

波力発電における電力単価低減への挑戦 (ハイブリッドピストンポンプ式変速機の開発)

渡部 富治^{*1}

Development of a Hybrid Piston Pump Type Power Transmission for Saving Energy Cost Converted Ocean Wave Power

Tomiji WATABE^{*1}^{*1}T-Wave Voluntary Consultant

5-23-3, Misono, Noboribetsu, 059-0036, JAPAN

Abstract

Oscillating pendulum excited by ocean waves generates electric power well coupled with Hydrostatic power transmission (HST) in the device. The HST makes 1500rpm level steady rotation of a generator from even 3rpm level rotation initiated by the wave motion. The HST uses a giant Rotary Vane Pump invented for Pendulor device, the theme presented here is for a future one to save the energy cost drastically. For this reason, this study started from the point to reduce the big mismatch between the wave motion and the generator running. Hybrid type transmission is one of the solutions derived by the studies. A general hybrid pump design is shown here as a case study which clarifies several possibilities for the future.

Key words : Pendulor, hybrid, transmission, piston pump, wave energy, cost saving, wind energy

1. はじめに

この発電装置は、波浪運動と高速回転（発電機）との結合に、油圧変速機（Hydrostatic power transmission: HST）を使用する。発電効率、耐久性、増速能力、制御性、コスト・・・を考慮すると、HST 使用が最適である。しかし、市販の油圧機器では中途半端になり、専用油圧機器開発の成果が、波力発電の将来を左右すると言えそうである。

今回の研究では、まづ現状把握から始めた。つぎ問題点の摘出・解決の歴史を学び、目的の将来テーマとして、基本条件に合う装置の開発作業に入った。この作業を経て、新しい方式に辿りついたので、この過程を整理した。将来の実用化に向け具体化を進めるに当たり、新しい考えを持ち込み研究したので、これらの方法や進め方は参考になると思う。

なお、ここで研究した内容は、風力発電にも応用できる。（Prof. W. Rampen が、波力発電用に機械/油圧複合変速機の研究をしたが、その成果が風力発電用変速機として実を結んだのに似ている。）

2. 振子式波力発電装置の特性と注意点

振子式は、図1の構造になっている。沖から進行した波を図の矩形水室内に導入して、壁で反射させ、定常波にする。その節部波動が往復水平流動することに着目し、節部に平板つき振子を吊り下げ、節部波動により振子運動を起こさせる。これをHSTを介して高速定常回転に変換し、発電機駆動を行って電力を生み出す。この場合の振子運動（HSTを含める）は、波動と一体になり、波動と共振状態になる。HSTのポンプは、振子を波動原動機とみなした場合の負荷になり、その負荷トルクが、振子による造波トルクと等値なら、入射波パワーは、全量HSTに吸収される。最適負荷条件である。この場合の振子の運動方程式は式（1）で示される。

原稿受付 2015年7月31日

^{*1} T-Wave Consulting Volunteer (〒059-0036 北海道登別市美園町5-23-3)

E-mail of corresponding author: t1watabe@rose.ocn.ne.jp

海洋波は風を起源とし、エネルギー密度が高い。それ故に、ローコスト波力発電のエネルギー源として注目される。その波動性に着目した可動物体型波力発電（アンテナ式）の開発が進んでいて、その一つが振り式（図1．室蘭工大）である。(1)

$$\Sigma I \ddot{\theta} + (N_0 + N) \dot{\theta} + \Sigma K \theta = M_0 \sin \omega t \quad (1)$$

Here,

ΣI : Moment of inertia of the Pendulum including added water mass

N_0 : load torque factor of the Vane pump

N : load torque factor by dynamic wave's damping

ΣK : total restoring moment of the pendulum

θ : angular displacement of the pendulum

ω : angular rotary frequency= ($\omega=2\pi/T$)

M_0 : Driving moment by the waves

t : time

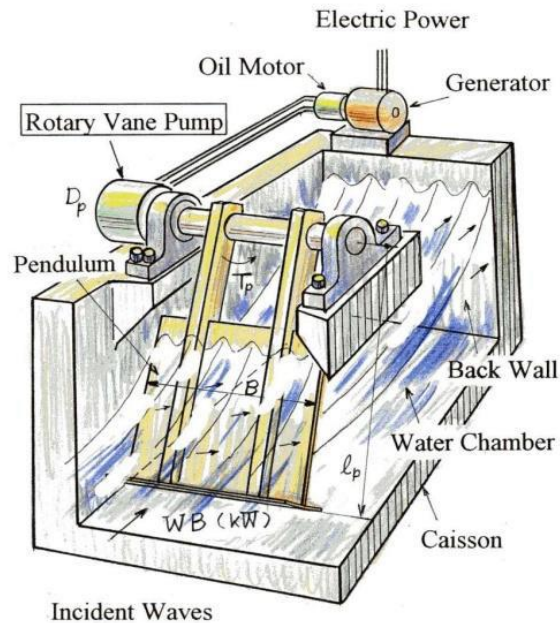


図1 振り式波力発電装置（室蘭工大）

式（1）は、2階線形であるが、HST 回路中に気泡が混入したり、発電機の慣性モーメントが振り軸上の慣性モーメントに影響したりすると、波浪加振に対する振り運動の位相遅れが増加し、発電効率が低下する。回路設計の中で慎重に対応している。

図1のポンプは Rotary Vane Type である。外形寸法に比較し、押しのけ容積値： D_p が大変大きい。振り軸の一端に、ポンプが振り軸をポンプ軸として共用し取りつく。カップリングが不要になり、いろいろなメリットがある。その一方で、ポンプ設計、製作、組み立て、に独自の技術が求められる。

図1のポンプ採用に伴う注意事項を以下に示す。

- (1) 振り振れ角が、中立点から $+60^\circ \sim -60^\circ$ 以内に制限され、嵐時には不十分な範囲である。
- (2) 運転中のポンプ軸速度が大変遅く、僅かの内部漏れが、HST の効率低下になる。対応するシール技術は極めて高いことが求められる。
- (3) 低速・高荷重条件になり、摺動部のトライボロジー環境が許容限界を超えている。
- (4) 振り式波力発電の普及には、上記の技術的困難が障害になる。

これらを考慮し、Rotary Vane Pump によらぬ方式につき検討を行ってみよう。

3. 問題点の解決法に対する模索

問題は、振子の、極端な、低速。極端な、高トルク運動が原因になり発生している。

この対策には、まづ、振子の運動伝達部を、出来る限り高速、低トルク、側に移すことを模索し、最適案を纏める。

具体的対策案として、単なる機械的増速以外の手段で、伝達動力の分散伝達機能を加えて、その中で増速運動が実施されることにより、問題点解決が成就するメカニズムの創出に挑戦する。

[1個の外接大歯車に複数の小ピニオンを組み合わせた増速歯車により、動力を分散増速駆動すれば、ピニオン軸側は高速・低トルク化され、今回の問題点解決のヒントになる。]

4. ハイブリッドポンプによる HST の装備

図2は、ハイブリッドポンプによる HST を装備した New Pendulor の構造図で、問題点の発生原因とその対策方針 (上記) に従い、新しく構築したものである。

図2につき説明する。水室とそこに取り付けられる振子は、図1の場合と同じである。振子運動を、HST を介し発電機駆動に利用するときの方式が異なる。図2はハイブリッドポンプを使う。振子軸の回転運動は、外接円筒歯車増速機により、4台のポンプに向け、動力が分散されながら増速されて伝わる。図2は説明しやすくするためポンプ4台駆動例だが、筆者の研究では最大16台まで可能である。ポンプには非回転型を使用する。(振子式波力発電に対し、後述の都合良い特性を備えている。)

4台のポンプ流量を纏め、1台の油圧モーターに送り、発電機駆動をする。この回路途中に線形蓄圧器を備え、脈流によるトルク変動の緩和と、波浪変動によるインピーダンスマッチ調整 (自動) とを行う。

図2 における振子軸トルクとポンプ軸トルクについて式 (2) が成り立つ。

Torque of the Pendulum: T_{pendulum}

$$T_{\text{pendulum}} = t_{\text{pump}} \times N_p (z_1/z_2) \quad \dots \dots \dots (2)$$

Torque of the pump: t_{pump}

Number of the pumps: N_p

Number of teeth of the gear: z_1

Number of teeth of pinion: z_2

Total flow by all the pumps : Q

全ポンプによる流量: Q は式 (3) で示される。

$$Q = N_p d_p n_{\text{pendulum}} (z_1/z_2) \quad \dots \dots (3)$$

rotary speed of the pendulum shaft :

n_{pendulum}

displacement of the RVP: D_p

displacement of the pump: d_p

HST 用として必要なポンプの押しのけ容積: D_p および d_p との間には、式 (4) の関係がある。

$$D_p = N_p d_p (z_1/z_2) \quad \dots \dots \dots (4)$$

(D_p : RVP 使用時、 d_p : Hybrid pump 使用時)

Rotary speed of the pump: n_{pump}

ポンプ回転速度 : 式 (5)

$$n_{\text{pump}} = n_{\text{pendulum}} (z_1/z_2) \quad \dots \dots \dots (5)$$

分散駆動するポンプの数 : 式 (6)

$$N_p = \text{from 2 up to 16} \quad \dots \dots \dots (6)$$

増速歯車の歯数比 : 式 (7)

$$(z_1/z_2) = 13.3 \quad \dots \dots \dots (7)$$

分散と増速による相乗効果例 : 式 (8)

$$N_p (z_1/z_2) = 212.8 \quad \dots \dots \dots (8)$$

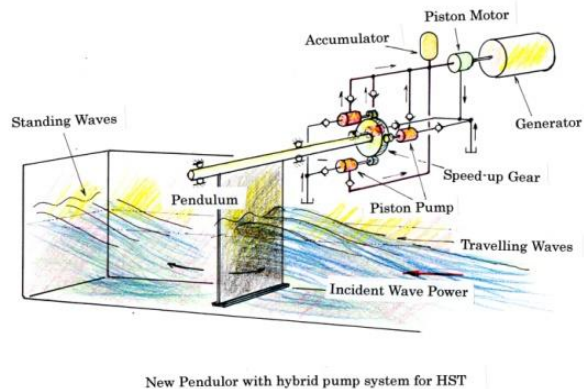


図2 New Pendulor with hybrid pump for HST
(Japanese Pat. pending)

5. ケーススタディー[概要]

韓国波力発電研究チーム (KRISO & YOOWON)は、300kW Offshore Pendulor の開発を進めていて、筆者はこれに協力している。図3はこの概念図である。

図3は、発電水室2基を備えた浮体に、図1と同じ構造の振子2基を備えている。波浪エネルギーは、振子の加振には有効に働き、浮体動揺にはほとんど作用せぬようにしたい。いろいろ研究の結果、図示形状浮体になっている。(2)

嵐対策として、嵐時の波浪が通常時の2倍長周期になることを利用し、長周期波浪に対し浮体が応答し、振子に対する加振エネルギーがゼロ近くまで低下する案が報告されている。まだ実用されていない。

図4は、図3 300kW Pendulor 用に開発された Rotary Vane Pump。押しのけ容積 $D_p=226,000\text{cm}^3/\text{rev}$ 。軸トルク: $T_p=760\text{ kNm}$ 、油圧: $p=21\text{MPa}$ 。軸回転角 = $\pm 20^\circ$ (通常)。 $\pm 60^\circ$ 以内(嵐時)。

嵐対策の処置法

- (1) 嵐時の入射波パワー：設計定格値の1,200%。発電装置に入るパワーレベルを、安全限界内に制限する、入力制御により、オーバーロードを遮断する。
- (2) RVP に対して、軸回転最大値を制限する安全ストッパーを備える。しかし、RVP 内部に設置することは犠牲が大きすぎ、困難。現状は外部設置にせざるをえない。

このような条件を加味すると、RVP それ自身の困難性が少なくないだけでなく、関連する問題とその解決も容易でないことが見えてくる。したがって、これらを一気に解決する可能性を求め、本研究のテーマに入ってみよう。図3用としたケーススタディーとして検討する。

ケーススタディーの進め方

- (1) 図3の装置を、HST だけ取り換え、使用ポンプを RVP から Hybrid piston pump に交換する。ただし、最高の効果を狙い、設計パラメータには、最適値を採用する。なお、増速歯車についても同様な考えで対処する。
- (2) 検討結果は、具体的装置として全体構造図に纏め、製品化に向けての問題点を明らかにする。
- (3) この研究は初期段階のもの。これを起点にして、大型化波力発電への道、その場合の経済性につき研究したい。

6. 300kW Pendulor 用 Hybrid Piston Pump の設計

この章の研究は、図3～4に示した発電装置を参照した。振子一基当たり入力: $E=274\text{ kW}$ 、(波高: $H_s=2.5\text{m}$ 、波周期: $T_z=4.75\text{ s}$ 、水深: $h_2=4\text{m}$ 、水室幅: $B_1=10\text{m}$ 、発電定格出力: $E_g=150\text{ kW} \times 2=300\text{ kW}$ である。

RVP の定格トルク: $T_p=0.916 \times 10^6\text{ Nm}$ 、押しのけ容積 $D_p=0.226\text{ m}^3/\text{rev}$

設計に使用するパラメータなど

- (1) 入力: $n_1=2.8\text{ rpm}$, $T_1=745.9\text{ kNm}$, $L_1=218\text{ kW}$.
- (2) 増速歯車: $z_1=120$, $z_2=9$, $(z_1/z_2)=13.33$, $m=8$.
- (3) $z_1\text{ gear}$ は、16セットのピストンポンプ ($z_2\text{ pinion}$ と一体になっている) を駆動する。
- (4) ピストンポンプ ($d_p=1056\text{ cm}^3/\text{rev}$) は非回転型である。サクションバルブ制御により、可変ポンプとして働く。
- (5) これらポンプは、振子の共振特性に悪影響を与えることはない。
- (6) 歯車回転が低速・高トルク状態なので、潤滑環境が厳しい。歯面は表面硬化処理し、かつ表面をラップ仕上げにより EHL 潤滑がうまく行われるようにする。
- (7) 16基のピニオンを通した動力分配の均一性は、油圧回路特性から機械的誤差が自動吸収されるので、心配することはない。
- (8) このポンプは、伝統的構造を踏襲したもの。この製品化を志す人達に安心感を与えるだろう。

- (9) 特願番号 (渡部) : 2014-173194, Low cost wave energy converter, Aug. 2014
- (10) 理論流量 : $Q_{th} = 1.056 \text{ l/rev} \times 37.2 \text{ rpm} \times 16 \text{ units} = 628.5 \text{ l/min}$
- (11) 油圧 : $p = 21 \text{ MPa}$
- (12) 歯車曲げ応力 : $\sigma_F = 152 \text{ MPa}$.
- (13) 歯車ヘルツ応力 : $\sigma_H = 1082 \text{ MPa}$.



図3 300kW Offshore Pendulor
 (KRISO & YOOWON Korea)

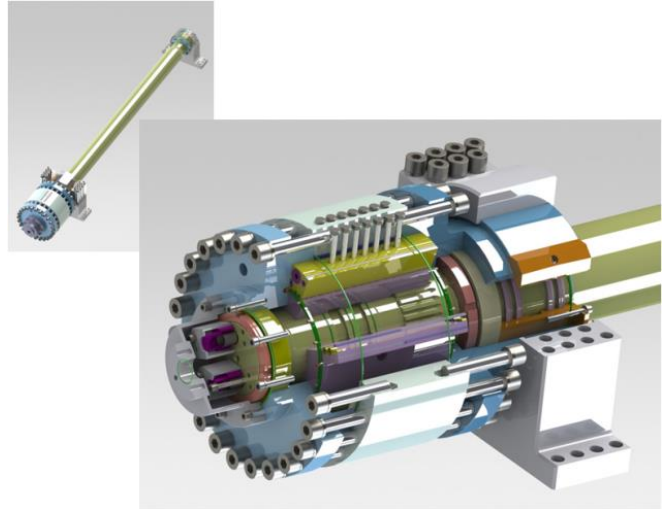


図4 Rotary Vane Pump developed for 300kW Pendulor
 (KRISO & YOOWON Korea)

7. 増速歯車設計における留意点

Hybrid Piston Pump 使用目的は、振子式波力発電装置に付きまとう、入力側波浪特性と被動側発電機間の mismatching によるトラブルを解決することである。

この手段は、①入力分散によりトルク値を小さくする。さらに②増速歯車で速度上昇を図り、一層トルク値を低くする。③以上の①および②対策を、一組の増速歯車を導入し、同時実行する。これにより、高速・低トルク運転に修正され、低速・高トルク原因の障害は、解消する。

上記から、問題解決には、①入力分散 しながらポンプ駆動すること。 その際、②速度増速 を伴う方法でポンプ駆動すること。

この二点が、重要対処法 (増速歯車設計) である。

この場合、トルクを小さくするほど障害が起きにくいから、入力分散個所をできるだけ多く設けること、および、歯車による速度増速比をできるだけ大きくするのがよい。

8. Hybrid Piston Pump 設計のケーススタディー

振子式発電装置において、振子によるポンプ駆動トルク : $T_{pendulum}$ が与えられたとき、1 台当たり Hybrid pump torque ポンプトルク : t_{pump} は、式(2)の中で示される。これより式 (9) に示すように、Hybrid 対策による好ましい大きな効果が得られる。

例えば、入力分散数 : $N_p = 16$, 歯車の歯数 :

$z_1 = 120$, $z_2 = 9$ のとき、式 (9) の値は式(10)になる。

$$t_{pump} = T_{pendulum} / N_p(z_1/z_2) \quad \dots \dots \dots (9)$$

$$t_{pump} = T_{pendulum} / 16(120/9) = T_{pendulum} / 212.8 \quad \dots \dots \dots (10)$$

式 (9)は、Hybrid pump 使用により、ポンプ容量が RVP の 1/212.8 になった小型ポンプ 16 台並列運転で、同量のポンプ流量を送り出すことを示している。

増速歯車の設計

入力分散を、多数個所で無理なく行うには、単純構造の円筒平衡軸方式歯車が最適である。

かつ、できる限り大きい速度比にしたいから、ピニオン歯数： z_2 を小さくする方針 ($z_2=9$) にした。これに伴う問題を解決するため、転位歯切りのヘリカルギアを採用した。こうして纏めた歯車設計について、表 1 の歯車表に示した。使用した関係式も示した。

1 段増速シングルヘリカル インボリュート歯車である。入力軸速度： $n_1=2.8$ rpm, なので、動荷重は問題にならない。歯型精度、ピッチ精度も並み級で十分である。ただし、0.4s クラス歯面粗さ、および良好な歯面の当たりを確保する。

表 1 歯車表

	駆動側ギア	被動側ピニオン
圧力角： α_n	20°	20°
モジュール： m	8	8
歯数： z	$Z_1=120$	$Z_2=9$
ピッチ円径： d	$d_1=1021.611$	$d_2=76.621$
基礎円径： d_b	$d_{b1}=952.663$	$d_{b2}=71.450$
転位係数： x	$x_1=-0.5$	$x_2=+0.5$
関係式		
中心距離： $a=(d_1+d_2)/2$		(11)
基礎円径： $d_b=(z \times m \cos \alpha_n) / \cos \beta_b$		(12)
基礎円上のヘリカルアングル： β_b		
$\tan \beta_b = \tan \beta \cos \alpha_t$		(13)
ヘリカルギアの圧力角： α_t		
$\alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_b} \right)$		(14)
ヘリカルギアの基礎円径： d_b		
$d_b = \frac{z m \cos \alpha_n}{\cos \beta_b}$		(15)

以上の方式で歯車設計をすることにより、当初から続いた問題が解決でき、かつ実用性およびコスト面も順当なものが得られると期待される。

9. Hybrid Piston Pump 設計図

以上の検討結果に基づき、300kW Pendulor 用 Hybrid Piston Pump 設計を行った。

図 5 は、300kW Pendulor 用 (試みに設計した) Hybrid Piston Pump の断面構造図である。

図 6 は、300kW Pendulor 用 (試みに設計した) Hybrid Piston Pump の 3D 断面構造図である。

図 5～6 から、この構造では、歯車が全体の中心にあり、代表する存在になっていることが伝わってくる。入出力速度比は大きいですが、速度そのものは大変遅いし、回転部の慣性モーメントも小さいから、RVP 使用に比較し、嵐時の動的挙動による厳しさははるかに小さい。容易に安全対策ができるはずである。

嵐対策では、振子の振れ角が増大しても、Hybrid Pump はそれを無制限のままでよい。たとえ、振子が 360° ぶん回る事態になっても問題ない。そうは言っても、取扱い上の安全策は大切である。十分に検討して置く必要がある。

図6は、ポンプ構造がよく分かる。主要部が回転構造になっているところに特徴がある。シンプル構造で壊れにくい。最新の潤滑技術を取り入れている。

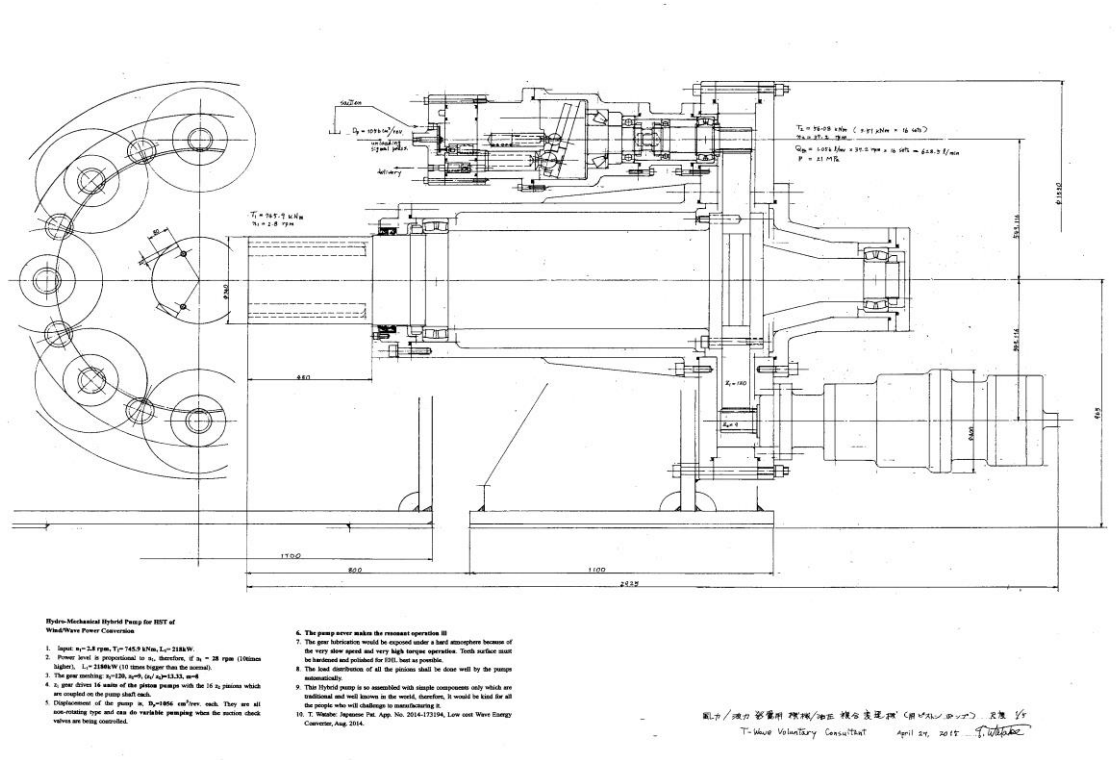


図5 300kW Pendulor 用として試みに設計した Hybrid Piston Pump の断面構造 (渡部)

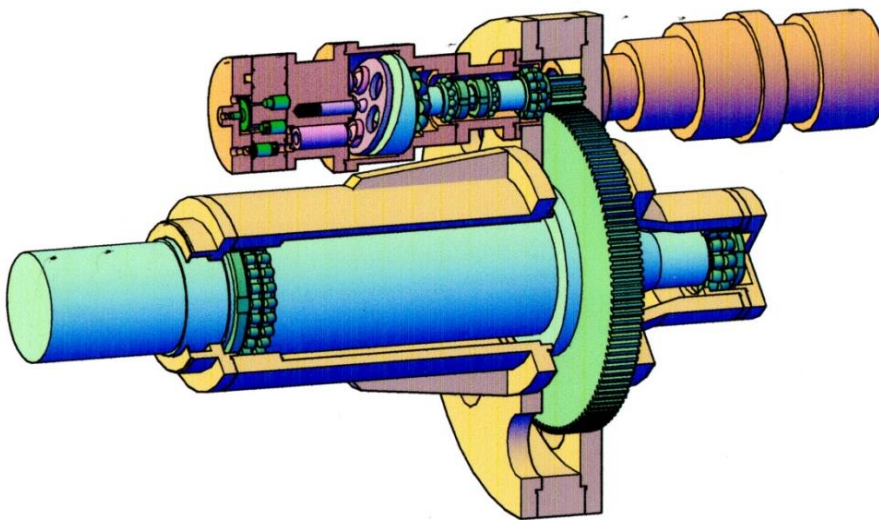


図6 300kW Pendulor 用として試みに設計した Hybrid Piston Pump (特願 2015-146204) の3D 断面構造 (渡部)
 (このポンプは、デジタル流量制御が可能である。もちろん、波力発電の最適化運転にも応用できる。)

ここに述べた研究内容は、風力発電における、風車と発電機、相互間の速度・トルク mismatch 問題にも共通している。問題解決のため、特殊な油圧変速機を導入した研究が関心を集めている。新変速機開発と応用による市場開拓にも役立つ課題である。

10. 結 言

以上の研究を、次のように纏めることが出来る。

- (1) Hybrid pump を使用するが、振子はそのままでよい。
- (2) 今回の設計例では、Hybrid pump の 入力側が 16 部に分散し、かつ速度比=13.3 で各分散個所が増速駆動する。このため 1 組の歯車を使用。
- (3) この結果、ポンプトルクは、RVP トルクの $(1/212.8) \approx 0.5\%$ に縮小する。したがって、(入力/出力) 間の (速度/トルク) mismatch 問題が安全圏内に入り心配なくなる。
- (4) 今回の手段は、障害対策を超え、将来の発電容量増大に役立ちそうである。この観点から、今回研究の再検討により、その可能性を探ってみたい。

この研究は、仙台の篤志家、酒井孝造氏の要請が起点になっている。津波被害により破壊された東北地方の復興を、波力エネルギー技術活用により実現したいとのこと。3年の年月を経て、この報告書にある形に成長した。多くの方々の英知を結集し、実現したく願っている。

参 考 資 料

- (1) 近藤秀郎 H. Kondo & others, Technologies on Ocean Energy Utilization, Morikita Publishing Co. 2015 (in Japanese).
- (2) T. Watabe, Utilization of the Ocean Wave Energy, FUJI Print Press, 2008.
- (3) J. Cruz, Ocean Wave Energy, Springer, 2012.
- (4) M. E. McCormick, Ocean Wave Energy Conversion, Dover Publications. 2007.
- (5) J. Falnes, Ocean Wave and Oscillating Systems, Cambridge Univ. Press, 2002.
- (6) T. Watabe, Mecha/Hydo Hybrid power transmission for Wind/Wave Converter use, proc. of 20th National Sympo. On Power & Energy System(SPES 2015) JSME, 2015.
- (7) T. Watabe, Patent Appl. No. 2014-173194, Low cost Wave energy converter, 2014.