

## 衝動タービンを有する固定式 OWC 型波力発電装置の 高効率化に関する実験的研究

村上 天元<sup>\*1</sup>, 今井 康貴<sup>\*1</sup>, 永田 修一<sup>\*1</sup>, 高尾 学<sup>\*2</sup>, 瀬戸口 俊明<sup>\*1</sup>

### Experimental Study on Efficiency Improvement of Fixed OWC Type Wave Energy Converter with Impulse Turbine

Tengen MURAKAMI<sup>\*1</sup>, Yasutaka IMAI<sup>\*1</sup>, Shuichi NAGATA<sup>\*1</sup>, Manabu TAKAO<sup>\*2</sup> and Toshiaki  
SETOGUCHI<sup>\*1</sup>

<sup>\*1</sup>Institute of Ocean Energy, Saga University  
1, Honjo, Saga, 840-8502, Japan

<sup>\*2</sup>Department of Mechanical Engineering, Matsue National College of Technology  
14-4, Nishiikuma, Matsue, Shimane, 690-8518, Japan

#### Abstract

For the next leap in the power technologies to get the sustainable society, we are under obligations not only to cope with the warming global environment but also to conserve the natural ecosystem and coexist with the nature. Wave energy which is one of the renewable energy attracts attention as a promising resource that can reduce CO<sub>2</sub> emission. In the optimum design of a fixed oscillating water column (OWC) type wave energy converter, it is necessary to develop a design method which can consider the characteristics of incident wave motion, the motion of the internal free surface affected in the structure such as a partly submerged wall, the fluctuation of air pressure in an air chamber, the rotation of the air turbine. In this paper, the 2-D wave tank tests for the fixed OWC type wave energy converter with an impulse turbine were conducted to obtain the experimental data needed to make this design method. Firstly, steady air flow tests for a single impulse turbine with guide vanes were performed to grasp the characteristics of the turbine without the effect of water waves. Secondly, the oscillating air flow tests by water waves were carried out to obtain the performance of the OWC with the same impulse turbine. As the results, the effects of the water depth and the air chamber length on the generating efficiency corresponding to product of the primary and secondary conversion efficiencies are clarified.

**Key words** : Wave energy, Oscillating water column, Impulse turbine, Primary conversion, Secondary Conversion

## 1. 緒 言

地球温暖化防止に向けて再生可能エネルギーの有効利用が不可欠であり、太陽光、風力、小水力、地熱、海洋等によるクリーンエネルギー電力の安定供給が求められている。再生可能エネルギーのひとつである波浪エネルギーから電力を取り出す波力発電装置には、振動水柱 (OWC) 型、可動物体型、越波型がある。これらの波力発電装置の内、振動水柱型 (図 1 参照) は、空気室と空気タービンから構成されて、台風等の異常海象下では、空気室壁の弁を開けて空気室内の空気を大気開放することが可能なため、より安全な装置として認識されている。また、沿岸固定式の場合、タービン・発電機がケーソン上部に据え付けられるため、保守が容易となる。

これまで、上述の有益な長所を有する固定式振動水柱型に関する研究が数多く行われ (Falcao, 2010)、我が国の波力発電の研究は振動水柱型を中心に進められてきた。OWC のエネルギー変換過程は、波浪の上下動を空気の振動流に変換する一次変換と空気の振動流をタービンの回転エネルギーに変換する二次変換とに分けられ、一次変換、二次変換それぞれにおける研究および両者を同時に取り扱った研究がこれまで行われてきた。

原稿受付 2015 年 7 月 31 日

<sup>\*1</sup> 佐賀大学 海洋エネルギー研究センター (〒840-8502 佐賀県佐賀市本庄町 1)

<sup>\*2</sup> 松江工業高等専門学校 機械工学科 (〒690-8518 島根県松江市西生馬町 14-4)

E-mail of corresponding author: murakami@ioes.saga-u.ac.jp

一次変換について、小島らはタービン負荷をノズル負荷に置き換えて、カーテンウォールの没水深さ、空気室長さおよびノズル比が空気出力に及ぼす影響を実験と数値解析の両面から追究した（小島他, 1985）。二次変換については、Inoueらがウェルズタービンの出口案内羽根がタービン効率に及ぼす影響を実験的に明らかにし（Inoue, et al., 1985）、Setoguchiらは自己可変ピッチ案内羽根を有する衝動タービンの往復振動流中における性能および起動特性を明らかにしている（Setoguchi, et al, 2001）。また、Takaoらはウェルズタービンおよび衝動タービンの性能を比較し、衝動タービンの方が広い流量範囲で高い効率を維持できることを示している（Takao and Setoguchi, 2012）。

一方、高橋らは、OWCの一次変換効率および二次変換効率を求めるため、ウェルズタービンを装備したOWCモデルを用いて規則波および不規則波中における性能実験を実施した（高橋他, 1985）。但し、ここではタービンおよび空気室の最適形状については言及されていない。Falcaoらは、ウェルズタービンを有する固定OWCの数値シミュレーションを行い、流量調整弁を設けることでタービンの空力損失を低減できることを示した（Falcao and Justino, 1999）。上述したように、これまで行われてきた固定OWC研究の多くはウェルズタービンに関するものであり（Okuhara, et al., 2013）、衝動タービンに関する報告は少ない。

本研究では、衝動タービンを有する固定OWCの高効率化を目的として、まず、定常流試験によってタービン性能を求めた後、水槽実験によって規則波中における発電効率に及ぼす水深の影響を検討した。更に、入射波の波長およびタービンの回転数を変更して、空気室長さが一次変換効率および二次変換効率に及ぼす影響を明らかにした。

## 2. 実験装置

図2に示すように、OWCモデルを、長さ18.5 m、幅0.8 mの二次元水槽の端に設置した。もう一方の端には吸収制御式のプランジャー型の造波機が設置してある。入射波の波高は0.1 mである。図3はサーボモータ駆動の衝動タービンを装備したOWCモデルを示す。ロータ前後には案内羽根が設置してある。図4はロータおよび案内羽根の形状を示す。ロータ翼枚数および単段の案内羽根枚数はそれぞれ26枚である。ロータの入口および出口角 $\gamma$ は60 deg., 案内羽根の設定角 $\theta$ は30 deg.である。ケーシング内径は $D = 170$  mm, ハブ比は $\nu = 0.7$ である。また、ロータの翼先端隙間は0.3 mmであり、タービン軸端にはトルクメータおよびサーボモータを設置している。この案内羽根付の衝動タービンの形状は、Setoguchi他が、直径0.3 mのタービンに関して行った一連のタービン試験結果から、最適として選定した形状と相似である（Setoguchi, et al., 2001）。

固定式OWCの波浪中発電実験で有意な実験データを得るには、造波水槽で発生可能な波周期等の波浪条件に対して、発電出力を最大にする空気室の形状やカーテンウォールの長さ、タービンの直径の概略設計を行っておく必要がある。ここでは、この最適設計を、タービン負荷をノズル負荷に置き換えて行う従来の方法（JAMSTEC, 2004）で行った。具体的には以下の方法で行った。

- ① まず、タービンを取り外し、空気室の上部壁にノズルを設置した場合を考え、ノズル径、空気室の奥行、カーテンウォールの深さ、水深、規則的な入射波の周期、波高を変化させた時の波パワーから空気パワーへの変換効率（一次変換効率）に関するシリーズ計算を行った。水の流体運動の解析にはポテンシャル理論に基づいた二次元境界要素法を用い、圧縮性を考慮した空気の挙動解析には、気体の状態方程式、連続の式、エネルギー保存則を用い、水と気体の流体運動を連立させて計算を行った（Koirara, et al., 2015）。この計算結果から、一次変換効率を最大にするノズル径、空気室諸元等を選定した。
- ② 案内羽根付き空気タービン単体に関する実験によって、流量係数に対するタービン差圧係数等が得られている。

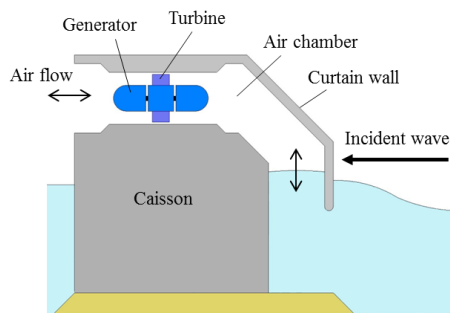


Fig. 1 Fixed OWC type wave energy converter.

- ③ 空気タービンの負荷特性とノズルの負荷特性を一致させるために、i) ノズル部の全圧差 $\Delta p_N$ およびタービン前後の全圧差 $\Delta p$ が等しい、ii) ノズルを通過する流量とタービンを通過する流量が等しい、を考慮する。

具体的には、ケーシング内径  $D$  を以下に示すノズル比 $\varepsilon$ が 0.01 の場合 (小島他, 1985) に対して決定した。

$$\varepsilon = \frac{S_N}{S} \quad (1)$$

$$\Delta p_N = \frac{1}{2} C_p \rho v_N^2 \quad (2)$$

$$\Delta p = \frac{1}{2} \psi \rho v_a^2 \quad (3)$$

$$C_p = (1 - \varepsilon)(2.75 - 1.56\varepsilon) \quad (4)$$

ここで、 $S_N$ 、 $S$ 、 $C_p$ 、 $\rho$ 、 $v_N$ 、 $\psi$ および $v_a$ はノズル部断面積、空気室水線面積、ノズル部の圧力損失係数、空気密度、ノズル部軸流速度、タービン差圧係数およびタービン部軸流速度をそれぞれ表す。なお、上述③の条件から次の関係が得られる。

$$\frac{S_T}{S_N} = \sqrt{\frac{\psi}{C_p}} \quad (5)$$

ここで、 $S_T$ はタービン流路断面積を表す。この $S_T$ からタービンケーシング内径が求められる。

### 3. 定常流試験

まずは、タービン単体の性能を把握するために、定常流試験を行った。定常流試験においては、図 5 に示すように空気室下部をアクリル板で塞ぎ、遠心ファンによって定常流を発生させた。図 6 は実験結果のタービン性能を表す。 $\eta_2$ はタービン効率、 $C_T$ はトルク係数、 $C_A$ は入力係数、横軸 $\phi$ は流量係数であり、以下の式で表される。

$$\eta_2 = \frac{T_0 \omega}{\Delta p Q} \quad (6)$$

$$C_T = \frac{T_0}{\rho(v_a^2 + U^2) S_T r / 2} \quad (7)$$

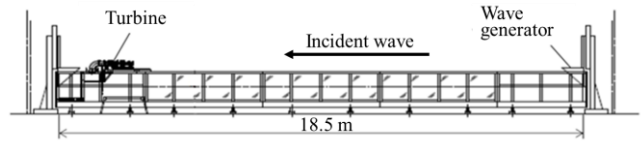


Fig. 2 Arrangement of turbine in 2D wave tank.

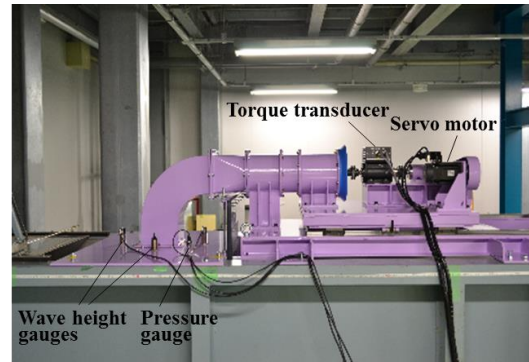
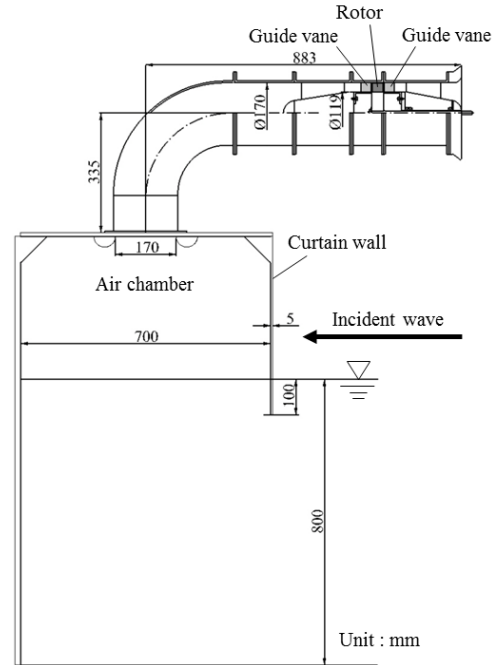


Fig. 3 Model turbine for OWC.

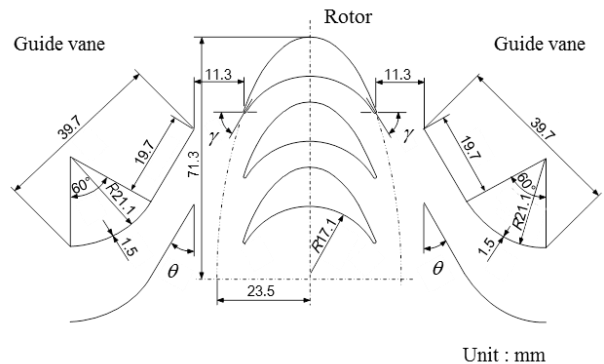


Fig. 4 Configuration of rotor and guide vane.

$$C_A = \frac{\Delta p Q}{\rho(v_a^2 + U^2)S_T r / 2} \quad (8)$$

$$\phi = \frac{v_a}{U} \quad (9)$$

ここで,  $T_0$ ,  $\omega$  および  $U$  はタービン出力トルク, 角速度, および平均半径  $r [= D(1+\nu)/4]$  における周速度をそれぞれ表す. なお, 図 6 の  $D = 0.30$  m は空気室を持たない従来のタービン試験により得られた性能を示し, タービン形状は本研究の  $D = 0.17$  m の場合と相似である (Setoguchi, et al., 2001). 図 6 に示すように,  $D = 0.17$  m の場合, 高流量側  $\phi = 2.0$  近傍で  $C_A$  が増加するため  $\eta_2$  が僅かに減少するが, タービン性能は概ね  $D = 0.30$  m の場合と一致しており, 最大値  $\eta_2 = 0.48$  の高いタービン効率が得られている.

#### 4. 規則波による往復振動流実験

##### 4.1 水深の影響

次に, 水深  $h$  が発電効率に及ぼす影響を調査するために二次元水槽実験を行った. 図 7 は空気室形状を示し, (a) が  $h = 0.6$  m の場合, (b) が  $h = 0.8$  m の場合を示す. 図 7(a) および (b) のいずれにおいても, カーテンウォールの厚さ  $t_c = 0.105$  m, 没水深さ  $d_c = 0.1$  m, 空気室長さ  $L = 0.5$  m であり, カーテンウォールは入射波をスムーズに空気室に導くため 45 deg. の鋭角を成す下端を有する. なお, 図 7 の空気室上部にはタービンが設置してある. 図 8 は発電効率  $\eta$ , 空気室内の圧力振幅  $P/\rho g \zeta_i$  ( $\zeta_i$ : 入射波振幅), タービン出力  $P_{torque}$  を示し, 横軸の水深  $h$  は入射波の波長  $\lambda$  で無次元化しており, 実験では波長  $\lambda$  を変更した. 上述の  $\eta$  および  $P_{torque}$  は以下の式で表される.

$$\eta = \frac{P_{torque}}{P_{wave}} \quad (10)$$

$$P_{torque} = \frac{1}{T} \int_0^T T_0 \omega dt \quad (11)$$

$$P_{wave} = \frac{1}{2} \rho_w g \zeta_i^2 C_g W \quad (12)$$

ここで,  $P_{wave}$ ,  $T$ ,  $\rho_w$ ,  $g$ ,  $C_g$  および  $W$  は時間平均の入射波パワー, 波周期, 水密度, 重力加速度, 群速度および空気室幅をそれぞれ表す. 図 8(a) に示す

ように,  $h = 0.6$  m の場合,  $h/\lambda = 0.20$  近傍において最大効率は  $\eta = 0.20$  であった. 一方,  $h = 0.8$  m の場合は,  $h/\lambda = 0.26$  近傍において最大効率は  $\eta = 0.30$  に向上した. これは, 図 8(b) および (c) に示すように,  $h = 0.8$  m の場合に空

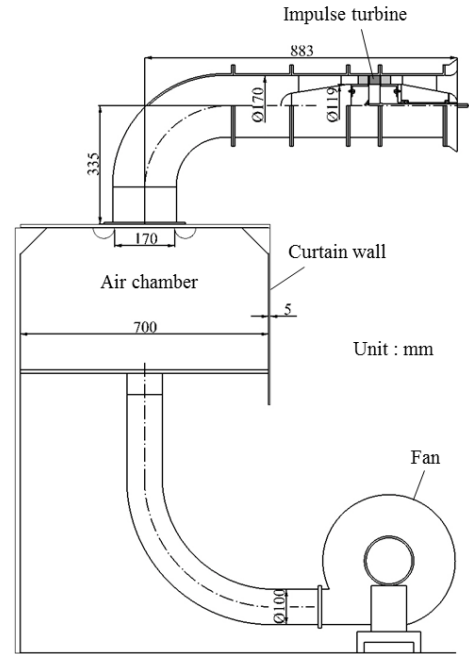


Fig. 5 Experimental device for steady air flow test.

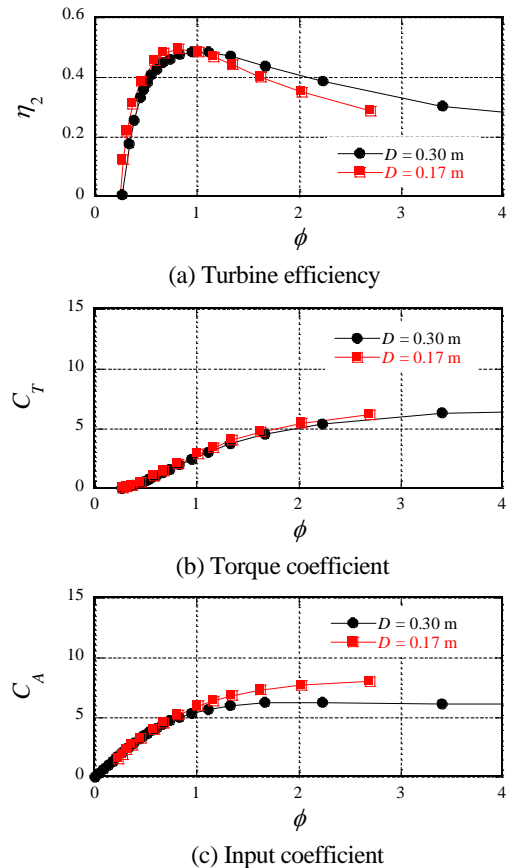


Fig. 6 Turbine performances on steady air flow conditions.

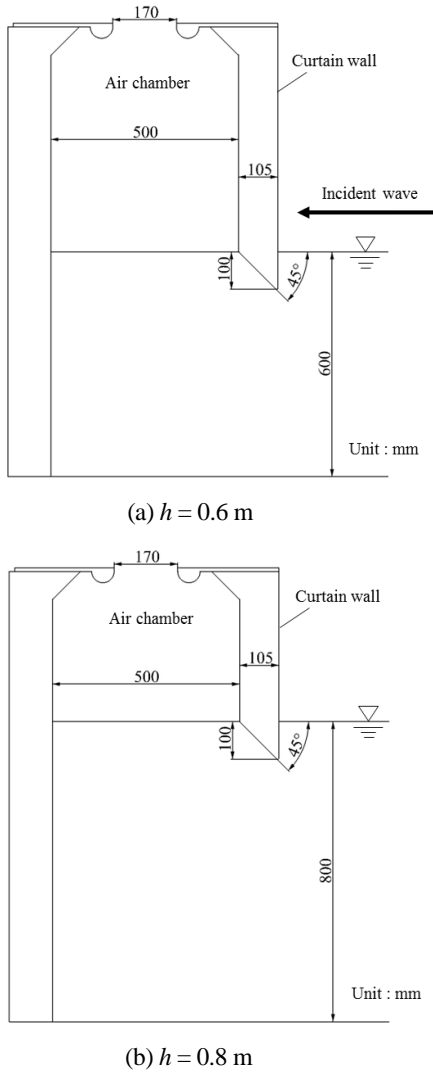


Fig. 7 Air chamber with curtain wall having cusp edge.

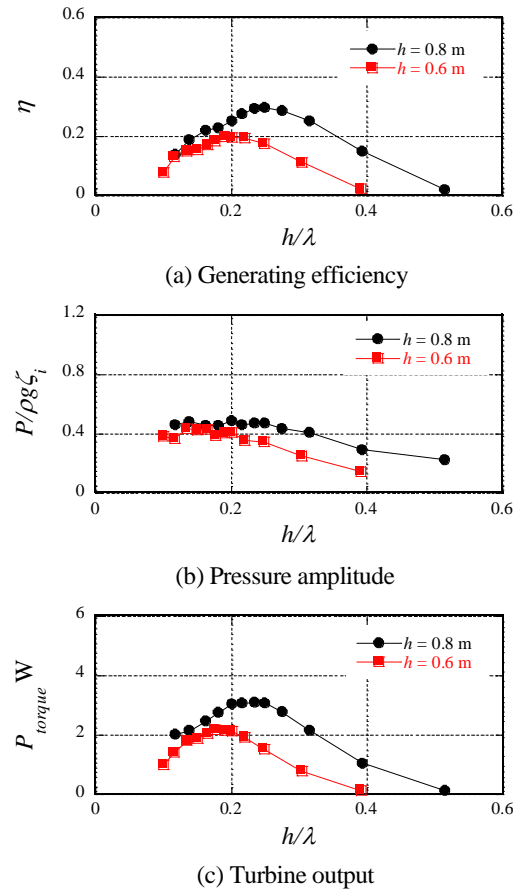


Fig. 8 Effects of water depth on generating efficiency, pressure amplitude and turbine output.

気室内の圧力振幅およびタービン出力が増加したためである。なお、 $h = 0.6$  m および  $0.8$  m の場合、 $h/\lambda = 0.20$  および  $0.26$  でそれぞれ最大効率値を示したことから、水深に拘わらず入射波が空気室長さ  $L = 0.5$  m

の約 6 倍の波長  $\lambda$  を持つ場合に、最大効率が得られることが分かる。

#### 4・2 空気室長さの影響

空気室長さ  $L$  が一次変換効率および二次変換効率に及ぼす影響を明らかにするため、図 9(a)に示すように空気室長さを  $L = 0.5$  m,  $0.7$  m および  $0.9$  m に変更して水槽実験を行った。図 9(b)は、空気室上部に設置した圧力計および波高計の配置図を示す。図 9(b)に示すように、 $L = 0.5$  m および  $0.7$  m の場合、空気室上部の開口部は空気室中央に位置し、一方、 $L = 0.9$  m の場合、開口部は空気室中央から波下側  $0.1$  m の位置に設けてある。水深は  $h = 0.8$  m, カーテンウォール没水深さは  $d_c = 0.1$  m, カーテンウォールの厚さは  $t_c = 0.005$  m である。

図 10 は、入射波の波長および空気室長さの比  $\lambda/L$  が 6.3 一定の場合における一次変換効率  $\eta_1$ 、二次変換効率  $\eta_2$  および発電効率  $\eta$  のタービン回転数による変化を示し、 $\eta_1$  および  $\eta_2$  は以下の式で表される。

$$\eta_1 = \frac{P_{air}}{P_{wave}} \quad (13)$$

$$P_{air} = \frac{S}{T} \int_0^T p(t) \frac{\partial \zeta}{\partial t} dt \quad (14)$$

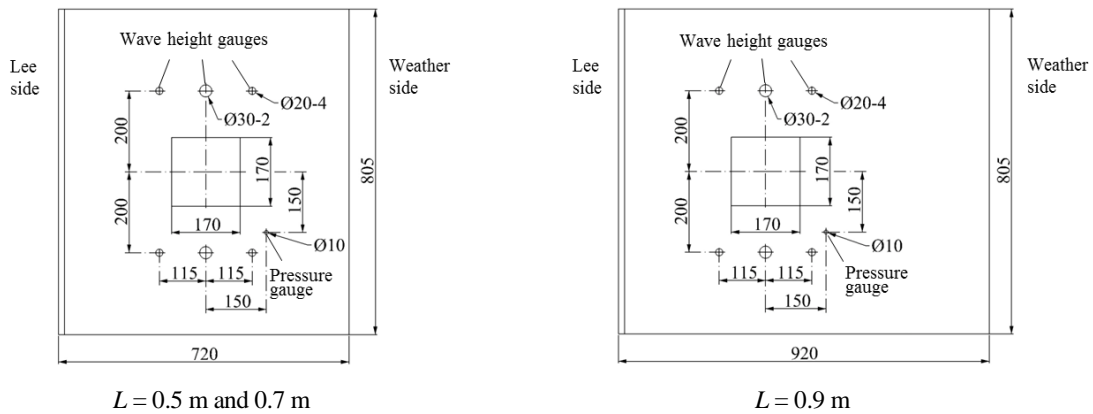
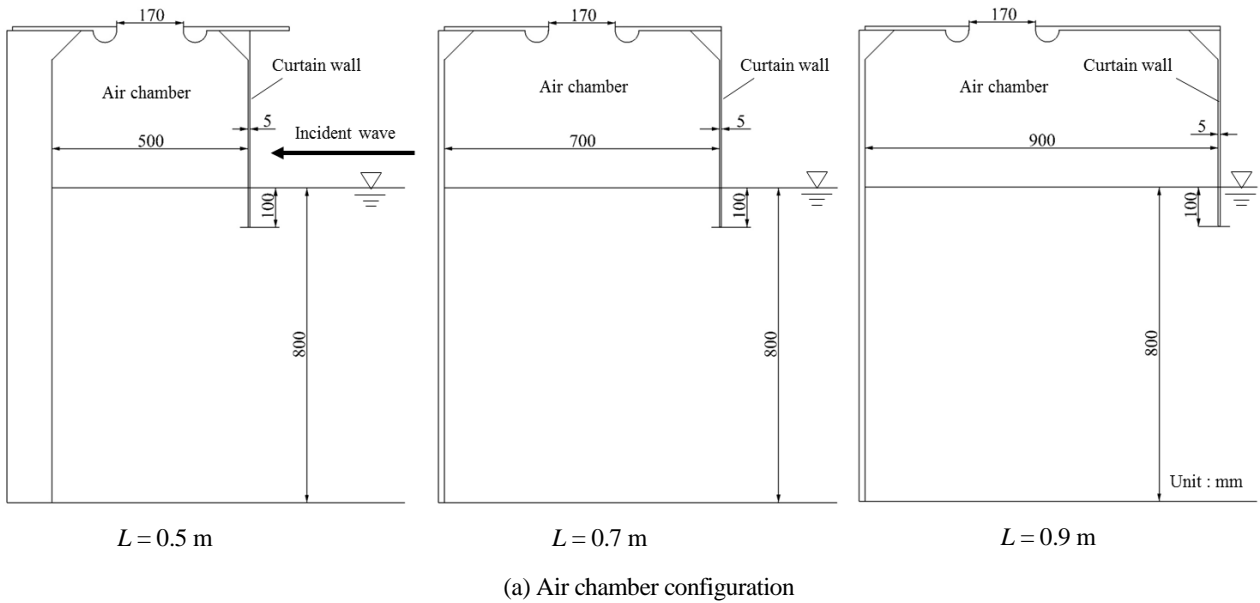


Fig. 9 Air chamber configuration and location of gauges.

$$\eta_2 = \frac{P_{torque}}{P_{air}} \quad (15)$$

ここで、 $P_{air}$ 、 $p$  および  $\zeta$  は空気室における時間平均の空気パワー、圧力および6箇所平均の水位振幅をそれぞれ表す。図10に示すように、 $L$  がいずれの場合も  $N = 700$  rpm 近傍で発電効率  $\eta$  のピーク値を示し、 $L = 0.7$  m の場合に最大効率  $\eta = 0.28$  が得られた。一方、 $L = 0.5$  m の場合は、一次変換効率の低下に伴い発電効率  $\eta$  は低下した。また、二次変換効率  $\eta_2$  (タービン効率) の最大値においては顕著な違いは見られなかった。

図11は、定常流試験および水槽実験により得られたタービン効率を比較しており、横軸は流量計数  $\phi$  である。定常流試験結果と比べて、水槽実験で得られたタービン効率の最大値は  $\eta_2 = 0.45$  と僅かに低下しているものの、傾向はほぼ同様であった。

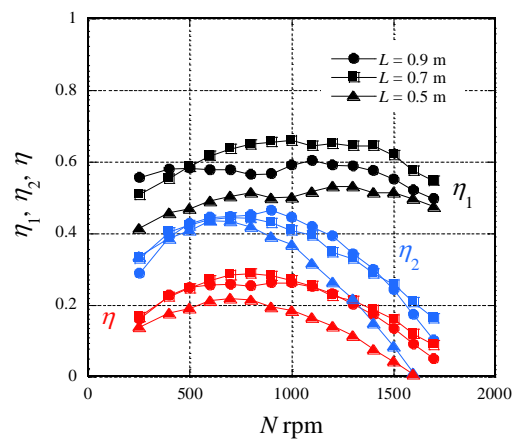


Fig. 10 Primary conversion, secondary conversion and generating efficiencies at constant  $\lambda/L = 6.3$ .



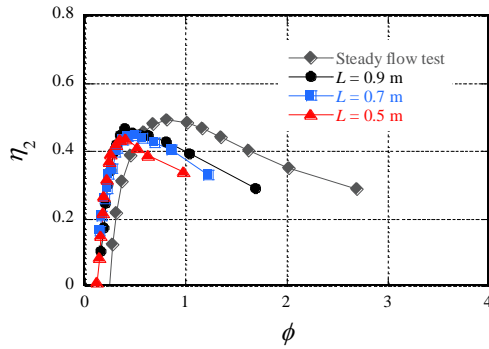


Fig. 11 Comparison between steady air flow and oscillating air flow on turbine efficiency.

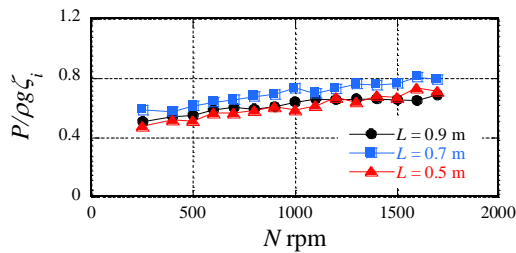


Fig. 12 Change in pressure amplitude due to rotational speed.

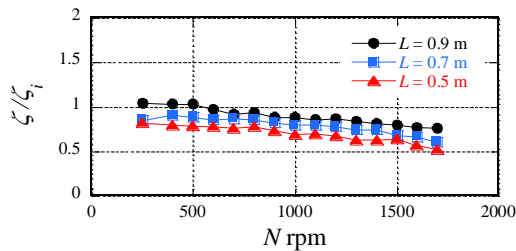


Fig. 13 Change in water surface elevation due to rotational speed.

図 12 および図 13 は、空気室内の圧力振幅および水位振幅のタービン回転数変化を示す。図 12 において  $L = 0.7 \text{ m}$  の場合に広い回転数範囲において高い圧力が得られていることが分かる。すなわち、これが図 10 に示したように  $L = 0.7 \text{ m}$  の場合に高い一次変換効率が得られた要因である。一方、 $L = 0.5 \text{ m}$  の場合は、図 12 および図 13 に示すように  $N = 700 \text{ rpm}$  近傍において圧力振幅および水位振幅が小さいために一次変換効率および発電効率は低い値を示した。

図 14 は、 $N = 700 \text{ rpm}$  一定における効率の  $h/\lambda$  による変化（波長  $\lambda$  の変化）を示す。 $L$  がいずれの場合も一次変換効率、二次変換効率および発電効率のピーク値は  $h/\lambda = 0.20$  近傍で現れた。また、 $L = 0.7 \text{ m}$  および  $0.9 \text{ m}$  の場合において、一次変換効率  $\eta_1 = 0.63$  のほぼ同じ高い値を示し、 $L = 0.5 \text{ m}$  の場合は一次変換効率および発電効率は低下した。

次に、図 15 は空気室内における水位振幅を表し、 $\zeta/\zeta_1$  は図 9(b) に示した波高計配置図の波上側、中央部および波下側における右舷側および左舷側の 2 箇所平均値を表す。図 15 に示すように、 $L$  に拘わらず効率が低い  $h/\lambda = 0.40$  近傍では、波上側の水位振幅が小さくなっており、一方、最高効率が得られる  $h/\lambda = 0.20$  近傍では、波上側、中央部および波下側の 3 箇所においてほぼ均一に水面が上下動をしていることが分かる。また、図 16 は圧力振幅の  $h/\lambda$  による変化を示す。最高効率が得られた  $h/\lambda = 0.20$  近傍において、 $L = 0.7 \text{ m}$  の場合、最も高い値を示し、 $L = 0.5 \text{ m}$  および  $0.9 \text{ m}$  の場合はほぼ同じ値を示した。

図 17 は、反射波振幅と入射波振幅の比で表される反射率  $k_r$  を  $L = 0.5 \text{ m}$ 、 $0.7 \text{ m}$  および  $0.9 \text{ m}$  の 3 通りについて比較している。 $L = 0.7 \text{ m}$  および  $0.9 \text{ m}$  の場

合、 $h/\lambda = 0.20$  近傍において反射率は同程度の極めて小さい値を示したが、一方、 $L = 0.5 \text{ m}$  の場合は大きい値を示している。すなわち、 $L = 0.7 \text{ m}$  および  $0.9 \text{ m}$  の場合は、 $L = 0.5 \text{ m}$  の場合と比べて反射率が極めて小さいために図 14 に示した高い一次変換効率および発電効率が得られる。

更に、図 18 は  $L = 0.5 \text{ m}$  の場合において、カーテンウォールの厚さ  $t_c = 0.005 \text{ m}$  の場合（図 17 の  $L = 0.5 \text{ m}$  に相当）および図 7(b) に示した  $t_c = 0.105 \text{ m}$  の場合における反射率を比較している。図 18 から分かるように、空気室長さが同じ  $L = 0.5 \text{ m}$  にも拘わらず、 $t_c = 0.105 \text{ m}$  の場合（図 8 の  $h = 0.8 \text{ m}$  に相当）、図 8(a) の  $h/\lambda = 0.26$  近傍において  $\eta = 0.30$  の高い発電効率が達成されたのは、 $t_c = 0.005 \text{ m}$  の場合と比べて反射率が極めて小さいためである。

## 5. 結 言

本研究では、衝動タービンを有する固定 OWC 波力発電装置の高効率化を目的として、先ず定常流試験によってタービン性能を求め、次に二次元水槽実験によって規則波中における発電効率に及ぼす水深の影響を検討した。更に、空気室長さが一次変換効率および二次変換効率に及ぼす影響を追究し、以下のことを明らかにした。

- (1) 水深を  $h = 0.6 \text{ m}$  から  $0.8 \text{ m}$  に変更することで、発電効率は 20% から 30% に向上した。
- (2) 往復振動流中において、空気室長さに拘わらず 45% の高いタービン効率が得られる。

- (3) 空気室長さを  $L = 0.5$  m から  $0.7$  m に延長することで反射波の発生が抑制され、その結果、高い一次変換効率および発電効率が達成された。
- (4) 空気室長さ  $L = 0.7$  m および  $0.9$  m の場合にはほぼ同じ高い発電効率が得られるのは、反射率の値がほぼ同様に小さいためである。

## 謝 辞

本研究の一部は、経済産業省/三菱総合研究所受託研究「新エネルギー等共通基盤整備促進事業」の一環で行った。

## 文 献

- Falcao, A. F. de O., Wave Energy Utilization: A Review of the Technologies, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol.14(2010), pp.899-918.
- 小島朗史, 合田良実, 鈴木諭司, 波力発電ケーソンの空気出力効率の解析-波エネルギーに関する研究・第1報-, 港湾技術研究所報告, 第22巻(1985), 第3号, pp.125-158.
- Inoue, M., Kaneko, K., Setoguchi, T., Studies on Wells Turbine for Wave Power Generator (Part3; Effect of Guide Vanes), Bulletin of JSME, Vol.28(1985), No.243, pp.1986-1991.
- Setoguchi, T., Santhakumar, S., Maeda, H., Takao, M., Kaneko, K., A Review of Impulse Turbines for Wave Energy Converter, Journal of Renewable Energy, Vol.23(2001), pp.261-292.
- Takao, M., Setoguchi, T., Air Turbines for Wave Energy Conversion, International Journal of Rotating Machinery, Vol.2012(2012), Article ID 717398, doi:10.1155/2012/717398, 10 pages.
- 高橋重雄, 鈴木諭司, 明瀬一行, 波力発電ケーソンに設置されたウェルズタービンの出力計算法-波エネルギーに関する研究・第4報-, 港湾技術研究所報告, 第24巻(1985), 第2号, pp.205-238.
- Falcao, A. F. de O., Justino, P. A. P., OWC Wave Energy Devices with Air Flow Control, Journal of Ocean Engineering, Vol.26(1999), pp.1275-1295.
- Okuhara, S., Takao, M., Takami, A., Setoguchi, T., Wells Turbine for Wave Energy Conversion, Open Journal of Fluid Dynamics, Vol.3(2013), No.2A, pp.36-41.
- JAMSTEC, 波浪エネルギー利用技術の研究開発-沖合浮体式波力装置「マイティホエール」の開発-(2004).
- Koirala, P., Nagata, S., Imai, Y., Murakami, T., Setoguchi, T., A Numerical Study on Multi-chamber Oscillating

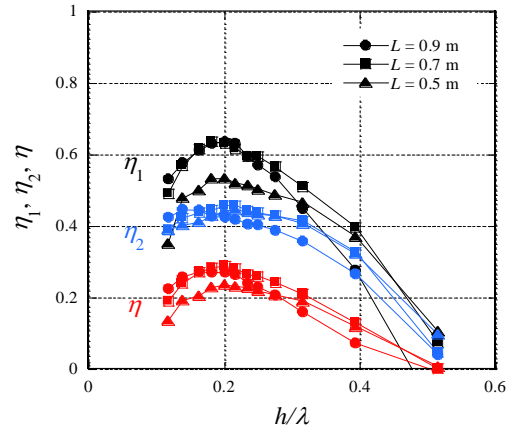
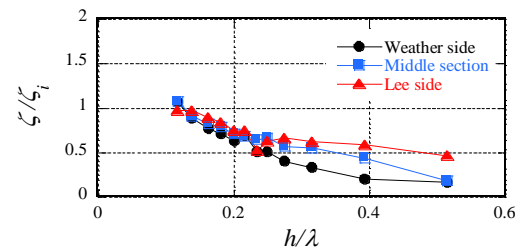
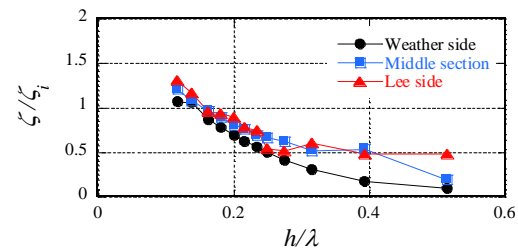


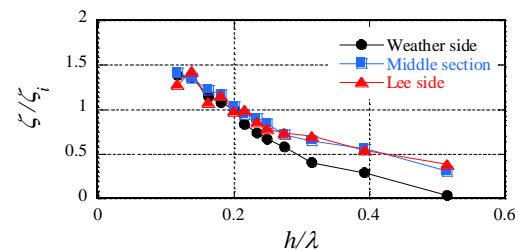
Fig. 14 Primary conversion, secondary conversion and generating efficiencies at constant  $N = 700$  rpm.



(a)  $L = 0.9$  m



(b)  $L = 0.7$  m



(c)  $L = 0.5$  m

Fig. 15 Water surface elevation in air chamber.

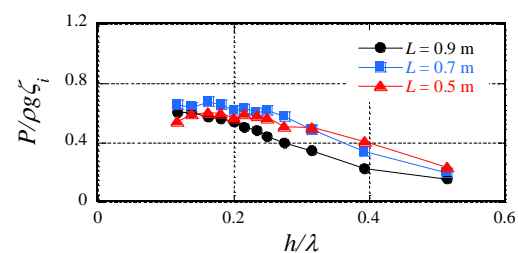


Fig. 16 Change in pressure amplitude due to  $h/\lambda$ .



Water Columns, Journal of JSCE, Vol.3(2015),  
pp.93-104.

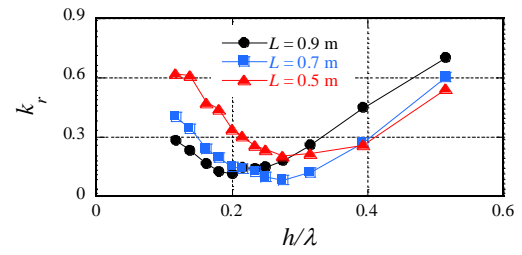


Fig. 17 Effect of air chamber length on reflection coefficient.

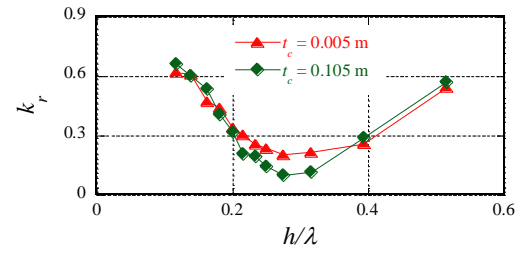


Fig. 18 Effect of curtain wall thickness on reflection coefficient.