

密閉型波力発電ケーソンの水理特性

三菱重工(株) 正員 田中重人
 東北大学工学部 正員 沢本正樹
 東北電力(株) 渡部國也

1. はじめに

本論文は、水弁と呼ばれる整流装置を用いた密閉型波力発電システムを想定し、その可能性、水理特性について実験および数値解析の両面から検討したものである。構造が簡単で、壊れにくいという特徴を持つこのケーソンは、実験的に十分可能であることが検証され、計算により内部応答もかなり再現できる。エネルギーの変換効率はそれほど高くはないが、他のタイプに決して劣らない。検討を行なったケーソンは、波力空気室が1つの最も基本的なものであるが、得られた結果は、multi-type (沿岸に多数のケーソンを並べ空気を集約し1つのタービンを回すもの)への適応の可能性を示唆している。

2. 水弁を用いた密閉型波力発電システム

水弁による整流機構は図1に示す通りである。水弁前後の圧力が、 $P_1 > P_2$ となるときのみ空気を流し、 $P_1 < P_2$ のときには管内の水面が上昇して空気を逆止する。従って2つの水弁を直列に取り付け、図2のようなシステムを想定するとノズルにおいて1方向流を生み出すことができる。またこのシステムは、空気が完全に循環する密閉型である。つまり外力波の水位が上昇しケーソン内の圧力が高くなったとき、あるいは、その逆の場合に、内部で空気をスムーズに流すためには、一旦圧力を吸収する必要がある。空気槽A、Bに2つの振動系が必要である。内部応答を計算しようとする場合、この2つの振動系は方程式と変数が多くなり解析が複雑となるが、外力波周期との共振を期待できること、ノズルでの気流を滑らかにできること、などの利点を持つ。また、整流装置として水弁を用いることで、次のような効果も期待できる。水弁により空気を逆止している状態(図1の右側)では、水弁の管内に水面の上昇がある。これは前後の圧力差によって引き起こされるものである。外力波位相が逆転し、逆止から整流の状態に移行するとき、水面が上昇した部分は、水弁管内の空気を加速させる。水弁管内の水面上昇が大きいときには、この慣性の影響はかなり大きくなるものと考えられる。これを水弁効果と呼ぶことにする。

実際に実験を行なったケーソンは、図2の概念図をもとに、図3のようなケーソンタイプのものを作製した。

3. 実験方法

実験は次の2通りについて行なう。1つは外力をピストンで与える2振動系の実験である。この場合、外力静水深がないので、波力空気室に水面がなく振動系が1つ減る。実験条件としては、内部振動系との共振条件を明かにするため、周期は空気槽の持つ固有周期をはさんで変化させ、内部応答、あるいは外力周期と効率との検討を行なう。また、水弁効果を明かとするために、周期を一定とし入力パワーを変化させる。入力パワーは、これが大きいときには、逆止した状態での水弁管内の水面上昇が大きいので、入力パワーの変化による効率の変動は、水弁管内の流体慣性力の大きさ(水弁効果)を評価することになる。もう1つの実験は、外力を波で与える3振動系の実験である。実験は波の周期を変化させ、それにともなう内部応答と効率の変化に関して検討を行なった。

4. 数式モデル

ケーソン内部応答を数値計算により再現するために数式モデルを提案する。密閉型であるため未知数が多くな

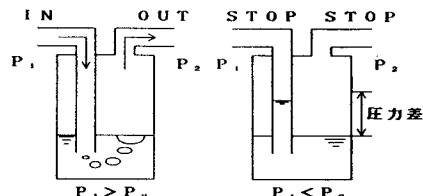


図1 水弁による整流機構

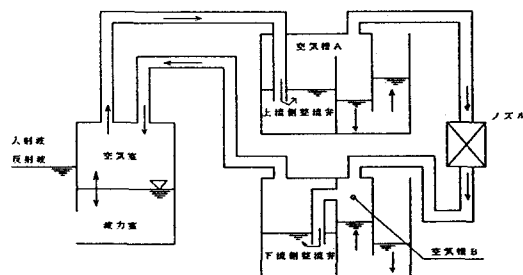


図2 波力発電システム概念図

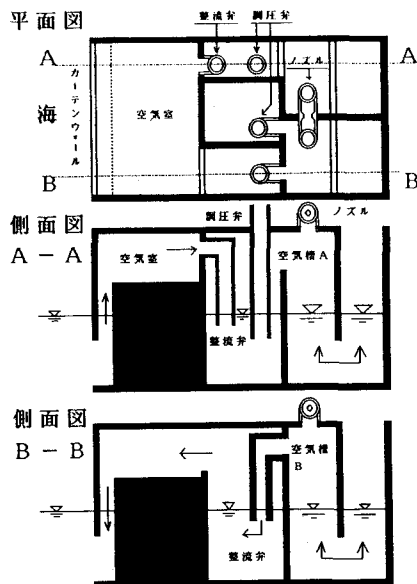


図3 ケーソンモデル

るが、基本的には波力空気室、空気槽A、Bを独立のパートと考え、ケーソン内で空気質量が一定に保たれる、という条件を使って各部を結びつける。まず、波力空気室について示す。図4に示す変量の関係を記述する。入射波に対する水の応答は、次の spring-mass-dashpot-system でモデル化する。

モデルにおいて加速度は波力室内の水面変位で代表させる。外力項は正の力として波による圧力を、負としては空気室の圧力が水面を押戻す力を考える。すると以下の式が得られる。

$$\rho s A_w h (1 + C_M) \frac{d^2 \eta}{dt^2} + \rho s \nu C_f \frac{A_w d \eta}{L dt} + \rho s g A_w \eta = L_0 F_P - \rho g A_w H_w \quad (1.1)$$

ここに、 C_M は付加質量補正係数、 C_f は減衰項の係数であり実験により決定する。また、波圧 F_P はポテンシャル理論によって与えるものとする。従って入射波高を H_I とすると、

$$F_P = \rho s \frac{H_I}{2} \frac{g}{k} \frac{\sinh kb}{\cosh kh} (1 + K_r) \cos \sigma t$$

となる。

波力空気室の空気については、質量保存、熱収支、気体の状態方程式を考える。

つまり空気質量保存は、

$$\frac{d(\rho_0 + \rho_w)(V_{w0} + V_w)}{dt} = -M_A + M_B \quad (1.2)$$

熱量の収支は、

$$\begin{aligned} C_U \frac{d}{dt} (\rho_0 + \rho_w) (V_{w0} + V_w) (T_0 + T_w) = \\ - \rho g (H_0 + H_w) \frac{dV_w}{dt} - M_A (T_0 + T_w) C_P \\ + M_B (T_0 + T_B) C_P \end{aligned} \quad (1.3)$$

気体の状態方程式は、

$$\rho g (H_0 + H_w) = R (T_0 + T_w) (\rho_0 + \rho_w) \quad (1.4)$$

となる。

空気槽A、Bについて変量の関係を図5に示す。考え方は波力空気室と同様である。従って以下の式が得られる。

$$C_A W_A \frac{d^2 \eta_A}{dt^2} + \rho s \nu C_{fA} B_A + \frac{d \eta_A}{dt} + \rho s g (\eta_A A_{A1} \eta_A \frac{A_{A1}}{A_{A0}} A_{A0}) = H_A A_{A1} \rho g \quad (1.5)$$

$$C_B W_B \frac{d^2 \eta_B}{dt^2} + \rho s \nu C_{fB} B_B + \frac{d \eta_B}{dt} + \rho s g (\eta_B A_{B1} \eta_B \frac{A_{B1}}{A_{B0}} A_{B0}) = H_B A_{B1} \rho g \quad (1.6)$$

$$\frac{d}{dt} (\rho_0 + \rho_A) (V_{A0} + V_A) = M_A - M_N \quad (1.7)$$

$$\frac{d}{dt} (\rho_0 + \rho_B) (V_{B0} + V_B) = -M_B + M_N \quad (1.8)$$

$$\begin{aligned} C_U \frac{d}{dt} (\rho_0 + \rho_A) (V_{A0} + V_A) (T_0 + T_A) = - \rho g (H_0 + H_A) \frac{dV_A}{dt} \\ + M_A (T_0 + T_w) C_P - M_N (T_0 + T_A) C_P \end{aligned} \quad (1.9)$$

$$\begin{aligned} C_U \frac{d}{dt} (\rho_0 + \rho_B) (V_{B0} + V_B) (T_0 + T_B) = - \rho g (H_0 + H_B) \frac{dV_B}{dt} \\ - M_B (T_0 + T_B) C_P + M_N (T_0 + T_A) C_P \end{aligned} \quad (1.10)$$

$$\rho g (H_0 + H_A) = R (T_0 + T_A) (\rho_0 + \rho_A) \quad (1.11)$$

$$\rho g (H_0 + H_B) = R (T_0 + T_B) (\rho_0 + \rho_B) \quad (1.12)$$

図6に水弁の変量の関係を記述する。水弁、ノズルを通過する空気の質量流量は参考文献¹⁾により、前後の圧力差により次のように与えられる。

$$\text{上流側水弁} \quad (1.13)$$

$$H_w - H_A > H_{UA} \text{ なら}$$

$$H_w - H_A = H_{UA} + d_A f_U (u_A / \sqrt{2 g d_A})$$

$$H_w - H_A \leq H_{UA} \text{ なら}$$

$$M_A = 0$$

$$\text{下流側水弁} \quad (1.14)$$

$$H_B - H_w > H_{UB} \text{ なら}$$

$$H_B - H_w = H_{UB} + d_B f_U (u_B / \sqrt{2 g d_B})$$

$$H_B - H_w \leq H_{UB} \text{ なら}$$

$$M_B = 0$$

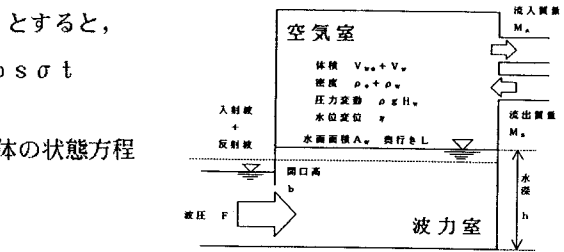


図4 波力空気室の変量

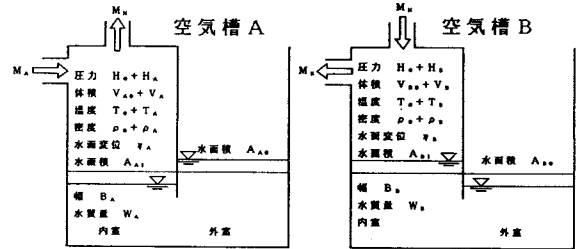


図5 空気槽の変量

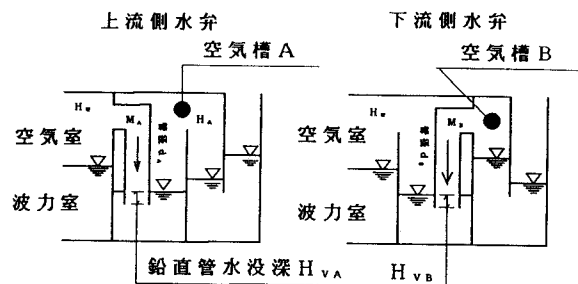


図6 水弁の変量

$u_A = M_A / (\rho_0 \pi d_A^2 / 4)$, $u_B = M_B / (\rho_0 \pi d_B^2 / 4)$
 エネルギー関数 f_U は、次のように与えられている。

$X = u / \sqrt{2gd}$ としたとき

$$f_U(X) = 0.015X^{1.6} \quad \text{for } X \geq 9.6, \quad f_U(X) = 0.18X^{0.5} \quad \text{for } X < 9.6$$

計算モデルでは、気体の状態方程式から各部の圧力水頭がさきに求まるので、式(1.13), (1.14)を水頭差を与えて流量を計算する形に書き直すと、次のようになる。後述の数値計算では、これらを用いる。

$$\begin{aligned} H_W - H_A - H_{VA} \leq 0 \quad & \text{では} \quad M_A = 0 \\ 0 \leq (H_W - H_A - H_{VA}) / d_A < 0.56 \quad & \text{では} \quad M_A = 30.9 \rho_0 (\pi d_A^2 / 4) \sqrt{2gd_A} ((H_W - H_A - H_{VA}) / d_A)^2 \\ (H_W - H_A - H_{VA}) / d_A \geq 0.56 \quad & \text{では} \quad M_A = 13.8 \rho_0 (\pi d_A^2 / 4) \sqrt{2gd_A} ((H_W - H_A - H_{VA}) / d_A)^{1/1.6} \\ H_B - H_W - H_{VB} \leq 0 \quad & \text{では} \quad M_B = 0 \\ 0 \leq (H_B - H_W - H_{VB}) / d_B < 0.56 \quad & \text{では} \quad M_B = 30.9 \rho_0 (\pi d_B^2 / 4) \sqrt{2gd_B} ((H_B - H_W - H_{VB}) / d_B)^2 \\ (H_B - H_W - H_{VB}) / d_B \geq 0.56 \quad & \text{では} \quad M_B = 13.8 \rho_0 (\pi d_B^2 / 4) \sqrt{2gd_B} ((H_B - H_W - H_{VB}) / d_B)^{1/1.6} \end{aligned}$$

ノズルまたはタービン前後の圧力水頭差と流速水頭の2乗との間には線形関係があるので次の形の式を用いる。

$$\begin{aligned} H_A - H_B \geq 0 \quad & \text{のとき} \quad M_N = \rho_0 A_N C_N \sqrt{2g(H_A - H_B)} \\ H_A - H_B < 0 \quad & \text{のとき} \quad M_N = 0 \end{aligned} \quad (1.15)$$

以上のモデル化により未知数15個、方程式15本となり、解析可能となる。なお計算はルンゲクッタ法により行なうものとする。

5. 実験結果 計算結果 および 考察

数式モデルにおいてケーソン内の水面の変動は、spring-mass-dash-pot-system でモデル化した。その中で付加質量係数と減衰項の係数は実験的に定める必要がある。またこのような近似の是非を実験的に確かめる必要がある。図7に波力空気室の水面を、図8に空気槽の水面を自由振動させたものを示す。減衰振動の傾向はかなりはっきりと現れており近似も問題ない。実験的に付加質量係数と減衰項の係数を求めれば、ケーソン内部の水面に関してこのようなモデル化は、ほぼ問題ないと言うことができよう。

次に、図9と図10に2振動系の実験(外力をピストンとしたもの)によるケーソン内部応答の1例とそれに対応した計算結果を示す。図中の空気槽A、Bの圧力はノズル(タービン)前後の圧力にあたり、ノズル前の圧力が後の圧力より常に大きいことから、ノズルでは1方向流が流れていることが確認できる。計算は実験値の波力空気室圧力を入力とした。内部応答はかなり良く再現でき、ケーソン内部に関しては4節で提案したモデル化は問題ないと言うことができよう。実験、計算とも周期が0.2秒程度の細かい振動が乗っているが、これは2節で述べた水弁効果の影響が現われているためである。

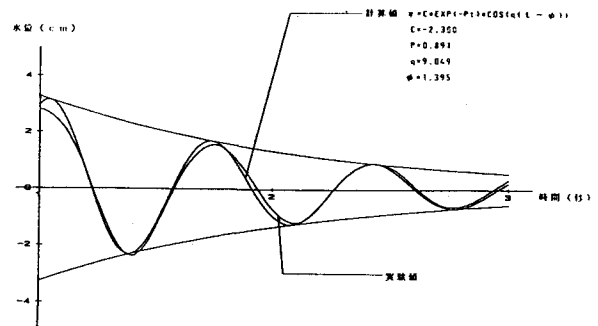


図7 波力空気室における減衰振動の近似解

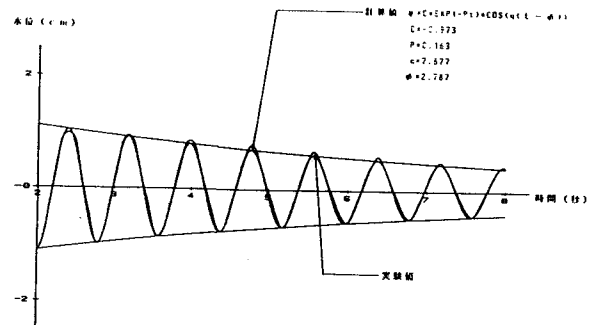


図8 空気槽における減衰振動の近似解

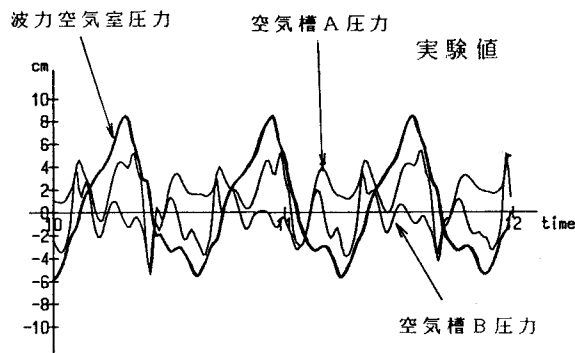


図9 ピストンによる実験結果の一例

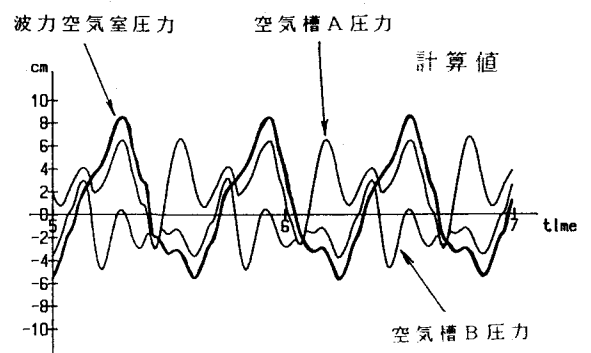


図10 ピストンによる計算結果の一例

図11に水弁管内の水を自由振動させたものを示す。圧力の細かい振動が、ほぼこの周期に一致していることが読み取れる。水弁管内の水面の振動は、空気を流しているとき、逆止しているときで異なるため、これを計算モデルの中に入れることは非常に難しい。ここで計算により水弁管内の振動が表われているのは、入力を波力空気室の圧力としているためである。この振動は水弁管内の水面の上昇を抑えれば小さくなるので、計算によって内部応答をより再現しようとするならば、水弁の形状をカーテンウォール型にするなどの工夫を加えれば良いと思われる。

波力発電システムを考える場合波のエネルギーをどのくらい変換できるか、ということは非常に重要な問題である。そこで空気槽にある振動系と外力周期の共振による効率の変化について示すことにする。ここでは入力パワーを一定とし水弁効果の影響をできるだけ排除してある。図12、図13に実験と計算における外力周期と空気槽固有周期と効率の関係を示す。2つの図ともほぼ同じ傾向を示し計算によって共振条件を見いだすことが可能であることがわかる。また図14、図15に効率と入力パワーとの関係について示す。外力周期は一定である。水弁では入力パワーが大きくなるにつれて内部の水位上昇が大きくなるため、この2つの関係を考えることは、水弁効果が効率に与える影響を評価することになる。実験値ではその影響は顕著で、線形に近い関係を示すことがわかる。計算では、入力を波力空気室圧力とすることである程度評価できるが、この効果をもっと正確に見積るためには、水弁管内の水面の振動を数式モデルとして定式化しなければならないであろう。

次に、外力を波とした実験結果について示す。波を外力とした場合、ピストンの場合にはなかった波力空気室に水面が存在するため3振動系となる。図16、図17にケーソン内部応答の1例を示す。計算入力は外力波を正弦波で与えてある。実験においてピストンでの実験と同様に、空気槽Aの圧力が空気槽Bの圧力より常に大きいことから、水弁の整流は良好であることがわかる。また2つの圧力差がかなり一定に近いことから、ノズルでの空気の流れはかなり平滑となっていると思われる。またピストンでの実験に比べて、計算における圧力の評価が過大であることがわかる。波力空気室に水面が増えたことによって、このように圧力を過大に評価してしまう、ということは本論文におけるケーソンは、外力波が入射する波力空気室での損失がかなり大きい、ということができよう。つまりケーソンの最適形状を考える上では、外力波をいかにケーソンの中に取り入れるか、ということが重要な問題となる。

最後に、波を外力とした場合について、空気槽固有周期と効率の関係について示すことにする。(図18、図19)外力が波である3振動系の場合でも、共振による効率の上昇は見られ、また計算によってこれを評価することも可能であることがわかる。この場合、ピストンのように入力パワーを一定とすることは困難であって、水弁による慣性の影響も含まれているわけであるが、図をみるかぎり効率を決定する要因は、水弁による慣性の影響より、空気槽にある振動系との共振の方が大きいことがわかる。

6. おわりに

まとめとして、本論文より得られた主要な結論を示すことにする。

整流装置として考案された水弁の整流効果は良好であり、これを組み込んだ波力発電ケーソンモデルはその機能を十分に果たす。

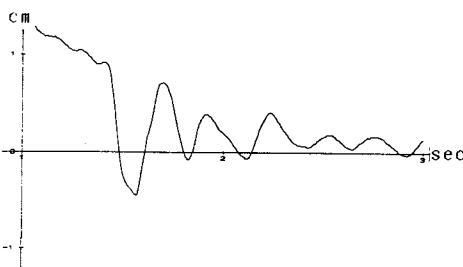


図11 水弁管内の自由振動

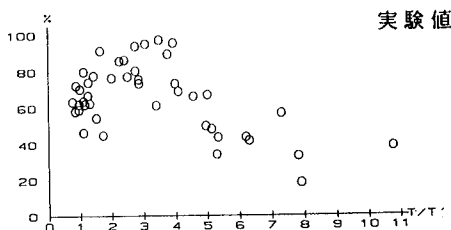


図12 ピストンでの実験における効率と外力周期の関係

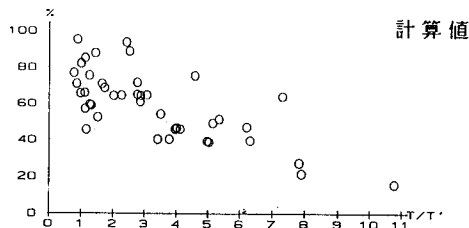


図13 ピストンでの計算における効率と外力周期の関係

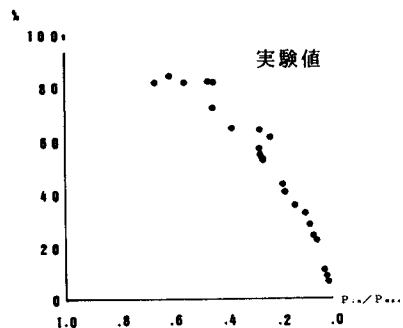


図14 ピストンでの実験における効率と入力パワーの関係

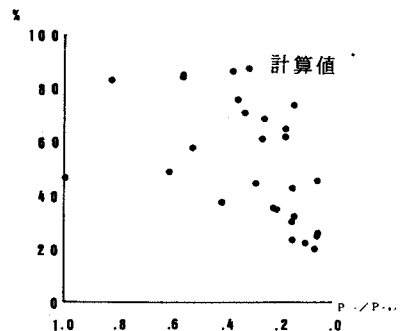


図15 ピストンでの計算における効率と入力パワーの関係

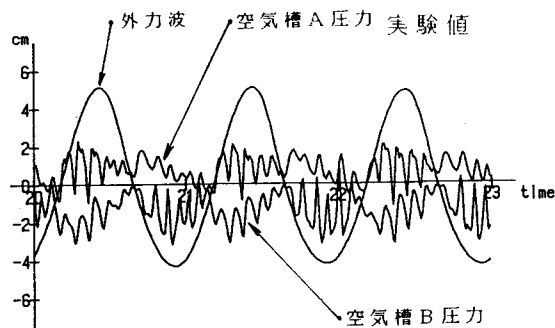


図 16 波による実験結果の一例

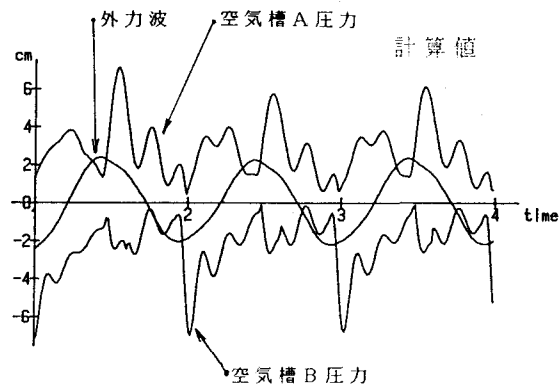


図 17 波による計算結果の一例

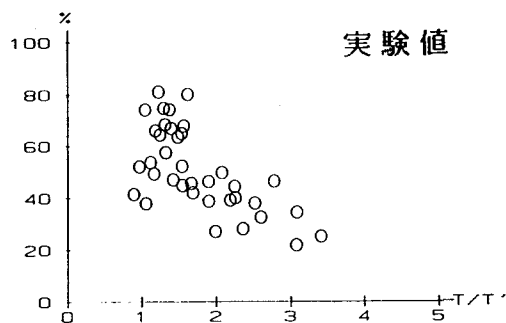


図 18 波での実験における
効率と外力周期の関係

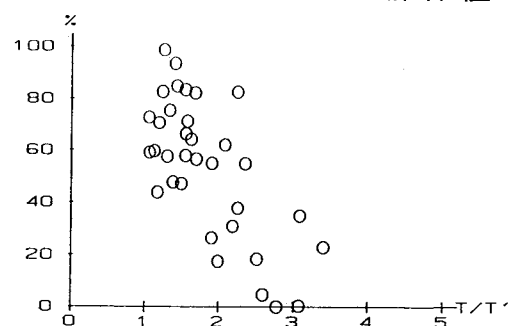


図 19 波での計算における
効率と外力周期の関係

外力をピストンとした場合、あるいは波とした場合、いずれにおいても本論文で提案した数式モデルにより、内部応答を計算することが可能である。

パワー変換効率は、空気槽の振動系と水弁の持つ振動系の2つの要因で変化する。水弁の形状にもよるが、内部振動系との共振による影響の方が大きい。したがって、ここでのモデルによる数値計算によって変換効率を検討してもほぼ問題はない。

ケーソンの形状と効率との考察から、変換効率を高めるためには、外力波を取り込む波力空気室の形状が、非常に重要である。

7. 参考文献

- 1) 沢本正樹・首藤伸夫・渡部国也・新嶋洋明：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/Ⅱ-6，329-332，1986.
- 2) 田中重人：水弁を用いた波力発電ケーソンの基礎的研究，東北大学工学部土木工学科卒業論文，1987.
- 3) 田中重人・沢本正樹：密閉型波力発電ケーソンの検討，海洋開発論文集，V01.4，1988.
- 4) 高橋重雄：波力発電ケーソン防波堤の開発，昭和60年度港湾技術研究所講演集，1-57，1985.