in a Wells Turbine Under Incipient and Deep Stall Conditions,*Journal of Fluids Engineering*,2009.7,Vol.131/071103,1-17
- (8) P.Halder,A.Samad,D.Thevenin,Improved design of a Wells turbine for higher operating range,*Renewable Energy* 106 (2017) 122-134
- (9) M.Takao,T.Tsunematsu, H.Katsube, S.Okuhara, M.M.A.Alam, T.Setoguchi,Numerical Simulation of Wells Turbine with 3D Blades, Proc. 6th Asian Joint Workshop on Thermophysics and Fluid Science, 2016.9,1-5
- (10) A.Thakker,R.Abdulhadi,Effect of Blade Profile on the Performance of Wells Turbine under Unidirectional Sinusoidal and Real Sea Flow Conditions, *International Journal of Rotating Machinery*, Volume 2007,1-8
- (11) Z.Taha, Sugiyono,T.Sawada,A comparison of computational and experimental results of Wells turbine performance for wave energy conversion, *Applied Ocean Research* 32 (2010) 83-90
- (12) K.Takasaki,T.Tsunematsu,M.Takao,M.M.A.Alam, T. Setoguchi, Wells Turbine for Wave Energy Conversion -Effect of Trailing Edge Shape-,The 13th Asian International Conference on Fluid Machinery, AICFM13-218(2015.9),1-6
- (13) 高尾, 鈴木, 佐藤, 永田, 豊田, 瀬戸口, “波力発電用衝動タービンの実海域試験”, *ターボ機械*, Vol.36, No.12 (2008) ,pp766-772
- (14) 瀬戸口, 高尾, 木上, 金子, 井上, “波力発電用衝動タービンに関する研究”, *日本機械学会論文集 (B)*,65巻629号(1991),pp255-261
- (15) 高尾ほか,エンドプレートを有する波力発電用衝動タービン,[No06-1]日本機械学会2006年度年次大会講演論文集,231-232
- (16) A.Thakker,Z.Usmani,T.S.Dhanasekaran,Effects of turbine damping on performance of an impulse turbine for wave energy conversion under different sea conditions using numerical simulation techniques, *Renewable Energy* 29 (2004) 2133-2151
- (17) A.Thakker,T.S.Dhanasekaran,Computed effects of tip clearance on performance of impulse turbine for wave energy conversion, *Renewable Energy* 29 (2003) 529-547
- (18) R.Badhurshah,A.Samad,Multiple surrogate based optimization of a bidirectional impulse turbine for wave energy conversion,*Renewable Energy* 74 (2015) 749-760
- (19) B.Pereiras,F.Castro,A.Marjani,M.A.Rodríguez, An improved radial impulse turbine for OWC, *Renewable Energy* 36 (2011) 1477-1484
- (20) 高尾ほか,波力発電用ツイン衝動型タービン(性能に及ぼすロータ形状の影響),日本機械学会流体工学部門講演論文集,2014.10.25-26, 富山
- (21) Takao,H.Sato,M.M.A.Alam,S.Okuhara,G.Masaki, T. Setoguchi, A TWIN UNIDIRECTIONAL IMPULSE TURBINE FOR WAVE ENERGY CONVERSION-EFFECT OF ROTOR BLADE PROFILE ON THE PERFORMANCE -,*AJK2015-1573,968-971*
- (22) K.Ezhilsabareesh,S.H.Rhee,A.Samad,Shape optimization of a bidirectional impulse turbine via surrogate models, *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2018,VOL.12,NO.1,1-12
- (23) 高尾, 高崎, 奥原, 高見, 瀬戸口, “波力発電用ウェルズタービン(性能に及ぼすブースター直径)”, *日本機械学会流体工学部門講演会論文集*(2014.10)