

摩擦駆動ジャイロ発電機の研究

186744 渡邊 彩
指導教員 保坂 寛 教授

This paper describes a friction-driven gyro generator that works under arbitrary vibrations as a power source for ocean monitoring. Gyroscopic generators increase the inertial force by rotating the pendulum at high speed and creating a gyro effect. A friction-driven gyro generator makes the rotor spin with a friction force between the spindle shaft and the track. With a straight track, power generation of 1.6 W was confirmed. A circular track which ensures a large precession angle range enabled acceleration with low frequency input vibration. With a built-in motor in the flywheel, 0.25W was generated. Next, the equation of motion was derived using Lagrange's equation. Optimal conditions are set by simulation, the power generation of 2.2 W when applied to a smart buoy was estimated.

Key words: Gyro Effect, Generator, Energy Harvest

1 緒言

IoT (Internet of Things)社会の一環として、低消費電力長距離通信が可能な LPWA(Low Power Wide Area)とスマートブイを用いた海洋モニタリングがある。従来のスマートブイでは一次電池の寿命が 1 か月であることや定期的な清掃が必要などメンテナンス性に課題があった。そこで環境発電が注目されている。波の振動を使った振動発電機は比較的低コストで浸水時の影響を考慮しなくて良い点で優れる¹⁾。

従来の振動発電機では入力振動と同一周波数で内部の錘を振動させ発電を行うが、波のような低周波数帯の振動では、振動源が発電機になす機械の仕事は著しく小さい²⁾。発電量を増大させるために、振動体を自転させることで、外部振動に対する角運動量変化を大きくするジャイロ型発電機がある。1973 年に Mishler³⁾により摩擦で自転を駆動する機構「ダイナビー」が考案された。しかし、入力振動と歳差運動が同期する必要があり、自然界の振動による環境発電には向かない。そこで筆者らは、ジンバルによる摩擦損失の低減と、ストップによるジャイロトルクの死点回避を行い、任意の振動で回転する摩擦駆動ジャイロ機構⁴⁾を製作した。

本研究では、摩擦駆動ジャイロ機構に発電モータを取り付け発電能力の確認を行った後、低周波数帯での発電のため円形トラックを用いた改良設計および実験を行った。ついで、ラグランジュの方程式を用いて理論解析を行い、スマートブイへ応用した際の発電量の推定を行う。

2 試作実験

2.1 直線型発電機

従来のダイナビー型ジャイロ発電機に比べて摩擦駆動ジャイロ発電機はランダムな振動で駆動ができること、歳差角が制限されているためモータを付け磁気効率を上げることが可能という 2 点で優れる。磁気効率について、発電機を付けて駆動することが可能であることを試作機①を用いた実験①により確認した。片側のトラックを外し片持ちとし、モータと自転軸をカップリングで接続している。図 1 は試作機①の写真と概要図である。ロータはステンレス製で直径 70 mm、また外部抵抗として 30 Ω の抵抗を取り付けた。この外部抵抗による消費電力を発電量とする。モータは DC ブラシモータ SCL18-3328 に 3.6 倍の歯車増速を行った。外部電源により自己起動したのち、平

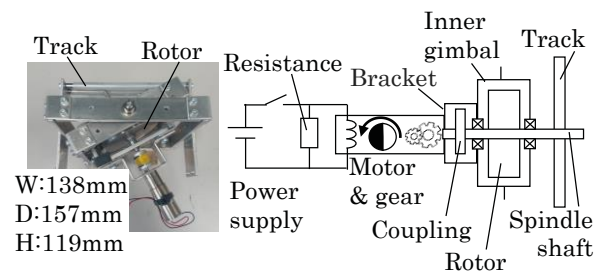


Fig.1. Photo and configuration diagram of the prototype1, straight track type with generator.

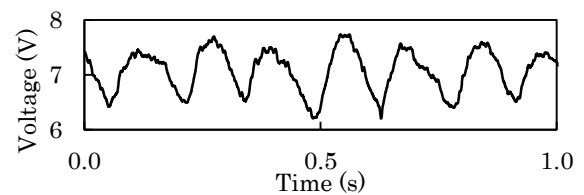


Fig.2. Voltage applied to external resistance in the experiment1. The power consumption at the external resistance is taken as the amount of power generation.

均 4 Hz, 40 deg のランダム振動を手動で加えた。外部抵抗にかかった電圧波形を図 2 に示す。出力電圧は平均 7.0 V であり 1.6 W を発電した。起動に用いられたエネルギーは 12.4 J であり、7.5 s で回収できる。自転速度は平均 1550 rpm であった。

2.2 円弧トラックを用いた改良

2.2.1 円弧トラックの駆動実験

次に、海上での発電のためにより低周波数帯での発電を行えるよう円弧トラックに改良をした試作機②を制作した。図 3 に試作機②の写真および模式図を示す。入力周期が長くなるに伴い、歳差運動の周期も長くなる。このとき、歳差振幅が十分に大きくないと歳差運動が停止し自転は減速する。直線トラックでは歳差角の正接に比例して自転軸が長くなるため実質的に 45 度以上にはできない。そのため円形トラックを用いた。

歳差運動により入力振動軸と自転軸が重なるとジャイロ効果が働かなくなり歳差運動は停止する。そこで輪ゴム

で固定枠と外ジンバルをつなぎ、弾性力により歳差運動を補助し、死点への外ジンバルの停止を回避した。また、自転軸とトラックを点接触させるため、トラックに円断面ゴムをはめた。

平均 2 Hz, 60 deg のランダムな振動を加えた実験②を行ったところ自転速度は 3100 rpm に達した。

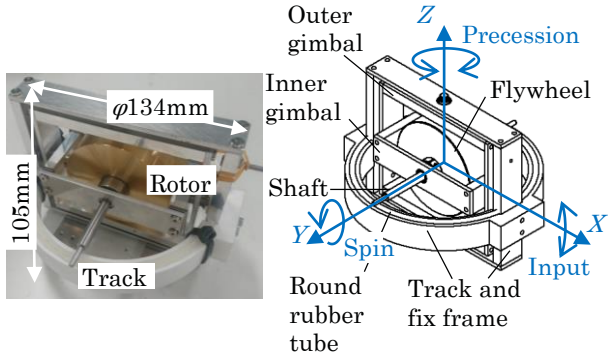


Fig.3. Photo of prototype2, circular track type, and configuration overview.

2.2.2 モータ内蔵型発電機

フライホイールの慣性能率は外周部が大きく内側は小さい。そこで、モータのロータとステータを分離し、フライホイール内部にロータを埋め込み、内ジンバルにステータを固定した試作機③を製作した。これにより、モータ設置体積がほぼゼロとなるほか、トラックと自転軸が両持ちとなり、歳差方向の慣性モーメントが減少、またトラックの剛性が増した。図 4 は試作機③の写真およびロータと発電回路の概要図である。軽量化のためジンバルには ABS 樹脂を用いた。外部抵抗は小さいほど電流が大きくなり取り出せるエネルギーは大きくなるが、同時にモータの電磁ダンピングも大きくなり継続的な発電ができなくなる。今回は発電能力の有無の確認を目的としているため、十分に大きい 1000 Ω を外部抵抗として用いた。2 Hz, 60 deg 程度の不規則振動を手動で加える実験③を行った。

2 つの外部抵抗のうち 1 つにかかった電圧波形を図 5 に示す。出力電圧は最大 14 V の正弦波であり 2 つの外部抵抗合わせて 0.25 W の発電を確認した。また、自転速度は約 2000 rpm であった。モータの磁極が 8 組のため、電圧の周波数は自転の 8 倍となっている。

今回は厚み 5 mm の ABS 樹脂を利用したが、剛性を保つためには厚みを大きくせざるを得ないため、結果的に大きくなってしまふ。発電を行うことはできたが、制作の時間や精度、耐久年数から実際のブイの実用ではアルミ等の金属を肉抜きするのが望ましい。また、モータ内蔵型としたことで要求精度がかなり上がった。同じ設計で同じ入力振動に対しても、組み立ての精度による発電量のばらつきが大きい。サイズ当たりの発電量等は製作の精度を上げれば増加するため、今回は議論しないこととする。

3 理論解析

ラグランジュの運動方程式より理論式を導くことで、運動中の挙動および発電量の推定を目指す。まず座標系を次のように定義する。空間に固定した座標系を XYZ, トラッ

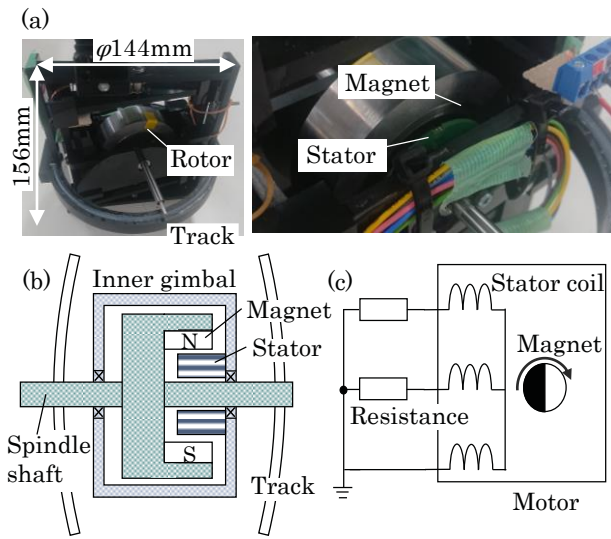


Fig.4. Prototype3, circular track type, with internal generator (a)photo (b)structure of rotor and inner gimbal (c)generation circuit.

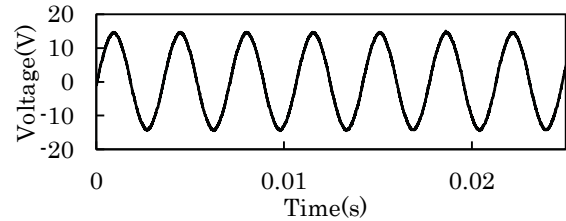


Fig.5. Voltage applied to one of external resistance in the experiment3. This is equivalent to 0.25W of power generation.

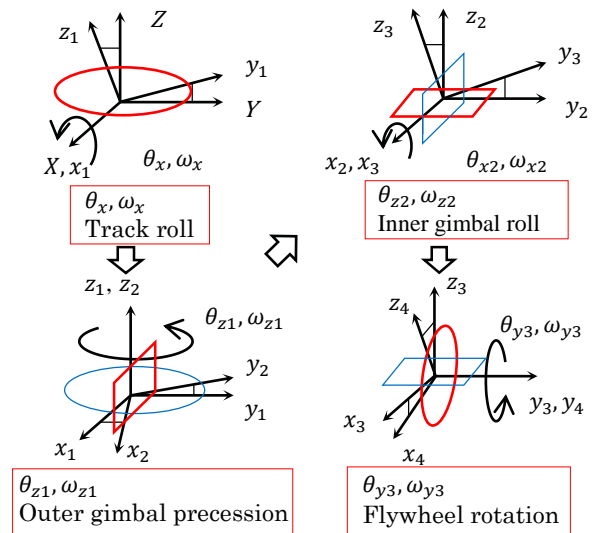


Fig.6 Coordinate transformation. Moved from red line coordinate system to blue line coordinate system.

クに固定した座標系を $x_1y_1z_1$, 外ジンバルに固定した座標系を $x_2y_2z_2$, 内ジンバルに固定した座標系を $x_3y_3z_3$, フライホイールに固定した座標系を $x_4y_4z_4$ とする。すべての座

標系の原点はフライホイールの中心で一致し、空間に固定されている。これらの関係を図 6 に示す。

計算にあたり以下の仮定を置く。

- ・歳差運動時摩擦は無限に大きく滑りはなく、歳差運動中は式(1)が成り立つとする。入力振動の角速度によってトラックと自転軸の設置面が変わるため、符号が変わる。 ξ はトラック半径と自転軸半径の比とする。

$$\omega_{y3} = \mp \xi \omega_{z1} \quad (1)$$

- ・反転時に壁があり弾性衝突すると仮定する。反転の前後で歳差角 θ_{z1} は変わらず、歳差角速度 ω_{z1} は符号が反転し、大きさが η 倍になるとする。実際には転がりながら滑るが、それによる損失は η に含める。

- ・運動エネルギーについてはフライホイールのみ考慮する。位置エネルギーは、歳差ばねのみを考慮する。また、自転軸回りに、電磁ダンピングが働き、トルクは自転速度に比例すると仮定する。減衰係数は C_m とする。

- ・設計上 $1 \gg \theta_{x2}$ であるため内ジンバルの傾斜を無視する。

これらの仮定のもとにラグランジュの運動方程式を解くと以下ようになる。

$$\begin{aligned} (\xi^2 I_p + I_r) \ddot{\theta}_{z1} + \xi^2 C_m \dot{\theta}_{z1} \pm \xi I_p \omega_X \sin \theta_{z1} + k_{z1} \theta_{z1} \\ - (I_p - I_r) \omega_X^2 \sin \theta_{z1} \cos \theta_{z1} = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

ただし、左辺について、第 1 項の I_p はジンバルに対する自転加速を、 I_r はジンバルに対する歳差加速を、第 2 項は電磁ダンピングを、第 3 項は加振加速の y_3 成分を、第 4 項は加振の遠心力により生じる歳差トルクを、第 5 項は歳差ばねを表す。ジャイロトルクの項 $I_p \xi \omega_{z1} \omega_X$ は最終的な運動方程式には存在しない。ジャイロトルクは存在するが、慣性トルクの一部と打ち消しあって消えたためである。つまり、最終の式は、すべての自転トルクを陽に表してはいない。

4 数値計算

4.1 滑りの推定

理論式からシミュレータを実装し、加振機による実験値と比較することで、実測で計測することが難しい滑り・衝突による損失を見積もる。反転を伴わない通常のダイナビー発電機では理論と実験の一致が確認されている⁹⁾ため、実験によって得られた自転速度とシミュレーション上での自転速度が合致するように衝突係数 η を決定し、損失とする。図 7(a)に振幅 150 deg、外部抵抗 183 Ω 時の加振機による実験結果およびそれに合致するように衝突係数を決めた場合の理論値を、図 7(b)に周期が 1.2 sec の時の拡大図を示す。実験と計算はほぼ一致している。誤差の原因は、計算では反転が入力角速度の反転時に発生しているが、実際には自転軸とトラックの押付け力の反転時のためと考えられる。また、計算では反転時に不連続に自転速度が変化するが、実際には連続的に減速、加速するためと考えられる。なお、実験において、1.6 sec 以上では加速せず停止した。

各周期での損失係数 η の値を図 8 に示す。損失の要因は大きく分けて①歳差運動時の滑り②衝突時の損失③トラックをジャンプする際の空転の時間の 3 つが推測でき

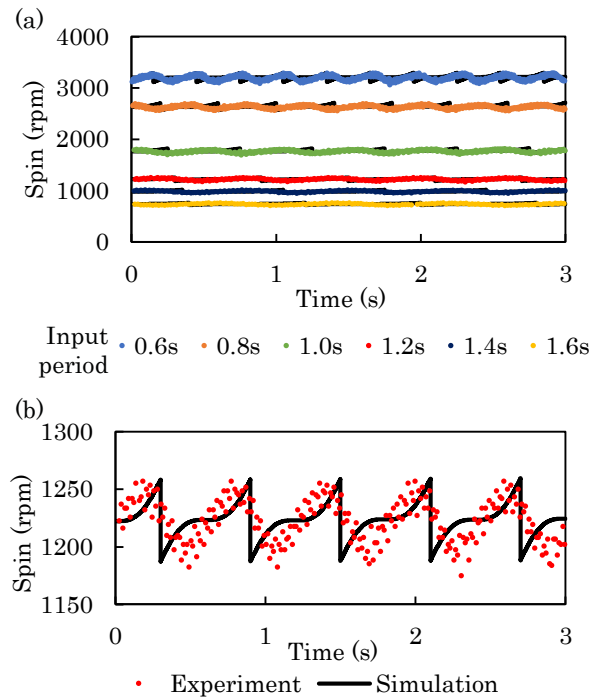


Fig.7. (a) Experimental and theoretical values of rotation speed. (b) Enlarged view with a period of 1.2 seconds. Black lines are theoretical values, and Color points are experimental values.

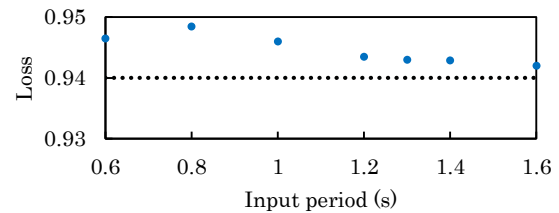


Fig.8. Loss factor in each input period. The loss is overestimated to be 0.94.

る。これらは微小な滑りや材料内部の摩擦により生じるため、一般に計算から求めることは出来ない。そのため損失を多めに見積もり、6%を損失によって失うと仮定して海洋ブイへの応用時の発電量を推定していく。

4.2 海洋ブイでの発電量の推定

表 1 に設定値を示す。

三重県尾鷲市沖の定置網の球状ブイでの実測値では、周期 2.0 s、振幅 15 deg だったが、ブイを球でなく筏状にすることで振幅 30 deg の実現は可能であると考えられる。入力条件が決定した状態での最適なパラメータを設定し、海上ブイに内蔵した場合の発電機の性能を計算により求める。

まず、減衰係数 C_m は発電エネルギーが外力エネルギーに等しくなるように設定する。

$$C_m \omega_{y3}^2 = I_p \omega_X \omega_{y3} \omega_{z1} \quad (3)$$

$$C_m = I_p \omega_X / \xi \quad (4)$$

	条件値	単位
外形直径	5.0×10^2	mm
フライホイール直径	3.0×10^2	mm
フライホイール厚み	1.0×10^2	mm
フライホイール重量	10	kg
入力周期	2.0	sec
入力振幅	± 30	deg
モータのトルク定数	2.5×10^{-1}	Nm/A
モータの内部抵抗	6.1×10^{-2}	Ω
負荷抵抗	28	Ω
自転軸の直径	50	mm
バネ定数	7.7×10^{-6}	N/mm
トラックと自転軸の直径比	10	

Table1. Parameters of calculation.

次にトラックと自転軸の直径比について述べる。直径比が大きいかほど自転速度が高まるため、発電量が增大する。しかし自転トルクは下がるため、反転後の加速が遅くなり失速しやすくなる。したがって直径比には最適値が存在する。しかしその条件を解析的に求めることは困難なため、数値計算により、およその最適値を求める。図9に本条件下でのトラックと自転軸の直径比を変えたときの発電量、歳差振幅、自転速度の変化をまとめる。入力振動によって最適な直径比が異なること、自転速度と発電量のピークが異なることが分かる。今回は歳差振幅が衝突しない範囲として10を採用する。

モータとしてMaxon社のRE65を用いた。これは直径が大きくトルク定数が大きいためである。ロータ材質はステンレス(比重 7.8 g/cm^3)とする。損失については実測ができないが、前節で述べた通り6%程度とする。バネ定数は歳差振幅が最大となる、つまり入力に歳差の固有振動数と一致するように決めた。

計算結果を図10(a)に示す。初速度としてモータによりフライホイールを270 rpmで回転させている。1分ほどで定常状態になり、自転速度は292 rpm、平均発電量は2.2 Wとなった。現状のスマートブイが8 Ah, 6.4 Vであることを考えると20倍近い大きさとなる。間欠的に風があっても十分対応できる大きさである。図10(b)はフライホイールの直径を1.4倍、重さを2倍にした場合である。初速度は変わらず270 rpmで、同様に1分程度で定常状態になっている。このときの平均発電量は8.8 Wであり、これは魚群探知機の駆動も十分に可能である。

5 結言

摩擦駆動ジャイロ機構に発電モータを取り付け2 Hz 60 deg程度の振動で0.25 Wの発電を行った。また、ラグランジュの方程式を用いて理論解析を行い摩擦や滑りによる損失を見積もった。スマートブイへ応用した際の発電量の推定を行い従来の20倍近い出力を持つ発電機を開発できる見込みを得た。

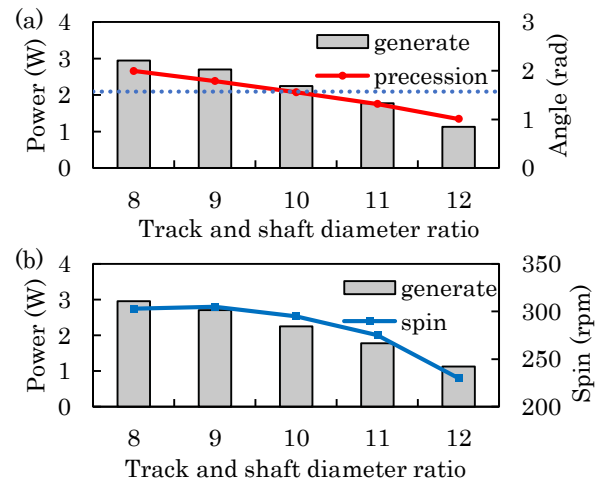


Fig.9. (a)Changes in power generation and precession amplitude for each track / shaft diameter ratio. The dotted line indicates the precession amplitude limit. (b)Changes in power generation and rotation speed. Optimal value exists.

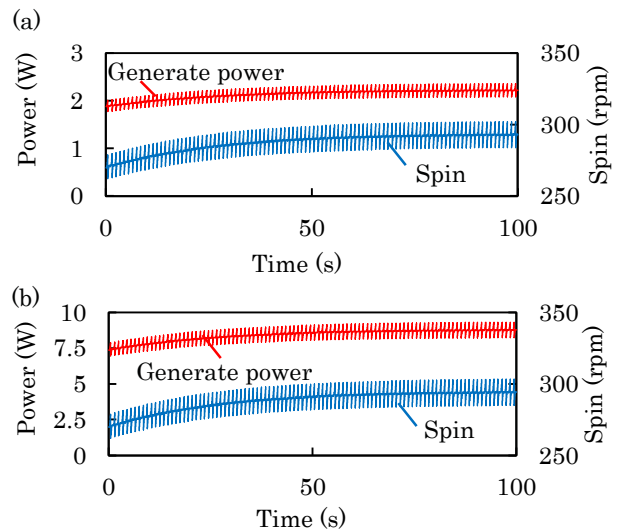


Fig.10. (a)Estimation of power generation on smart buoys (b)Estimation on 1.4 times the diameter 2 times the weight flywheel.

文献

- 1) Nagulan Santhosh, Venkatesan Baskaran, Arunachalam Amarkarthik, "A review on front end conversion in ocean wave energy converters" 9(3), pp.297–310, Front. Energy, (2015)
- 2) Chongfeng Wei, Xingjian Jing: "A comprehensive review on vibration energy harvesting: Modelling and realization," 74, 1–18, Renewable and Sustainable Energy Reviews (2017)
- 3) Mishler A. L.: "Gyroscopic device", U.S. Pat.3726146A (1973)
- 4) 渡邊彩、池田泰久、保坂寛: "摩擦駆動振動歳差発電機の研究" 精密工学会 2018 年度春季大会
- 5) 吉川寛、岩崎淳、岸本幹史、保坂寛、佐々木健: ジャイロ型振動発電機の過渡応答解析, pp.238-242, 精密工学会誌, 76,2 (2010),