

H & P ブイ型浮体式波浪エネルギー変換 システムの二次元波浪特性

CHARACTERISTICS OF HEAVE & PITCH BUOY TYPE WAVE ENERGY CONVERTER SYSTEM

飯島 徹¹・田谷 年樹²・渡部 富治³・近藤 俣朗⁴・横内 弘宇⁵・スダット プラサナ グナバルデー⁶
Toru IJIMA, Toshiki TAYA, Tomiji WATABE, Hideo KONDO, Hirotaka YOKOUCHI,
and Sudath P. GUNAWARUDANE

¹正会員 工博 室蘭工業大学CRDセンター 助教授 (〒050-8585 室蘭市水元町27-1)

²学生会員 室蘭工業大学大学院 (〒050-8585 室蘭市水元町27-1)

³T-WAVEコンサルタント(有) (〒050-0077 登別市御園町)

⁴フェロー 室蘭工業大学建設システム工学科名誉教授 (〒050-8585 室蘭市水元町27-1)

⁵室蘭工業大学機械システム工学科助教授 (〒050-8585 室蘭市水元町27-1)

⁶室蘭工業大学大学院 (〒050-8585 室蘭市水元町27-1)

We proposed small sized wave energy converter system named Heave & Pitch Buoy Wave energy converter system (HPB) using two rotary vane pumps to applying for 5~10kw class, which will be adapted to set at $T=4\sim6$ sec, 4.5m sea depth for personal use and energy-supply for developing project of deep sea water. It has been developing by demand of economical market study of Center of Business Creation of OTARU Univ. of Commerce. In this paper, we examined the characteristics of this HPB to use 1/15 scale model subjected wave channel by using parameters :T, pump torque, wave height. This HPB system has 2 rotary vane pumps for getting Heave and pitch energy individually. In these experimental parameters, we observed that energy efficiency of HPB system was about 63% maximum.

Key Words : Wave energy, Heave & Pitch Buoy type system, wave height , energy efficiency,
rotary vane pump

1. 背景及び研究目的

近年, 多くの国で海洋エネルギーを利用した発電システムの研究が行われている^{1), 2)}. その中で水柱振動方式 (OWCタイプ) と本研究グループで開発を行ってきた可動式タイプの振り子式等の研究が進められており³⁾, いずれも大型のシステムである. 大型のシステムは電力事業の必須課題であるが, 自然エネルギーを利用したいという個人向けニーズがあり小型システムの開発の必要性があることが指摘されている. また小型システムを開発することにより自然エネルギー普及に大きな効果が期待できる⁴⁾.

実際の実用化の可能性としては, まだ電力インフラのなく, 自然エネルギーの導入を希望する国として例えばスリランカでは波浪エネルギー変換システムのプロジェクトがスタートしている. その現地調査も2000年1月に行った. 大型のシステムの使用環境では, 設置コストがケーソンなどの大型コンクリート構造物でほとんどが占められる. そのため

小型化を進めるには, コスト低減のためケーソン等高コスト構造物を使用しない設計が要求される. また海岸での実際のニーズとしては, 欧米のハーバー用の電源や, 電力インフラのない場所でのいわゆるブラックスタート可能なシステムが要求されている.

その他, 深層水のくみ上げ用動力供給システム, 海水淡水化動力, 熱利用などのニーズに利用可能である. その他補助エネルギー供給装置の役割も可能性がある. こういう場所では比較的浅瀬の海岸で砂浜ないしは岩盤のある4から8m水深が想定される.

実際の設置場所などのターゲットは, 浅瀬の砂浜海岸とし, そこで本研究では, 図-1に示すH & P ブイ型浮体式波浪エネルギー変換システム (HPB) を提案する⁵⁾.

入力波は進行波を利用することとし, 主浮体と補助浮体は側板で結合されており, ロータリーベーンポンプで回転支持され, 主浮体と補助浮体による二自由度構造となっている. 図に示す P_1 , P_2 の2つのロータリーベーンポンプを使用し, それぞれ両浮

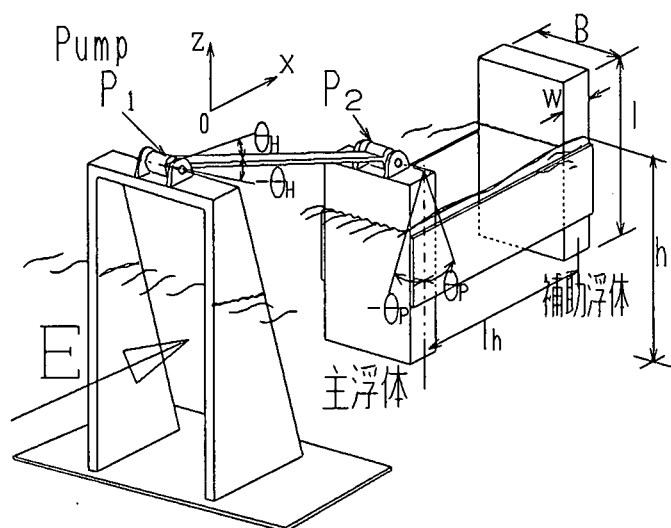


図-1 HPBの概念図

体の上下運動は P_1 、揺動運動は P_2 がそれぞれ波力エネルギーを機械的動力に変換するシステムである。このシステムはロータリーベーンポンプの作動流体を実際の海水を利用できるように、樹脂製で製作して直接海水淡水化の動力源としても利用する計画をしている。そのため、実物大のロータリーベーンポンプも仮製作を行っている。本報告では実際のこの提案するシステムの二自由度の単純な応答モデル装置を製作した。このモデルでは、ポンプの負荷トルクを摩擦ダンピング装置により設定して、その値と振動応答実験から得られる変動角変位の積により取得エネルギーを算出する方法をとった。この実験は2次元水槽で行った。実験パラメータとしては、波高、周期、トルク特性を用いてHPBの動特性を明らかにするとともに、その有効性を示し、実際のシステム設計の動的最適設計指針を得ることを目標としている。

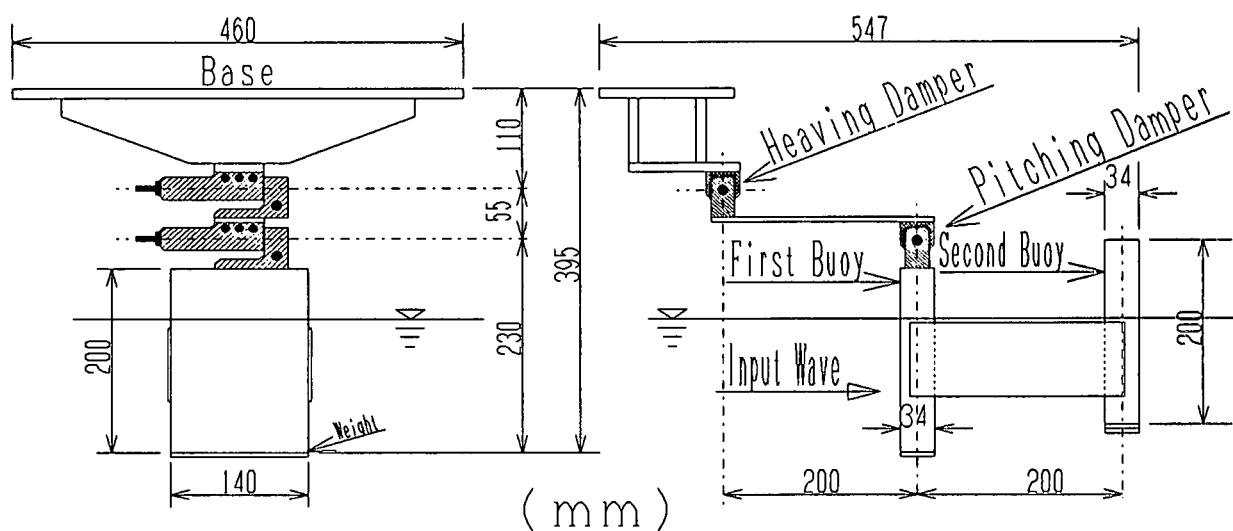


図-2 1/15スケールHPBモデルの概略図

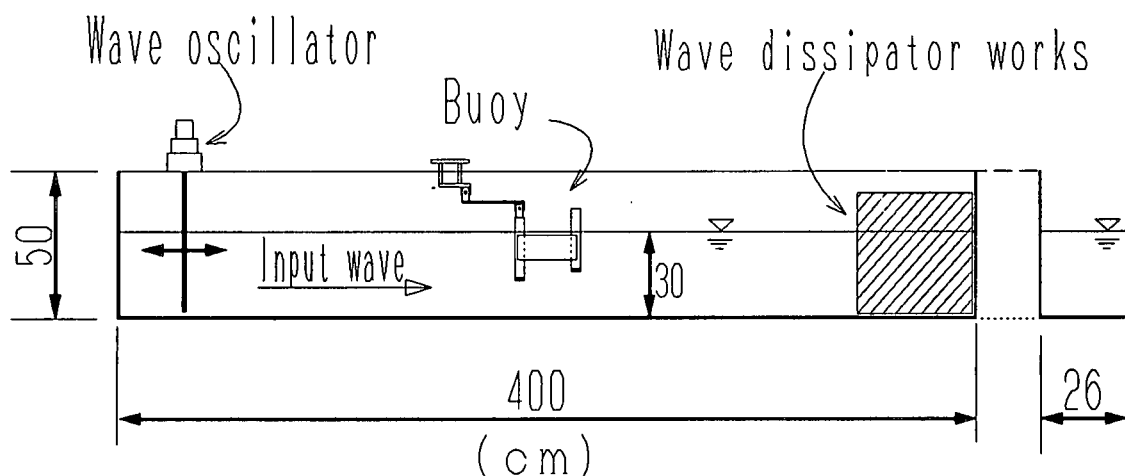


図-3 造波装置

2. 実験装置

図-2、図-3にそれぞれ1/15スケールHPBモデルの概略図及び本実験に使用した造波装置を示す。

この1/15スケールモデルは図-2の装置を造波水槽の上部に架台で固定してある。

造波装置は回転数保持型のモーターで起動し、ダブルスライダリンク機構により回転運動が正弦波直線運動に変換され、造波板で造波する。

なお、この水槽の受波壁には消波工が設置してあり、その反射率 K_r はHealyの方法により測定したところ当該周期の範囲(1.0~1.5[sec])ではいずれも20%未満であった。そのため、規則波とみなして良いと判断できる。

この模型実験ではポンプの代わりに、ばね力で押し付け摩擦をポンプ内に負荷させるダンパー(図-4参照)を使用して、負荷特性を与えた。

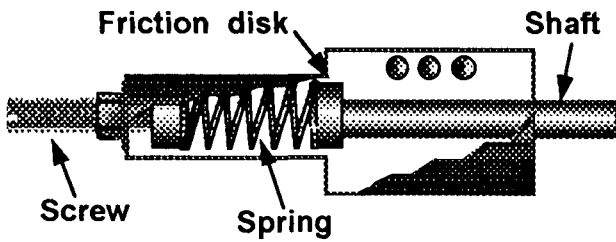


図-4 ダンパーの内部構造

その際に、揺動運動のため静摩擦特性と動摩擦特性でトルクが変動しないように二硫化モリブデンを潤滑材として封入してある。ばね力は締め付けバネのねじり回数で調整するため、そのねじり回数と摩擦トルクの関係を図-5に示す。また振動応答実験後に改めて測定した場合のトルク特性に変化は見られなかった。なお、図-5の4つの系列は、揺動周期を示している。

3. 実験内容

図-6(a)、(b)、(c)にはそれぞれ、発光ダイオードの取り付け配置図、測定装置レイアウト、および角度変位運動概念図を示す。

図-6(a)のように、浮体の上下・揺動用両ダンパーに光源として発光ダイオードを取り付け、各々の3つの光源のなす角 $\theta_H(t)$ 、 $\theta_P(t)$ の変動偏角 $\theta(t)$ を測定する。入力波に対する浮体の動きを可視化システム(図-6(b)参照)で画像情報に変換した。このシステムは、フォトロン(株)製のFASTCAM-Rabbit-mini2と高速ビデオカメラからなり、パーソナルコンピュータにインストールされたFDM-PCI2Driverソフトで解析する。なお、画像フレーム数は70でシャッタースピードが1/60[sec]で記録した。そのデータからFVMソフトで3つの発光ダイオードがなす角を計測する。

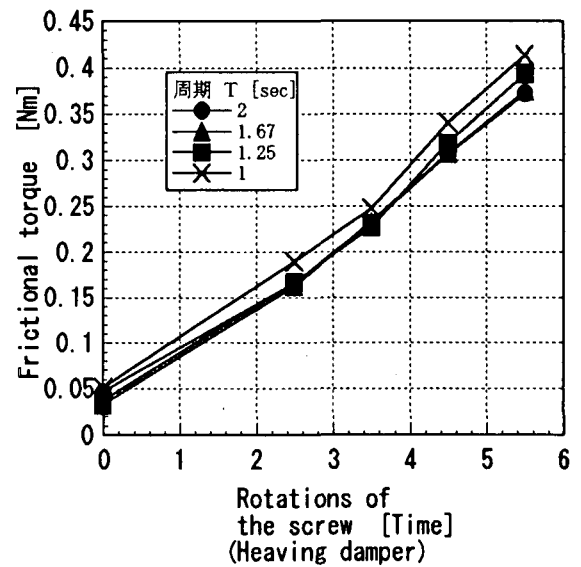
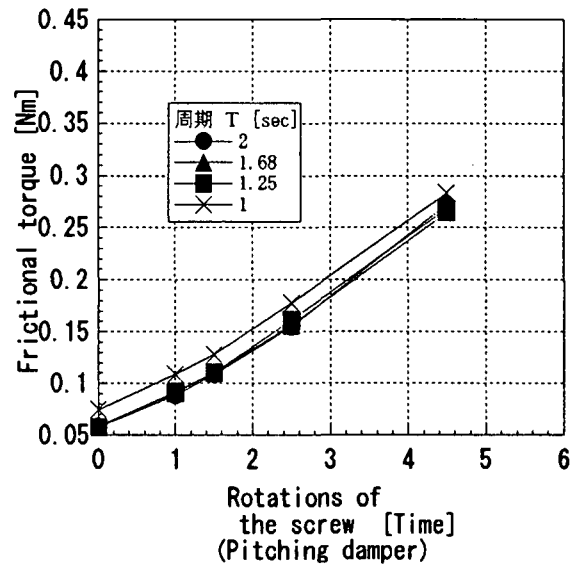


図-5 揺動動振動数でのトルク特性

図-6(c)を用いて、揺動応答の1周期あたりの角変動量は片角振幅を θ_P [rad.]とすると、実際に測定される角度は、 $\theta(t)$ の時間変動量である。そのため、 $\theta(t)_{max}$ と $\theta(t)_{min}$ の差の1/2が θ_P [rad.]となる。したがって、1周期の角振幅の移動量は $4\theta_P$ となり、同様に上下運動用ダンパーの角振幅の移動量は $4\theta_H$ [rad.]となる。よって、1周期あたりの上下・揺動運動用両ダンパーがそれぞれした仕事 W_H 、 W_P は、あらかじめ図-5で求められたトルク特性値で上下運動、揺動運動を動力変換するペーンポンプのトルク換算値として用い、上下運動用ダンパーの摩擦トルクを T_{dH} 、揺動運動用ダンパーの摩擦トルクを T_{dP} とすると以下の式で表される。

$$W_H = 4 T_{dH} \theta_H \quad \dots (1)$$

$$W_P = 4 T_{dP} \theta_P \quad \dots (2)$$

また、 E を1周期の間に浮体幅 B [m]に入射する波エネルギーとすると以下の式で表される。

$$E = \overline{E} C_g T B \qquad \cdots (3)$$

$\overline{E}$: 単位面積あたりの波のエネルギー [Nm/m²]
 C_g : 群速度 [m/sec]

HPB全体のエネルギー変換効率 η は、1周期あたりで換算すると、揺動運動エネルギーと上下運動エネルギーは独立して取得されるため、両者の総仕事量と入力エネルギー E との比から

$$\eta = (W_H + W_P) / E \qquad \cdots (4)$$

で表される。

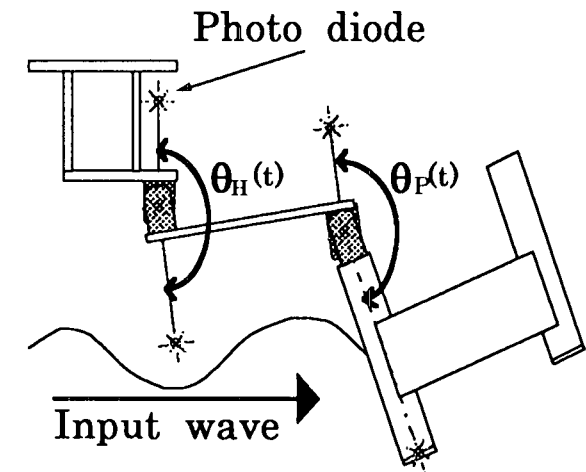


図-6 (a) 発光ダイオード取り付け図

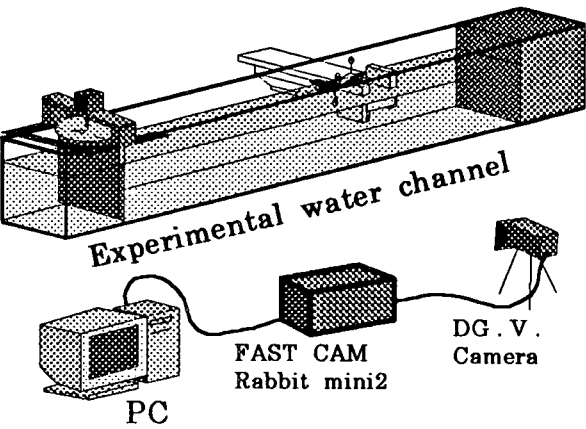


図-6 (b) 可視化システム構成図

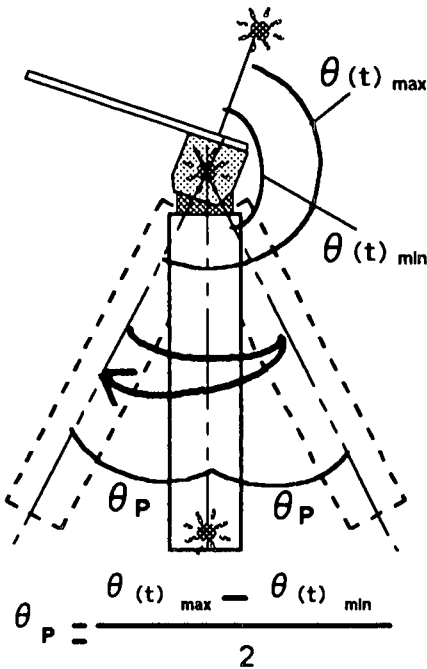


図-6 (c) 光学式変動角測定原理図

本システムで想定した設置場所は、日本の太平洋沿岸とした。そこでの波の平均周期4.0～6.0[sec]であるから、この範囲に周期 T を選定した。また浅瀬に設置することを考慮し、4.5[m]の水深条件とした。ここで、Froudeの相似率から相似比($\lambda_L=1/15$)を考慮してスケールダウンすると、表-1に示される実験パラメーターの範囲となる。

一方、波の振動数 f は0.67～1.00[Hz]であり、上下運動の固有振動数 f_z 、揺動運動の固有振動数 f_x を測定したところ、それぞれ0.6[Hz]、0.8[Hz]であった。

また、 T は0.1[sec]刻み、 T_{dH} および T_{dP} は各々8種類変化させて実験を行った。なお、表-1中の H は波高、 h は水深を示している。

これらの条件で実際の実験を行い、エネルギー効率を求めてその動特性を明らかにした。

表-1 実験パラメーター

T	1.00～1.50	[sec]
H	0.04	[m]
h	0.30	[m]
T_{dH}	0.17～0.42	[Nm]
T_{dP}	0.11～0.31	[Nm]

4. 実験結果

図-7は T_{dH} , T_{dP} を一定にし, T を変化させたときの η を示している。

この図より, 実験範囲の $T=1.0\sim 1.5$ [sec]では, 全体的に短周期のとき比較的高い効率が確認できる。

また, $T_{dH}=0.34$ [Nm], $T_{dP}=0.28$ [Nm], $T=1.0$ [sec]の場合, 最高で $\eta=63\%$ であることが確認された。

図-8は例として $T=1.0$ [sec]のときの T_{dH} , T_{dP} と η の関係を示している。

図-8において, T_{dH} , T_{dP} がともに大きい領域(A)では, η は高い値を示している。また, T_{dH} と T_{dP} の差が大きい領域(B)と, T_{dH} , T_{dP} がともに小さい領域(C)では, あまり効率の変化は見られなかった。

ここで図-8の領域(A), 領域(C)では, ともに2自由度系で振動応答していることが観察された。しかし, η は領域(A)のほうが大きい値を示している。この要因は, (C)領域に比べ, 領域(A)では応答角 θ が小さいため浮体の運動による造波運動が抑えられ, エネルギー損失が減少したため, 結果的に効率が高くなったと考えられる。

一方, 図-9は, T_{dH} を一定に保ったときの T_{dP} と θ_H との関係を示している。図-9において, T_{dP} を大きくすると θ_H が大きくなり, 摩擦トルクの小さいダンパーのみの1自由度振動応答傾向が実験中に観察された。このことより, 領域(B)ではあまり効率の変化は見られなかったと考えられる。

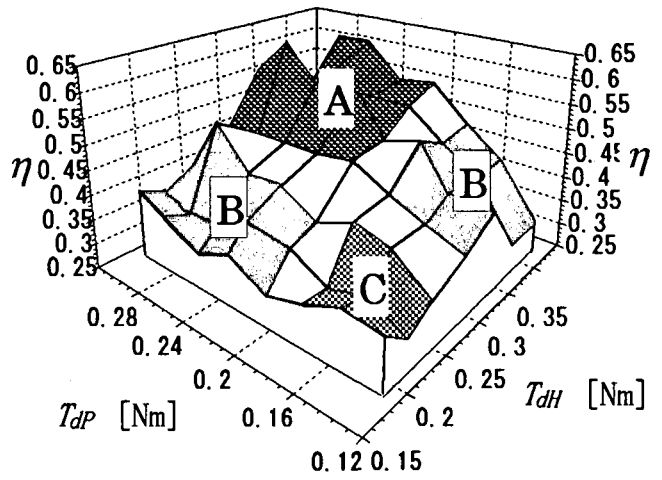


図-8 T_{dH} , T_{dP} と η の関係 ($T=1.0$ [sec])

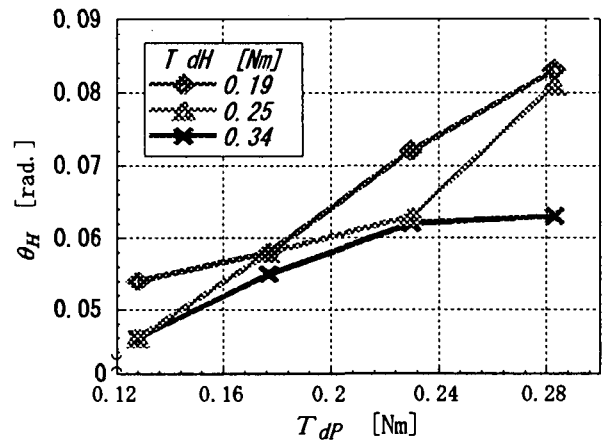
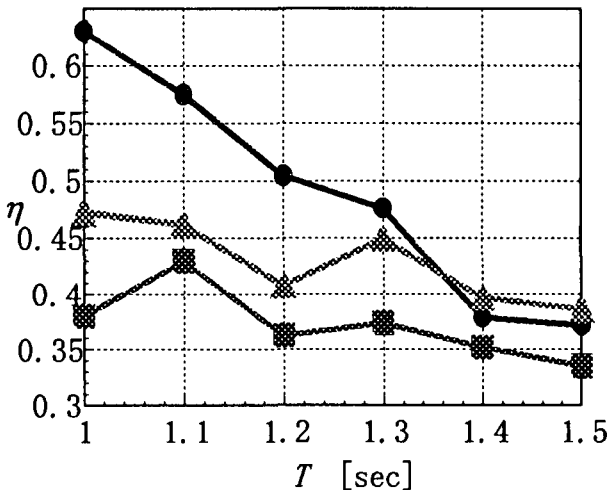


図-9 T_{dP} と θ_H との関係

5. 結論

- 1) 当該周期の範囲では, T_{dH} , T_{dP} が一定の場合では, 短周期のほうが比較的高い η は高い。
- 2) 同様に, 同周期の場合, T_{dH} , T_{dP} を大きくすると η は高くなる。
- 3) $T=1.0$ [sec], $T_{dH}=0.34$ [Nm], $T_{dP}=0.28$ [Nm]のとき, 本システムでの η は最高で63%であった。
- 4) ダンパーの摩擦トルクの差が大きいと, 摩擦トルクが小さい方の1自由度系振動応答傾向を示し, 結果的に η はあまり変化しない。
- 5) H&Pブイ型浮体式波浪エネルギー変換システムを設計し, 実験条件におけるポンプ特性の最適負荷条件とそのときの本システムの動特性を明らかにした。



Torque (Heaving, Pitching) [Nm]

- 0.22, 0.15
- ▲ 0.29, 0.20
- 0.34, 0.28
- ◆ 0.34, 0.28

図-7 周期 T と効率 η の関係

謝辞

最後にこの研究には科学技術振興事業団からの受託研究の補助があったことに感謝の意を表します.

参考文献

- 1) 近藤淑朗, 谷口史一, 飯島徹, 渡部富治, 長内戦治 : 土木学会北海道支部論文報告集, 第55号(B), p p 214~217改良型ロータリーベーンポンプによる振り子式波浪発電の現地試験, (1999)

- 2) 近藤淑朗ら著 : 海洋エネルギー利用技術, 森北出版
- 3) Tomiji Watabe et al. : Installation of the New Pendulor for the 2nd Stage Sea test pp133~138 , Proceedings of the Ninth (1999) International Offshore and Polar Engineering Conference , Brest , France , May30~June4 , 1999
- 4) 飯島ら : RSP波浪エネルギー変換システム事業化研究会報告, (1999)
- 5) 渡部ら : 1~10 k Wクラス ミニチュア波力発電装置 H P B , 日本設計工学会1999年度秋季研究発表講演会論文集pp71~74, (1999. 8. 19~20)