

傾斜形波動ポンプの性能向上に関する研究* (第2報, 傾斜形波動ポンプの性能解析モデルの開発)

川口勝之*¹, 植木弘信*¹, 湯田健二*²
赤嶺征司*², 相良和男*³

Research and Development on Inclined Wave-Energy Pump (2nd Report, Development of Simulation Model for Wave-Energy Pump with Inclined Cylinder)

Katsuyuki KAWAGUTY, Hironobu UEKI, Kenji YUDA,
Seiji AKAMINE and Kazuo SAGARA

A new wave-energy pump has been developed. The pump has an inclinable cylinder and can operate in double-action, that is, water is sucked in and pumped up during both up- and down-reciprocating motions of the float-piston. The pump can effectively make use of horizontal wave force in addition to vertical wave force. In order to establish a new simulation model for the wave-energy pump with inclinable cylinder, authors modified the original simulation models for vertical cylinder type wave-energy pump considering horizontal wave force and side friction force. Pump performance has been discussed in terms of wave periods, pump inclination angles and friction forces. Calculated results using this simulation model agreed with experimental results except higher inclination angles. In consequence, the analytical method used in current study is effectively applied to predict the pump performance and its frictional effects.

Key Words: Ocean Wave Energy Conversion, Wave Energy, Horizontal Wave Force, Pump, Inclined Cylinder, Performance Analysis

1. 緒 言

分散形エネルギーを有効に利用し、環境や生態系と調和のとれたシステムを構築することは、近年クローズアップされている地球環境問題、エネルギー問題の解決策の一つであると思われる。著者らはその一例として、生態系の食物連鎖を取り入れ、分散形エネルギーを複合的に利用し、経済的に自立可能な高生産海域造成システム⁽¹⁾を提案している。また、そのエネルギー源として海洋の波浪エネルギーを利用した波動ポンプの開発を行っている。これまでの波動ポンプが鉛直方向波力のみを利用していた⁽²⁾のに対し、本研究で対象としている傾斜形波動ポンプは、シリンダを傾斜させることによって水平方向波力をも利用できるようになっている。第1報では、その傾斜方向エネルギー吸収の方法、および波浪変換装置の効果などを実験的に検討した。本研究では直立ダブルアクティング波動ポンプの解析法⁽³⁾をもとに、傾斜形波動ポンプの性能解析モデルを新たに開発し、実験結果を検証したので報告する。

2. おもな記号

A : 水線面積
 C_d : 抗力係数
 C_m : 質量係数
 D : フロート幅
 F_d : ディフラクション力
 F_{fh} : フルード・クリロフ力
 F_{fr} : 動摩擦力
 F_w : 波強制力
 $f(P)$: シリンダ内圧による力
 g : 重力の加速度
 H : 揚程
 H_w : 波高
 h : 水深
 k : 波数
 m : 付加質量
 N : 造波減衰力係数
 Q : 流量
 T_w : 波周期
 θ : シリンダ傾斜角

* 原稿受付 1996年9月17日。

*¹ 正員, 長崎大学工学部 (〒852 長崎市文教町1-14)。

*² 長崎大学大学院。

*³ 正員, 長菱設計(株) (〒850 長崎市飽の浦町1-1)。

添字

- x : x 軸方向
- z : z 軸方向
- z' : z' 軸方向

3. 実験装置

図1に示す供試波動ポンプは、従来の供試体^{(1)~(3)}に比較して、スケール効果等の検討のため、大きさを1/2としている。ケーソン最下部から吐出し孔までの全長は865 mm、フロート・ピストンの質量は13.5 kgである。フロート直径は320 mm、フロートの幅は450 mmである。シリンダ内径および吸込管・吐出し管内径はそれぞれ54 mm および 25 mm である。

ポンプは吸込管、吐出し管にそれぞれボール弁が取り付けられており、フロート・ピストンの上昇・下降両行程で連続的に海水の吸入・吐出しが可能なダブルアクティング形である。ポンプ特性試験は、長さ26 m、幅1.5 m、深さ1 mの造波水槽の中央部にポンプを固定して行った。波高 H_w を一定の約0.115 mとし、波周期を2, 2.5, 3 sに変化させた。また、シリンダ傾斜角は 0° から 40° まで 10° おきに変化させた。

4. 解析方法

4.1 運動方程式 フロート・ピストンの運動方程式の導出は、ばね・質量・減衰系に波強制力 F_w 、シリンダ内圧による力 $f(P)$ 、シリンダ-ピストン間摩擦力 F_{fr} を加えた振動モデルを考えて行った。入射波は規則的な二次元波であると仮定し、静水面フロート中央を原点に、波の進行方向を x 軸、鉛直方向を z 軸とした。また、この x - z 座標系から θ だけ傾けた場合を x' - z' 座標系とした。浮体の見掛けの質量を

M_v とすると、 z' 方向の運動方程式は式(1)のようになる。左辺第1項はフロート・ピストンに働く慣性力、第2, 第3項は造波減衰力、第4項は浮力による復元力、第5項はシリンダ内圧による力、第6項はピストン・シリンダに働く摩擦力である。

$$M_v \ddot{Z}' + N_x \dot{Z}' \sin^2 \theta + N_z \dot{Z}' \cos^2 \theta + \rho g A Z' \cos^2 \theta + f(P) + F_{fr} \operatorname{sgn}(\dot{Z}') = F_w z' \dots \dots \dots (1)$$

見掛けの質量は、フロート・ピストンの質量と付加質量の和と考えられる。付加質量とは、物体が水中で動揺する際に付加される質量のことである。シリンダ-ピストン間に働く摩擦力は、フロート・ピストンの速度、シリンダ内圧差などによって値が変化するものと考えられるが、そのメカニズムは明らかにされていない。本解析では、つねに一定の摩擦力がフロート・ピストンの上昇・下降両行程でその符号を変え、ピストンの上下運動を妨げる方向に作用するものとした。この運動方程式をワークステーションを用いてルンゲ・クッタ・ジル法により積分し、フロート・ピストン変位を求め、流量、効率を計算する。

4.2 鉛直方向波強制力 フロートに働く鉛直方向波強制力は入射波の波力を浮体表面で積分して得られるフルード・クリロフ力と、入射波の散乱によって生じるディフラクション力との和で表される⁽⁴⁾。フルード・クリロフ力 F_{fk} ならびにディフラクション力 F_d はそれぞれ式(2)、(3)で表される。

$$F_{fk} = A \cdot \rho \frac{\partial \phi}{\partial t} = A \cdot \rho \frac{H_w g}{2} \cdot \frac{\cosh k(h-L_f)}{\cosh kh} \sin \omega t \dots \dots (2)$$

$$F_d = m_z \cdot \left(-\frac{\partial^2 \phi}{\partial t \partial z} \right) + N_z \cdot \left(-\frac{\partial \phi}{\partial z} \right) = -m_z \cdot \frac{H_w}{2} \cdot g k \cdot \frac{\sinh k(h-L_f/2)}{\cosh kh} \sin \omega t + N_z \cdot \frac{H_w}{2} \cdot \frac{g k}{\omega} \cdot \frac{\sinh k(h-L_f/2)}{\cosh kh} \cos \omega t \dots \dots \dots (3)$$

ここで、 ϕ は微小振幅波の速度ポテンシャルを表しており、水面波形が正弦波であると仮定して求めた⁽⁵⁾。式(3)の第2項は第1項に比べて小さいので、波強制力は波とほぼ同位相あるいは逆位相となる。

4.3 水平方向波強制力 水平方向波強制力にモリソンの式⁽⁶⁾を適用すると、単位水深当たりの波力は式(4)で表される。

$$dF_m = \left(C_m \rho A \dot{u} + C_d \frac{\rho}{2} D u |u| \right) dz \dots \dots \dots (4)$$

ここで、水粒子速度 u は次式で表される。

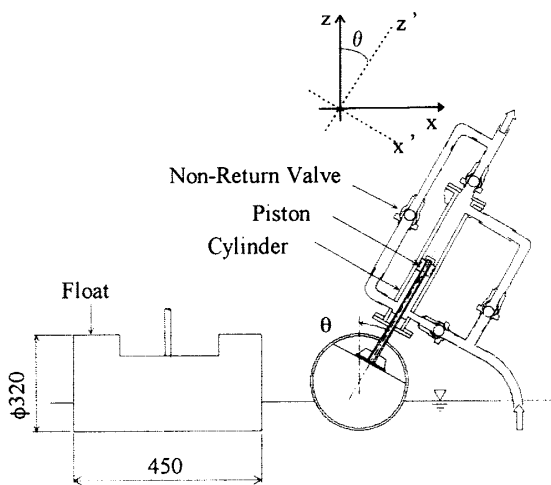


Fig. 1 Wave-energy pump with inclined cylinder

$$u = \frac{\partial \phi}{\partial x} = \frac{gkH_w}{2\omega} \frac{\cosh k(h+z)}{\cosh kh} \sin(kx + \omega t) \dots (5)$$

式(4)の右辺第1項は、圧力こう配によって生じる力ならびに物体の存在による物体周囲の流体が加速されるために生じる力であり、右辺第2項は、物体背後の渦によって生じる力である。式中の質量係数 C_m および抗力係数 C_d は、レイノルズ数あるいはクーリガン・カーペンター数によって変化する値と考えられているが、クーリガン・カーペンター数が $1 < K_c < 3$ のように小さい値の場合、式(4)の右辺第2項は無視できる⁽⁷⁾。本研究で対象としているフロートはおよそ $1 < K_c < 1.27$ であるので、 C_d はつねに零とした。質量係数 C_m の値は、円筒形シリンダに作用する水平方向波力について書かれた文献(7)の図から値を読み取り、波周期3sの場合は1.7、2.5sおよび2sの場合は2.0とした。

4.4 付加質量および造波減衰力係数 フロートの付加質量 m_z ならびに造波減衰力係数 N_z は、静水中におけるフロートの自由動揺試験の結果をもとに、波周期3、2.5、2sで45 kgおよび140 N・s/mとして解析を行った。また、これらの値は水平方向の付加質量、造波減衰力係数にも適用した。

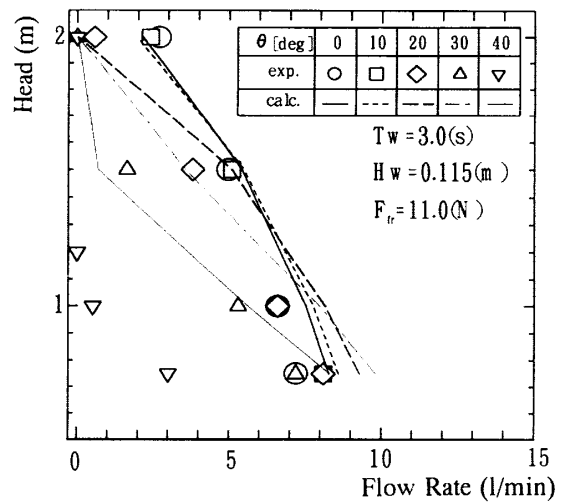
4.5 ポンプ効率 波峰1m当たりの波エネルギー伝達率 \bar{W} を用いれば、ポンプ効率は式(6)で表される。

$$\eta = \frac{W}{WD} = \frac{\rho g Q H}{8 \cdot \frac{\rho g H_w^2}{k} \cdot \frac{\omega}{2} \left\{ 1 + \frac{2kh}{\sinh 2kh} \right\} \cdot D} \dots (6)$$

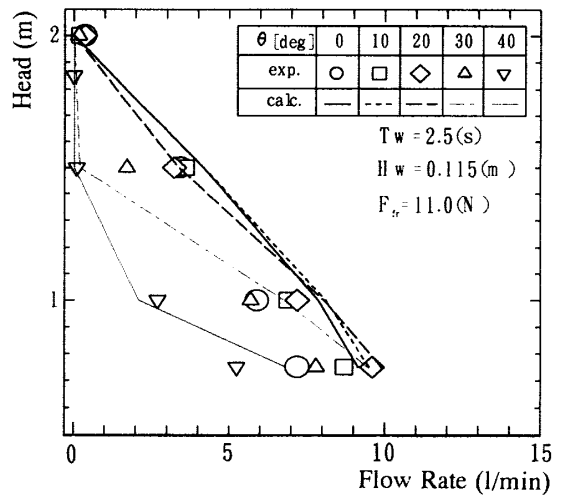
ピストン-シリンダ間の摩擦力は、実験値は約10 Nであったが、波強制力の影響によるピストン-シリンダ間の面圧の上昇等により実験値より大きい値になると考え、解析においては11 Nを用いた。なお、解析において波高はすべて0.115 mの一定値を用い、複雑な挙動を示す周期特性を主として検討した。

5. 結果および考察

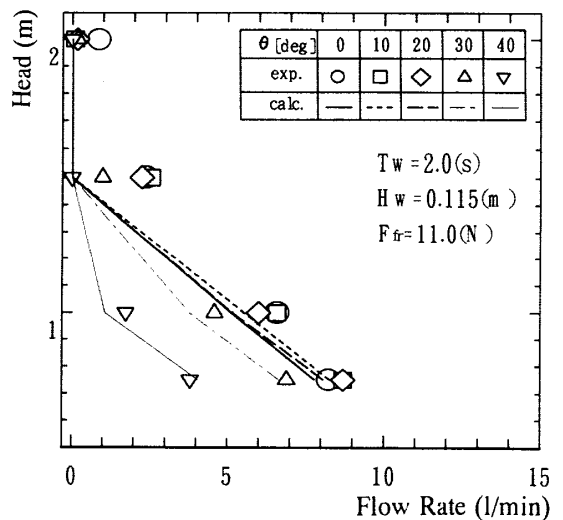
4章で述べた解析方法により得られた結果を以下に示す。図2(a)、(b)および図2(c)は、傾斜形波動ポンプの流量-揚程特性を周期別に示したものである。丸印、四角印およびひし形印等はそれぞれシリンダ傾斜角 $\theta = 0, 10, 20 \sim 40^\circ$ の供試波動ポンプの実験値を表し、実線、点線および破線はその解析値を表している。解析値は $\theta = 30^\circ$ 以上を除きかなりよく実験値と



(a) Wave period ($T_w = 3.0$ s)



(b) Wave period ($T_w = 2.5$ s)



(c) Wave period ($T_w = 2.0$ s)

Fig.2 Pump performance of inclined wave energy pump

一致し、揚程の増加とともに著しく吐出し流量が減少すること、シリンダ傾斜角が $0, 10^\circ$ の場合 [図2(a)], 波周期3sの特性曲線が他の波周期と比べて立ち上がっており、揚程が高い場合でも流量が出ている。揚程が低い低負荷の状態では、 $\theta=0^\circ$ の場合に比較して傾斜角が $\theta=10, 20^\circ$ の場合の流量が大きいことは、実験値の傾向をよく表している。しかし、 $\theta=40^\circ$ では、波周期3sの場合実験値と理論に差が現れている。波周期2sの解析値が実験値と比べ高揚程域で急激に減少しているが、これは、吸収する波エネルギーそのものが低下すること、および解析において摩擦力はつねに一定の値を用いているものの、実際にはシリンダ内圧による力、フロート・ピストン速度等によって変化していることに起因するものと考えられる。そのメカニズムが明らかにできれば、より正確な解析ができるようになると思われる。

全揚程域にわたってシリンダ傾斜角 $0\sim 20^\circ$ の場合のポンプ性能はほぼ同程度であるが、低揚程域ではシリンダ傾斜角 20° のとき、高揚程域では $0, 10^\circ$ のときの吐出し量が最も多くなっており、このことは実験値と解析値でよく一致している。揚程により差があるものの波周期によらず、ポンプ傾斜角が $10\sim 20^\circ$ の場合に流量のピークが現れることは注目に値する。シリンダ傾斜角を $30, 40^\circ$ とさらに大きくしていくとポンプ性能の低下が見られる。これは、図3に示すように鉛直方向波力に比べ水平方向波力が小さいためであると考えられる。このように、波周期や揚程等の条件によって最も大きなポンプ性能が得られるシリンダ傾斜角が存在するため、与えられた条件で最も大きな性能が

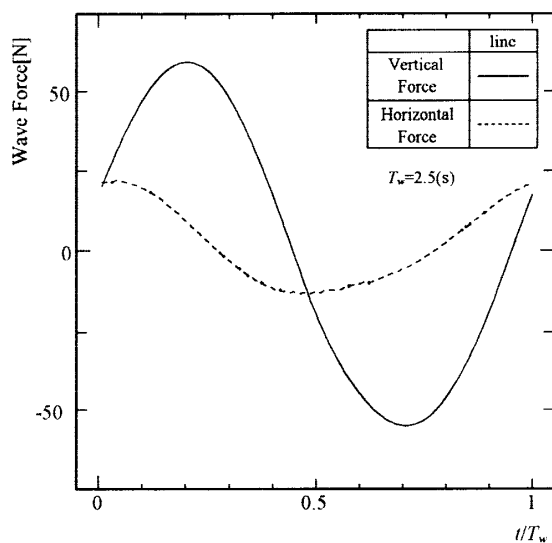


Fig. 3 Time histories of wave force on float

得られるようなシリンダ傾斜角を選ぶ必要がある。

図2(a)の波周期3sの場合は、高揚程域での性能向上が顕著に見られ、特性曲線が波周期2sおよび2.5sの場合に比べて立ち上がっていることがわかる。このため、他の波周期との特性の逆転がよりはっきりと確認できる。このポンプ特性の逆転は、フロートに働く鉛直方向波力が、波周期が長いほど大きいために見られる現象であると考えられる。

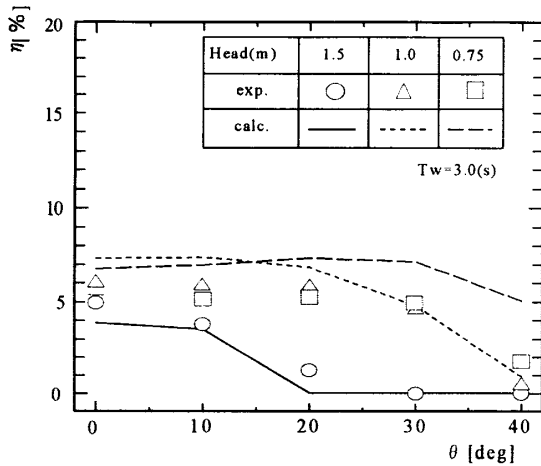
すなわち、波強制力に対してシリンダ内圧による力および吐出し流量水柱の揚程といった負荷が十分小さい低揚程域では、振動数の大きい波周期2sや2.5sの性能がよいものの、負荷の影響が大きくなる高揚程域では、より大きな波力が得られる波周期3sの場合に最もポンプ性能がよくなると考えられる。

図4~6は、傾斜形波動ポンプの効率と波周期の関係を示したものである。丸印、三角印、および四角印はそれぞれ揚程 $H=1.5, 1.0, 0.75$ m, の場合の実験値を表し、実線、点線、破線がその解析値を表している。効率の推定値を実験値と合せることは、困難であるが、傾向的には両者よく一致し、傾斜角によって効率が逆転するところなどよく表れている。シリンダ径が54 mmと小形のモデルのため、ピストン・シリンダの摩擦力の性能に与える影響は相対的に大きくなり、効率も大形ポンプに比較して小さいが⁽⁹⁾、 $\theta=10\sim 20^\circ$ 間にピークが見られることは、図2の傾向と一致する。垂直波力利用の場合でも、若干のポンプ軸の傾斜をつけたほうが効率がよいことは興味ぶかい。第1報で示したように水平波力利用の波高変換装置をつけた場合は、なおこの傾向が強くなることが確認されている⁽⁹⁾。

図2の流量-揚程特性ならびに図4~6の効率-周期特性に見られるように、解析結果は、波周期によっては高揚程域で実験結果に比べ性能低下が見られるものの、シリンダ傾斜角、波周期および揚程によるポンプ特性の変化の傾向は実験値と一致している。したがって本解析法は、傾斜形波動ポンプの基本特性の傾向を予測するには十分有効であると思われる。

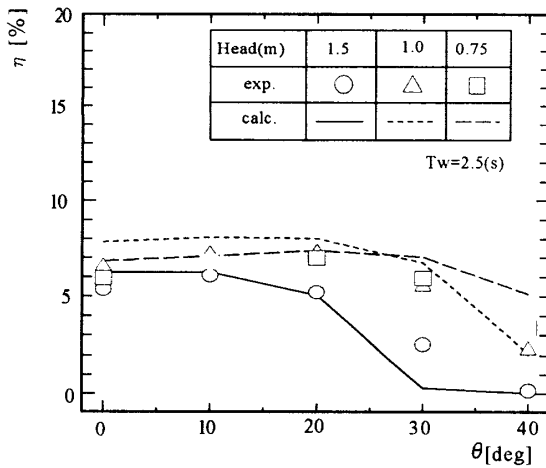
ピストン-シリンダ間のシールリング等のはめ合いの差や取替え時に、吐出し流量が相当に変わることが確認されている。文献(8)はさこのような摩擦力が小さい場合の例であるが、ピストン-シリンダ間の摩擦力を変えた場合の流量-揚程特性を、波周期別に検討した結果を図7(a), (b)に示す。

摩擦力を $F_{fr}=11$ Nとして解析を行った結果を細線で、6 Nとした場合を太線で表している。波周期2.0 sにおいてシリンダ傾斜角を $0, 20^\circ$ の場合の比較



Wave Period (Tw=3.0s)

Fig. 4 Pump efficiencies for various cylinder angle (θ)



Wave Period (Tw=2.5s)

Fig. 5 Pump efficiencies for various cylinder angle (θ)

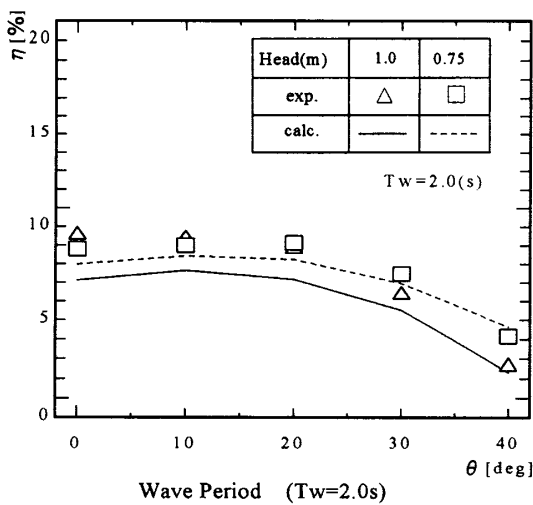
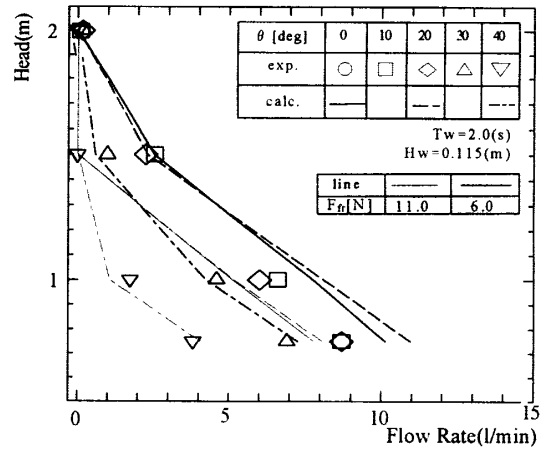
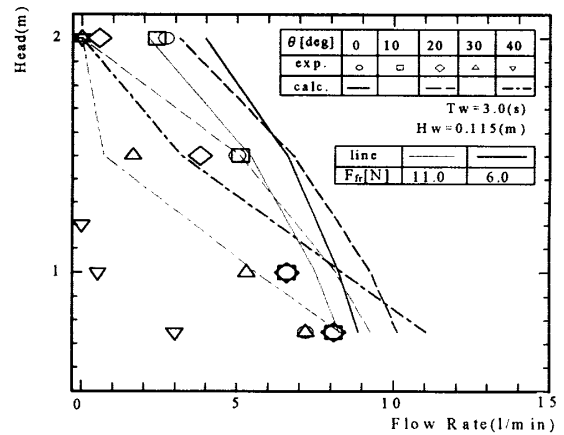


Fig. 6 Pump efficiencies for various cylinder angle (θ)



(a) Effect of friction force on pump performance



(b) Effect of friction force on pump performance

Fig. 7

的高揚程の性能向上が特に著しく、 $F_{fr}=11\text{ N}$ の解析結果では、揚程 $H=1.5\text{ m}$ でほとんど流量が零になっているのに対し、 $F_{fr}=6\text{ N}$ の場合は、約 3 l/min の吐出し流量が認められる。これらの結果から見ると、実際にはシリンダ傾斜角、フロート・ピストン速度、揚程等によってピストン・シリンダ間摩擦力が変化していることが推察される。

以上のように、損失となる摩擦力を小さくすることにより、大幅なポンプ性能の向上が見られ、その効果は図7(a), (b)に示されるように低揚程域では波周期が短いほど、高揚程域では波周期が長いほど顕著に現れていることがわかっている。

6. 結 言

傾斜形波動ポンプの性能を数値解析により調べ、水槽実験の結果と比較した結果、波強制力、特に垂直および水平方向波力を導入し、シリンダ傾斜方向の運動方程式を解く本解析法は、傾斜形波動ポンプの基本特性の傾向を予測するには十分有効であることが確認さ

れた。これにより、実験結果を検討し、以下の事項が明らかとなった。

(1) 比較的水平的波力の小さい波の場合でも、ポンプ傾斜角を若干傾けたほうが流量特性がよくなり、傾斜角が 30° 以上では性能が低下する。

(2) 上記の傾向は、入力を支配する波周期および揚程などの負荷によって、複雑に変化する。

(3) ピストンとシリンダ間のシールリングを介した摩擦力を小さくすることにより、流量特性を改善することができる。

本報では、摩擦力を一定として解析を進めているため、傾斜角 40° 以上で実験値と解析値は一致していないが、運動周期、負荷および傾斜角との相関を調査し、今後の研究を進めていくことが肝要と思われる。

文 献

- (1) 川口勝之, 地球環境システム設計論(改訂増補版), (1996), 259-316, 九州大学出版会.
- (2) 富永伸也・川口勝之・植木弘信, 機講論, No. 920-68, (1992), 101-103.
- (3) 植木弘信・川口勝之・草野義明, 機講論, No. 930-49, (1993), 92-94.
- (4) 吉田宏一郎・ほか2名, 海洋工学の基礎知識, 269, (1990), 成山堂.
- (5) 服部昌太郎・ほか2名, 海洋工学, (1991), 16, コロナ社.
- (6) 元良誠三, 船体と海洋構造物の運動学, (1992), 141-152, 成山堂.
- (7) Ikeda, Y., ほか2名, Wave Forces Acting on a Horizontal Circular Cylinder Moving at a Constant Speed, *Proc. 1st Pacific/Asia Offshore Mech. Symp.*, (1990), 79-86.
- (8) 迎慶太・川口勝之・植木弘信, 機講論, No. 948-1(1994), 130-133.
- (9) 川口勝之・植木弘信・湯田健二, 機論, 63-608, B(1997), 158-163.