

水弁集約式波力発電装置の総合効率特性

津 旨 大 輔*・沢 本 正 樹**・花 塚 恒***・渡 部 國 也****

1. はじめに

水弁と呼ばれる流体力学的特性を利用した弁を整流弁・調圧弁として組み込んだ振動水柱型波力発電装置について、東北大学と東北電力とは、これまでに共同で様々な研究を行ってきた。まずこのシステムの説明を行う。振動空気流を一方向空気流に整流する際の、水弁の通過、不通過の概念図を図-1に示す(沢本ら, 1986)。また、水弁を組み込んだシステムの概念図を図-2に示す。まず寄せ波時において、水弁前後の圧力差が生じ排気側の水弁のみを空気流が通過する。そして引き波時においては、逆に吸気側の水弁を空気流が通過する。このようにして一方向空気流が生み出され、それぞれ排気側吸気側の両方からの空気流でタービンを回す。このような水弁は機械的可動部を持たないので、メンテナンスフリーという利点を持つ。また調圧弁としての働きも同時に持っているのも、全体のシステムが比較的シンプルなものになる。また整流弁方式であるので、複数の波力空気室を連成させることにより大規模集約化が可能である。よって防波堤組み込み式の波力発電システムとして適しているといえる。

しかし、水弁の効率に対して改良の余地があり、水弁および、その全体のシステムの特性に不明な点が残されていた。

これまでの研究結果として、水弁の特性についてある程度解明され、以下のような結果が得られている。

- 1) 水弁の効率に対しては、その没水深が支配的であり、この没水深を小さくすればするほど水弁の効率はよくなる。整流弁としての働く範囲内で、没水深を小さくすることが効果的である。
- 2) 水弁室の断面積に対する水弁の断面積の比(水弁断面積/水弁室断面積)が1/6より小さければ、その水弁の特性に影響しない(沢本ら, 1986)。
- 3) 水弁での効率は水弁を通過する空気流速が速く、水弁前後での圧力が大きい時によくなる。しかし、同

時にそのような状態では逆流による圧力漏れが発生しやすい。

- 4) 水弁の底面形状の工夫による水弁の効率アップが可能である。底面を適切な形状にすることにより水面擾乱を抑え、同時に空気流路を確保し損失を抑えることが出来る。

しかし、水弁を組み込んだ全体のシステムとしての特性についてはまだ不明な点が多い。ここで、波力発電装置の形状パラメーター、波高、2つの波力空気室の連成時の位相差が、効率に対してどのように影響を及ぼすのかを模型実験により明らかにした。また、連成時における逆流による圧力漏れの影響についても調べた。

2. 全体の効率特性

システム効率に対して、連成時の位相差、ノズル比(ノズル断面積/波力空気室断面積)などのパラメーターがどのように影響を与えているのかを調べる。ノズル比

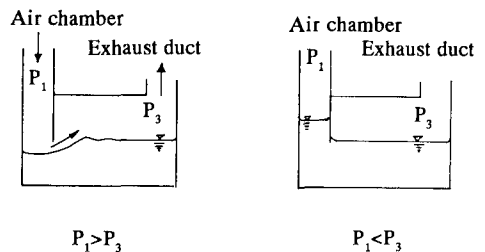


図-1 水弁概念図

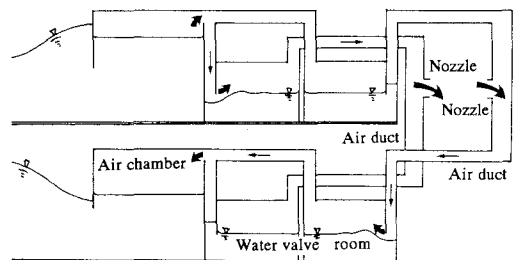


図-2 水弁式波力発電装置概念図

* 正会員 工修 (財)電力中央研究所

** 正会員 工博 東北大学教授工学部土木工学科

*** 東北電力(株)技術研究所

**** 正会員 工博 東北電力(株)技術研究所

はノズル断面積だけでなく、連成時の位相差によっても変化するものである。これらのパラメーターを小さくすると、波力空気室内の水面変動により生み出される空気流が阻害される。しかし、各空気室内の圧力が上昇し、各空気室内のパワーが上昇するとも考えられる。つまりこれらのパラメーターを小さくすることによって空気流量は減少するが、各空気室の持つ圧力パワーは増大する。この装置による出力パワーは、空気流量と圧力の積で表されるので、パワーに対して議論する際には、その最適値が見つかるはずである。

(1) 実験装置および方法

実験装置概略図を図-3に示す。2本の造波水路の端に、それぞれ波力空気室を設置している。2つの入射波によって、それぞれの波力空気室内の水面が変動する。この水面変動による振動空気流が水弁により整流され、排気、吸気両ダクトで集約され、それぞれ吸排気ノズルを通過する。

この実験における測定点を、図-4に示す。この造波水路は、長さ7m、幅0.3m、高さ0.3mの亚克力製である。重複波の腹と節での波高 H_1 , H_2 、波力空気室内の波高 H_3 , H_4 を容量式波高計により測定した。また、2つの波力空気室内圧力 P_1 , P_3 、排気側連成用ダクト内圧力 P_2 、吸気側連成用ダクト内圧力 P_4 を歪式圧力計により測定した。各値とも30Hzのローパスフィルターを通し、100Hzでサンプリングし、AD変換後ハードディスクに記録した。考察に用いたサンプリング時間は、入射波がカーテンウォールに反射し、重複波となり、再び造波機で反射しカーテンウォールまで達するまでの6s間である。

実験ケースは表-1に示す。

(2) 実験結果および考察

測定された結果により、入射波の持つパワー E_I 、入射波から反射波により逃がされるエネルギーを差し引いた入力エネルギー E_T 、波力空気室内の水面変動の持つエ

ネルギー E_A 、ノズルを通過する空気流の持つ出力エネルギー E_B をそれぞれ次式により定義した。

$$E_I = \rho_w g H_I^2 B C_G / 8 \quad \cdots \cdots \cdots (1)$$

$$E_T = (1 - K_R^2) E_I \quad \cdots \cdots \cdots (2)$$

$$E_A = \int_0^T (P_1 v_1 A_1 + P_3 v_3 A_3) dt \quad \cdots \cdots \cdots (3)$$

$$E_B = \int_0^T (P_2 v_2 A_2 + P_4 v_4 A_4) dt \quad \cdots \cdots \cdots (4)$$

ここで、 ρ_w は水の密度、 g は重力加速度、 H_I は入射波高、 B は水路幅、 C_G は群速度である。 K_R は波の反射率である。 v_1 , v_3 は波力空気室内の水面変動速度、 A_1 , A_3 は波力空気室断面積である。 v_2 , v_4 は排気、吸気のノズルを通過する空気流速であり、これは v_1 , v_3 から、空気の圧縮性を考慮した連続の式より求めた。 A_2 , A_4 は排気、吸気のノズル断面積である。これにより求められた、波力空気室の効率 E_A/E_T を図-5に示す。ノズル比が小さくなるにつれ、効率が落ちている。これは、ノズル比が小さいことにより、空気流が阻害され、各空気室の圧力が

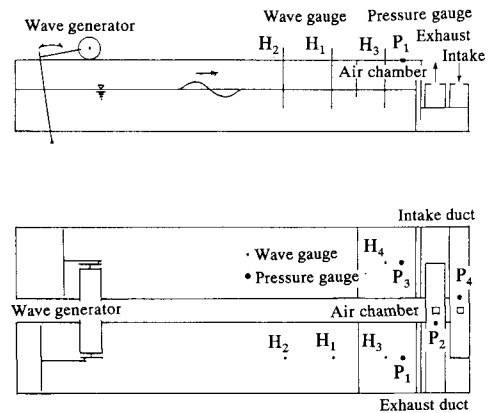


図-4 実験装置概略図

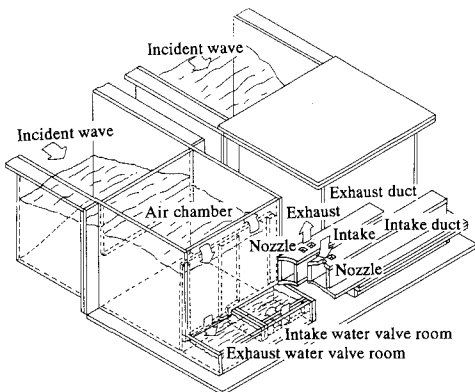


図-3 実験装置概略図

表-1 模型実験ケース (ノズル比)

case	phase difference of two incident waves (deg)	incident wave height (m)
VLLA5	0	0.025
WLLA5	180	0.025
VLLA6	0	0.030
WLLA6	180	0.030
VLLA7	0	0.035
WLLA7	180	0.035
VLLA8	0	0.040
WLLA8	180	0.040

上昇し、波力空気室の水面変動が抑えられるからである。入射波高の影響は明確には現れていない。

水弁の効率 E_B/E_A を図-6 に示す。ここでは、波力空気室の特性とまったく逆になっている。ノズルを通過する空気流の圧力、速度とも上昇したためである。波力空気室の効率に比べ入射波高の影響は大きく、入射波高が大きくなるほど水弁の効率もよくなっている。

これら、まったく逆の特性を持つ2つの効率を含む、全体の効率 E_B/E_I を図-7 に示す。全体の効率はノズル比の小さいとき、つまり空気室内が高圧力の時は波力空気室の効率が支配的である。またノズル比の大きいとき、つまり空気室内が低圧力の時は水弁の効率が支配的である。全体の効率は各空気室内の圧力が低く、空気流速が小さい時は水弁の効率に依存し、その逆の時は波力空気室の効率に依存する。そのしきい値、つまり最大効率となるノズル比はこの実験縮尺において 1/375 であった。

入射波高の影響は大きく、入射波高が大きくなるほど全体の効率もよくなっている。これは、入射波高が大きい方が水弁の効率がよくなるからである。

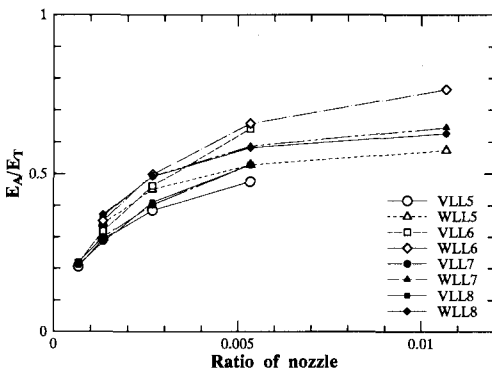


図-5 波力空気室の効率

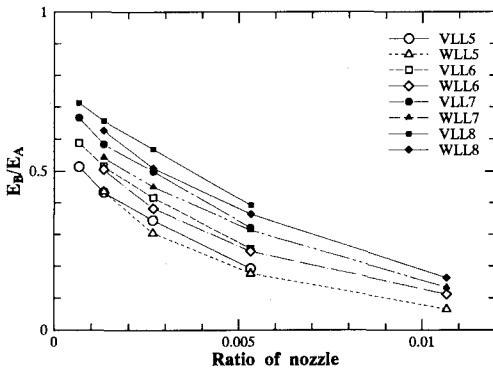


図-6 水弁の効率

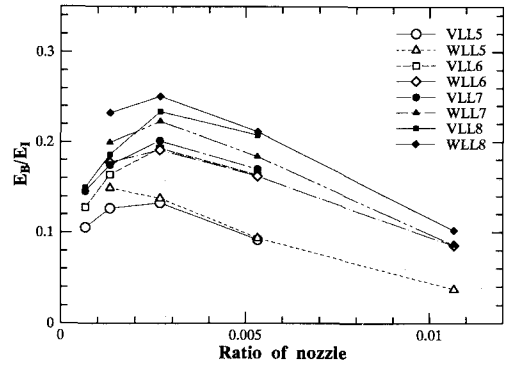


図-7 全体の効率

3. 逆流が生じた際の効率特性

全体の効率特性に対して入射波高の影響が大きく、入射波高が大きくなるにつれ全体の効率もよくなるという結果が得られた。これは波高が高くなることにより、水弁を通過する空気流速が増し、水弁の効率がよくなるためである。しかし当然、入射波高の影響にも限界がある。このことを確かめる。

また、水弁が調圧弁として働くような高波高時において、その連成時の位相差により、圧力漏れなどの現象が変わってくるのではないかと考えられる。そこで、連成時の位相差から現象に差が見られるようなケースについてここで取り上げる。

(1) 実験ケース

圧力漏れが生じるような、各空気室内が高圧力となるケースについて取り上げる事にする。しかし実験水路において、造波波高に限界がある。そこで圧力漏れを生じさせるような高圧力を得るため各連成時の位相差においてノズル比を 1/750 とした。このノズル比は実験で得られた最適値より小さい値である。入射波の位相差をそれぞれ 0 度、180 度、90 度の 3 通りにとった。各ケースを表-2 に示す。

(2) 実験結果および考察

実験観察の結果によると、位相差が 0 度のケースについては逆流は起きていない。位相差が 180 度と位相差が 90 度の場合には、排気側水弁において逆流ははっきりと確認できた。図-8 に位相差 0 度、180 度、90 度の時の圧力水頭を示す。事実、位相差 90 度のケースでは、圧力 P_2 の値がマイナスになっている。これにより逆流による圧力漏れが確認できる。位相差 180 度において、 P_2 において少しマイナス部分が見られるがその値は小さい。ここでは逆流による圧力漏れの影響は少ないといえる。位相差が 0 度の時、圧力漏れは生じない。また、位相差があるケースに対しては、その位相を 180 度にする事により、

逆流による圧力漏れの影響を少なくする事が出来る。

逆流による圧力漏れが生じる概念を図-9に示す。この実験において、逆流による圧力漏れが生じているのは排気側水弁においてのみである。吸気側水弁で圧力漏れは生じていない。これはこの波力発電装置の形状によるものと考えられる。図-8に示したように、空気流を生み出す波力空気室に近いほうの水弁において逆流が生じやすい。つまり、実験で確認できたように、排気側水弁室で吸気時に逆流が生じやすい。排気側水弁の没水深を吸気側水弁の没水深よりも深くする、などの工夫により、水弁の特性を同じにする改良は可能であり、効果的であると考えられる。

しかし、逆流による圧力漏れは水弁式波力発電装置における利点でもある。この逆流による圧力漏れの特性を利用し水弁を調圧弁として用いる事が可能である。そこで調圧弁として働きについて調べるために、各ケースにおける最大圧力振幅について議論する。水弁の持つ圧力

限界により、波力空気室内の許容最大圧力水頭が決定できるはずである。各空気室で水弁の許容最大圧力水頭より大きな値は生じないはずである。この値をタービンなどの許容圧力と対応させて決定する事により、水弁を調圧弁、安全弁として利用できる。

ここでその許容圧力水頭差 $H_{\max}$ を考える。図-8にも示したように排気側水弁では、その値は式(5)により物理的に決定できる。

$$H_{\max} = h_s = \frac{A_1}{A_2} h_m \dots\dots\dots (5)$$

$H_{\max}$ は許容最大圧力水頭差、 h_s は水弁での水柱遡上高、 h_m は水弁の没水深、 A_1 は水弁室断面積、 A_2 は水弁断面積である。ここで許容圧力水頭差は物理的に決定されるので、連成時の位相差によって変わらないが、各空気室に対する圧力水頭 H_{P3} は連成時の位相差によって変わってくるものと考えられる。ここで、式(5)により物理的に決定される値 $H_{\max}$ を用いると、吸気時における波力空気室の最小許容圧力水頭は式(6)で表せる。

$$H_{P1\min} = -H_{\max} + H_{P3} \dots\dots\dots (6)$$

連成させないケース、もしくは連成時の位相差が0のケースでは、水弁室の圧力水頭 H_{P3} は大気圧、つまり0である。よって、これらのケースでは物理的に求めた値 $H_{\max}$ をそのまま使う事ができる。しかし連成時の位相差があるケースでは、波力空気室内での吸気時の最小圧力水頭 $H_{P1\min}$ は排気側水弁室での圧力水頭に支配され、この圧力水頭 H_{P3} はプラスの値を持つので、この値により $H_{P1\min}$ は物理的に求めた値より大きくなる。つまり連成時の位相差があるケースのほうが、連成なし、または連成時の位相差がないケースより逆流による圧力漏れが生じやすいといえる。これは実験どおりの結果となっている。しかし、実験機レベルでは縮尺効果による水弁での粘性や、水弁室での水面の乱れなどを考慮に入れると必ずしもこの値にはならない実機レベルでの確認実験が必要である。

表-2 模型実験ケース (高波高時)

case	cross section of nozzle (m ²)	phase difference (deg)	nozzle ratio
VLL2	0.0002	0	1/750
WLL1	0.0001	180	1/750
XLL1	0.0001	90	1/750

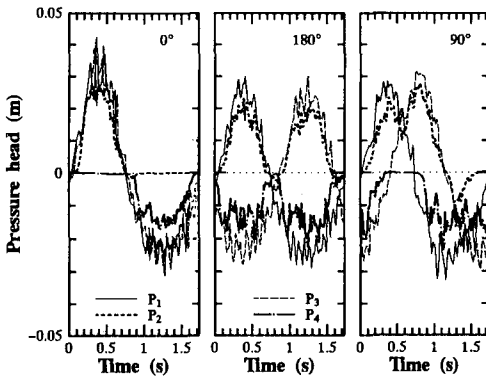


図-8 圧力水頭

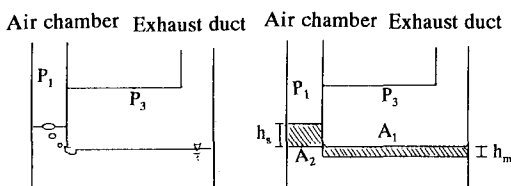


図-9 逆流概念図

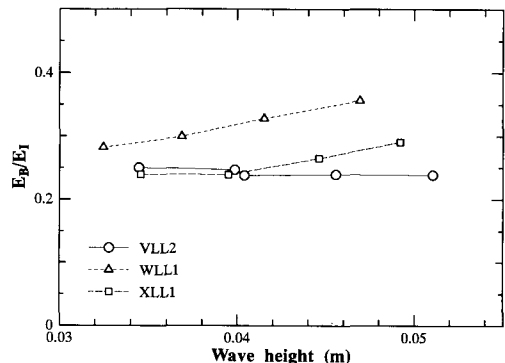


図-10 波力空気室の効率 (ノズル比 1/750)

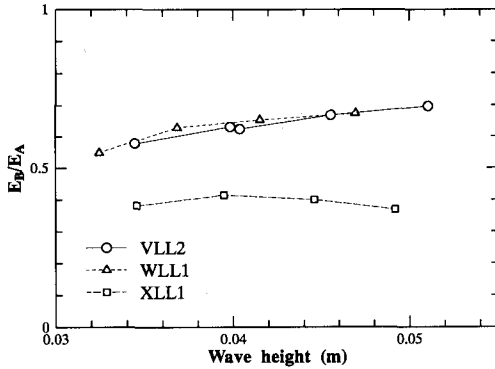


図-11 水弁の効率 (ノズル比 1/750)

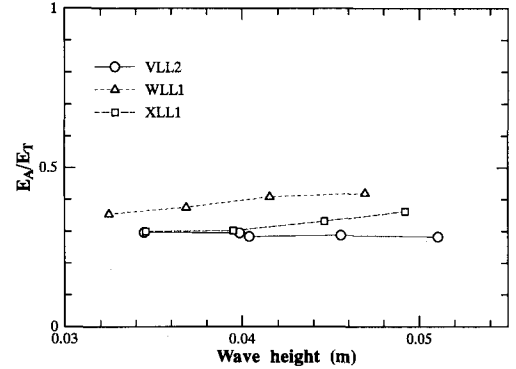


図-12 全体の効率 (ノズル比 1/750)

図-10 に波力空気室の効率を示す。連成時の位相差が 180 度のケースの効率がよい。高圧力時には、連成時の位相差を設けた方が、空気流の伝達がスムーズになり、波力空気室の効率がよくなる為である。

図-11 に水弁室の効率を示す。ここで位相差 0 度と位相差 180 度のケースについて比較すると差がみられない。これは水弁の効率はノズル比に依存するからである。位相差 90 度のケースの効率が悪いのは圧力漏れの影響である。

また全体の効率 E_B/E_T を図-12 に示す。全体の効率において、位相差が 180 度のケースの効率がよく、他のケースの効率は少し落ちている。連成時の位相差が 180 度の効率がよいのは、このケースの様にノズル比が小さく、空気室内が高圧力になるときは、波力空気室の効率が全体の効率に対して支配的であるからである。ここでも位相差 90 度のケースの効率が低く現れている理由は、逆流における圧力漏れの為である。また、全体の効率に対して波高影響は小さい。これはこの実験に用いた入射波高が比較的高いため水弁の効率がこれ以上アップしないためである。効率に対する入射波高影響に限界があることが確認できた。

4. ま と め

次の結論が得られた。

1. 波力空気室内が低圧力時には水弁の効率が支配的であ

り、高圧力時には波力空気室の効率が支配的である。

2. 水弁の効率の改良にはノズル比の最適化が効果的であり、波力空気室の効率の改良には連成時の位相差を設けること（多くの波力空気室を連成させることにより可能である）が効果的である。
3. 全体の効率の改良に対してノズル比の最適化が効果的である。
4. 波高が高くなるにつれ最終効率は上がっているが、ある一定の波高以上になるとその効率は変わらない。
5. 逆流は連成時の位相差がある方が生じやすい。しかし、連成時の位相差を 180 度にするにより、逆流による圧力漏れの影響を減らすことが可能である。

参 考 文 献

- 沢本正樹・首藤伸夫・渡部國也・新嶋洋明 (1986): 水弁を通過する空気流のエネルギー損失, 土木学会論文集, 第 375 号, pp. 329-332.
- Watanabe K., H. Nakagawa, M. Sawamoto and M. Ohtomo (1992): Characteristics of pneumatic wave power conversion system with water valve rectifier, Coastal Engineering in Japan, JSCE, Vol. 35, No. 2, pp. 245-261.
- Watanabe K., N. Nakagawa and M. Sawamoto (1989): Study on pneumatic wave power conversion system with water valve rectifier, Coastal Engineering in Japan, JSCE, Vol. 32, No. 2, pp. 257-269.