

II—9 実海域における入力特性と振り子式波浪エネルギー吸収装置の応答

室蘭工業大学 正会員 近藤 徹郎
 室蘭工業大学 正会員 谷野 賢二
 室蘭工業大学 学生員 竹内 俊介

1. はじめに

不規則波中の波浪エネルギー吸収装置の応答特性は、線型システムの場合、規則波中の周波数応答の重ね合わせで推定¹⁾できるが、実用システムでは、一次変換部の不規則応答を二次変換部で平滑化したり、耐波安全性の確保のため種々の機能が付加されるので、その出力特性を知るには実海域試験が不可欠である。室蘭工業大学では振り子式波浪エネルギー吸収装置の実用化をめざして、研究・開発を行っており²⁾、昭和58年3月に実海域試験用の試作機が、室蘭港外に設置された。

本論文では、昭和58年度の現地性能試験結果より、実海域における振り子式波浪エネルギー吸収装置の諸特性について報告するものである。

2. 装置の概要

本システムの概要を図-1に示す。これは、海側に開口した水室を持つ通常の防波堤用ケーソンに振り子板を取り付けたものであり、入射波により振り子板が振動する。すなわち、一次変換部では波浪エネルギーを振り子板の運動エネルギーに変換するものである。本装置では、図の油圧システムを介して油圧ポンプ7を駆動し、可変絞り弁により負荷を与えた（本来は、発電機を駆動する）。

油圧回路は、ストップバルブ5を閉じると2台のモータ3の位相差 180° となる回路Iと、開くとモータの位相差 0° となる回路IIから構成されている。さらに可変絞り弁開度を変えることにより、負荷を変化させることができる。又、大入力時には、圧力制御弁6により、油圧シリンダーおよび油圧ポンプの最高圧を制御し、ピークカットを行えるようにした。

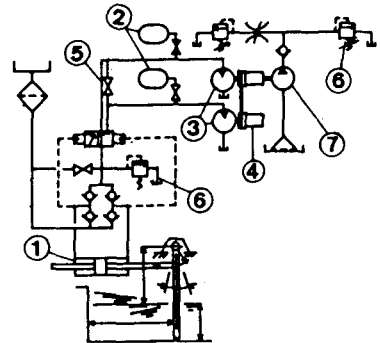


図-1 装置の概要

3. 実海域試験

3・1 観測項目

観測は、入射波水面変位、油圧シリンダーのピストン変位、シリンダー内圧力、油圧モータ負荷トルク、油圧モータの回転数を、無負荷、負荷（回路I，回路II）について、それぞれ行った。各記録例を図-2に示す。それぞれのデータは、磁気テープに記録し、サンプリングタイム0.5[sec]でA/D変換した。また、パワースペクトルおよびクロススペクトルは、データ数2048個でFFTにより計算した。なお、以下で使用するスペクトル記号でダッシュは one-side スペクトル、他はtwo-sideスペクトルを意味する。

3・2 結果および考察

1) 入射波特性

入射波のパワースペクトルの例を図-3に示す。入射波のピーク周波数は $f=0.17\sim0.30$ [Hz]、周期にして $T=3.5\sim5.6$ [sec]で生じている。

図中、 ∇ は T_w であり、ピーク周期とずれているものが多く見られる。そこで沖側の有義波周期 T_w および岸側の有義波周期 T_w と入射波スペクトルのピーク周期 T_p の相関図を図-4に示す。同図より入射波ピー

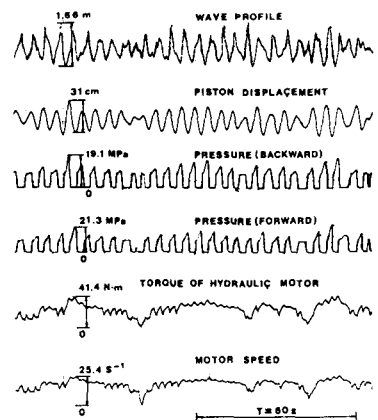


図-2 観測記録例

ク周期は、沖側、岸側の有義波周期よりも長周期側にずれている。一般に、本装置のような共振型波浪エネルギー吸収装置では、振り子の固有周期が重要となり、設置海域の有義波周期に一致させることで高いエネルギー吸収効率を得られるよう考慮される。しかし、本装置が設置された室蘭港外のように、必ずしも有義波周期と入射波スペクトルのピーク周期が一致しないような海域では、有義波周期を対象とするよりも、実際に観測された現地波浪データからスペクトル解析により、入射波スペクトルを求め、そのピーク周期を考慮し、装置を設計することが望ましい。

2) 振り子の変位・応答特性

振り子の変位のパワースペクトルを図-5に、周波数応答を図-6にそれぞれ示す。

入射波のパワースペクトルと変位のパワースペクトルを比較してみると、それぞれのピーク周期は一致している。しかし、入射波のスペクトルはピーク周期を境に長周期側で急激に減少し、短周期側では比較的ゆるやかに減少している。これに対し、変位のパワースペクトルは長周期側で入射波スペクトルよりもゆるやかに減少し、短周期側ではそれよりも急激に減少している傾向を示している。又、負荷を与えることによりかなり長周期側($f \approx 0.0$ [Hz])において、小さなピークが生じている。

次に、図-6の周波数応答を見ると、長周期側に広く応答がすぐれている。これは、前述の入射波のパワースペクトルと変位のパワースペクトルの傾向の差によるものである。又、 $f=0.0$ [Hz] 付近の応答が、無負荷時に比べ大きいのが、これも変位のパワースペクトルから明らかである。この原因としては、負荷を与えた場合振り子が本来の運動の中心へ戻らずに再び運動するため長周期変動が生ずるものと思われる。又、入射波のピーク周期と周波数応答のピーク周期との間には、ずれが生じている。

入射波のピーク周波数付近の応答は、無負荷、負荷時ともほぼ同じであることから、本実験では、負荷が十分かかってなかったと言える。

周波数応答および変位のパワースペクトルの図からは回路Iと回路IIによる差は確認できない。

3) エネルギー吸収特性

油圧シリンダー部分での平均吸収パワー： $\bar{W}_s$ 、と油圧モータ部分での平均吸収パワー： $\bar{W}_m$ の比を回路I，回路IIについてそれぞれ図-7に示す。それぞれの平均仕事率は、観測時間： T ，受圧面積： A ，シリンダー

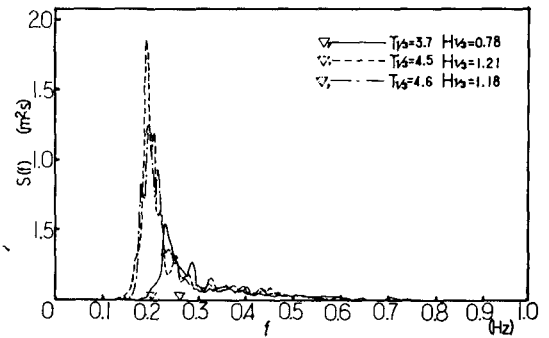


図-3 入射波のスペクトル

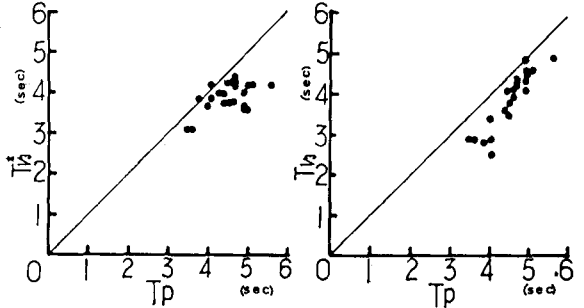


図-4 ピーク周波数と有義波周期の相関図

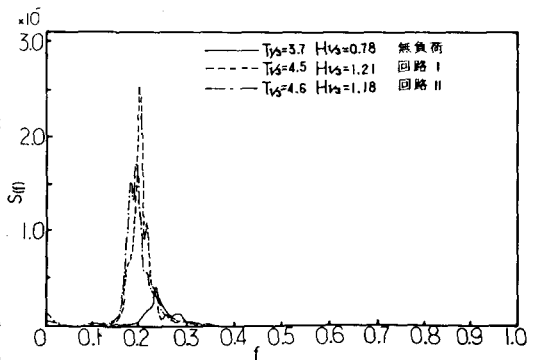


図-5 変位のパワースペクトル

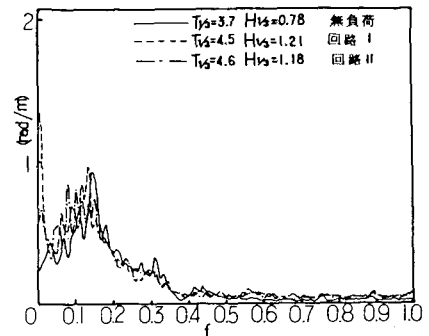


図-6 周波数応答

内圧力： P_1, P_2 , ピストン移動速度： v ，モータートルク： T ，モータ角速度： ω_m として次式より得た。

$$\bar{W}_s = \frac{1}{T} \int_0^T A(P_1 - P_2) v dt, \quad \bar{W}_m = \frac{1}{T} \int_0^T T_q \omega_m dt \quad (1)$$

図-7において、入射波エネルギーが低いと $\bar{W}_m/\bar{W}_s$ が小さく、入射波エネルギーが、高くなるにつれ $\bar{W}_m/\bar{W}_s$ も大きくなり、 $\bar{W}_m/\bar{W}_s=0.85$ 付近ではほぼ一定値となっている。このことから、入力が小さいと油圧回路内の内部損失の影響が大きく、入力が大きくなるにつれて、その内部損失の影響が小さくなる。

図-8および図-9に下式にて得られる、油圧シリンダ部分でのエネルギー吸収係数と、油圧モータ部分でのエネルギー吸収係数をそれぞれ示す。

$$\eta_s = \bar{W}_s / \bar{W}_w, \quad \eta_m = \bar{W}_m / \bar{W}_w \quad (2)$$

ただし、 $\bar{W}_w = \rho g \int_0^\infty C_g S_{\eta\eta}^*(f) df$ ， $\bar{W}_m$ ， $\bar{W}_s$ ：油圧モータおよび油圧シリンダの平均吸収パワー
 $S_{\eta\eta}^*(f)$ ：入射波のパワースペクトル， B ：振り子幅（2 m）

図-8および図-9より、ともに入射波エネルギーが低いと、エネルギー吸収効率が低い。特に、図-7においてそれが著しい。又、油圧シリンダ部分では各入射波エネルギーに対し、 $\eta_s=0.4$ 前後に値が集中しているのに対し、油圧モータ部分ではエネルギー吸収効率にばらつきが多い。

回路Iもしくは、回路IIを使用した時は、全体的に、回路Iを使用した場合の方が良好な結果を示しており、特に油圧シリンダ部分ではこの傾向が著しく、回路Iを使用した場合の方がエネルギー吸収効率がよい。

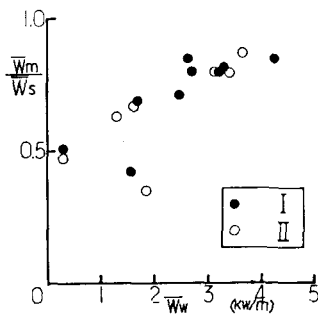


図-7 出力比

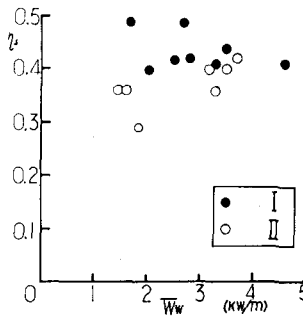


図-8 エネルギー吸収係数

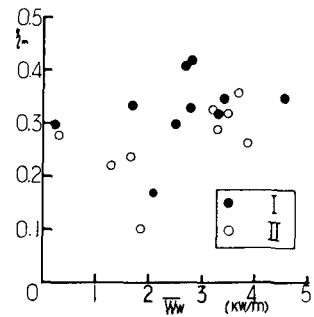


図-9 エネルギー吸収係数

4) 負荷特性

入射波に対して、吸収パワーを最大にするには、実験では負荷を種々変化させて、エネルギー吸収係数が最大となる負荷条件を見いだせばよい。装置の運動速度に比例した線型負荷では、最適な負荷条件を負荷減衰係数として表現できるが、本装置の場合図-2に見られるように、負荷が非線型のため負荷と出力の関係を直接、負荷減衰係数で比較することができない。そこで負荷と装置の運動速度の関係を線型系の重ね合わせと考え、負荷減衰係数をその周波数応答として求めてみた。

負荷 P を速度に比例する項からなるとすると、

$$P = dx + k\dot{x} = (d - ik/\omega)\dot{x} \quad (3)$$

ここに、 d ：負荷減衰係数， k ：負荷バネ常数， x ：ピストン変位，であり、ドットは一階微分を表す。

(3)式より、 d および k は、

$$d = \text{Re}(S_{p\dot{x}} / S_{\dot{x}\dot{x}}), \quad k = -\frac{1}{\omega} \text{Im}(S_{p\dot{x}} / S_{\dot{x}\dot{x}}) \quad (4)$$

で求まる。ただし、 $S_{p\dot{x}}$ ：圧力とピストン変位速度のクロススペクトル， $S_{\dot{x}\dot{x}}$ ：ピストン変位速度スペクトルである。また、平均吸収パワー $\hat{W}_s$ は、 S_{xx} ：ピストン変位スペクトルとして、次式で表される³⁾。

$$\hat{W}_s = 2 \int_0^\infty d\omega^2 S_{xx}(\omega) d\omega \quad (5)$$

ここで、入力と出力の線型性の度合を表すコヒーレンスを図-9に示す。同図より、本装置の油圧回路は $f=0.15\sim0.32[\text{Hz}]$ の範囲、すなわち入射波エネルギーが最も大きい周波数帯で線型性の度合いが強いことがわかる。ただし、回路I，回路IIにかかわらずこの傾向であり、両回路に明らかな差はないものと思われる。

図-10に負荷減衰係数を示す。同図より、線型性の強い周波数領域および入射波エネルギーの最も大きい周波数領域を含んだ周波数帯($f=0.15\sim0.5[\text{Hz}]$)において、負荷減衰係数はほぼ一定の値となっている。

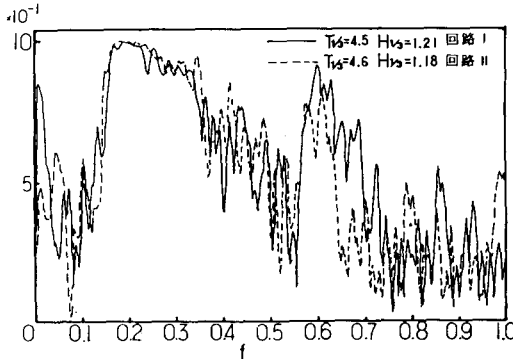


図-9 コヒーレンス

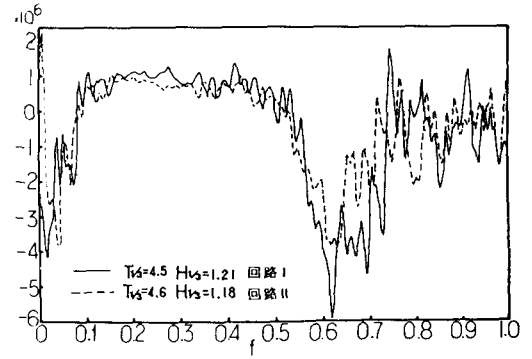


図-10 負荷減衰係数

(5) 式より得た $\hat{W}_s$ と、(1) 式より得た $\bar{W}_s$ とを比較してみる。さらに、 $\hat{W}_s$ については、図-9のdにおいて $f=0.1\sim0.5[\text{Hz}]$ までを使って計算したものと、前記の周波数領域で平均値として $d=635000[\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}]$ を使って計算した一例を表-1に示す。同表より $\hat{W}_s$ と $\bar{W}_s$ はほぼ一致しており、前述したように、dを求めることにより平均出力の推定ができる。

4. おわりに

1) 入射波スペクトルのピーク周期は $T=3.5\sim5.6[\text{sec}]$ の範囲に存在し、有義波周期と必ずしも一致していない。このような海域に装置を設置する場合、有義波周期のみを考慮することよりも、現地で観測された波浪データを解析し、より詳細な入力特性を把握し考慮することが望ましい。

2) 周波数応答のピーク周期が、入射波のピーク周期と一致するようにすれば、本装置の性能はより向上するものと思われる。

3) 回路Iを使用したとき、回路IIを使用した時に比べ、エネルギー吸収効率が優れていることがわかった。又、入射波エネルギーが大きくなると、油圧回路内の内部損失の影響が少なくなることがわかった。

4) 本装置では、周波数領域 $f=0.1\sim0.5[\text{Hz}]$ では、負荷と装置の運動速度の関係は線型であると仮定でき(図-4)、負荷減衰係数dを一定として平均出力の推定をしても問題がない(表-1)ことがわかった。これにより、線型システムの場合と同じように、入射波に対する最適制御への可能性が見いだされた。

参考文献

- 1) 岩井勝美・前田久明・木下 健 : 着底型空気タービン式波浪発電装置について, 生産研究, 34巻 8号, pp.39~42, 1982.
- 2) 谷野賢二・近藤俊郎・渡部富治 : 防波堤施設に併設する波浪エネルギー吸収装置の研究(3) -実海域性能試験-, 第31回海岸工学講演会論文集, pp.581~585, 1984.
- 3) Maeda, H., Tanaka, H., Kinosita, T.: Theoretical and Experimental Study on Wave Power Absorption, 13th Symp. Naval Hydrodynamics, pp.857~876, 1980.