(昭和 60 年11月 日本造船学会秋季講演会において講演)

固定式振動水柱型波浪発電装置のシステム・

シミュレーションの実海域試験との比較

正員 木 下 健* 正員 増 田 光 一**
 正員 宮 島 省 吾*** 正員 荒 川 忠 一****
 正員 加 藤 渉**

Comparison of the System Simulation for a fixed O.W.C. Type Wave
 Energy Absorber with Results of the Real Sea Trial

by Takeshi Kinoshita, *Member* Koichi Masuda, *Member*
 Shogo Miyajima, *Member* Chuichi Arakawa, *Member*
 Wataru Kata, *Member*

Summary

The system simulation for a fixed O.W.C. type wave energy absorber was proposed and have been studied. In this simulation, the form of air-chamber and turbine were referred to what was used in the real sea trial at SANZE. Since the device was fixed in very shallow water, the nonlinearity of hydrodynamic force on O.W.C. must be discussed.

In this paper, the authors try to know whether equations and performances of turbine used in the system simulation are appropriate or not. Furthermore, they carry out experiments by using a small model, and consider nonlinearity of hydrodynamic forces on O.W.C. on the basis of experimental results.

1 緒 言

海洋科学技術センター (JAMSTEC) と三井造船は、1983~84 年に三瀬において固定式振動水柱型波浪発電装置の実海域試験を行った。著者らは前報で^{1),2)}、そのシステム・シミュレーション法を示した。そこで、このシミュレーションの有効性を検証するため、実海域試験のデータを JAMSTEC と三井造船の御厚意により借用し、解析を試みた。タービン回転数、発電出力、空気室内圧力、内部水面変位は計測されていたが、入射波は計測されていなかった。したがって、システム・シミュレーションの流体力に関する部分の検証は不可能であった。そこでタービン回転数と空気室内圧力の関係、圧力と内部水面変位との関係のみを計算値と比較してみた。その結果をここに報告し、今後の問題点を整理してみ

る。

流体力に関しては、上記の理由で実海域データとの比較は出来ないが、実海域試験の水深が約 3m の極浅海であるため、線形計算による流体力には何らかの修正を必要とするものと考えられる。この極浅海でのエネルギー吸収特性を調べるため、水槽模型実験を行い簡便な修正法を試みたので、その結果を付録に示し、参考にする。

2 タービン性能

今回のシミュレーション計算には、タービン性能の影響を調べるためにウェルズタービンの性能として、一様流中で計測された、

(1) 8枚矩型翼でソリディティが0.7の小型模型タービンに対するもの¹⁾、

(2) JAMSTEC が計測した実機のタービンに対するもの (ソリディティ0.7のガイドベーン付)³⁾、

(3) そして、実機のを正確に縮小した模型タービンに対するもの、

* 東京大学生産技術研究所第2部

** 日本大学理工学部

*** 日本大学大学院

**** 東京大学工学部

Fig.1 Performances of each turbines

の3種類の実験結果を用いた。トルク係数、差圧係数の結果を各々、 $C_{t1}(\alpha_i)$, $\psi_1(\alpha_i)$, $C_{t2}(\alpha_i)$, $\psi_2(\alpha_i)$, $C_{t3}(\alpha_i)$, $\psi_3(\alpha_i)$ として Fig.1 に示す。添字 1~3 は、上記の (1)~(3) に対応する。

ここで、JAMSTEC の実機のタービンで計測したトルク係数には、相対流入角 α_i が 20° 以下で失速現象が見られないが、小型模型実験では (1), (3) 共に失速域が存在している。この原因としては、小型模型実験が乱れの少ない空気流中で行っているのに対し、実機タービンを用いた実験では空気流の乱れやガイドベーンなどによる影響を含んでいるためと考えられる。

3 空気室内圧力が与えられた場合のシミュレーション

三瀬で行われた実海域試験では、タービン回転数、発電出力および空気室内圧力、内部水面変位が計測されている。後でも述べるように、内部水面変位の記録には若干問題が含まれていると考え、シミュレーションは空気室内圧力を入力として行うことにした。なお、入射波高は計測されていない。そこで、空気室内圧力が与えられた場合のシミュレーション計算の方法を以下に示す。

まず、タービンが高速回転状態にあると仮定すると、空気流速 $v(t)$ は、

$$v(t) = \{p(t) - p_0\} / \{0.5 \rho_a \psi_{j0} R_T w_T(t)\} \quad (1)$$

で線形近似することができる²⁾。ここで、 $p(t)$ は空気室内圧力、 p_0 は大気圧、 ρ_a は空気密度、 R_T はタービンチップ半径、 $w_T(t)$ は回転角速度であり、 ψ_{j0} ($j=1\sim3$) は Fig.1 の各々の差圧係数 $\psi_j(\alpha_i)$ の原点での相対流入角 α_i に対する傾きである。

次に、タービンの回転トルク $T_0(t)$ は、

$$T_0(t) = 0.5 \rho_a R_T A_T C_{tj}(\alpha_i) \times \{(R_T w_T(t))^2 + v^2(t)\} - T_L \quad (2)$$

で与えられる¹⁾。ここで、 A_T は空気流路面積、 T_L は負

荷・損失トルクである。なお、今回の実海域試験では発電出力一定の制御を行っているので、シミュレーションでも発電出力は一定として、回転角速度に対応して負荷トルクを変化させている。そして、タービン回転角速度の変化率は、

$$dw_T(t)/dt = T_0(t)/I \quad (3)$$

であり、 I は慣性モーメントである。

実海域試験では、空気室内圧力として「 $p(t) - p_0$ 」が計測されているので、この時刻歴を入力とし、回転角速度の初期値を与えてシミュレーションを行うと空気流速とタービン回転角速度を求めることができる。

さらに、空気室内空気の圧縮性を考慮した場合としない場合の内部水柱変位の計算を行った。空気室内の状態を表わす方程式を以下に示す。最初に、空気室内空気の圧縮性を考慮して断熱変化を仮定した場合は、

$$-p(t) A_w \dot{z}(t) + c_v [p(t) \{V_0 - A_w z(t)\} - p(t) A_w \dot{z}(t)] / R + 2 v(t) A_T p_e c_p / R = 0 \quad (4)$$

$$p_e = \begin{cases} p(t) & \text{for } v(t) > 0 \\ p_0 & \text{for } v(t) < 0 \end{cases} \quad (5)$$

であり²⁾、ここで A_w は内部水柱の水線面積、 V_0 は空気室容積、 c_v , c_p , R は各々、定容比熱、定圧比熱、気体定数、 $z(t)$ は水柱上下揺れ変位である。次に等温変化を仮定すると、

$$-2 A_T p(t) v(t) = \dot{p}(t) \{V_0 - A_w z(t)\} - A_w p(t) \dot{z}(t) \quad (6)$$

である²⁾。また、室内空気の圧縮性を無視した場合は、

$$\dot{z}(t) = v(t) / k_T, \quad k_T = A_w / (2 A_T) \quad (7)$$

となる²⁾。以上の式を圧力の時刻歴を入力として解くことにより、各々の場合の水柱変位を計算することができる。

4 結果および考察

今回、計算結果との比較に用いた実海域試験のデータは、三井造船が収録したものを⁴⁾を用いた。これは、空気室内水面変位をフロート式波高計で計測したものである。これらの計測データのうち、発電出力の異なる3ケースを例にシミュレーション結果と比較し、タービン性能曲線や関係式の妥当性の検討を行った。

4.1 タービン性能曲線の検討

Fig.2 に、実海域試験で計測された圧力の時刻歴を示す。ここで、「 $p_a(t) = p(t) - p_0$ 」であり、Exp. Case A~C までの圧力の時刻歴を入力として各々のケースのシミュレーションを行った。Fig.3 に、Exp. Case A の場合のタービン角速度の計算結果を実海域試験の結果と比較して示す。シミュレーションの Type 1~3 は2章の (1)~(3) に対応するタービン性能を用いた結果であり、発電出力は 64 sec まで 0 kW、それ以降 6 kW

Fig. 2 Time history of pressure in air-chamber obtained by real sea experiments

Fig. 3 Time history of angular velocity obtained by experiment case A and simulations

Fig. 4 Time history of fluid inlet angle and torque obtained by simulation type 1

Fig. 5 Time history of fluid inlet angle and torque obtained by simulation type 2

Fig. 6 Time history of fluid inlet angle and torque obtained by simulation type 3

Fig. 7 Time history of angular velocity obtained by experiment case B and simulations

Fig. 8 Time history of angular velocity obtained by experiment case C and simulations

Fig. 9 Time history of heaving displacement obtained by experiment case A and simulation

Fig. 10 Time history of heaving displacement obtained by experiment case B and simulation

Fig. 11 Time history of heaving displacement obtained by experiment case C and simulation

である。Type 2 のシミュレーションは実験値と良好な一致を示すが、他の 2 つの Type は実験値との差が大きい。特に Type 1 の回転角速度は低下を続け、 $t=45$ sec 位からの上昇が見られない。これらの原因を検討するために、各々の Type について相対流入角 α_i とタービン回転トルク T_0 の時刻歴を求めた。その結果を Fig. 4~6 に示す。Type 1 のトルク係数は、 α_i が 10° より小さい範囲では他の 2 つより小さいため、負荷・損失トルクを考えると回転トルクの負の領域が大きくなり回転が低下し、高速回転域を脱してしまう。また、Type 2 と 3 では相対流入角 α_i の時刻歴はほぼ等しいが、Type 3 のトルク係数は、 α_i が約 10° で失速するため回転トルクが大きくなり、 $t=45$ sec からの回転数は低下してしまう。

次に Exp. Case B, C についても同様な比較を行った。角速度の時刻歴を Fig. 7, 8 に示し、その時の発電出力は図中に示した通りである。これらのシミュレーションにおいては、相対流入角 α_i が失速角度まで達していないため、Type 1~3 はほぼ同様な結果となったが中でも Type 2 が最も良好な一致を示している。

以上、タービン角速度の実海域試験データとシミュレーション計算結果とを比較した結果、相対流入角が失速角度以下であれば、タービン回転数のシミュレーションはタービン性能 (1)~(3) のどの係数を用いてもほぼ正確に行うことができることがわかった。しかしながら、相対流入角が失速角度より大きい領域を含むような場合には、実機タービンで計測したタービン性能を用いた場合のみ良好な計算結果を得ることができた。以上のことより、実機を想定した場合のタービン回転のシミュレーションに用いるタービン性能は、出来れば実機タービンに対するものを用いるのが良い。また、本計算に用いた負荷・損失トルクの見積り、およびタービンの慣性モーメントの値が妥当であることがわかった。

4.2 空気室内空気に対する関係式の検討

Fig. 9~11 に Exp. Case A~C のフロート式波高計で計測された空気室内水面変位の時刻歴と、室内空気の圧縮性を考慮して断熱変化を仮定した場合のシミュレーション結果とを比較して示す。シミュレーション計算

の結果としては、圧縮性・断熱変化の場合のみを示したが、他の 2 つの条件で行った計算もほとんど等しい結果であった。その原因は、入力した圧力波形の平均周期が長く、タービンの回転数も比較的低いために空気室内空気の圧縮性による影響が小さいためである。また、波高計のデータとシミュレーション結果とは、定量的にはあまり良い一致を示さなかった。これは、シミュレーション計算においては振動水柱を等価浮体で近似し、その上下揺れのみを取り扱っているのに対し、実際の内部水面は種々のモードで運動しており波高計がその一点のみの変位を計測しているためと思われる。例えば Fig. 2 の Exp. Case A の場合、圧力は $t=45$ sec で大きくなっているが、Fig. 9 の水面変位の実験結果には顕著な変動は見られない。

しかしながら、全般的に見ると水面変位のオーダーや傾向はほぼ一致している。

5 結 言

シミュレーションによる計算結果と実海域試験の結果との比較・検討を行った結果よりわかったことを以下に整理して述べる。

1) 一様流中で得られたタービンの性能曲線を用いて実海域でのタービン回転数のシミュレーションは可能であるが、小型模型タービンにより計測された、空気室から入り込む空気流の乱れやガイドペンの影響を含まないタービン係数を用いてシミュレーションを行うと、失速域の関係で実海域試験の結果と異なってくる場合がある。したがって、可能であれば実機のタービンを用いて計測したタービン係数を用いるのが好ましい。

2) 本計算に用いた負荷・損失トルクの見積り、およびタービンの慣性モーメントの値が妥当であることがわかった。

3) 空気室内空気の圧縮性に関する関係式の妥当性は、実海域試験での波周期と振幅の関係で検証できなかった。また、内部水面変位と圧力との関係式も実海域試験における内部水面変位の計測法と数値計算モデルの相違により検証することはできなかった。しかし、内部水面変位は定性的には実験値と推定値とはほぼ一致した。

また付録に、極浅海域での特性が、波強制力を修正する簡便な方法で、少なくとも今回行った規則波の実験値については、ほぼ推定できることを示した。

しかし、実海域試験での入射波高、内部水面変位のデータが十分でなかったため、システム・シミュレーションのすべての部分の妥当性が検証されるには至らなかったのは残念である。今後の実海域試験では、それらのデータが計測されることが望ましい。そして、タービンの性能曲線についても空気流の乱れの制御などにより、小

型模型の結果から実機性能の推定が可能となるような実験方法の開発が望まれる。

謝 辞

本研究にあたり、多大なる御助言をいただいた東京大学生産技術研究所の前田久明教授、また、快く実海域試験のデータを提供していただいた三井造船、JAMSTECの関係者の方々に深く感謝いたします。

参 考 文 献

- 1) 木下 健, 増田光一, 宮島省吾, 加藤 渉: 固定式振動水柱型波浪発電装置のシステム・シミュレーション, 日本造船学会論文集, 第156号(1984).
- 2) 木下 健, 増田光一, 宮島省吾, 加藤 渉: 固定式振動水柱型波浪発電装置に対する空気室内空気の圧縮性の影響について, 日本造船学会論文集, 第157号(1985).
- 3) 鷺尾幸久, 堀田 平, 宮崎武晃, 益田善雄: タンデムウェルズタービンの実機性能試験, 第1回波浪エネルギー利用シンポジウム, 海洋科学技術センター(1984).
- 4) 菊池省吾: 沿岸固定空気タービン式波力発電, 海洋エネルギー——商業化の時期と条件——に関するシンポジウム, ECOR 日本委員会(1985).

付録 極浅海域での水槽模型実験

本システム・シミュレーションでは、振動水柱を等価浮体と考え、それに働く流体力を線形計算で求めているが、本論文で比較している三瀬の実海域試験のような場合、水深が3mに対して入射波高が2m位となり、流体力の推定精度が悪いことが当然予測される。実海域での計測が行われると一番良かったのであるが、計測の困難さから入射波は計られなかった。そのため、実海域試験との比較は出来ないが、参考のため水槽模型実験の結果をここに述べる。

実験は、空気室の1/14の小型模型を使用し、2次元水槽で行った。模型断面を Fig. A1 に示す。水深は21cm(実機想定3m)で規則波実験を行った。入射波周期は1.4sec~2.4sec(実機想定5.2sec~9.0sec)とし、砕波直前の波高を用いた。空気室内水面に加わる負荷としては、オリフィス負荷を考え、オリフィス面積と内部水面積との比、すなわち開口比 r は、1/100, 1/125, 1/150, 1/175 の4種類とした。計測項目は、空気室内圧力と内部水面変位であり、水面変位は3点で計測した値を平均して求めた。さらに一次変換効率を計算した。

実験より得られた内部水面上下揺れ振幅を Fig. A2 に示す。横軸は、沖波での無次元波数 $KB = \omega^2 B/g$ であり、 ω は入射波円周波数、 B は空気室水線幅で467mm、 g は重力加速度である。黒点の実験値であり、細い線で示した CAL.1 は、振動水柱に加わる線形流体力を用いて解析を行った理論値である。図よりわかるように、実験値と CAL.1 の対応は良くない。そこで本論では、付

加質量、造波ダンピングの値は線形理論の値のまま変化せずに、強制力が減少しており、その減少率は周波数の関数であり、波高に無関係であると仮定して、その減少率を水面変位の各実験値より求めた。それらを各周波数ごとに平均した値を用いて解析を行った結果が、太線で示した CAL.2 であり、ほぼ実験値と一致している。さらに、その減少率を用いて計算した一次変換効率の結果を実験値と比較したのが Fig. A3 である。各記号は Fig. A1 と同様であるが、CAL.2 は最も高周波の実験値を除いて良く実験値の傾向を表している。

このように、三瀬のような極めて浅い場所に設置する沿岸固定式波浪発電装置に関しては、内部水面変位の予測は線形計算のみでは難しく、設置海域を想定した小型模型実験を行い、周波数毎に波強制力の減少率を求めた上でシミュレーション計算を行うのも一つの方法と考える。しかし、このようにして得られた波強制力の減少率が、どれ位波高に依存しないかとか、不規則波に対してもこの方法が有効であるかとか、今後確認を要する問題点は多い。

Fig. A1 Experimental model of tank test

Fig. A2 Comparison of heaving amplitudes between experiment and calculations

Fig. A3 Comparison of efficiency of primary energy conversion between experiment and calculations