

運輸省港湾技術研究所

# 港湾技術研究所 報告

---

---

REPORT OF  
THE PORT AND HARBOUR RESEARCH  
INSTITUTE  
MINISTRY OF TRANSPORT

---

VOL. 26      NO. 3      SEPT. 1987

NAGASE, YOKOSUKA, JAPAN



# 港湾技術研究所報告 (REPORT OF P.H.R.I.)

第26巻 第3号 (Vol. 26, No. 3), 1987年9月 (Sept. 1987)

## 目 次 (CONTENTS)

1. 大型模型による波力発電実験 —波エネルギーに関する研究 第6報—  
.....高橋重雄・安達 崇・田中 智..... 3  
(Electric Power Generation by a Large-scale Model of Pneumatic-type  
Wave Power Converter  
—A Study on Development of Wave Power, 6th Report—  
.....Shigeo TAKAHASHI, Takashi ADACHI and Satoru TANAKA)
2. サーペント型造波機による発生波の特性に関する実験  
—大水深海洋構造物実験場内の切れ波造波装置—  
.....高山知司・平石哲也.....37  
(Experimental Characteristics of Random Waves Generated by the  
Serpent Type Wave Generator —The short-crested wave generator  
in the Offshore Structure Experimental Basin—  
.....Tomotsuka TAKAYAMA and Tetsuya HIRAISHI)

# 1. 大型模型による波力発電実験

## —波エネルギーに関する研究, 第6報—

高橋 重雄\*・安達 崇\*\*・田中 智\*\*

### 要 旨

港湾技術研究所では、波エネルギー変換装置の機能をもつ波力発電ケーソンの開発を行っている。波力発電ケーソンは、空気室と呼ばれる特殊な前室をもつケーソンであり、防波堤や護岸に用いることができる。空気室は固定式水柱振動方式の波エネルギー一次変換装置であり、ここで変換された空気のエネルギーでタービン・発電機を回転させるものである。

この報告は、副題で示した研究シリーズの第6報である。ここでは、波エネルギーから電気エネルギーまでの変換システムの設計法を確立することを目的としている。すなわち、大型の模型を製作し、不規則波を用いた発電実験によって設計法を検証している。また3種類の保護対策装置を製作し、その機能についての検討も行っている。本報告で得られた主要な結論は、以下のとおりである。

- 1) 空気室とタービン・発電機による波パワー変換の計算法をとりまとめた。
- 2) 空気室とタービン・発電機の設計法を示した。
- 3) 面積  $6\text{ m}^2$  の空気室、直径  $67\text{ cm}$  のウェルズタービン、 $1\text{ kW}$  の発電機からなる大型模型を製作した。
- 4) 発電実験を行った。実験で得られた出力は、やや設計値より低いものであったが、全般的にはこれまでの設計法の妥当性が確かめられた。
- 5) 空気流調整弁、圧抜弁、緊急開閉弁の三つの保護装置を製作し、その機能を検討した。空気流調整弁は、タービン開口部とは別の開口部で、空気パワーの一部を開放するものである。圧抜弁は、空気室の圧力を低減させるもので、自重と空気室内の圧力との差によって作動する。緊急開閉弁は、タービン開口部に海水が侵入したり、異常なタービン回転数となる危険性があるとき、タービン開口部を閉じ、別のノズルを開くものである。

\* 水工部 波エネルギー研究室長

\*\* 水工部 波エネルギー研究室

# 1. Electric Power Generation by a Large-scale Model of Pneumatic-type Wave Power Converter

—A Study on Development of Wave Power, 6th Report—

Shigeo TAKAHASHI\*

Takashi ADACHI\*\*

Satoru TANAKA\*\*

## Synopsis

A wave power extraction system is under development at the Port and Harbour Research Institute. The extractor is essentially a concrete caisson to be used as a vertical break-water. The caisson has a special front room named as the air chamber where the wave power is converted into air power. The air power is converted into electric power by a turbine and a generator.

This is the sixth report of this serial study. This report aims firstly at establishing the design method of the conversion system from wave power into electric power. A numerical calculation method of the conversion from wave to electric power is summarized and the design method of the system including the generator is also presented. A large scale model of the converter is made according to the design method. The model includes a 6 m<sup>2</sup> air chamber, and a 67cm diameter Wells turbine and a 1 kW electric generator. A series of model experiments to generate electric power are conducted in a large wave channel with irregular waves. The experimental result agrees with the prediction in the design.

Three protective devices are also designed and tested in the wave channel, namely the air release valve, the pressure release valve and the emergency valve. The air release valve is another opening which releases the air power from the air chamber. The pressure release valve is a kind of air release valve, but works according to the air pressure inside the air chamber. The emergency valve closes the turbine opening and simultaneously opens the emergency opening, when the water surface goes up the turbine opening or other emergency occurs. The functions of the valves are discussed according to the test results. The functions of the air and pressure valves can be predicted by the numerical calculations.

---

\* Chief of Wave Power Laboratory, Hydraulic Engineering Division

\*\* Member of Wave Power Laboratory, Hydraulic Engineering Division

## 目 次

要 旨	3
1. ま え が き	7
2. 波パワー変換の数値計算法	8
3. 空気室, タービン・発電機的设计	9
4. 発 電 実 験	15
4.1 実 験 方 法	15
4.2 実 験 結 果	18
5. 保護対策装置的设计と実験	24
5.1 空気流調整弁	24
5.2 圧 抜 弁	27
5.3 緊急開閉弁	29
6. 現 地 へ の 適 用	31
7. 結 論	33
参 考 文 献	34
主 要 記 号 表	34

## 1. まえがき

港湾技術研究所では、波エネルギーを電気エネルギーに変換する機能を有する防波堤、波力発電ケーソン防波堤の開発を行っている。この防波堤のケーソンには、空気室と呼ぶ特殊な部分があり、ここで波のエネルギーが空気のエネルギーに変換される。この空気のエネルギーによってタービン・発電機を回転させ、電気エネルギーが得られる。

波力発電ケーソン防波堤の開発に関して、すでに5編の研究が発表されている。第1報<sup>1)</sup>では、波力発電ケーソンの空気出力に関する理論が提案され、実験的に検証している。第2報<sup>2)</sup>では、模型実験によりケーソンに作用する波力、特に極度の暴風時の波力について検討している。第3報<sup>3)</sup>では、空気出力理論を入射波が不規則波の場合にも適用できるように拡張している。第4報<sup>4)</sup>では、ウェルズタービンによる空気出力からタービン出力への変換について検討しており、タービンの設計法を示している。第5報<sup>5)</sup>では、空気出力に対する波向きや波の方向分散性の影響について検討している。

こうした研究によって、空気室やタービンの設計ができ、また波エネルギーからタービンエネルギーまでの変換の予測ができるようになってきている。ただし、波エネルギーは最終的には発電機によって電気エネルギーに変換される。この発電機を含めた全体的な波エネルギーの変換についての検討は十分ではない。発電機の最適設計は、全体の波エネルギー変換システムの設計上重要である。たとえば、発電機の負荷によってタービンの回転数が変化し、タービンの出力も発電機の負荷に大きく影響される。また、空気出力もタービンの回転数によってある程度変化することもすでに指摘されている。

本報告では、まず波エネルギー変換の理論を発電機を含むものとすると同時に、理論のとりまとめを行う。また、発電機を含むシステムの設計法を示し、実際に現地での1/3の模型を製作する。さらに、その模型を用いた実験を行い、理論および設計法の妥当性を検討する。

波エネルギー変換装置は暴風時の大波浪に対しても安定でなければならない。そのため、空気室やタービン発電機の保護対策装置が必要となる場合もある。そうした保護対策装置の基礎的データを得ることを目的として、三つの保護対策装置を試作して実験を行った。それらは、空気流調整弁、圧抜弁、そして緊急開閉弁である。空気流調整弁は、タービン開口部とは別の開口部であり、空気室より空気のパワーを開放するものである。圧抜弁は、空気流調整弁と同じく空気パワーを開放するも

のであるが、空気室内の圧力によって作動するものである。緊急開閉弁は、水塊がタービン開口部に侵入したりする緊急時にタービン開口部を閉じ、別の開口部を開くものである。

## 2. 波パワー変換の数値計算法

### (1) 基本方程式

波力発電ケーソンによる波パワーから発電パワーまでの変換は、「熱力・波動法理論」に基づく方程式によって表される<sup>1),2),4),6)</sup>。前報までの報告に、それぞれの変換段階が示されているが、ここで全体をとりまとめることにする。

基本方程式は、時間  $t$  に関する以下の4つの微分方程式である。

$$\frac{dp^*}{dt} = \gamma \frac{p^* + p_0}{D_0 - \eta} \left\{ \frac{d\eta}{dt} - c_{dt} \varepsilon_t w_p - c_{dv} \varepsilon_v w_{pv} \right\} \quad \dots\dots(1)$$

$$\frac{dT^*}{dt} = \frac{T^* + T_0}{D_0 - \eta} \left\{ -\frac{d\eta}{dt} + \frac{D_0 - \eta}{p^* + p_0} \frac{dp^*}{dt} + c_{dt} \varepsilon_t w_p + c_{dv} \varepsilon_v w_{pv} \right\} \quad \dots\dots(2)$$

$$2\eta_I = \frac{1}{\rho_w g} f(kh, kd_c) p^* + \frac{kB}{\tan kB} \eta + \frac{kB}{\sigma} \frac{d\eta}{dt} \frac{1}{\cos \theta_{Mt}} \quad \dots\dots(3)$$

$$I_{tg} \frac{d\omega}{dt} = T_{qt} - T_{qg} - T_{qt} \quad \dots\dots(4)$$

主たる未知変数は、

$p^*$ : 空気室の空気圧の変動成分

$\eta$ : 空気室の水位の変動成分

$T^*$ : 空気室の温度の変動成分

$\omega$ : タービン・発電機の回転角速度

である。また、補助変数として以下のものが定義されている。

$$w_p = \pm \varphi_t \sqrt{\frac{2}{\rho_a}} \sqrt{|p^*|} \quad (p^* > 0 \text{ のとき } w_p > 0) \quad \dots\dots(5)$$

$$w_{pv} = \pm \varphi_v \sqrt{\frac{2}{\rho_a}} \sqrt{|p^*|} \quad \dots\dots(6)$$

$$T_{qt} = C_t 0.5 \rho_a (u_t^2 + w_p^2) A_t R_t \quad \dots\dots(7)$$

$$T_{qg} = f_g(\omega) \quad \dots\dots(8)$$

$$T_{qt} = f_t(\omega) \quad \dots\dots(9)$$

ここに、

$w_p$ : タービン内の空気流速

$w_{pv}$ : 保護対策弁（開放弁）内の空気流速

$T_{qt}$ : タービントルク

$T_{qg}$ : 発電機トルク

$T_{qt}$ : タービン・発電機の損失トルク

である。なお、 $f(kh, kd_c)$  は、次式で与えられる。

$$f(kh, kd_c) = \frac{2 \cosh kh \sinh k(h-d_c)}{\cosh k(h-d_c) \sinh k(h-d_c) + k(h-d_c)} \quad \dots\dots(10)$$

以上の式は、数値的に各時間ステップごとに解くことができる。ただし、以下に示す入射波、空気室、タービン・発電機の諸元や特性が与えられていなければならない。

$\eta_I$ : 入射波高

$\sigma$ : 波の角周波数（有義波周期に対するもの= $\sigma_{1/3}$ ）

$k$ : 波数（有義波周期に対するもの= $k_{1/3}$ ）

$\theta_{M_t}$ : 波向き（第5報<sup>9)</sup> 16頁式(2)参照）

$h$ : 水深

$B$ : 空気室幅

$D_0$ : 空気室高さ（静水面上）

$d_c$ : 前壁カーテンウォール没水水深

$l_B$ : 空気室の長さ（法線方向）

$I_{ig}$ : タービン・発電機の慣性モーメント

$R_t$ : タービンのチップ半径

$A_t$ : タービンの開口部面積

$\varepsilon_t$ : タービン開口率

$cd_t$ : タービンの縮流係数（計算では1.0とする）

$\varphi_t$ : タービンの軸方向速度係数（迎角  $\alpha_t$  の関数）

$C_t$ : タービンのトルク係数（迎角  $\alpha_t$  の関数）

$u_t$ : タービンのチップ速度（= $\omega R_t$ ）

$\alpha_t$ : タービン翼の迎角（= $\tan^{-1} w_p / u_t$ ）

$f_g(\omega)$ : 発電トルク（回転数の関数）

$f_l(\omega)$ : タービン・発電機の損失トルク（回転数の関数）

$\varepsilon_v$ : 弁の開口率

$cd_v$ : 弁の縮流係数

$\varphi_v$ : 弁の速度係数（計算では1.0とする）

計算における定数には、以下のものがある。

$\gamma$ : 比熱比（=1.4）

$\rho_w$ : 水の比重（海水の場合1030 kg/m<sup>3</sup>）

$\rho_a$ : 空気の比重（1.225 kg/m<sup>3</sup>）

$g$ : 重力加速度（9.8 m/s<sup>2</sup>）

$T_0$ : 空気の絶対温度（15℃=288 K）

$p_0$ : 空気の圧力（1気圧=1.013×10<sup>5</sup>N/m<sup>2</sup>）

波パワー  $W_I$  は空気パワーに変換される。瞬時瞬時の空気パワー  $W_a$ , 平均の空気パワー  $\overline{W}_a$ , そして空気出力効率  $\overline{EFF}_a$  は、

$$W_a = p^* w_p A_t \quad \dots\dots(11)$$

$$\overline{W}_a = \frac{1}{T_L} \int_0^{T_L} W_a dt \quad \dots\dots(12)$$

$$\overline{EFF}_a = \overline{W}_a / W_{I B} \quad \dots\dots(13)$$

と表される。ここに  $T_L$  は波の作用時間である。空気パワーは、波から空気へ伝達されるパワーと考えられ、

$$W_a = p^* \frac{d\eta}{dt} A_w \quad \dots\dots(14)$$

とも表される。ここに  $A_w$  は空気室の面積である。空気パワーは、タービンパワーに変換される。瞬時瞬時のタービンパワー  $W_t$ , 平均タービンパワー  $\overline{W}_t$ , そしてタービン効率  $\overline{EFF}_t$  は、

$$W_t = \omega T_{qt} \quad \dots\dots(15)$$

$$\overline{W}_t = \frac{1}{T_L} \int_0^{T_L} W_t dt \quad \dots\dots(16)$$

$$\overline{EFF}_t = \overline{W}_t / \overline{W}_a \quad \dots\dots(17)$$

と表される。また、タービンパワーは発電パワーに変換される。瞬時瞬時の発電パワー  $W_g$ , 平均の発電パワー  $\overline{W}_g$ , そして発電機効率  $\overline{EFF}_g$  は、

$$W_g = \omega T_{qg} \quad \dots\dots(18)$$

$$\overline{W}_g = \frac{1}{T_L} \int_0^{T_L} W_g dt \quad \dots\dots(19)$$

$$\overline{EFF}_g = \overline{W}_g / \overline{W}_t \quad \dots\dots(20)$$

と表される。

(2) 開放弁を含む計算

空気流調整弁や圧抜弁などの開放弁が設置された場合、空気流はタービン開口部からだけでなく、開放弁を通して流れる。こうした場合についても、上述した計算法は適用できる。式(2)の  $cd_v = v w_{pv}$  は、そうした弁を通る空気流を示す項である。もし、複数の開放弁がある場合には、その項は、

$$cd_v \varepsilon_v w_{pv} = \left. \begin{aligned} & \sum_i cd_{vi} \varepsilon_{vi} w_{pvi} \\ & \left( w_{pvi} = \pm \varphi_{vi} \sqrt{\frac{2}{\rho_a} \sqrt{|p^*|}} \right) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots(21)$$

と表すことができる。ここに、 $cd_{vi}$  と  $\varphi_{vi}$  はそれぞれの弁の縮流係数と速度係数であり、 $\varepsilon_{vi}$  と  $w_{pvi}$  はそれぞれの弁の開口率と空気流速である。計算においては、これらの係数が適切に与えられなければならない。また、圧抜弁の開口率は空気室内の圧力の関数であることにも留意する必要がある。

開放弁がある場合、空気パワーの一部は弁によって消

費される。本報告で定義している空気パワーは、この弁を通る空気パワーを含む全体の空気パワーである。したがって、空気出力効率 $\epsilon$ は、この全体の空気パワーと波パワーの比である。また、タービン効率 $\eta$ は、この全体の空気パワーに対するタービンパワーの比であり、開放弁があるときには、見掛上小さくなる。すなわち、開放弁の効果は、タービン効率の見掛上の低下として表される。

なお、計算には、前面の水深がカーテンウォール下端より下がって、水面とカーテンウォール下端との間から空気パワーが開放される効果を含めることができる。この場合、前面の水位 $(\eta_I + \eta_R)_{x=0}$ は、 $2\eta_I - (kB/\sigma \times d\eta/dt)$ によって与えられ、これと、 $d_c, l_B$ の値から開口面積が求められる。ただし、開口部面積が大きすぎると、数値計算が不安定となることがあり、注意が必要である。また、実際には空気が大気へ開放された後、空気室内の水位と前面の水位がほぼ一致するが、計算では必ずしもそうはならないこと等、計算には限界があることにも留意すべきである。

### 3. 空気室、タービン・発電機の設計

#### (1) 空気室

実験は幅3m、深さ2.5m、長さ105mの大型水路で行われた。模型は、この水路に設置できる最大のものである。模型の設計においては、現地における発電対象周期を7sとし、模型縮尺を1/5と仮定した。すなわち、模型の発電対象周期は4sである。空気室の幅Bはこの周期の波の波長の13.5%、2mとした。この数値は、空気室幅を変えた数ケースの計算より求めたものである。ただし、この数値は、必ずしも空気出力効率を最大とするものではない。経済性の観点から、できるだけ小さいが、

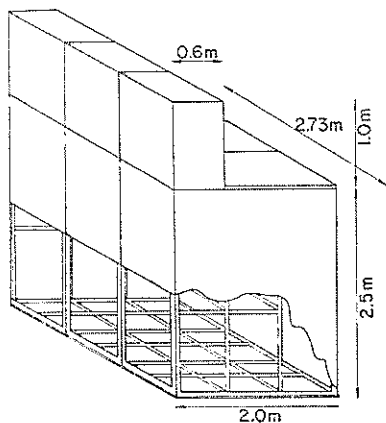


図-1 空気室模型

表-1 空気室諸元

Width (wave crest direction)	$B$ (m)	2.00
Length (wave direction)	$l_B$ (m)	2.73
Area	$A_W$ (m <sup>2</sup> )	5.46
Total Height	(m)	2.8
Height (above still water level)	$D_0$ (m)	$1.2 + \Delta h$
Curtain Wall Depth	$d_c$ (m)	$0.3(0.2, 0.6) + \Delta h$
Water Depth	$h$ (m)	$1.6 + \Delta h$
Water Level	$\Delta h$ (m)	$0 \sim -0.6$

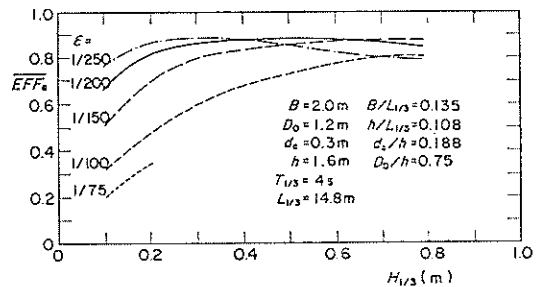


図-2 空気出力効率

空気出力効率が最大値に近くなる空気室幅を一応選択している。水深は1.6mであり、非常に浅いが水路の深さによって制限されている。空気室の高さ $D_0$ は静水面上1.2m、カーテンウォールの没水水深 $d_c$ は0.3mである。没水水深は、その影響を検討するために変化させた。空気室の波峯線方向の長さは2.73mである。空気室と水路側壁の間は、波が透過しないようにアクリル合成樹脂板で塞いでいる。空気室は図-1に示すように15mm厚の鋼板と、75mmのL型鋼によって製作されている。そのため、重量が5tf以上と重く、支持ケースを必要としなかった。空気室は、安全のため水路側壁にも固定している。表-1に、空気室の諸元をとりまとめている。図-2は、各ノズル開口率における空気出力効率の計算値をプロットしたものである。横軸は、有義波高であり、有義波周期が4sの場合を示している。計算は、2.で述べた方法に基づいているが、タービンではなく、単にノズルを設置した場合を対象としている。この図より、最適なノズルとしての開口率が求められる。ここでは、その値を1/180とした。

#### (2) タービン

タービンの設計においては、まず形状を決定し、次にその直径を決定しなければならない。現状では、最適なタービン形状が確定しているわけではないが、16枚翼で



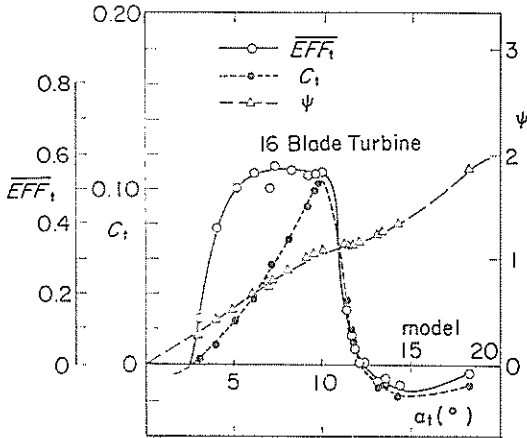


図-3(a) 小型模型タービンの特性 (荒川ら<sup>7)</sup>)

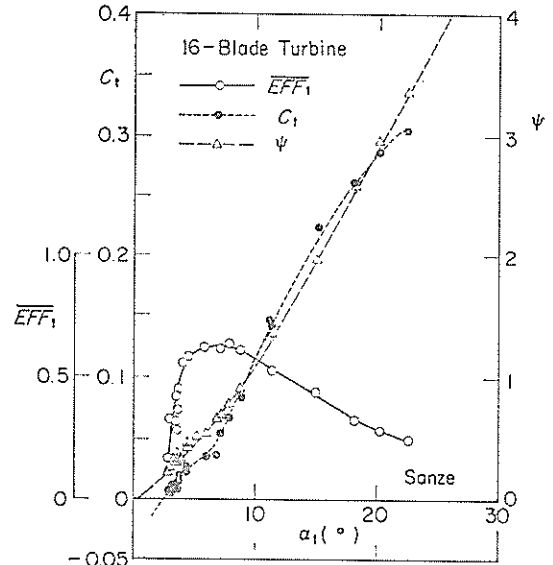


図-3(c) 三瀬で用いられたタービンの特性<sup>9)</sup>

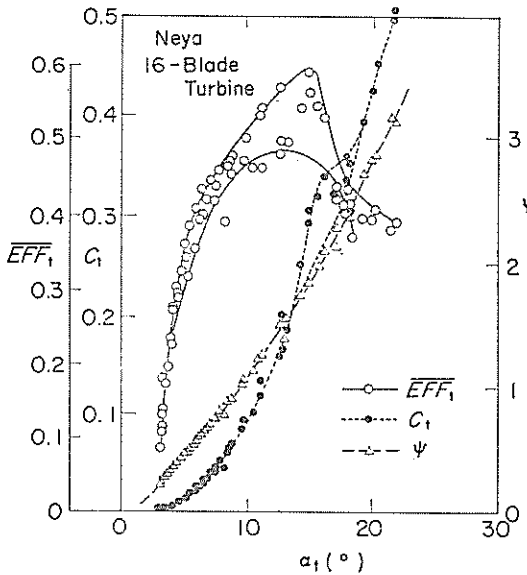


図-3(b) 寝屋で用いられたタービンの特性<sup>9)</sup>

ハブ比が0.7~0.8, 平均ソリディティが0.7程度のものが, 変換効率および初期起動性の点からすぐれているといわれている。今回の実験に用いたタービンは, 16枚翼でハブ比が0.748, 平均チップソリディティが0.7のものである。この形状のタービンについては, 直径30cmの模型を用いた定常空気流に対する特性試験が, 荒川ら<sup>7)</sup>によってすでに行われている。また, 直径1.337mの実機が, 三瀬海岸<sup>9)</sup>および寝屋漁港防波堤<sup>9)</sup>に設置されており, その特性試験結果が得られている。与えられた空気室に最適なタービンの直径等を決めるためには, こうした定常空気流に対する特性試験結果が不可欠である。

図-3(a)は荒川ら<sup>7)</sup>による特性試験結果である。タービン効率は迎角が6°~10°付近で50%以上となっており, 失速角は10°付近である。図-3(b)は寝屋漁港に設置されたタービンの特性試験結果である。実験結果にはばらつきが認められるが, 効率は迎角 $\alpha_1$ が8°~16°付近で高く, 失速角は15°以上であることがわかる。この結果は, 図-3(a)の結果と大きく異なる。鈴木・荒川ら<sup>11)</sup>は, タービンの特性が, Reynolds数とタービンのチップクリアランスによって変化することを示している。すなわち,

a) Reynolds数が大きいほど効率は高く, また失速角が大きくなる。このReynolds数 $Re_d$ はチップ速度 $u_t$ , および翼弦長 $l_t$ より $Re_d = u_t l_t / \nu$ で与えられる。ここに $\nu$ は空気の動粘性係数(15.01<sup>-4</sup>×m<sup>2</sup>/s, 20℃の場合)である。したがって, 回転数 $N$ が2000rpmの場合, 模型では $Re_d = 0.754 \times 10^5$ であり, 実機では $15.1 \times 10^5$ となる。失速角の差は, このReynolds数の差によって説明できる。ただし, 効率は, 必ずしも実機の方が大きくなっているとはいえない。

b) チップクリアランス $S_g$ は, タービン翼の先端とタービンの風管との間の間隙である。これが翼の直径方向の長さ $S_b$ に比して大きいとき, 翼に対する空気流は三次元的となる。 $S_g/S_b$ の値が大きいほど失速角は大きくなり, 効率は小さくなる。しかしながら, 模型における $S_g/S_b$ の値は0.0085であり, 実機では0.0089とほぼ同じ値となっているため, こ

表-2 タービン諸元

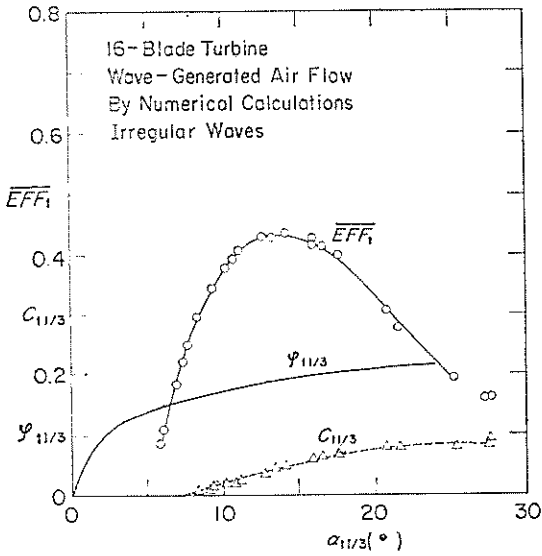


図-4 不規則波による変動風に対するタービンの特性

れによる差は小さいと考えられる。

図-3(b)の特性曲線を用いて、2.で述べた計算によって図-4に示す不規則空気流に対するタービンの特性図を作成した。ただし、タービン効率が実験値のほぼ下限値となるトルク係数の値を用いている。これは、Reynolds数が実機より小さくなること、および  $S_g/S_b$  の値が実機より大きくなることを考慮したためである。 $S_g/S_b$  の値が大きくなるのは、タービンの風管部を銅板を加工して製作するために、加工精度が十分ではなく、チップクリアランスが大きくなるためである。なお、図-3(a)および(b)とともに示している図-3(c)は、三瀬海岸で用いられた実機の実験結果を示すものである。寝屋漁港で用いられたものとはほぼ形状が同じで、直径も同じであるが、迎角が  $10^\circ$  以下で流量係数が小さく、迎角が  $10^\circ$  以上でトルク係数が小さい。このため、効率は迎角が小さいところで高いが  $10^\circ$  以上では低くなっている。こうした試験結果の差の原因は明らかでない。実機規模のタービンの試験では、タービン回転数の制御が困難であることに留意する必要がある。

図-4は、タービンの直径を決定するために用いられる。タービン効率はピーク迎角  $\alpha_{11/3}$  が  $15^\circ$  付近で最大となる。このときのピークタービン軸方向速度係数  $\phi_{11/3}$  は0.19である。したがって、ノズルとしての開口率の値  $(1/180)$  とこの  $\phi_{11/3}$  の値より、タービン開口率  $\epsilon_t$  は0.029となる。すなわち、空気室面積  $A_w$  が  $5.46\text{m}^2$  であるのでタービン開口部面積  $A_t$  は  $0.156\text{m}^2$ 、タービン

Number of Blades		16
Blade Section		NACA0021
Blade Thickness	mm	17.1
Blade Chord	mm	81.7
Tip Diameter, $2 R_t$	m	0.673
Hub Diameter	m	0.503
Opening Area, $A_t$	$\text{m}^2$	0.1564
Tip Solidity, $\sigma_{tt}$		0.62
Mean Solidity, $\sigma_{tm}$		0.70
Hub Solidity, $\sigma_{th}$		0.83
Hub Ratio, $\delta_h$		0.748
Inertia Moment, $I_t$ ( $I_{tg}$ )	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	0.92 (0.756)*
Weight	kgf	20.0
Blade Clearance**	mm	1.7
Number of Guide Vanes		18
Width of Guide Vane	m	0.08
Guide Vane Camber Angle	$^\circ$	65
Turbine Tube Width	m	0.32

\* Total Inertia Moment  $I_{tg}$  of Turbine and Generator

\*\* Clearance between Blade Tip and Turbine Tube

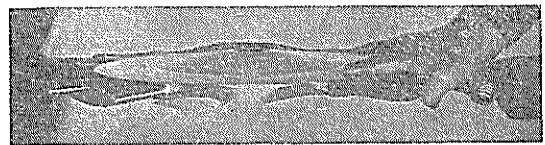
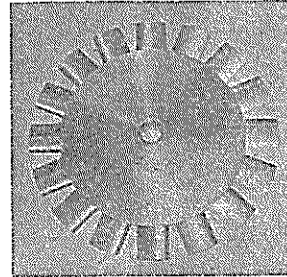


写真-1 タービン翼とローター

直径が  $0.673\text{m}$  となる。

表-2にタービンの諸元を示す。写真-1はタービン翼とローター、そして写真-2はタービンの全景と発電機を示す。タービン翼は比重2.7のアルミニウムで作られてい

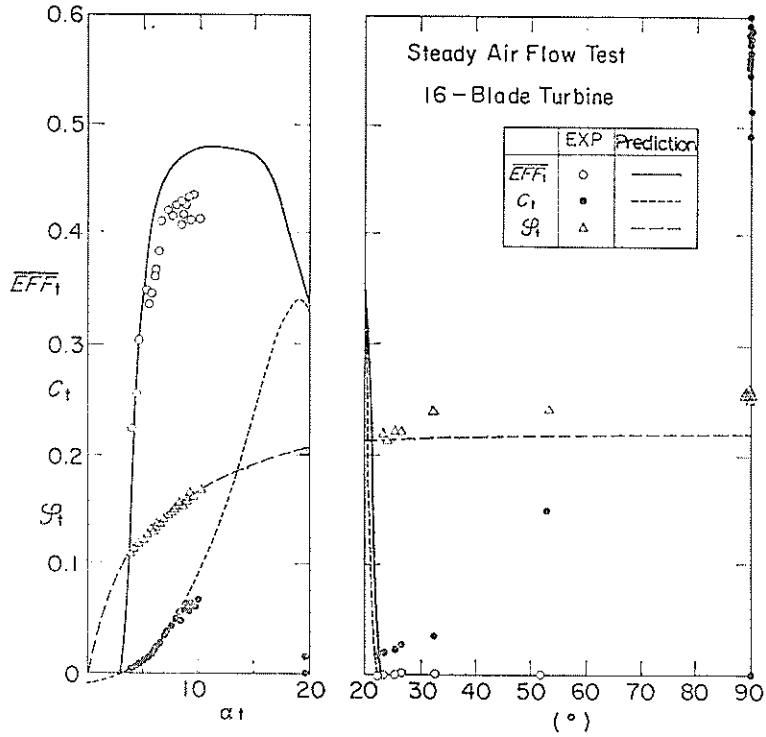


図-5 定常空気流試験の結果

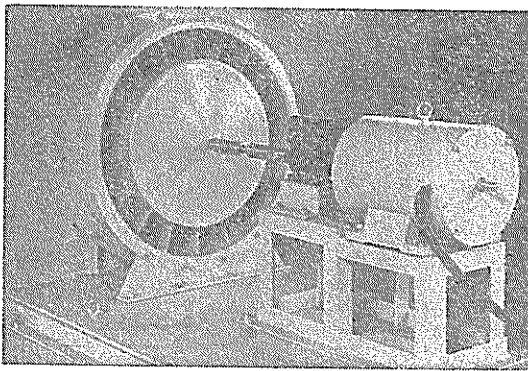


写真-2 タービン・発電機

る。翼弦長は81.7mm、翼の直径方向の長さが85mmである。タービン翼の慣性モーメントは0.737 kgm<sup>2</sup>、タービンのガイドベーンの数に18で、ベーンの傾斜角は65°である。

図-5は、このタービンの定常空気流に対する特性試験結果を示す。試験は海洋科学技術センターの風洞装置を用いて行った。試験で得られたトルク係数、タービン軸方向速度係数、そしてタービン効率をプロットしてい

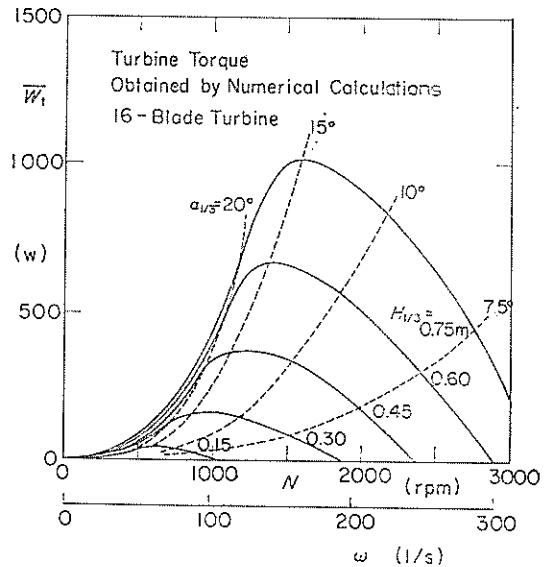


図-6 タービンの回転数とタービンパワー

る。また、図中の曲線は、図-3(b)の結果に基づき、タービン特性の予測曲線である。チップリアランスの影響

のため、タービン効率がやや予測値より低いものの、試験結果は予測曲線にほぼ一致している。ただし、試験では、迎角  $\alpha_t$  が  $10^\circ$  から  $19^\circ$  の範囲の結果が得られていない。これは、タービンの回転数の制御が困難であったためである。通常は、この特性試験結果に基づいて予測された特性を修正し、以後の発電機等の設計に用いるのであるが、ここでは、得られたデータが十分でないこと、また、得られた範囲のデータは比較的予測値と一致しているため、修正を行わないことにした。ただし、 $\alpha_t$  が  $23^\circ$  より大きい範囲において、予測値では  $C_t=0$  としていたが、試験結果の平均的關係を用いることにした。

(3) 発電機

図-6は、横軸にタービンの回転数をとってそれぞれの有義波高におけるタービンパワーを示す。これは、タービンの回転数を一定として得られた計算結果であり、有義波周期は4sの場合である。たとえば、有義波高が0.6mの場合、タービン出力はNが600rpm以上で大きくなり、1400rpm付近で最大670W程度となり、それ以上の回転数では出力は低下し、2800rpm以上では負の出力となってしまふことがわかる。図中の点線は、ピーク迎角  $\alpha_{t1/3}$  が一定となる線であり、 $\alpha_{t1/3}$  が  $15^\circ$  の線は、各有義波高における最大出力点を結んだ線となる

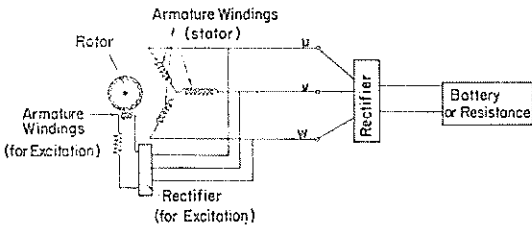


図-7(a) 発電機の電気回路

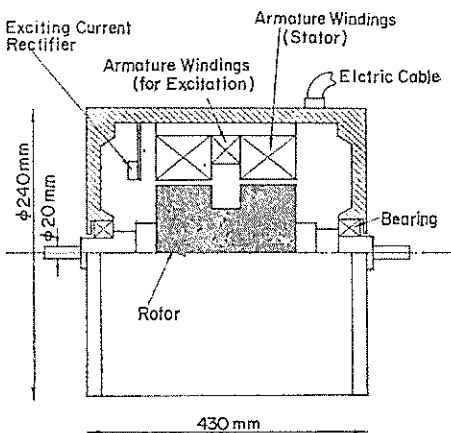


図-7(b) 発電機の断面図

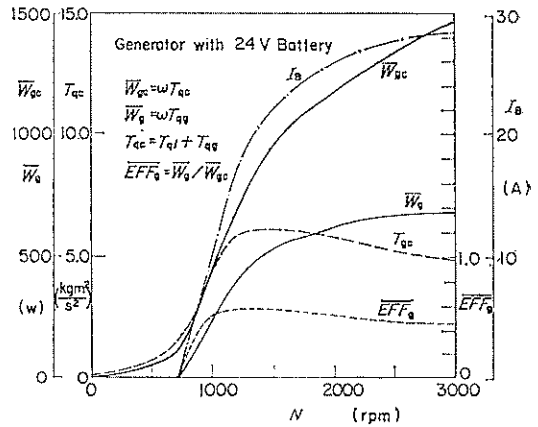


図-8 24Vバッテリー負荷時の発電機特性

ている。これは、図-4の  $\alpha_{t1/3}$  とタービン効率の関係と一致する事実である。発電機の設計において、最大の出力を得るためには、各有義波高において  $\alpha_{t1/3}=15^\circ$  となるように回転数が制御されなければならない。

実験に用いられた発電機は、誘導子式自動型の三相交流発電機である。図-7(a)は、発電機の電気回路を示すものである。回転子が回転すると固定子巻線内に電圧が発生し、誘導子巻線に電流が流れ、磁界が強くなる。これによって電圧が大きくなる。このように、回転数に応じた発電出力が得られるのである。この発電機は、自励式の発電機であり、他の電源を必要とせず、また起動時のトルクも小さいという長所を有する。図-7(b)に示すように発電機は、直径が0.24m、長さが0.43mと小さく、慣性モーメントも  $0.019 \text{ kgm}^2$  と小さい。発電機の許容回転数は5000rpm以下である。

発電機で発生した電気流は、整流器によって直流に変換され、24Vのバッテリーに貯蔵される。貯蔵された電気は、電球の燈をともし消費される。発電機の負荷は、通常はこの24Vバッテリーであるが、12Vおよび36Vのバッテリーも比較のため実験に用いられた。また、電気抵抗 ( $0 \sim \infty \Omega$ ) も同様に実験に用いている。図-8は、整流器および24Vバッテリーを接続したときの、発電機の特長図である。図中の  $W_{gc}$  は発電出力  $W_g$  と損失  $W_l$  との和であり、発電機側で消費される全パワーである。発電出力は回転数が700rpmまでは0であるが、それ以上では急に増大する。発電機側の消費パワー  $W_{gc}$  も、700rpmまでは小さいが、700rpmより急に大きくなる。この発電機は、できるだけ出力を大きくすることを目標として設計されている。すなわち、図-8の  $W_{gc}$  が図-6の  $\alpha_{t1/3}=15^\circ$  の線に一致するように設計された。

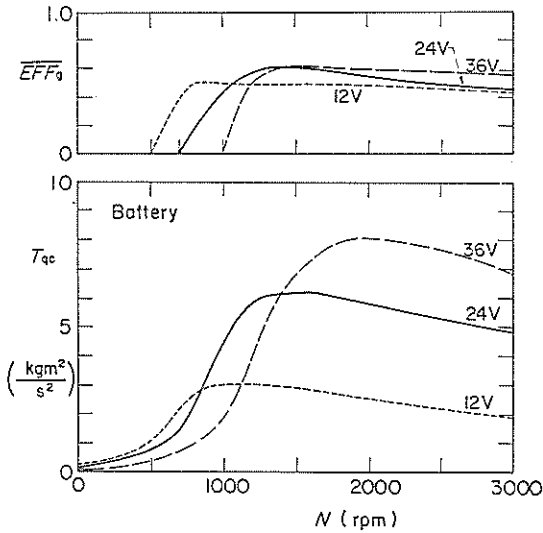


図-9(a) バッテリー負荷時の全トルクと発電機効率

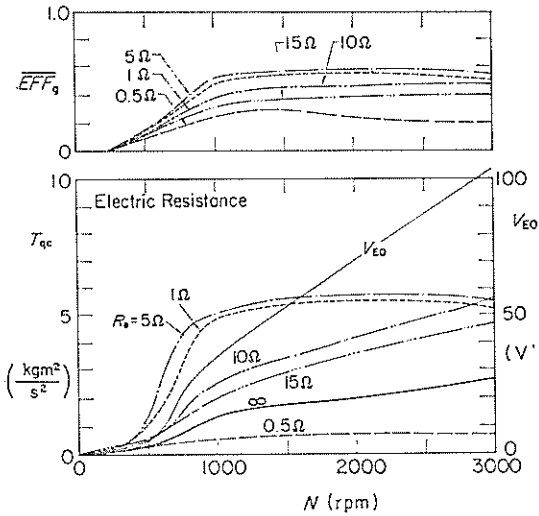


図-9(b) 電気抵抗負荷時の全トルクと発電機効率

ただし、実際に製作された発電機では、 $\overline{W}_{gc}$  は  $\alpha_{1/3} = 15^\circ$  に相当するタービンパワーよりやや大きく、 $\alpha_{1/3} = 20^\circ$  のパワーより小さい。発電機の効率は、 $\overline{W}_{gc}$  に対する  $\overline{W}_g$  の比であり、図-8 では、0~0.58 の間の値となっている。回転数が700 rpm 以下では0であり、1500 rpm 付近で最大となっている。この発電機の効率は比較的低い。これは、発電機が小型であるためであり、100 kW 級の大型のものでは、90%以上となることに留意する必要がある。

実験では、24Vバッテリー以外の電気負荷も用いており、それらを結合したときの発電機の特性を図-9に示

す。図-9(a)は、バッテリー負荷の場合の発電機側の全消費パワーを、トルク  $T_{gc}$  で示したものである。また、同時に発電機効率も示している。12Vバッテリーは、回転数が低い領域では、24Vバッテリーよりも大きなトルクとなるが、回転数が高い領域では、24Vバッテリーよりも小さいトルクとなる。36Vバッテリーでは、その逆となっていることがわかる。図-9(b)は、電気抵抗を接続したときの発電機の特性を示す。電気抵抗に生ずる電圧  $V_{E0}$  は、回転数が低いときには小さいが、大きいところでは、回転数にほぼ比例して増大する。図に示す  $V_{E0}$  の曲線は  $R = \infty \Omega$  のときの電圧であり、 $V_{E0}$  は抵抗値によって多少変化する。発電側の全トルク  $T_{gc}$  も発電機効率  $\overline{EFF}_g$  も、抵抗  $5 \Omega$  のときに最大となる。また、電気抵抗が  $\infty$ 、すなわち抵抗を接続しない場合にも、全トルク、すなわち損失トルクが大きいことがわかる。

写真-3にバッテリーを示す。36Vバッテリーとは、この写真のように1個6Vのバッテリーを6個結合したものである。1個の6Vバッテリーの貯蔵容量は90AHである。写真-4に電球を示す。これらの電球は、灯標に用いられる電球であり、24V100Wの消費電力のものである。写真-5は、電気抵抗器であり、10個の可変抵抗器からなっている。各抵抗器は0~100Ωまで可変で、100Wの容量がある。したがって、全体では1kWまで消費できる。なお、表-8に発電機の諸元をとりまとめている。

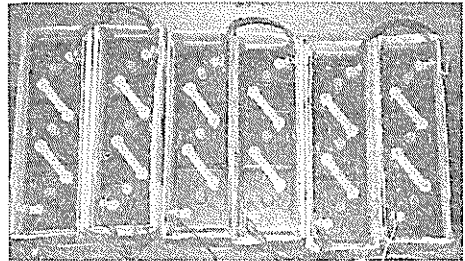


写真-3 バッテリー (YUASA C-90)



写真-4 電球 (Gakuyousha C-2 24V 100W)

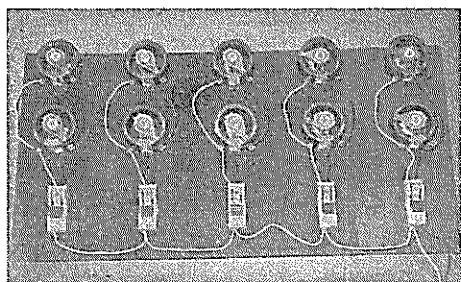


写真-5 電気抵抗

表-3 発電機特性

Type	Synchronous Generator
Excitation	Self-Excitation (Inductor-type)
Phase	Three Phase
Diameter	0.24 m
Maximum Power	1 kW
Maximum Rotation Speed	5000 rpm
Efficiency (maximum)	0.58

(4) システムの運転予測

空気室、タービン・発電機等の発電システムの諸元と特性が与えられれば、2.に述べた計算方法によって、各波浪条件に対してシステムの運転が予測できる。本章で設計・製作された発電システムについて、種々の波浪条件に対する計算を行った。計算は、ブレットシュナイダー・光易型のスペクトル型をもつ不規則波に対して行っている。計算結果は、次章の実験結果とともに示している。

4. 発電実験

4.1 実験方法

(1) 実験水路および実験波

実験は図-10に示す大型造波水路で行った。模型は、造波板から25.4mの位置に設置している。造波機は規則波のみならず不規則波も造波できる。また、造波機は、いわゆる推力制御ができるもので、造波板からの反射波を吸収する性能を有する<sup>11)</sup>。入射波は、模型から13m前方に設置された2台の波高計のデータを用い、合田の分離計算法<sup>12)</sup>によって算定している。

実験波は、表-4に示す規則波および不規則波である。

表-4 実験波

	Regular	Irregular
(Significant) Wave Period $T, T_{1/3}^*$ (s)	3, 4, 5	3, 4, 5
(Significant) Wave Height $H, H_{1/3}$ (m)	0.2~0.7	0.2~0.6

規則波の周期 $T$ は、3, 4, 5sであり、波高 $H$ は0.2から0.6mである。不規則波の目標周期 $T_{1/3}^*$ は同様に3, 4, 5sであり、目標スペクトル形は、ブレットシュナイダー・光易型<sup>12)</sup>である。一波群の波は400波から構成されている。造波機は再反射波の吸収型であるが、反射波の吸収は完全ではない。したがって、入射波は模型を設置した場合と、しない場合では多少異なると考えられる。また、模型がない場合の通過波であっても、目標とする波と多少異なることも考えられる。模型がある場合の波と、ない場合の波、さらには目標とした波との比較を以下に行っている。

図-11は、模型がある場合とない場合の波のスペクトルの例を示す。図には、目標とした波のスペクトルも示している。模型がない通過波のスペクトルは、目標のそれより低周波数側に少し移動しており、周期もやや長くなっている。スペクトルより求められる有義波高 $4\sqrt{m_0}$

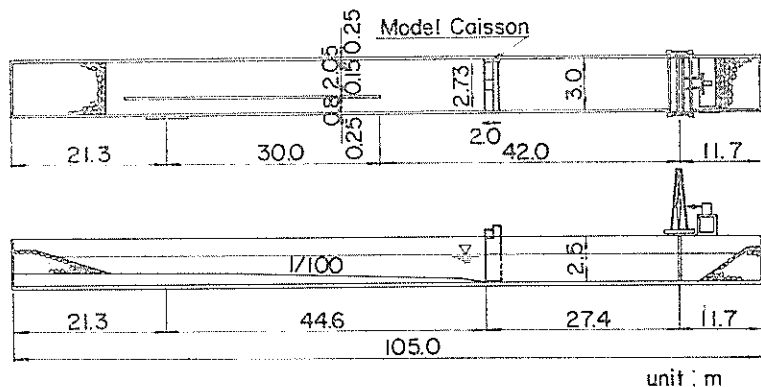


図-10 実験水路

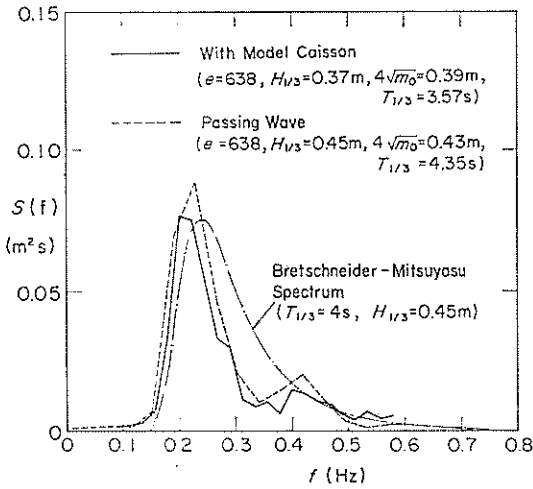


図-11 波の周波数スペクトル

は、0.43mである。ただし、 $m_0$  はスペクトルの面積である。この  $4\sqrt{m_0}$  の値は、ゼロアップクロス法によって定義される有義波高  $H_{1/3}=0.45\text{m}$  の0.96倍である。模型がある場合には、スペクトルの面積はやや小さく、 $4\sqrt{m_0}$  の値は0.39mである。スペクトルの形状は、通過波の場合とほぼ同じであるが、高周波成分のレベルが比較的高い。そのため、ゼロアップクロス法による有義波周期は目標値より小さい。これは、造波機の反射波吸収能力が高周波数の波に対して十分でないためと考えられる。ただし、空気室内の水位変動の有義波周期は4.3秒であり、通過波とほぼ同じである。すなわち、高周波数の成分波は、見掛上有義波周期を短くしているが、

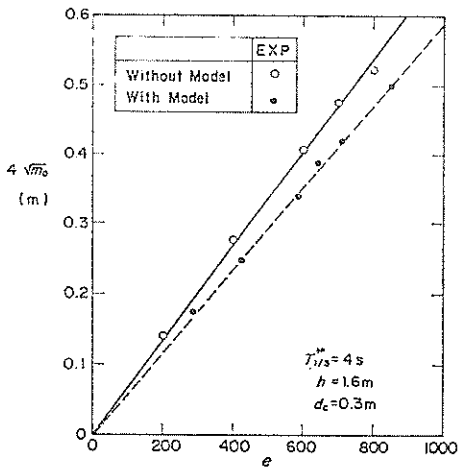


図-12 スペクトルによって定義される有義波高

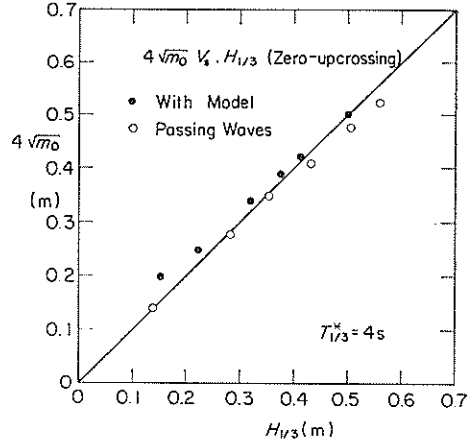


図-13 スペクトルによる有義波高とゼロアップクロス法による有義波高の比較

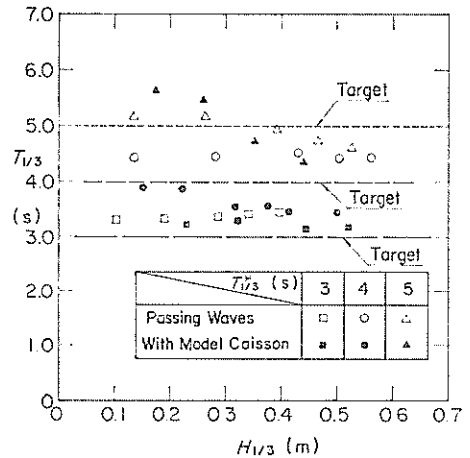


図-14 有義波周期

波パワーの変換にはあまり影響しないと考えられる。

図-12は、模型がある場合とない場合の、スペクトルによる有義波高を示すものである。横軸は造波信号の増幅率  $e$  である。模型がある場合のスペクトルによる有義波高は、模型がない場合に比して小さい。これは、模型からの再反射波の影響と思われる。

図-13は、同様に模型がある場合とない場合のスペクトルによる有義波高を示すものである。ただし、横軸はゼロアップクロス法による有義波高である。図-11で述べたように、模型がある場合には高周波の成分波によって波数が増加して、ゼロアップクロス法による有義波高がスペクトルによる有義波高より小さくなってしまいます。ここでは、スペクトルによる有義波高によって模型に入射する波を表すことにする。したがって、特に断わらな

い限り、これ以後  $H_{1/3}$  は  $4\sqrt{m_0}$  を表すことにする。

図-14 は、実現された有義波周期  $T_{1/3}$  を示すものである。図中の直線は目標の周期  $T_{1/3}^*$  を示している。実現された有義波周期は、模型がないときでも目標値とやや異なっている。これは、実現されたスペクトル形が必ずしも目標の形と一致していないからである。模型を設置すると、有義波周期は変化する。ただし、スペクトルのおもな部分の形状の変化は少ない。これらについては、図-11 ですでに説明している。したがって、入射波の有義波周期としては、通過波の有義波周期が適当だと考えられる。しかしながら、通過波の有義波周期は有義波高とともに変化するため、本報告では、目標値  $T_{1/3}^*$  で入射波の有義波周期を表すこととした。したがって、実験値を解析する場合、有義波周期の目標値と実現値の違

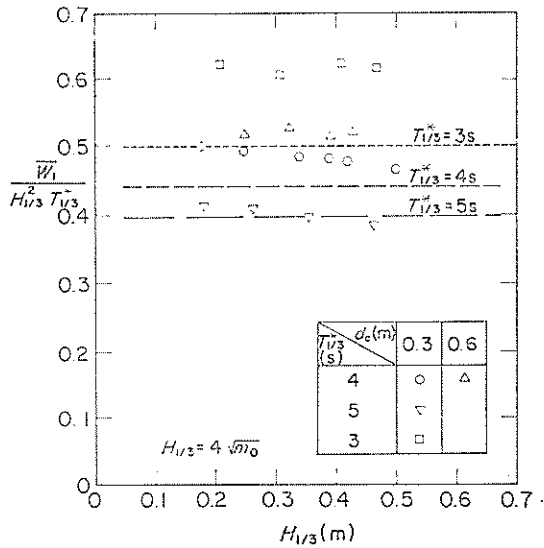


図-15 入射波パワー

いについても考慮する必要がある。

図-15 は、実現された波の入射パワーと、プレットシュナイダー・光易型のスペクトルをもつ波のパワーとを比較するものである。横軸は有義波高であり、縦軸は波パワーを  $H_{1/3}^2 T_{1/3}$  で無次元化したものである。有義波周期  $T_{1/3}^*$  が 5 秒のときは、そのスペクトルが目標のものに比較的近く、波パワーの差も小さい。  $T_{1/3}^*$  が 4 s のときは実現値の方が目標値よりやや大きい。  $T_{1/3}^*$  が 3 s のときには、実現値が目標値よりかなり大きい。こうした違いを考慮して実験値を解析する必要がある。

(2) 測定および解析方法

空気室内の圧力の測定のため、3個の圧力変換器が空気室天井下面に取り付けられた。また、空気室内の水位変動を測定するために2台の波高計が空気室内に設置されている。さらに、空気室前面の水位変動を測定するため、空気室の前方0.2mの位置に1台の波高計が設置された。この他、タービンのトルクと回転数が、トルク計 (ONOSOKKI, SS-200, 2 kgfm) および、回転計によって測定されている。また、発電された電圧や電流も、電力計 (HIOK I3164) によって測定している。既に述べたように、さらに2台の波高計によって入射波と反射波を測定している。こうしたセンサーからのデータは、増幅器を通して14チャンネルのデータレコーダに収録した。データは、不規則波の場合も規則波の場合にも、波の作用開始時から、400波分の作用時間の間収録している。こうして収録されたデータは、A/D変換した後ミニコンピュータ (DS 600) によって解析している。解析の対象としたのは、ほぼ定常となってから約100波分のデータである。

(3) 実験ケース

表-5 は、実験条件を示すものである。実験ケースは、

表-5 実験ケース

	Principle Cases	Additional Cases
Turbine	16-Blade	
Electric Load	24 V Battery	12, 36 V Battery Electric Resistance 0.1 Ω ~ ∞
Water Depth, $h$	1.6 m	$d_c=0.2\text{ m } (h=1.6\text{ m})$ $d_c=0.0\text{ m } (h=1.4\text{ m})$ $d_c=0.6\text{ m } (h=1.6\text{ m})$
Curtain Wall Depth, $d_c$	0.3 m	$d_c=0.2\text{ m } (h=1.2\text{ m})$ $d_c=0.1\text{ m } (h=1.1\text{ m})$ $d_c=0.0\text{ m } (h=1.0\text{ m})$





図-16 測定記録の例

主ケースと補助ケースに分けられる。主ケースでは、24 Vのバッテリーを発電機の負荷とし、水深が1.6mで、カーテンウォールの没水水深が0.3mである。補助のケースでは、発電機の負荷や、没水水深を変えて、それらの影響を検討している。

#### 4.2 実験結果

##### (1) 測定記録の例

図-16は、有義波周期  $T_{1/3}^*$  が4s、有義波高  $H_{1/3}$  が0.39mの場合の測定記録の例を示すものである。空気室前面の水位変動  $\eta_I + \eta_R$ 、空気室内の水位  $\eta$ 、圧力  $p^*$ 、タービントルク  $T_{qt}$ 、タービン回転数  $N$ 、発電出力  $W_g$  が示されている。入射波の不規則性により、前面の水位は不規則に変動し、空気室内の水位や圧力もそれに伴って変動している。ただし、空気室内の圧力は、ほぼ前面の水位と位相が一致している。空気室内の水位は、それらより  $90^\circ$  ほど位相が遅れている。タービンの回転数は0 rpm から徐々に増加し、500rpm 付近から急に上昇し、いわゆる高速回転領域に達している。これは、低速回転領域ではトルクがごく小さく、高速回転領域に入るとトルクが急増することに対応している。この高速回転領域に達するまでに必要な時間は、約100秒であった。一度高速回転領域に達すると、低速回転領域にもどることはなかった。これは、タービンの慣性モーメントが比較的高いこと、また、発電機側で消費するパワーが、700 rpm 以下ではごく小さいことによる。

タービンの回転数の変動周期は、約20~60秒で、一波一波というよりは、波の連の変動に応じて変動してい

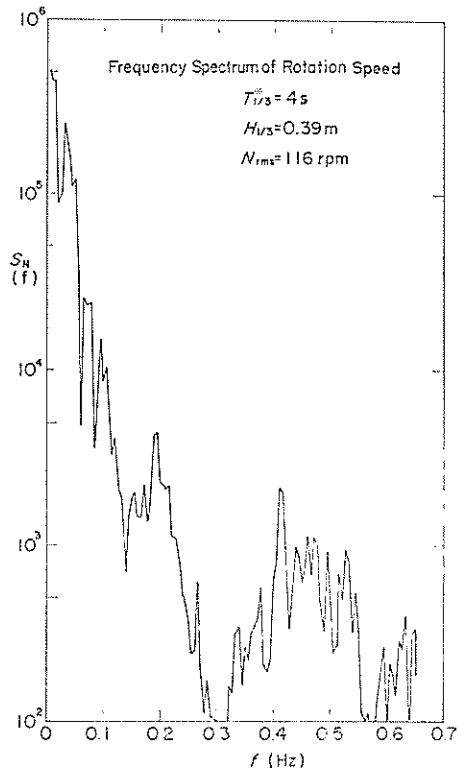


図-17 タービン回転数のスペクトル解析結果

る。トルクの変動は、回転数の変動にほぼ対応して変動し、その結果、発電出力の変動にも対応している。なお、ここで測定されたトルクは、タービン翼に発生する

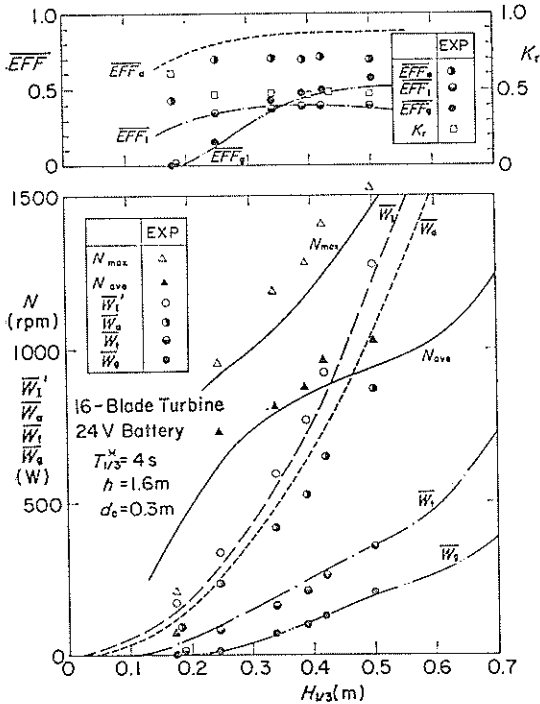


図-18(a) 波パワーの変換 ( $T_{1/3}^* = 4s$ )

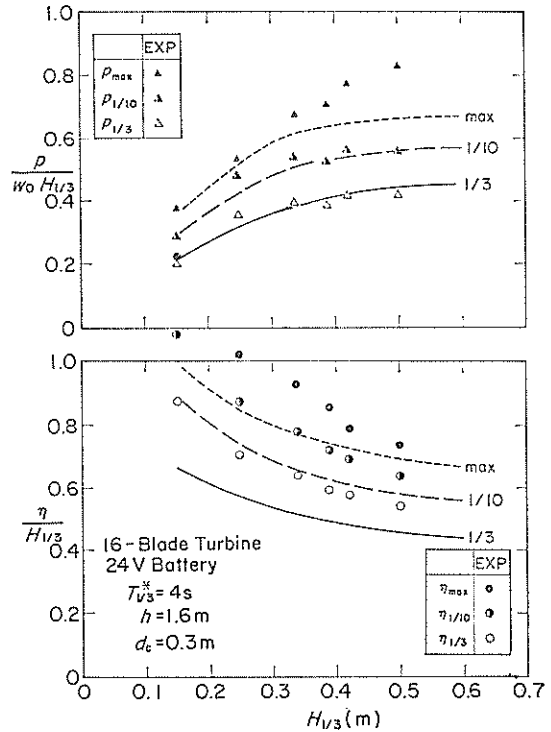


図-18(b) 空気室内の圧力と水位のピーク値 ( $T_{1/3}^* = 4s$ )

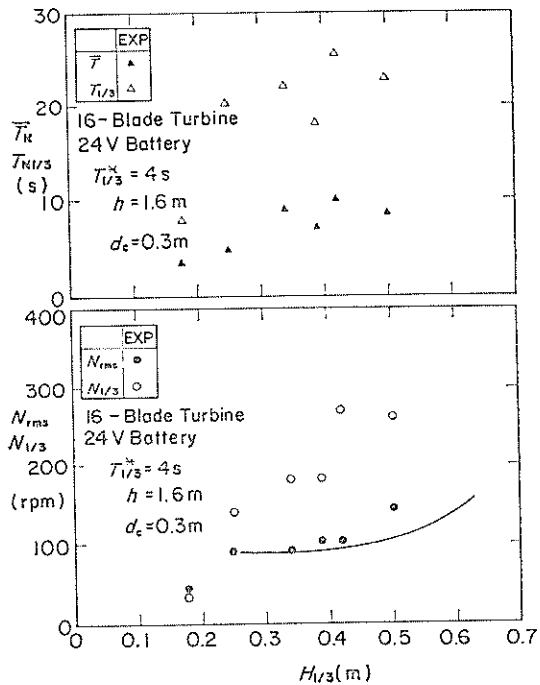


図-18(c) タービン回転数の変動

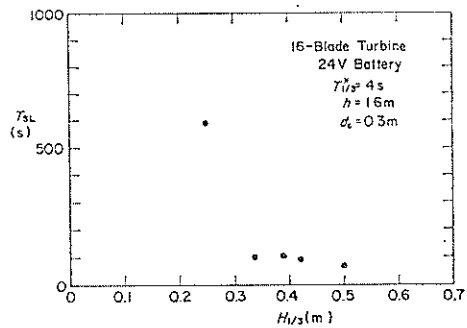


図-18(d) タービン起動に要する時間

トルクそのものではない。タービン翼の慣性モーメントは比較的大きく、タービン翼に発生するトルクの変動は、タービン自体の慣性モーメントによって平滑化され、発電機に伝達されており、このトルクが測定されている。

図-17 は、タービンの回転数の周波数スペクトルを示すものである。スペクトルは、0~0.25 Hz, 特に0~0.1Hzの低い周波数に高い密度がある。タービンの回転数は、波の連によって変化することがこの図から認めら

れる。一波一波の変動に対応する0.3~0.6 Hz のスペクトル密度は比較的小さい。タービンの回転数のアナログデータについて、平均値をゼロ線とみなしたゼロアップクロス解析を行った。この場合、その有義波周期は20秒程度である。

## (2) 有義波高による変化

図-18(a)は、 $T_{1/3}^* = 4$  s の場合の実験結果を示すものであり、横軸に有義波高をとって入射波パワー  $W_t$ 、空気パワー  $W_a$ 、タービンパワー  $W_t$ 、発電パワー  $W_g$  がプロットしてある。また、回転数の平均と最大も同時にプロットしている。さらに、上方の図に各段階での変換効率と反射率がプロットしてある。たとえば、有義波高が0.39mの場合、 $W_t$ 、 $W_a$ 、 $W_t$ 、そして  $W_g$  は、763, 524, 205, 97 W である。したがって、空気出力効率  $\overline{EFF}_a$  は0.69、タービン効率  $\overline{EFF}_t$  は0.39、発電機効率  $\overline{EFF}_g$  は0.47である。また、タービンの回転数の平均値と最大値は、876 rpm と1278 rpm である。波の反射率  $K_r$  は、0.46である。有義波高が0.2 m 以下では、タービンは高速回転領域には達せず、発電機効率やタービン効率が低い。有義波高が大きいときには、高速回転領域で回転し、タービン効率や発電機効率はほぼそれらのピーク値となっている。こうした結果は、設計の妥当性を示すものである。

図-18(b)は、空気室内の水位と圧力の変動を示すものである。横軸に有義波高をとり、水位のピーク値の $1/3$ 最大値  $\eta_{1/3}$ 、 $1/10$ 最大値  $\eta_{1/10}$ 、最大値  $\eta_{max}$  を有義波高で無次元化した値を示している。また、同様に、圧力の $1/3$ 最大値等についても無次元化して示している。 $\eta_{1/3}/H_{1/3}$ 、 $\eta_{1/10}/H_{1/3}$ 、 $\eta_{max}/H_{1/3}$  は有義波高とともに小さくなり、 $H_{1/3} = 0.39$  m では、それぞれ0.59, 0.72, 0.86となる。 $p_{1/3}/w_0 H_{1/3}$ 、 $p_{1/10}/w_0 H_{1/3}$ 、 $p_{max}/w_0 H_{1/3}$  は、有義波高とともに大きくなり、 $H_{1/3} = 0.39$  m では、0.38, 0.42, 0.71となる。

図-18(a), (b)に示す曲線は、3.(4)で説明した計算結果である。この計算結果と実験結果を比較するとき、以下の点に留意する必要がある。すなわち、

- ① 計算に用いたスペクトルは、標準スペクトルであり、ここでは、ブレットシユナイダー・光易型のものである。計算では、実現されたスペクトルを用いることも考えられるが、この計算の本来の目的は、システム設計時における運転の予測であり、ここでは、入射波を含めて予測値と実験結果を比較することになっている。ただし、入射波のスペクトルの違いが結果の差に影響することに留意する必要がある。
- ② 計算は、100波の波について行っている。したが

って、計算結果はその100波に対する値であり、別の波群や、波数が異なる場合には、異なった結果となる可能性がある。特に、最大値の変動性は大きいことに留意すべきである。

以上の点等を考慮して、実験結果と計算結果を比較すると、次の事項が指摘できる。

- ① 空気出力効率の実験値は計算値より低い。これは、スペクトル形状の違いと、空気室内の部材のL型鋼等によって発生した、渦によるエネルギーの損失によると考えられる。エネルギー損失率  $E_{loss}$  は、 $1 - K_r^2 - \overline{EFF}_a$  で求められ、ほぼ0.1程度である。
- ② タービン効率は、ほぼ設計値と実験値が一致している。
- ③ 発電機効率は、実験値の方がやや計算値より大きい。計算には、図-8で示した発電機の特性試験結果が用いられている。バッテリー負荷の場合、バッテリーの充電率等によって、その特性が多少変化するため、この差が生じていると考えられる。
- ④ 空気出力効率の実験値が計算値より低いにもかかわらず、最終的な発電出力の実験値は計算値に比較的良く一致している。これは、入射波のパワーと発電機効率における実験値と計算値との差によると思われる。
- ⑤ 空気室内の圧力ピーク値の実験値は、計算値に比較的良く一致している。しかしながら、水位ピーク値の実験値は、計算値より全体的に大きい。ただし、有義波高に対する変化の傾向は一致している。これは、周期が長く、水深が浅いことによる入射波の波形の非線形性により、波の壱が谷よりかなり大きくなることによると思われる。
- ⑥ 以上、①~⑤の事項は、実験のほぼ全ケースに共通して認められている。

図-18(c)は、タービン回転数の変動性を示すものである。タービン回転数の時系列データのゼロアップクロス解析によって求められた、 $1/3$ 最大全振幅  $N_{1/3}$ 、 $1/3$ 最大周期  $T_{N1/3}$ 、平均周期  $\bar{T}_N$  がプロットされている。また、回転数の rms 値  $N_{rms}$  もプロットしている。 $\bar{T}_N$  と  $T_{N1/3}$  は、それぞれ、5~10 s、18~25 s の範囲となり、有義波高の増大とともに増大する傾向にある。 $N_{1/3}$  の値も、有義波高の増大とともに増大し、 $H_{1/3} = 0.39$  m では200 rpm 程度である。 $N_{rms}$  の値も、波高とともにやや増加する。しかし、 $H_{1/3}$  が0.25~0.45 m では、100 rpm 程度でほぼ一定である。 $N_{rms}$  の値については、計算値も示している。計算値は実験値によく一致している。

図-18(d)は、タービンが高速回転領域に達するまでの

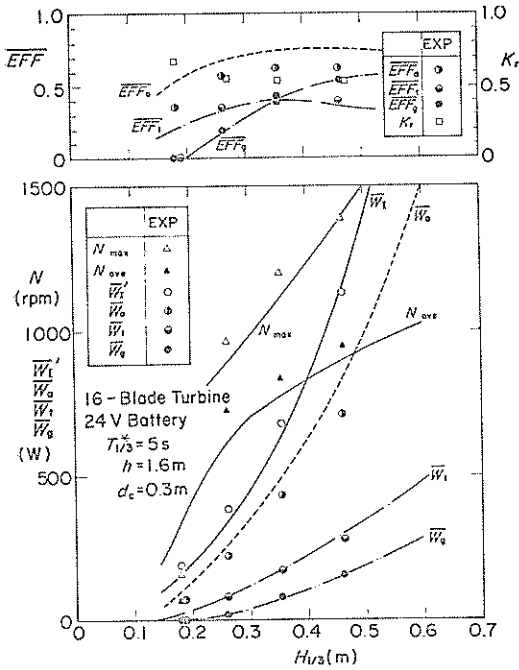


図-19 波パワーの変換 ( $T_{1/3}^* = 5s$ )

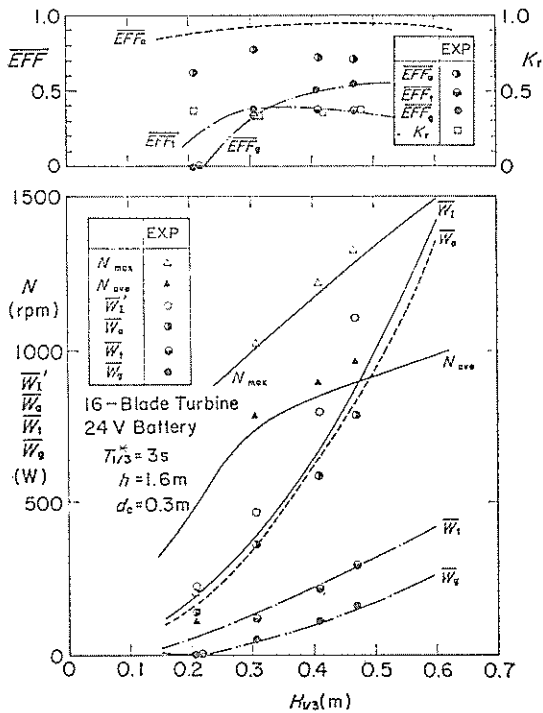


図-20 波パワーの変換 ( $T_{1/3}^* = 3s$ )

時間  $T_{SL}$  を示すものである。 $H_{1/3}$  が 0.25m では、600s 必要であるが、 $H_{1/3} = 0.33m$  以上では、ほぼ 100s 必要となっている。

(3) 周期による変化

図-19 は、 $T_{1/3}^* = 5s$  の場合の実験結果である。図-18 (a) の  $T_{1/3}^* = 4s$  の場合に比して、空気出力効率は低く、反射率も高い。しかしながら、タービン効率や発電機効率はほぼ同じであり、また、入射波パワーが大きいため、発電出力は同程度となっている。

図-20 は、 $T_{1/3}^* = 3s$  の場合の実験結果である。図-18 (a) の  $T_{1/3}^* = 4s$  の場合に比して、空気出力は高く、反射率は小さい。しかしながら、タービン効率や発電機効率は同じである。ただし、入射波パワーが小さいので発電出力は小さい。このように、周期が異なる場合でも、タービンや発電機の効率はこのほぼ最大値となっており、設計が妥当であることを示している。

(4) カーテンウォールの没水水深および水深の影響

カーテンウォールの没水水深  $d_c$  が浅くなれば、この壁による反射波が小さくなり、またこの壁の下端での渦の発生によるエネルギー損失が小さくなる。したがって、空気出力効率は大きくなる。ただし、没水水深が浅すぎると、波面がこの壁の下端以下となり、空気パワーがここから大気へ開放される。この空気もれによって、タービン出力が低下し、見掛上タービン効率が低下する。

図-21(a) は、没水水深を変えた場合の、空気出力効率やタービン効率の実験結果をプロットしたものである。空気出力効率は、 $d_c$  が小さくなるほど大きくなり、タービン効率は、わずかに大きくなる。図には、空気室内の圧力と水位のピーク値の  $1/10$  最大値、 $p_{1/10}$  と  $\eta_{1/10}$  もプロットしている。 $p_{1/10}$  や  $\eta_{1/10}$  は、 $d_c$  が浅いほど、わずかに大きくなる傾向を示している。

図-21(b) は、同様な図であり、水深を変えることによって没水水深を変えた場合の実験結果である。図-21(a) とほぼ同様の結果が得られている。ただし、 $d_c = 0.2m$  以下では、空気室が大気へ開放されるためにタービン効率がかなり低下している。 $\eta_{1/10}$  や  $p_{1/10}$  は、 $d_c$  が小さくなるほど大きくなる傾向を示すが、 $d_c = 0$  においては、 $p_{1/10}$  は逆に小さくなっている。図-21(a), (b) に示された曲線は、計算結果である。計算値は、 $d_c$  の変化に対してはあまり変化しない。ただし、 $d_c$  が 0 とごく小さいときには他の場合と大きく異なっている。計算結果は、全体的には実験結果に一致している。

(5) 電気負荷の影響

発電機の負荷は、24V のバッテリーを標準としている

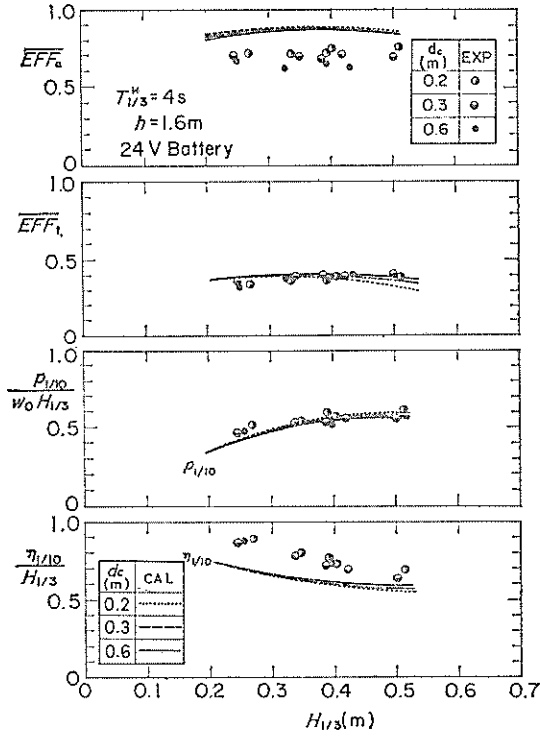


図-21(a) カーテンウォール没水水深による効率と空気室内の圧力の変化 ( $h=1.6\text{m}$ )

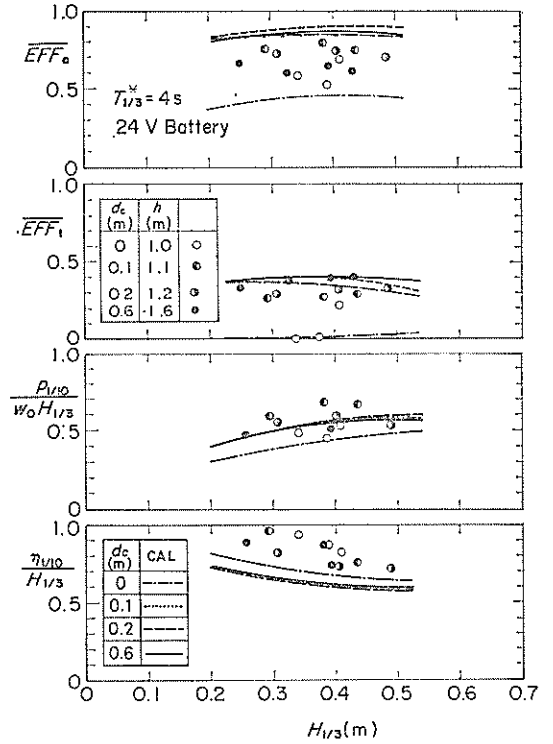


図-21(b) 水深の変化による効率と空気室内の圧力の変化

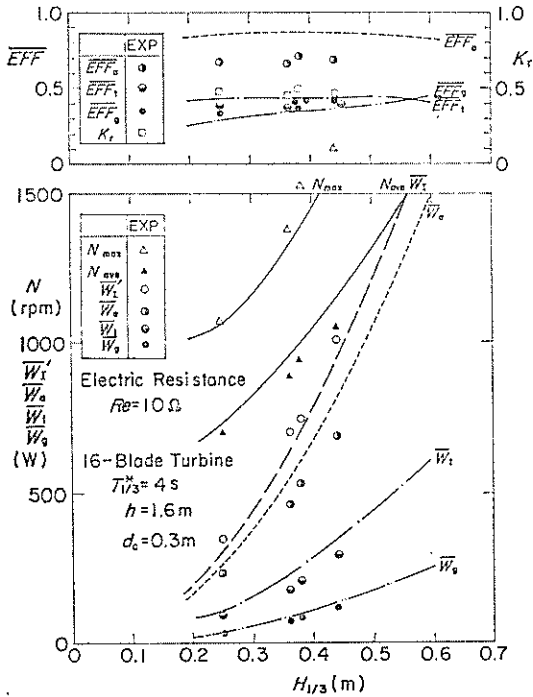


図-22 波パワーの変換 ( $R_e=10\Omega$ )

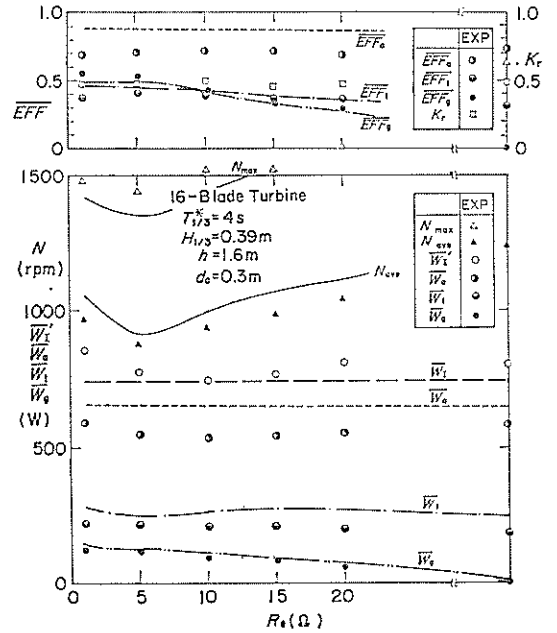


図-23 波パワーの変換におよぼす電気抵抗値の影響

が、その負荷を変えれば、タービンの回転数や発電出力が変化する。図-22は、発電機に $10\Omega$ の抵抗を接続した場合の実験結果を示すものである。 $10\Omega$ の抵抗は $24V$ バッテリーに比して、電気負荷は小さく、タービン回転数は $24V$ の場合よりやや大きい。しかし、空気出力効率やタービン効率はほとんど同じである。ただし、発電機効率はやや小さく、発電パワーも小さい。

図-23は、電気負荷による変化を調べたものである。横軸は電気抵抗の値で、 $T_{1/3}=4s$ 、 $H_{1/3}=0.39m$ の場合の実験結果をプロットしている。タービン回転数は、 $5\Omega$ のときに最小となり、タービン効率も最大となる。ただし、その変化は小さい。発電機効率は、やや変化が大きく、 $1\Omega$ 付近で最大となる。これらの傾向は、図-9(b)に示した各負荷における発電機の特徴からも予想できることであり、実験結果は計算結果に比較的よく一致している。

図-24は、バッテリー負荷の値を変えた場合の実験結果をプロットしたものである。タービンの回転数と発電出力は、バッテリー負荷の値によって変化する。また、発電機の効率も変化する。ただし、タービン効率の変化は小さい。実験値は、計算値に全体としては一致しているが、バッテリーの電圧 $E$ が $12V$ のとき、回転数の実験値は計算値より小さい。これは、空気パワーの実験値が計算値より小さく、この空気出力の差によって、タ

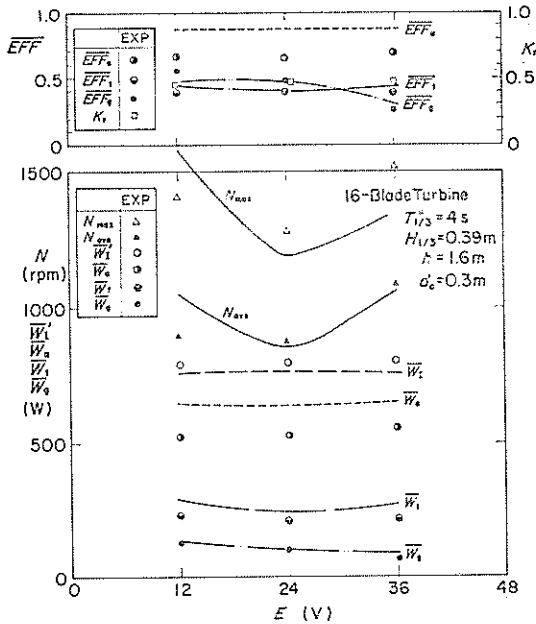


図-24 波パワーの変換におよぼすバッテリー電圧の影響

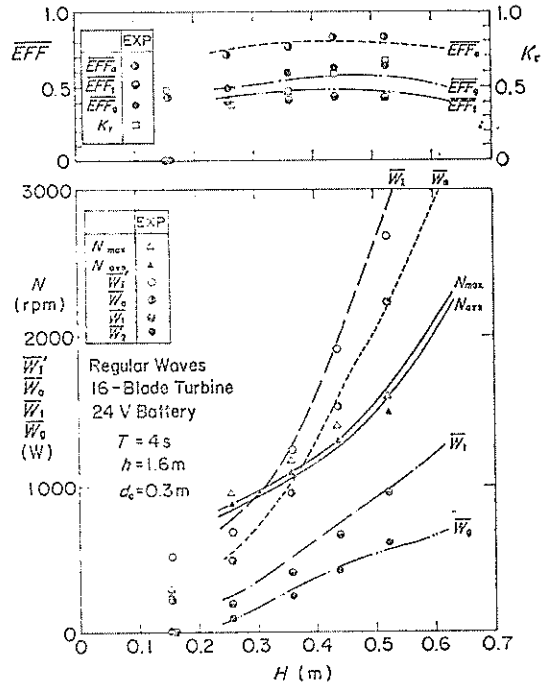


図-25 波パワーの変換 (規則波)

ービンの回転数が大きく異なってくるためである。図-9(a)の $E=12V$ の場合、回転数が $800rpm$ 以上では、発電機側の全トルク $T_{q0}$ はほぼ一定であり、タービン側の出力が多少異なると回転数が大きく変化する。

図-23と24でわかるように、発電機の負荷によって出力がある程度変化する。したがって、発電機の負荷を含めた全体のシステムの設計が重要であることを再確認できる。ただし、今回の実験の範囲では、負荷の変化によるタービン効率の変化は、比較的小さい。

#### (6) 規則波

これまで述べた結果は、不規則波に対するものである。実験は、規則波でも行っている。図-25は、周期 $T=4s$ の場合の実験結果である。不規則波の有義波高と規則波の波高が等しいとき、不規則波の場合より規則波の入射波パワーは大きい。このため、発電出力は大きい。タービンの回転数は非常に定常であり、変換効率も不規則波の場合より高い。これらは、波の規則性によると考えられる。

波が規則波の場合についても、合田の入射波分離計算法によって入射波を算定した。入射波の波パワーは、入射波のスペクトルより求めている。また、入射波高も、 $H=\sqrt{4m_0}$ の関係から決定している。ただし $m_0$ は

スペクトルの面積である。実験波が規則波であり、また波高計が模型に比較的近かったため、入反射波の分離計算における誤差が大きい可能性がある。実験結果の反射率と空気出力効率から求めたエネルギー損失率  $E_{loss}$  は、負の値となってしまっている。したがって、実験時の入射波パワーが算定値よりやや大きく、空気出力効率が実際にはやや小さかったとも考えられる。図には、規則波に対する計算結果も示されているが、実験結果とよく一致している。ただし、実際には、実験時の入射パワーがこの図にプロットされているより大きく、空気出力効率が計算値より小さいとも考えられる。

## 5. 保護対策装置の設計と実験

波エネルギー変換装置の保護対策装置として、三つの弁を考えた。すなわち、空気流調整弁、圧抜弁、そして緊急開閉弁である。バッテリーやその他の電気回路等に対しても保護装置が必要であるが、ここでは検討していない。写真-6は、空気室上に設置された保護対策装置である。本章では、試作された三つの保護対策装置の基本特性について、実験的に検討する。

### 5.1 空気流調整弁

#### (1) 設計

空気流調整弁は、波パワーから変換された空気パワーを、大気へ開放する別の開口部である。したがって、この弁によってタービンへの空気パワーを調整することが

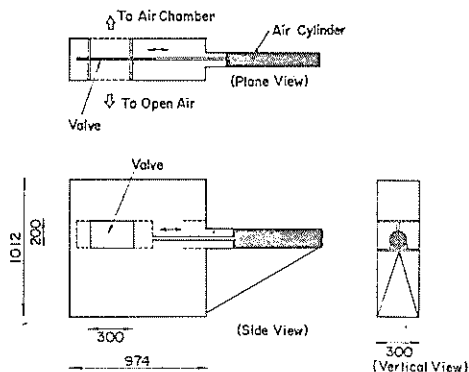


図-26 空気流調整弁

できる。この弁の能力は、その開口部面積  $A_{aru}$  によって決められる。弁の開口率  $s_{aru}$  は、空気室面積に対する開口部面積の割合である。

図-26 は、ここで試作された空気流調整弁である。この弁は、スライド弁であり、遮断板を空気圧シリンダーによって移動させ開口率を変化させることができる。開口部が全開の場合には、 $0.06\text{m}^2$  の開口面積となる。図-27 は、空気圧シリンダーを駆動させる圧縮空気のフロー図である。空気圧シリンダー (TACO-JSC 2 LB-80 B 400) は、複動型で直径が  $80\text{mm}$ 、ストロークが  $400\text{mm}$  のものである。シリンダーの位置は、ポテンシオメーターで検出し、入力電圧信号によって制御することができる。シリ

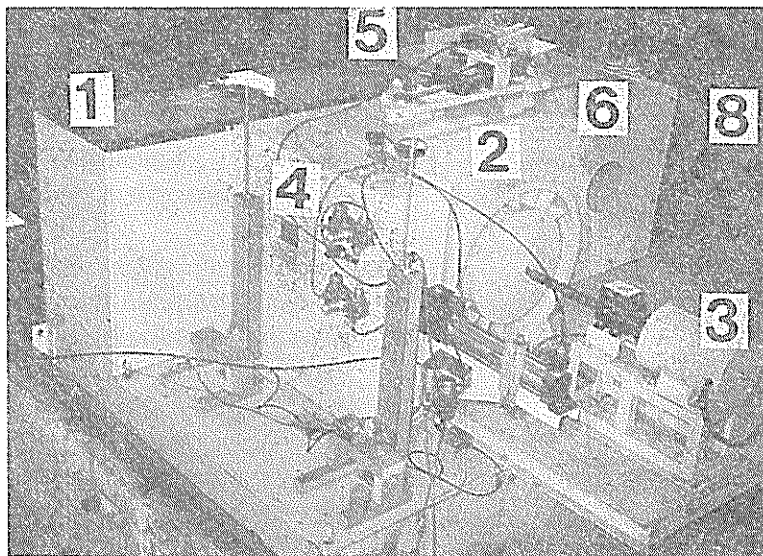


写真-6 保護対策装置

- (1. 空気室, 2. ウェルズタービン, 3. 発電機, 4. 空気流調整弁, 5. 圧抜弁, 6. 緊急開閉弁, 8. バッテリーと電気抵抗)

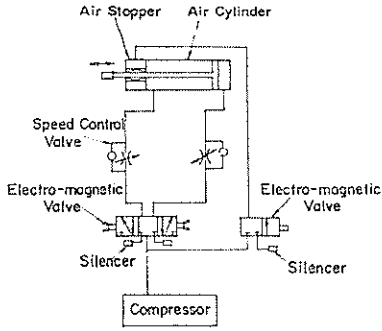


図-27 空気流調整弁の空気圧シリンダーへの圧縮空気の供給回路

ンダーには、与えられた所定の位置で停止するためのブレーキ装置も設けられている。シリンダーに圧縮空気を供給するのは、容量65ℓのコンプレッサー（TOSCON-CS 17P6）であり、圧縮空気圧は、8~10 kgf/cm<sup>2</sup>である。

空気流調整弁の開口率の制御方法には、その目的によって以下の二とおりがある。

- ① 長期制御：これは、タービンの回転数や発電出力をある所定の値以下にするため、有義波高のレベルに応じて制御する方法である。たとえば、1時間の波の有義波高や、1時間の平均回転数や平均発電出力に応じて開口率を変化させる。
- ② 短期制御：これは、タービン回転数や発電出力の平滑化を目的としたものである。したがって、波の連の変化に応じた制御を行う。この制御は實際上簡単ではなく、またこの制御に消費されるエネルギーも無視できない。後にも述べるように、現地のウェルズタービンは、通常慣性モーメントが大きく、こうした平滑化はあまり必要でないことにも留意すべきである。

試作された空気流調整弁の予備的な試験で、スライド弁の動きが滑かでないことが明らかとなった。その理由の一つは、シリンダーによる力が大きすぎることである。遮断板の移動には、大きな力は必要でない。400mm程度のストロークがあり、かつ直径がごく小さくて作動力が小さいシリンダーを用いるべきである。もう一つの理由は、このシリンダーが、シリンダー軸が一方のみにあるシングルエンドシリンダー型であることである。すなわち、空気圧が作用する面積が、シリンダー軸がある側とない側で異なり、シリンダーへの空気流が停止した時点でも、シリンダー軸のある側への力が残るからである。ダブルエンドシリンダーを用いれば、ブレーキシ

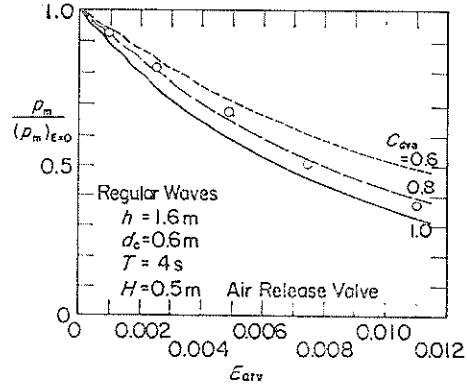


図-28 空気流調整弁の開口率による空気室内の圧力の変化

ステムがなくても滑らかに動き、かつ所定の位置に停止できると考えられる。

(2) 実験方法

実験に用いた空気流調整弁の開口率は、0.0025, 0.005, 0.011の三つである。弁の開口率は、それぞれのケースの波の作用の間、一定に保たれている。すなわち、この場合の制御は、長期制御に相当する。実験波は、 $T_{1/3} = 4s$ の不規則波と、 $T = 4s$ の規則波である。模型は、主ケースの場合の形状である。なお、発電実験の前に、空気流調整弁の縮流係数の概略値を求める実験も行った。

(3) 実験結果

図-28は、空気流調整弁の開口率に対する、空気圧のピーク値の変化を示したもので、規則波の場合の実験結果である。空気圧のピーク値は、当然開口率の増大とともに低下する。図中の曲線は、弁の縮流係数  $c_{ava}$  を仮定して計算した結果である。 $c_{ava}$  が0.8程度が最も良く実験値と一致するようである。この値は、通常のオリフィスとノズルに対する値の中間の値である。弁の縮流係数の正確な値は、風洞装置による定常空気流試験によって求める必要がある。ただし、ここでは、 $c_{ava} = 0.8$  によって以後の計算を行い、実験値と比較している。

図-29(a)は、空気流調整弁がある場合の実験結果である。弁の開口率  $\epsilon_{arv}$  は0.005に保たれていた。タービン回転数やタービンパワー、発電パワーは、図-18(a)の弁がない場合に比べ低下する。図-29(a)における  $H_{1/3} = 0.5m$  のときのタービンパワー等は、図-18(a)における  $H_{1/3} = 0.35m$  のときの値にはほぼ等しい。空気パワーも、タービンと弁による合計の開口率が大きくなるため、小さくなる。計算結果と実験結果は、図-18の場合とほぼ同様に一致している。



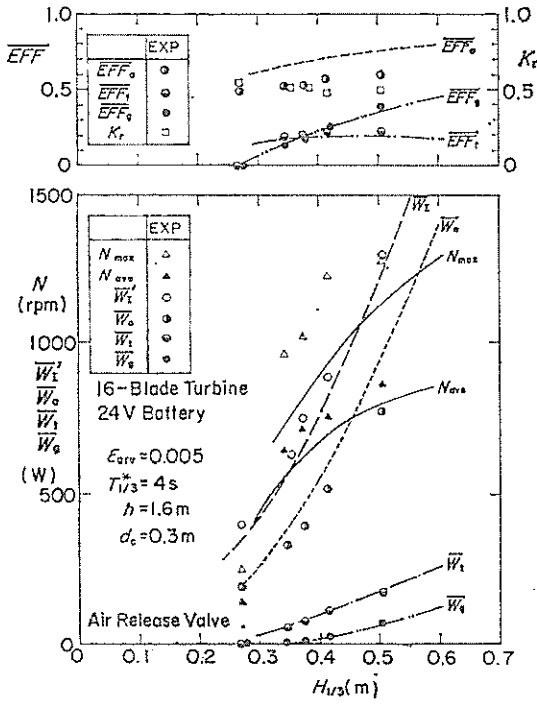


図-29(a) 波パワーの変換 (空気流調整弁)

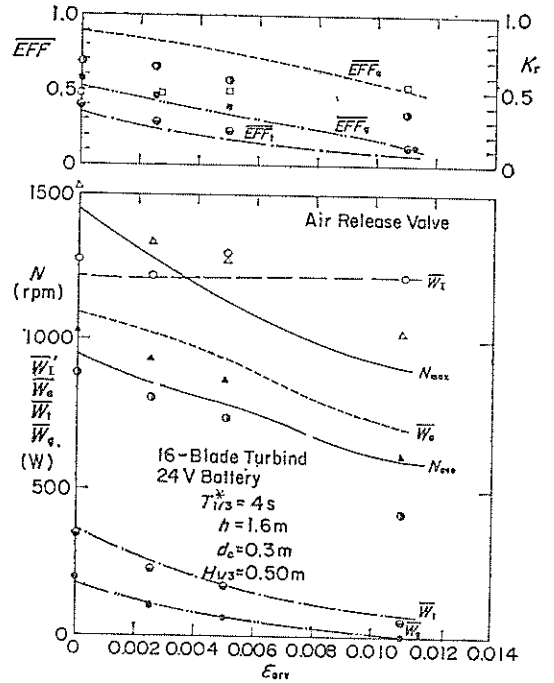


図-30(a) 波パワーの変換におよぼす空気流調整弁の開口率の影響

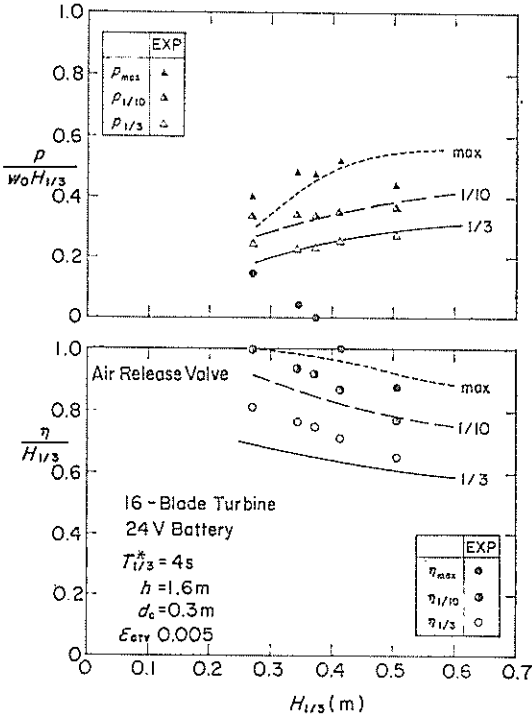


図-29(b) 空気室内の圧力と水位のピーク値 (空気流調整弁)

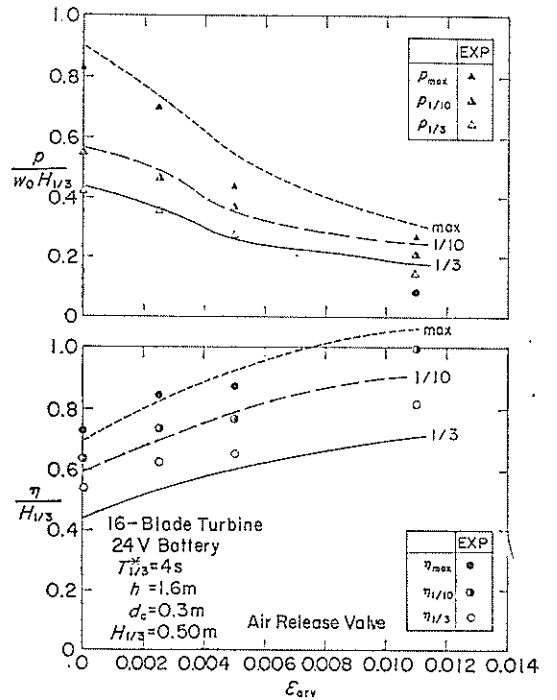


図-30(b) 空気室内の圧力と水位におよぼす空気流調整弁の開口率の影響

図-29(b)は、空気流調整弁のある場合の空気室内の圧力と水位のピーク値を示すものである。図-18(b)の弁のない場合に比べ、圧力は小さくなり、水位は大きくなっている、実験結果と計算結果は、図-18(b)の場合と同程度の一致度を示している。

図-30(a)は、有義波高が0.5mの場合の空気流調整弁の効果を、横軸に開口率  $\epsilon_{aru}$  をとって示している。空気パワー、タービンパワー、発電パワー等は、開口率の増加に応じてすべて減少している。たとえば、発電パワーは、 $\epsilon_{aru}=0.0025$  のとき約  $\frac{1}{2}$ 、 $\epsilon_{aru}=0.005$  のとき約  $\frac{1}{3}$ 、 $\epsilon_{aru}=0.011$  のとき0となる。

図-30(b)は、空気室内の圧力と水位のピーク値を、横軸に開口率  $\epsilon_{aru}$  をとって示したものである。開口率が大きいほど、圧力のピーク値は小さく、水位のピーク値は大きい。たとえば、 $\epsilon_{aru}=0.005$  のとき、弁がない場合に比べ圧力のピーク値は65%になり、水位のピーク値は120%になる。すなわち、空気流調整弁によって圧力の低減ははかれるが、水位の上昇に注意する必要がある。

### 5.2 圧抜弁

#### (1) 設計

圧抜弁は、空気室内の圧力を減じるための開口部である。空気流調整弁と同様、圧抜弁は空気流を逃がす開口部であるが、圧力に応じて作動する。圧抜弁には、正圧用と負圧用の二つがある。図-31は、負圧用の圧抜弁を示すものである。圧抜弁は、弁の自重と空気圧による力との差によって作動する。圧抜弁の特性は、その開口率  $A_{prv}$  と作動限界圧力  $p_{prv}$  によって表される。作動限界圧力は、弁が作動しはじめる時の空気圧力であり、弁を閉じようとする力を開口部面積で除した値に等しい。弁を閉じようとする力は、弁の重量の調整によって変えることができる。実験では作動限界圧力として、0, 108, 181 kgf/m<sup>2</sup> が用いられた。弁の開口部の面積は、0.276 (0.184×0.15)m<sup>2</sup> であり、開口率  $\epsilon_{prv}$  は0.005で、ター

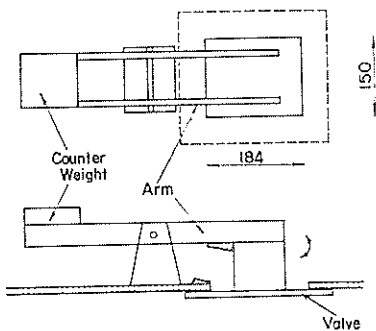


図-31 圧抜弁（負圧用）

ビンの等価ノズル開口率にほぼ等しい。

一般に、弁の開口率と作動限界圧力は、以下のように弁の使用目的によって異なる。

- ① 空気室やタービンの過大空気圧からの保護：これは、圧抜弁の本来の目的である。この場合には、作動限界圧力は、比較的大きく、開口率も大きくする必要がある。
- ② 空気流の調整：圧抜弁は、5.1で述べた空気流調整弁としても用いることができる。すなわち、タービン回転数や発電出力をある所定の値以下に保つために用いることができる。開口率や作動限界圧力は、回転数や発電出力のレベルによって異なる。

なお、この圧抜弁の開口率は、弁の開口高さによって変化することに留意すべきである。開口部中心における弁板の高さ  $\zeta_h$  によって実質的な開口面積が変化し、その面積  $A_{prvh}$  は

$$A_{prvh} = \begin{cases} 0.668 \text{ m} \times \zeta_h & : \zeta_h < 0.041 \text{ m} \\ = A_{prv} & : \zeta_h \geq 0.041 \text{ m} \end{cases} \quad \dots\dots(2)$$

と一応あらわされる。これは、弁板が  $\zeta_h$  まで開いたときの弁板の4辺における開口面積から求めている。 $\zeta_h$  が0.041m以上では、弁の開口面積が  $A_{prvh}$  に等しいと考えられる。なお、0.668mは、開口部の周長であり、この値と0.041mとの積は開口部の面積に等しい。

#### (2) 実験方法

実験では、弁の作動限界圧力  $p_{prv}$  を、0, 108, 181 kgf/m<sup>2</sup> の3通りに変えている。ただし、 $p_{prv}$  が0のときには、正圧力の弁を全開とし、負圧用の弁を閉じている、たとえば、有義波高  $H_{1/3}$  が0.45mの場合、 $p_{1/3}$  の計算値は190 kgf/m<sup>2</sup> であり、 $p_{prv}=181$  kgf/m<sup>2</sup> に近い値である。模型の条件は、主ケースの条件と同様であるが、他の水深やカーテンウォールの没水深  $d_c$  についても、比較のために追加している。実験は不規則波で行

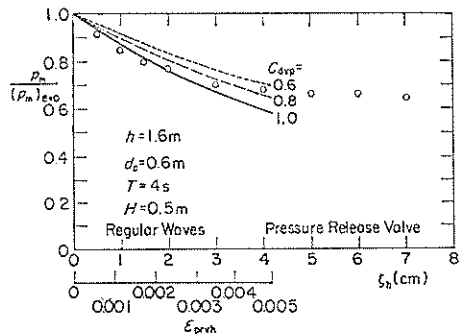


図-32 圧抜弁の弁板の開口高さによる空気室内の圧力の変化

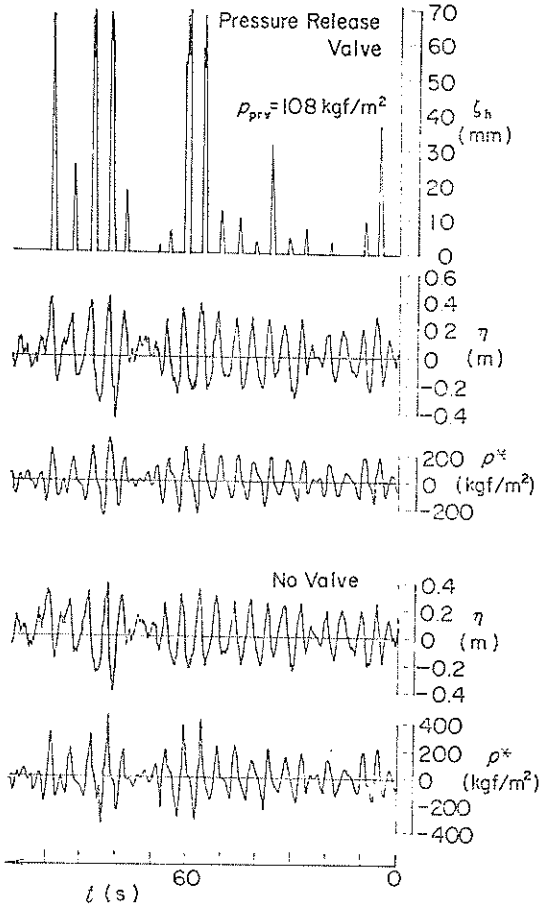


図-33 測定記録の例 (圧抜弁)

った。ただし、弁の縮流係数を決定するため、規則波による実験も行っている。

(3) 実験結果

図-32 は、規則波の実験結果で、圧抜弁による空気室内の圧力のピーク値の低減を示すものである。ただし、圧抜弁は、正圧用のものだけを用い、その弁の高さ  $\zeta_h$  を変化させている。空気室内の圧力のピーク値は、弁の高さの増加とともに減少している、ただし、 $\zeta_h = 0.041 \text{ m}$  以上では、その変化は小さい。これは、式(2)で示した実質的な開口面積の考え方が妥当であることを示している。図中の曲線は、縮流係数  $c_{dvp}$  を仮定して計算した結果である。実験値と計算値が一致する  $c_{dvp}$  の値は、 $\zeta_h$  とともに変化している。ただし、ここでは平均的な値、0.8を以後の計算に用いることにした。

図-33 は、実験で得たアナログデータの例を示している。圧抜弁がある場合の空気室内の水位  $\eta$ 、圧力  $p^*$ 、

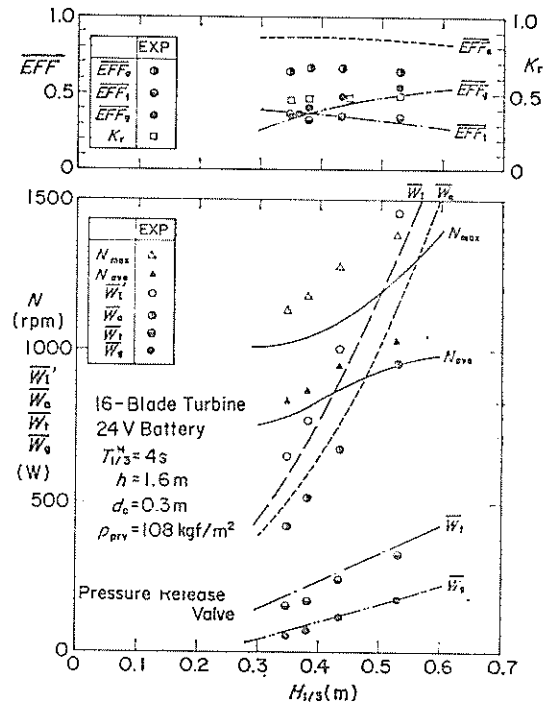


図-34(a) 波パワーの変換 (圧抜弁)

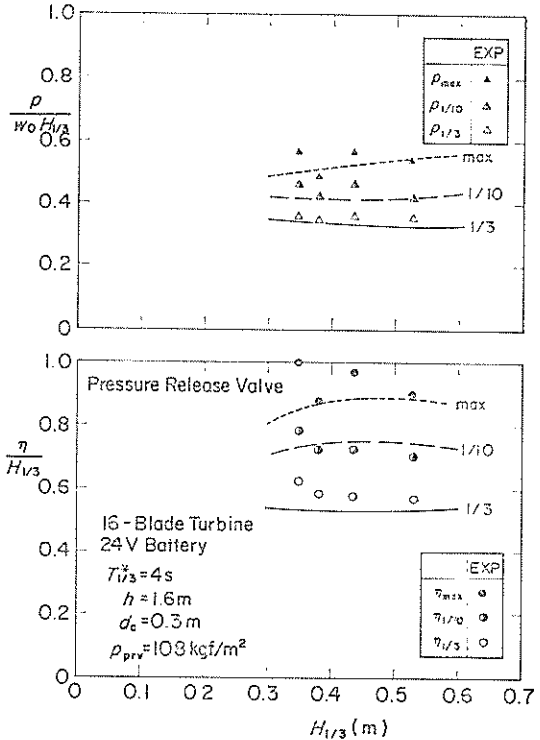


図-34(b) 空気室内の圧力と水位のピーク値 (圧抜弁)

弁の高さ  $z_b$ , および弁がない場合の空気室内の水位と圧力が示されている。圧抜弁は、空気圧が作動限界圧力  $p_{prv} = 108 \text{ kgf/m}^2$  を越えると作動する。図に示すうちで最大の圧力のピーク値は、 $t = 80 \text{ s}$  付近で発生している。弁がある場合のそのピーク時の圧力は、弁がない場合より低下しており、水位は増大しているのがわかる。図-34(a)は、圧抜弁がある場合の発電実験結果を示している。この場合の作動限界圧力は、 $108 \text{ kgf/m}^2$  である。図-18(a)の圧抜弁がない場合に比して、発電パワーはやや小さくなっている。実験結果と計算結果の一致度は、図-18(a)のときと同様である。

図-34(b)は、圧抜弁がある場合の空気室の圧力と水位のピーク値を示すものである。図-18(b)の弁がない場合に比べ、やはり圧力は小さく水位は大きい。ただし、その差は波高が大きい場合の  $1/10$  最大値や最大値が大きい。圧抜弁は、作動限界圧力より大きな空気圧の場合に効果があるのであり、この結果は当然である。実験結果は、図-18(b)の場合と同程度に、計算結果と一致している。

図-35(a)は、 $H_{1/3} = 0.37 \text{ m}$  で作動限界圧力  $p_{prv}$  を変えた場合の結果であり、各出力を示すものである。図-35(b)には、空気室内の圧力や水位のピーク値を示してい

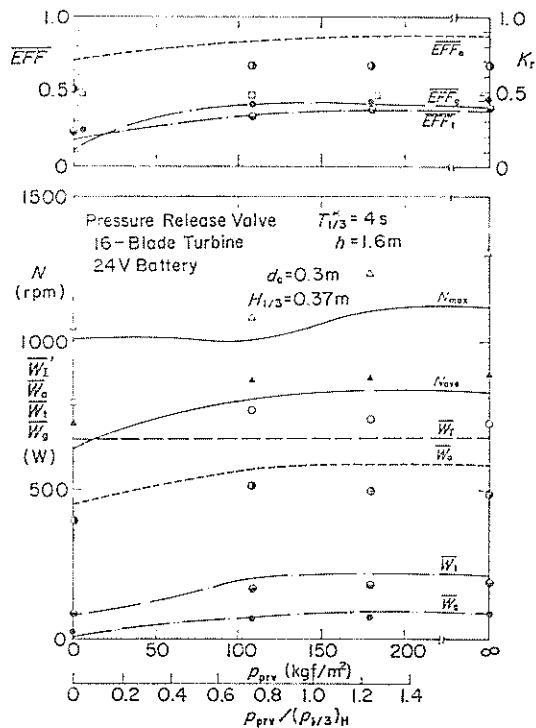


図-35(a) 波パワーの変換におよぼす圧抜弁の作動限界圧力の影響

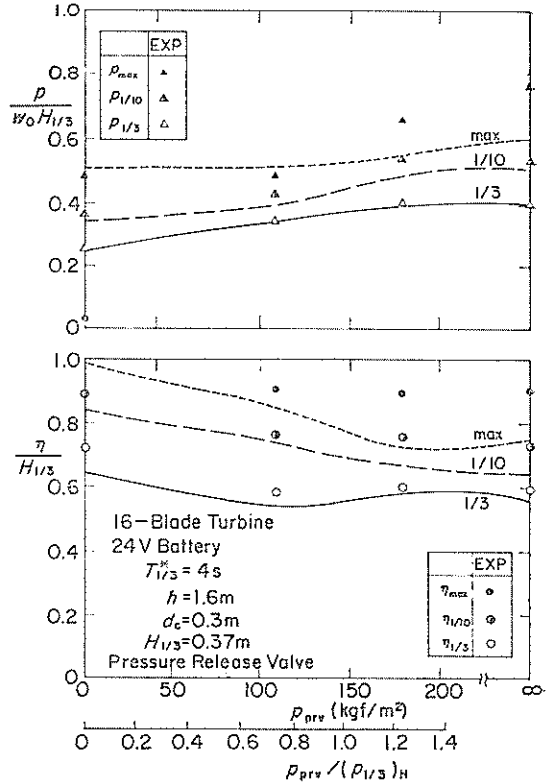


図-35(b) 空気室内の圧力と水位におよぼす圧抜弁の作動限界圧力の影響

る。 $H_{1/3} = 0.37 \text{ m}$  で弁がない場合、空気室内の圧力の最大、 $1/10$ 最大、そして  $1/3$ 最大ピーク値は、それぞれ 287, 198, 148  $\text{kgf/m}^2$  である。これらの値は、作動限界圧力との比較で重要である。図には、作動限界圧力を  $H_{1/3} = 0.37 \text{ m}$  での圧力の  $1/3$ 最大ピーク値  $(p_{1/3})_H$  で無次元化して横軸に示している。タービンパワーや発電パワー、あるいはタービン回転数は、 $p_{prv} / (p_{1/3})_H$  が 1.0 以下となると、弁がないときとの差が明かとなっている。また、空気室内の圧力や水位の  $1/3$ 最大値も、 $p_{prv} / (p_{1/3})_H$  が 1.0 以下で差が明らかとなる。ただし、 $1/10$ 最大値や最大値については、 $p_{prv} / (p_{1/3})_H$  が 1.0 より大きいところでも差が認められるようである。なお、同様な結果が、 $H_{1/3} = 0.51 \text{ m}$ ,  $d_c = 0.2 \text{ m}$  の場合についても得られている。

### 5.3 緊急開閉弁

#### (1) 設計

非常に激しい大波浪時には、空気流調整弁や圧抜弁での制御が不可能となり、タービン回転数が許容値以上と

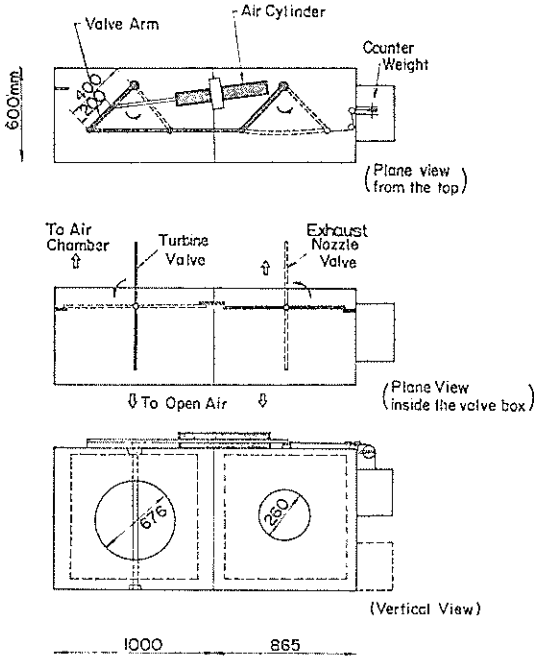


図-36 緊急開閉弁

なったり、またタービン開口部から海水が侵入する危険性がある。さらに、発電機等の電気回路等に異常の発生することも考えられる。緊急開閉弁は、こうした場合にタービン開口部を閉じ、別のノズル開口部を開くものである。

緊急開閉弁は、2つの弁を含む。それは、図-36に示すタービン弁と排気ノズル弁である。これらは、弁箱の上部に設置した空気圧シリンダーと重錘によって作動する。通常は、タービン開口部を開き、排気ノズルを閉じ



写真-7 水位感知器

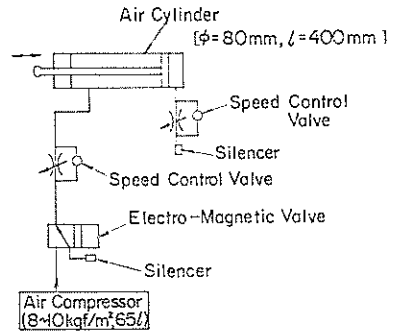


図-37 緊急開閉弁の空気圧シリンダーへの圧縮空気の供給回路

ている。この状態を以後常時位置と称する。もし、写真-7に示す水位感知器の位置まで空気室内の水位が上昇したり、電源が遮断したときには、空気圧シリンダーの圧縮空気がぬけ、重錘の重力によって排気ノズルが開き、タービン開口部が閉じられる。この状態を異常時位置と称する。この装置にはリセットボタンが設けられており、簡単に常時位置に復帰できる。空気圧シリンダー (CKD-SCA 2 TC-80 B 400) は、最大ストロークが400mm 直径が80mmの複動型である。圧縮空気は、空気流調整弁と同じ圧縮機から供給されている。図-37は、空気圧シリンダーへの圧縮空気の供給回路図である。圧縮空気の圧力は、通常8~10kgf/cm<sup>2</sup>であり、平均的に9kgf/cm<sup>2</sup>である。空気圧シリンダーの力および重錘の重力は、弁箱上部の回転アームを通じて弁に伝えられている。回転アームの長さは400mmであり、その中央にシリンダー軸が結合されている。また、回転アームの先端に、重錘からのケーブルが接続されている。排気ノズルの開口率は0.005である。

弁は、空気圧シリンダーによる  $63.9\text{kgfm} (=9\text{kgf/cm}^2 \times 50.2\text{cm}^2 \times 0.2 \sin 45^\circ)$  のモーメントによって常時位置に固定されている。ただし、重錘によるモーメントが逆に作動していることを留意する必要がある。重錘の重量が100kgfのとき、重錘によるモーメントは、 $28.3\text{kgfm} (100\text{kgf} \times 0.4 \sin 45^\circ)$  となり、弁を閉じようとしているモーメント  $M_{em}$  は、 $35.6\text{kgfm}$  となる。一方、空気圧シリンダーの圧力が減少したとき  $M_{em}$  は負となり、重錘が弁を異常時位置に引張る。異常時位置では、重錘の重力によるモーメントが作用し、重錘が100kgfのとき  $M_{em}$  は  $-28.3\text{kgfm}$  となる。すなわち、このモーメントの絶対値でタービン開口部を閉じようとしているのである。

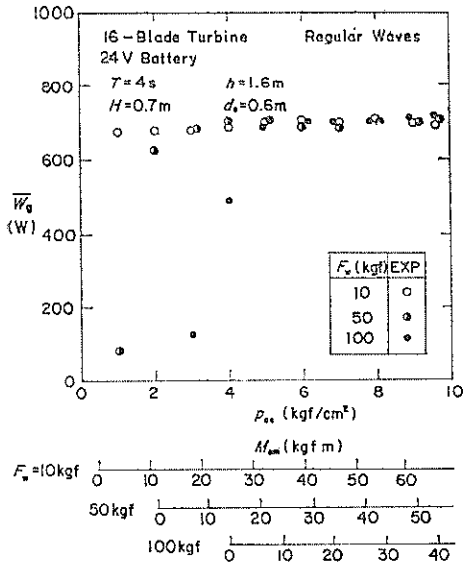


図-38 弁を閉じるモーメントと発電パワー (緊急開閉弁)

弁を閉じようとするモーメント  $M_{em}$  の値は、実験時に重錘重量や圧縮空気圧を変えることによって変えることができるようにした。ただし、一応設計値を35.6kgfmと決めている。すなわち、常時位置を対象とし、排気弁の弁板の片側に作用する空気圧によって弁が開かれようとするかと仮定し、 $M_{em}=1.0 w_0 H \ell_{em} A_{em}/2$  の式から算定した。ここに、 $\ell_{em}$  は空気圧によるモーメントの腕の長さ、 $A_{em}/2$  は、弁板の半分の面積である。計算に用いた、 $H, \ell_{em}, A_{em}/2$  の値は 1.0m, 0.165m, 0.224m<sup>2</sup> である。なお、 $M_{em}$  の絶対値は、常時位置でも異常時位置でもほぼ等しくなるようにしている。

(2) 実験方法

2種類の実験を行った。一つは、空気圧シリンダーの圧縮空気圧や重錘の重量を変えて行った発電実験である。発電パワーの変化等により、弁からの空気もれが判断でき、この実験によって適切な空気圧シリンダーの力や重錘の重量が決定できると考えられる。もう一つは、水面が水位感知器に接触してから、弁が異常時位置に達するまでの時間を測定する実験である。この実験でも重錘の重量と圧縮気圧を変えている。

(3) 実験結果

図-38は、横軸を圧縮空気圧  $p_{ac}$  にとって、発電パワーの実験値をプロットしたものである。実験波は規則波であり、波高が0.7m、周期4sである。重錘重量には、10, 50, 100 kgf の3つがあり、それぞれの場合の弁を

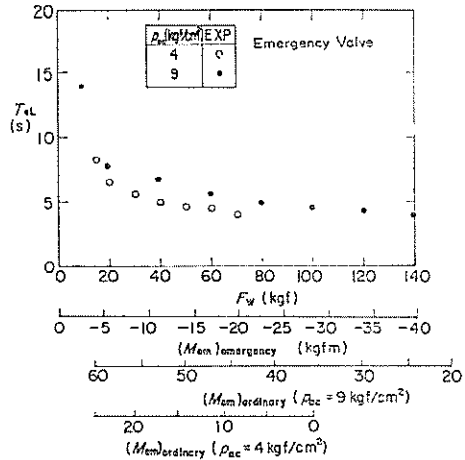


図-39 正常時位置から異常時位置への移動時間 (緊急開閉弁)

閉じるモーメント  $M_{em}$  も横軸に示している。 $M_{em}$  が5~10 kgf 付近から発電パワーは低下し、空気もれがあることがわかる。すなわち、 $M_{em}/(w_0 H \ell_{em} A_{em}/2)$  が0.19~0.39において、空気もれが発生しはじめるといえよう。いいかえれば、この無次元量が0.4以上あれば空気もれを防ぐことができることになる。実際に設計に用いた値は1.0であり、その40%で十分であったことになる。また多少の空気もれを許せば、さらにその値は小さくできることもわかる。

図-39は、弁が常時位置から異常時位置に移動するのに必要な時間  $T_{eL}$  を、横軸に重錘重量をとって示す。 $M_{em}$  は、常時位置から異常時位置に変わるに従って変化する。その値も同時に横軸に示している。実験結果では、圧縮空気圧が9 kgf/cm<sup>2</sup> のとき、重錘重量が80kgf以上あれば、 $T_{eL}$  は5s以下となる。重錘重量が大きくなっても、それほど短くはならない。圧縮空気圧が4 kgf/cm<sup>2</sup> のときは、重錘重量が40 kgf 以上であれば、 $T_{eL}$  は5s以下となる。また、両ケースとも、常時位置と異常時位置の  $M_{em}$  の絶対値がほぼ等しいとき、 $T_{eL}$  は4秒程度となっている。水位センサーをタービン開口部より余裕をもってやや下側に取り付ければ、4秒の作動時間でも長くはないと思われる。

6. 現地への適用

(1) 現地のシステムの運転

本章では、実験に用いたシステムを現地に適用した場合の問題点等について、若干の検討を加える。

模型縮尺を $\lambda$ として現地量に換算すると、空気室は、

幅  $B$  が  $6\text{ m}$ 、長さ  $l_B$  が  $8.2\text{ m}$ 、面積が  $49.2\text{ m}^2$  となる。タービンの直径は  $2.02\text{ m}$  となる。ただし、タービン回転数は  $1/\sqrt{3}$  と逆に小さくなることに留意しなくてはならない。波パワー、空気パワー、タービンパワー、そして発電パワーは、すべて  $3^{3.5}(=46.8)$  倍となる。したがって、4.2(2) に例示したケースに相当する有義波高が  $1.17\text{ m}$  の場合には、波のパワーが  $35.7\text{ kW}$ 、空気パワーが  $24.5\text{ kW}$ 、タービンパワーが  $9.6\text{ kW}$ 、発電パワーが  $3.3\text{ kW}$  となる。また、発電機の定格は  $47\text{ kW}$  となる。なお、水深は  $4.8\text{ m}$ 、カーテンウォールの没水水深は  $0.9\text{ m}$  である。

現地における空気出力効率は、模型のように L 型鋼による梁等がないため、多少増大すると期待される。また、タービン効率も、Reynolds 数の増加や、チップリアランスを相対的に小さくすることによって向上させることができる。さらに発電機の効率も、 $100\text{ kW}$  級の発電機では  $90\%$  以上となると考えられる。したがって、波パワーの総合的な変換効率は、かなり向上すると考えられる。

現地の空気室の設計においては、その地域の波候特性を十分把握し、全体のシステムとして合理的な空気室幅を決定しなくてはならない。その際、有義波高や周期だけでなく、波向きや波の方向分散性、さらには周波数スペクトルの形状等についても考慮する必要がある。また、実験に用いた水深に相当する水深  $4.8\text{ m}$  は、防波堤としてはかなり浅い水深であり、通常は  $10\sim 20\text{ m}$  の水深が考えられる。この場合、発電対象波は  $h/L$  が  $0.2$  程度と浅水表面波的となり、カーテンウォールの没水水深が深いときこれによる反射波が多くなる。ただし、次項で述べるように、カーテンウォールの没水水深が浅いと、空気の衝撃的な圧縮力が作用する危険性が增大することにも注意しなければならない。

現地におけるタービンの材質は、ステンレス鋼が一般的であり、その単位体積重量は、アルミニウムの約 3 倍である。また、材料としてプラスチック等を用いることも考えられている。その比重は、逆にアルミニウムの  $1/3$  程度となる。図-40 は、慣性モーメントによるタービン回転数や発電パワーの変化を計算したものである。横軸は、アルミニウムの場合の慣性モーメントで無次元化した慣性モーメントである。図には、 $T_{1/3}=4\text{ s}$ 、 $H_{1/3}=0.45\text{ m}$  と  $H_{1/3}=0.75\text{ m}$  の場合が示しており、数値は  $1/3$  模型の値である。当然、慣性モーメントが大きいほど、タービン回転数の変動が小さくなる。たとえば、ステンレスの場合には、回転数の平均値が約  $900\text{ rpm}$  で、最大値が約  $1100\text{ rpm}$  であり、アルミニウムの場合には、平

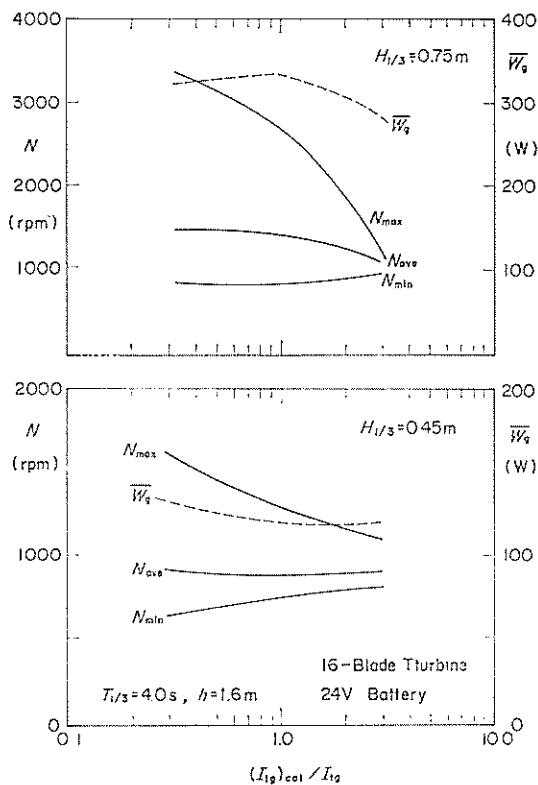


図-40 タービンの慣性モーメントとタービン回転数および発電パワー

均値が約  $900\text{ rpm}$  で最大値が  $1300\text{ rpm}$  である。すなわち、変動幅が  $1/2$  となっている。ただし、回転数が一定なほど発電パワーが大きくなるとは言えない。慣性モーメントが小さい場合には、波の不規則性に応じて適切な回転数に変化し、タービンパワーがかえって大きくなることもあることに留意する必要がある。

## (2) 保護対策装置の適用

現地における保護対策装置としては、本報告で検討した三つの装置が基本的なものと考えられる。それらの具体的な設計は、現地の波の条件や、発電機やその制御方法の違いを考慮して行わなければならない。ここでは、具体的な設計時の参考に資するために、異常の事象別に考え方を整理してみる。

- ① 有義波高の増大にともなうタービン回転数の増大  
有義波高が大きくなり、タービンの回転数が許容値以上になるような場合には、緊急閉開弁を作動させることがまず考えられる。しかしながら、システムの稼働率を上げるためには、できるだけ運転を続ける必要がある。そのためは、タービンの回転数が上昇し過ぎないよ

う、あるいは、発電パワーが許容値以上とならないようにしなければならない。こうした制御は、5. で述べたように空気流調整弁や圧抜弁によって行うことができる。ただし、以下の点を適切に設計することによっても、ある程度制御できることに留意する必要がある。

- a) 水深：砕波によって来襲波の波高が制限される。
- b) 空気室幅：波高が大きい波は一般に周期が長いので相対的に空気出力効率が低下する。
- c) カーテンウォールの没水水深：すでに、4.2(4) でみたように、波面がカーテンウォール下端以下となると、空気室が大気に開放される。
- d) タービンの等価ノズル開口率：図-2に示されているように、ノズル開口率が比較的に小さいとき、有義波高が大きくなるに従って空気出力効率が低下する。
- e) 発電機側の負荷特性：回転数の増大に対する負荷の増大率を大きくすることによって、タービン回転数の増大を抑えるとともに、迎角の増大によるタービン出力効率の低下をはかることができる。

② 電気系統故障によるタービン回転数の異常増大  
たとえば、バッテリー負荷の結線が切断した場合には、タービンの回転数が異常に増大する危険性がある。こうした場合には、緊急開閉弁によってタービンを停止する必要がある。ただし、図-6でみたように、タービンの回転数が増大すると、タービンの迎角は小さくなりすぎ、タービン出力が低下する。したがって、タービン回転数の増加には限度があり、許容値以下にとどまることも考えられる。

#### ③ タービン開口部への海水の侵入

入射波が異常に大きい場合、タービン開口部から海水が侵入する危険性がある。この場合には、緊急開閉弁を用いる必要がある。ただし、タービン・発電機の防水、機械室の防水が十分であれば、上昇した海水の速度が小さいこともあり、海水の侵入を許すことも考えられる。また、タービン開口部を十分高くすることも有効な手段の一つである。

#### ④ 異常空気圧

カーテンウォールの没水水深が浅いと、空気室が大気に開放され、再び波面がカーテンウォール下端まで上昇した時、空気を閉じ込め衝撃的な空気圧が発生することがある。また、没水水深が深くこうした衝撃的な空気圧が発生しなくても、波高が極めて大きいときには、大きな空気圧が発生する。こうした空気圧によって、空気室の壁面の破壊や、タービン翼の破壊が生ずる危険性がある。圧抜弁は、本来こうした空気圧を低減するために考

案されたものである。空気流調整弁も、圧力の低減に有効である。また、タービン翼の保護のためには、緊急開閉弁を用いることも考えられる。なお、空気室の壁面やタービン翼を、こうした異常空気圧に対しても十分な強度となるよう設計することも一つの対策手段である。

以上、4つの異常事態について検討を行った。どのような保護対策をとるのかは、全体の経済性から判断しなくてはならない。できるだけ、保護対策装置を必要としないようにする方が、経済的となる場合もあることを留意すべきであろう。また、たとえば回転数を制御するために空気流調整弁を用いると、水位変動が大きくなり、タービン開閉部への海水侵入の危険性が增大するように、一つの対策が他に影響を及ぼすことがあり、総合的に設計する必要がある。

## 7. 結論

波パワーから発電パワーまでの変換システムの設計法を示し、それに基づいて大型模型を製作した。この模型を用いた発電実験によって、設計法の検証を行った。また、3種類の保護対策装置を製作し、その機能について検討した。本報告の主要な結論は、以下のとおりである。

- 1) 空気室とタービン・発電機による、波パワーから発電パワーまでの変換の設計法をとりまとめた。この方法は、保護対策装置の効果を含めることができる。
- 2) 発電機を含む波エネルギー変換システムの設計法を示した。
- 3) 面積6 m<sup>2</sup>の空気室、16枚翼で直径67.4 cmのウェルズタービン、そして定格1 kWの誘導式自動型三相交流発電機からなる大型模型を製作した。
- 4) 不規則波を用いた発電実験を行った。実験結果は、設計法の妥当性を示している。
- 5) 実験では、有義波周期4 sのとき、有義波高が0.25 m以上で高速回転領域に達し、発電した。発電出力は、有義波高とともに増大している。たとえば有義波高が0.39 mでは、入射パワー、空気パワー、タービンパワー、そして発電パワーが、それぞれ763, 524, 205, 97 Wであり、各段階の変換効率は、0.69, 0.39, 0.47である。これらの効率は比較的小さい。しかしながら、効率を向上させることは可能である。たとえば、タービンのチップクリアランスを小さくすれば、タービン効率は上昇する。また、現地の大型の発電機の効率は90%以上である。
- 7) 発電パワーは、有義波周期によって変化する。ただしその差は大きくない。また、発電機の負荷やカ



ーテンウォールの没水水深の影響も検討した。

- 8) 空気流調整弁は、タービンの回転数や発電出力を低減できる。ただし、その結果、空気室内の水位変動が大きくなることを留意する必要がある。この弁の機能は計算によって予測できる。
- 9) 圧抜弁は、空気室の圧力を低減できる。ただし、水位変動がやや大きくなることに留意しなければならない。圧抜弁は、作動限界圧力を変えることによってその特性を変えることができ、空気流調整弁として用いることができる。この弁の機能も、計算によって予測することができる。
- 10) 緊急閉開弁は、緊急時にタービン開口部を閉じ、排気ノズルを開くことができる。試作した弁では、緊急時の動きを完了するのに必要な時間が5秒以下であった。弁を空気もれがないように、閉じておくために必要な力の算定法を検討した。

本報告で製作した模型は、波パワー変換の全段階を含むもので、その規模も大きい。したがって、ここに示されたシステムの運転は、現地のものに近いと考えられ現地の運転予測に役立つであろう。ただし、変換されたエネルギーの利用には、多くの方法があり、変換システムも種々のものが考えられる。ここに示したシステムは、基本的なシステムの一つであることに留意する必要がある。

まえがきでも述べたように、本報告は、波エネルギーに関する研究の第6報である。本報告をとりまとめるにあたり、東京大学の木下健助教授、荒川忠一助教授、鈴木正己助手、海洋科学技術センターの堀田 平博士、大成建設㈱の宮崎弘志氏、緑星社㈱の梶原勝正氏らの助言を得ている。また、港湾技術研究所の合田良実所長、浅田忠則水工部長、谷本勝利防波堤研究室長らに貴重な助言を得ている。ここに記して、各位に深甚なる感謝の意を表します。

(1987年6月30日受付)

#### 参 考 文 献

- 1) 小島朗史・合田良実・鈴木論司：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巻第3号，1983. 9, pp. 125~158.
- 2) 小島朗史・鈴木論司：波力発電ケーソンの働く波力特性に関する実験，一波エネルギーに関する研究，第2報—，港湾技術研究所報告，第23巻第1号，1984. 3, pp. 53~81.
- 3) 高橋重雄・小島朗史・鈴木論司：Air power of pneumatic-type wave power extractors due to irregular wave actions,—A study on development of wave power, 3rd Rept.—，港湾技術研究所報告，第24巻第1号，1985. 3, pp. 3~41.
- 4) 高橋重雄・鈴木論司・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，一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巻第2号，1985. 6, pp. 205~238
- 5) 高橋重雄・明瀬一行・吉本靖俊・田中 智：Variation of wave power extraction due to incident angle and directional wave spreading,—A study on development of wave power, 5th Rept.—，港湾技術研究所報告，第26巻第1号，1987. 3, pp. 3~39.
- 6) 木下 健・増田光一：System simulation and optimum design method of OWC-Wells turbine wave power generator, 東大生研報告，第32巻5号，1986, 32 p.
- 7) 荒川忠一・鈴木正己：未発表資料。
- 8) 海洋科学技術センター：波力発電装置「海明」第II期計画研究報告書，1987. 3, 214 p.
- 9) 宮崎弘志・花村哲也・和田憲治・東江隆夫：波力利用熱回収システムの開発，第2回波浪エネルギー利用シンポジウム，1987. 6, pp. 361~369.
- 10) 鈴木正己・荒川忠一・田吉里哲夫：波力発電用ウェルズタービン性能に及ぼす諸因子の影響，第2回波浪エネルギー利用シンポジウム，1987. 6, pp. 73~81.
- 11) 谷本勝利・原中祐人・富田英治：無反射性造波方式の原理と推力制御式造波装置の特性，港湾技術研究所報告，第22巻第3号，1983. 9, pp. 31~55.
- 12) 合田良実：港湾構造物の耐波設計，鹿島出版会，1977, 237 p.

#### 主 要 記 号 表

$A_n$	: ノズルの開口面積
$A_t$	: タービンの開口面積
$A_w$	: 空気室の水平面積
$A_{arv}$	: 空気流調整弁の開口面積
$A_{prv}$	: 圧抜弁の開口面積 (最大値)
$A_{prvh}$	: 圧抜弁の開口面積 (瞬時瞬時の面積)
$B$	: 空気室の幅
$C_t$	: トルク係数
$c_d$	: ノズルの縮流係数
$c_{dt}$	: タービンの縮流係数
$c_{dv}$	: 開放弁の縮流係数
$c_{ava}$	: 空気流調整弁の縮流係数
$c_{avp}$	: 圧抜弁の縮流係数
$C_p$	: 定圧比熱
$C_v$	: 定容比熱
$D_0$	: 空気室の静水面上の高さ
$d_c$	: カーテンウォールの没水水深
$E$	: バッテリーの電圧
$E_{loss}$	: 空気室内での波のエネルギー損失
$\overline{EFF}_a$	: 空気出力効率
$\overline{EFF}_g$	: 発電機効率

大型模型による波力発電実験

$\overline{EFF}_t$ : タービン効率	$u_t$ : タービンのチップ速度
$F_w$ : 緊急開閉弁の重錘重量	$W_a$ : 空気パワーの瞬時値
$f$ : 波の周波数	$\overline{W}_a$ : 空気パワーの平均値
$g$ : 重力加速度	$W_I$ : 入射波パワー (単位長さ当たり)
$H$ : 波高	$W_I'$ : 空気室への入射波パワー (= $W_I \ell_B$ )
$H_{1/3}$ : 有義波高	$\overline{W}_g$ : 発電パワーの平均値
$h$ : 水深	$\overline{W}_{gc}$ : タービンと発電機によって消費される全パワー
$I_{tg}$ : タービン・発電機の慣性モーメント	$\overline{W}_t$ : タービンパワーの平均値
$K_r$ : 波の反射率	$w_p$ : ノズルやタービン内の空気流速
$k$ : 波の波数	$\alpha_t$ : タービン迎角
$k_{1/3}$ : 有義波の波数	$\alpha_{t1/3}$ : ピークタービン迎角
$L$ : 波長	$\beta$ : 空気流が空気室から流出する時 $\beta = 1$ , 流入する時 $\beta = -1$
$L_{1/3}$ : 有義波の波長	$\gamma$ : 比熱
$M_{em}$ : 緊急開閉弁の弁を閉じるモーメント	$\varepsilon$ : ノズルの開口率
$m_0$ : 波の周波数スペクトルの面積	$\varepsilon'$ : 等価ノズル開口率
$N$ : タービン・発電機の回転数 (rpm)	$\varepsilon_t$ : タービン開口率
$p_{ac}$ : 空気圧シリンダーの圧縮空気圧	$\varepsilon_v$ : 開放弁の開口率
$p_0$ : 大気圧 (絶対圧力)	$\varepsilon_{arv}$ : 空気流調整弁の開口率
$p_a$ : 空気室内の圧力 (絶対圧力)	$\varepsilon_{prv}$ : 圧抜弁の開口率 (最大値)
$p^*$ : 空気室内の圧力の変動成分 (= $p_a - p_0$ )	$\varepsilon_{prvh}$ : 圧抜弁の開口率 (瞬時瞬時の値)
$p_{1/3}$ : 空気室内の圧力のピーク値の $1/3$ 最大値	$\zeta_h$ : 圧抜弁の弁板の開口高さ
$p_{1/10}$ : 空気室内の圧力のピーク値の $1/10$ 最大値	$\eta$ : 空気室内の水位の変動分
$p_m$ : 空気室内の圧力のピーク値の最大値	$\eta_I$ : 入射波
$p_{prv}$ : 圧抜弁の作動限界重量	$\eta_R$ : 反射波
$R_c$ : 電気抵抗 ( $\Omega$ )	$\theta_{Mt}$ : 波の瞬時瞬時の入射角
$Re_d$ : Reynolds 数	$\rho_a$ : 空気の密度
$T$ : 波の周期	$\rho_w$ : 水の密度
$T_{1/3}$ : 有義波周期	$\sigma$ : 波の角周波数
$T_0$ : 大気温度 (絶対温度)	$\sigma_{1/3}$ : 有義波の角周波数
$T_a$ : 空気室内の温度 (絶対温度)	$\sigma_t$ : タービンのチップソリディティ
$T^*$ : 空気室内の温度の変動成分 (= $T_a - T_0$ )	$\tau$ : 圧力と温度の位相差
$T_{qt}$ : タービントルク	$\varphi$ : ノズルの速度係数
$T_{qg}$ : 発電機のトルク	$\varphi_t$ : タービン軸方向速度係数
$T_{qt}$ : タービンと発電機による損失トルク	$\varphi_{t1/3}$ : ピークタービン速度係数
$T_{qc}$ : タービンと発電機によって消費される全トルク	$\omega$ : タービン・発電機の回転角速度
$t$ : 時間	