

新型振り子式波浪発電システムの実用機開発

建設・機械系（建設システム工学科） 太田 典幸

1 緒 言

近年の環境問題における地球温暖化などの主な原因として、人間によるエネルギー消費活動が発生させるCO₂などの排出ガス増加があげられている。また、有限である地球資源を有効取得することも考慮されなければならない。こういった意味から自然エネルギーを積極利用する検討も必要である。自然エネルギーを利用することは化石燃料への依存による環境負担及び資源枯渇を最小限に留めることにつながり、これからの環境問題への解決策の一つとして重要な意味を持つものである。

室蘭工業大学ではこのような考えから、自然エネルギーの中でも海に囲まれた島国である日本において、豊富に取得できる海洋エネルギーの利用に着目し、防波堤等に組み込まれた消波エネルギー吸収装置である沿岸固定型振り子式波浪発電装置を考案した。これまでに水理模型実験及び実験プラントによる実海域運転を行い実験成果を上げている。

2 振り子式波力発電装置

2.1 装置概念

振り子式波浪発電装置は、沿岸に固定した防波堤や堤防の中に設けた水室中の定常波により揺動する振り子板の運動から、波エネルギーを吸収するシステムである。振り子板に連結した油圧ポンプから吐出される高圧の油圧により油圧モータ駆動発電機が回転する。プラントでの海域実験の結果一次変換効率は平均55%と高い。このシステムは騒音やCO₂排出等を一切伴わないので環境を汚染することがないというクリーンな特長を有している。

2.2 ロータリベーンポンプ型

防波ケーソンに設けた水室内の定常波節部水平流が振り子を加振し、その運動によって油圧ポンプ(シリンダ型)が駆動される。その後このポンプの吐出した高圧油により、油圧モータ駆動発電機が回転する(図-2.1)。研究開始当初はこのシリンダ型ポンプを採用していたが、海域運転において表-2.1に示すような深刻な問題が発生した。

表-2.1 シリンダ形ポンプに関連したトラブル

- | |
|--|
| <ol style="list-style-type: none">1. ロッドシールの油漏れ 部品交換が困難なため新品ポンプに交換2. ポンプの反力(max. $\pm 196\text{KN}$)が各部に反復作用し疲労が進行 ①振り子本体に亀裂発生 ②連結ロッドおよびピンの切損 ③固定ねじのゆるみが繰返し発生 ④ピン用軸受けの摩耗 |
|--|

これらの問題を克服するため、ロータリベーンポンプを用いた新型を開発した。図-2.2のように、振り子の軸とポンプ軸を兼用としたので、振り子運動が直接ポンプ入力になり、振り

子とポンプが一体化したコンパクトな構造になる。図 2.3 に海域実験用ロータリベーンポンプを示す。固定ベーンを待つケース内で2枚ベーンを持つロータが回転し、ポンプ作用(往復流の発生)を生み出す。これを整流回路を通して直流に変換し、油圧モータへ供給する。

表 2.2 に図 2.3 ポンプの仕様を示す。通常ポンプに比較し、①押しのけ容積:100 倍以上、②回転速度:1/100以下なので寸法は極めて大きい。このためベーンシール等のわずかな気密性不良が、ポンプ効率の著しい低下原因になる。

表 2.2 試作ロータリベーンポンプの仕様

- | | |
|-----------|--|
| 1. ロータ寸法 | : $\phi 450D \times \phi 300d \times 260B \times 2\text{Vanes}$ |
| 2. 押しのけ容積 | : $D_p = 45.9 \text{ } \ell / \text{rev.}$ |
| 3. 理論トルク | : $T_{th} = 182.8 \text{ kN} \cdot \text{m} (\text{at } p = 25 \text{ MPa})$ |
| 4. 理論流量 | : $1.91 \text{ } \ell / \text{s} (\text{mean at } 30^\circ / 2\text{s})$ |
| 5. 揺動角 | : $\pm 60^\circ (\text{max.})$ |

図 2.3 のポンプは、仕様目的に合うよう①強度および耐久性、②効率、③生産性および保守性等の検討結果を具体化したものである。容積効率 $\approx 94\%$ が予測されていた。

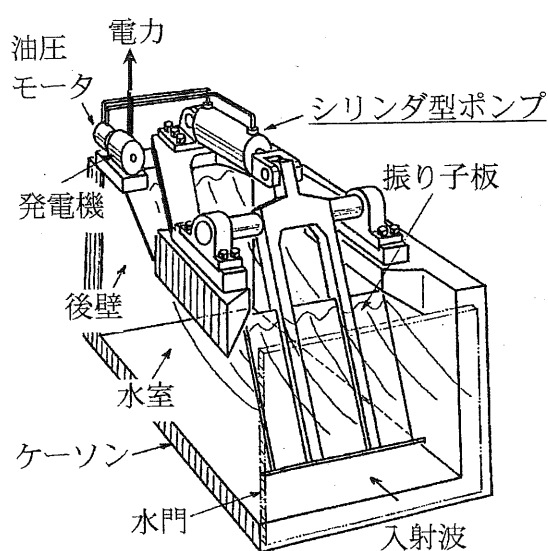


図 2.1 振り子式波浪発電装置
(シリンダポンプ型)

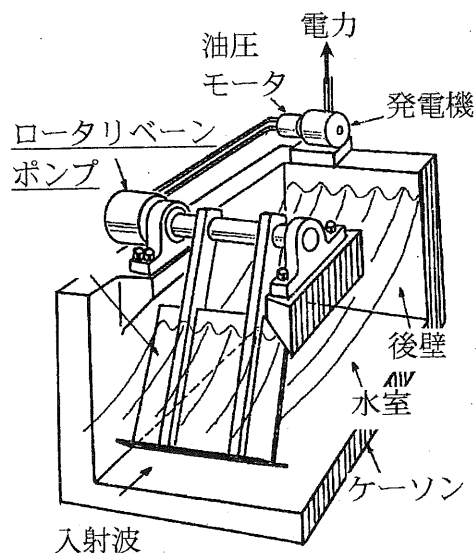


図 2.2 振り子式波浪発電装置
(ロータリベーンポンプ型)

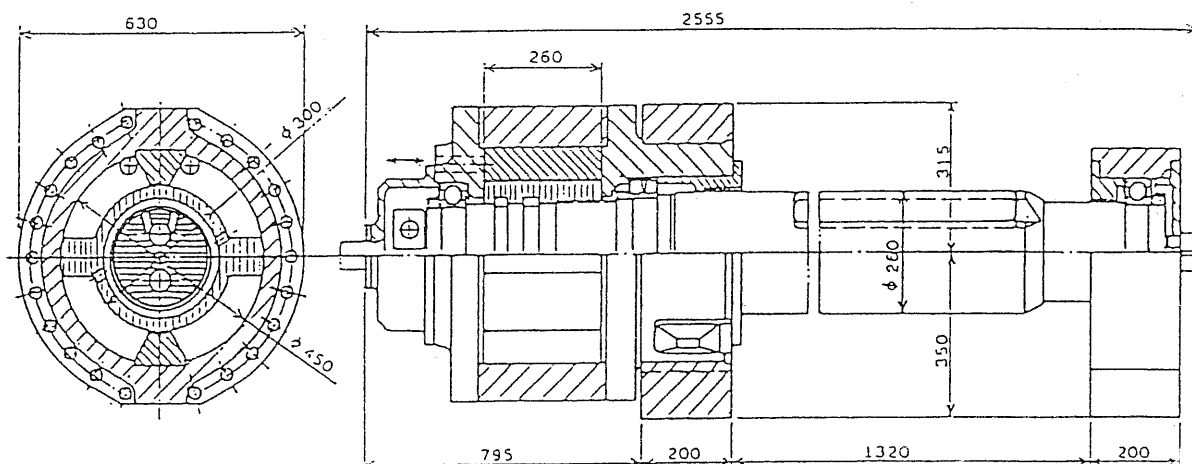


図 2.3 ロータリベーンポンプ

3 現地プラント実験

図 3.1 は海域実験用として試作したロータリベーンポンプ型振り子式波浪発電装置の回路図である。この回路は、①インピーダンスマッチングが成立するので波力パワー取得効率がよい、②2台の油圧モータのトルク変動が相互に打ち消し合うので、出力電力が平滑になるという特長がある。

$$T_p = \frac{D_p(p_m + \Delta p)}{2\pi\eta_t} \quad (3.1)$$

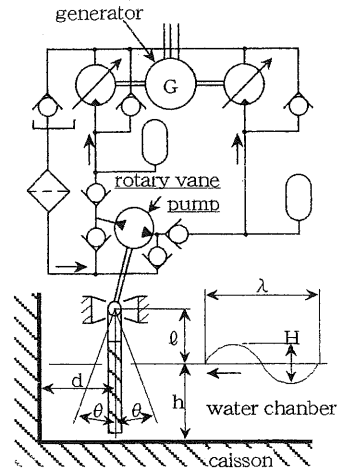


図 3.1 油圧回路図

T_p : ロータリベーンポンプの軸トルク、±記号は、 $\theta < 1$ のとき+、 $\theta > 1$ のとき-とする

D_p : ロータリベーンポンプの押しのけ容積

p_m : 油圧モータの圧力(発電出力の関数)

Δp : 管路の圧力損失

η_t : ポンプのトルク効率

N : 造波ダンピング係数

波浪パワーの取得効率 η は、振り子系の固有周波数 ω_0 を波浪周波数のそれに一致させ、ポンプトルク $T_p = N\theta$ とするとき最大になる。海域実験の前に、ポンプ軸を固定し外部から圧油を供給した場合のトルク効率 η_t および容積効率 η_v を測定した。軸トルク T_p および内部漏れ ΔQ を実測し、次式から求めた。

$$\eta_t = \frac{D_p p_p}{2\pi T_p} \quad (3.2)$$

$$\eta_v = 1 - \frac{\Delta Q}{D_p \bar{n}} \quad (3.3)$$

p_p : 外部からの供給圧(ポンプ圧)

\bar{n} : 定格運転時の平均軸速度(0.0283rev./s)

トルク効率 $\eta_t = 99\%$ に対し、容積効率 $\eta_v = 62\%$ (予測値 94%)という結果がえられた。 η_v は改善の必要がある、海域実験は室蘭港外防波堤前方海面(室蘭市絵鞆漁港)に設置された本学所有実験プラントで実施した。表 3.1 にプラント仕様を示す。実験では表 3.2 の項目について測定し、それを用いて各特性値を求めた。

表 3.1 実験プラントの設計仕様

1. ケーソン寸法:正面の幅 6.1m × 奥行 8.0m × 高さ 7.0m
2. 水 室 : 幅 2.3m × 長さ 7.5m × 水深 2.75m(× 2室)
3. 最大波高:ケーソンに対し 3m、振り子に対し 2m
4. 入射波パワー:幅 2m の振り子に対し、平均 8kW, 最大 20.7kW ($H_{1/3}=1.5m, T_{1/3}=4s, h=2.75m$)
5. ポンプ入力:平均 5kW、最大 16kW
6. 振り子寸法:幅 2m × 高さ 6.9m(固有周期 4.2s)
7. 振り子の振れ角: $H=1.5m, T=4s$, の規則波入力で定格運転のとき $\pm 10.2^\circ$

表 3.2 海域実験での測定項目

測定項目 / 目的	
1. 入射波の波高 / 入射波の特性($H_{1/3}, T_{1/3}$, スペクトル、入射波のパワー)を計測	
2. 振り子角度 / 振り子の応答特性を計測	
3. ポンプ吐出圧 / ポンプ特性(入力パワー、軸トルク、ポンプ出力、 η_p)を計測	
4. モータ油圧	/ 油圧モータ特性(入力パワー、出力パワー、 η_m, η_t)を計測
5. モータ速度	
6. モータトルク	
7. 油温 / ポンプ・モータ特性の参考資料	

入射波パワー(平均) \bar{W} は次から求まる。

$$\bar{W} = \frac{\rho g B}{2\pi} \int_0^\infty C_g S(\omega) d\omega \quad (3.4)$$

ρ :海水の密度

g :重力の加速度

B :振り子の幅(2m)

C_g :入射波の群速度

$S(\omega)$:入射波のパワースペクトル密度

ω :入射成分波の円周波数

入射波パワーが振り子の揺動パワーに変換され、ロータリベーンポンプの入力になる。
ポンプ入力(平均) E_{pi} は次に示される。

$$E_{pi} = \frac{D_p}{2\pi\eta_t T_o} \int_0^{T_o} p_p \dot{\theta} dt \quad (3.5)$$

T_o :測定時間(今回は $T_o=1,200s$)

η_t :トルク効率($\eta_t=0.99$)

p_p :ポンプ圧、 $D_p=45.9 \times 10^{-3}m^3/rev.$

ロータリベーンポンプの出力 E_{po} は次により求めた。

$$E_{po} = \frac{2D_m}{T_o} \int_0^{T_o} p_p n_m dt \quad (3.6)$$

D_m :油圧モータの押しのけ容積($D_m 19 \times 10^{-6}m^3/rev.$)

n_m :油圧モータの回転速度

油圧モータの出力 E_{m0} は次になる。

$$E_{m0} = \frac{2\pi}{T_0} \int_0^{T_0} T_m n_m dt \quad (3.7)$$

T_m : 2 台の油圧モータによる合計トルク

変換効率 は次により定義される。

$$\begin{aligned} \text{一次変換効率} \quad \eta_1 &= E_{pi} / \bar{W} \\ \text{二次変換効率} \quad \eta_2 &= E_{m0} / E_{pi} \\ \text{システム効率} \quad \eta &= E_{m0} / \bar{W} = \eta_1 \times \eta_2 \end{aligned} \quad (3.8)$$

効率は一次変換 η_1 が 60% 前後、二次変換 η_2 が 40% 以下、システム効率は 20% 以下であった。 η_1 はシリンダ型ポンプ使用時と同等であるが、 η_2 および η は著しく低下している。ポンプの容積効率 η_v は、軸固定実験に比較し、海域運転中(動的)実測時にはさらに低下していたのでシールの動特性研究が必要であるが、シールの摩耗による作動油の汚染は認められていない。

図 3.2 は有義波周期 $T_{1/3}$ に対する一次変換効率 η_1 を示す。波の入射方向、潮位変化、ポンプ軸トルク T_p の切換などのパラメータが統一されていない状態での実験結果なので、測定値が分散している。しかし $T_{1/3} \cong 4.5s$ で η_1 がピークを示す傾向にあり、実験プラント現地への冬季における波の有義波周期 4.5s に合致している。また、 η_1 の平均は 66% とかなり良い。

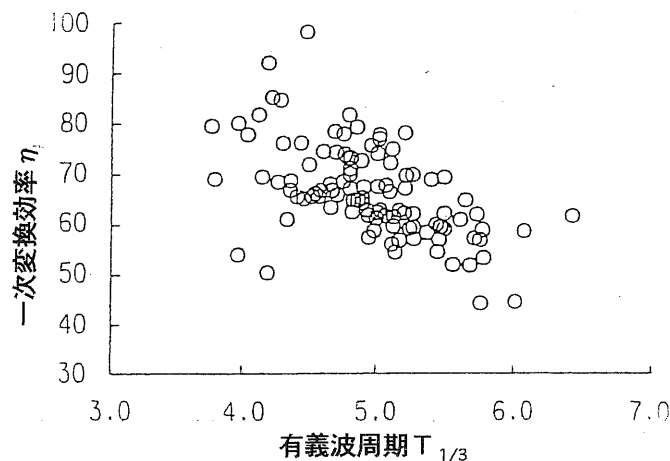


図 3.2 現地ロータリベーン ポンプ効率

4 結 言

ロータリベーンポンプによる振り子式波浪発電装置の実海域試験において、ポンプ容積効率 η_v が予想を下回っているのを、これを向上するため図 2.3 ポンプの 1/2 スケールモデルを製作し、シール形状及びポンプ構造についての改善を図っている(図 4)。

現在、実海域実験用ポンプは、電食による振り子軸兼ポンプ軸受の間隙拡大等の不具合のため実験プラントより取り外され、(株)檣崎製作所において電食の対策装備改良及びシステムの整備、ロータリベーンポンプへの細かな改良を加えている。本年 4 月に改良と整備を終えて、室

内における実験を経て7月に再び実験プラントに据付け、海域実験に入る。

将来、システム全体において効率問題をクリアしたときに、発電源として本システムを用いるならば、地球環境及び資源節約に配慮した非常にクリーンで優れている画期的な自然エネルギー取得システムとなる。

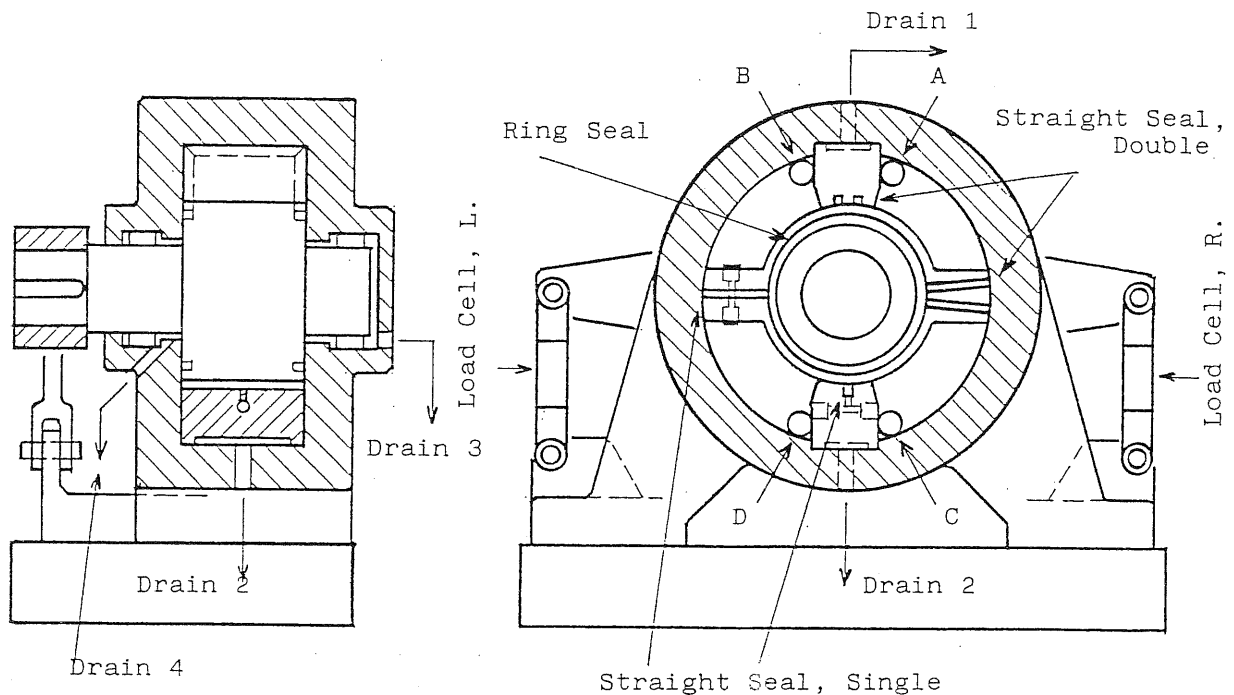


図 4 1/2スケールモデル

参考文献

- 1)近藤倣郎, 浦島三郎, 渡部富治: 新型振り子式波浪発電システムの実用機開発, 平成8年度科学研究費補助金研究成果報告書
- 2)T.Watabe,H.Kondo et al: Remodeling of Muroran Wave Test Plant,Proc.ofISOPE-94,Osaka,1994,p.353-358
- 3)渡部富治, 成田正春, 清野勝博, 他: 波力発電用大容量ベーンポンプの開発, 平成6年度ホクサイテック財団研究開発支援事業研究成果報告書