

埼玉工業大学博士学位論文

波浪環境に適用する双安定振動エネルギー
ハーベスティングシステムに関する研究

張 旭光

令和5年度博士後期課程学位論文

波浪環境に適用する双安定振動エネルギー
ハーベスティングシステムに関する研究

張 旭光

埼玉工業大学 大学院

工学研究科 機械工学専攻

目 次

第1章 序論.....	1
1-1 本研究の背景と目的.....	2
1-2 振動振幅拡大と振動発電方法.....	4
1-3 本研究の課題と研究内容.....	10
1-4 本学位論文の構成.....	12
第2章 確率共振と双安定振動発電システムの基本特性.....	15
2-1 単安定振動システム.....	15
2-2 Duffing 型双安定振動システム.....	16
2-3 確率共振の発生条件.....	18
2-4 振動発電に適用する双安定振動システム.....	21
2-4-1 倒立片持ち梁型双安定振動システム.....	21
2-4-2 斜め支持型双安定振動システム.....	24
2-5 双安定運動モデルの比較.....	29
2-6 双安定運動モデルの振動評価指標.....	33
2-7 振動発電方法.....	35
2-7-1 電磁誘導式振動発電法.....	35
2-7-2 ピエゾ圧電式振動発電法.....	39
2-8 振動発電に適用する計測法.....	43
2-9 本章のまとめ.....	45
第3章 Duffing 型双安定振動エネルギーハーベスティングシステム.....	47
3-1 Duffing 型双安定振動システム.....	47
3-2 双安定振動エネルギーハーベスティングシステム.....	50
3-3 双安定振動エネルギーハーベスティング実験装置.....	53
3-4 計測実験結果.....	55
3-4-1 ランダム信号による加振.....	55
3-4-2 周期的信号による加振.....	56
3-4-3 ランダム信号と周期的信号による共同加振.....	58

3-5	確率共振から増幅効果への影響.....	61
3-6	確率共振から振動発電量への影響.....	62
3-7	本章のまとめ.....	64
第4章	波浪環境における双安定振動エネルギーハーベスティングシステム.....	67
4-1	倒立片持ち梁双安定振動システム.....	67
4-2	双安定振動エネルギーハーベスティング実験装置.....	70
4-3	確率共振が発生しやすい周期的信号の予測.....	72
4-4	計測実験結果.....	75
4-4-1	ランダム信号による加振.....	75
4-4-2	周期的信号による加振.....	76
4-4-3	ランダム信号と周期的信号による共同加振.....	79
4-5	確率共振から増幅効果への影響.....	82
4-6	確率共振から振動発電量への影響.....	83
4-7	本章のまとめ.....	84
第5章	電磁誘導式双安定振動エネルギーハーベスティングシステム.....	87
5-1	斜め支持双安定振動システム.....	87
5-2	斜め支持双安定振動エネルギーハーベスティング実験装置.....	94
5-3	確率共振が発生しやすい周期的信号の予測.....	97
5-4	計測実験結果.....	98
5-4-1	ランダム信号による加振.....	98
5-4-2	周期的信号による加振.....	99
5-4-3	ランダム信号と周期的信号による共同加振.....	103
5-5	確率共振から増幅効果への影響.....	106
5-6	確率共振から振動発電量への影響.....	108
5-7	本章のまとめ.....	109
第6章	電磁モーター式双安定振動エネルギーハーベスティングシステム.....	111
6-1	双安定振動エネルギーハーベスティングシステム.....	111
6-2	双安定振動特性解析モデル.....	114
6-3	確率共振が発生しやすい周期的信号の予測.....	117
6-4	計測実験結果.....	117

6-4-1	ランダム信号による加振.....	118
6-4-2	周期的信号による加振.....	118
6-4-3	ランダム信号と周期的信号による共同加振.....	122
6-5	確率共振から増幅効果への影響.....	125
6-6	確率共振から振動発電量への影響.....	126
6-7	確率共振を引き起こす周期的加振周波数の確認.....	128
6-8	本章のまとめ.....	128
第7章	結論.....	131
参考文献	135
本研究の公表した原著査読付き論文リスト	153
謝 辞	155

記号表

A	: 梁の断面積
b	: 磁石の高さ
b_p	: ピエゾ圧電素子の幅
b_s	: 片持ち梁の幅
B	: 磁束密度
c	: 減衰係数
C_p	: 電気キャパシタンス
d	: 減衰係数と質量の比
D	: ランダム信号強度
e	: 圧電応力定数
E	: 材料ヤング率
F	: 回復力
F_c	: 減衰力
F_L	: ローレンツ力
g	: 重量加速度
G	: 電束密度
h_s	: 片持ち梁の厚さ
h_p	: ピエゾ圧電素子の厚さ
h	: 距離
I_e	: 電流
I_t	: 回転慣性モーメント
I	: 梁の断面二次モーメント
K	: 弾性ばね係数
K_{Beam}	: 片持ち梁の曲げ剛性
K_{Mass}	: 中心対称軸に戻す曲げ剛性
l_p	: ピエゾ圧電素子の長さ
l_0	: 弾性ばねの初期長さ
L	: 梁の長さ
L_t	: 梁の固定端から質量ブロックまでの距離
m	: 質量
N	: 計測値のサンプル数
N_c	: 長方形コイル組の組数
n	: コイルの巻き数
q_i	: 電荷
q	: 減衰パラメータ

R : 電気抵抗

S : ひずみ

S_{mass} : 質量ブロックの標準偏差値

S_{base} : 支持点の振動変位の標準偏差値

T : 計測時間

T_s : 周期

T_e : 運動エネルギー

T_k : 停留時間

Δt : 計測時間ステップ

ΔU : エネルギーのバリア値

U : ポテンシャルエネルギー

V : 電圧

V_i : 電圧の計測値

w_b : ポテンシャルエネルギー最小点に変位位置の固有角振動数

w_0 : ポテンシャルエネルギー最大点に変位位置の固有角振動数

\ddot{x}_e : 加振加速度

x : 振動変位

\ddot{x}_i : 外部加振変位

\dot{x} : 相対運動速度

x_i : 応答変位の計測値

\bar{x} : 応答変位の平均値

x_0 : 振動変位の平均値

\dot{x}_{aver} : 振動速度の平均値

\dot{x}_i : 振動速度の計測値

x' : 質量ブロックの対称軸からの変位

x'_i : 支持点の対称軸からの変位

Y : 応力

Z : 電界

ρ : 密度

ε : 誘電率

θ : 角度

σ : 電気機械連成係数

δ : 弾性コンプライアンス

第 1 章 序論

1-1 本研究の背景と目的

社会と生活スタイルの発展段階に応じて、エネルギー利用の用途を徐々に多様化させてきた。そこでは自然環境に存在する太陽光や風力等の再生可能エネルギーの活用や研究開発が盛んに行われている[1-3].

近年来, IoT (Internet of Things) やサイバーフィジカルシステム (CPS :Cyber Physical System) などの急速な発展により, 電気エネルギーは mW, μ W でも利用できるようになり, 自然環境の中に含まれる微小なエネルギーを抽出ができ, 無線センサーの自立電源駆動を実現するためのキーテクノロジーとして, エネルギーハーベスティングシステムへの期待がたかまっている[4-6]. このエネルギーハーベスティングとは, 自然界のどこにでもある光, 熱, 振動や電磁波などの環境中に分散しているエネルギーから電力を収穫する技術の総称である.

自然界が放出するエネルギーの中で, 電気エネルギー源として利用されているものは, 光 (太陽電池), 温度差 (ゼーベック素子), 振動 (電磁誘導, 圧電など) などであり, いずれも人類によって開発されている. 増え続ける電子機器に対して, 有効に活用されていない振動エネルギー等から電力を生成するエネルギーハーベスティング技術による電力生成ができる. 特に, センサネットなどの偏在型の小型電子機器の動力源としての活用や省エネルギー化をすすめるための技術として有用であり, 環境負荷の低減化も見込まれる[7-10].

そして, 環境を観測するため, 長時間監視し, 無人探査機を使ってデータを収集することがある. 長時間続行のため, 環境監視センサーの電源供給に関する問題が現れた. 観測センサーは, 温度, 圧力, 湿度, 光, 音, 振動などの物理量や環境情報を検出し, それらを電気信号に変換して送信する装置である. しかし, 観測センサーの電源供給は, 長時間の連続的な動作が必要な場合や遠隔地に設置されたセンサーの課題があり, 特に遠い海上に設置されたセンサーなどがメンテナンスし難く, 電源供給問題を解決しない限りには展開できない[11-12].

そこで, 再生可能エネルギーの中では, 振動エネルギーハーベスティングという新

しい技術は、自然環境のランダム振動環境における観測センサーの電源問題に対して、効果的な自立供給電源を提供する技術としては非常に注目され、数多くの研究成果が発表されている[13-22].

他の再生可能エネルギー源に対して、取り出すことができるエネルギー密度が高いという点が振動発電の特長の一つである。既往の研究統計データによると、直射日光は別として、振動発電は、騒音や温度勾配などのエネルギー源に比べて多く抽出可能なエネルギーを潜在的に有している調査結果があった[23].

振動源の種類と振動特性に合わせて振動エネルギーハーベスティングシステムを開発し、できるだけ多くの振動発電量を得ることは大きな研究目標となっている。

遠海や山岳地帯など遠隔地に設置される **Wireless Sensor Networks (WSNs)** に安定的な電源供給を確保するために、振動エネルギーハーベスティングは最も確実な電源供給の手段として、遠隔地周辺の自然環境から振動エネルギーを利用して観測センサーの自立電源を目指す研究結果が発表されている[24-26].

スポーツや医療介護の分野では、人間の動きの運動エネルギーを利用して実現できるエネルギーハーベスティングは、従来のバッテリーの代わり携帯型介護装置などに電力を供給される代替手段を目指した発電技術が研究されている[27-29].

交通車両などの研究分野では、次世代車両の開発に伴い、車両の様々な AI 関係や制御システムなどから電力を供給できるような仕組みが要求されている。これらの車両システムを稼働する電源は微弱な電力で済む場合は多いため、走行中の車両の振動エネルギーを電力に変えて、自動車など車両観測システムの自立電源に充てる技術が研究されている[30-32].

振動発電システムの振幅は大きいほど、振動エネルギーハーベスティングの効率向上に有利になるため、如何にコンパクトかつ振幅の大きい振動装置を開発するかは振動エネルギーハーベスティングの重要な研究課題となっている。

既往の振動エネルギーハーベスティングの開発手法としては、線形システムを利用するのが一般的である。線形システムの質量、ばね係数や減衰係数などを適切に調整することによって、線形振動システムの固有振動数を環境振動の主要な周波数成分に一致させて、応答振幅を最大限に増大する振動エネルギーハーベスティングシステムの開発を目指す研究が行われた[33-36].

線形システムを利用する場合の欠点は、特定の周波数をもつ振動環境にしか適用しない、振動システムの顕著に大きく応答振動特性を持つ周波数領域がかなり狭いので、複雑な周波数成分が含まれる自然環境のランダムな振動環境下では、大きな振幅を有する安定的な振動エネルギーハーベスティングを続けることはできない。

この欠点を改善するため、できるだけ幅広い周波数成分を持つ振動環境に対応できるように、固有振動数が異なる複数の線形振動モデルを一つの台座に組み合わせることを提案されている。例えば、先端に移動体を付けた片持ち梁を複数に用意し、それぞれ共用のベースに固定した振動システムを構成することで、複数の固有振動数を持つ振動発電システムが開発されている[37-39]。弾性ばねや片持ち梁などにより組合せた複雑な振動システムを調整することによって、複数の固有振動数をもつ振動モデルを構成した研究結果が発表されている[40-42]。

ただし、線形振動システムでは、狭い共振周波数範囲を持つ固有振動特性に限界があり、それをベースにして開発された振動エネルギーハーベスティングシステムには実用性レベルに達する研究成果は見受けられない。そこで、振動エネルギーハーベスティングシステムの発電効果を改善するために、振動システムに非線形要素を取り入れて、様々な非線形振動エネルギーハーベスティングシステムに関する改良検討が行われ、数多くの研究結果が発表されている[43-46]。

弾性片持ち梁の先端に永久磁石を取り付けて、同様に片持ち梁の先端付近にある台座に永久磁石を取り付けることで、永久磁石の間に存在する作用力により非線形振動システムが構成される。このような非線形なシステムを利用した増幅性能に関する検討結果が発表されている[47-50]。

通常の片持ち梁の形状を変えたり、片持ち梁の表面に穴をあけたりすることによって、複数の振動自由度の相互作用効果を利用した非線形振動システムを構成して、その増幅効果に関する検討結果が発表されている[51-53]。

運動質量ブロックに対して直進振動と回転振動の2自由度の独立振動ができるように振動システムを設計して、その直進振動と回転振動を組み合わせることによって、2自由度振動の相互作用効果を利用した非線形振動システムを開発して、その増幅効果に関する検討結果が発表されている[54-56]。

湾曲な薄肉シェル構造を使い、横方向と縦方向にそれぞれ曲げられた状態の薄肉シェ

ルを曲げ振動させることによって、振動システムは一つの振動パターンからもう一つの振動パターンへ飛び移しながら振動を続けることが可能となる。この飛び移す現象に伴うことを利用した非線形振動システムが開発され、その増幅効果に関する検討結果が発表されている[57-60].

より高度な非線形振動システムを構築するため、複数の薄肉弾性梁、永久磁石と弾性ばねを組み合わせて構成したハイブリッド型非線形振動システムが開発されて、それらの非線形振動システムを用いた増幅効果に関する計測実験の結果が発表されている[61-63].

幾つかのサブ振動モデルを組み合わせることによって、一つの多自由度をもつ非線形振動システムが開発され、複数の固有振動数の分布をコントロールしながら、より高い増幅効果を追求した検討結果を発表されている[64-67].

真直な片持ち梁を折り曲げたままで、または薄肉平板から穴を開けたり折り曲げたりして、得られた構成した複雑な形状を持つ特別な非線形振動システムが開発されて、そのコラボレーション作用効果と振動システムの増幅効果に関する検討結果を発表されている[68-72].

実際の振動エネルギーハーベスティングシステムを利用して得られる振動発電量は微弱であるため、実用的な観点から遠隔監視用のセンサーに振動発電システムを用い自立電源供給を実現するため、遠隔監視センサー素子との統合集積化が実現可能である MEMS (Micro Electro Mechanical Systems) という研究テーマについて活発な検討が行われている[73-75].

従来研究成果を要約すると、振動エネルギーハーベスティングシステムを使い振動発電で得られる電気エネルギーがあまりに少ないのは現状である。いかに振動発電の効率向上が実現できる新しい非線形振動システムを開発して、振動システムの振幅を有効に拡大させるかが大きな研究課題となっている。

1-2 振動振幅拡大と振動発電方法

近年、ランダムなノイズ環境における双安定振動システムに対して、周期的刺激加振信号を加えることによって、振動振幅を格別に拡大することができる確率共振現象が開発され、それを適用した新しい振動エネルギーハーベスティングシステムに関す

る研究開発は非常に注目されている[76-78].

確率共振現象は、1981年に地球の北極圏における氷河期の周期性を検討する時に初めて提案された[79]. その後、数多くの研究者が数学物理の角度から確率共振現象に対して理論的に研究し、確率共振の現象解明や発生条件などに関する成果が発表されている[80-83]. 確率共振とは、ランダムなノイズ信号を受ける双安定非線形システムに対して、微弱な周期的な信号を加えることによって、ある確率の下で応答信号が大幅に増幅する物理現象である[84]. 確率共振現象は多くの新しい研究分野に応用されている.

計測信号処理の分野では、通常のセンサーで計測できない微弱な入力信号を検出するため、ホワイトノイズを計測対象に与えて、微弱な信号とホワイトノイズが相互影響し合い生じる確率共振現象で拡大される微弱信号を計測できるシステムが研究されている[85-87].

デジタル画像処理分野では、暗い画像や傷のある画像などに対するデータ変換を行ったうえで、確率共振システムをイメージセンサーとして暗画像を撮影する技術や画像の傷の修復手法などが開発されている[88-90].

バイオ工学の分野では、微弱な生体信号でも検知できるように、ホワイトノイズを利用した確率共振システムを開発され、生体工学に適用するニューラル感知に取り入れる検討開発が行われている[91-94].

機械工学の分野では、機械構造の本体に貼り付けるセンサーまたは機械設備の近傍に設置したマイクからリアルタイムで計測した信号に対して、高精度で機械内部故障の診断または監視を実施するように、確率共振システムを適用し計測精度向上を目指す検討開発が行われる[95-98].

振動発電システムの開発においても、確率共振現象を利用した振動発電効率向上を実現するために、ランダムな加振信号を受けている双安定振動システムに対して、周期的な入力刺激信号を加えることによって、振動システムの応答振幅は大幅に増幅される確率共振現象を利用する研究が注目されている[99-102].

機械系の確率共振現象を発生するには、(1)双安定振動システム、(2)自然環境におけるランダムな加振入力信号、(3)確率共振を引き起こすための微弱な周期的な入力信号のような三つの条件を揃える必要と挙げられており、この中では、双安定振動システ

ムの設計開発は最も重要である。

既往の振動エネルギーハーベスティングシステムに関する研究開発に適用される双安定振動システムでは、薄肉弾性梁の曲げ変形を利用するものが最も多く見受けられる。固定端から水平に設置した片持ち梁の先端とその近傍にそれぞれ取り付けられた永久磁石の間にある対向反発力によって、運動質量ブロックは、中央ラインの両側で振動する二つの局所的な振動状態が存在することによって、振動システムの双安定振動特性が得られる。加振条件により、質量ブロックは中央ラインを飛び越えながら大局的に振動して、いわゆる双安定振動に伴う確率共振現象が発生することができる。このような確率共振現象の増幅効果を利用した振動エネルギーハーベスティングシステムに関する検討開発が行われる[103-108]。

ただし、水平に設置した片持ち梁型の双安定振動システムは、質量ブロックの重力により上下振動は非対称となることがあるため、振動システムを90度に回転して、上端に固定された片持ち梁からなる双安定振動システムを利用した振動エネルギーハーベスティングシステムも検討されている[109-114]。

また、永久磁石の対向反発力を使わずに、下にある固定端に設置した倒立片持ち梁の先端に取り付けた運動質量ブロックの重力によって、左右方向に振動する質量ブロックは、中央ラインの左側または右側で振動することによって双安定振動特性が得られ、その双安定振動特性を活かした振動エネルギーハーベスティングシステムに関する検討開発が行われている[115-117]。

双安定振動による確率共振の増幅効果を向上するために、片持ち梁の形状を変えて、アーチや三角形などの複雑な形状をもつ片持ち梁から構成した双安定振動システムを提案され、その振動特性を活かした振動エネルギーハーベスティングシステムに関する検討も行われている[118-121]。

一方、片持ち梁を利用せず、薄肉弾性梁の中央部に質量ブロックを取り付けて、薄肉弾性梁の両端から軸方向圧縮荷重を加えて、弾性梁を横へ曲げ変形されたままで振動させることによって、上側と下側での2つの振動状態が存在する。このように構成した双安定振動システムを利用した振動エネルギーハーベスティングシステムに関する検討開発が行われる[122-126]。

振動発電の効率向上を追求するため、複数の互いに独立した双安定振動システムを

一つの大きな振動システムに組み合わせて、得られた双安定振動による確率共振の増幅効果を活かして、より高度な振動エネルギーハーベスティングシステムに関する検討結果が発表されている[127-129].

確率共振が発生しやすいため、先端に磁石を取り付けた片持ち梁から構成する双安定振動システムをベースに改善し、片持ち梁の先端の近傍に設置する磁石の数を増やす形で新たな振動システムを構成させる。その結果、片持ち梁の先端にある移動体は中央ライン周辺、上側および下側、合わせて三つのローカル的な振動状態が存在することになり、いわゆる三安定振動システムを構成することができ、その三つの安定振動状態を交差しながら得た確率共振の増幅効果を活かした振動エネルギーハーベスティングシステムに関する検討結果が発表されている[130-135].

一方、振動エネルギーハーベスティングシステムを実現するには、振動エネルギーを電気エネルギーに変換する振動発電装置が必要である。ここでは、振動発電に適用する発電方法は、図 1-1 に示すように、 piezo 圧電式、電磁誘導式、静電誘導式と磁歪式の 4 つの振動発電方法が挙げられる。

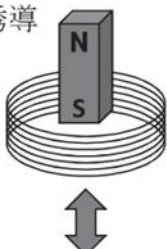
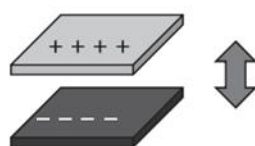
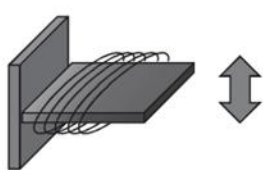
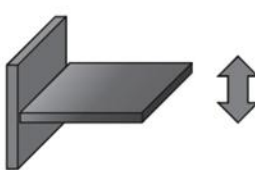
	磁場の時間変化を利用 (インピーダンス低い)	電場の時間変化を利用 (インピーダンス高い)
メカニカルな構造 を利用 (材料選択と装置 設計の自由度が 高い)	電磁誘導 	静電誘導 
材料の特性を利用 (構造が単純)	逆磁歪効果 	圧電効果 

Fig.1-1 Vibration power generation method

piezo 圧電式による振動発電とは、振動により piezo 圧電素子を変形させ、圧電効果（応力に応じて電圧が生じる現象）を誘起することで発電する方式である。piezo

圧電素子はピエゾ圧電体の両面から電極板で挟まれ積層した構成となり、外部から振動荷重により変形される際に、ピエゾ圧電体の両面では電圧が生じ、電極を外部に出力することができる。ピエゾ圧電による振動発電のメリットとしては、単純に圧電材料の変形より電圧が生じることで、直接に振動する片持ち梁の表面に貼り付けるだけで振動発電が実現できる。他の振動発電方式より、設計自由度が格段に高いため、既存の振動発電に関する研究では、最も多く利用されている[136-142]。ただし、ピエゾ圧電素子の内部電気抵抗は大きく、また図 1-2 に示すように加振周波数の変化に伴い大きく変わる。例えば、加振周波数 40Hz で加振する場合、ピエゾ圧電素子の電気抵抗は 300Ω に達することになって、振動発電で得た電流が取り出しにくいことから、実用化することは困難である。

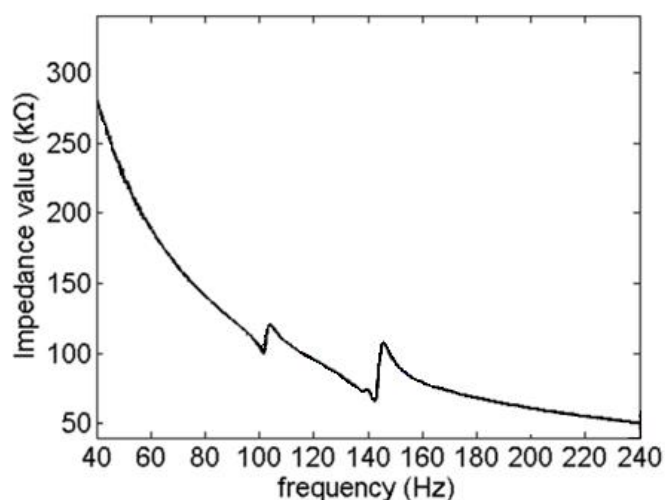


Fig.1-2 Experimental impedance curves with vibration frequencies in the PZT sheets [142]

電磁誘導式による振動発電とは、永久磁石とコイルの相対移動による磁場強度の変化でコイルの中で電流が生じる発電方式である。コイルの中に永久磁石をセットし、外部からの振動によりコイルと永久磁石の間に相対移動が生じることによって、コイルの端子から交流電圧が出力することができる。電磁誘導による発電は、大規模発電所などで広く採用されている発電方法であるが、電磁誘導による振動発電のメリットとしては、コイルと永久磁石の間に接触しないため、発電装置の安定性と耐久性は高いことが挙げられる。他の振動発電方式より出力電圧が比較的低く、出力電流が大きい利点があると指摘されている。振動が大きい場所において振動発電システムを設置

することができれば、振動発電では確実に電力を得ることができるが、ただし、自然界の振動環境における振動発電システムを検討する場合、如何に振動発電に利用できる応答振動を大きくする研究を行うと同時に、一般的な発電システム構成を単純に小型化した発電装置の試作と検討を行う必要がある[143-150].

静電誘導式による振動発電とは、事前に電荷を打込んで帯電 (Pre-charge) させたエレクトレットの近くにおいて、金属製の対向電極を振動させ、エレクトレットと対向電極の間に誘起する静電誘導により発電する方式である。実際に振動発電に適用する場合、前もって加工して帯電したエレクトレットを基盤に固定して、対向電極を上下または並行の方向に沿って振動する際に、静電誘導によって発生した電圧はエレクトレットと対向電極から引き出した端子より出力することができる。静電誘導による発電は、低周波数の振動でも効率よく電力が取り出せることに加えて、エレクトレットと対向電極が接触しないため、 piezo 圧電式と比して耐久性が高いメリットがある。ただし、同じ面積の piezo 圧電式より発電量は少ないが、エレクトレットを利用した振動発電への応用範囲が限定されているのが現状である[151-155].

磁歪式による振動発電とは、外部振動によりコイルに内包した逆磁歪材料を変形させて、それにより発生した逆磁歪効果を利用した発電方式である。逆磁歪効果とは、外部荷重を受ける逆磁歪材料の磁束密度が変化する現象である。実際に振動発電に適用する場合、逆磁歪材料で作られた振動体の外表面にコイルを巻いてあり、外部からの振動荷重を受けて振動体自身が変形する際に、逆磁歪材料の磁束密度が変化することにより、コイルの中で電磁誘導電流が発生することができる。磁歪式振動発電のメカニズムは、電磁誘導と同じであるが、発電素子を変形させるという点では piezo 圧電式と似ている。疲労強度の高い合金材料（主に鉄-ガリウム系）を素子に用いて加工性に優れるため、 piezo 圧電式よりもデバイス設計の自由度が高いメリットがある。ただし、実用レベルの振動発電出力を確保するには、比較的大きい加速度 (10 m/s^2 以上) と高い振動周波数 ($100 \sim 1000 \text{ Hz}$) を必要とするなど応用に向けた研究課題が存在するため、振動発電より逆磁歪材料開発という未解決問題を中心に研究が進められているのが現状である[156-161].

実際に振動エネルギーハーベスティングシステムを開発する場合、より高い振動発電効率を追求するために、振動発電に適用できる発電方式の長所を活かし、複数の異

なる振動発電方式を組み合わせたハイブリッド型の振動発電方法についても検討されている[162-166].

4種類の振動発電方法の中では、他の振動発電方式と比べて、 piezo圧電式は最も多く利用されるが、容易に振動発電装置に組み立てられることが理由になると思われる。しかし、piezo圧電式の内部抵抗は大きいため、発電で得られる電流は小さい。またpiezo圧電式の適用する動作周波数も比較的高く、自然界の振動環境における振動周波数成分に合わない欠点がある。

電磁誘導式は、内部抵抗はコイルの電気抵抗によって決まるため小さく、振動発電で得られる電流は比較的大きい。振動発電の動作周波数も低いため、自然界の振動環境における振動周波数と共振させやすい利点があるが、コイルと永久磁石から構成される電磁誘導式の振動発電装置は、piezo圧電素子等と比較して構造が複雑になる欠点がある。

一方、静電誘導式と磁歪式は、比較的新しい振動発電方式なので、振動発電に必要なエレクトレットと逆磁歪材料の開発が十分に確立されていない。実際に振動発電に適用した研究事例は、他の振動発電方式と比べてまだ少ないのは現状である。

自然環境の振動源は、低周波が中心であるため、低周波数振動から、効率的に多くの電力を発電する振動発電技術を開発することが大きな課題であり、数々の研究成果が発表されている[167-175].

振動発電の実用化を目指すためには、大規模な振動発電システムを開発することが重要であり、それを実現することが求められる[176]. 双安定振動システムの確率共振により振動を増幅させ、車両タイヤのランダム振動から振動発電を行う実用化研究開発は注目されている[177-178].

1-3 本研究の課題と研究内容

振動エネルギーハーベスティングの発電効率を向上するため、できるだけ大きい振幅をもつ振動モデルが求められる。

従来の研究結果より、振動発電に双安定振動モデルによる確率共振を適用することは有効であることが判る。振動発電に用いられる振動モデルには、片持ち梁の曲げ変形を利用するものが多い。ただし、このような薄肉弾性梁を用いた振動モデルを実際

の振動発電の実用化開発に適用する場合、次の5つの問題点が挙げられる。

(問題1) 薄肉弾性片持ち梁の振動振幅には限界がある。振動システムは必ず薄肉弾性梁の弾性変形領域で振動することが求められるが、実際に振動発電システムとして利用できる振動振幅には限界がある。

(問題2) 振動に伴う繰り返し曲げ変形による耐久性の問題がある。出来るだけ大きな振幅で振動するように、金属製の薄肉弾性梁は大きく曲げ変形しながら振動を続けることになる。従って、長時間に渡っても安定的に振動発電性能を保つことは容易ではないと考えられる。

(問題3) 複雑な振動環境に対応しにくい。薄肉弾性片持ち梁から構成した振動システムでは、質量ブロックは空中で自由に振動することから、想定していない方向からの偶発的な加振を抑制する性能が比較的到低いことから、複雑な環境振動条件下でそれを実用化することは困難と考えられる。

(問題4) 双安定振動による確率共振に関する基礎研究成果は少ないため、双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの実用化研究成果はまだ少ない。

(問題5) 従来の振動発電システムでは、片持ち梁の弾性変形に依存する piezo 圧電法の関係で、微弱な振動発電量しか得られない。新たな電磁誘導による振動発電法を適用する検討が必要である。

このような現状と既存の研究成果を踏まえて、本研究では、既存の振動モデルの問題点を改善し、より高い振動発電効率を追求するために、次の4つの角度から振動発電システムの改善について研究していく。

【研究1】 双安定振動の基礎となる Duffing 振動モデルを直接に運動レール形状として、新たな振動エネルギーハーベスティングシステムを提案する。理論と実験の両面から Duffing 振動モデルによる確率共振と振動発電の特性を明らかにすることによって、従来の研究では十分に解決できない双安定振動モデルベースとした振動発電システムの実用開発するための基礎問題を用意する。

【研究2】 ランダム環境に適用できる倒立片持ち梁型双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを提案する。実際のランダム加振環境での計測実験を実施して、従来の研究では見受けられていない双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの実用化検証を行う。

【研究3】片持ち梁の代わりに、弾性ばねと質量ブロックから構成した大スケール斜め支持双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを提案して、さらにコイルと永久磁石からなる電磁誘導式振動発電ユニットを適用することによって、振動発電効率とシステム汎用性を向上する検討を行う。

【研究4】電磁誘導式振動発電ユニットの代わりに、直接に電磁モーターを適用して、新たな大スケール双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを提案する。より実用化に近い形で振動発電システムの有効性を検証する。

1-4 本学位論文の構成

本学位論文は、「波浪環境に適用する双安定振動エネルギーハーベスティングシステムに関する研究」と題し、以下の7章から構成する。

第1章の「序論」では、本論文の研究背景と目的を述べ、既存の研究成果を分析して、従来の研究に存在する問題と課題をまとめて、それらを解決するために、本研究の独自に提案する双安定振動モデルと電磁誘導式振動発電方法の改良を含めた4つの研究課題を与える。最後に、本学位論文の構成を述べる。

第2章の「確率共振と双安定振動発電システムの基本特性」では、双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの研究基礎を中心に検討を行う。単安定振動システム、双安定振動システム、確率共振現象とその発生条件、双安定振動発電システム、振動応答と振動発電の測定システムなどを含める。本章の検討結果により、次章からの振動発電システムの基本性能に関する実験検討を実施するために、必要な予備検討結果を用意する。

第3章の「Duffing型双安定振動エネルギーハーベスティングシステム」では、双安定振動の基本モデルとなるDuffing型関数を直接に使い、双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを開発して、実際に自然振動環境を模擬するランダム加振信号と、意図的に与える周期的信号を組み合わせる加振実験を行う。その加振実験の計測結果を用いて、双安定振動システムの確率共振現象と振動発電性能を検証する。本章の検討結果により、次章からの双安定運動システムの確率共振による増幅効果および振動発電性能に関するの研究開発と実験検討を実施するために、必要な予備検討結果を用意する。

第4章の「波浪環境における双安定振動エネルギーハーベスティングシステム」では、双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの実用化問題を解決し検証するため、実験室において、自然界のランダム波浪加振環境を模擬した水槽実験装置を開発して、 piezo圧電素子を用いた倒立片持ち梁型双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを作製し、実際にランダム波浪環境における双安定振動発電システムに対する確率共振による増幅効果と振動発電の効率向上性能を検証する。本章の検討結果により、双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの実用化問題を明らかにすることを目的とする。

第5章の「電磁誘導式双安定振動エネルギーハーベスティングシステム」では、前章で検討した双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの実用化問題を明らかにしたうえで、弾性ばねと集中質量ブロックから構成した大スケール双安定振動システムを提案し、さらにコイルと永久磁石からなる電磁誘導式振動発電ユニットを適用して、新たな大スケール双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを開発する。実際に実験室におけるランダム波浪加振環境において加振計測実験を行い、より高い汎用性を持つ大スケール双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの有効性を明らかにする。

第6章の「電磁モーター式双安定振動エネルギーハーベスティングシステム」では、前章で検証した電磁誘導式振動発電の効率向上を目指すために、電磁モーターと斜め支持ばねマス型双安定振動モデルを組み合わせ、新たな大スケール双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを提案する。実際にランダムな信号と周期的信号を与えて加振測定実験を行い、その確率共振現象による増幅効果と振動発電の効率向上に及ぼす影響について詳細な検討を行う。

第7章の「結論」では、本学位論文の各章で得た研究成果をまとめる。

第2章 確率共振と双安定振動発電システムの基本特性

前章では、双安定振動エネルギーハーベスティングシステムにおいては、ランダム加振と周期的加振を同時に与える時に発生する確率共振現象によって、振動振幅が大幅に拡大される。この確率共振の増幅効果を振動発電システムに適用することは、振動発電の効率向上に大きく寄与できることを明らかにした。

本章では、確率共振の増幅効果を利用して、双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを設計開発する際に必要になる基礎的問題について詳細な検討を行い、次章からの研究展開のために予備検討成果を用意する。

2-1 単安定振動システム

図2-1に示すのは、質量ブロック m と弾性ばね K から構成した振動システムである。図示のように、外部から加振荷重 $f(t)$ を受ける場合、質量ブロックの応答変位 x に関する運動方程式は次のように表される。

$$m\ddot{x} + Kx = f(t) \quad (2-1)$$

図2-1に示す振動システムのポテンシャルエネルギーの分布は次式で表される。

$$U(x) = \frac{1}{2}Kx^2 \quad (2-2)$$

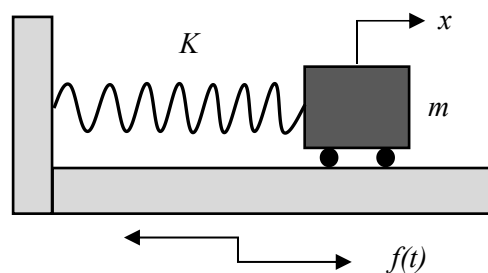


Fig.2-1 Mono-stable vibration model

式2-2に示す振動システムのポテンシャルエネルギーの分布は図2-2のような2次グラフ曲線で表わされる。横軸は質量ブロックの応答変位、縦軸は振動システムのポテンシャルエネルギーである。中央点はポテンシャルエネルギーの最小値点になり、振動システムの静止状態に対応し、質量ブロックの応答変位 $x=0$ となる。質量ブ

ックは振動する時，中央点は往復振動の中心点になる．このようなポテンシャルエネルギーの最小値点は安定点と呼び，図 2-1 に示す振動システムの安定点の一つしかないので，単安定振動システムと呼ばれる．

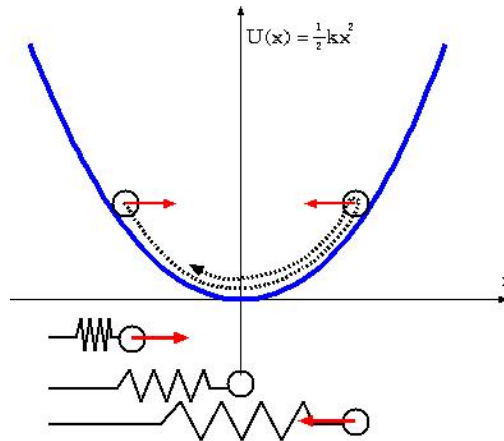


Fig.2-2 Potential energy distribution of mono-stable vibration model

2-2 Duffing 型双安定振動システム

図 2-3 に示すのは，質量ブロック m と複雑な弾性特性 $K(x)$ から構成した振動システムである．外部から加振荷重 $f(t)$ を受ける場合，質量ブロックの応答変位 x に関する運動方程式は次のように表される．

$$m\ddot{x} - (ax - bx^3) = f(t) \quad (2-3)$$

図 2-3 に示す振動システムのポテンシャルエネルギーの分布は次式で表される．

$$U = -\frac{1}{2}ax^2 + \frac{1}{4}bx^4 \quad (2-4)$$

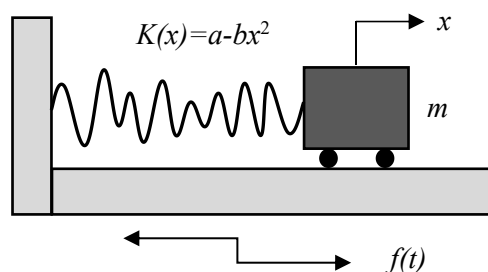


Fig.2-3 Duffing type bi-stable vibration model

式(2-4)により，ポテンシャルエネルギーの分布を図 2-4 に示すように表される．図中では， $x_0 = 0$ はポテンシャルエネルギーの局所最大値に対応する変位位置である． $x_1 = -\sqrt{a/b}$ と $x_2 = \sqrt{a/b}$ はポテンシャルエネルギーの局所最小値に対応する変位位置であり，それぞれ移動体の静止平衡位置に当たる． ΔU はポテンシャルエネルギーのロカールの最大値と最小値の差であり，振動する時に移動体の変位位置 x_1 と x_2 の間を飛び移すバリア値となる．

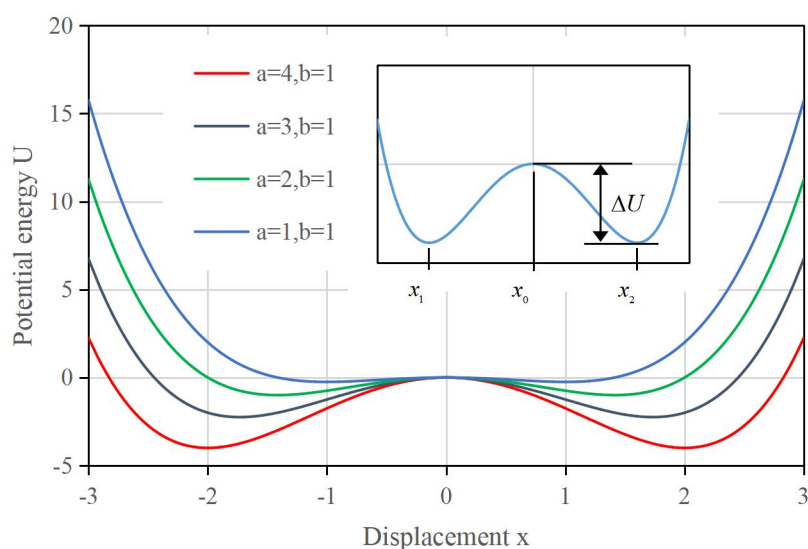


Fig.2-4 Potential energy distribution of bi-stable vibration model

図 2-3 に示す振動システムでは，図 2-4 に示すように二つの安定点 x_1 と x_2 が存在するため，双安定振動システムと呼ばれ，運動方程式(2-3)は Duffing 型運動方程式と呼ばび，それに対応する双安定振動モデルは Duffing モデルと呼ばれる．

振動振幅が小さい時，運動する質量ブロックのもつ運動エネルギー量は ΔU より少ないため，質量ブロックが x_1 または x_2 を振動中心として，図 2-4 に示す座標系の左側または右側で局所的な振動をする．ただし，ある加振条件を満足する時，質量ブロックのもつ運動エネルギー量は ΔU を超え，質量ブロックが x_0 でのポテンシャルエネルギーの山を越えて， x_1 と x_2 をまたがる振動をすることになる．

ここでは、質量ブロックが x_1 または x_2 を振動中心として、片側での振動状態を単安定振動状態と呼び、質量ブロックが中央におけるポテンシャルエネルギーの山を越えて、両側におけるポテンシャルエネルギーの二つの井戸をまたがる振動状態を双安定振動状態と呼ぶ。

通常、自然界にあるランダム信号だけで双安定振動システムを加振する場合、質量ブロックは単安定振動状態になるが、刺激の周期的信号を同時に加え、質量ブロックが中央のポテンシャルエネルギーの山を越える双安定振動が生じて、振動振幅が大幅に拡大する現象が発生できる。この大幅な増幅現象を不確定なランダム信号で加振される条件下で生じる観点から確率共振現象と呼ばれる。

確率共振現象が発生する際に、振動モデルの質量ブロックが生じる大きな増幅効果を振動発電の効率向上に適用することが寄与できる。

2-3 確率共振の発生条件

振動システムの確率共振現象を発生させるために、次の三つの条件：（1）双安定振動システム、（2）環境信号としてのランダム加振信号、（3）刺激信号としての周期的加振信号を揃える必要がある。

実用上では、確率共振を引き起こすために意図的に加える周期的な加振信号の周波数を適切に決めることは最も重要である。

確率共振の発生する条件を検討するため、Duffing モデルを対象として、振動する質量ブロックが振動システムのポテンシャルエネルギーの局所的な谷から飛び出すために必要な速度値の大きさ Kramer's rate が、次式で提案されている[84].

$$r_k = \frac{a}{\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{a^2}{4bD}\right) \quad (2-5)$$

ここでは、集中質量ブロックが振動システムのポテンシャルエネルギーの局所的な谷の中に平均的な停留時間 T_k と、周期的加振信号の周期 T_s の半分に相当するポテンシャルエネルギーの周期的な変化時間の間に

$$\frac{T_s}{2} = T_k = \frac{1}{r_k} \quad (2-6)$$

のような等しい関係が存在する場合，双安定振動システムの入力周波数特徴と周期的入力信号の周波数特徴が一致することによって，確率共振現象が発生する可能性が最も大きいと思われる。

式(2-5)と式(2-6)により，確率共振が最も発生しやすい周期的加振信号の周波数は式(2-7)のように表される。

$$f_k = \frac{1}{T_s} = \frac{r_k}{2} = \frac{a}{2\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{a^2}{4bD}\right) \quad (2-7)$$

一般的な双安定振動システムに対しては，摩擦力等による粘性減衰を考慮する場合，Kramer's rate が，次式で提案されている[84]。

$$r_k = \frac{w_b w_0}{2\pi q} \exp\left(-\frac{\Delta U}{D}\right) \quad (2-8)$$

ただし， w_b はポテンシャルエネルギーのロカールの最小点に対応する変位位置 x_1 と x_2 での固有角振動数， w_0 はポテンシャルエネルギーのロカールの最大点に対応する変位位置 x_0 での固有角振動数である。ここでは， w_b と w_0 はそれぞれ次式で計算できる。

$$w_b = \sqrt{\frac{|U''(x_1)|}{m}} \quad (2-9)$$

$$w_0 = \sqrt{\frac{|U''(x_0)|}{m}} \quad (2-10)$$

ただし， U'' はポテンシャルエネルギーの変位に関する2階微分である。よって，粘性減衰を考慮する場合では，確率共振が最も発生しやすい周期的加振信号の周波数を次式で予測することができる。

$$f_k = \frac{w_b w_0}{4\pi q} \exp\left(-\frac{\Delta \bar{U}}{D}\right) \quad (2-11)$$

ただし， q は減衰係数と質量の比， $\Delta \bar{U}$ は単位質量あたりのポテンシャルエネルギーのバリア値である。

ここでは，確率共振が最も発生しやすい周期的加振信号の周波数予測式(2-11)は，二つの部分から構成されたと考えられる。式(2-11)の係数部分は，固有振動数と減衰パラメータで構成され，振動モデルの固有振動特性に依存することを示し，式(2-11)の指数部分は，外部のランダム加振エネルギーとシステム内部ポテンシャルエネルギー

一の比率関係に決まる増強効果を示している。

一方、ランダム信号強度 D については、図 2-5 に示すようなランダム加振での応答変位計測データがある場合、次のように求められる。

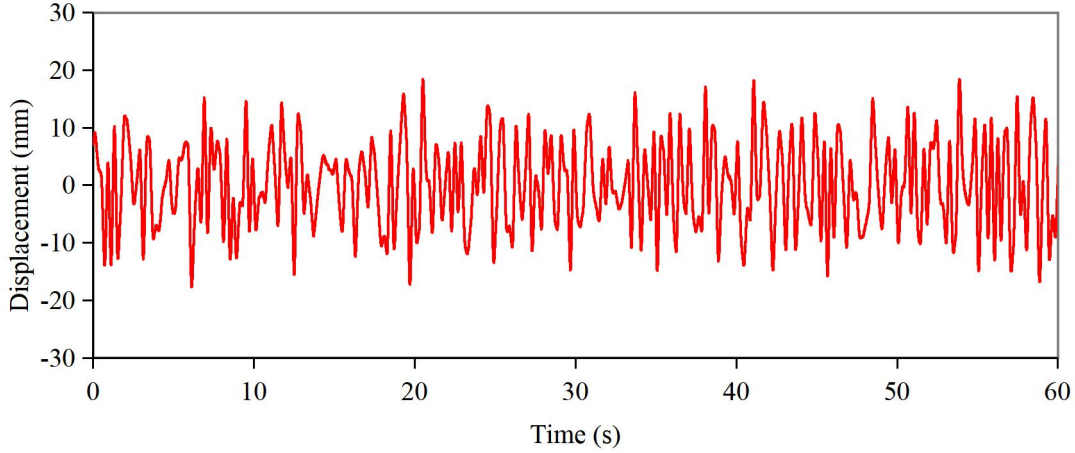


Fig.2-5 Example of response displacement using random excitation signal

本研究で利用するランダム信号を近似的に以下の二つの条件を満足するホワイトノイズ信号 $v(t)$ とする。

$$\langle v(t) \rangle = 0 \quad (2-12)$$

$$\langle v(t_1)v(t_2) \rangle = 2D\delta(t_1 - t_2) \quad (2-13)$$

ただし、 $\delta(t)$ はディラックのデルタ関数である。演算子 $\langle \rangle$ は次式で定義したランダム信号 $v(t)$ 平均値であり、ランダム信号 $v(t)$ の期待値とも呼ばれる。

$$\langle v(t) \rangle = \lim_{T_s \rightarrow \infty} \frac{1}{T_s} \int_0^{T_s} v(t) dt \quad (2-14)$$

式(2-12)はランダム信号 $v(t)$ の平均値がゼロであることを意味し、式(2-13)はランダム信号 $v(t)$ の自己相関が信号強度 D の 2 倍に等しく、相互相関はゼロであることを意味する。式(2-14)より、次式のように時系列の計測データを使いランダム信号強度 D の計算式が得られる。

$$D = \frac{1}{2N} \sum_{i=0}^N (\dot{x}_i - \dot{x}_{aver})^2 \quad (2-15)$$

ただし、 \dot{x}_i は振動速度の計測値、 \dot{x}_{aver} は振動速度の平均値、 N は計測実験のサンプル点数である。また振動速度の平均値 \dot{x}_{aver} は次式で計算できる。

$$\dot{x}_{aver} = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^N \dot{x}_i \quad (2-16)$$

式(2-15)より、ランダム信号強度 D は単位質量に当たる平均的な運動エネルギーを意味するため、その単位は J/kg である。

実際に計測実験を行う前に、実験装置に対しランダム信号で加振して、図2-5に示すような質量ブロックの応答振動変位を計測し記録する。得られた計測データから中央差分式で応答速度データを求め、式(2-15)に代入してランダム信号強度 D を計算することができる。

2-4 振動発電に適用する双安定振動システム

2-4-1 倒立片持ち梁型双安定振動システム

図2-6に示すのは、倒立片持ち梁の先端に集中質量ブロックを取り付けて構成した双安定振動モデルであり、質量ブロックの重量により片持ち梁には中央鉛直位置の右側と左側にそれぞれ一つずつ静止平衡位置が存在する。モデル全体が左右方向に振動する時、質量ブロックは右側または左側の静止平衡位置を中心とした単安定振動をするが、ある加振条件を満足する場合、質量ブロックは中央位置を通過しながら上下の二つの静止平衡位置をまたがる双安定振動をさせることができる。

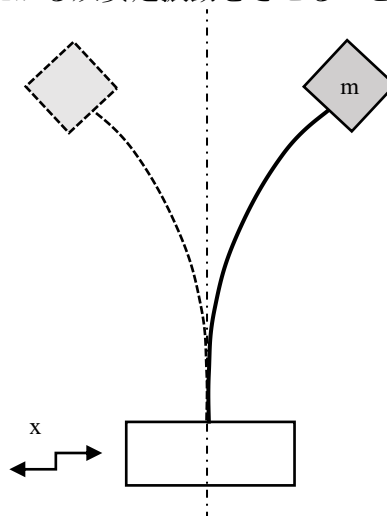


Fig.2-6 Bi-stable vibration model of a cantilever beam with a mass block at the tip

検討のため, 図 2-6 に示す倒立片持ち梁からなる双安定振動システムを簡略化して, その運動パラメータの関係を図 2-7 に示す. u と v は梁先端に取り付ける質量ブロックの変位, M_t は質量ブロックの質量である. u_p と v_p は梁の任意点 p の変位であり, s は固定端から点 p までの距離である.

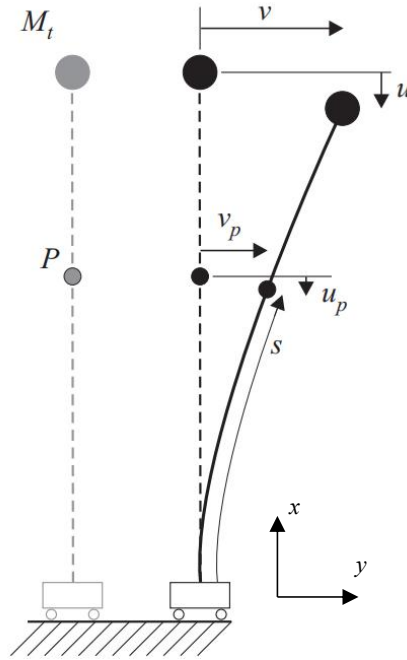


Fig.2-7 Schematic representation of the Bi-stable vibration model shown in Fig.2-6

図 2-7 に示す双安定振動システムの運動エネルギー T_e とポテンシャルエネルギー U は次式で表される.

$$T_e = \frac{1}{2} \rho A \int_0^L \{[\dot{v}_p(s,t) + \dot{y}]^2 + [\dot{u}_p(s,t)]^2\} ds + \frac{1}{2} M_t [(\dot{v} + \dot{y})^2 + \dot{u}^2] + \frac{1}{2} I_t \dot{\phi}^2 \quad (2-17)$$

$$U = \frac{1}{2} EI \int_0^L [\kappa_p(s,t)]^2 ds - \rho A g \int_0^L u_p(s,t) ds - M_t g u \quad (2-18)$$

ただし, $\kappa_p(s,t)$, $u_p(s,t)$, $v_p(s,t)$ は, それぞれ梁の任意点 p における曲率と変位である. L は梁の長さ, L_t は梁の固定端から質量ブロックまでの距離である.

式(2-17)と式(2-18)を整理して、運動エネルギー T_e とポテンシャルエネルギー U は次式で表される。

$$T_e = \frac{1}{2} \rho A (N_1 \dot{v}^2 + 2N_2 \dot{v}\dot{y} + L\dot{y} + N_3 v^2 \dot{v}^2) + \frac{1}{2} M_i [(\dot{v} + \dot{y})^2 + N_4 v^2 \dot{v}^2] + \frac{1}{2} I_i (N_5 \dot{v} + \frac{1}{2} N_5^3 v^2 \dot{v})^2 \quad (2-19)$$

$$U = \frac{1}{2} EI (N_6 v^2 + N_7 v^4 + \frac{1}{4} N_8 v^6) - \frac{1}{2} N_9 \rho A g v^2 - \frac{1}{2} N_4 M_i g v^2 \quad (2-20)$$

ただし、定数の $N_1, N_2, N_3, N_4, N_5, N_6, N_7, N_8, N_9$ は、それぞれ次式のように計算できる。

$$N_1 = \lambda_i^2 \left(\frac{3\pi - 8}{2\pi} \right) L \quad (2-21)$$

$$N_2 = \lambda_i \left(\frac{\pi - 2}{2\pi} \right) L \quad (2-22)$$

$$N_3 = \lambda_i^2 \left[\frac{\pi^2 (2\pi^2 - 9)}{384} \right] \frac{1}{L} \quad (2-23)$$

$$N_4 = \lambda_i^2 \left(\frac{\pi^2}{8} \right) \frac{1}{L_i} \quad (2-24)$$

$$N_5 = \lambda_i \left(\frac{\pi}{2} \right) \frac{1}{L_i} \quad (2-25)$$

$$N_6 = \lambda_i^2 \left(\frac{\pi^4}{32} \right) \frac{1}{L^3} \quad (2-26)$$

$$N_7 = \lambda_i^4 \left(\frac{\pi^6}{2^9} \right) \frac{1}{L^5} \quad (2-27)$$

$$N_8 = \lambda_i^6 \left(\frac{\pi^8}{4096} \right) \frac{1}{L^7} \quad (2-28)$$

$$N_9 = \lambda_i \left(-\frac{1}{4} + \frac{\pi^2}{16} \right) \quad (2-29)$$

ここで、 λ_i は次式で計算される。

$$\lambda_i = \frac{1}{1 - \cos\left(\frac{\pi L_i}{2L}\right)} \quad (2-30)$$

運動エネルギー式(2-19)とポテンシャルエネルギー式(2-20)を次の Lagrange 方程式

に代入する.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_e}{\partial \dot{v}} \right) - \frac{\partial T_e}{\partial v} + \frac{\partial U}{\partial v} = 0 \quad (2-31)$$

整理すると, 次の運動方程式が得られる.

$$\begin{aligned} & [N_5^2 I_t + M_t + N_1 \rho A + (N_3 \rho A + N_4^2 M_t + N_5^4 I_t) v^2] \ddot{v} \\ & + [N_6 EI - N_9 \rho A g - N_4 M_t g + (N_3 \rho A + N_4^2 M_t + N_5^4 I_t) v^2] \dot{v} \\ & + 2N_7 EI v^3 = -(N_2 \rho A + M_t) \ddot{y} \end{aligned} \quad (2-32)$$

運動方程式(2-32)より, 横方向の加振加速度 \ddot{y} で加振される時, 質量ブロックの応答変位 v は 3 次非線形運動特性をもつことが確認できる.

一方, 図 2-6 に示す倒立片持ち梁からなる双安定振動システムのポテンシャルエネルギーは, 式(2-32)を利用して次式で表される.

$$U_{\text{ver}} = \frac{1}{2} EI \left(\frac{\pi^4}{32L^3} v^2 + \frac{\pi^6}{2^9 L^5} v^4 \right) - \frac{1}{8} \left(\frac{\pi^2}{4} - 1 \right) \rho A g v^2 - \frac{\pi^2}{16L} M_t g v^2 \quad (2-33)$$

ただし, E は片持ち梁の材料ヤング率, I は片持ち梁の断面二次モーメント, A は片持ち梁の断面積, ρ は片持ち梁の密度, g は重量加速度である. 式(2-33)を次式のように整理して

$$U_{\text{ver}} = \left[\frac{EI\pi^4}{64L^3} - \frac{1}{8} \left(\frac{\pi^2}{4} - 1 \right) \rho A g - \frac{M_t g \pi^2}{16L} \right] v^2 + \frac{EI\pi^6}{2^{10} L^5} v^4 \quad (2-34)$$

さらに, 式(2-34)に対して, 次の記号を導入して

$$a_{\text{ver}} = - \left[\frac{EI\pi^4}{64L^3} - \frac{1}{8} \left(\frac{\pi^2}{4} - 1 \right) \rho A g - \frac{M_t g \pi^2}{16L} \right] \quad (2-35)$$

$$b_{\text{ver}} = \frac{EI\pi^6}{2^{10} L^5} \quad (2-36)$$

よって, 双安定振動モデルのポテンシャルエネルギー式(2-34)は次のようになる.

$$U_{\text{ver}} = -\frac{1}{2} a_{\text{ver}} x^2 + \frac{1}{4} b_{\text{ver}} x^4 \quad (2-37)$$

式(2-4)と式(2-37)を比較して, 同じ形であるため, 倒立片持ち梁型双安定振動モデルは確かに双安定振動特性をもち, Duffing 振動モデルに帰着することが検証できた.

2-4-2 斜め支持型双安定振動システム

ここでは、片持ち梁の曲げ変形の代わりに、弾性ばねと質量ブロックの直線運動を適用する形で、ばねマス型大スケール双安定運動モデルを提案して、その運動原理を図 2-4 に示す。

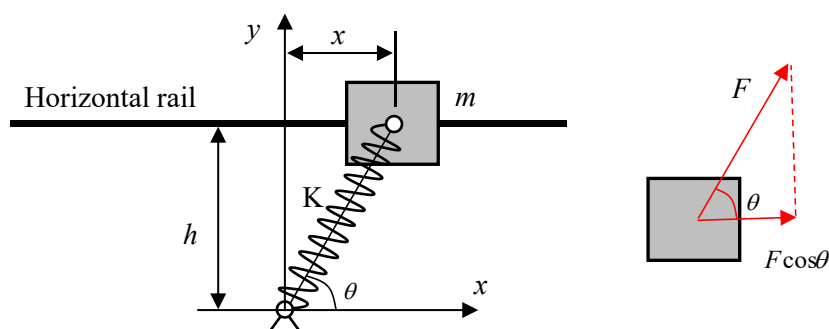


Fig.2-8 Spring-mass type large-scale bi-stable motion model

図 2-8 では、水平レールに沿って質量ブロックが左右方向に自由運動できる。水平レールの横に距離 h を離れる位置で自由回転のピン支持点を設けて、質量ブロックの中央点にも自由回転のピン支持点を設ける。さらに、二つのピン支持点の間に弾性ばねを設置する。

ただし、弾性ばねの自由長さは距離 h より長く設計しておくため、質量ブロックの静止平衡位置は中央にある y 軸の両側に一つずつ存在しているため、図 2-9 に示すように、両側にある二つの静止平衡位置を中心とした単安定運動状態と、中央軸を通過しながら二つの静止平衡位置をまたがる双安定運動状態を合わせて、三つの運動状態が存在していることが判る。

図 2-5 に示すように弾性ばねの回復力 F を水平方向に分解して、水平方向に沿う質量ブロックの運動方程式を次式のように表される。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + F \cos \theta = f(t) \quad (2-38)$$

ただし、 x は中央軸から質量ブロックの中心点までの距離、 c は減衰係数、 θ は弾性ばねと水平方向からなる角度である。 $f(t)$ は外部から振動システムに対する加振力を表す。

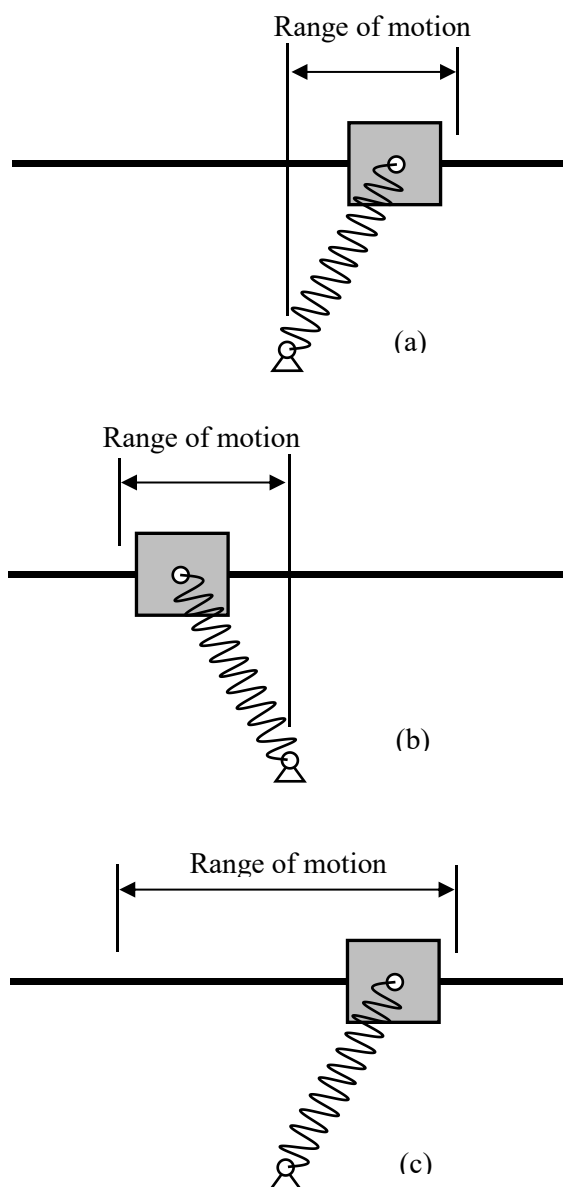


Fig.2-9 Monostable and bi-stable motion states

図 2-8 に示す幾何学と力の関係より，弾性ばねの回復力 F と角度 θ はそれぞれ次式で計算される．

$$F = K(\sqrt{x^2 + h^2} - l_0) \quad (2-39)$$

$$\cos \theta = \frac{x}{\sqrt{x^2 + h^2}} \quad (2-40)$$

ただし， K は弾性ばねの弾性係数， l_0 は弾性ばねの自由長さである．式(2-39)と式

(2-40)を式(2-38)に代入して，運動方程式は次式のようになる．

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + K\left(1 - \frac{l_0}{\sqrt{x^2 + h^2}}\right)x = f(t) \quad (2-41)$$

運動方程式(2-41)により，振動システムのもつポテンシャルエネルギーは次式で表される．

$$U = \int K\left(1 - \frac{l_0}{\sqrt{x^2 + h^2}}\right)xdx = \frac{1}{2}Kx^2 - Kl_0\sqrt{x^2 + h^2} \quad (2-42)$$

ここで，ポテンシャルエネルギーの分布特性を調べるため，式(2-42)に対して微分することによって構成する変位 x に関する方程式

$$K\left(1 - \frac{l_0}{\sqrt{x^2 + h^2}}\right)x = 0 \quad (2-43)$$

を解き，次の三つの根が得られる．

$$x_0 = 0, \quad x_1 = -\sqrt{l_0^2 - h^2}, \quad x_2 = \sqrt{l_0^2 - h^2} \quad (2-44)$$

式(2-44)に示す x_0 ， x_1 と x_2 の値は，弾性ポテンシャルエネルギーの極値であり， x_0 は図 2-4 に示す振動モデルの質量ブロックが中央軸にある位置に， x_1 と x_2 は質量ブロックが両側にある静止平衡位置にそれぞれ対応する．また， x_0 は不安定振動点と呼び， x_1 と x_2 をまとめて x_e に記して安定振動点と呼ぶことがある．

ここでは， $k > 0$ ， $\sqrt{x^2 + h^2} > 0$ ， $L_0 > 0$ であることと幾何学的関係を考慮して，式(2-44)に示す極値点で分割された 4 つの変位区域 ($x < x_1$ ， $x_1 < x < x_0$ ， $x_0 < x < x_2$ ， $x_2 < x$) について，式(2-42)に示すポテンシャルエネルギー U の分布様子を分析して，その分析結果が表 2-1 にまとめられる．

Table 2-1. Distributions of elastic potential energy for each displacement range

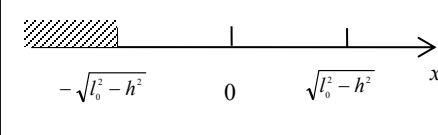
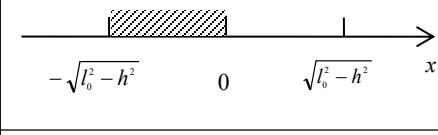
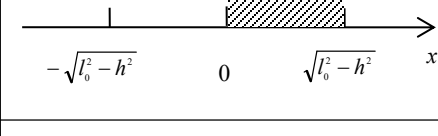
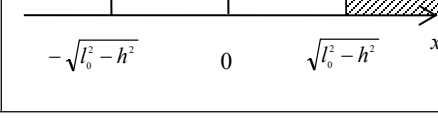
Displacement range		Value	Elastic potential energy
$x < -\sqrt{l_0^2 - h^2}$		$\sqrt{x^2 + h^2} > l_0$ $x < 0$	$\frac{dU}{dx} < 0$ U Monotonically decreasing
$-\sqrt{l_0^2 - h^2} < x < 0$		$\sqrt{x^2 + h^2} < l_0$ $x < 0$	$\frac{dU}{dx} > 0$ U Monotonically increasing
$0 < x < \sqrt{l_0^2 - h^2}$		$\sqrt{x^2 + h^2} < l_0$ $x > 0$	$\frac{dU}{dx} < 0$ U Monotonically decreasing
$x > \sqrt{l_0^2 - h^2}$		$\sqrt{x^2 + h^2} > l_0$ $x > 0$	$\frac{dU}{dx} > 0$ U Monotonically increasing

表 2-1 の分析結果により， $h < l_0$ の条件の下で， $x_1 = -\sqrt{l_0^2 - h^2}$ と $x_2 = \sqrt{l_0^2 - h^2}$ は弾性ポテンシャルエネルギー U の最小点であり， $x_0 = 0$ は弾性ポテンシャルエネルギー U の最大点であることを示し，それらの結果を変位と弾性ポテンシャルエネルギーの座標系にグラフとすると図 2-4 に示す Duffing 型双安定振動のポテンシャルエネルギー分布と一致することが判る。

さらに検討を行うため，斜め支持型大スケール双安定運動モデルのポテンシャルエネルギー計算式(2-42)をテーラー展開し，その 5 次以上の項を省略すると，次式が得られる。

$$U = -\frac{K(l_0 - h)}{2h}x^2 + \frac{3Kl_0}{h^3}x^4 \quad (2-45)$$

ここで，式(2-45)に対して，次式の記号を導入すれば

$$a_s = \frac{K(l_0 - h)}{2h} \quad (2-46)$$

$$b_s = \frac{3Kl_0}{h^3} \quad (2-47)$$

式(2-45)は次式のように表される。

$$U = -a_3 x^2 + b_3 x^4 \quad (2-48)$$

式(2-4)と式(2-48)を比較して、テーラー展開の4次まで近似の前提では、斜め支持型大スケール双安定振動システムの運動方程式は Duffing 型方程式に一致することが判る。さらに、表 2-1 の分析結果に示すように、斜め支持双安定振動システムは運動の全範囲において双安定振動特性をもつことが示されている。

2-5 双安定運動モデルの比較

ここでは、本研究の取り扱う倒立片持ち梁型双安定振動システムと斜め支持双安定振動システムを比較し検討する。

倒立片持ち型梁双安定振動モデルでは、先端に質量ブロックを付ける片持ち梁が静止状態にある時、質量ブロックの重力 mg により、片持ち梁が横へ曲げられて、図 2-10 に示すような位置につり合い状態で止まり、その位置は単一安定振動の振動中心点となる。また、振動モデルの左右対称関係で、中心対称軸の両側に一つずつの単一安定振動状態が存在するため、双安定振動システム構成されることが容易に判る。

図 2-10 の質量ブロックの質量が比較的小さい場合、静止状態における片持ち梁は鉛直方向に沿い、質量ブロックは対称軸の位置に止まり、振動モデルは対称軸を中心とした単安定振動になる。すなわち、双安定振動状態になるための必要条件について検討する必要がある。

片持ち梁の先端に横方向荷重を受ける時の最大たわみは材料力学の計算式で次のように計算できる。

$$\delta = \frac{pL^3}{3EI} \quad (2-49)$$

よって、片持ち梁の曲げ剛性が次式で計算できる。

$$K_{Beam} = \frac{P}{\delta} = \frac{3EI}{L^3} \quad (2-50)$$

式中では、 K_{Beam} は片持ち梁の曲げ剛性、 L は梁の長さ、 E は材料の弾性ヤング率、 I は梁の断面二次モーメントである。

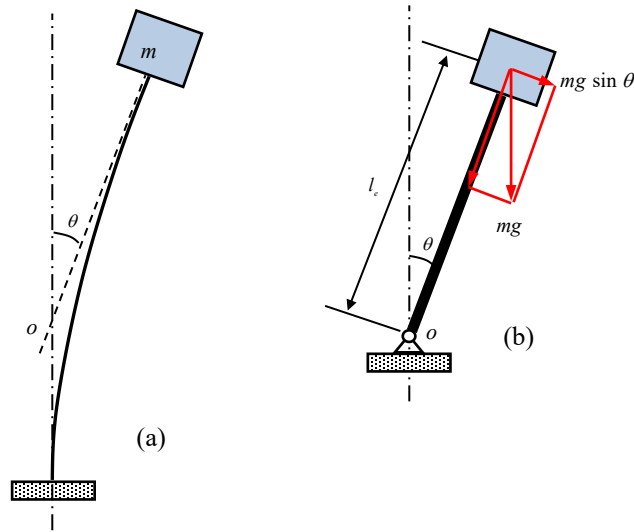


Fig.2-10 Bi-stable vibration model of inverted cantilever with lumped mass block

振動途中における質量ブロックの中心点での接線と中心対称軸の交点 o とし、質量ブロックの中心点の傾き角度は次式で計算できる.

$$\theta = \frac{PL^2}{2EI} \quad (2-51)$$

集中質量ブロックの中心点 A から交点 o までの距離 l_e は、式(2-49)と式(2-51)より次式で表される.

$$l_e = \frac{\delta}{\theta} = \frac{2L}{3} \quad (2-52)$$

式(2-52)により、振動途中では、距離 l_e は梁の長さ L だけに関係して常に一定であるため、図 2-10(b)に示すような先端に質量ブロック付きの剛体リンクの仮想モデルに等価して、仮想モデルを用い振動特性を検討しても可能である.

図 2-10(b)に示す等価モデルにおいては、質量ブロックの重力 mg による横へ変形して、それを中心対称軸に戻すための曲げ剛性 K_{Mass} は、近似的に次式で表される.

$$K_{Mass} = \frac{mg \sin \theta}{l_e \theta} = \frac{mg}{l_e} \quad (2-53)$$

式(2-50)を式(2-53)に代入して、次式が得られる.

$$K_{Mass} = \frac{3mg}{2L} \quad (2-54)$$

式(2-50)と式(2-54)を比較して、もし $K_{Beam} > K_{Mass}$ であれば、片持ち梁の曲げ剛性が強い
ため、静止状態では片持ち梁が鉛直位置に保ち、質量ブロックの振動は対称軸を中心
とする単一安定振動になる。

逆に、 $K_{Mass} \geq K_{Beam}$ であれば、すなわち、式(2-50)と式(2-54)により得た次式

$$mg \geq \frac{2EI}{L^2} \quad (2-55)$$

が満足する場合、片持ち梁の曲げ剛性が比較的弱い
ため、振動モデルの静止状態では、質量ブロックの重力により片持ち梁が横へ折り曲がり、質量ブロックは初期変位が生
じて、その振動状態は、左右にある二つの初期変位位置を中心とする双安定振動をす
ることになる。

よって、式(2-55)は先端に質量ブロック付き倒立片持ち梁振動モデルの振動状態は
双安定振動になる必要条件である。

さらに検討を行うため、片持ち梁が軸方向に圧縮圧力を受けて、オイラー座屈が発
生する限界荷重の計算式は次のように表される。

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2} = \frac{2.465 EI}{L^2} \quad (2-56)$$

安定的な振動状態を維持するため、座屈が発生しない範囲で振動させるのは望まし
いので、式(2-55)と式(2-56)を考慮して、先端に質量ブロック付き倒立片持ち梁の双安
定振動モデルの設計適用範囲は次式のようになる。

$$\frac{2EI}{L^2} < mg < \frac{2.46EI}{L^2} \quad (2-57)$$

式(2-57)では、質量ブロックの重力 mg は、 $2EI/L^2$ より小さければ、双安定振動は発
生せず、逆に $2.46EI/L^2$ より大きければ、片持ち梁は圧縮座屈が発生する範囲に入る。

一方、斜め支持双安定振動モデルの場合、弾性梁の座屈問題を伴うことはなく、質
量ブロックが双安定振動特性を維持するための限界位置は図 2-11 に示すように考え
られる。

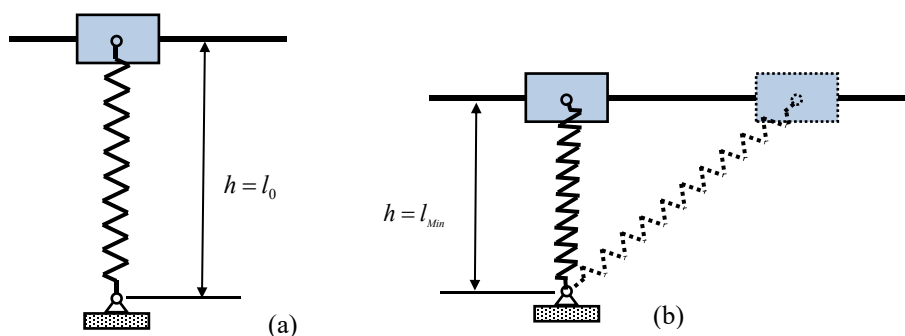


Fig.2-11 Limited motion positions of the proposed large scale bi-stable motion model

斜め支持双安定振動システムのポテンシャルエネルギーの極値点を考えて、 $h < l_0$ であれば、ポテンシャルエネルギーの極値点が確実に存在するため、運動モデルは双安定運動特性をもつことを示している。

図 2-11(a)に示すように、 $h = l_0$ の場合、質量ブロックの静止位置は中心対称軸にあり、質量ブロックは対称軸を中心とする単一安定運動をする。逆に、図 2-11(b)に示すように、距離 h はちょうど弾性ばねの最小圧縮長さ l_{Min} と同じになる $h = l_{Min}$ の場合、質量ブロックが中心軸を通過することができる限界状態となる。よって、斜め支持双安定運動モデルの設計適用範囲は次式のようなになる。

$$l_{Min} < h < l_0 \quad (2-58)$$

以上までの検討結果により、従来の双安定振動モデルと本研究の振動モデルの間に以下の違いがまとめられる。

(1) 片持ち梁の双安定振動モデルに比べて一番重要な進歩としては、従来の薄肉弾性梁の曲げ変形による振動 (Vibration) の代わりに、新たな弾性ばね付きリンク機構による運動 (Motion) に変わることによって、振動発電の効率向上のために有利な大スケール運動が実現できた。

(2) 片持ち梁型双安定振動モデルは、双安定振動を行うために弾性梁は大きく曲げられて、オイラー座屈に近い状態で振動することに対して、斜め支持双安定運動モデルは、弾性ばねの通常の弾性変形範囲以内で振動しているため、実用的な耐久性の立

場から見れば、斜め支持双安定振動モデルのほうが有利と思われる。

(3) 片持ち梁型双安定振動モデルでは、質量ブロックは空中に一本の薄い片持ち梁で支えるだけで、振動方向以外の自由度方向に沿って全てフリーとなっていることに対して、斜め支持双安定運動モデルのほうは、質量ブロックは弾性ばねの内部にあるガイドリンクおよび水平レールにしっかりガイドされて、左右の振動方向だけがフリーになっているため、外部から偶発的な衝撃などの影響を抑えるロバスト性能が比較的に良く、今後の実用化的な研究展開にも有利と思われる。

(4) 式(2-57)と式(2-58)を比較して、片持ち梁型双安定振動モデルに比べて、斜め支持双安定運動モデルのほうは、比較的シンプルであり、双安定振動性能の適用範囲も広く、設計しやすい利点が容易に見える。

2-6 双安定運動モデルの振動評価指標

一般的な振動モデルの振動評価指標として直接に振幅を使うものが多い。ただし、ランダム信号で加振する場合、振幅を使い振動の大きさを評価するには難しいと思われる。ある振動区域における最大振値または平均振幅値を使うことは可能であるが、正確な評価結果が得られない可能性がある。

よって、ランダム信号で加振する場合、次式で表される二乗平均平方根 (root mean square, RMS) はよく使用されている。

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2} \quad (2-59)$$

ただし、 x_i は振動変位の計測値、 N は計測実験の時間ステップの総数である。RMS を利用する場合、振動変位 x_i の自乗を取ったため、振動の大きさを統計的に評価するには適切であると考えられる。

ここで、図 2-12 に示す例を使い、双安定運動モデルに適用する振動評価結果を検討する。図 2-12 には、双安定運動モデルの二つの異なるロカール的な単一安定運動状態を示しており、図 2-12(a)には双安定運動モデルの右側において振幅 A の単一安定運動をするケースを示し、図 2-12(b)には双安定運動モデルの左側において振幅 B の単一安定運動をするケースを示している。

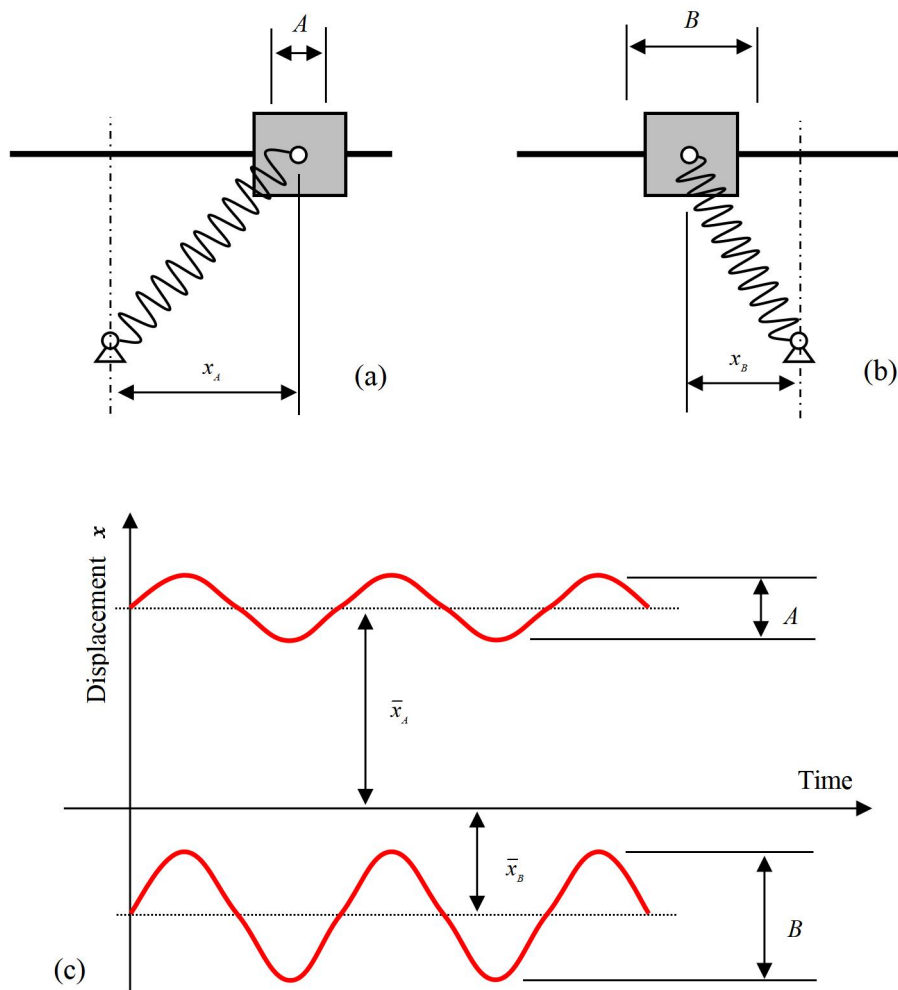


Fig.2-12 Example of oscillating amplitude evaluation of a bi-stable motion model

図 2-12 のように、振幅 $A < B$ であるが、逆にロカール的な振動中心から双安定運動モデルの中央軸までの距離 $\bar{x}_a > \bar{x}_b$ である。

振動発電の効率向上の立場から見れば、振幅が大きい図 2-12(b)の運動状態が有利であるが、図 2-12(c)に示す二つの運動ケースの変位計測結果を式(2-59)に代入して、計算した二乗平均平方根の結果を比較して、明らかに $RMS_a > RMS_b$ になる。すなわち、振動発電の効率向上と逆の結果になり、二乗平均平方根を利用して、ばねマス型大スケール双安定運動モデルの運動評価指標にして適切ではないことを示している。

その原因としては、ロカール的な振動中心から双安定運動モデルの中央軸までの距

離 (\bar{x}_a と \bar{x}_b) の影響があるため、この影響を排除するように、次式で表される運動変位の標準偏差を利用したほうが有利と思われる。

$$S = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \quad (2-60)$$

ただし、運動変位の平均値 \bar{x} は、次式で表される。

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad (2-61)$$

本研究に取り扱う運動モデルに関する運動評価については、すべて運動変位の標準偏差式(2-61)を使い評価指標を計算することとする。

2-7 振動発電方法

双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを構成するため、振動発電ユニットとそれに関連する解析方法を検討する必要がある。既往の研究では、振動エネルギーハーベスティングシステムに適用する振動発電方法は、電磁誘導式、ピエゾ圧電式、静電誘導式と磁歪式の4つの振動発電方法が挙げられる。

本研究の提案する双安定運動モデルベースの振動発電では、質量ブロックの運動を利用している。ただし、静電誘導式と磁歪式は微弱な振動を対象とした振動発電方法であり、まだ十分に研究されていない問題があるため、本研究の検討対象に適用しなく省略することとする。本研究では、電磁誘導式とピエゾ圧電式との二つの振動発電方法を中心に検討して行く。

2-7-1 電磁誘導式振動発電法

図 2-13 に示すのは、水平方向に運動する双安定運動システムの質量ブロックの側面に永久磁石を貼り付けて、磁石の外側に質量ブロックの並行方向に沿って複数のコイル組を設置する。実際に双安定運動システムの質量ブロックが振動される時、質量ブロックが水平方向に往復運動するが、コイル組が振動モデルの台座に固定するため、磁石とコイルの間に相対運動が発生することになり、それによってコイルの中で誘導電圧が生じる。

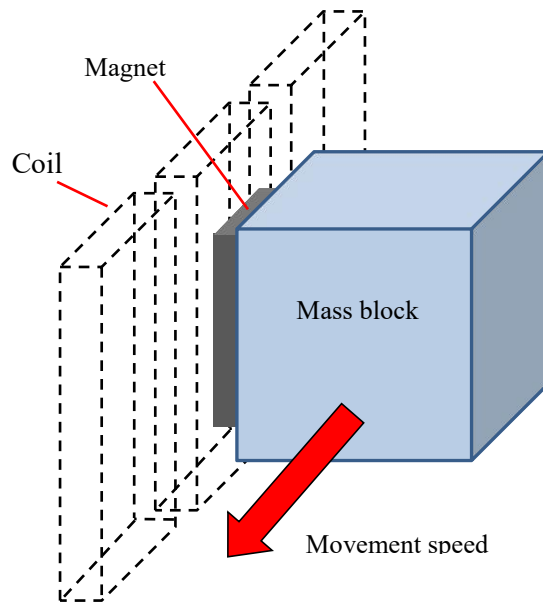


Fig.2-13 Electromagnetic induction vibration energy harvesting by magnet and coil

検討のため、永久磁石とその外側に並行に設置するコイルを簡略化して図 2-14 に示し、永久磁石の運動方向と同じ方向に沿って、複数のコイル組を同間隔で横へ並べるように設置する。コイルとコイルの間の端子を図示のように接続する。ここでは、永久磁石が運動する時に隣り合うコイルを同時に通過することによってコイルの中に対向する誘導電圧が発生しないように、コイルの幅 L_c は永久磁石の幅より大きく設計する必要がある。

ここで、質量ブロックと一緒に運動する磁石が図 2-14 の左側に示す 2 組のコイルの境界において、赤い矢印で示される x 方向に運動することとすれば、フレミングの法則により、コイルの中では、図示の青い矢印方向に誘導電流 I_e が発生し、それに対応する誘導電圧の大きさは、次式で計算することができる。

$$\bar{V} = Bnb\dot{x} \quad (2-62)$$

ただし、 B は磁束密度、 n はコイルの巻き数、 b は磁石の高さ、 \dot{x} は永久磁石のコイルに対する相対運動速度である。ただし、図 2-13 の右側に示すように、永久磁石がちょうどコイルの中央部を通過する際に、コイルの中に生じる誘導電圧値はゼロになる。

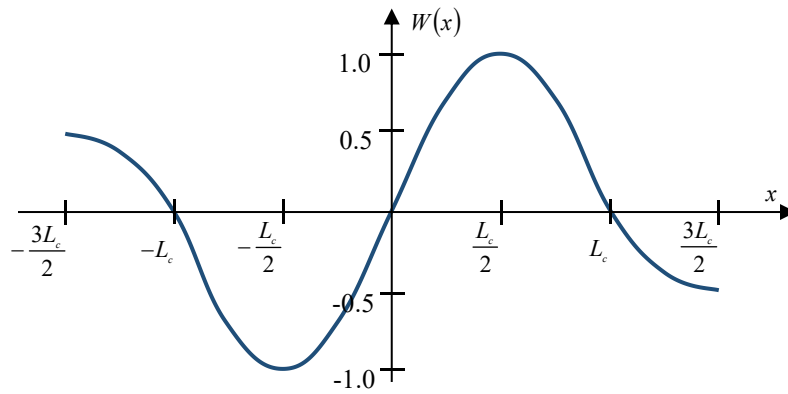
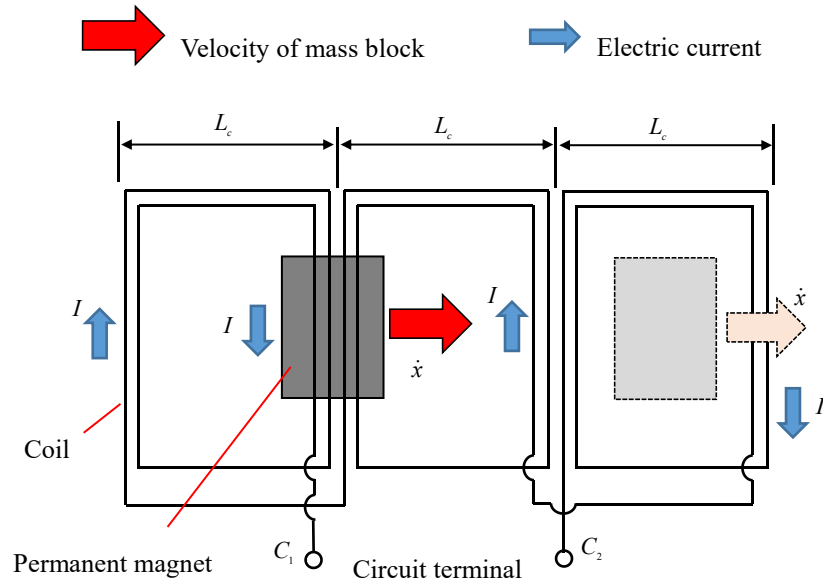


Fig.2-14 Positional relationship between magnets and coils and weight function

このような磁石とコイルの相対運動に伴う誘導電圧の分布特性を考慮して、コイルの中に生じる誘導電圧は次式で表す電磁誘導方程式で計算できる。

$$V = BnbW(x)\dot{x} \quad (2-63)$$

ただし、 $w(x)$ は図 2-14 の下側にあるグラフで示すような重み関数であり、それを次式で表す。

$$W(x) = \begin{cases} \sin \frac{\pi}{L_c} x & -\frac{N_c-1}{2}L_c \leq x \leq \frac{N_c-1}{2}L_c \\ \frac{1}{2} \sin \frac{\pi}{L_c} x & \text{other} \end{cases} \quad (2-64)$$

ただし、 N_c は長方形となっているコイル組の組数であり、図 2-13 の例では $N_c=3$ である。コイル組の両端では、重み関数 $w(x)$ は半分になることを示している。

図 2-14 に示すように、磁石は左側にあるコイルの前 ($x=-L_c/2$) を左から右へ通過する時、それに対応する重み関数 $w(x)=-1$ となり、この際に発生した誘導電圧の極性を調べて、出力端子 c_1 の電圧はマイナス、出力端子 c_2 の電圧はプラスを示している。

磁石は引き続き左から右へ右側にあるコイルの前 ($x=L_c/2$) を通過する時、それに対応する重み関数 $w(x)=1$ となり、この際に発生した誘導電圧の極性を調べて、出力端子 c_1 の電圧はプラス、出力端子 c_2 の電圧はマイナスを示している。

磁石はコイルの中央部 ($x=0$ 或いは $x=\pm L_c$) の前を通過する時、それに対応する重み関数 $w(x)=0$ となり、この際に発生した電圧はゼロを示している。また、磁石はコイル組の両端 ($x=-(N_c-1)L_c/2$ 或いは $x=(N_c-1)L_c/2$) の前を通過する時、コイルの巻き数は半分となるため、それに対応する重み関数 $w(x)=-0.5$ または $w(x)=0.5$ となる。

よって、質量ブロックと一緒に運動する磁石は図 2-13 に示すようにコイルの前を通過する時に、コイルの中に生じる誘導電圧は交流電圧の特性があることが判る。

磁場におけるコイルの中にある誘導電流が流れることによって、質量ブロックに対してローレンツ力が発生して、そのローレンツ力より双安定運動モデルの振動特性に影響を検討する必要がある。すなわち、運動方程式の中にローレンツ力を導入する必要がある。ここでは、ローレンツ力 F_L は次式を使い計算することができる。

$$F_L = \frac{V}{R} Bnb \quad (2-65)$$

ただし、 R は導線コイルの電気抵抗である。式(2-63)を式(2-65)に代入して、ローレンツ力 F_L は次式で表される。

$$F_L = \frac{B^2 n^2 b^2}{R} w(x) \dot{x} \quad (2-66)$$

さらに、式(2-66)を運動方程式に代入して、ローレンツ力と摩擦による粘性減衰力を考慮した運動方程式が次式のように表される。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + \frac{B^2 n^2 b^2}{R} W(x) \dot{x} + K \left(1 - \frac{l_0}{\sqrt{x^2 + h^2}} \right) x = f(t) \quad (2-67)$$

ただし、 c は粘性減衰係数である。ここで、次式に示す電磁誘導効果による減衰係数を導入する。

$$c' = \frac{B^2 n^2 b^2}{R} W(x) \quad (2-68)$$

運動方程式(2-67)は次式のように表される。

$$m\ddot{x} + (c + c')\dot{x} + K \left(1 - \frac{l_0}{\sqrt{x^2 + h^2}} \right) x = f(t) \quad (2-69)$$

実際にローレンツ力を考慮した運動方程式 (2-69) を電磁誘導方程式 (2-63) と連立して、強連成の形で振動変位 x と誘導電圧 V を同時に求めることができる。

2-7-2 ピエゾ圧電式振動発電法

ピエゾ圧電素子を利用した双安定振動モデルに適用する場合、図 2-15 に示すように片持ち梁の固定端付近にピエゾ圧電素子を貼り付けて、片持ち梁の先端の質量ブロックが横方向への振動する時、片持ち梁の左右方向の運動に伴い、ピエゾ圧電素子が伸縮変形されることによって発電を実現する。

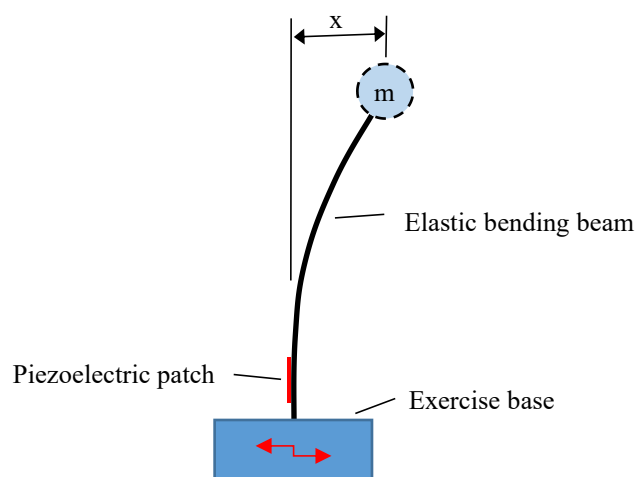


Fig.2-15 Vibration energy harvesting using piezoelectric patch

検討のため、片持ち梁と piezo 圧電素子の幾何学寸法を図 2-16 に示す。片持ち梁の長さを l_s 、幅を b_s 、厚さを h_s とする。piezo 圧電素子の長さを l_p 、幅を b_p 、厚さを h_p とする。片持ち梁の固定端から piezo 圧電素子までの距離を l_0 とする。

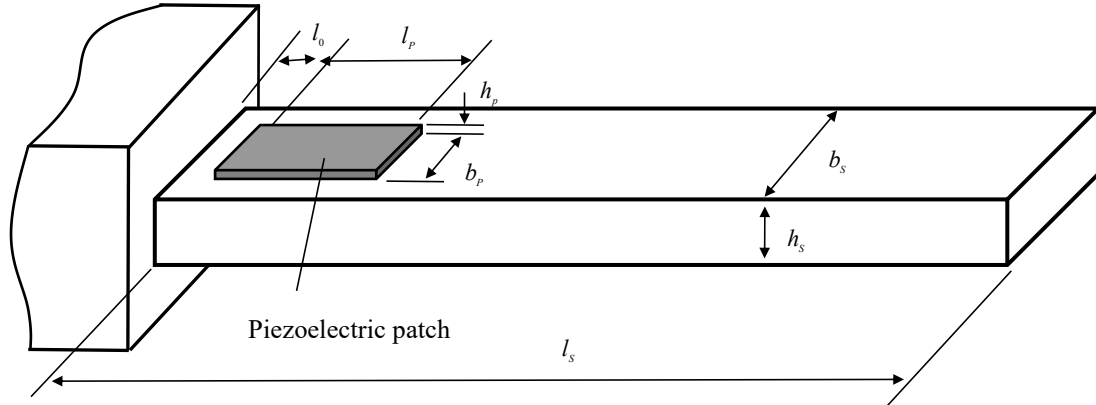


Fig.2-16 Geometrical parameters of vibration energy harvesting using piezoelectric patch

図 2-15 の piezo 圧電素子を取り付けた運動モデルの運動方程式は次式のように表される。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + Kx + \sigma V = s(t) + n(t) \quad (2-70)$$

ただし、 σ は電気機械連成係数、 v は電圧であり、 σV は運動モデルに対する電氣的減衰力を表す。

図 2-16 に示す振動発電の piezo 圧電素子の近傍を切り離して図 2-17 に示す。ローカル座標系 123 における一般的な piezo 圧電素子の電気量と機械量の連成関係を表す支配方程式は次式で表される。

$$\begin{Bmatrix} S \\ G \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta^z & -e' \\ e & \varepsilon \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Y \\ Z \end{Bmatrix} \quad (2-71)$$

ただし、 s はひずみ、 Y は応力、 G は電束密度、 Z は電界であり、 δ は弾性コンプライアンス、 ε は誘電率、 e は圧電応力定数である。

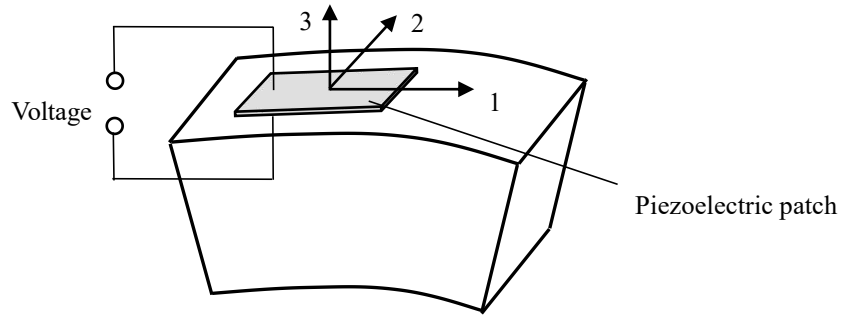


Fig.2-17 Vibration energy harvesting using piezoelectric patch and local coordinate

図 2-17 により，本研究の取り扱うピエゾ圧電式の振動発電システムでは，機械系においては方向 1 に沿う伸縮変形を，電気系においては方向 3 に沿う電圧を主要物理量として検討して，他の物理量を無視しても良い。

実際に式(2-62)を図 2-16 に示すピエゾ圧電問題に適用すれば，次式のような支配方程式が得られる。

$$Y_1 = \delta_{11}^Z S_1 - e_{31} Z_3 \quad (2-72)$$

$$G_3 = e_{31} S_1 + \epsilon_{33}^S Z_3 \quad (2-73)$$

式(2-72)を整理して，次式が得られる。

$$S_1 = \frac{1}{\delta_{11}^Z} Y_1 + \frac{e_{31}}{\delta_{11}^Z} Z_3 \quad (2-74)$$

式(2-74)を式(2-73)に代入して，次式が得られる。

$$G_3 = g_{31} Y_1 + \epsilon_{33}^Y Z_3 \quad (2-75)$$

ただし， g_{31} と ϵ_{33}^Y はそれぞれ次式で表される。

$$g_{31} = \frac{e_{31}}{\delta_{11}^Z} \quad (2-76)$$

$$\epsilon_{33}^Y = g_{31} e_{31} + \epsilon_{33}^S \quad (2-77)$$

ここでは，ピエゾ圧電素子の厚さは片持ち梁より 10 倍以上薄く，またピエゾ圧電素子のヤング率は片持ち梁より 3 倍以上小さいことを考慮して，図 2-15 に示す片持ち梁の先端の変位が発生する時の曲げ剛性を次式で計算することができる。

$$K_s = \frac{3EI}{l_s^3} \quad (2-78)$$

ただし、 E は片持ち梁のヤング率、 I は片持ち梁の断面二次モーメントである。

また、片持ち梁におけるピエゾ圧電素子の中央点の曲げモーメントは、式(2-78)を用い次式で計算できる。

$$M(x) = K_s x \left(l_s - l_0 - \frac{l_p}{2} \right) = \frac{EI}{l_s^3} \left(l_s - l_0 - \frac{l_p}{2} \right) x \quad (2-79)$$

式(2-79)を用い片持ち梁の曲げ応力を求めることによって、ピエゾ圧電素子の受ける引張応力を次式で計算表される。

$$Y_1(x) = \frac{M(x)h_s}{2I} = \frac{Eh_s}{2l_s^3} \left(l_s - l_0 - \frac{l_p}{2} \right) x \quad (2-80)$$

電界 Z_3 と電圧 V の関係 $Z_3 = V/h_p$ を考慮して、式(2-77)と式(2-80)を式(2-75)に代入して、式(2-75)は次式のようになる。

$$G_3 = \frac{g_{31}Eh_s}{2l_s^3} \left(l_s - l_0 - \frac{l_p}{2} \right) x + \frac{g_{31}e_{31} + \varepsilon_{33}^S}{h_p} V \quad (2-81)$$

ここで、電束密度 G_3 と電荷 q_i の関係を考慮して、次式が得られる。

$$q_i = G_3 b_p l_p = \frac{g_{31}Eh_s b_p l_p}{2l_s^3} \left(l_s - l_0 - \frac{l_p}{2} \right) x + \frac{(g_{31}e_{31} + \varepsilon_{33}^S) b_p l_p}{h_p} V \quad (2-82)$$

ここで、式(2-74)に対して、次の記号を導入する。

$$\sigma = \frac{g_{31}Eh_s b_p l_p}{2l_s^3} \left(l_s - l_0 - \frac{l_p}{2} \right) \quad (2-83)$$

$$C_p = \frac{(g_{31}e_{31} + \varepsilon_{33}^S) b_p l_p}{h_p} \quad (2-84)$$

ただし、 σ は電気機械連成係数、 C_p は電気キャパシタンスである。よって、式(2-82)が次式のようになる。

$$q_i = \sigma x + C_p V \quad (2-85)$$

式(2-85)の両側に対して時間の微分をして、次式が得られる。

$$I_e = \dot{q}_i = \sigma \dot{x} + C_p \dot{V} \quad (2-86)$$

ただし、 I_e は電流である。式(2-86)にオームの法則を適用して、次式が得られる。

$$\frac{V}{R} = \sigma \dot{x} + C_p \dot{V} \quad (2-87)$$

式(2-87)はピエゾ圧電式振動発電の支配方程式となる電流回路釣り合い方程式であり、式中には、電気系の電圧 V と機械系の速度 \dot{x} が含まれる。

実際に、ピエゾ圧電式振動発電を解析を行う時、運動方程式と電流回路釣り合い方程式(2-87)を連立して、強連成の形で機械系の運動変位と電気系の電圧の解析結果を同時に得ることができる。

一方、振動発電の発電効率を評価するため、次式で表される電気仕事率 W を用いて評価する。

$$W = \frac{1}{T} \int \frac{V^2}{R} dt = \frac{\Delta t}{TR} \sum_{i=1}^N V_i^2 \quad (2-88)$$

ただし、 T は計測時間、 R は電気抵抗値、 V_i は電圧の計測値、 Δt は計測時間ステップ、 N は計測値のサンプル数である。

2-8 振動発電に適用する計測法

本研究の提案する双安定運動エネルギーハーベスティングシステムの運動質量ブロックの応答変位が大きいだけでなく、低周波数のランダムな往復運動を有することは主な特徴となっている。

通常の振動システムの応答変位と加速度を計測するには、加速度センサーとレーザー変位センサーがよく使用されるが、本研究の計測実験に使用する場合、計測対象の振動周波数は加速度センサーの計測できる最小計測周波数より低く、また計測対象の大スケール振動振幅はレーザー変位センサーで計測できる最大変位より大きいので、新たな計測方法を検討する必要がある。

本研究では、高速ビデオカメラから撮影した運動対象の運動軌跡の動画データをパソコンに読み込み、専用の追跡ソフトウェアを使い運動軌跡の動画データに対して追

跡解析を行い，時系列の運動変位データを求める方法を適用する。

図 2-18 に示す弾性ばねマス型大スケール運動モデルの計測実験例では，運動変位の計測対象となる質量ブロックと支持点にそれぞれ計測マーカを貼り付けて，振動台の加振により，弾性ばねで繋げる質量ブロックと支持点は左右方向に運動する時に，高速ビデオカメラを使い計測マーカerの動画データを撮影し記録する。

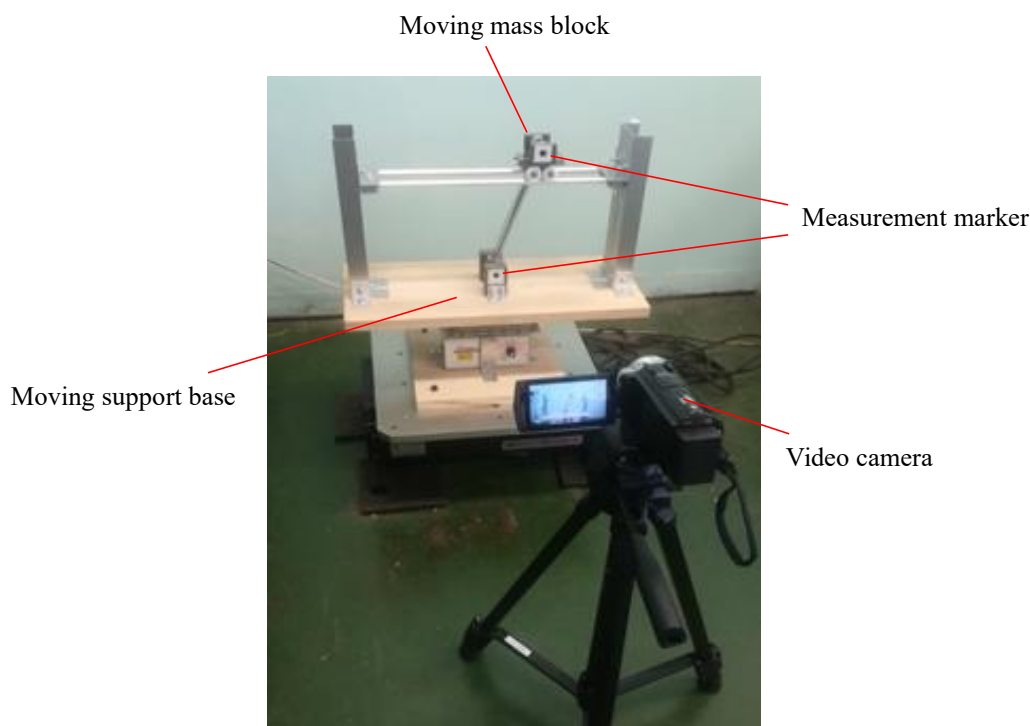


Fig.2-18 Measurement example of bi-stable vibration system

計測実験が終了した後，動画データをパソコンに読み込み，図 2-19 に示すような追跡ソフトウェアを使い動画データの追跡解析を行う。

図 2-19 では，左上にはリアルタイムの動画が表示され，右上には設定した計測マーカer情報が表示され，下側には追跡解析を行い得られた振動変位グラフをリアルタイムに表示される。座標系の横軸はミリ秒で表す計測時間で，縦軸は振動変位の大きさを表すピクセル数である。図 2-19 に示す追跡解析結果を左から右へ進行して，全ての追跡解析が終了した後，データのスケール変換を行い，追跡結果データを CSV ファイルで出力する。最終的にエクセルで CSV ファイルを読み込み，図 2-20 に示すような振動変位グラフが作成できる。

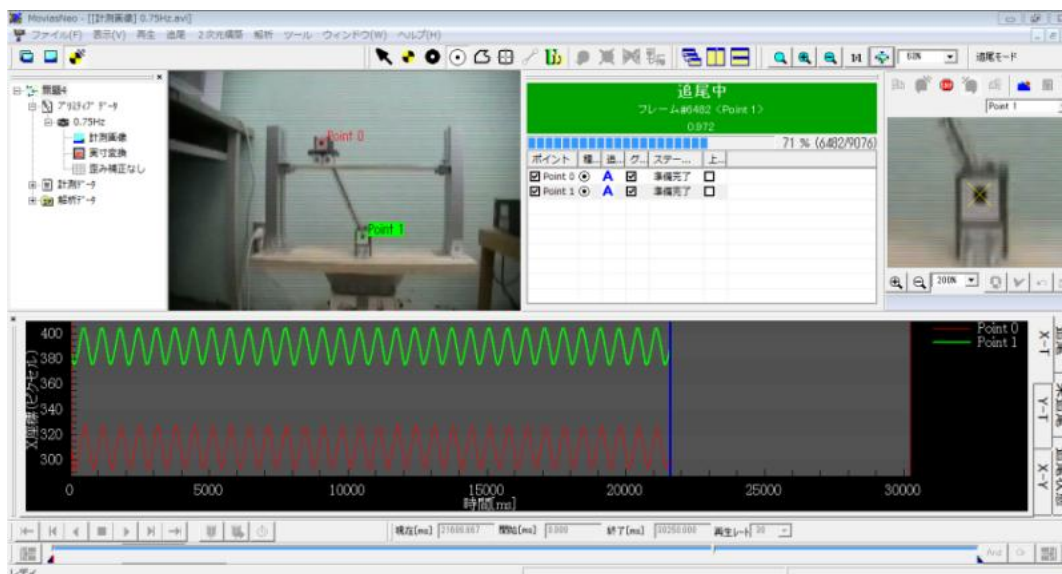


Fig.2-19 Example of tracking analysis of video data using tracking software.

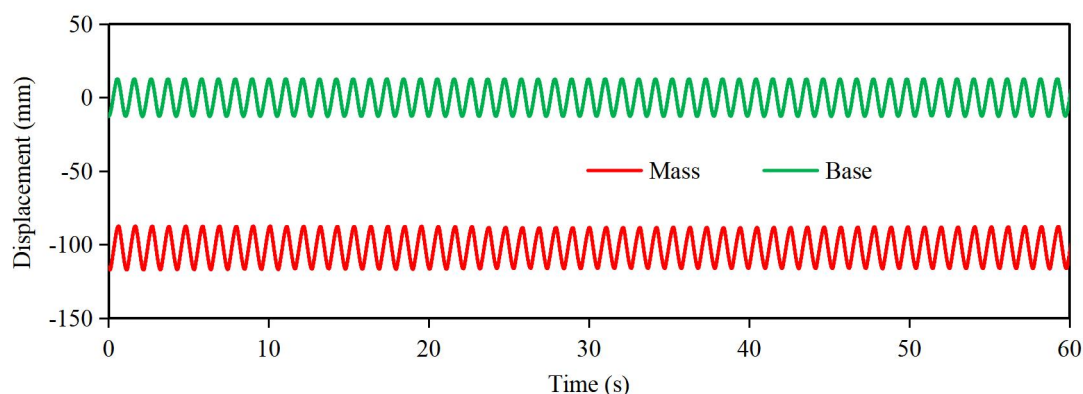


Fig.2-20 Example of vibration displacement graph obtained by tracking analysis

2-9 本章のまとめ

本章では、双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの実用化開発に必要な研究基礎について詳細な検討を行い、以下の検討結果が得られた。

(1) 従来の単安定振動モデルを分析したうえで、その延長線として Duffing 型の双安定振動特性や確率共振の発生条件などを検討した。その結果、本研究に取り扱う一般的双安定振動エネルギーハーベスティングシステムは全て Duffing 型双安定振動モデルに帰着することが明らかになった。

(2) 双安定振動システムでは、代表的な倒立片持ち梁型双安定振動システムと斜め

支持双安定振動システムを対象として、運動支配方程式、ポテンシャルエネルギー分布や大域的な双安定振動特性などについてそれぞれ理論的な検討を行い、双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの研究開発にとって重要な基礎研究結果が得られた。

(3) 振動発電方法について、既往の振動エネルギーハーベスティングシステム開発に適用する振動発電方法を分析して、その中から、電磁誘導式とピエゾ圧電式との二つの振動発電方法を本研究の振動発電方法とした。また、電磁誘導式とピエゾ圧電式の振動発電方法について、振動発電のメカニズム、運動と発電に関する支配方程式と振動発電の定量評価などの角度から詳細な検討を行い、数式的な検討結果が得られた。

(4) 振動発電に適用する計測法については、双安定運動エネルギーハーベスティングシステムの運動質量ブロックの応答変位が大きいだけでなく、低周波数のランダムな往復運動を有するため、従来のレーザー変位計と加速度センサーなどの計測方法は利用できない問題を解決するため、振動対象に計測マーカーを貼り付け、高速ビデオカメラから撮影した運動対象の運動軌跡の動画データを撮ってから、追跡ソフトウェアを使い追跡解析を行い、時系列の運動変位データを求める方法を提案し詳細な検討を行った。

(5) 確率共振による振動エネルギーハーベスティングの効率向上に関する検証実験では、ランダム加振信号を定量的に評価し、計測実験の繰り返し精度を確保して、さらに適切な周期的加振周波数を予測するために、予備実験の計測結果を利用するランダム振動強度の計算方法を提案した。

本章の検討結果により、次章からの確率共振による増幅効果および振動発電の効率向上を検証するために必要となる基礎的な研究結果が備えた。

第3章 Duffing 型双安定振動エネルギー ハーベスティングシステム

前章では、双安定振動システムのベースとなる Duffing 型運動モデルについて詳細な検討を行い、その運動支配方程式、ポテンシャルエネルギー分布、双安定振動特性や確率共振の発生条件などを検討した。

本章では、実際に Duffing 型運動モデルを用いた双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを開発し、加振実験を行うことによって、Duffing 型双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの確率共振による増幅効果と振動発電性能を検証して、他の双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの開発に対しても有益な研究基礎を備える。

3-1 Duffing 型双安定振動システム

図 3-1 に示すのは、円弧状レールと質量ブロックからなる往復振動モデルである。 R は円弧状レールの曲率半径、 m は運動質量ブロックの質量、 \ddot{x}_e は円弧状レールの加振加速度である。

図 3-1 に示すように、外部から円弧状レールを加振する時、質量ブロックが x 方向に沿って振動し、その円弧状レールに対する相対変位に関する運動方程式は次式で表される。

$$m\ddot{x} + \frac{mg}{R}x = m\ddot{x}_e \quad (3-1)$$

図 3-1 の往復振動モデルのポテンシャルエネルギー関数をグラフして、図 3-2 に示すようになる。

図 3-1 と 3-2 から、円弧状レールの中央点 o はポテンシャルエネルギーの最低点に対応し、静止状態における質量ブロックの安定位置に対応する。円弧状レールを加振し、質量ブロックは一つの安定位置 o を中心に振動を行い、このような振動状態を単安定振動と呼ぶ。

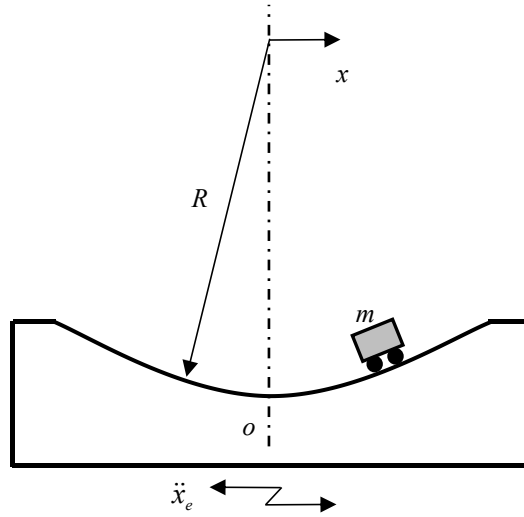


Fig.3-1 Sample of Single stable vibration model

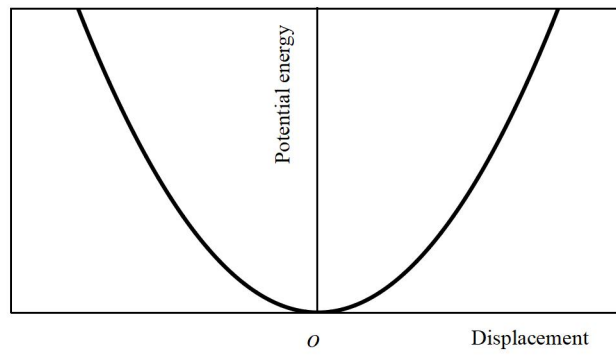


Fig.3-2 Potential energy distribution of mono-stable vibration

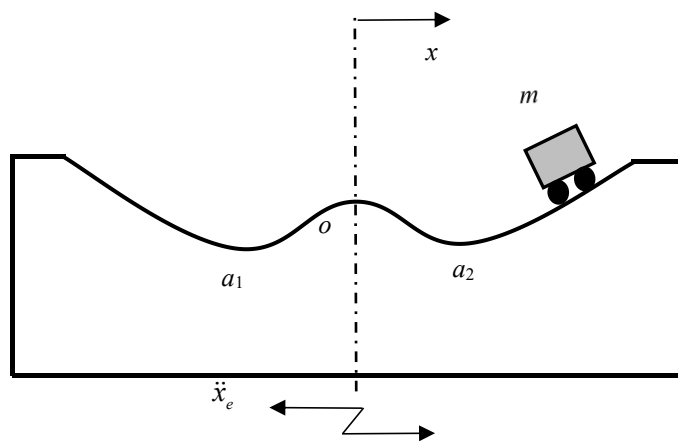


Fig.3-3 Sample of duffing type bi-stable vibration model

一方、円弧状レールの代わりに、図 3-3 に示すように波形状レールと質量ブロックから往復振動モデルを構成する。

波形状レールの中央点に局所的な頂点 o があり、その両側に二つの局所的な安定点 a_1 と a_2 がある。その振動システムのポテンシャルエネルギーをグラフして、図 3-4 に示すようになる。

波形状レールを小さい振幅で振動させる時、質量ブロックは、左側の安定点 a_1 または右側の安定点 a_2 を中心に単安定振動を行う。逆に、波形状レールを比較的大きい振幅で振動させる時、質量ブロックは、中央の頂点 o を乗り越えて、両側にある二つの安定点 a_1 と a_2 を跨る振動を行う双安定振動になる。

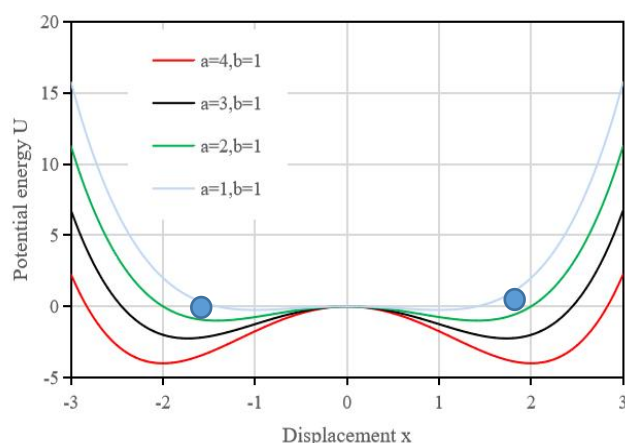


Fig.3-4 Potential energy distribution of bi-stable vibration model

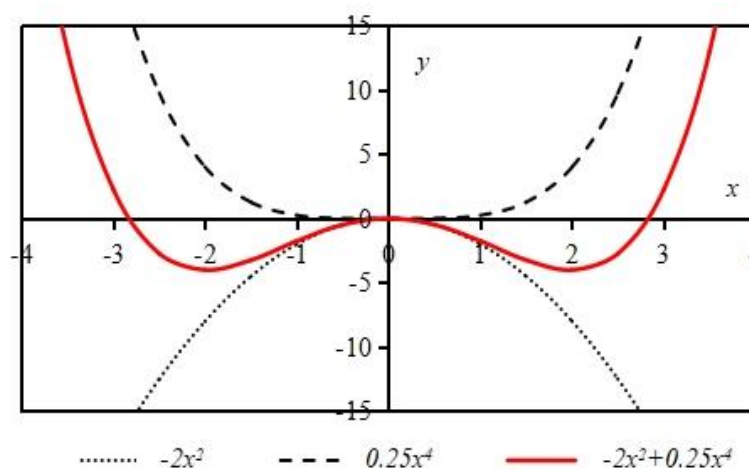


Fig.3-5 Constructing a duffing type bi-stable function

図 3-3 の波形状レールを次の Duffing 関数を使い表すことができる。

$$y = -\frac{a}{2}x^2 + \frac{b}{4}x^4 \quad (3-2)$$

確認のため、 $a = 2$ と $b = 0.25$ を式(3-2)に代入して、得られた関数をグラフして、図 3-5 に示す。

図 3-5 では、点線は二次関数を、破線は四次関数を示す。四次関数と二次関数を足し合わせた赤い実線で示すように、確かに図 3-4 の双安定振動ポテンシャルエネルギー関数に一致することを示している。

3-2 双安定振動エネルギーハーベスティングシステム

本章では、直接に Duffing 運動方程式のポテンシャルエネルギー分布関数を使い、新たな双安定振動モデルの波形状レールを設計し、実際にアクリル板を使い Duffing 型の波形状レールを作成する。

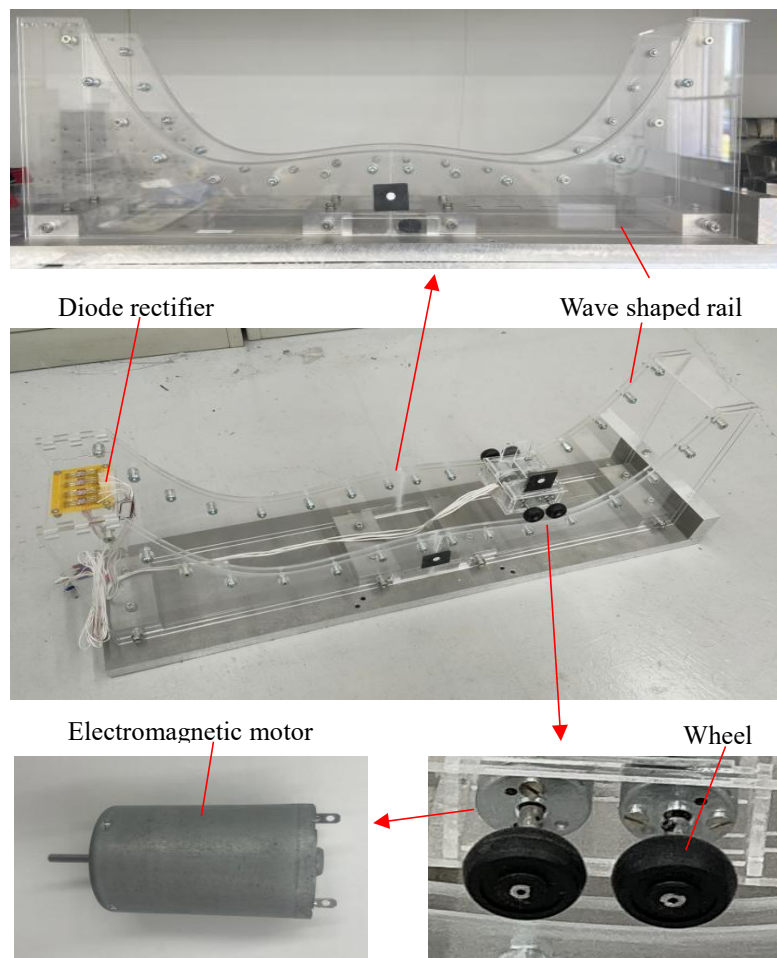


Fig.3-6 Bi-stable vibration power generation experimental device

図 3-6 に示すのは双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの検証実験装置である。図 3-6 に示すように、実験装置は透明なアクリル製の波形状レールと運動質量ブロックの二つの部分から構成される。運動質量ブロックの両サイドには 4 つのゴム製ホイールが取り付けられる。各回転ホイールにはそれぞれ電磁モーターが取り付けられる。ただし、波形状レールは式(3-2)に示す Duffing 関数の形状を使用しているため、質量ブロックの振動状態は双安定振動であることがわかる。

図 3-6 に示す波形状レールを左右方向に加振する時、質量ブロックは波形状レールに沿って往復運動する。その際に、4 つの電磁モーターの回転軸はゴム製ホイールと共に回転されることによって、電磁モーターのリード線から交流の電圧が出力することができる。

ただし、4 つの電磁モーターから同時に出力される電圧の間に打ち消す現象が発生しないように、図 3-6 に示すように電磁モーターから出力した交流電圧信号をダイオード整流回路を通して、交流電圧を直流に変換してから出力する。

図 3-6 の双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの計測実験装置の運動部分を取り出し、その略図を図 3-7 に示す。

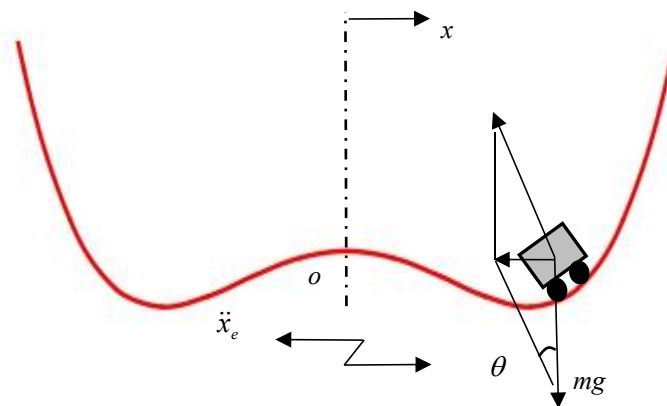


Fig.3-7 Force conditions for bi-stable vibration model

図 3-7 により、質量ブロックの x 方向に沿って、波形状レールに対する相対変位に関する運動方程式は次式で表される。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + mg \tan \theta = m\ddot{x}_e \quad (3-3)$$

ただし、 m は運動質量ブロックの質量、 c は摩擦による減衰係数、 \ddot{x}_e は外部からの加振加速度である。ここでは、車輪とレールの材質が変われる場合、計測実験で減衰

係数 c を決める必要がある。図 3-7 に示す波形状レールの形状は式(3-2)の Duffing 関数で表されるため、運動途中の角度は次式で表される。

$$\tan \theta = \frac{d}{dx} \left(-\frac{a}{2}x^2 + \frac{b}{4}x^4 \right) = -ax + bx^3 \quad (3-4)$$

式(3-4)を式(3-3)に代入して、運動方程式は次式のように表される。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + mg(-ax + x^3) = m\ddot{x}_e \quad (3-5)$$

式(3-5)により、図 3-6 に示す双安定システムの運動方程式は非線形であることがわかる。さらに、式(3-5)により、図 3-6 に示す双安定運動システムのポテンシャルエネルギーは次式で求められる。

$$U = mg \left(-\frac{a}{2}x^2 + \frac{b}{4}x^4 \right) \quad (3-6)$$

式(3-6)は式(3-2)に一致することから、図 3-6 に示す双安定運動システムは Duffing 型運動システムであることがわかる。さらに、式(3-6)を利用して、双安定運動システムのポテンシャルエネルギー分布を分析するため、式(3-6)に対する微分から得た次の方程式の解を求める。

$$\frac{dU}{dx} = -ax + bx^3 = 0 \quad (3-7)$$

三次方程式(3-7)を解き、3つの解は次式に示すように求められる。

$$x_1 = -\sqrt{\frac{a}{b}} \quad x_2 = 0 \quad x_3 = \sqrt{\frac{a}{b}} \quad (3-8)$$

式(3-8)に示す3つの値は、それぞれ図 3-4 に示す双安定振動モデルのポテンシャルエネルギーの局所的極値 a_1 、 o と a_2 に対応する。ここでは、ポテンシャルエネルギーの局所的最大値と最小値の差を次式で計算できる。

$$\Delta U = U(x_1) - U(x_2) = mg \frac{a^2}{4b} \quad (3-9)$$

式(3-9)の値は、振動システムの質量ブロックは左側または右側の安定点から中央点を乗り越えて、双安定振動が発生するために必要なエネルギーのバリア値 ΔU を示している。

図 3-6 に示す双安定振動発電システムを適用する場合、自然界のランダムな加振強度に合わせて、運動質量ブロックは波形状レールの左側または右側において単安定振動を行うように設計し作成する。

実際に振動エネルギーハーベスティングシステムの発電効率を向上するため、自然

界のランダムな加振を受ける振動システムに対して、適切な周期的信号を刺激信号として同時に加える。その結果、微弱な周期的信号を加えることによって、質量ブロックの振動状態は中央にある山を超えて、単安定振動から双安定振動に変わり、振動振幅は格別に大きくなる現象が生じる。この現象は確率共振と呼ばれる。

確率共振が発生する時、質量ブロックが中央にあるポテンシャルエネルギーのピークを越える瞬間に得られる大きな増幅効果を解明し、振動発電の効率向上に活かせることは、本章の研究にとって重要なポイントになる。

3-3 双安定振動エネルギーハーベスティング実験装置

図 3-8 に示すのは実際に開発した Duffing 型双安定振動エネルギーハーベスティングの加振と計測実験システムである。

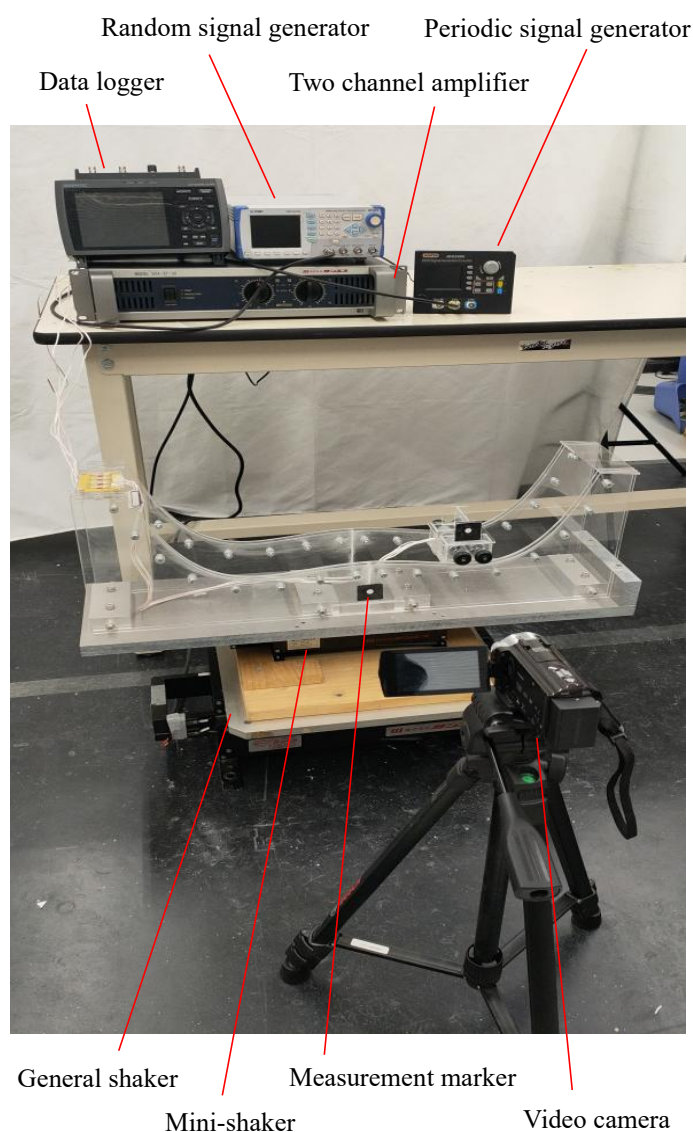


Fig.3-8 Bi-stable vibration energy harvesting experimental system

図 3-9 に示すのは計測実験のフローチャートと信号の流れであり、図中の矢印と角括弧で示すのは加振信号の流れと計測結果である。

図 3-8 と図 3-9 に示すように、加振実験を行う場合、まず、信号発生器 A と B から発生したランダム信号と周期的信号を 2 チャンネルアンプに送り、それぞれ拡大する。それから、拡大したランダム信号と周期的信号をそれぞれ振動台とミニシェイカーに送る。双安定振動発電装置を加振することによって、電磁モーターが振動発電が行われる。

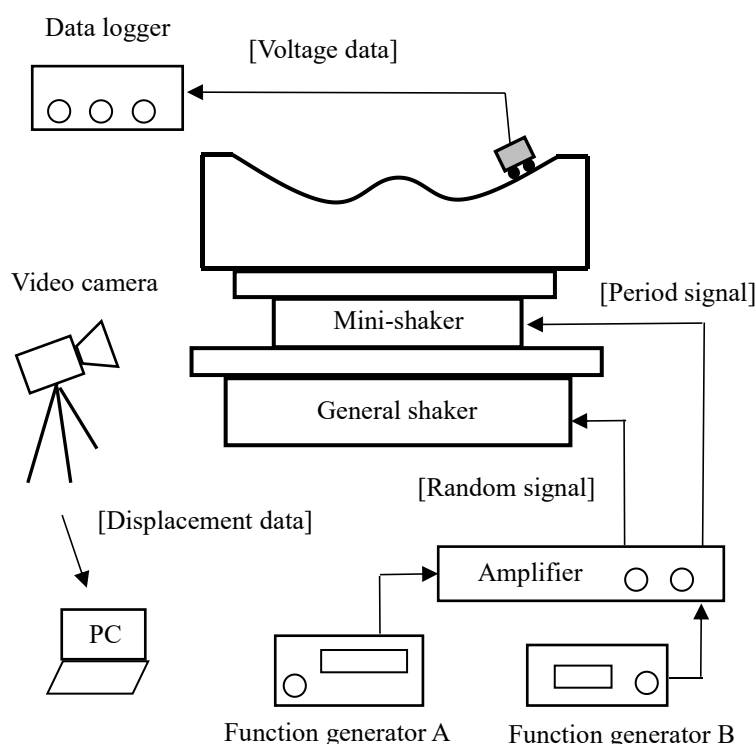


Fig.3-9 Measurement experiment flow chart and signal flow

さらに、振動システムの運動質量ブロックと波形状レールの相対振動変位の実験結果を計測するため、運動質量ブロックと波形状レールの表面にそれぞれ計測マーカーを貼り付ける。計測実験を行う際に、高速ビデオカメラを使い、計測マーカーの運動動画を記録する。計測実験が終了した後、計測マーカーの運動動画をパソコンに読み込み、追跡ソフトウェアを使い追跡処理を行うことによって、計測マーカーの時間変位データが得られる。

一方、振動発電の実験結果を計測するため、4つの電磁モーターから出力した交流電圧信号をそれぞれダイオード整流回路で直流電圧信号に変換してから、多チャンネルデータロガーに接続して、データロガーで時系列の振動発電の電圧データを記録することができる。

振動発電量を評価するために、次式で計算した電気仕事率 P_i を用いる。

$$P_i = \frac{V_i^2}{R} \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (3-10)$$

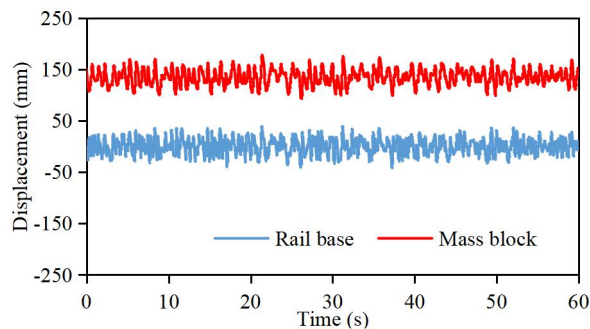
ただし、 V_i は振動発電の電圧計測値である。 R は電磁モーターのコイルの電気抵抗である。ここでは、直接にテスターで測定した電磁モーターのコイルの電気抵抗は 134Ω であった。

3-4 計測実験結果

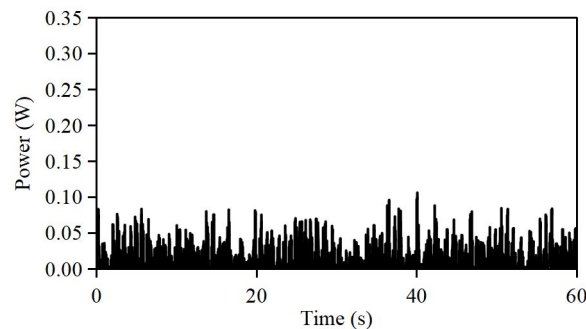
双安定振動発電システムに対して、(1) 振動台によるランダム信号加振、(2) ミニシェイカー による周期的信号加振、(3) 両方の加振信号を同時に加振する 3 つの実験ケースに分けて、振動応答変位および振動発電の計測実験を行う。

図 3-10 から図 3-16 までに各加振信号による計測実験の結果を示す。図中では、赤い線は質量ブロックの振動変位、青い点線は支持台の振動変位、黒い線は振動発電の電気仕事率を示す。

3-4-1 ランダム信号による加振



(a) Result of vibration displacement



(b) Result of Electrical power

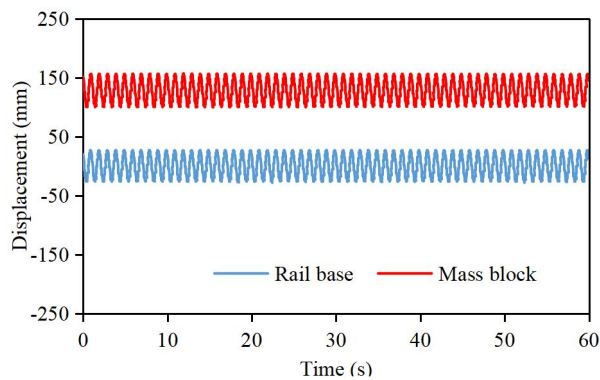
Fig.3-10 Result excited by random signal

図 3-10 にランダムな信号だけで加振する時の計測結果を示す。ランダムな信号だけで加振する場合、質量ブロックの振動が右側からスタートすることに関して、質量ブロックはずっと中央軸の右側（応答変位のプラス側）において単安定振動をすることが確認できる。

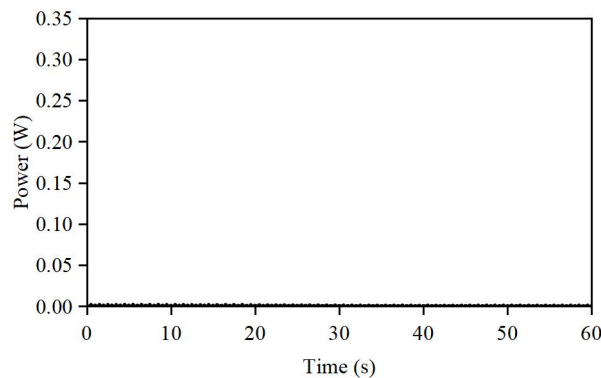
振動発電の電気仕事率はランダム振動の振幅変化に合わせてランダム的に変動して、全体的には大きなピック値が現れることはない。振動発電で得た電気仕事率の最大値は 105.14 mW、平均値は 15.51 mW となる。

3-4-2 周期的信号による加振

図 3-11 に周期的信号 1.0 Hz で加振する時の計測結果を示し、低い周波数で加振する時、摩擦効果の影響で、質量ブロックの振動変位は波形状レールの振動変位とほぼ同じ位相で単安定振動をしている。質量ブロックと波形状レール間に相対変位がほとんどないため、得られた電気仕事率はほとんど見えなく、電気仕事率の最大値は 2.51 mW、平均値は 0.47 mW となった。



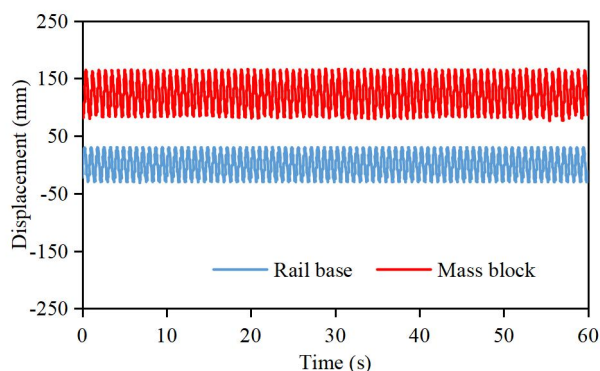
(a) Result of vibration displacement



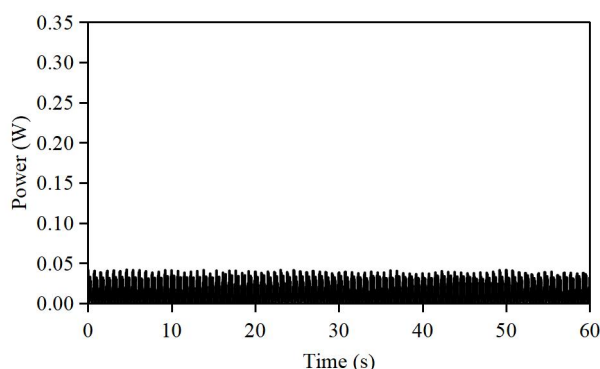
(b) Result of Electrical power

Fig.3-11. Result excited by period signal 1.0 Hz

図 3-12 に周期的信号 1.3 Hz で加振する場合の計測結果を示し、固有振動モードの影響があると思われ、質量ブロックは支持台の振動変位より少し大きい振幅で振動する現象が生じることが確認できる。また単安定振動の振幅が大きくなるにつれて、振動発電の発電量は大きくなる傾向が見えて、電気仕事率の最大値は 41.70 mW、平均値は 14.53 mW になった。



(a) Result of vibration displacement



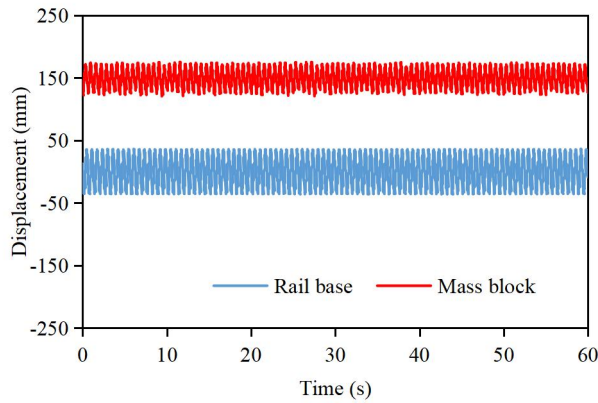
(b) Result of Electrical power

Fig.3-12 Result excited by period signal 1.3 Hz

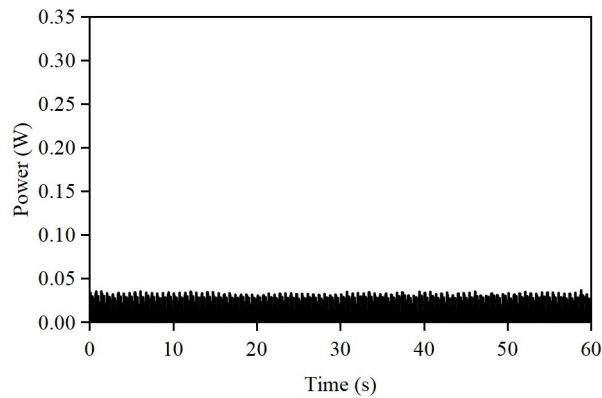
図 3-13 に周期的信号 1.6 Hz で加振する場合の計測結果を示す。図 3-12 に示す周期的信号 1.3 Hz に比べて、質量ブロックの振動振幅は再び小さくなる傾向が見受けられているが、特に質量ブロックは終始に中央軸の左側において単安定振動を続けることが確認できる。さらに単安定振動に伴う振動振幅が小さくなるにつれて、振動発電の発電量も少し小さくなる傾向が見える。電気仕事率の最大値は 36.00 mW、平均値は 12.78 mW となる。

図 3-12 と図 3-13 を比較して、周期的加振周波数 1.3 Hz で加振した場合の質量ブロックの振動振幅は、明らかに周波数 1.6 Hz で加振した場合の振動振幅より大きいですが、しかし、双方の得られた振動発電量の差はあまり大きくならないことが見受けられ

る。この現象は、加振周波数が大きくなるにつれて、外部加振のエネルギーも大きくなる原因と考えられる。



(a) Result of vibration displacement



(b) Result of Electrical power

Fig.3-13 Result excited by period signal 1.6 Hz

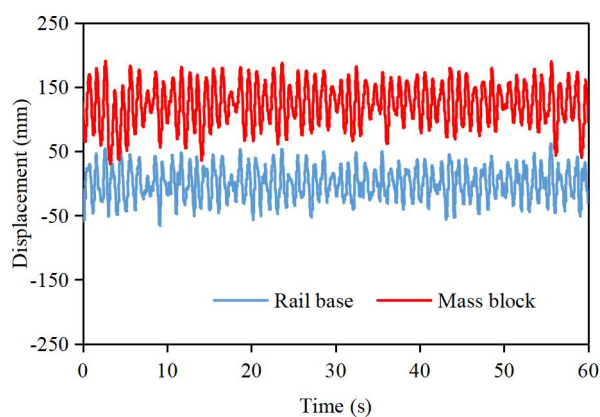
3-4-3 ランダム信号と周期的信号による共同加振

前節での加振実験の計測結果（図 3-9 から図 3-13 まで）に示すように、ランダム信号と周期的信号を使い別々で双安定振動システムを加振する場合、質量ブロックは終始に単安定振動状態を続けていたことがわかる。

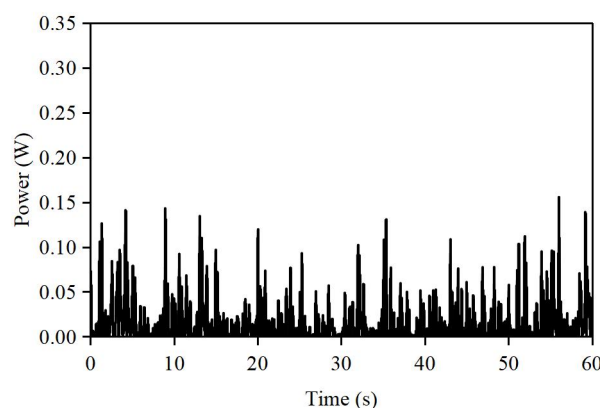
ただし、ランダム信号と周期的信号を使い、共同で双安定振動システムを加振する場合、振動システムの質量ブロックの振動は明らかに激しくなり、単安定振動状態から双安定振動状態になることも多数見受けられる。それによって、振動発電量も大きくなるのが寄与できる。

図 3-14 に示すのはランダム信号と周期的信号 1.0 Hz で共同加振する時の計測結果

である。図中により、質量ブロックの振動変位は支持台の振動変位よりやや大きく、ランダム的な単安定振動をしており、振幅が比較的小さいため、振動発電量は比較的低くランダム的な分布傾向が見えて、電気仕事率の最大値は 154.80 mW、平均値は 15.88 mW となる。



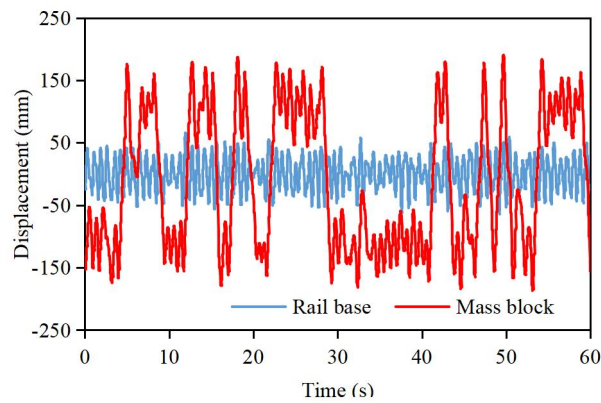
(a) Result of vibration displacement



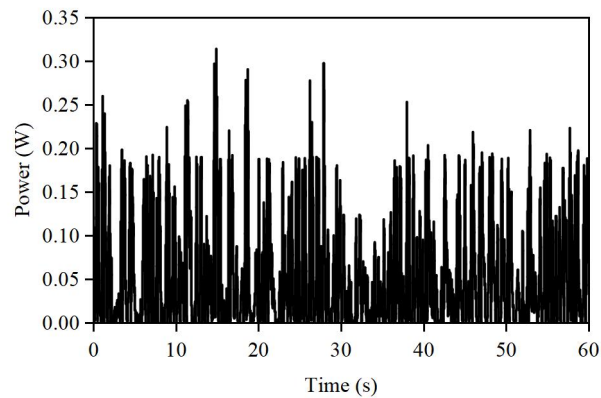
(b) Result of Electrical power

Fig.3-14. Result excited by random and period 1.0 Hz

図 3-15 に周期的な信号 1.3 Hz がランダム信号と加振する場合の計測結果を示す。図中により、振動システムの質量ブロックの振動はかなり激しくなり、中央軸を超える双安定振動状態が生じており、この加振周波数区域では確率共振現象が最も発生しやすいことを示している。振動システムの確率共振が発生する振幅が大きくなるため、振動発電量は比較的大きくなる傾向が見える。電気仕事率の最大値は 311.55 mW、平均値は 54.97 mW となる。



(a) Result of vibration displacement

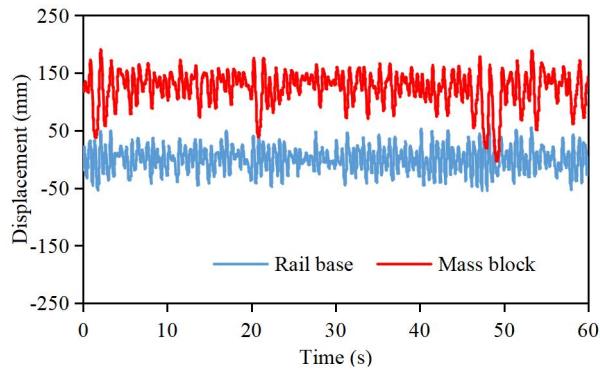


(b) Result of Electrical power

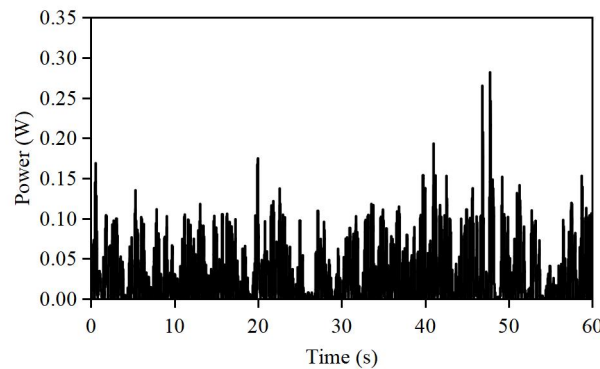
Fig.3-15 Result excited by random and period 1.3 Hz

ただし、ランダム信号と一緒に加えた周期的な加振信号の周波数は 1.6 Hz に大きくなる時に、図 3-16 に示すように、振動システムの質量ブロックの振動振幅は逆に小さくなり、質量ブロックの振動状態も周期的な加振周波数 1.3 Hz の時の双安定振動状態から再び単安定振動状態になったことを示している。

振動システムの振動状態は単安定振動に変わることによって、質量ブロックの振動振幅も小さくなることにつれて、周期的加振信号の周波数は大きくなるにもかかわらず、振動発電量は少し低くなる傾向が見える。電気仕事率の最大値は 280.97 mW、平均値は 31.57 mW となる。



(a) Result of vibration displacement



(b) Result of Electrical power

Fig.3-16. Result excited by random and period 1.6 Hz

3-5 確率共振から増幅効果への影響

確率共振による増幅効果を定量的に評価するため、次式で計算される振動応答変位の標準偏差を用いる。

$$S = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - x_0)^2} \quad (3-11)$$

式中では、 x_i は振動変位、 x_0 は振動変位の平均値、 N は時系列における振動変位計測値の個数である。

振動応答変位の標準偏差計算式(3-11)を利用して、前節の加振実験で得られた振動応答変位の計測結果に対して、それぞれ標準偏差を計算して、その計算した結果を表3-1にまとめる。ここでは、支持点の振動応答変位は入力加振信号と同じであるので、それを比較基準として、比較基準に対する質量ブロックの振動変位の標準偏差の増加率を評価指標として確率共振効果を評価する。

Table.3-1 Increasing rates of the response displacements under different vibration states

Vibration signals		Mass	Base	Increasing	State
Only random		15.45	15.34	0.67 %	Mono-stable
Periodic only	1.0 Hz	19.26	18.54	3.86 %	
	1.3 Hz	28.01	21.03	33.21 %	
	1.6 Hz	15.22	24.97	-39.01 %	
Random and periodic	1.0 Hz	33.43	24.71	35.27 %	Bi-stable
	1.3 Hz	109.87	27.00	306.89 %	
	1.6 Hz	30.38	21.53	41.10 %	Mono-stable

表 3-1 により，ランダム加振では，単安定振動状態になるが，質量ブロックと波形状レールの相対変位が小さく，振動変位の標準偏差の増加率は 0.67%であった。

周期的加振では，単安定振動状態であるため，質量ブロックと波形状レールの相対変位はランダム加振より大きくなったが，振動変位の標準偏差の増加率は大体 30%程度に止まった。

共同加振では，振動変位の標準偏差の増加率は明確に二つに分けている。周期的信号 1.0 Hz と 1.6 Hz で加振する場合，単安定振動状態になったため，振動変位の標準偏差の増加率は 40%程度になった。周期的信号 1.3 Hz で加振する場合，双安定振動に伴う確率共振現象が発生したため，振動変位の標準偏差の増加率は 306.89%に大幅に増加した。

よって，確率共振現象による増幅効果が非常に大きく，振動エネルギーハーベスティングの効率向上に適用する可能性が示されている。

3-6 確率共振から振動発電量への影響

確率共振による振動発電効率を定量的に評価するため，前節で得られた振動発電システムの電気仕事率の計測結果をまとめて表 3-2 に示す。

表 3-2 の結果により，ランダム信号で加振する場合，振動発電の電気仕事率の最大値と平均値の間に大きな差があり，ランダム信号加振による振動発電は不安定傾向があることを示している。

周期的信号加振では，加振振幅は一樣であるため，振動発電の電気仕事率の最大値と平均値の差が比較的小さく，周期的加振による振動発電は比較的安定傾向があることを示している。

共同加振では、ランダム信号加振と同様に、振動発電の電気仕事率の最大値と平均値の間に大きな差があり、振動発電は不安定であることを示している。ただし、ランダムと周期的信号 1.3Hz で加振する場合、双安定振動に伴う確率共振現象が現れるため、振動発電量は大きくなったことが確認できた。

Table.3-2 Comparison of the vibration power generation under different vibration states

Vibration signals		Electrical power [mW]		State
		Max.	Average	
Only random		105.14	15.51	Mono-stable
Periodic only	1.0 Hz	2.51	0.47	
	1.3 Hz	41.70	14.53	
	1.6 Hz	36.00	12.78	
Random and periodic	1.0 Hz	154.80	15.88	Bi-stable
	1.3 Hz	311.55	54.97	Bi-stable
	1.6 Hz	280.97	31.57	Mono-stable

確率共振による振動発電効率への影響を調べるため、同じ入力エネルギーの条件下で、二つの加振ケースに分けて得られた振動発電量を比較する。一つは、ランダムと周期的信号で別々に加振で得た振動発電量を足し合わせた発電量である。もう一つは、二つの信号で共同加振で得た振動発電量である。その結果を表 3 に示す。

Table.3-3 Comparison of individual and joint excitation power generation

Vibration method		Average Electrical power [mW]	State
Individual excitation	1.0 Hz	$15.51 + 0.47 = 15.98$	Mono-stable
	1.3 Hz	$15.51 + 14.53 = 30.04$	
	1.6 Hz	$15.51 + 12.78 = 28.29$	
Joint excitation	1.0 Hz	15.88	Bi-stable
	1.3 Hz	54.97	Bi-stable
	1.6 Hz	31.57	Mono-stable

表 3-3 により、二つの加振方法での応答振動は、周期的信号 1.0Hz と 1.6Hz の場合、単安定振動状態しか存在しない。得られた振動発電の平均電気仕事率の差はあまり大きくないことが判った。

ただし、周期的信号 1.3Hz である場合、単独加振の応答振動は単安定振動状態になり、共同加振の応答振動は双安定振動状態になる。この時の振動発電の電気仕事率の差は次式で計算できる。

$$\frac{54.97-30.04}{30.04} \times 100\% = 82.99\% \quad (3-12)$$

式(3-12)の結果により、単独加振と共同加振を比較して、双方の外部から双安定振動システムに対して、入力した加振エネルギーの量は同じなので、二つの信号を同時に加振した場合は、二つの信号を別々に加振した場合より、82.99%多く振動発電量が得られたことを示している。

よって、単安定振動から双安定振動になる確率共振より、振動発電の効率向上への影響が大きいことがわかる。

3-7 本章のまとめ

本章では、Duffing モデルの関数グラフ形状を直接に利用して、新たな波形状レールと運動質量ブロックから構成した双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを提案して、その確率共振による増幅効果と振動発電の特性について詳細な検討を行い、以下の結論が得られた。

(1) Duffing 型双安定振動モデルと電磁モーターを利用して、新しい振動エネルギーハーベスティング実験装置を開発して、実際に自然環境を模擬するランダム加振信号と意図的に与える周期的な加振信号を組み合わせ、双安定振動モデルの確率共振現象について詳細な検討を行い、双安定振動モデルを用い確実に確率共振現象を発生させることができ、入力信号を直接に受ける支持点の振動応答に対して 3 倍以上の振幅拡大効果を得ることが実現できた。

(2) 開発した双安定振動エネルギーハーベスティングシステム実験装置を使い、その振動発電特性を検証した。自然環境を模擬したランダム信号と刺激信号として加えた周期的信号を使い、二つの信号を別々に単独加振するケースと、二つの信号を使い共同加振ケースの二つの計測ケースに分けて、それぞれ加振計測実験を行った。双方の入力加振エネルギーが同じである前提条件で、二つの信号を同時に加振した場合は、二つの信号を別々に加振した場合より、82.99%多く振動発電量が得られることが確認できた。この比較結果により、確率共振が振動発電の効率向上に非常に大きな影響があることが判った。

(3) 提案した Duffing 型双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの非線形

運動方程式を作成し、その振動システムのポテンシャルエネルギー分布特性を分析して、振動変位の広範囲にわたり **Duffing** 双安定振動特性をもつことが理論的に確認できた。また電磁モーターを用いて開発した双安定振動発電装置が安定的に発電することができ、今後の振動エネルギーハーベスティングへの実用化展開に適用することが寄与できる。

本章の研究成果により、波形状レールと運動質量ブロックから構成した実験モデルを使い、ランダム振動環境に適用できる **Duffing** 型双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの有用性が確認できた。実際に自然界のランダム加振環境において、双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの有用性を高める検討を継続して実施する必要がある。

第4章 波浪環境における双安定振動エネルギー

ハーベスティングシステム

前章では、Duffing 運動モデルを用いた双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの実験装置を開発し、実験室における加振実験の計測結果を用いて、Duffing 型双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの確率共振による増幅効果と振動発電の実施可能性を検証することができた。

本章では、実際のランダム加振環境における双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの実用性を検証するため、ランダム波浪環境に適用することを前提にして、先端に質量ブロックを取り付けた倒立片持ち梁で構成した双安定振動システムを利用し、さらに片持ち梁の表面に piezo 圧電素子を貼り付けた圧電式振動発電ユニットを利用して、新たな双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを提案する。実験室において、水槽や加振装置などを利用した検証実験装置を開発し、ランダム波浪環境における確率共振現象を再現したうえで、実際に提案した双安定振動エネルギーハーベスティングシステムがランダム波浪環境における確率共振の増幅効果および振動発電特性への影響について検証する。

4-1 倒立片持ち梁双安定振動システム

図 4-1 に示すのは、先端に質量ブロックを付加した倒立片持ち梁の振動モデルである。静止状態では、質量ブロックの重力により中心対称軸の両側に一つずつの安定的な静止平衡位置が存在する。

ただし、外部からの加振荷重を受ける場合、質量ブロックの左右方向に沿った振動状態は、図 4-2 に示すように三つの振動状態が生じる可能性がある。

まず、図 4-2(a)と図 4-2(b)に示すように、質量ブロックは振動モデルの片側において振動を続ける単安定振動状態が存在する。また、図 4-2(c)に示すように、質量ブロックは振動モデルの中央軸を超えて、両側へ飛び移しながら振動を続ける双安定振動状態とが存在する。

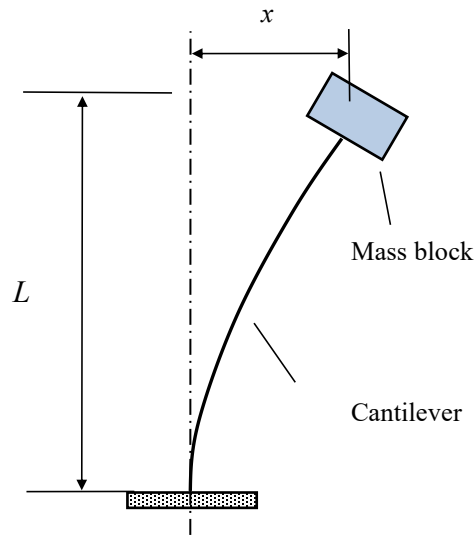


Fig.4-1 Bi-stable vibration model composed by cantilever with mass block at the tip

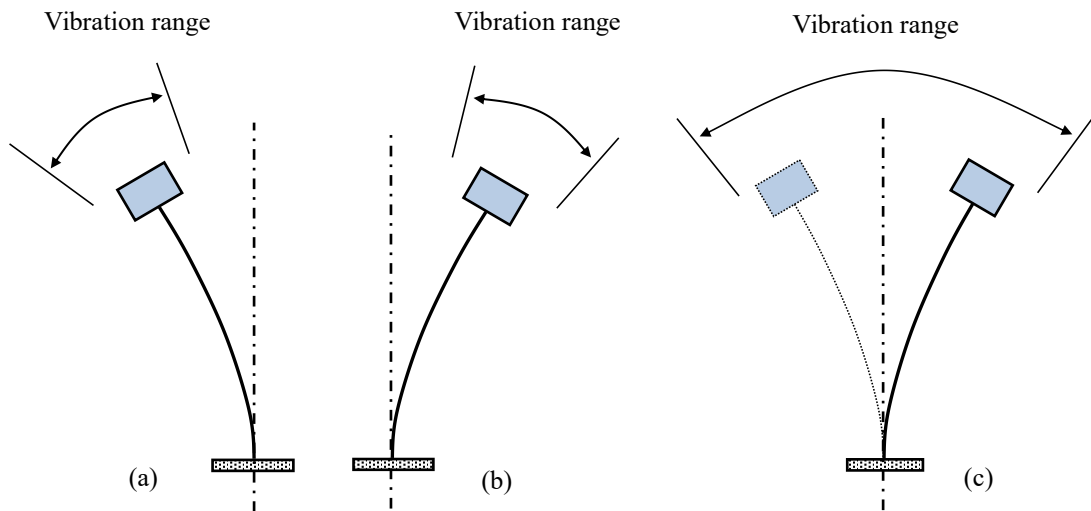


Fig.4-2 Three local vibration states of the bi-stable vibration model

図 4-1 に示した倒立片持ち梁双安定振動モデルについて、第 2 章で検討した式(2-23)の結果をベースに図 4-1 の構成パラメータを代入して整理すれば、その運動方程式は次式のように与えられる。

$$\begin{aligned}
 & [I_t N_5^2 + m + \rho A N_1 + (\rho A N_3 + m N_4^2 + I_t N_5^4) x^2] \ddot{x} + [\rho A N_3 + m N_4^2 + I_t N_5^4] x \dot{x}^2 \\
 & + [E I N_6 - \rho A g N_8 - m g N_4 + 2 E I N_7 x^2] x = -[\rho A N_2 + m] \ddot{v}_i
 \end{aligned} \tag{4-1}$$

ここで、 m は質量ブロックの質量、 E は梁の弾性ヤング率、 I は梁の断面二次モーメント、 ρ は梁の密度、 A は梁の断面積、 g は重力加速度、 I_t は質量ブロックの回転慣性モーメント、 x は質量ブロックの振動変位、 \ddot{x}_t は外部加振変位である。また、記号 $N_1 \sim N_8$ は次式で表される。

$$\begin{aligned} N_1 &= \frac{(3\pi-8)L}{2\pi} & N_2 &= \frac{(\pi-2)L}{\pi} & N_3 &= \frac{\pi^2(2\pi^2-9)}{384L} & N_4 &= \frac{\pi^2}{8L} \\ N_5 &= \frac{\pi}{2L} & N_6 &= \frac{\pi^4}{32L^3} & N_7 &= \frac{\pi^6}{2^9L^5} & N_8 &= \frac{\pi^2-4}{16} \end{aligned} \quad (4-2)$$

ここで、 L は梁の長さである。式(4-2)を式(4-1)に代入すると、運動方程式は次式のように表される。

$$(M_1 + J_1 x^2) \ddot{x} + J_1 x \dot{x}^2 + (K_1 + J_2 x^2) x = -M_2 \ddot{x}_t \quad (4-3)$$

ただし、式(4-3)の一部記号は次式示すようになる。

$$M_1 = \frac{\pi^2}{4L^2} I_t + m + \rho A L \frac{(3\pi-8)}{2\pi} \quad (4-4)$$

$$J_1 = \rho A \frac{\pi^2(2\pi^2-9)}{384L} + m \frac{\pi^4}{64L^2} + \frac{\pi^4}{16L^4} I_t \quad (4-5)$$

$$K_1 = EI \frac{\pi^4}{32L^3} + \rho A g \frac{\pi^2-4}{16} - mg \frac{\pi^2}{8L} \quad (4-6)$$

$$J_2 = EI \frac{\pi^6}{2^8 L^5} \quad (4-7)$$

$$M_2 = \rho A L \frac{\pi-2}{\pi} + m \quad (4-8)$$

式(4-4)～(4-8)を式(4-3)に代入し整理すると、図4-1に示した倒立片持ち梁双安定振動システムのもつポテンシャルエネルギー U は次式で表される。

$$U = \frac{1}{2} EI \left(\frac{\pi^4}{32L^3} x^2 + \frac{\pi^6}{2^9 L^5} x^4 \right) - \frac{1}{8} \left(\frac{\pi^2}{4} - 1 \right) \rho A g x^2 - \frac{\pi^2}{16L} m g x^2 \quad (4-9)$$

式(4-9)から得られるポテンシャルエネルギーの分布を、横軸に質量ブロックの応答振動変位、縦軸にポテンシャルエネルギーをとったグラフに表すと図4-3のようにな

る。これにより、双安定振動モデルは二重井戸ポテンシャル系の分布特性をもつことがわかる。グラフの両側にある谷底は質量ブロックが静止した状態の平衡位置に対応し、グラフ中央の局所的な山は質量ブロックが双安定振動モデルの中央軸を通過する位置に対応する。

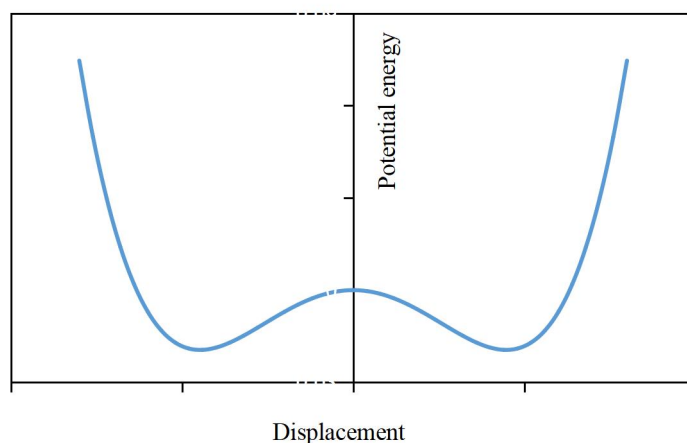


Fig.4-3 Potential energy distribution of bi-stable vibration model

実際の振動加振環境に合わせて設計した双安定振動モデルに対して、ランダムな加振信号だけを与えると、質量ブロックは図 4-2(a)または図 4-2(b)に示すような単一安定振動となるが、比較的小さい周期的信号を同時に加えると、図 4-2(c)に示すような双安定振動を伴う確率共振現象が生じ、この増幅効果を振動発電の効率向上に活かすことが期待できる。

4-2 双安定振動エネルギーハーベスティング実験装置

図 4-4 に示すのは実際に作製した双安定振動エネルギーハーベスティング実験装置である。水槽、波浪発生装置と振動発電装置の三つの部分で構成される。水面に浮かべた箱の下にゴムジョイントを取り付け水槽の底部に固定し、箱の中にミニシェイカーと双安定振動モデルを設置する。片持ち梁の根元付近に piezo 圧電素子を貼り付け、振動する際に piezo 圧電素子から電圧を得ることができる。一方、ランダム波浪を発生させるため水槽の右側に造波板を設置し、板の下部を回転自由な蝶番で水槽の底面に固定し、上部をリンク機構でランダム加振力を与える振動台に連結する。

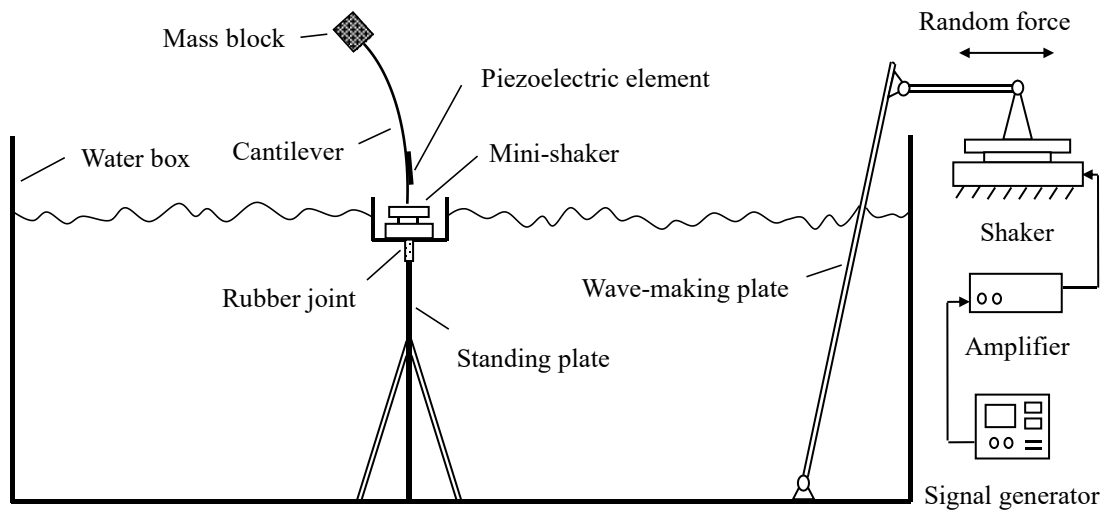


Fig.4-4 Diagram of experimental settings of bi-stable vibration power generation system

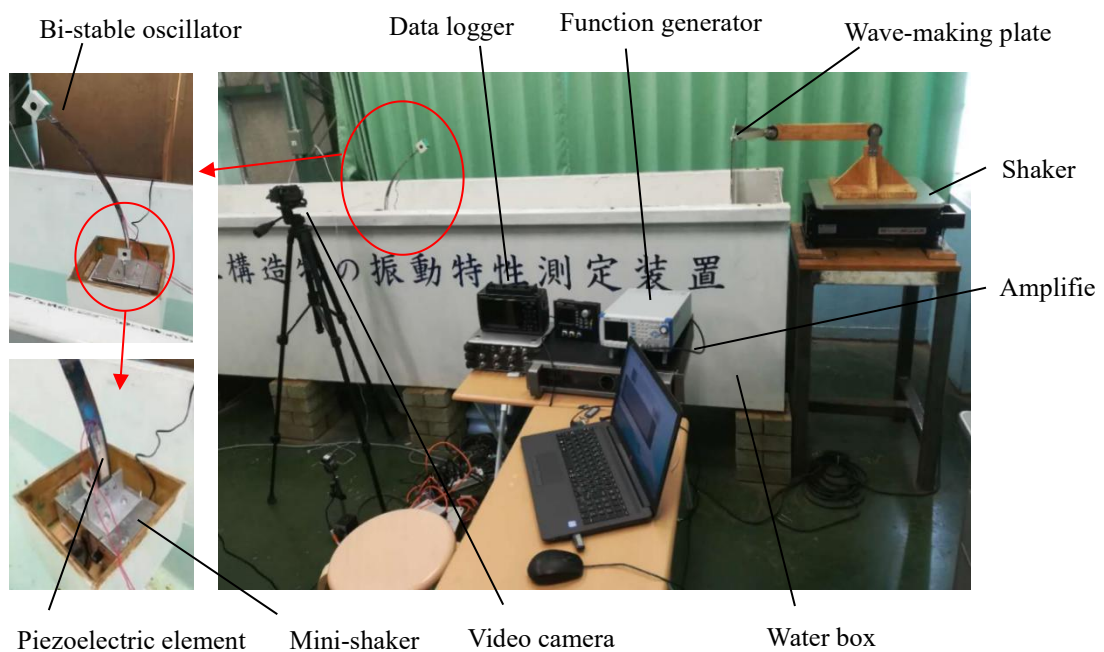


Fig.4-5 Photo of experimental settings of bi-stable vibration power generation system

実際に開発した双安定振動ハーベスティングの実験装置および計測システムの写真を図 4-5 に示す。具体的な検証実験は次の手順に従う。まず、信号発生器で発生させたランダム信号をアンプで増幅してから振動台に送り、造波板を加振することによ

って水槽の中の水を動かし，ランダムな波を作る．さらに，箱の中に設置した小型シェイカーにより振動モデルを周期的信号で同時に加振することによって，確率共振の発生条件を揃える．質量ブロックの振動変位を計測するため，質量ブロックと支持点にそれぞれ丸い計測マーカを貼り付ける．

Table.4-1 Specifications of experimental setting of of bi-stable vibration system

Items	Specifications
Mass block	Mass 150g
Cantilever	Length 380 mm, Width 30 mm, Thickness 0.5 mm Young's modulus 210 GPa, Density 7850 kg/m ³
Piezoelectric element	K7520BS3 (Thrive Co., Ltd)
Mini-shaker	NA-M201 (Nissin Co. Ltd)
General shaker	SSV-125 (SAN ESU Co., Ltd)
Amplifier	SVA-ST-30 (SAN ESU Co., Ltd)
Function generator	NF-WF1973 (NF Corporation)
Video camera	GZ-E765 (JVC Co., Ltd), FPS=300
Marker tracking software	MOVIS Neo V3.0 (NAC Image Technology Inc.)

加振実験の計測中は，高速ビデオカメラを使って計測マーカの運動軌跡を記録し，さらに追跡ソフトウェアを使い質量ブロックと支持点の振動変位データを作成する．一方，ピエゾ圧電素子から得た電圧を計測するため，ピエゾ圧電素子の出力リード線を計測用のデータロガーに直接接続して，電圧信号を記録する．実際の検証実験装置と計測システムの構成パラメータを表 4-1 に示す．

4-3 確率共振が発生しやすい周期的信号の予測

確率共振を発生させるために外部から与える周期的信号の周波数を決めることは重要である．第 2 章では，双安定振動モデルの確率共振現象が最も発生しやすい周期的信号の周波数に対して，Kramer's rate を利用して，次のような加振周波数予測式が

得られた[84].

$$f_k = \frac{w_0 w_b}{4\pi q} \exp\left(-\frac{\Delta U}{mD}\right) \quad (4-10)$$

ただし、 w_0 と w_b はそれぞれ双安定振動モデルの両側にある安定点 x_b と中央軸にある不安定点 x_0 での固有角振動数、 q は減衰パラメータ、 ΔU はポテンシャルエネルギーの局所的な最大値と最小値の差、 D はランダム振動強度であり、それぞれ次式で計算することができる。

$$w_0 = \sqrt{\frac{|U''(x_0)|}{m}} \quad (4-11)$$

$$w_b = \sqrt{\frac{|U''(x_b)|}{m}} \quad (4-12)$$

$$q = \frac{c}{m} \quad (4-13)$$

$$\Delta U = U(x_0) - U(x_b) \quad (4-14)$$

$$D = \frac{1}{2N} \sum_{i=0}^N (\dot{x}_i - \dot{x}_{aver})^2 \quad (4-15)$$

ただし、 c は摩擦力による減衰係数、 \dot{x}_i と \dot{x}_{aver} はそれぞれランダム信号で加振する時の質量ブロックの速度の計測値とその速度平均値、 N は加振実験の計測用サンプル点数である。

本章の倒立片持ち梁双安定振動モデルの構成パラメータは表 4-1 に示すように、水槽の寸法は比較的大きいため、水の粘性からの影響を無視とし、質量ブロックの質量 $m = 0.15\text{kg}$ 、梁の長さ $L = 0.38\text{m}$ 、断面の幅 $b = 30\text{mm}$ 、板厚 $h = 0.5\text{mm}$ 、密度 $\rho = 7850\text{ kg/m}^3$ である。よって、片持ち梁の断面積、断面二次モーメントと慣性モーメントはそれぞれ次式のように表わされる。

$$A = bh = 1.5 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (4-16)$$

$$I = \frac{bh^3}{12} = 3.125 \times 10^{-13} \text{ m}^4 \quad (4-17)$$

$$I_1 = m \left(\frac{2}{3}L \right)^2 = 9.626667 \times 10^{-3} \text{ kgm}^2 \quad (4-18)$$

対称条件により，中央軸にある不安定点の位置 $x_0 = 0$ である．両側にある安定点 x_b の位置は次式で計算できる．

$$x_b = \pm \sqrt{\frac{16\rho AgL^3(\pi^2 - 4) + 32\pi^2 mgL^4 - 8\pi^4 EI L^2}{\pi^6 EI}} = 0.2236 \text{ m} \quad (4-19)$$

式(4-9)に示す双安定振動システムポテンシャルエネルギーに対して2階微分して，次式が得られる．

$$U'' = \frac{EI}{2} \left(\frac{\pi^4}{16L^3} + \frac{\pi^6}{384L^5} x^2 \right) - \frac{\pi^2 - 4}{16} \rho Ag - \frac{\pi^2 mg}{8L} \quad (4-20)$$

中央点 x_0 と局部安定点 x_b の値を式(4-20)に代入して，さらに式(4-11)と式(4-12)に代入し計算すれば，中央点 x_0 と局部安定点 x_b に対応する固有角振動数は次式のように計算することができる．

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{1}{m} \left| \frac{\pi^4 EI}{32L^3} - \frac{\pi^2 - 4}{16} \rho Ag - \frac{\pi^2 mg}{8L} \right|} = 3.2200 \text{ rad / s} \quad (4-21)$$

$$\omega_b = \sqrt{\frac{1}{m} \left| \frac{\pi^4 EI}{32L^3} + \frac{\pi^6 EI}{728L^5} x_b^2 - \frac{\pi^2 - 4}{16} \rho Ag - \frac{\pi^2 mg}{8L} \right|} = 2.6292 \text{ rad / s} \quad (4-22)$$

式(4-11)と式(4-12)に対応する固有振動数は次式のように計算される．

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = 0.5125 \text{ Hz} \quad (4-23)$$

$$f_b = \frac{\omega_b}{2\pi} = 0.4185 \text{ Hz} \quad (4-24)$$

実際の振動実験の計測結果により $c = 0.077 \text{ Ns/m}$ ， $D = 0.635 \text{ J/kg}$ が得られる．これらを式(4-10)に代入することによって，確率共振が最も発生しやすい加振周波数の予測値は次のように求められる．

$$f_k = \frac{3.2200 \times 2.6292}{4\pi \times 0.201 / 0.15} \exp\left(-\frac{0.1075}{0.635}\right) = 0.4244 \text{ Hz} \quad (4-25)$$

式(4-25)に示す確率共振が最も発生しやすい加振周波数の予測値は重要な条件ファクターであるため、実際の加振実験の計測結果を利用して、この式(4-25)の計算結果の妥当性を検証する必要がある。

4-4 計測実験結果

検証のため、ランダム波浪加振、ミニシェイカーによる周期的加振、それら両方の信号を使った共同加振の計三つの加振ケースに分けて、それぞれ計測実験を行い、確率共振現象と振動発電の性能検証を行う。ただし、式(4-12)に示す確率共振が最も発生しやすい加振周波数の予測値 0.4244 Hz を参考にして、周期的な加振信号の周波数を 0.3 Hz～0.6 Hz と設定し、振幅を一律に 20 mm と設定した。

計測実験の結果を図 4-6～図 4-14 に示す。各図の(a)は計測した応答変位の結果であり、青線は支持台の応答振動変位を示し、黒線は質量ブロックの応答振動変位を示している。各図の(b)は計測した振動発電の電圧の結果であり、赤線は振動発電の電圧値を示している。各図の(c)は計測した質量ブロックの応答変位と速度で表わせる振動相図の結果を示し、各図の(d)は同様に計測した支持点の応答変位と速度で表わせる振動相図の結果を示している。

4-4-1 ランダム信号による加振

図 4-6 にランダム波浪のみで加振した時に得られた応答振動変位と振動発電の測定結果を示す。

ランダム波浪だけで加振する場合、複雑な周波数成分を含まれるランダム信号で加振することで、各周波数成分の応答変位の間に関係し合うことが考えられる。質量ブロックの応答振動変位が比較的小さく、右側の平衡位置から振動が始まることに関係して、質量ブロックは終始に右側の平衡位置付近で単一安定振動をすることが確認できる。振動相図の結果を比較して、質量ブロックの速度値は支持点より少し多きことが確認できる。

質量ブロックの応答振動変位の振幅が小さいと振動発電で得た電圧も小さく、その平均電圧値は 1.75 V、最大電圧値は 6.70 V である。

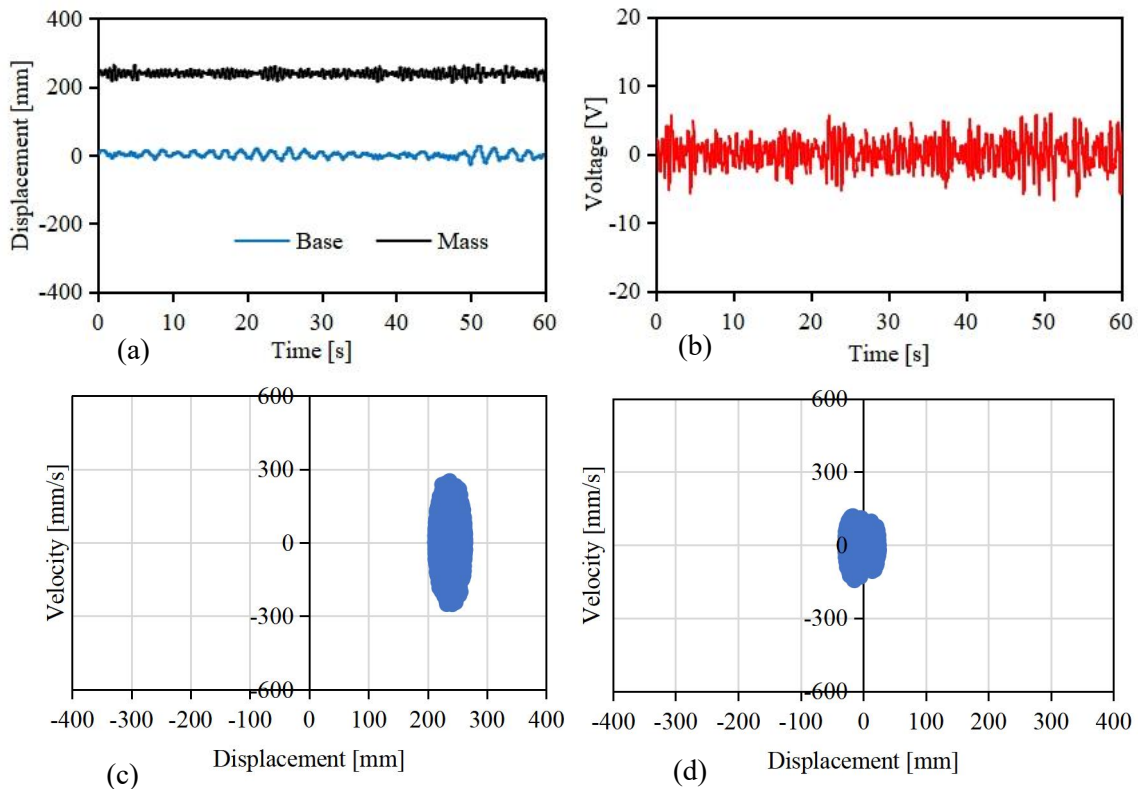


Fig.4-6 Measurement results when vibrating by a random signal

4-4-2 周期的信号による加振

図 4-7～図 4-10 にミニシェイカーによる周期的な信号で加振する時に得られた応答振動変位と振動発電の測定結果を示す。

図 4-7 に示すのは、周波数 0.3 Hz の周期的信号で加振する場合の計測結果であり、質量ブロックは、ほぼ支持台と同じ周波数で振動している。振動変位は支持台より少し大きくなり、振動モデルの右側で単一安定振動をすることが確認できる。また質量ブロックと支持台の相対運動が小さいため、振動発電の電圧も小さく、その平均電圧値は 0.44 V、最大電圧値は 1.26 V である。

図 4-8 に示すのは、周波数 0.4 Hz の周期的信号で加振する場合の計測結果である。周波数 0.3 Hz の場合と比較して振動変位が明らかに大きくなった。周期的な振動変位の波形も少し乱れるようになり、これは振動モデルの複数の固有振動モードが交差しているためと考えられる。質量ブロックの応答振動は終始振動モデルの右側で単一安定振動をする。質量ブロックと支持台の相対運動が比較的大きくなったため、振動発電の電圧も少し大きくなり、平均電圧値は 2.84 V、最大電圧値は 6.86 V である。

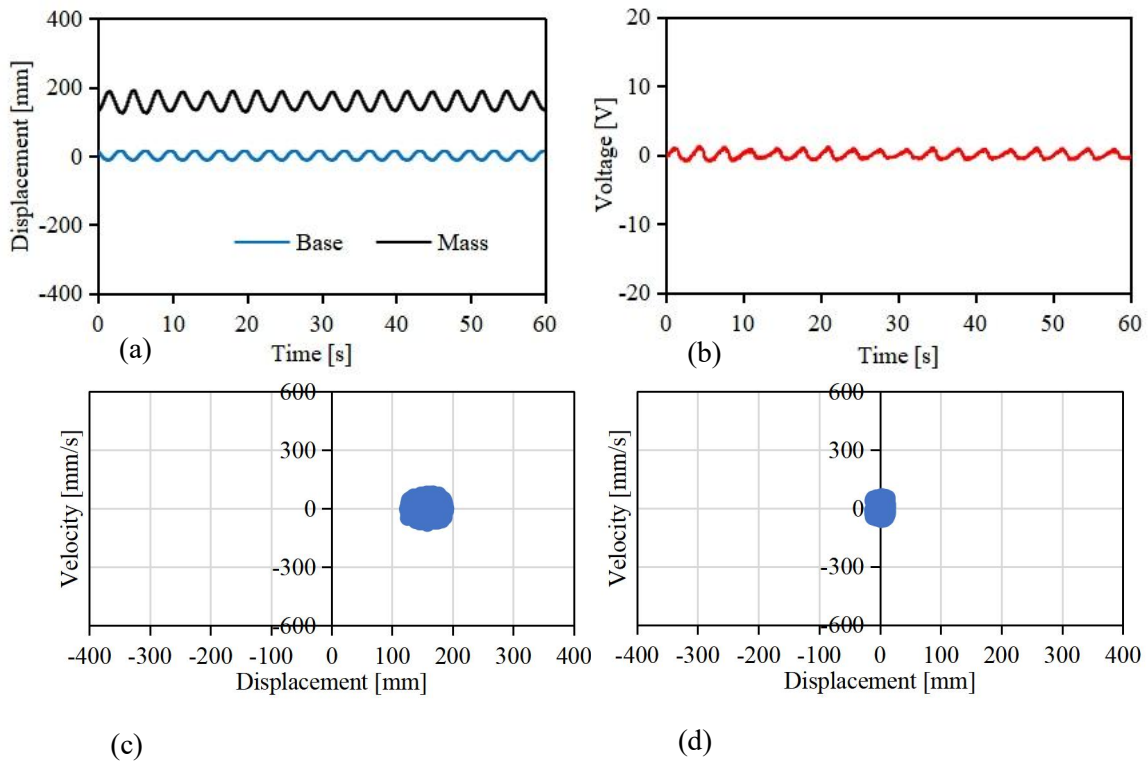


Fig.4-7 Measurement results when vibrating by a period signal 0.3 Hz

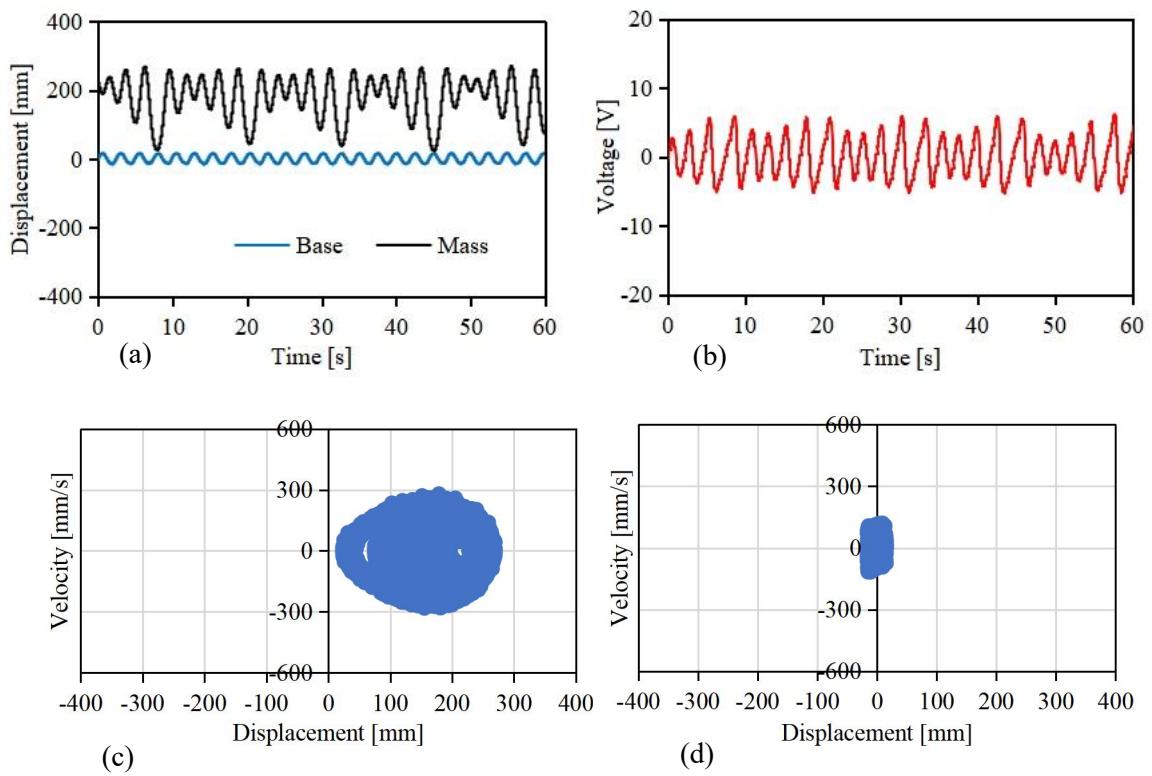


Fig.4-8 Measurement results when vibrating by a period signal 0.4 Hz

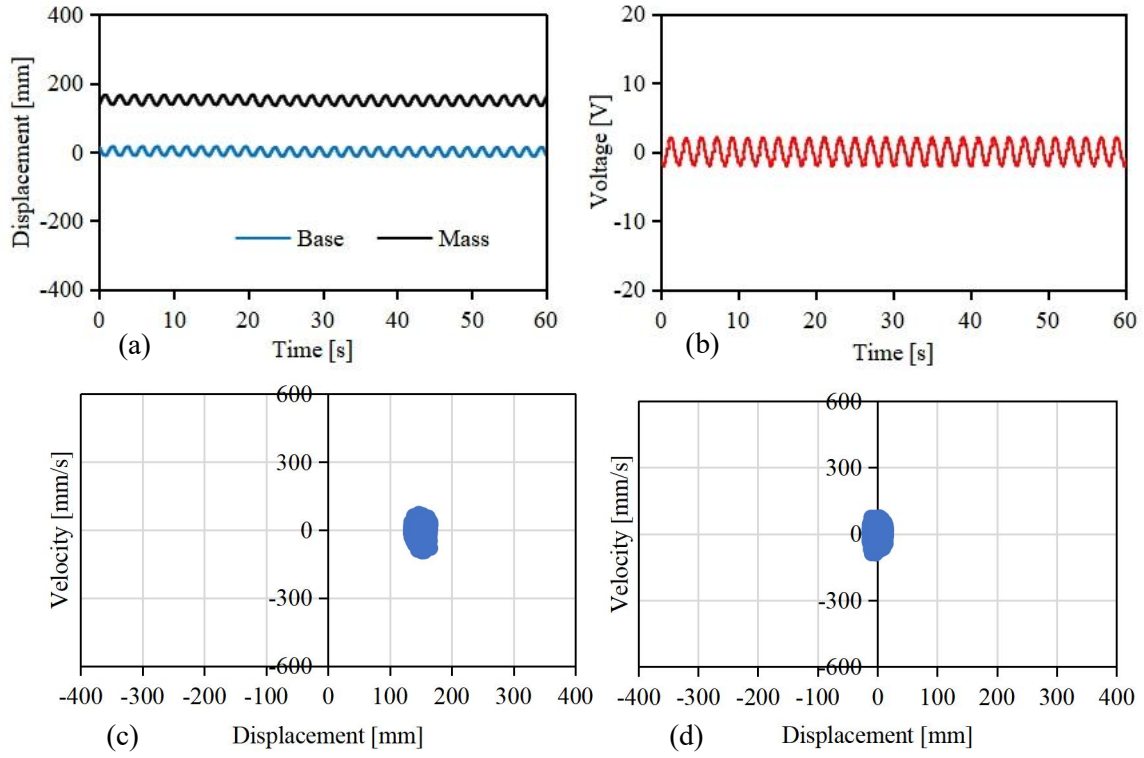


Fig.4-9 Measurement results when vibrating by a period signal 0.5 Hz

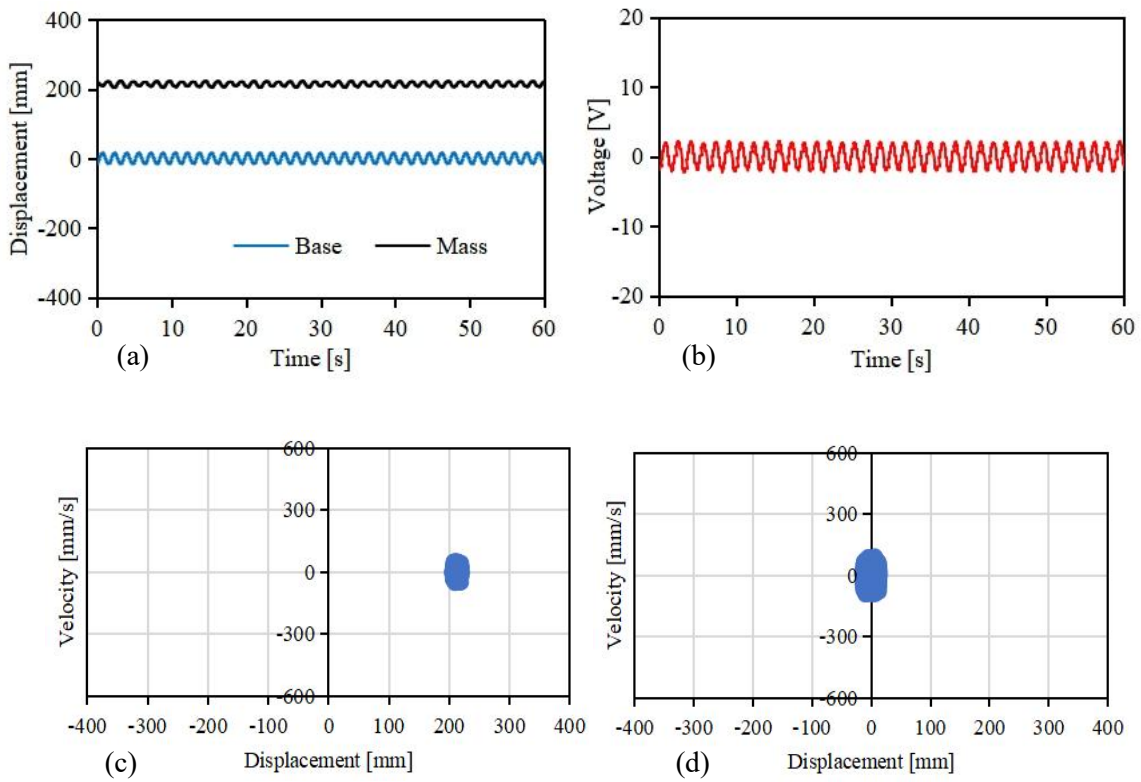


Fig.4-10 Measurement results when vibrating by a period signal 0.6 Hz

図 4-9 と図 4-10 に示すのは、周波数 0.5 Hz と 0.6 Hz の周期的信号で加振する場合の計測結果であり、周波数 0.4 Hz の場合と比較して、振動変位が明らかに小さくなったことがわかる。質量ブロックと支持台の相対運動が小さくなったため、振動発電の電圧も小さくなり、周波数 0.5 Hz での平均電圧値は 1.29 V、最大電圧値は 2.14 V、周波数 0.6 Hz での平均電圧値は 1.28 V、最大電圧値は 2.27 V である。

4-4-3 ランダム信号と周期的信号による共同加振

図 4-11～図 4-14 にランダム信号と周期的な信号で共同加振する時に得られた計測結果を示す。

図 4-11 に示すのは、ランダム信号と周波数 0.3 Hz の周期的信号で共同加振する時の計測結果である。質量ブロックの振動変位は比較的小さくなり、ランダムな波形を示すが、終始振動モデルの右側で単一安定振動をすることが確認できる。振動発電の電圧もやや大きくなり、その平均電圧値は 1.97 V、最大電圧値は 9.04 V である。

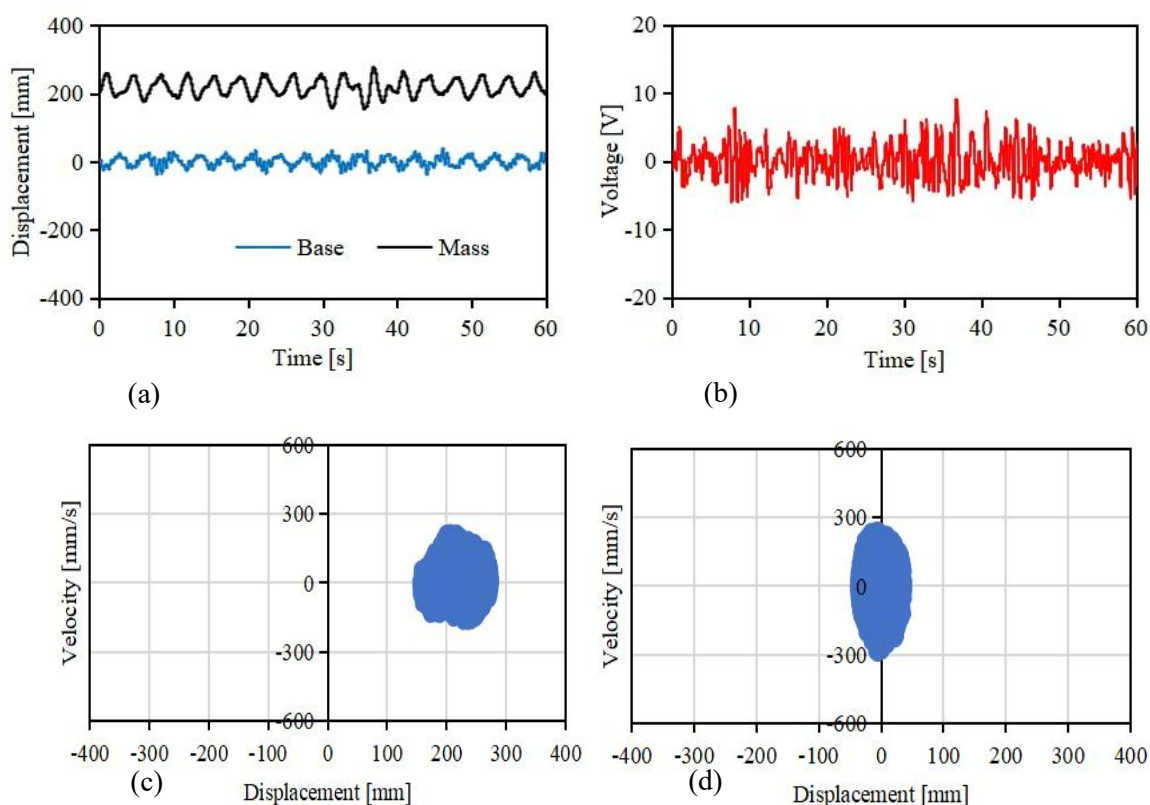


Fig.4-11 Measurement results when vibrating by a random and period signal 0.3 Hz

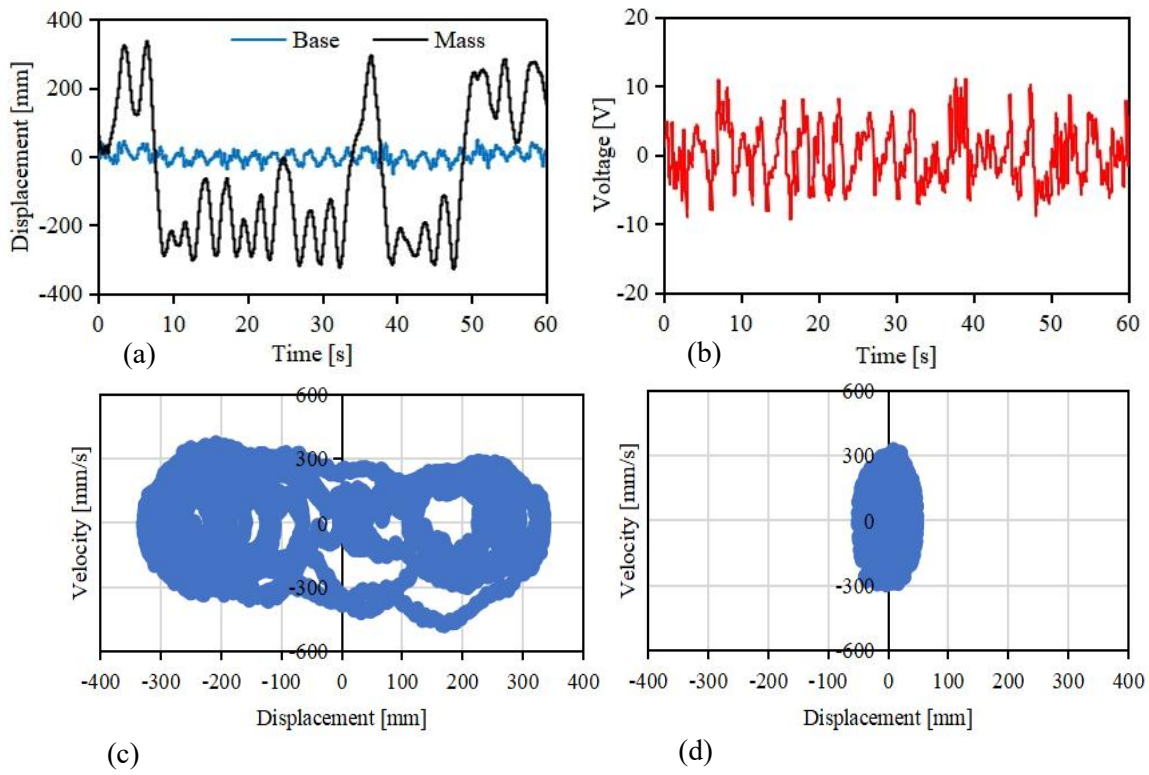


Fig.4-12 Measurement results when vibrating by a random and period signal 0.4 Hz

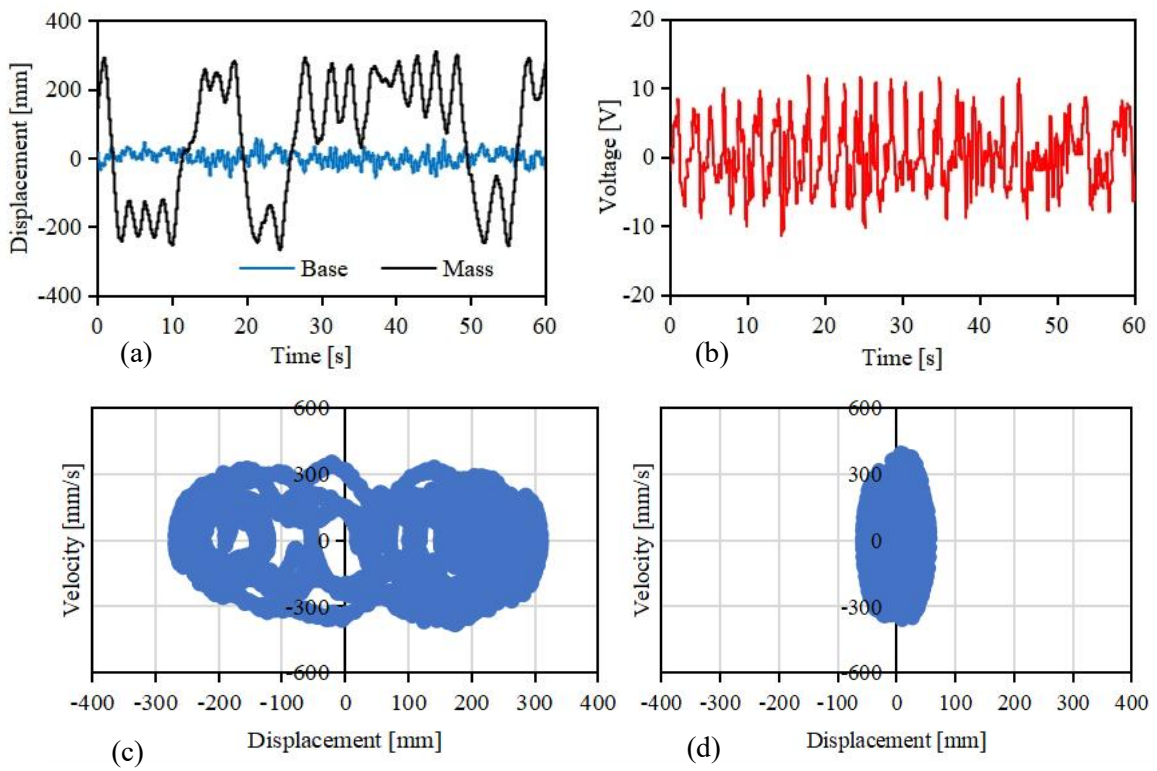


Fig.4-13 Measurement results when vibrating by a random and period signal 0.5 Hz

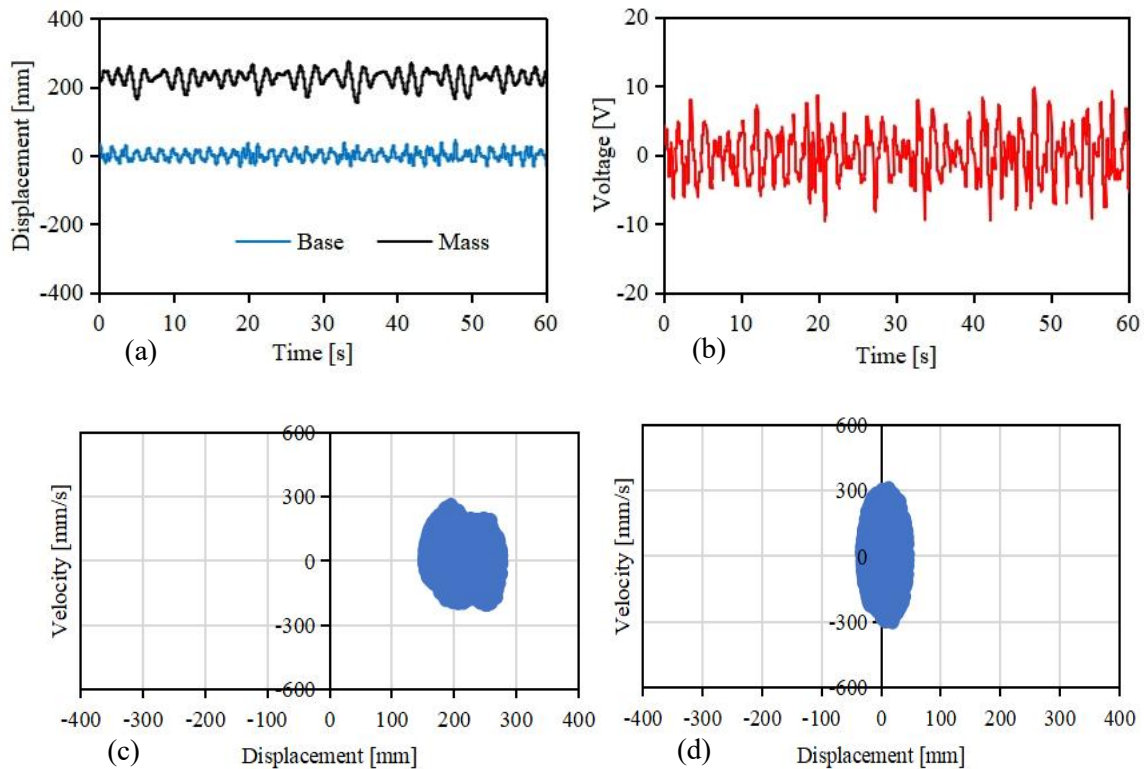


Fig.4-14 Measurement results when vibrating by a random and period signal 0.6 Hz

図 4-12 と図 4-13 に示すのは、それぞれランダム信号と周波数 0.4 Hz および 0.5 Hz の周期的信号で共同加振する時の計測結果である。

質量ブロックの応答振動はかなり激しくなり、振動モデルの中央軸を越える双安定振動に伴う確率共振現象が発生することが確認できる。応答振動が激しくなることにより、振動発電の電圧も大きくなり、周波数 0.4 Hz での平均電圧値は 3.29 V、最大電圧値は 11.00 V、周波数 0.5 Hz での平均電圧値は 3.24 V、最大電圧値は 11.76 V であった。この結果から、式(4-25)に示す加振周波数の予測値 0.4244 Hz の周辺で確率共振が最も発生しやすいことが確認できる。

図 4-14 に示すのは、ランダム信号と周波数 0.6 Hz の周期的信号で共同加振する場合の計測結果である。質量ブロックの応答振動は再び小さくなり、振動変位はランダムな波形を示すが、終始振動モデルの右側で単一安定振動をすることが確認できる。質量ブロックの応答振動変位が小さくなることにより、振動発電の電圧も小さくなり、その平均電圧値は 2.92 V、最大電圧値は 9.70 V である。

4-5 確率共振から増幅効果への影響

ランダム振動環境下での質量ブロックの振動変位を定量的に評価するため、次式で表す振動変位の標準偏差を使用する。

$$S = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \quad (4-26)$$

ここで、 x_i と \bar{x} は応答変位の計測値とその平均値、 N は計測実験のサンプル点数である。通常は、振動システムの出力と入力の比率によって増幅効果を評価することを考慮し、ここでは、次式で計算される質量ブロックと支持点の振動変位の標準偏差の比を用いて、提案する双安定振動モデルの増幅効果を評価する。

$$s_{ratio} = \frac{s_{mass}}{s_{base}} \quad (4-27)$$

ここで、 s_{mass} と s_{base} はそれぞれ式(4-26)で計算される質量ブロックと支持点の振動変位の標準偏差値である。前節で検討した加振実験の計測結果を用いて、それぞれ式(4-27)で s_{ratio} を計算した結果を図 4-15 に示す。青いグラフは周期的信号で加振した時の s_{ratio} を示し、赤いグラフはランダム信号と周期的信号で共同加振した時の s_{ratio} を示す。図 4-15 により、ランダム信号と周期的信号 0.4 Hz および 0.5 Hz で共同加振した場合、双安定振動の確率共振が発生したため、得られた増幅効果は明らかに他の単安定運動状態より高くなったことが確認できる。

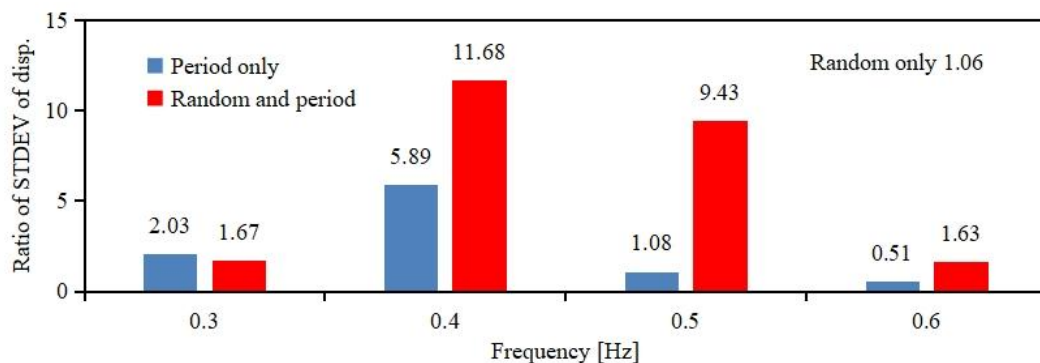


Fig.4-15 Comparison of standard deviation of displacement (mass block relative to the base)

さらに、ランダム信号と周期的信号を別々に加振して得られた s_{ratio} を足し合わせた結果を、共同加振して得られた s_{ratio} と比較してみる。周期的信号 0.4 Hz の場合、別々に加振して得た s_{ratio} の和は $1.06+5.89=6.95$ 、共同加振して得た s_{ratio} は 11.68 で、共同加振の方が振動変位の振幅が約 68.06%大きくなることがわかる。一方、周期的信号 0.5 Hz の場合、別々に加振して得た s_{ratio} の和は $1.06+1.08=2.14$ 、共同加振して得た s_{ratio} は 9.43 で、共同加振の方が振動変位の振幅が約 340.65%大きくなることがわかる。これは双安定振動に伴う確率共振が生じることで、ランダム信号と周期的信号を別々に加振するよりも多くの運動エネルギーが利用できる可能性を示している。

4-6 確率共振から振動発電量への影響

振動発電量を評価するため、次式で表す平均電力を使用する。

$$W_{aver} = \frac{1}{T} \int \frac{V^2}{R} dt = \frac{1}{NR} \sum_{i=1}^N V_i^2 \quad (4-28)$$

ここで、 V と V_i は電圧とその計測値、 R は負荷電気抵抗、 T と N はそれぞれ加振実験の計測サンプル時間とサンプル点数である。本研究では、 $R = 1K\Omega$ 、 $T = 60s$ 、 $N = 10000$ とする。前節で検討した計測結果を用いて、それぞれ式(4-28)で W_{aver} を計算した結果を図 4-15 に示す。青いグラフは周期的信号で加振した時の W_{aver} を示し、赤いグラフはランダム信号と周期的信号で共同加振した時の W_{aver} を示す。

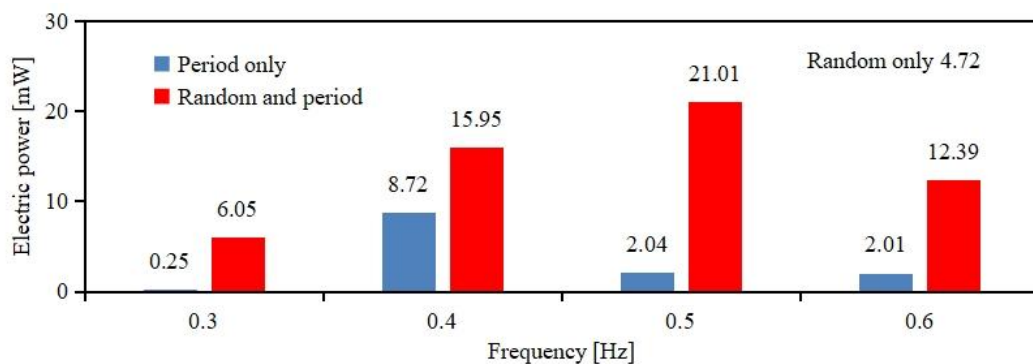


Fig.4-16 Comparison of average electrical power generated by vibration

図 4-15 により、周期的信号の周波数が高くなるにつれて運動発電量が多くなる傾向があり、ランダム信号と周期的信号 0.4 Hz および 0.5 Hz で共同加振した場合、双安定振動の確率共振が発生したため、得られた w_{aver} が他の単一安定運動状態より高くなったことが確認できる。

さらに詳しく比較するため、ランダム信号と周期的信号を別々に加振して得られた w_{aver} を足し合わせた結果を、共同加振して得られた w_{aver} と比較してみる。

周期的信号 0.4 Hz の場合、別々に加振して得た w_{aver} の和は $4.72+8.72=13.44$ mW、共同加振して得た w_{aver} は 15.95 mW で、共同加振の方が約 18.68%多くの電力が得られたことがわかる。

周期的信号 0.5 Hz の場合、別々に加振して得た w_{aver} の和は $4.72+2.04=6.76$ mW、共同加振して得た w_{aver} は 21.01 mW で、共同加振の方が約 210.80%多くの電力が得られたことがわかる。

この比較結果より、共同加振の場合、双安定振動に伴う確率共振現象が発生することによって、ランダム信号と周期的信号を別々に加振するよりも多くの電力が得られることを示している。

4-7 本章のまとめ

本章では、ランダム波浪エネルギーを有効に利用するため、先端に質量ブロックを付けた倒立片持ち梁から成る双安定振動モデルを利用した振動発電システムを考案して、理論検討と検証実験を行い、以下の結論を得た。

(1) 実験室においてランダムな波浪環境における双安定振動モデルを使った確率共振現象の再現に成功し、理論分析により、提案する振動システムは広い振幅範囲において双安定振動特性をもつことが検証できた。また Kramer's rate を利用した検討により、提案する双安定振動モデルにおいて確率共振が最も発生しやすい加振周波数の予測式が得られた。

(2) 開発した検証実験装置と計測システムを用いてランダムな波浪環境を模擬した加振実験を行い、質量ブロックの応答振動が単安定振動から双安定振動に確実に変わ

る確率共振を確認し，それによる増幅効果を定量的に評価することができた．実際の計測結果により，提案する双安定振動モデルにおいて確率共振が最も発生しやすい周波数範囲は 0.4 Hz～0.5 Hz であることがわかり，この計測結果は本研究の理論予測値 0.4244 Hz にほぼ一致することが確認できた．

(3) ピエゾ圧電素子を利用した双安定振動発電システム実験装置を開発し，確率共振が発生する場合としない場合について，それぞれ実際に振動発電された電圧と平均電力を計測したところ，双安定振動に伴う確率共振現象が発生した場合の方が，ランダム信号と周期的信号を別々に加振した場合より多くの振動発電力が得られることが確認できた．

本章の研究結果により，ランダムな波浪環境に適用する振動発電システムの実用化に向けて実験検証が実施し，検証できた．ただし，倒立片持ち梁双安定振動システムの振動振幅には制限があり，またピエゾ圧電素子を利用した振動発電法にも外部負荷に利用できる出力電力は少ない欠点があるため，継続して他の双安定振動システムと振動発電法を開発する必要がある．

第5章 電磁誘導式双安定振動エネルギー

ハーベスティングシステム

前章では、先端に集中質量を取り付けた倒立片持ち梁で構成した双安定振動システムを利用し、さらに片持ち梁の表面に piezo 圧電素子を貼り付けた圧電式振動発電ユニットを利用して、双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの実施可能性について、水槽や加振装置などを構成した検証実験装置を用いたランダム波浪環境において、確率共振現象を再現し、双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの実施可能性が検証できた。

本章では、実際のランダム加振環境における双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの振動発電効率を向上するため、倒立片持ち梁双安定振動システムの代わりに斜め支持双安定振動システムを適用し、piezo 圧電素子による圧電式振動発電ユニットの代わりに永久磁石とコイルからなる電磁誘導式振動発電ユニットを適用する。新たな双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを開発して、ランダム波浪環境における双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの確率共振による増幅効果および振動発電特性について検証する。

5-1 斜め支持双安定振動システム

本章の提案する斜め支持双安定運動ハーベスティングシステムを図 5-1 に示す。図中では、水平レールの上に回転ローラーを付いた質量ブロックがあり、水平レールに沿って質量ブロックが左右方向に運動できる。質量ブロックの前後の両サイドにそれぞれ永久磁石を取り付け、さらに永久磁石のすぐ外側に点線で示すように複数の導線コイルを設置して、質量ブロックが左右に運動する際に、永久磁石と導線コイルの間に相対運動が生じるため、導線コイルの中に誘導電圧が発生することができる。

質量ブロックの中心点と水平レールの下にある支持点をそれぞれ自由に回転できるピンで連結させる。弾性ばねの初期長さは、支持点から質量ブロックの中心点までの鉛直方向の距離より大きいいため、弾性ばねが質量ブロックを斜め支持する静止状態の位置は、質量ブロックの左右方向にローカルな振動の中心位置となる。

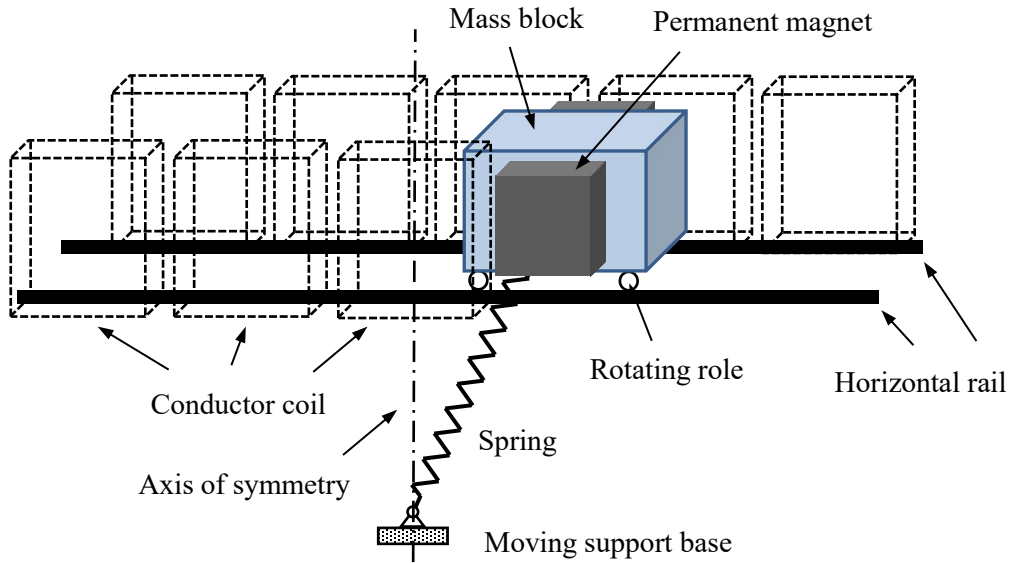


Fig.5-1 Bi-stable motion energy harvesting analysis model using magnet and coil

斜め支持双安定運動モデルの対称関係により，左右方向のローカルな振動中心位置は両側にそれぞれ一つずつ存在して，図 5-2 に示すように三つの安定振動状態が存在する．図 5-2(a)に左側の安定位置を中心とした単安定振動状態，図 5-2(b)に右側の安定位置を中心とした単安定振動状態，図 5-2(c)に中心対称軸を通過しながら左右の二つの安定位置をまたがる双安定振動状態を示す．

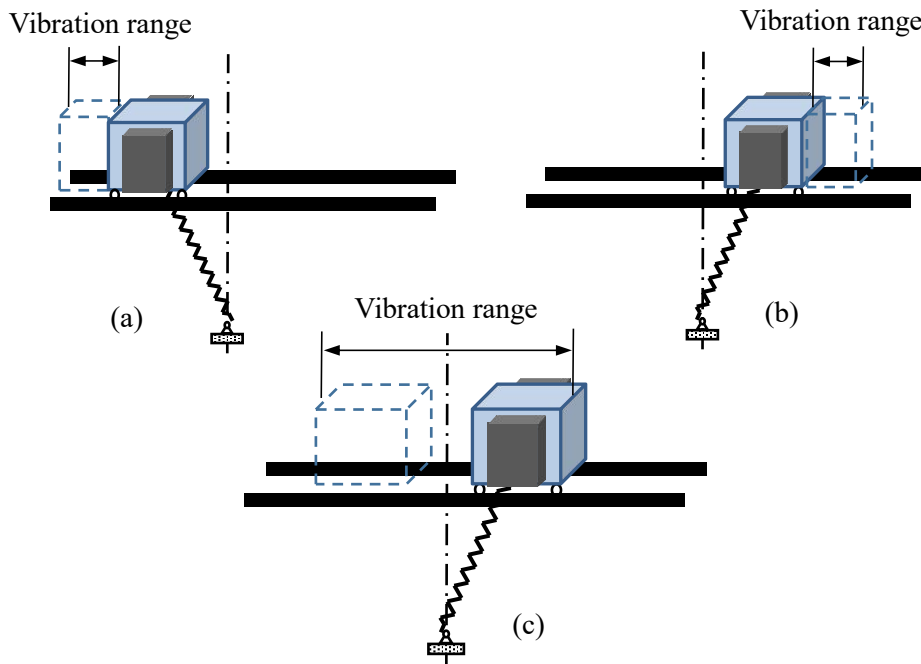


Fig.5-2 Three stable vibration states of bi-stable vibration system

図 5-1 に示す斜め支持双安定運動モデルを簡略化し、その幾何学寸法と質量ブロックの受ける力関係を図 5-3 に示し、 m は質量ブロックの質量、 x' は質量ブロックの対称軸からの変位、 x_i は支持点の対称軸からの変位、 F はばねの弾性回復力、 F_c は減衰力、 F_L は磁場における導線コイルの電流によるロレンツ力、 h は弾性ばねの支持点から質量ブロックの中心連結点までの鉛直方向の距離、 θ は弾性ばねの軸線と水平方向のなす角度である。

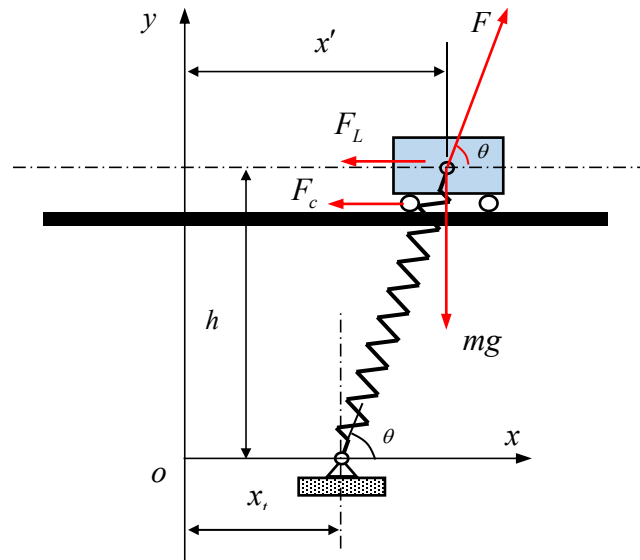


Fig.5-3 Relation between geometric dimension and force of bi-stable vibration model

図 5-3 に示す幾何学寸法と力関係を利用して、 x 方向に沿った質量ブロックの運動方程式は次のように表される。

$$m\ddot{x}' + c(\dot{x}' - \dot{x}_i) + F_L + F \cos\theta = 0 \quad (5-1)$$

式中では、 c は減衰係数である。図 5-3 に示す幾何学的関係により、弾性回復力 F と角度 θ をそれぞれ次式で計算される。

$$F = K \left(\sqrt{(x' - x_i)^2 + h^2} - l_0 \right) \quad (5-2)$$

$$\cos\theta = \frac{x' - x_i}{\sqrt{(x' - x_i)^2 + h^2}} \quad (5-3)$$

式中では、 K はばね定数、 l_0 は弾性ばねの初期長さである。式(5-2)と式(5-3)を運動方程式(5-1)に代入して、運動方程式は次のようになる。

$$m\ddot{x}' + c(\dot{x}' - \dot{x}_i) + F_L + K \left(1 - \frac{l_0}{\sqrt{(x' - x_i)^2 + h^2}} \right) (x' - x_i) = 0 \quad (5-4)$$

ここで、質量ブロックと支持点の相対変位を次式で表す。

$$x = x' - x_i \quad (5-5)$$

式(5-5)を式(5-4)に代入して、相対変位 x に関する運動方程式は次式で表される。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + F_L + K \left(1 - \frac{l_0}{\sqrt{x^2 + h^2}} \right) x = -m\ddot{x}_i \quad (5-6)$$

ここでは、永久磁石と導線コイルの部分を拡大して図 5-4 に示し、 a と b はそれぞれ永久磁石の幅と高である。

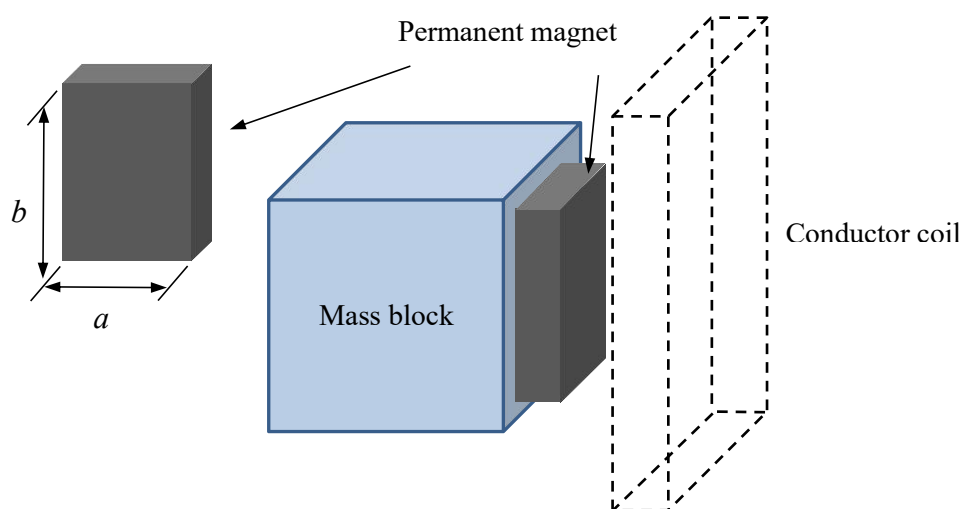


Fig.5-4 Permanent magnet and wire coil for vibration power generation

永久磁石の外側に設置する導線コイルは、図 5-1 に示すように永久磁石の前後方向にそれぞれ 1 組の導線コイルを設置される。その片側に設置される 1 組の導線コイルは図 5-1 に示すように 5 個の導線コイルを横へ同間隔で一列に並べて設置し、コイル

とコイルの間の端子が図示のように接続されている. コイルの幅 L_c は永久磁石の幅 a より大きい.

永久磁石は図 5-5 に示すように x 方向に運動することを考えて, 左側に示すように永久磁石がちょうど導線コイルの正面③を通過する際に, 図示の太い矢印方向に誘導電流 I_e が発生し, その誘導電圧の大きさは, 次式で計算することができる.

$$\bar{V} = Bnb\dot{x} \quad (5-7)$$

ただし, n は導線コイルの巻き数, \dot{x} は永久磁石の運動速度である.

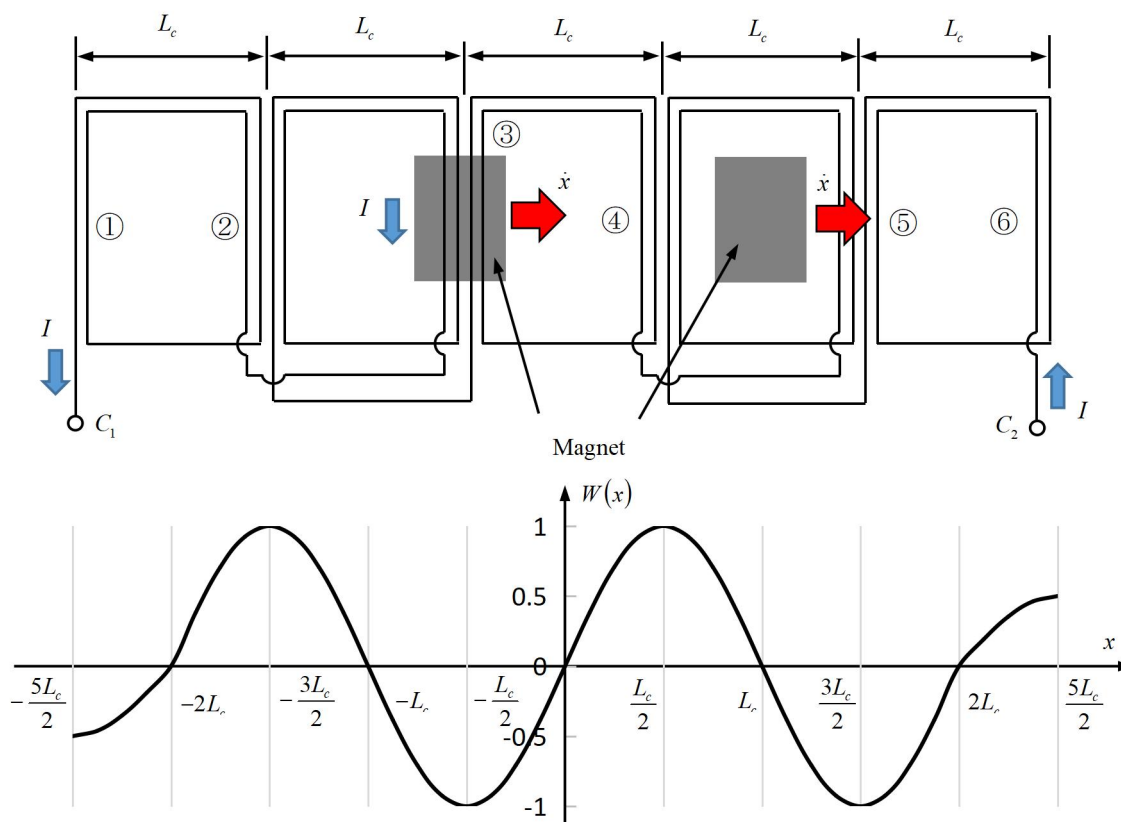


Fig.5-5 Arrangement of permanent magnets and coils and weighting function

一方, 図 5-5 の右側に示すように, 永久磁石がちょうど導線コイルの中央部を通過する際に, 導線コイルの中に生じる誘導電圧はゼロとなる.

ここで, 端子 c_1 から端子 c_2 へ流れる誘導電流の電圧をプラスとすれば, 永久磁石が

x 方向に運動し、導線コイルの正面①, ②, …, ⑥を順番に通過する際に、端子 c_1 と c_2 の間に生じる誘導電圧は表 5-1 に示すようになることが確認できる。

Table.5-1 Induced voltage when a permanent magnet passes in front of the coil

Coil number	①	②	③	④	⑤	⑥
Induced voltage	$-\frac{\bar{V}}{2}$	\bar{V}	$-\bar{V}$	\bar{V}	$-\bar{V}$	$\frac{\bar{V}}{2}$

表 5-1 の結果と永久磁石が各導線コイルの中央部を通過する際に誘導電圧がゼロになることを考えて、新たに図 5-5 の下に示すような重み関数 $w(x)$ を次式のように表わされる。

$$w(x) = \begin{cases} \sin \frac{\pi}{L_c} x & -2L_c \leq x \leq 2L_c \\ \frac{1}{2} \sin \frac{\pi}{L_c} x & \text{other} \end{cases} \quad (5-8)$$

重み関数 $w(x)$ を用いて、導線コイルの中に生じる誘導電圧 V は次式で計算できる。

$$V = BnbW(x)\dot{x} \quad (5-9)$$

磁場における導線コイルの中にある誘導電流によって、質量ブロックに対して生じるロレンツ力 F_L は次式で表される。

$$F_L = \frac{V}{R} Bnb \quad (5-10)$$

ただし、 R は導線コイルの電気抵抗である。式(5-9)を式(5-10)に代入して、次式が得られる。

$$F_L = \frac{B^2 n^2 b^2}{R} W(x)\dot{x} \quad (5-11)$$

式(5-11)を式(5-6)に代入して、質量ブロックの運動方程式は次式のようになる。

$$m\ddot{x} + \left[c + \frac{B^2 n^2 b^2}{R} W(x) \right] \dot{x} + K \left(1 - \frac{l_0}{\sqrt{x^2 + h^2}} \right) x = -m\ddot{x}, \quad (5-12)$$

式(5-12)により、導線コイルの中に生じる誘導電流と永久磁石の磁場との相互作用によって、質量ブロックの振動に対して、通常の摩擦による減衰力の他に、新たに電磁誘導による減衰力が生じられることを示している。

ここで、振動システムの弾性ポテンシャルエネルギー特性を検討するため、運動方程式(5-12)の慣性力項と減衰力項を無視して、すなわち、 $\ddot{x}=0$ と $\dot{x}=0$ を式(5-12)に代入して、振動システムのもつ弾性ポテンシャルエネルギーは次式で表される。

$$U = \frac{1}{2}Kx^2 - Kl_0\sqrt{x^2 + h^2} \quad (5-13)$$

ここで、弾性ポテンシャルエネルギーの分布特性を調べるため、式(5-13)に対して微分して、得られた変位 x に関する方程式が次式のように得られる。

$$K\left(1 - \frac{l_0}{\sqrt{x^2 + h^2}}\right)x = 0 \quad (5-14)$$

方程式(5-14)を解き、根を次のように得られる。

$$x_1 = -\sqrt{l_0^2 - h^2} \quad x_2 = 0 \quad x_3 = \sqrt{l_0^2 - h^2} \quad (5-15)$$

式(5-15)で示す x_1 、 x_2 と x_3 の値は、弾性ポテンシャルエネルギーの極値であり、それぞれ図 5-1 に示す振動モデルの質量ブロックの静止状態での位置に対応する。また、ポテンシャルエネルギー式(5-13)をグラフにすれば、図 5-6 のような分布になることがわかる。

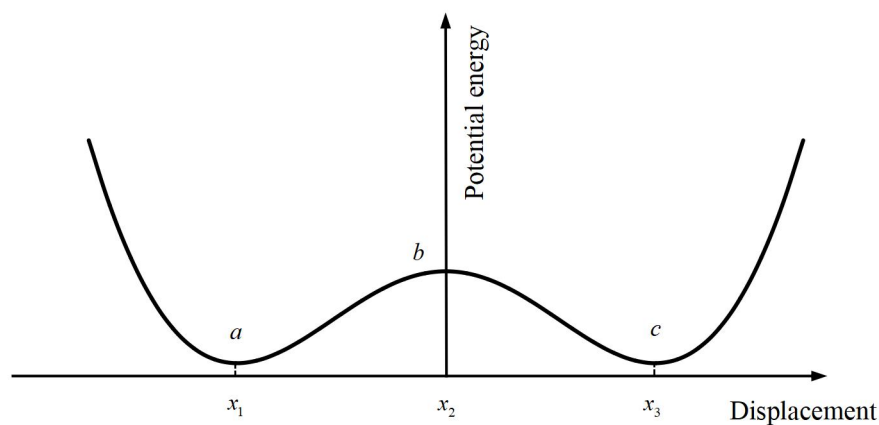


Fig.5-6 Potential energy distribution of a bi-stable vibration system

図 5-6 では、 a 、 b 、 c 点は、それぞれ式(5-15)に示す弾性ポテンシャルエネルギーの三つの極値点に対応する。谷部の a と c は図 5-1 の振動モデルの左右にある二つの単一安定振動の中心に当たり、峰部の b は図 5-1 の振動モデルの中央対称軸にある双安定振動の中心に当たる。

実際のランダムな振動環境下で単安定振動する双安定振動システムにおいて、質量ブロックが微弱な周期的加振を受けることによって、中央にあるポテンシャルエネルギーの山を乗り越える瞬間に得られる大きな増幅効果を解明して、それを振動発電に活かすことが本研究の重要なポイントである。

5-2 斜め支持双安定振動エネルギーハーベスティング実験装置

本研究では、図 5-7 に示すランダム波浪環境における双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを開発を考案し、実際の検証実験装置を開発した。

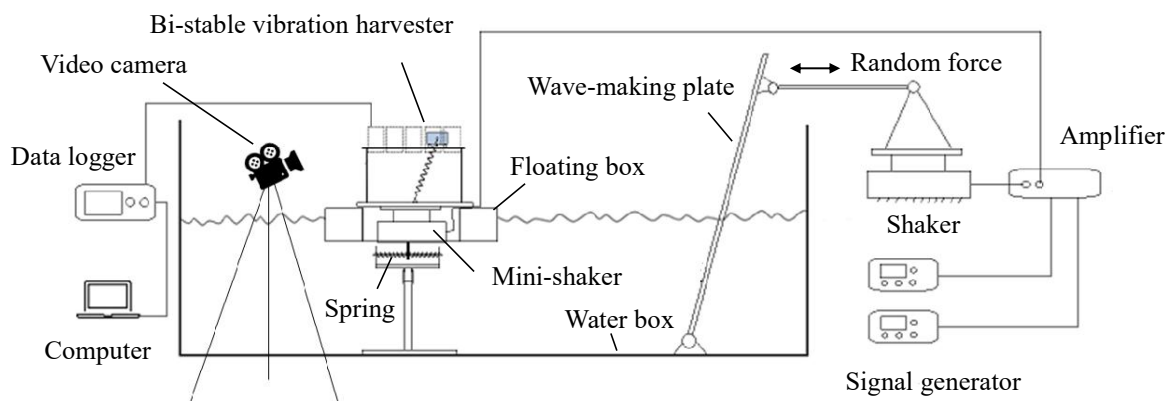


Fig.5-7 Diagram of experimental settings of bi-stable vibration energy harvesting system

図 5-7 に示すように、双安定振動エネルギーハーベスティング実験システムは水槽、ランダム波浪の発生装置、双安定振動エネルギーハーベスターと計測システムの 4 つの部分から構成する。水槽の中央部にある振動エネルギーハーベスターの下に弾性ばねとスタントを用い水槽の底部に固定する。振動エネルギーハーベスターの下部にミニシェイカーを取り付けて、さらにミニシェイカーの下部をアクリル製の箱の底に設置する。アクリル製の箱は水面に半分浮上して、波力の作用により左右方向へ運動することができる。

ランダム波浪を発生させるため、水槽の左側に造波板を設置し、造波板の下に回転自由のピン連結子で水槽の底面に固定してある。造波板の上にはリンク機構で振動台に連結し、振動台の先には、ランダム信号を発生する信号発生器と信号を拡大するアンプを設置してある。

図 5-7 の振動エネルギーハーベスティング実験装置を使い加振実験を行うため、信号発生器より発生したランダム信号をアンプに送って、アンプで拡大した加振信号を振動台に送って、振動台がリンク機構を通して造波板を左右方向に加振することによって、水槽にある水面上にはランダムな波が発生させる。亚克力製の箱は、ランダムな波力に加振されると同時に、亚克力製の箱の底に設置するミニシェイカーから周期的信号で加振されることが可能である。

実際に開発した双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの検証実験装置を図 5-8 に示し、その構成諸元を表 5-2 に示す。



Fig.5-8 Photos of experimental settings of bi-stable vibration power generation system

Table.5-2 Specifications of the experimental settings of bi-stable vibration power generation

Items	Specifications
Mass block	Weight: 510 g
Horizontal rail	Length and width: 350×50 mm
Distance	The support point to center of mass block: 165 mm
Elastic spring	Spring constant: 157 N/m, Initial length: 200 mm
Permanent magnet	Surface magnetic flux density 70 mT
Conductor coil	Width and height: 50×85 mm, Copper wire diameter: 0.8 mm
Mini-shaker	SSV-50 (SAN ESU Co. Ltd, Japan)
General shaker	SSV-125 (SAN ESU Co. Ltd, Japan)
Amplifier	SVA-ST-30 (SAN ESU Co. Ltd, Japan)
Video camera	GZ-E765 (JVC Co. Ltd, Japan)
General function generator	NF-WF1973 (NF Corporation, Japan)
Mini-function generator	JDS2800 (Hangzhou Measurement Instrumentation Co., China)
Data logger	GL2000 (Graphtec Corporation, Japan)
Marker tracking software	MOVIS Neo V3.0 (NAC Image Technology Inc., Japan)

水槽の中央に設置する双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの質量ブロックと支持点の応答振動変位を計測するため、質量ブロックと支持点にそれぞれ計測マーカを貼り付けてある。計測中では、高速カメラを使い計測マーカの運動画像データを記録して、さらに追跡ソフトウェアを使い、質量ブロックと支持点の振動変位データを作成することができる。

実際に双安定振動エネルギーハーベスティングシステムに対して加振実験を行う時、質量ブロックに貼り付けた磁石とコイルの相対運動により、コイルの中に電圧が発生する。コイル出力リード線をデータロガーに接続し、データロガーで振動発電の電圧信号を記録することができる。

5-3 確率共振が発生しやすい周期的信号の予測

ランダム加振環境において、単安定振動状態から双安定振動状態に変わることによって大きな増幅効果が得られる確率共振現象を引き起こすために、外部から加える周期的信号の周波数を予測する必要がある。

この問題を解決するため、第2章は、双安定振動モデルを対象とした確率共振の発生条件として、Kramer's rate[84]を利用し検討した周期的加振周波数の予測式が次式のように表わされる。

$$f_k = \frac{w_b w_0}{4\pi q} \exp\left(-\frac{\Delta\bar{U}}{D}\right) \quad (5-16)$$

式中では、 w_b はポテンシャルエネルギーの最小点 x_1 または x_2 での固有角振動数、 w_0 はポテンシャルエネルギーのローカルの最大点 x_0 での固有角振動数、 q は減衰係数と質量の比 $q=c/m$ 、 $\Delta\bar{U}$ は単位質量あたりのポテンシャルエネルギーのバリア値、 D はランダム信号強度である。

双安定振動システムのポテンシャルエネルギー式(5-13)を用い、各パラメータを次のように計算できる。

$$w_b = \sqrt{\frac{|U''(x_1)|}{m}} \quad (5-17)$$

$$w_0 = \sqrt{\frac{|U''(x_0)|}{m}} \quad (5-18)$$

$$\Delta\bar{U} = \frac{U(x_0) - U(x_1)}{m} \quad (5-19)$$

式(5-17)～式(5-19)を式(5-16)に代入して、次式に示す周期的加振周波数の予測式が得られる。

$$f_k = \frac{K(l_0 - h)}{4\pi c l_0} \sqrt{\frac{l_0 + h}{h}} \exp\left(-\frac{K(l_0 - h)^2}{2mD}\right) \quad (5-20)$$

ここでは、ランダム加振信号強度については、ランダム信号だけで加振する時の支持台の応答変位を計測し、差分法を使い応答変位を速度に換算してから、次式を使い計算することができる。

$$D = \frac{1}{2N} \sum_{i=1}^N (\dot{x}_i - \dot{x}_{aver})^2 \quad (5-21)$$

ただし、 \dot{x}_i は応答速度の計測値、 \dot{x}_{aver} は応答速度の平均値、 N は計測実験のサンプル点数である。実施にランダム信号だけで支持台を加振して、得られた応答変位で計算したランダム信号強度 $D=0.576\text{J/kg}$ である。

ここで、表 5-2 に示す構成パラメータ、ランダム信号強度 $D=0.576\text{J/kg}$ 及び予備実験で計測した $c=1.52\text{Ns/m}$ を式(5-20)に代入して、確率共振が最も発生しやすい周期的加振周波数 $f_k=1.543\text{Hz}$ が得られた。

5-4 計測実験結果

検証のため、ランダム信号加振、周期的信号加振、両方信号の同時加振、計三つの加振ケースに分けて、それぞれ応答変位と振動発電の結果を計測する。前節で予測した周期的加振周波数 $f_k=1.543\text{Hz}$ を参考して、計測実験に使用する周期的加振信号の周波数を $1.0\text{Hz}\sim 2.0\text{Hz}$ 、振幅を一律に 20mm と設定した。

図 5-9～図 5-19 に示すのは計測実験の結果である。各図の図(a)に振動変位と振動発電の結果を示し、青い線で支持台の応答振動変位を、黒い線で質量ブロックの応答振動変位を示す。各図の図(b)に赤い線で振動発電の電圧値を示す。各図の図(c)と図(d)には、それぞれ支持台と質量ブロックの振動変位と速度で表す相図を示す。

5-4-1 ランダム信号による加振

図 5-9 にランダム波浪のみで加振した時に得られた測定結果を示す。図中により、ランダム波浪だけで加振する場合、応答振動変位が小さく、右側の平衡位置から振動子は始まることに関して、質量ブロックはずっと右側で単安定振動をすることが確認できる。変位速度相図よりも、支持台と質量ブロックの振動変位振幅の差はあまりなく、支持台より質量ブロックの速度は少し大きいことがわかる。応答振動変位の振幅が小さいことで、 piezo 圧電素子による振動発電の電圧も小さく、その平均電圧値は 8.29mV 、最大電圧値は 41.80mV になる。

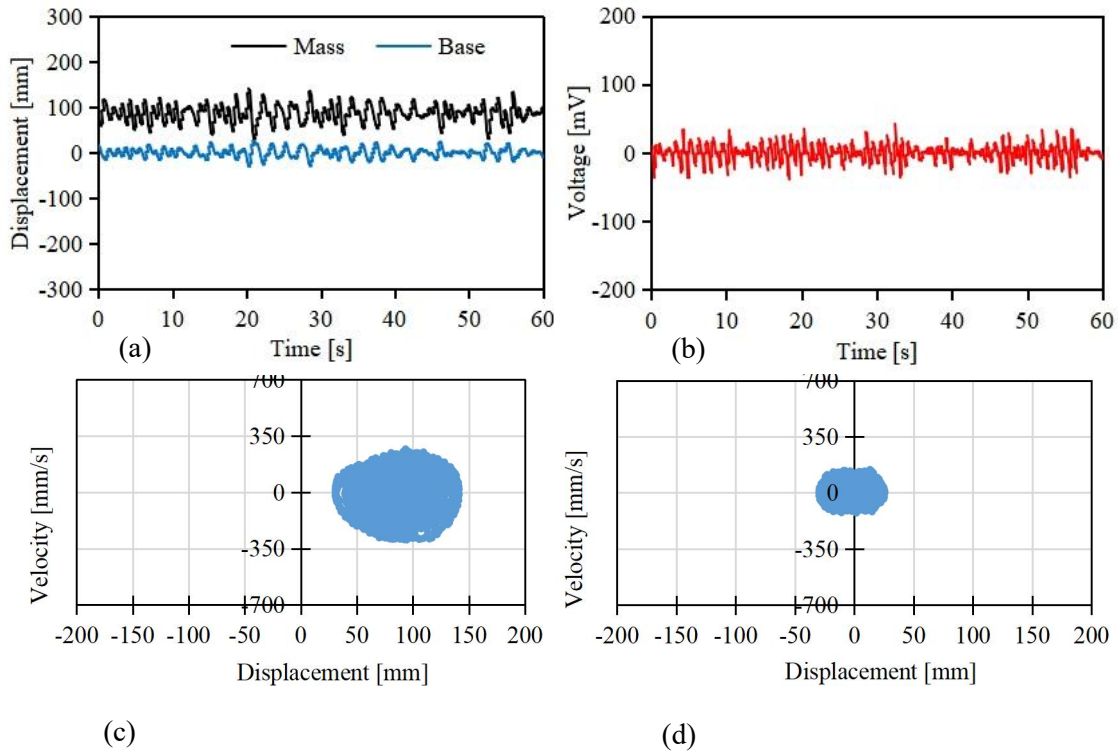


Fig.5-9 Measurement results when vibrating by a random signal

5-4-2 周期的信号による加振

図 5-10～図 5-14 にミニシェイカーによる周期的な信号で加振する時に得られた応答振動変位と振動発電の測定結果を示す。

図 5-10 に示すのは、周波数 1.00 Hz の周期的信号で加振する場合の計測結果であり、質量ブロックの応答振動は、ほぼ支持台と同じ周波数で振動しており、質量ブロックの応答振動変位は支持台より少し大きくなるが、振動モデルの右側における単安定振動をすることが確認できる。変位速度相図により振動変位および速度は比較的に小さいことがわかる。振動発電の電圧は比較的に小さく、その平均電圧値は 7.59 mV、最大電圧値は 16.30 mV になる。

図 5-11 に示すのは、周波数 1.25 Hz の周期的信号で加振する場合の計測結果であり、質量ブロックの応答振動は振動モデルの右側に留まり、単安定振動をすることが確認できる。また質量ブロックと支持台の相対運動および速度が比較的に大きくなったため、振動発電の電圧も少し大きくなり、平均電圧値は 19.33 mV、最大電圧値は 49.30 mV になったことがわかる。

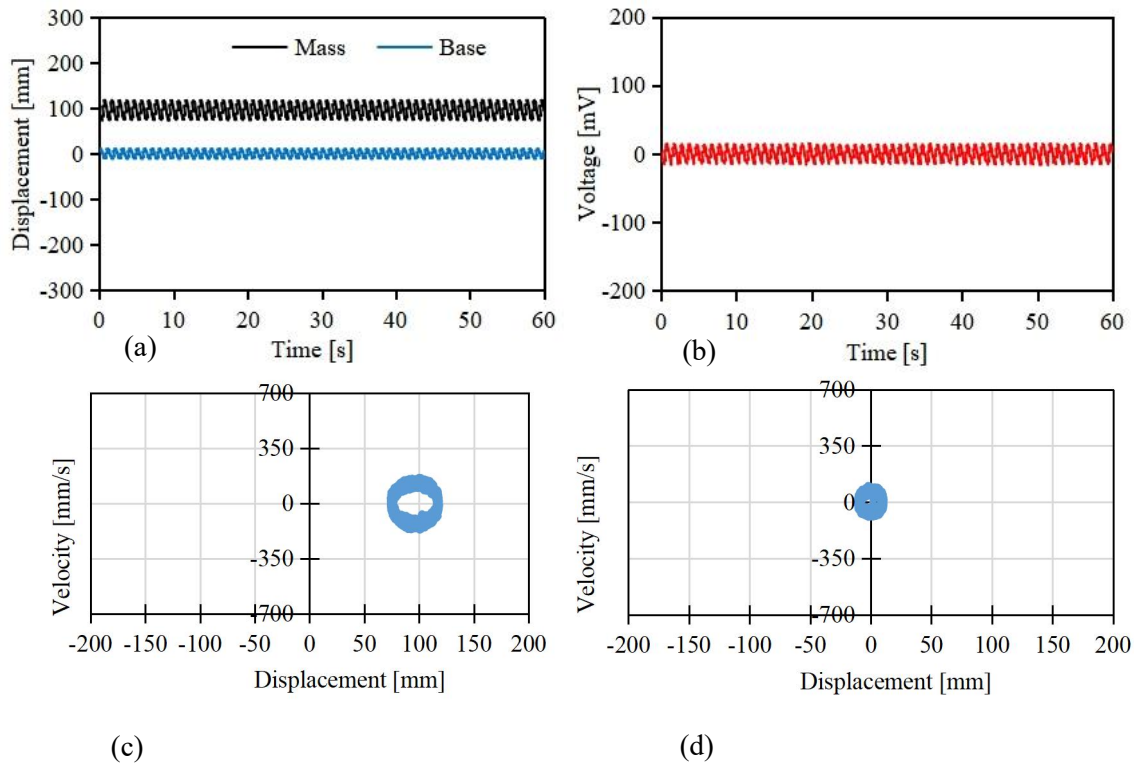


Fig.5-10 Measurement results when vibrating by a period signal 1.00 Hz

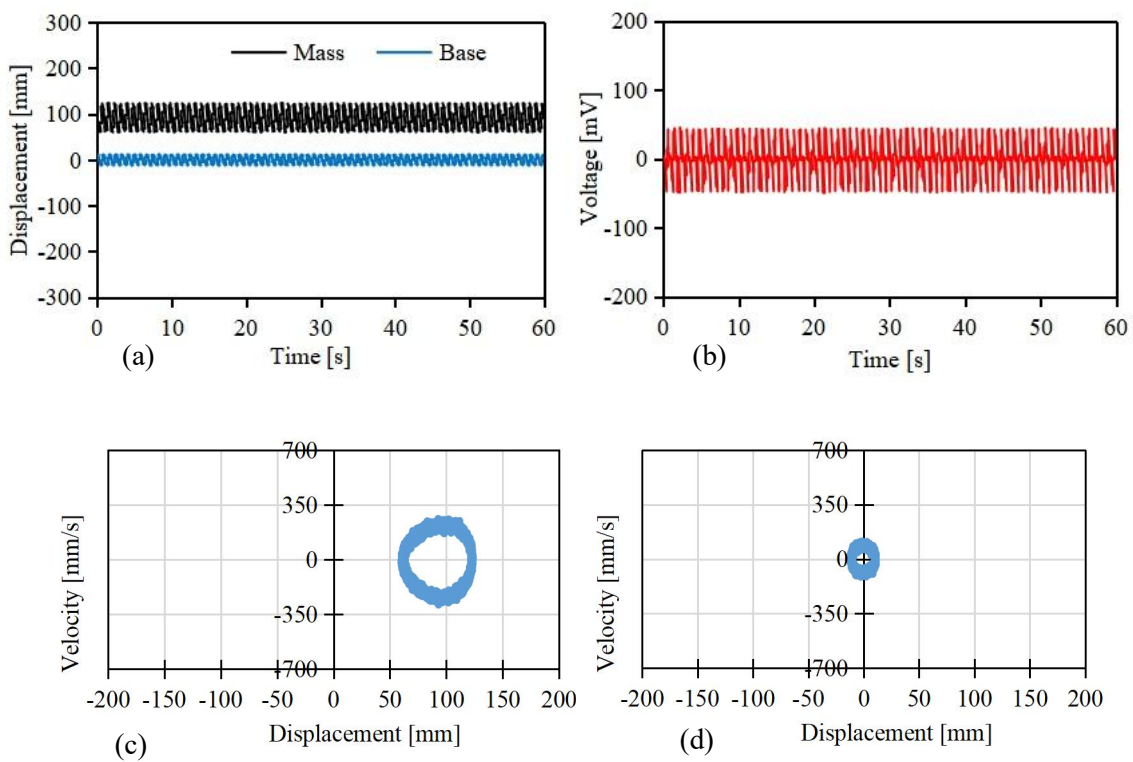


Fig.5-11 Measurement results when vibrating by a period signal 1.25 Hz

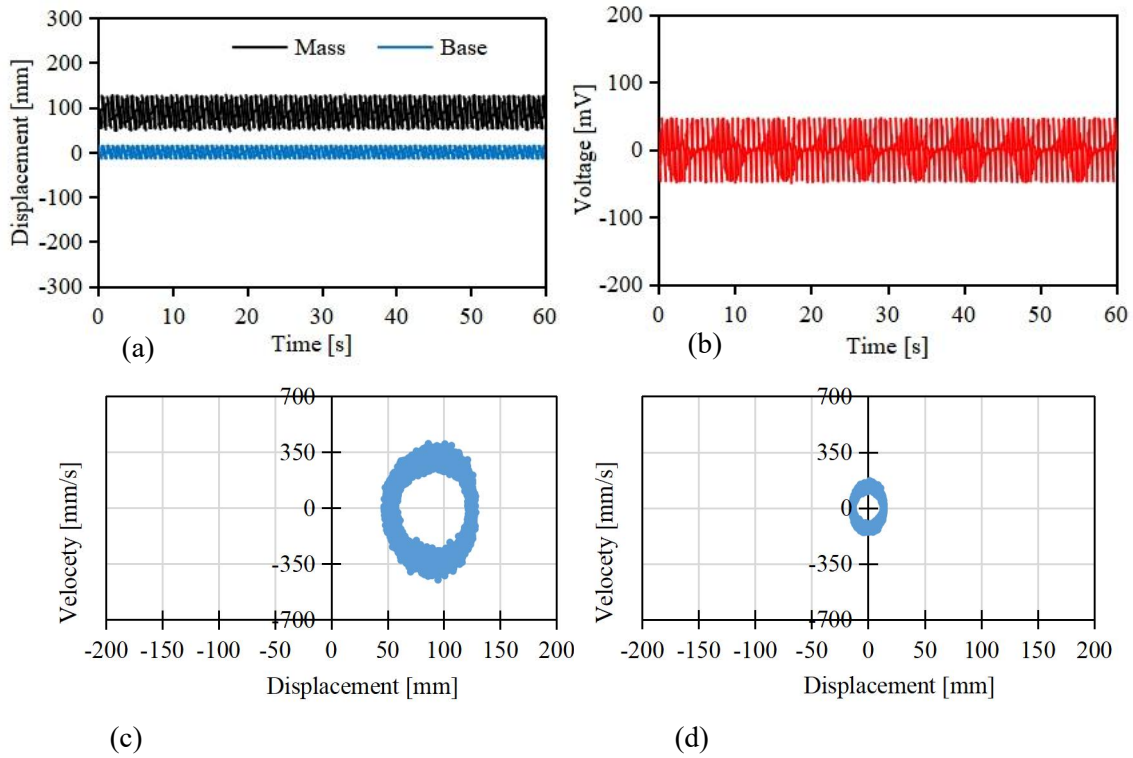


Fig.5-12 Measurement results when vibrating by a period signal 1.50 Hz

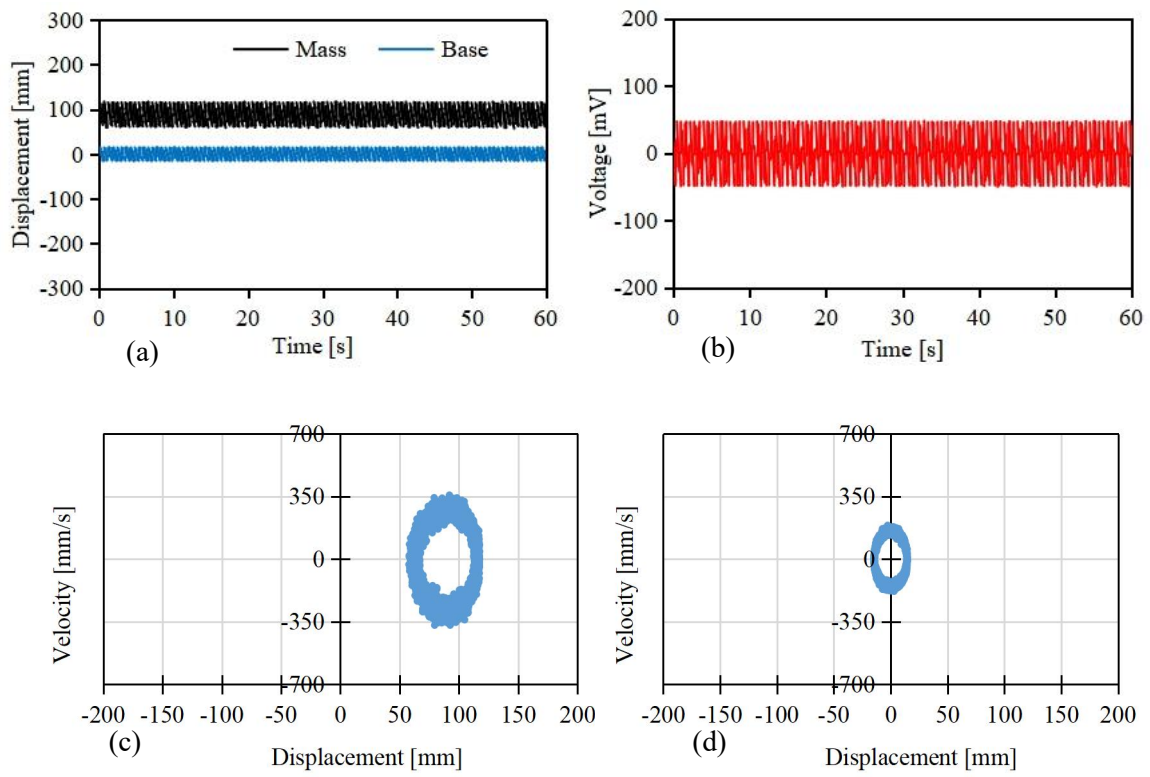


Fig.5-13 Measurement results when vibrating by a period signal 1.75 Hz

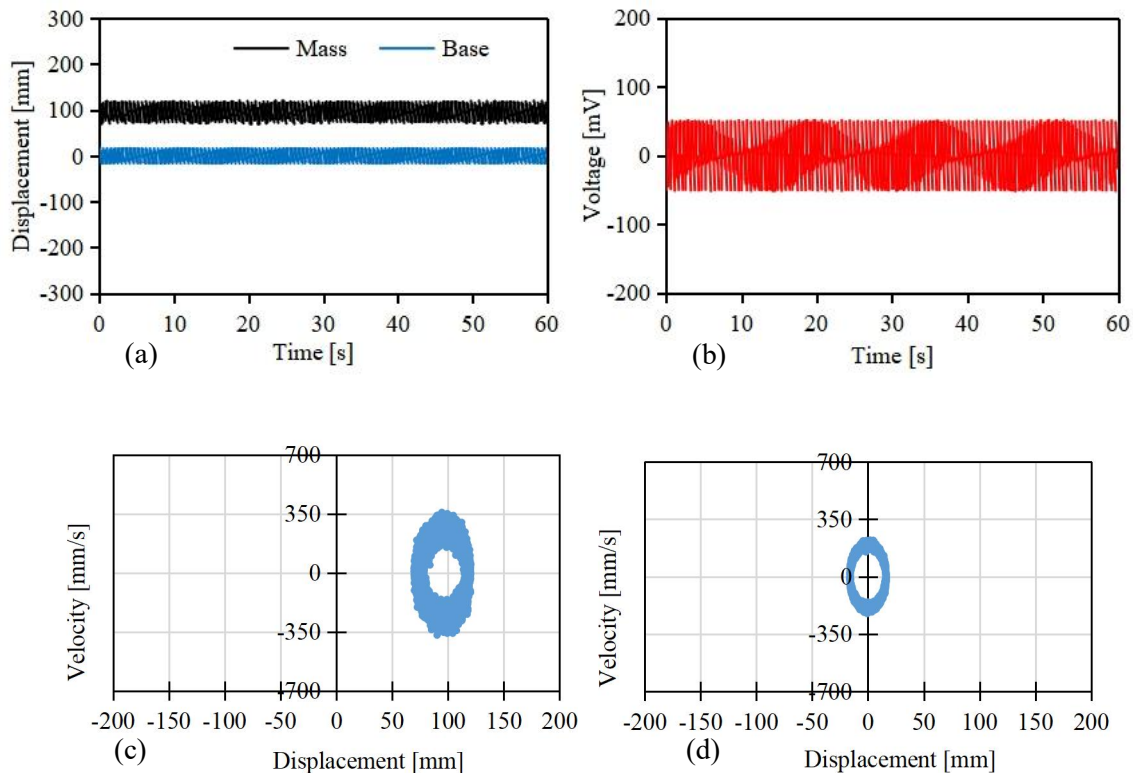


Fig.5-14 Measurement results when vibrating by a period signal 2.00 Hz

図 5-12, 図 5-13 と図 5-14 に示すのは, 周波数 1.50 Hz, 1.75 Hz と 2.00 Hz の周期的加振信号で加振する場合の計測結果である.

図中により, 周期的加振信号の周波数の増加に伴い, 外部から直接に加振荷重を受ける支持台の振動振幅はほとんど変わらないが, 質量ブロックの振動変位は少しずつ小さくなる傾向が見える.

ただし, 周期的加振信号の周波数の増加に伴い, 振動発電の電圧は少しずつ大きくなる結果が得られた. これは振動発電量は周期的加振周波数に比例する定性的な結果に一致する. 周波数 1.50 Hz での平均電圧値は 16.15 mV, 最大電圧値は 49.60 mV になり, 周波数 1.75 Hz での平均電圧値は 18.11 mV, 最大電圧値は 49.70 mV になり, 周波数 2.00 Hz での平均電圧値は 20.30 mV, 最大電圧値は 51.70 mV になる.

また応答振動変位と速度の関係グラフにより, 周期的加振信号の周波数の増加に伴い, 質量ブロックの振動速度はほとんど変わりはなく, 振動モデルの右側に振動し続けることがわかる.

5-4-3 ランダム信号と周期的信号による共同加振

図 5-15～図 5-19 にランダム波浪信号とミニシェイカーによる周期的な信号で共同加振する時に得られた計測結果を示す。

図 5-15 に示すのは、ランダム波浪信号と周波数 1.00 Hz の周期的信号で共同加振する場合の計測結果である。

振動システムの質量ブロックの応答振動変位は支持台より大きくなり、ランダム的な加振信号が混在する関係で、質量ブロックの応答振動変位もランダム的な波形になっているが、質量ブロックは終始に振動システムの右側における単安定振動をすることが確認できる。

振動発電で得られた電圧もランダム的な分布になっているが、その平均電圧値は 11.25 mV、最大電圧値は 88.80 mV になった。図 5-15(c) と図 5-15(d) に示す応答変位速度相図により、質量ブロックの速度は支持台より大きくなり、単安定振動をすることが確認できる。

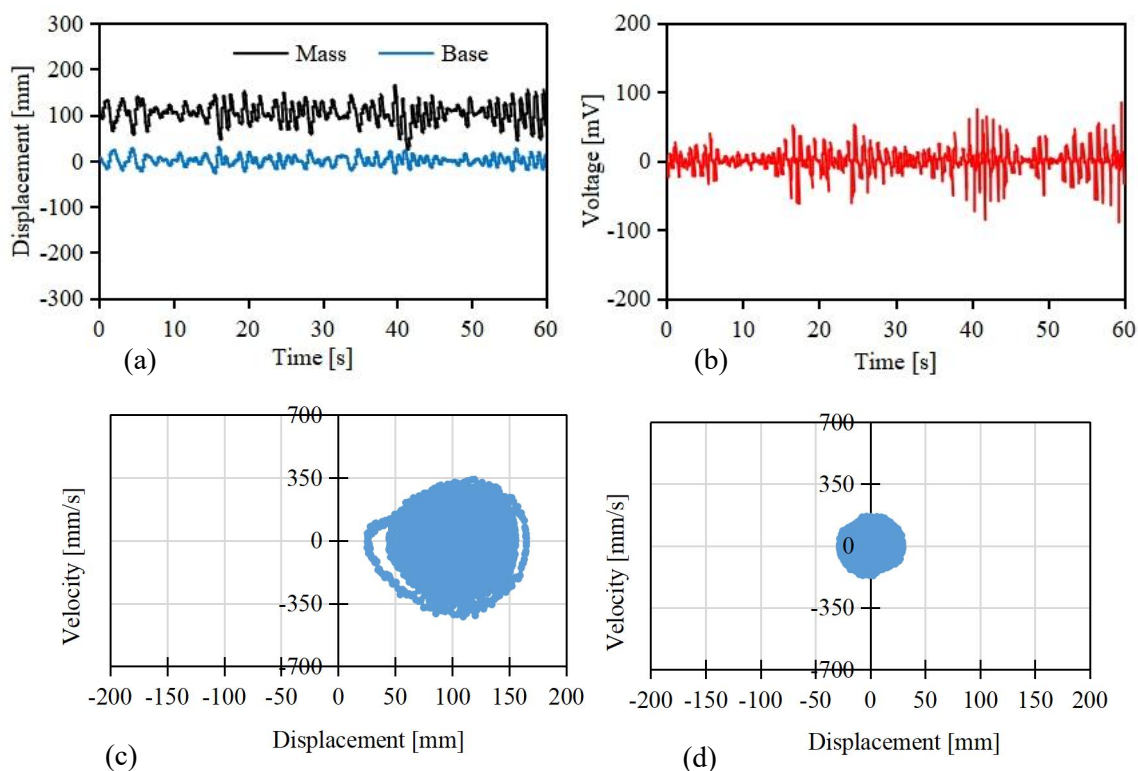


Fig.5-15 Measurement results when vibrating by a random and period signal 1.00 Hz

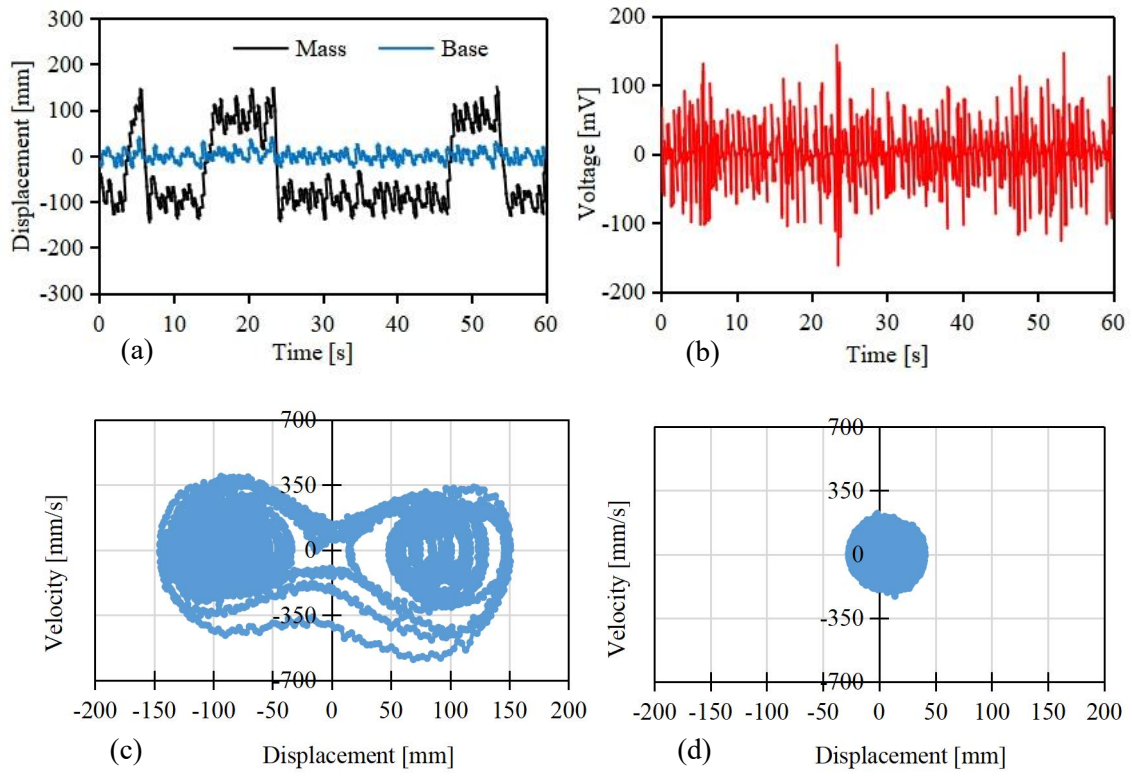


Fig.5-16 Measurement results when vibrating by a random and period signal 1.25 Hz

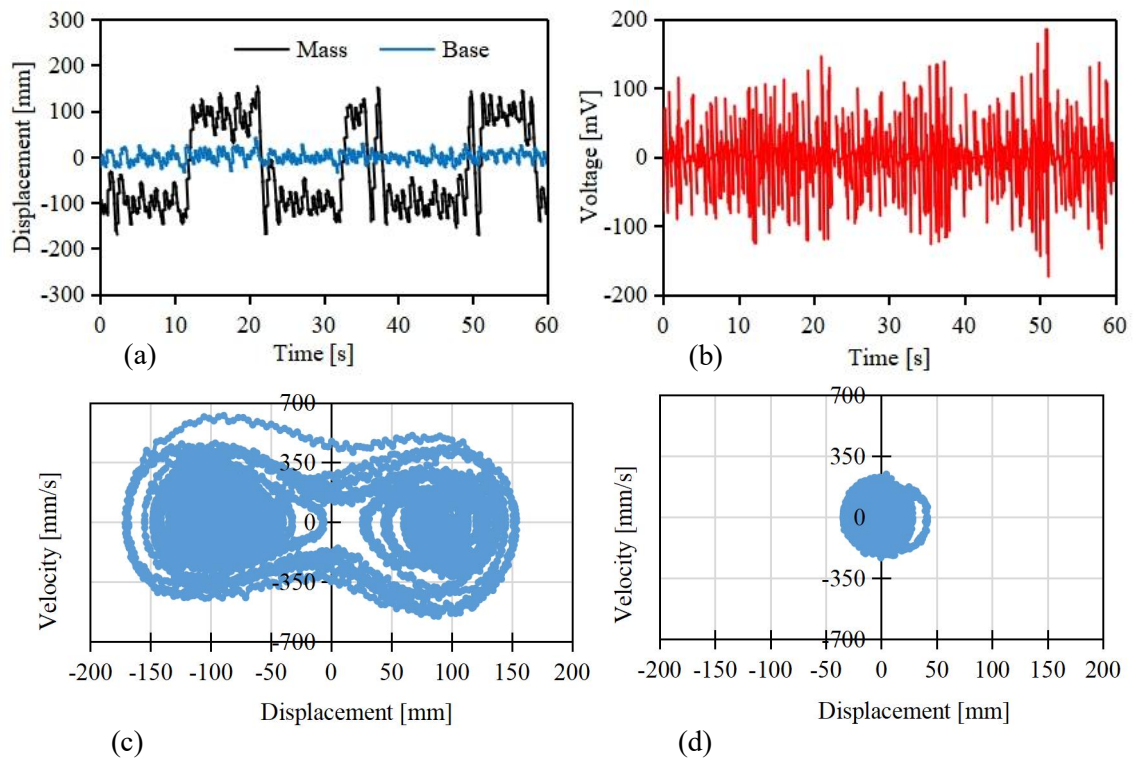


Fig.5-17 Measurement results when vibrating by a random and period signal 1.50 Hz

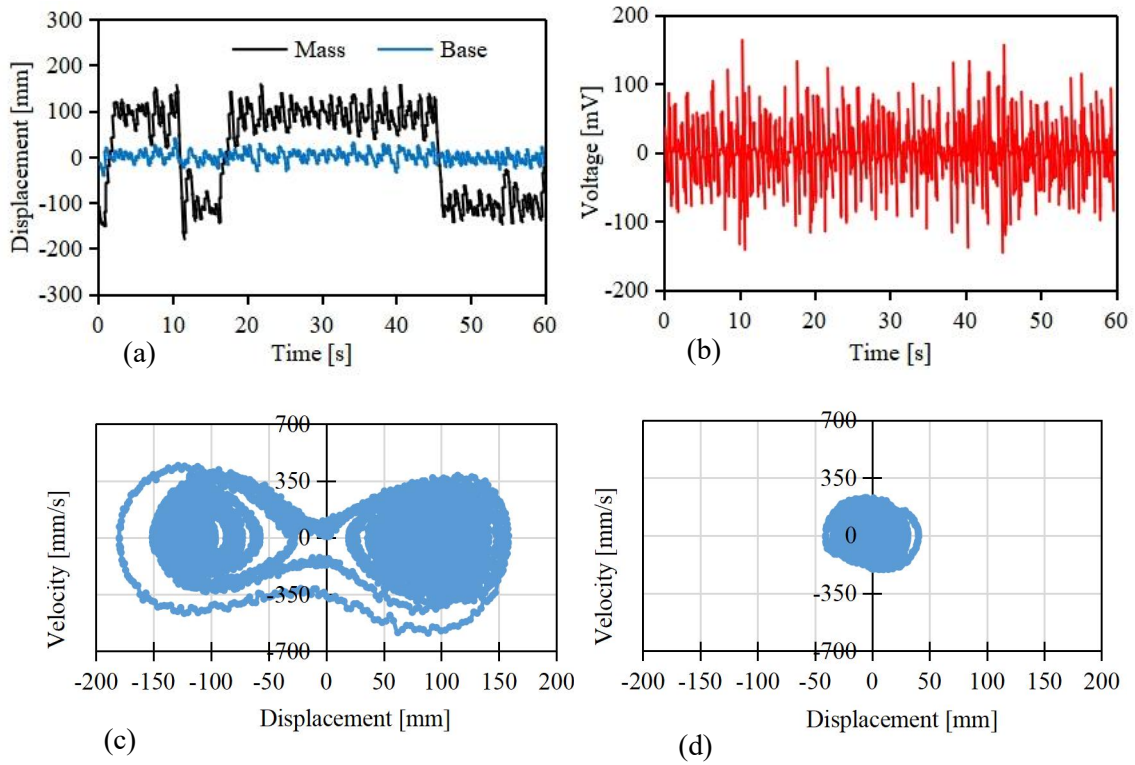


Fig.5-18 Measurement results when vibrating by a random and period signal 1.75 Hz

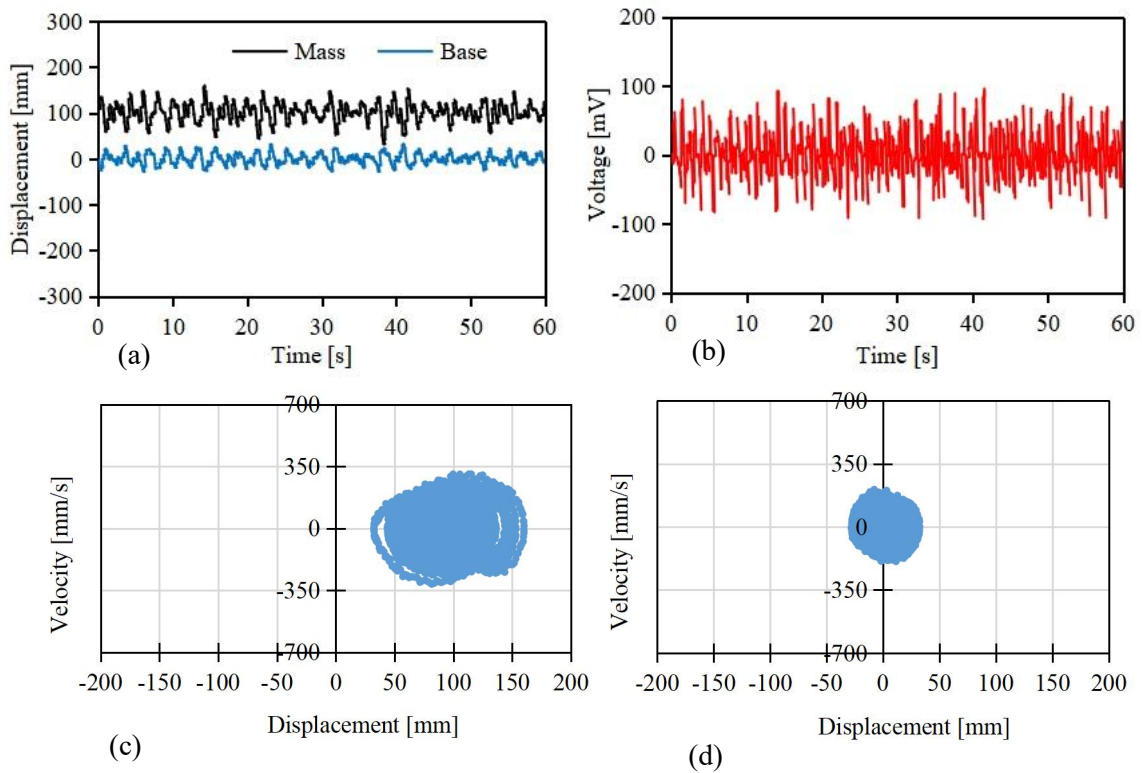


Fig.5-19 Measurement results when vibrating by a random and period signal 2.00 Hz

図 5-16, 図 5-17 と図 5-18 に示すのは, ランダム波浪信号と周波数 1.25 Hz, 1.50 Hz および 2.00 Hz の周期的信号で共同加振する場合の計測結果である. 図中により, 振動システムの質量ブロックの応答振動は激しくなり, 振動モデルの中央を越えて, 両側をまたがる双安定振動をする確率共振現象が発生することが確認できる. この結果は, 前節で予測した確率共振が発生しやすい周期的加振周波数 $f_k = 1.543$ Hz と一致することがわかる.

質量ブロックの応答振動変位が激しくなることにつれて, 振動発電で得られた電圧も大きくなり, 周波数 1.25 Hz での平均電圧値は 24.68 mV, 最大電圧値は 161.50 mV になり, 周波数 1.50 Hz での平均電圧値は 28.69 mV, 最大電圧値は 184.55 mV になり, 周波数 1.85 Hz での平均電圧値は 26.93 mV, 最大電圧値は 162.12 mV になった. また各図の(c)と(d)に示す応答振動変位と速度の関係グラフにより, 質量ブロックの振動変位は明らかに振動モデルの両側をまたがる双安定振動をして, 確率共振現象が発生することを示している.

図 5-19 に示すのは, ランダム波浪信号と周波数 2.00 Hz の周期的信号で共同加振する場合の計測結果である. 図中により, 質量ブロックの応答振動は再び小さくなり, 質量ブロックは振動モデルの右側における単一安定振動をすることが確認できる. 質量ブロックの応答振動変位は小さくなることにつれて, 振動発電の電圧も小さくなり, その平均電圧値は 22.52 mV, 最大電圧値は 95.52 mV になった. また図 5-15(c)と図 5-15(d)により, 質量ブロックの速度は支持台の速度より大きく, 単安定振動をすることが確認できる.

5-5 確率共振から増幅効果への影響

ランダムな振動応答を定量的に評価するため, 次式で計算される応答変位の標準偏差を用いる.

$$S = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - x_0)^2} \quad (5-22)$$

式中では, x_i は応答変位, x_0 は応答変位の平均値, N は加振実験のサンプル計測点数である. ここでは, 加振信号を受ける支持点の応答変位を比較基準として, 質量ブ

ロックと支持点のそれぞれの応答変位の標準偏差の比を評価指標として確率共振効果を評価する。

$$S_{ratio} = \frac{S_{mass}}{S_{base}} \quad (5-23)$$

ここで、 s_{mass} と s_{base} はそれぞれ質量ブロックと支持点の応答変位の標準偏差である。式(5-22)と式(5-23)を利用して、前節の加振実験の応答変位の実験結果に対して、それぞれ標準偏差の比を計算し、その結果を図 5-19 にまとめる。図 5-19 により、確率共振が発生する時、質量ブロックの支持点に対する応答変位の標準偏差が明らかに大きいことが確認できる。

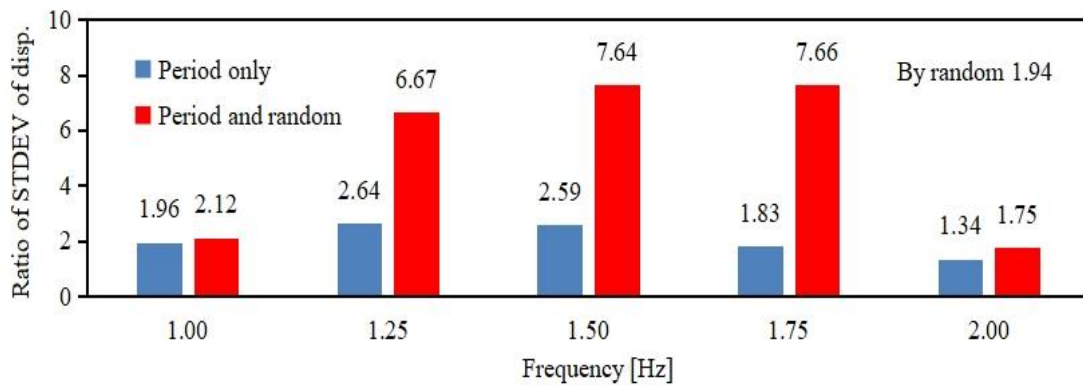


Fig.5-20 Verification result of amplification effect by stochastic resonance

ここでは、さらに確率共振による増幅効果を定量的に検証するため、確率共振が発生するケースに対して、ランダム信号と周期的信号で別々に加振して得られた s_{ratio} を足し合わせた結果を、共同加振して得られた s_{ratio} と比較する。

周期的信号 1.25 Hz の場合、別々に加振して得た s_{ratio} の和は $1.94 + 2.65 = 4.59$ 、共同加振して得た s_{ratio} は 6.67 で、両方の差は $(6.67 - 4.59) / 4.59 = 45.43\%$ である。

周期的信号 1.50 Hz の場合、別々に加振して得た s_{ratio} の和は $1.94 + 2.59 = 4.53$ 、共同加振して得た s_{ratio} は 7.64 で、両方の差は $(7.64 - 4.53) / 4.53 = 68.73\%$ である。

周期的信号 1.75 Hz の場合、別々に加振して得た s_{ratio} の和は $1.94 + 1.83 = 3.77$ 、

共同加振して得た s_{ratio} は 7.66 で、両方の差は $(7.66 - 3.77) / 3.77 = 103.22\%$ であ

これらの比較結果から、ランダム信号と周期的信号で別々に加振した時の増幅効果より、共同加振で確率共振現象が発生する時の増幅効果のほうが明らかに高くなることを示している。

5-6 確率共振から振動発電量への影響

ここでは、次式で計算される平均電気仕事率を使い、振動発電量を評価する。

$$W_{aver} = \frac{1}{T} \int \frac{V^2}{R} dt = \frac{\Delta t}{TR} \sum_{i=1}^N V_i^2 \quad (5-24)$$

ただし、 V は電圧、 V_i は電圧の測定値、 R は負荷の電気抵抗、 T は加振実験の計測時間、 N は加振実験の計測サンプル点数である。本章の加振実験では、 $R=3.6\Omega$ であり、 $T=60s$ 、 $N=10000$ とする。

前節の振動発電の測定結果に対して、それぞれ式(15)で平均電気仕事率 w_{aver} を計算して、その結果を図 5-20 にまとめる。図 5-20 では、青いグラフは周期的信号で加振する時の w_{aver} を示し、赤いグラフはランダム信号と周期的信号で共同加振する時の w_{aver} を示す。

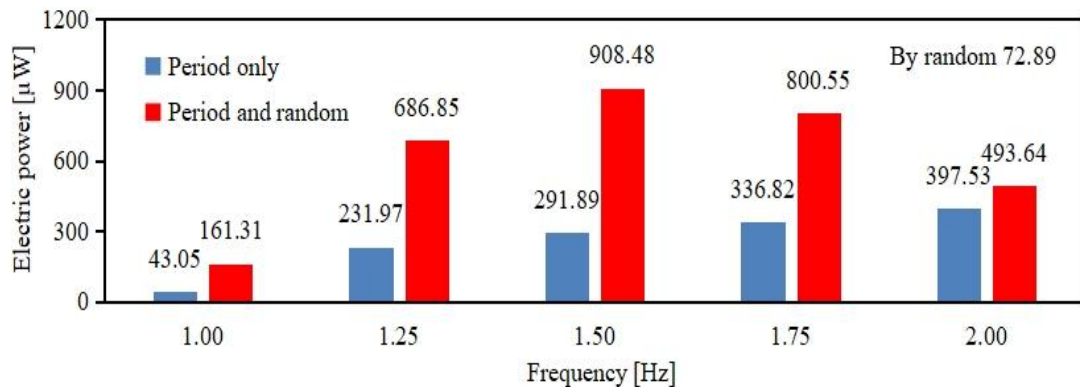


Fig.5-21 Verification results of effects of stochastic resonance on power generation

図 5-20 により、周期的信号の周波数が高くなるにつれて、周期的加振の振動発電量が多くなる傾向があるが、ランダム信号と周期的信号 1.25 Hz、1.50 Hz と 1.75 Hz

で共同加振する場合、双安定振動の確率共振が発生したため、得られた w_{aver} が他の単一安定運動状態の振動発電量より高くなることが確認できる。

さらに確率共振により振動発電量への影響を詳しく検討するため、確率共振が発生するケースに対して、ランダム信号と周期的信号で別々に加振して得られた w_{aver} を足し合わせた結果を、共同加振して得られた w_{aver} と比較する。

周期的信号 1.25 Hz の場合、別々に加振して得た w_{aver} の和は $72.89 + 231.97 = 304.86$ μW 、共同加振して得た w_{aver} は 686.85 μW で、両方の差は $(686.85 - 304.86) / 304.86 = 125.30\%$ である。

周期的信号 1.50 Hz の場合、別々に加振して得た w_{aver} の和は $72.89 + 291.89 = 364.78$ μW 、共同加振して得た w_{aver} は 908.48 μW で、両方の差は $(908.48 - 364.78) / 364.78 = 149.05\%$ である。

周期的信号 1.75 Hz の場合、別々に加振して得た w_{aver} の和は $72.89 + 366.82 = 409.72$ μW 、共同加振して得た w_{aver} は 800.55 μW で、両方の差は $(800.55 - 409.72) / 409.72 = 95.39\%$ である。

これらの比較結果から、同じランダムと周期的加振信号を用いて、別々に加振して得た発電量より、共同加振して確率共振が発生することにより得た発電量のほうは多く増えたことが確認できる。

5-7 本章のまとめ

本章では、波浪エネルギーを利用した振動発電の効率向上を目指すため、磁石とコイルから構成した電磁誘導式の発電装置と双安定振動モデルを組み合わせ、新たなランダム波浪環境に適用できる振動発電システムを開発し、詳細な検討を行い、以下の結論を得た。

(1) 振動システムの運動方程式を立て、理論的な解析により、提案する双安定振動エネルギーハーベスティングシステムは、質量ブロックのもたらす広い振幅範囲において双安定振動特性をもつことが検証できた。それにより、提案する振動システムに

対して確率共振を発生させる基本条件を備えた。

(2) **Kramer's rate** を利用して、提案する双安定振動システムの確率共振が最も発生しやすい周期的加振周波数の予測式を導出して、実際に開発した実験装置のパラメータで予測し得られた加振周波数 $f_k = 1.543 \text{ Hz}$ は、実際の加振実験によく一致したことが確認できた。それにより、本章の提案する双安定振動システムを実用化するための最も重要な設計問題をクリアすることができた。

(3) 実際に開発した双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを用いて、ランダムな波浪環境を模擬した加振実験を行い、質量ブロックの応答振動が単安定振動から双安定振動に確実に変わる確率共振現象を確認し、それによる増幅効果は明らかに大きいことを確認した。

(4) 確率共振が発生する場合としない場合について、それぞれ実際に振動発電された電圧と平均電力を測定したところ、双安定振動にともなう確率共振現象が発生した場合の方が、ランダム信号と周期的信号を別々に加振した場合より多くの振動発電力が得られることが確認できた。

本章の研究結果により、永久磁石とコイルからなる電磁誘導式振動発電法を使い、ランダムな波浪環境に適用する双安定振動発電システムの有効性が検証できた。ただし、実験用永久磁石の磁場強度が比較的弱く、コイルの巻き数にも限界がある欠点を確認できたので、さらなる双安定振動発電システムの効率向上を実現するために、継続して新たな振動発電システムを検討し開発する必要がある。

第6章 電磁モーター式双安定振動エネルギー

ハーベスティングシステム

前章では、永久磁石とコイルからなる電磁誘導式振動発電ユニットを利用して、ランダム加振環境における斜め支持双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを開発して、実際の加振実験の計測結果を用いて提案した電磁誘導式双安定エネルギーハーベスティングシステムの有効性を検証した。ただし、実験装置に使用した永久磁石とコイルの巻き数に制限があるため、さらなる実用化を目指すために新たな双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを検討し開発する必要がある。

本章では、振動発電の効率向上を実現するため、永久磁石とコイルの代わりに、電磁モーターを利用して新たな斜め支持双安定エネルギーハーベスティングシステムを提案する。実際に斜め支持双安定エネルギーハーベスティングシステムの検証実験装置を開発し、ランダム信号と周期的信号を用いた加振検証実験を行い、提案した斜め支持双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの増幅効果および振動発電特性への影響について検証する。

6-1 双安定振動エネルギーハーベスティングシステム

本章では、図 6-1 に示すような電磁モーターを利用した斜め支持双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを提案する。

図 6-1 に示す振動システムは、水平の直線状のレールに沿って、質量ブロックが左右方向に運動することができるしくみを有している。質量ブロックと支持台座の間に弾性ばねを取り付けて、弾性ばねの両端をそれぞれ質量ブロックと支持台に回転できるピンで固定させる。弾性ばねが伸縮変形しかできないように、ばねの内部にガイドリンクを設ける。質量ブロックの両側に市販の小型電磁モーター（RE-280RA）を4個取り付ける。質量ブロックは水平レールに沿って左右方向に振動する時、小型電磁モーターの軸が回転されることによって、小型電磁モーターのリード線から交流電圧が得られる。

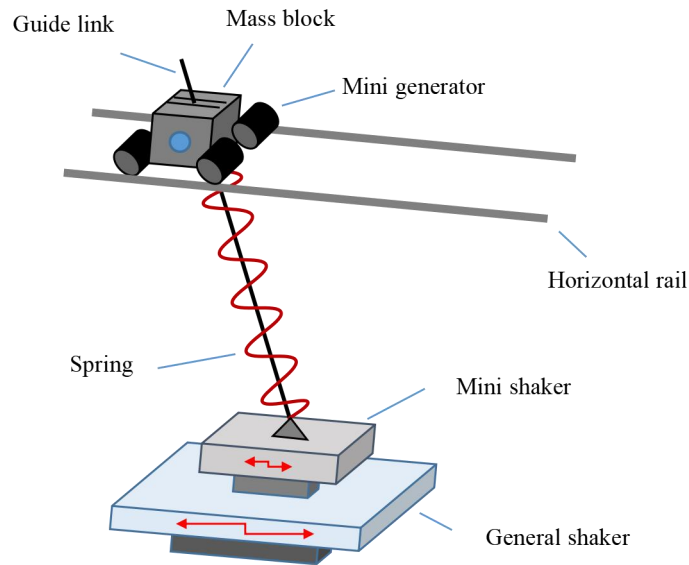


Fig.6-1 Diagram of mass spring type bi-stable vibration energy harvesting system

図 6-1 に示すように、振動システムの支持台座の下にミニシェイカーを取り付けて、ミニシェイカーより確率共振を引き起こすための周期的加振信号を与える。さらにミニシェイカーの下に通常の振動台を取り付けて、振動台より自然環境を模擬するランダム加振信号を与える。実際に作成した双安定運動エネルギーハーベスティング実験装置を図 6-2 に示す。図中により、電磁モーターの回転軸が水平レールの上で滑りなく安定的に回転運動するように、水平レールにラックを取り付け、電磁モーターの回転軸に歯車をそれぞれ取り付ける。また、振動変位を測定するため、質量ブロックと支持台座にそれぞれ測定用マーカを貼り付ける。

図 6-3 に本システムの実験要領を示す。まず、信号発生器で加振信号を生成し、アンプで増幅して振動台を加振する。振動台にはランダム加振信号を、ミニシェイカーには周期的な加振信号を送って振動モデルを加振する。それから、高速ビデオカメラで前記測定用マーカを追跡して全体の振動軌跡を記録する。最後に、撮影した動画データを追尾処理ソフトウェアによって振動変位データを生成する。また小型発電機から出力される交流電圧を測定するため、電磁モーターのリード線をデータロガーに接続し電圧信号を記録する。本章の双安定振動モデルおよび計測システムの詳細パラメーターを表 6-1 に示す。

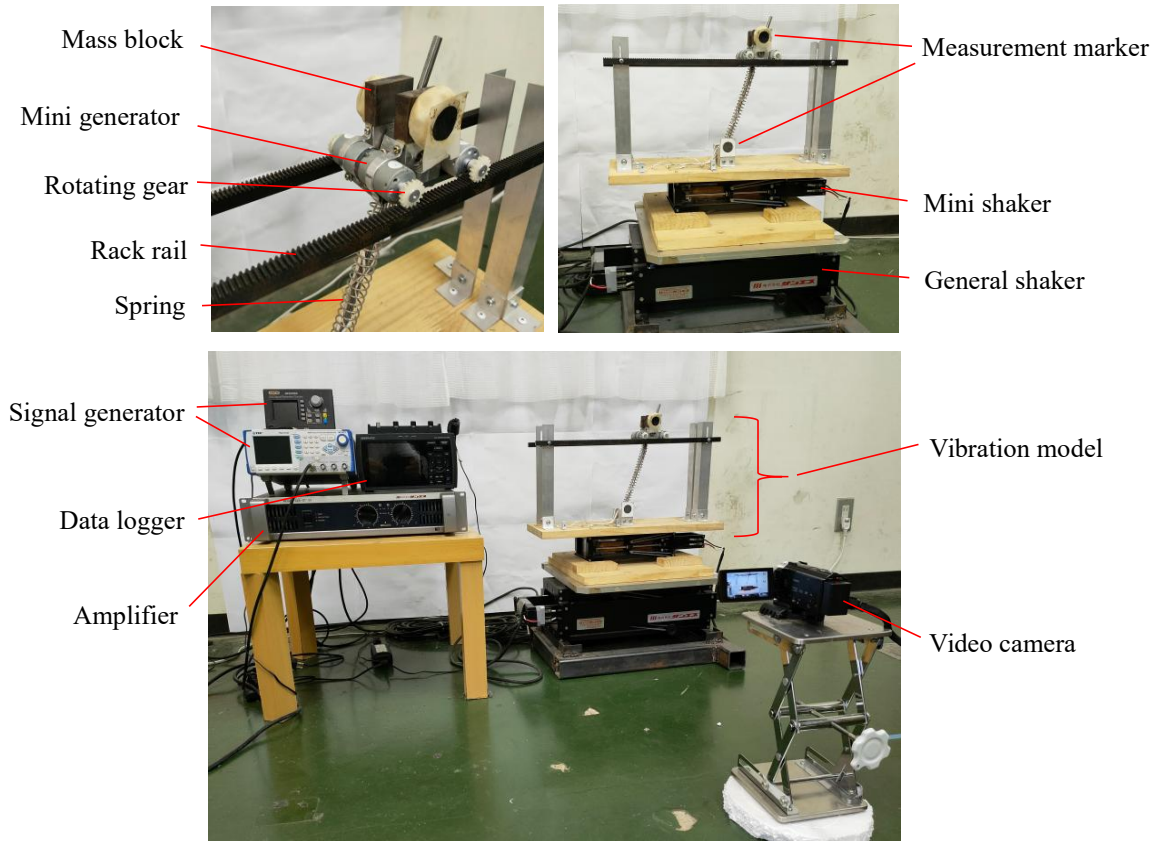


Fig.6-2 Experiment settings of mass spring type bi-stable vibration energy harvesting

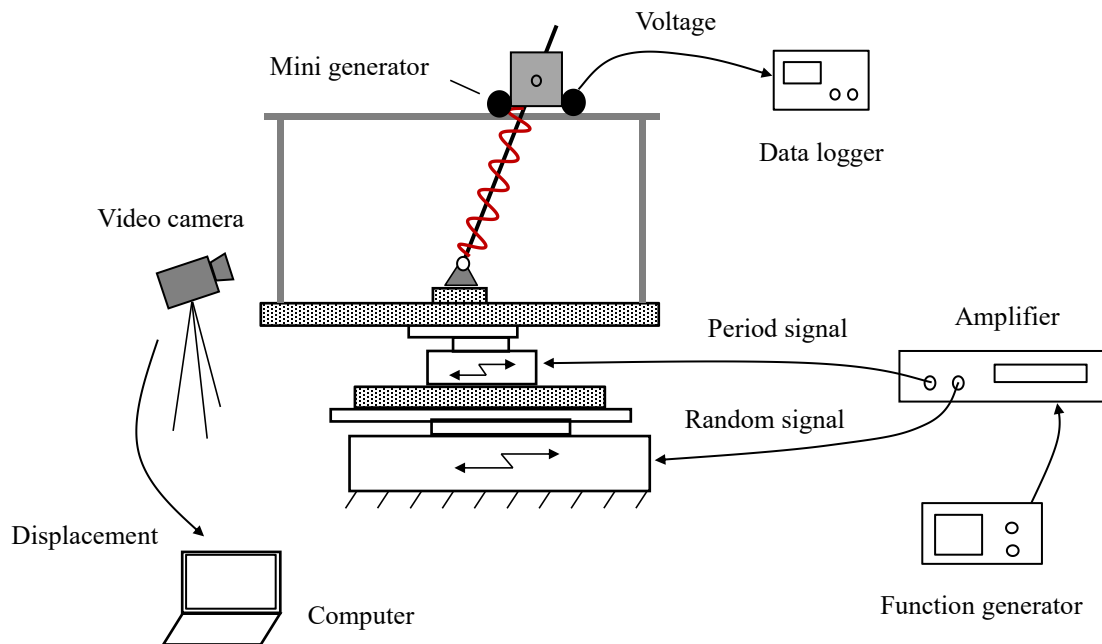


Fig.6-3 Measurement process of mass spring type bi-stable vibration energy harvesting

Table.6-1 Specifications of the experimental settings of power generation system using motor

Items	Specifications
Mass block	Mass 650 g
Horizontal rail	Length 450 mm, Width 50 mm
Vertical distance	From rail to the support point 170 mm
Spring	Spring constant 175 N/m, Initial length 190 mm
Small generator	RE-280RA (Mabuchi Motor Co., Ltd.)
Mini-shaker	SSV-60 (SAN ESU Co., Ltd.)
General shaker	SSV-125 (SAN ESU Co., Ltd.)
Amplifier	SVA-ST-30 (SAN ESU Co., Ltd.)
Video camera	GZ-E765 (JVC Co., Ltd), FPS = 300
Function generator	NF-WF1973 (NF Corporation)
Marker tracking software	MOVIS Neo V3.0 (NAC Image Technology Inc.)

6-2 双安定振動特性解析モデル

振動解析のため、図 6-2 の振動エネルギーハーベスティングシステムの運動部分から抽出した振動解析モデルを図 6-4 に示す。

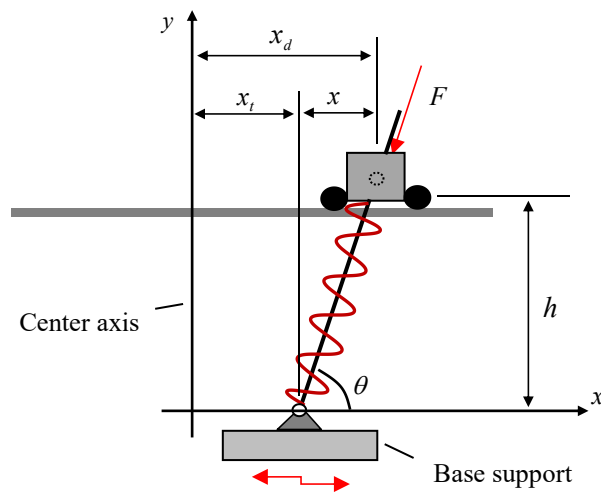


Fig.6-4 Analysis model of bi-stable vibration energy harvesting

図 6-4 では、 x_d は中央軸から質量ブロックまでの距離、 x_t は中央軸から固定台座までの距離、 x は質量ブロックの固定台座に対する相対運動変位、 l_0 は弾性ばねの自由長さ、 h は上下にあるばねの回転ピン固定点の垂直方向の距離、 θ はばねと水平軸の挟む角度、 F は弾性ばねの回復力を示す。

ただし、弾性ばねの自由長さ l_0 は距離 h より大きいいため、静止状態にある質量ブロックの平衡位置は両側にそれぞれ一つずつ存在して、質量ブロックは左右へ運動する時、左側の平衡位置を中心とした単安定振動状態、または右側の平衡位置を中心とした単安定振動状態が存在する可能性がある。さらに中心対称軸を通過しながら左右の二つの平衡位置をまたがる双安定振動状態が想定される。

水平方向に沿って質量ブロックの運動方程式が次式のように表される。

$$m\ddot{x}_d + c(\dot{x}_d - \dot{x}_t) + F \cos \theta = 0 \quad (6-1)$$

ここでは、小型電磁モーターの内部コイルによる電磁誘導の減衰効果を見捨て、摩擦による減衰効果を簡略し減衰係数 c で表す。質量ブロックの固定台座に対する相対運動変位は次式で表される。

$$x = x_d - x_t \quad (6-2)$$

式(6-2)を式(6-1)に代入して、運動方程式は次式のようになる。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + F \cos \theta = -m\ddot{x}_t \quad (6-3)$$

図 6-4 より、傾き角は次式で表される。

$$\cos \theta = \frac{x}{\sqrt{x^2 + h^2}} \quad (6-4)$$

振動過程において、弾性ばねの回復力は次式で表される。

$$F = K \left(\sqrt{x^2 + h^2} - l_0 \right) \quad (6-5)$$

ただし、 K はばねの弾性係数である。ここでは、式(6-4)と式(6-5)を式(6-3)に代入して、運動方程式は次式のように表される。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + \left(1 - \frac{l_0}{\sqrt{x^2 + h^2}}\right)Kx = -m\ddot{x}, \quad (6-6)$$

振動システムのポテンシャルエネルギーは次式のように表される。

$$U = K \left(\frac{x^2}{2} - l_0 \sqrt{x^2 + h^2} \right) \quad (6-7)$$

ポテンシャルエネルギーの分布特性を調べるため、 x で微分すると次式で表す方程式が得られる。

$$\frac{dU}{dx} = K \left(1 - \frac{l_0}{\sqrt{x^2 + h^2}} \right) x = 0 \quad (6-8)$$

方程式(6-8)の根をもとめると、以下の三つの解が得られる。

$$x_1 = -\sqrt{l_0^2 - h^2}, \quad x_2 = 0, \quad x_3 = \sqrt{l_0^2 - h^2} \quad (6-9)$$

ポテンシャルエネルギーの分布は図 6-5 に示すようになり、 x_1 と x_3 におけるポテンシャルエネルギーは最も小さく、それぞれ質量ブロックの平衡位置に対応する。 x_2 でのポテンシャルエネルギーはローカルの最大値となり、質量ブロックが左右方向に振動するバリア値となる。

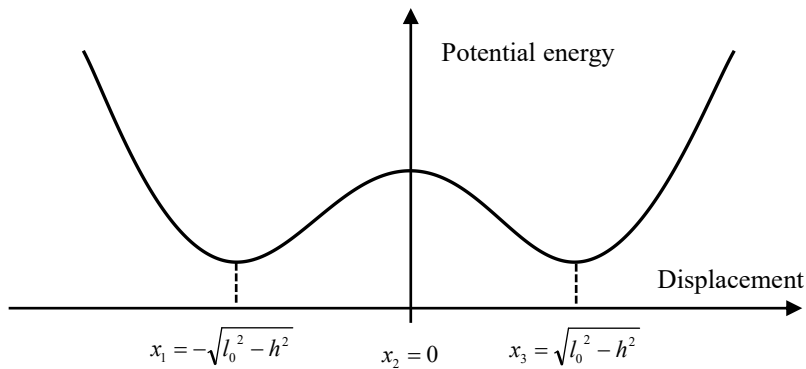


Fig.6-5 Potential energy distribution of bi-stable vibration model

実際の使用環境に合わせて設計した双安定振動モデルに対してランダムな加振信号だけを与えると、質量ブロックは左側の x_1 または右側の x_3 を中心とした単一安定振動となるが、周期的信号を同時に加えると、中央にあるポテンシャルエネルギーの

山を越える双安定振動を伴う確率共振が生じ、この増幅効果を振動発電の効率向上に活かすことが期待できる。

6-3 確率共振が発生しやすい周期的信号の予測

確率共振現象を引き起こすため、適切な周期的加振周波数を決めることは重要である。第2章では、Kramer's rate を利用して周期的加振周波数の予測式を導出した。しかし、本章の電磁モーターを利用した双安定振動発電システムでは、電磁モーターの内部に存在する摩擦や電磁誘導などによる減衰をすべて解明することは難しい。よって、本章では、Kramer's rate を利用した予測式を使わず、次の実験計測法で周期的加振周波数を予測する。

まず静止状態の振動モデルに対し、周期的周波数範囲（0～12 Hz）でスイープ加振実験を行い、振幅が最大となった周波数を質量ブロックの平衡位置周辺における一次固有振動数として、その両側に一定の周波数幅を設けて、確率共振を引き起こすための周期的な加振信号の範囲を決める。実際に図 6-2 に示す振動モデルに対して、スイープ加振実験を行い、得られた一次固有振動数 1.93 Hz である。

6-4 計測実験結果

本章の提案した双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを検証するため、(1) 振動台によるランダム信号の加振、(2) ミニシェイカーによる周期的信号の加振、(3) 両方の加振信号を同時に作用する共同加振の三つの実験パターンに分けて、振動応答変位および振動発電の測定実験を行う。前節で計測実験で予測した周期的加振周波数 1.93 Hz を参考して、計測実験に使用する周期的加振信号の周波数を 1.4 Hz から 2.6 Hz まで、周期的加振信号の振幅を一律に 20 mm とする。

双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの加振実験結果を図 6-6～図 6-16 に示す。各図の図(a)に振動変位と振動発電の結果を示し、青い線で支持台の応答振動変位を、黒い線で質量ブロックの応答振動変位を示す。各図の図(b)に赤い線で振動発電の電圧値を示す。各図の図(c)と図(d)には、それぞれ支持台と質量ブロックの振動変位と速度で表す相図を示す。

6-4-1 ランダム信号による加振

図 6-6 にランダム信号加振での実験結果を示す。質量ブロックの応答変位が比較的小さく、振動が右側からスタートすることに関係して、応答変位速度相図に示すように、質量ブロックは終始に中央軸の右側（応答変位のプラス側）において単安定振動をすることが確認できる。また質量ブロックと支持点の速度の差はあまり大きくないことを示している。

質量ブロックがランダムな振動振幅の変化に合わせて、振動発電の電圧値がランダム的に変動して、全体的には比較的大きな電圧が現れることはなく、電圧の最大値は 9.10 V、平均値は 1.25 V となる。

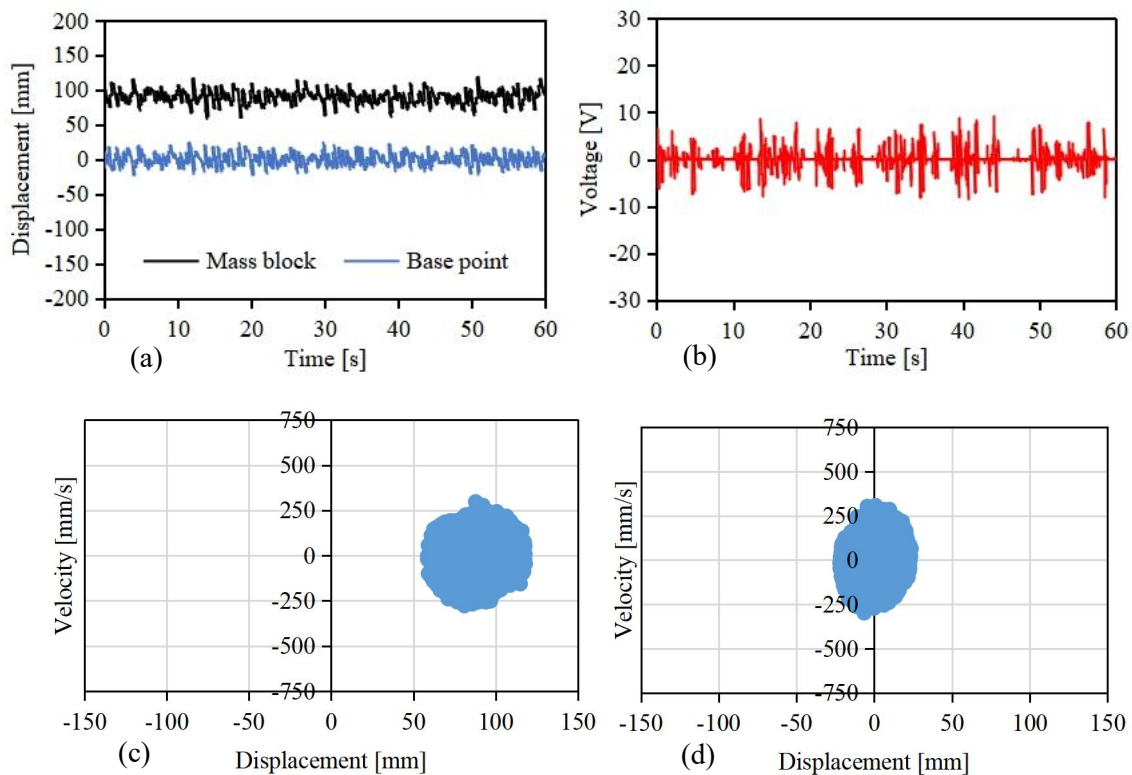


Fig.6-6 Measurement results when vibrating by a random signal

6-4-2 周期的信号による加振

図 6-7～図 6-11 にミニシェイカーによる周期的な信号で加振する時に得られた応答振動変位と振動発電の測定結果を示す。

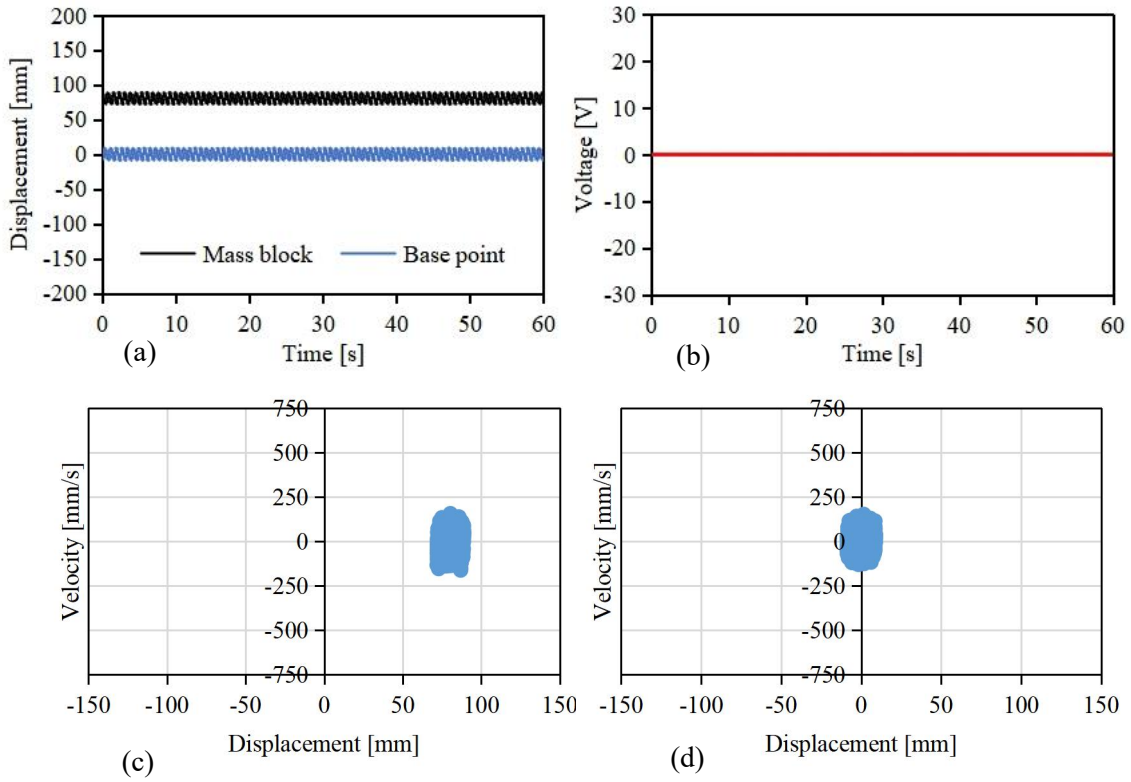


Fig.6-7 Measurement results when vibrating by a period signal 1.4 Hz

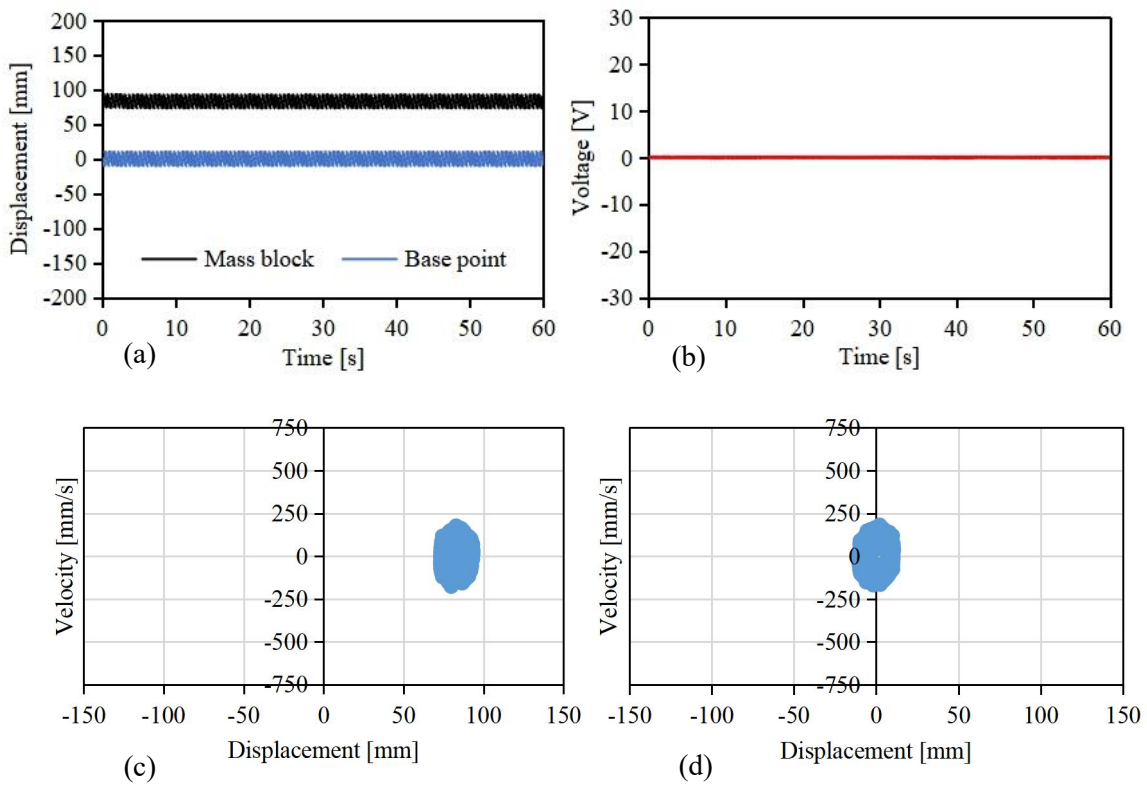


Fig.6-8 Measurement results when vibrating by a period signal 1.7 Hz

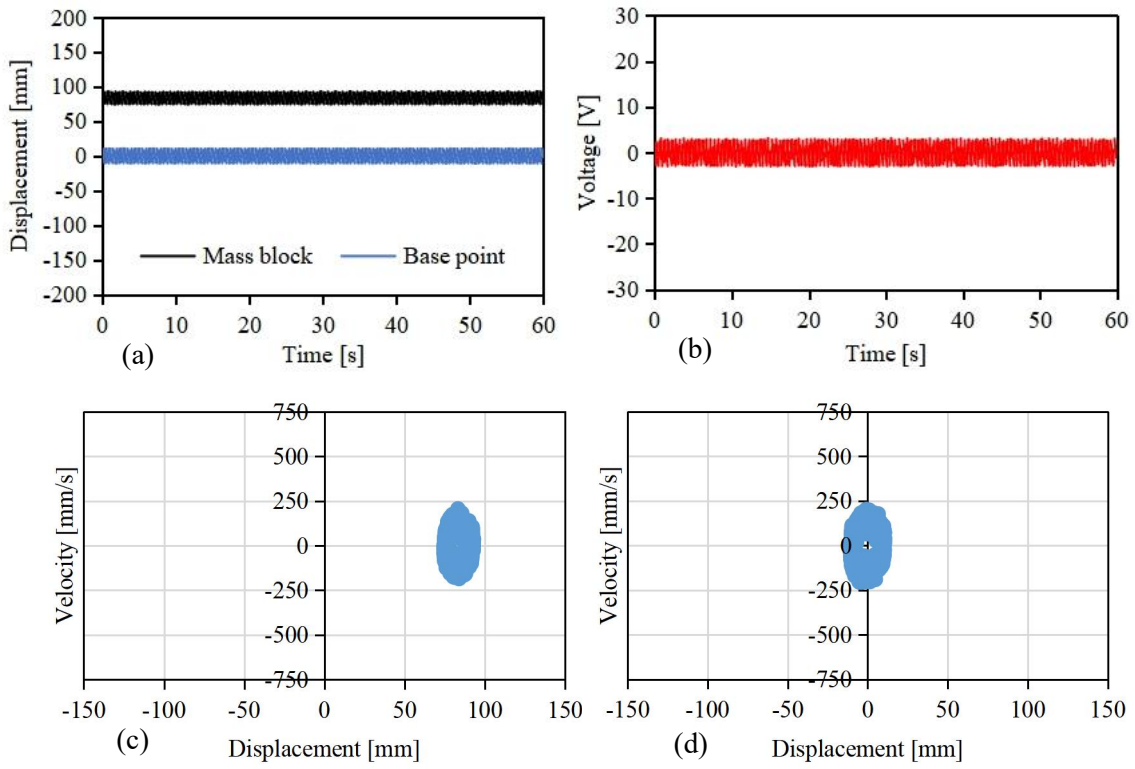


Fig.6-9 Measurement results when vibrating by a period signal 2.0 Hz

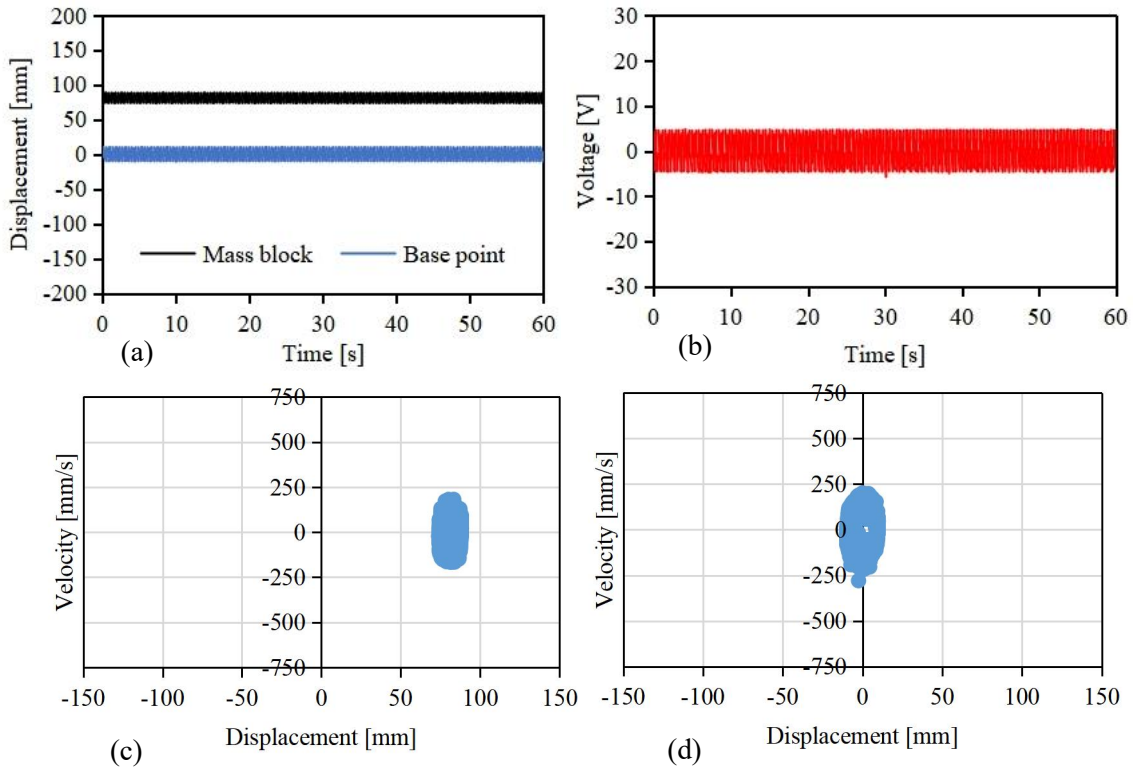


Fig.6-10 Measurement results when vibrating by a period signal 2.3 Hz

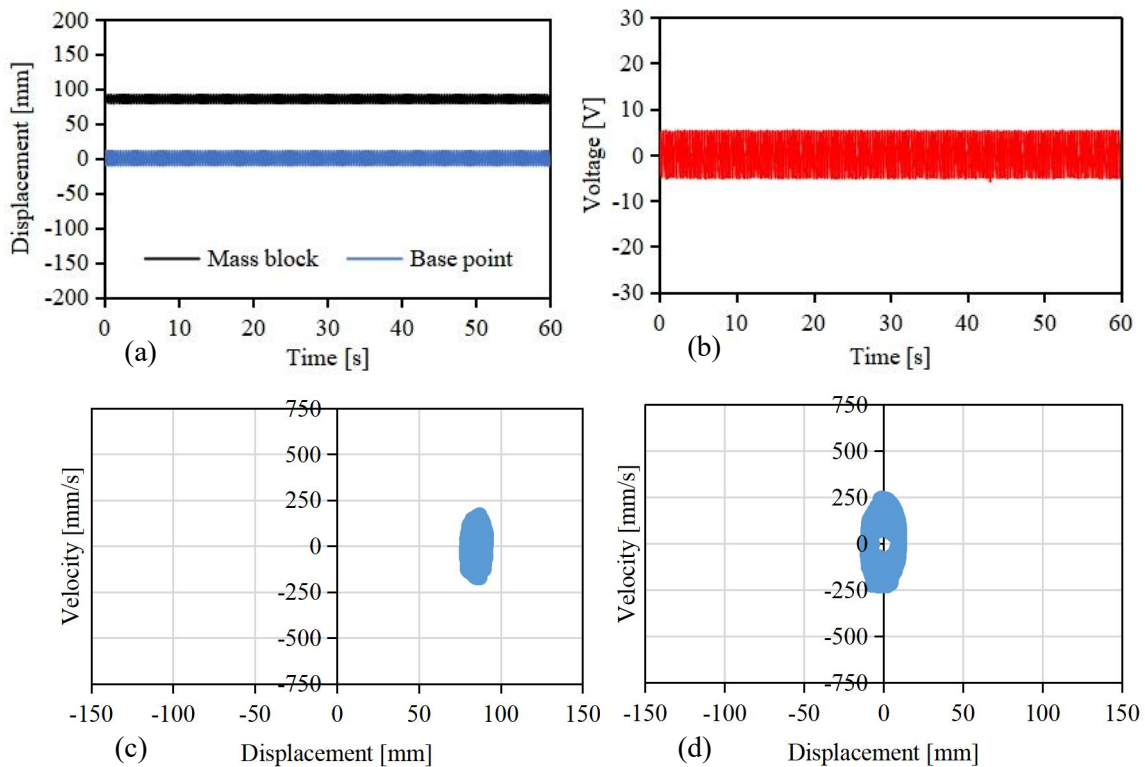


Fig.6-11 Measurement results when vibrating by a period signal 2.6 Hz

図 6-7 と図 6-8 に示すように、低い周波数で加振する時、4つの電磁モーターによる減衰効果の影響で、質量ブロックと支持台の間にはほとんど相対振動変位が現れないまま、ほぼ同じ位相で単安定振動を示している。その影響によって、振動発電の電圧値もほとんど現れず、加振周波数 1.4 Hz の時、電圧の最大値は 0.07 V、平均値は 0.04 V となり、加振周波数 1.7 Hz の時、電圧の最大値は 0.22 V、平均値は 0.06 V となる。

加振周波数の増加にともない、図 6-9、図 6-10 と図 6-11 に示すように、質量ブロックと支持台の間に相対振動変位が現れるが、質量ブロックは終始に中央軸の右側において単安定振動を続けている。

ただし、加振周波数の増加にともない、振動発電で得た電圧値は徐々に大きくなる傾向が見える。加振周波数 2.0 Hz の時、電圧の最大値 3.01 V、平均値 1.14 V であり、加振周波数 2.3 Hz の時、電圧の最大値 5.70 V、平均値 2.74 V であり、周波数 2.6 Hz 時の電圧の最大値 5.76 V、平均値 3.17 V である。

6-4-3 ランダム信号と周期的信号による共同加振

図 6-12～図 6-16 にランダム信号とミニシェイカーによる周期的な信号で共同加振する時に得られた計測結果を示す。

図 6-12 に周期的信号 1.4 Hz とランダム信号で加振する場合の実験結果を示す。質量ブロックと支持台の応答変位および速度値はあまり差はなく、振動モデルの右側で終始にランダム的な単安定振動をしていることがわかる。電圧値は比較的低くランダム的な分布傾向が現れ、電圧の最大値は 16.21 V、平均値は 2.59 V となる。

図 6-13、図 6-14 と図 6-15 に周期的な信号 1.7 Hz、2.0 Hz と 2.3 Hz をそれぞれランダム信号と共同加振する場合の実験結果を示す。質量ブロックの振動は明らかに激しくなり、質量ブロックは中央軸を超える双安定振動が発生し、この加振周波数区域では確率共振が最も発生しやすいことを示している。振幅が大きくなるため、電圧値は比較的大きくなったランダム的な分布傾向が見える。周波数 1.7 Hz の時、電圧の最大値 19.22 V、平均値 3.65 V であり、周波数 2.0 Hz の時、電圧の最大値 24.39 V、平均値 3.79 V であり、周波数 2.0 Hz の時、電圧の最大値 20.15 V、平均値 3.75 V である。

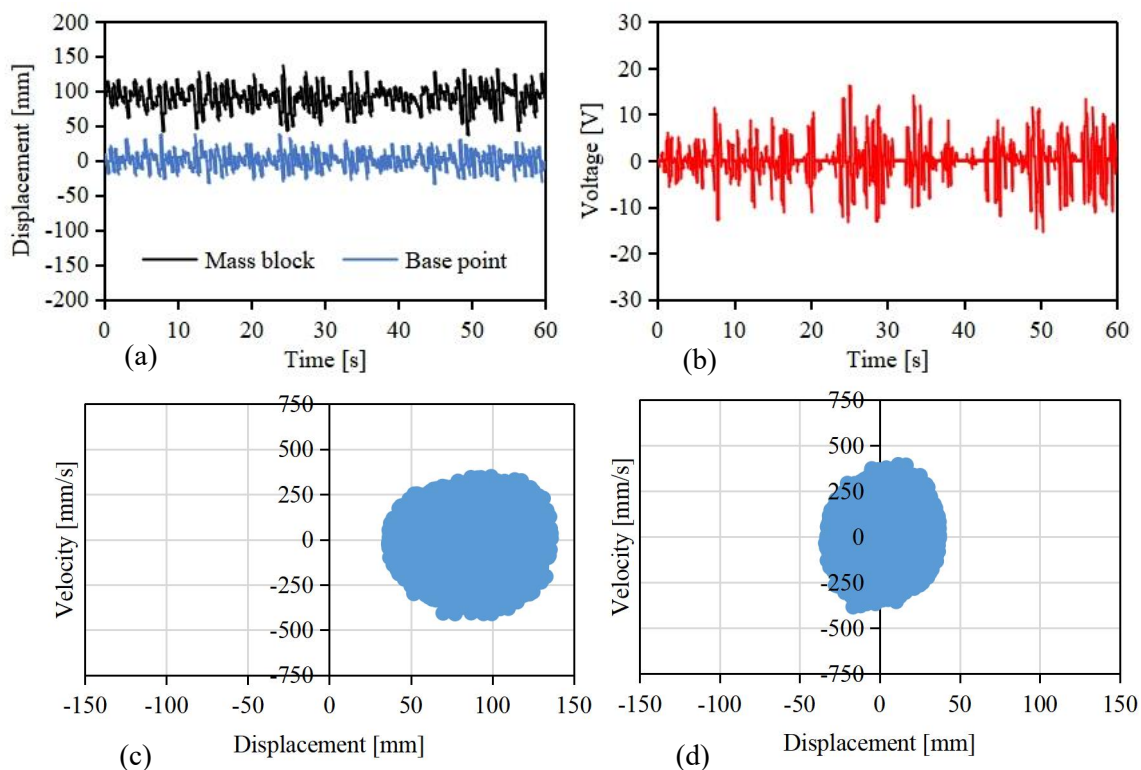


Fig.6-12 Measurement results when vibrating by a random and period signal 1.4 Hz

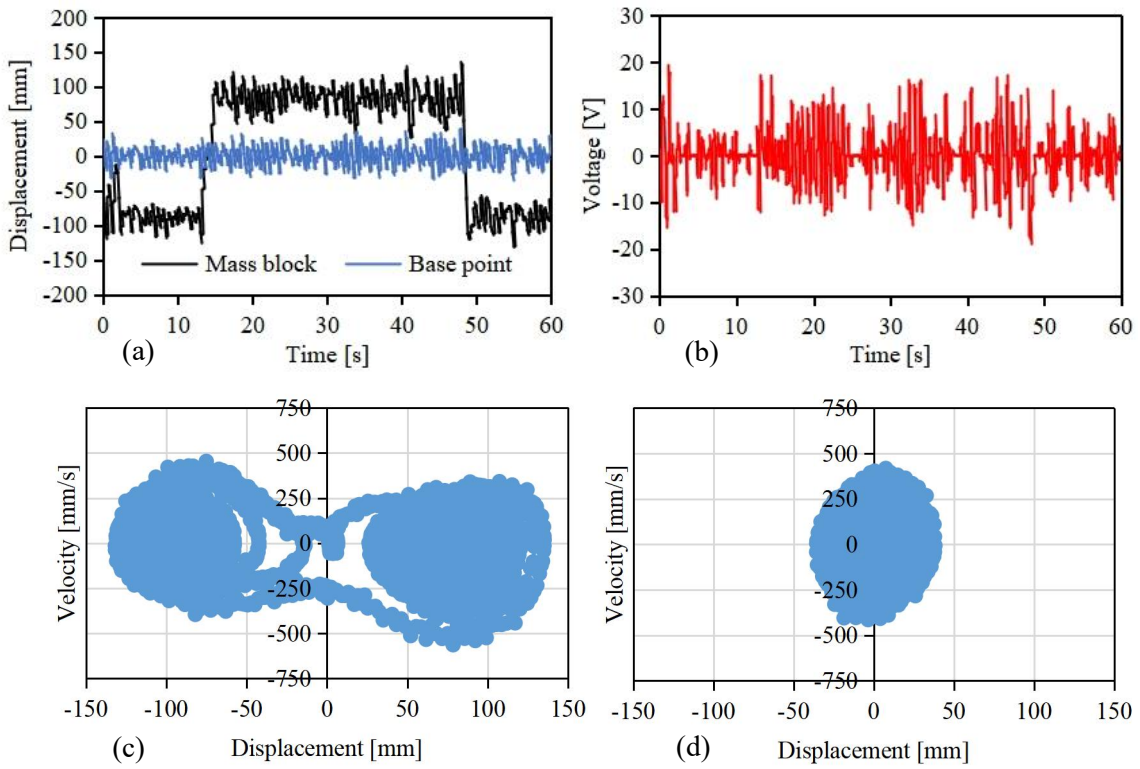


Fig.6-13 Measurement results when vibrating by a random and period signal 1.7 Hz

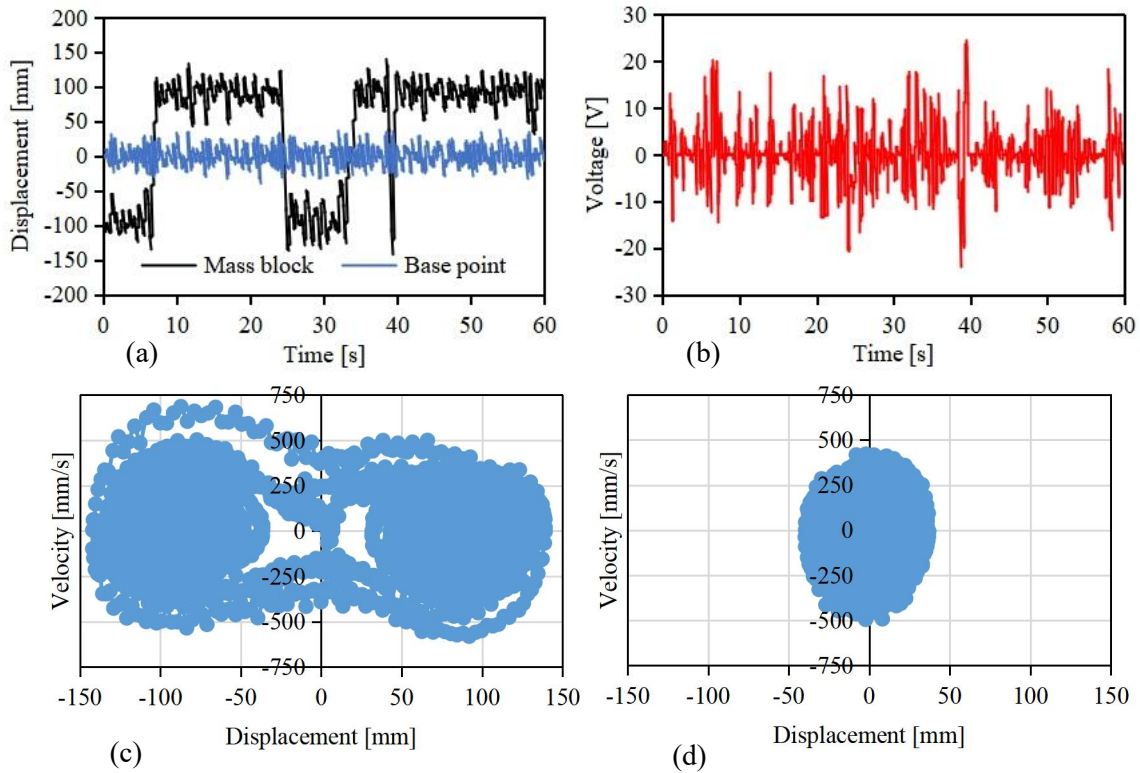


Fig.6-14 Measurement results when vibrating by a random and period signal 2.0 Hz

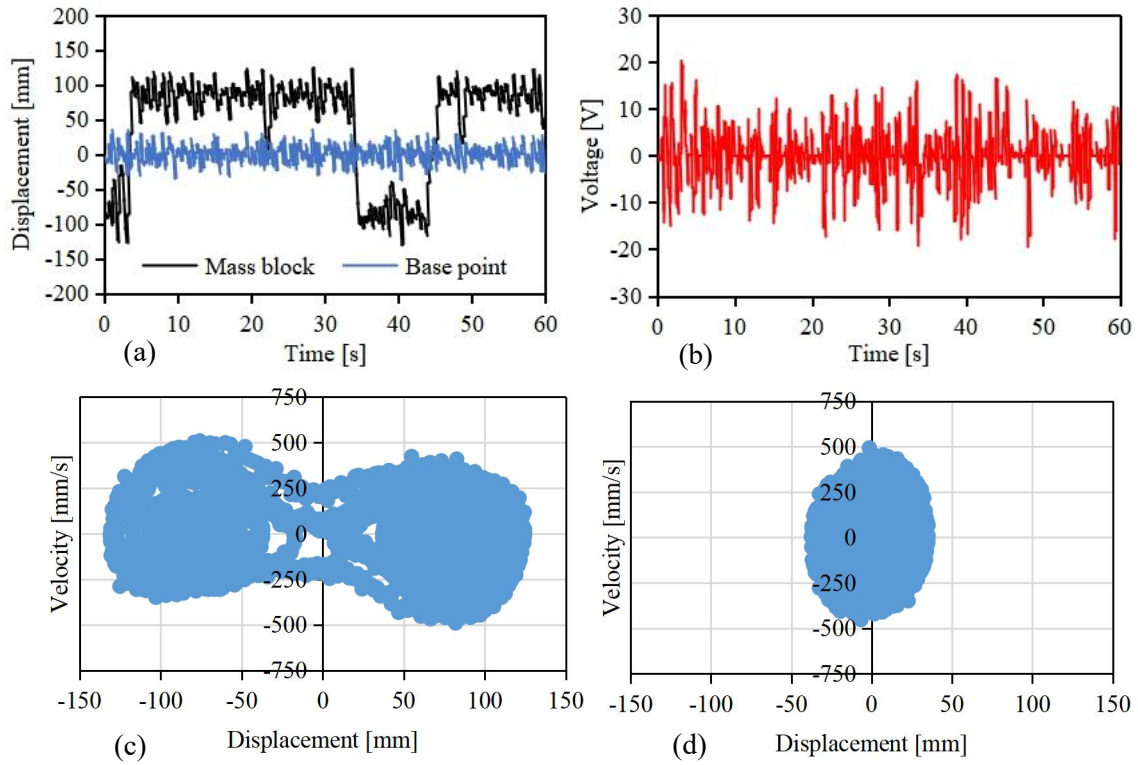


Fig.6-15 Measurement results when vibrating by a random and period signal 2.3 Hz

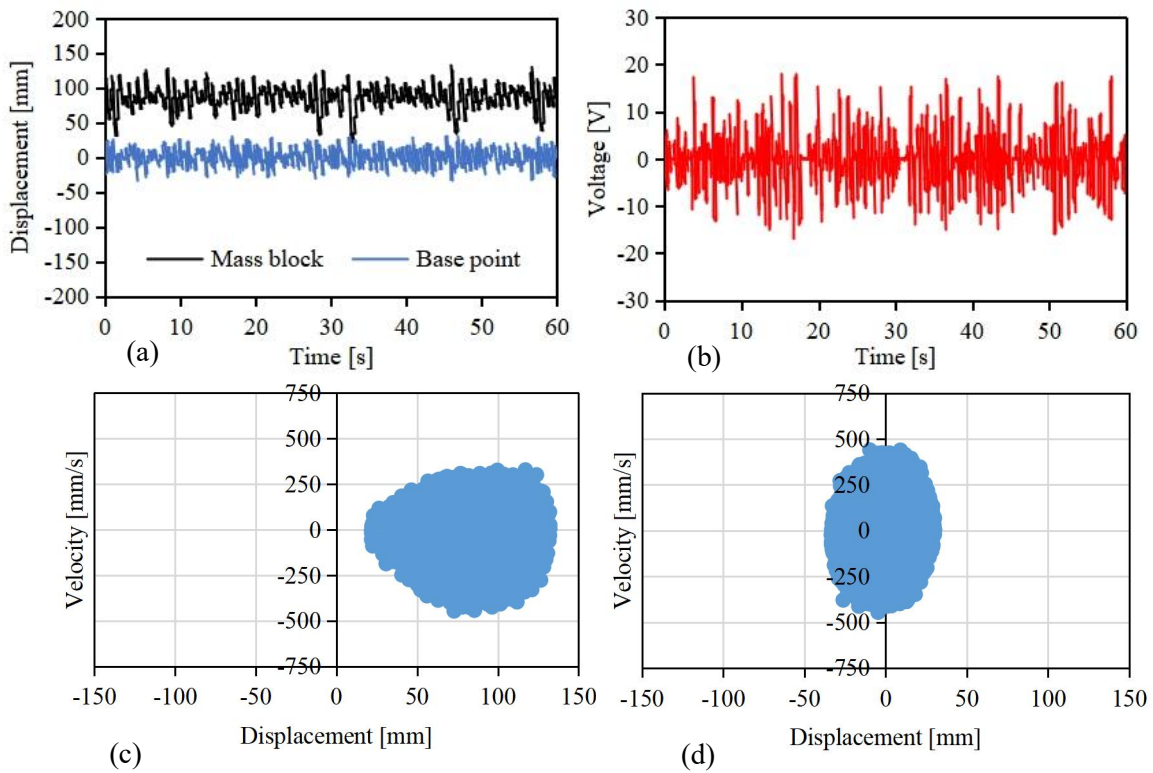


Fig.6-16 Measurement results when vibrating by a random and period signal 2.6 Hz

ただし、周期的な加振信号の周波数は 2.6 Hz に大きくなる時、図 6-16 に示すように、質量ブロックの振動は逆に小さくなり、双安定振動現象も消えて、完全に単安定振動状態になる。単安定振動になることによって振幅が小さくなり、周期的信号が大きくなったにもかかわらず、電圧値は低くなる傾向が現れ、電圧の最大値は 17.92 V、平均値は 4.00 V となる。

6-5 確率共振から増幅効果への影響

ランダムな振動応答を定量的に評価するため、次式で計算される応答変位の標準偏差を用いる。

$$S = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - x_0)^2} \quad (6-10)$$

式中では、 x_i は応答変位、 x_0 は応答変位の平均値、 N は時系列における離散的な応答変位値の個数である。ここでは、加振信号を受ける支持点の応答変位を比較基準として、質量ブロックと支持点のそれぞれの応答変位の標準偏差の比を評価指標として確率共振効果进行评估する。

$$S_{ratio} = \frac{S_{mass}}{S_{base}} \quad (6-11)$$

ここで、 s_{mass} と s_{base} はそれぞれ質量ブロックと支持点の応答変位の標準偏差である。式(6-11)を利用して、前節で得られた応答変位の実験結果に対してそれぞれ標準偏差を計算し、その結果を図 6-17 にまとめる。

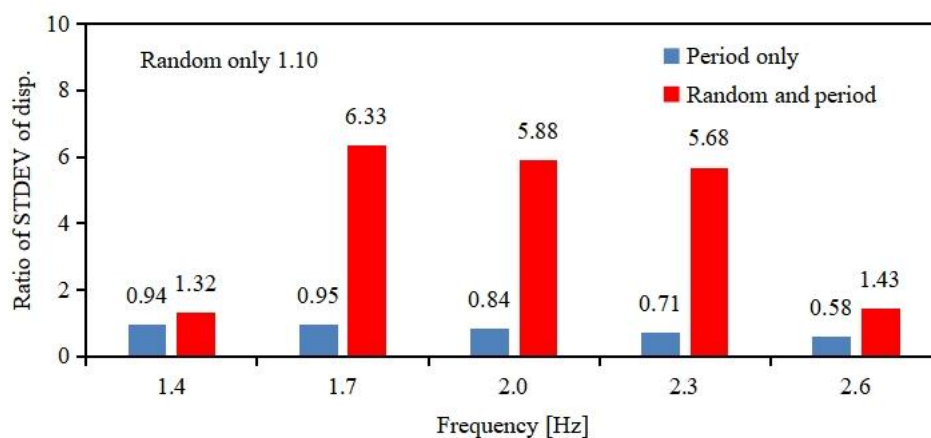


Fig.6-17 Verification result of amplification effect by stochastic resonance

図 6-17 により、確率共振が発生する時、質量ブロックの支持点に対する応答変位の標準偏差は、確率共振が発生しない時の標準偏差より明らかに大きくなることが確認できる。

ここでは、確率共振による増幅効果を定量的に検証するため、ランダム信号と周期的信号で別々に加振して得られた s_{ratio} を足し合わせた結果を、共同加振して得られた s_{ratio} と比較する。

周期的信号 1.7 Hz の場合、別々に加振して得た s_{ratio} の和は $1.10 + 0.95 = 2.05$ 、共同加振して得た s_{ratio} は 6.33 で、両方の差は $(6.33 - 2.05) / 2.05 = 208.88\%$ である。

周期的信号 2.0 Hz の場合、別々に加振して得た s_{ratio} の和は $1.10 + 0.84 = 1.94$ 、共同加振して得た s_{ratio} は 5.88 で、両方の差は $(5.88 - 1.94) / 1.94 = 203.09\%$ である。

周期的信号 2.3 Hz の場合、別々に加振して得た s_{ratio} の和は $1.10 + 0.71 = 1.81$ 、共同加振して得た s_{ratio} は 5.68 で、両方の差は $(5.68 - 1.81) / 1.81 = 213.26\%$ である。

よって、確率共振が発生する際に、双安定振動による増幅効果は平均的に 200%以上大きいことがわかる。

6-6 確率共振から振動発電量への影響

ここでは、次式で計算される平均電気仕事率を使い、振動発電量を評価する。

$$W_{aver} = \frac{1}{T} \int \frac{V^2}{R} dt = \frac{\Delta t}{TR} \sum_{i=1}^N V_i^2 \quad (6-12)$$

ただし、 V は電圧、 V_i は電圧の測定値、 R は計測回路の負荷電気抵抗、 T と N それぞれ加振実験の測定サンプル時間とサンプル点数である。本章の実験装置では、 $R = 30 \Omega$ である。 $T = 60 \text{ s}$ 、 $N = 10000$ とした。

前節の測定結果に対して、それぞれ式(6-12)で w_{aver} を計算して、その結果を図 6-18 にまとめる。図 6-18 では、青いグラフは周期的信号で加振する時の w_{aver} を示し、赤いグラフはランダム信号と周期的信号で共同加振する時の w_{aver} を示す。

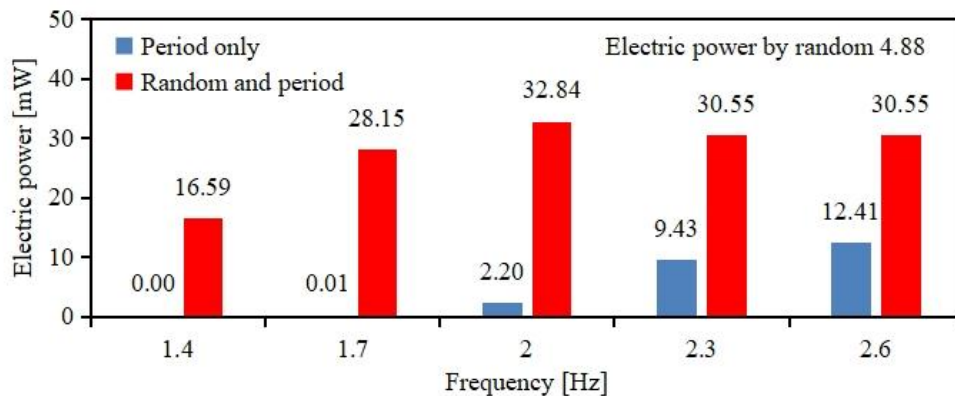


Fig.6-18 Verification results of effects of stochastic resonance on power generation

図 6-18 により，周期的信号で加振する場合，加振周波数が高くなるにつれて，運動発電量が多くなる傾向を示している．ただし，共同加振する場合，双安定振動状態において確率共振が発生したため，得られた振動発電量は他の単安定運動状態より明らかに高くなることを確認できる．

ランダム信号と周期的信号 1.7 Hz で共同加振する場合，別々に加振して得た振動発電量 w_{aver} の和は $4.88 + 0.01 = 4.89$ mW，共同加振して得た w_{aver} は 28.15 mW で，両方の差は $(28.15 - 4.89) / 4.89 = 475.66\%$ である．

ランダム信号と周期的信号 2.0 Hz で共同加振する場合，別々に加振して得た振動発電量 w_{aver} の和は $4.88 + 2.20 = 7.08$ mW，共同加振して得た w_{aver} は 32.84 mW で，両方の差は $(32.84 - 7.08) / 7.08 = 363.84\%$ である．

ランダム信号と周期的信号 2.3 Hz で共同加振する場合，別々に加振して得た振動発電量 w_{aver} の和は $4.88 + 9.43 = 14.31$ mW，共同加振して得た w_{aver} は 30.56 mW で，両方の差は $(30.56 - 14.31) / 14.31 = 113.56\%$ である．

これらの比較結果から，同じランダムと周期的加振信号を用いて，別々に加振して得た発電量より，共同加振して確率共振が発生することにより得た発電量のほうは多く増えたことが確認できる．これは確率共振が発生したことで発電効率が向上した結果と考える．

6-7 確率共振を引き起こす周期的加振周波数の確認

従来の研究に検討された Kramer's rate を用いた周期的加振周波数の予測式を使用しなく、新たに提案した実験計測法で周期的加振周波数を予測する妥当性を調べるため、実験で得た質量ブロックの平衡位置における一次固有振動数 1.93 Hz を中心として、等間隔で複数の周波数を選択して、それぞれ加振試験を行い、測定時間 60 秒間で発生した確率共振の回数を記録した結果を図 6-19 に示す。

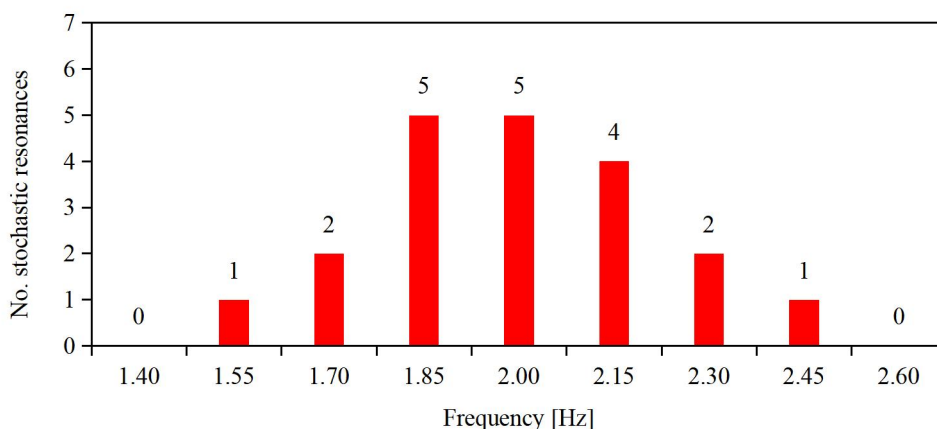


Fig.6-19 Effect of periodic excitation frequency on stochastic resonance

図 6-19 により、加振周波数 1.40 Hz と 2.60 Hz で加振する場合、確率共振は発生することはなく、振動システムは単安定振動をすることを示している。ただし、一次固有振動数 1.93 Hz の周辺での周期的信号で加振する場合、確率共振の発生回数が最も多くなることを示している。これは加振周波数が一次固有振動数に近づく際に、局所的な共振現象が生じることにより、振動モデルの得た運動エネルギーが増えたことが原因になっていると考えられる。

6-8 本章のまとめ

本章では、振動発電の効率向上を目指すため、磁石とコイルから構成した電磁誘導式の発電装置の代わりに、新たな電磁モーターを利用した双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを開発し、詳細な検討を行い、以下の結論を得た。

(1) 電磁モーターの内部電磁誘導による減衰効果を無視する条件下で、振動モデルの運動方程式を立て、理論的な解析により、提案する振動システムは質量ブロックの

もたらず広い振幅範囲において双安定振動特性をもつことが検証できた。

(2) 双安定振動モデルを実用化するために必要な設計ファクターとなる確率共振が最も発生しやすい加振周波数の予測問題に対して、電磁モーターの内部電磁誘導による減衰効果を解明されていない現状を踏まえて、従来の Kramer's rate 法を使用せず、質量ブロックが平衡位置における一次固有振動数を加振周波数として用いる方法を提案し、実験結果により、確率共振が最も発生しやすい周波数範囲が一次固有振動数 1.93 Hz 周辺にあり、本章の提案した予測法の妥当性が検証できた。

(3) 実際に開発した検証用実験装置と計測システムを用いてランダムな振動環境を模擬した加振実験を行い、質量ブロックの応答振動が単一安定振動から双安定振動に確実に変わる確率共振現象を確認し、それによる増幅効果も平均的に 200%以上増大することを確認した。

(4) 電磁モーターを利用した双安定振動システムによる発電装置を開発し、確率共振が発生する場合としない場合について、それぞれ実際に振動発電された電圧と平均電力を測定したところ、双安定振動にともなう確率共振現象が発生した場合の方が、ランダム信号と周期的信号を別々に加振した場合より確実に 100%以上多くの振動発電電力が得られることが確認できた。

本章では、確率共振が発生することによって確実に振動発電効率を向上したことを検証できたものの、複数の小型発電機を並行に使用することにより振動システムの減衰効果が強くなった問題を新たに発見した。

これを今後の検討課題として、減衰効果を減らして、さらなる振動発電の効率向上を目指す研究開発を続けて行く予定である。

第7章 結論

本研究では、振動エネルギーハーベスティングの効率向上と実用化を目指すため、 piezo 圧電式と電磁誘導式の振動発電ユニットを利用して、新たな双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを提案した。理論的な解析結果と加振実験の計測結果を用いて、提案した双安定振動システムの確率共振による増幅効果および振動発電の効率向上性能について詳細な検討を行い、以下の結論が得られた。

【研究 1】 既往の研究で検討されている倒立片持ち梁型と斜め支持型の双安定振動システムは Duffing 振動モデルに帰着することが証明できた。直接に Duffing 関数を使い運動レール形状と設計し、新たな振動エネルギーハーベスティングシステムを開発した。理論と実験の両面から Duffing 振動モデルによる確率共振と振動発電の特性を明らかにすることによって、従来の研究では十分に解決できない双安定振動発電システムの実用化に必要な基礎問題を解決した。

【研究 2】 双安定振動発電システムの実用化問題を検証するため、ランダム波浪環境に適用できる倒立片持ち梁型双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを提案した。実際の計測実験を実施して、ランダム加振環境における双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの実行可能性が検証できた。

【研究 3】 振動発電システムの汎用性を改善するため、弾性ばねと質量ブロックから構成した大スケール斜め支持双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを提案し、コイルと永久磁石から構成した電磁誘導式の振動発電ユニットを適用することによって、振動発電システムの汎用性向上が実現できた。

【研究 4】 振動発電システムの効率化を目指すため、直接に電磁モーターを適用して、新たな大スケール双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを提案した。より実用化に近い形で振動発電システムの効率化効果が確認できた。

具体的には、以下のように本学位論文の 7 章に分けて研究活動を展開し実施した。

第 1 章の「序論」では、本論文の研究背景と目的を述べ、既存の研究成果を分析したうえで、従来の研究に存在する問題と課題を解決するために、本研究の独自に提案する双安定振動モデルと電磁誘導式振動発電方法の改良を含めた 4 つの研究課題を与

えた。最後に、本学位論文の構成をまとめた。

第2章の「確率共振と双安定振動発電システムの基本特性」では、双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの研究基礎を中心に検討を行った。具体的には、単安定振動システム、双安定振動システム、確率共振現象とその発生条件、双安定振動発電システム、振動応答と振動発電の測定システムなどについて検討を行い、次章からの振動発電システムの基本性能に関する実験検討を実施するために必要な予備検討結果が用意できた。

第3章の「Duffing型双安定振動エネルギーハーベスティングシステム」では、双安定振動の基本モデルとなるDuffing型双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを開発して、実際に自然振動環境を模擬するランダム加振信号と、意図的に与える周期的信号を組み合わせることで加振実験の計測結果を用いて、双安定振動システムの確率共振現象と振動発電性能が検証でき、次章からの双安定運動システムの確率共振による増幅効果および振動発電性能に関するの研究開発と実験検討を実施するためにも必要な予備検討結果が用意できた。

第4章の「波浪環境における双安定振動エネルギーハーベスティングシステム」では、双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの実用化問題を解決し検証するため、実験室において、自然界のランダム波浪加振環境を模擬した水槽実験装置を開発して、 piezo圧電素子を用いた倒立片持ち梁型双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを作製し、実際にランダム波浪環境における双安定振動発電システムに対する確率共振による増幅効果と振動発電の効率向上性能が検証できて、双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの実用化問題が明らかになった。

第5章の「電磁誘導式双安定振動エネルギーハーベスティングシステム」では、前章で検討した双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの実用化問題を明らかにしたうえで、弾性ばねと集中質量ブロックから構成した大スケール双安定振動システムを提案し、さらにコイルと永久磁石からなる電磁誘導式振動発電ユニットを適用して、新たな大スケール双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを開発した。実際に実験室におけるランダム波浪加振環境において加振計測実験を行い、より高い汎用性をもつ大スケール双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの有効性を明らかにした。

第6章の「電磁モーター式双安定振動エネルギーハーベスティングシステム」では、前章で検証した電磁誘導式振動発電の効率向上を目指すために、電磁モーターと斜め支持ばねマス型双安定振動モデルを組み合わせて、新たな大スケール双安定振動エネルギーハーベスティングシステムを提案した。実際にランダムな信号と周期的信号を与えて加振測定実験を行い、得られた検討結果により、双安定振動エネルギーハーベスティングシステムの実用化改善が検証できた。

第7章の「結論」では、本学位論文の各章で得た研究成果をまとめた。

参考文献

- [1] M. A. Halim, M. M. Hossain, M. S. Islam and E. Khatun, A Review on Techniques and Challenges of Energy Harvesting from Ambient Sources, *International Journal of Scientific & Engineering Research*, Vol.13, No.8, pp.1254-1263, 2022.
- [2] Y. Liu, J. R. Riba and M. M. Eguilaz, Energy Balance of Wireless Sensor Nodes Based on Bluetooth Low Energy and Thermoelectric Energy Harvesting, *Sensor*, Vol.23, No.1480, 19pp, 2023.
- [3] H. Zeb, M. Gohar, M. Ali, A. Rahman, W. Ahmad, A. Ghani, J. G. Choi and S. J. Koh, Zero Energy IoT Devices in Smart Cities Using RF Energy Harvesting, *Electronics*, Vol.12, No.148, 24pp, 2011.
- [4] B. Ambrozkiwice and A. Rounak, Energy Harvesting - New Green Nergy, *Journal of Technology and Explotation in Mechanical Engineering*, Vol.8, No.1, pp.1-7, 2022.
- [5] Z. Hadas and V. Singule, Energy Harvesting – Opportunity for Future Remote Applications, 17th International Conference Engineering Mechanics, 2011.
- [6] N. G. Stephen, On energy harvesting from ambient vibration, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.293, pp.409-425, 2006.
- [7] P. Chandra and A. Dong, Valuation of energy harvesting technologies - Insights for technology managers, *Energy Reports*, Vol.2022, pp.6987-6998, 2022.
- [8] S. M. H. D. Perera, G. Putrus, M. Conlon, M. Narayana and K. Sunderland, Wind Energy Harvesting and Conversion Systems: A Technical Review, *Energies*, Vol.15, No.9299, 34pp, 2022.
- [9] M. Z. Hossain and H. A. Illias, Ocean Wave Energy Harvesting via Scotch Yoke-based Rotational Generation, *AIUB Journal of Science and Engineering*, Vol.21, No.3, pp.167-175, 2022.
- [10] Y. Liu, J. R. Riba, M. M. Eguilaz and J. Sanllehi, Application of Thermoelectric Generators for Low-Temperature-Gradient Energy Harvesting, *Applied Sciences*, Vol.13, No.2603, 16pp, 2023.

- [11] O. M. Gul, Energy Harvesting and Task-Aware Multi-Robot Task Allocation in Robotic Wireless Sensor Networks, *Sensors*, Vol.23, No.3284, 19pp, 2023.
- [12] D. K. Sah, S. Srivastava, R. Kumar and T. Amgoth, An energy efficient coverage aware algorithm in energy harvesting wireless sensor networks, *Wireless Networks*, Vol.29, pp.1175-1195, 2023.
- [13] A. Mohanty, S. Parida, R. K. Behera and T. Roy, Vibration energy harvesting: A review, *Journal of Advanced Dielectrics*, Vol.9, No.4, 17pp, 2019.
- [14] H. Zhang, L. R. Corr and T. Ma, Issues in vibration energy harvesting, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.421, pp.79-90, 2018.
- [15] C. Liang, Y. Wu and L. Zuo, Vibration Energy Harvesting System With Mechanical Motion Rectifier, *ASME 2015 Dynamic Systems and Control Conference 2015*, 11pp, 2015.
- [16] J. Davidson and C. Mo, Recent Advances in Energy Harvesting Technologies for Structural Health Monitoring Applications, *Smart Materials Research*, Vol.2014, Article ID 410316, 14pp, 2014.
- [17] L. Fang, S. I. S. Hassan, R. B. A. Rahim and M. F. A. Malek, A Study of Vibration Energy Harvesting, *ARNP Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol.11, No.8, pp.5028-5041, 2016.
- [18] S. Roundy, On the Effectiveness of Vibration-based Energy Harvesting, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol.16, pp.809-823, 2005.
- [19] S. P. Beeby, L. Wang, D. Zhu, A. S. Weddell, G. V. Merrett, B. Stark, G. Szarka and B. M. Al-Hashimi, A Comparison of Power Output from Linear and Non-Linear Kinetic Energy Harvesters using Real Vibration Data, *Smart Materials and Structures*, Vol.22(7), No.075022, 18pp, 2013.
- [20] R. Rojas and A. Carcaterra, An Investigation on Physical Limitations in Vibration Energy Harvesting, *Noise and Vibration - Emerging Technologies 2015*, 14pp, 2015.
- [21] S. D. Moss, O. R. Payne, G. A. Hart and C. Ung, Scaling and power density metrics of electromagnetic vibration energy harvesting devices, *Smart Materials and Structures*, Vol.24, No.023001, 14pp, 2015.
- [22] L. Tang, Y. Yang and C. K. Soh, Toward Broadband Vibration-based Energy Harvesting,

- Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol.21, pp.1867-1897, 2010.
- [23] S. Roundy, P. K. Wright and J. Rabaey, A study of low level vibrations as a power source for wireless sensor nodes, *Computer Communications*, Vol.26, pp.1131-1144, 2003.
- [24] A. A. Babayo, M. H. Anisi and I. Ali, A Review on energy management schemes in energy harvesting wireless sensor networks, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.76, pp.1176-1184, 2017.
- [25] X. Tang, X. Wang, R. Cattley, F. Gu and A. D. Ball, Energy Harvesting Technologies for Achieving Self-Powered Wireless Sensor Networks in Machine Condition Monitoring: A Review, *Sensors*, Vol.18, No.4113, 39pp, 2018.
- [26] G. Zhou, L. Huang, W. Li and Z. Zhu, Harvesting Ambient Environmental Energy for Wireless Sensor Networks: A Survey, *Journal of Sensors*, Vol.2014, Art. ID 815467, 20pp, 2014.
- [27] R. Riemer and A. Shapiro, Biomechanical energy harvesting from human motion: theory, state of the art, design guidelines, and future directions, *Journal of NeuroEngineering and Rehabilitation*, Vol.8, 13pp, 2011.
- [28] P. Pillatsch, E. M. Yeatman and A. S. Holmes, A piezoelectric frequency up-converting energy harvester with rotating proof mass for human body applications, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol.206, pp.178-185, 2014.
- [29] C. Sun, G. Shang and H. Wang, On Piezoelectric Energy Harvesting from Human Motion, *Journal of Power and Energy Engineering*, Vol.7, pp.155-164, 2019.
- [30] A. I. Sultoni, I. N. Sutantra and A. S. Pramono, Vibration Energy Harvesting on Vehicle Suspension Using Rotary and Linear Electromagnetic Generator, *The Journal for Technology and Science*, Vol.24, No.1, 6pp, 2013.
- [31] S. Bradai, S. Naifar, C. Viehweger and O. Kanoun, Electromagnetic Vibration Energy Harvesting for Railway Applications, *International Conference on Engineering Vibration (MATEC Web of Conferences 148)*, No.12004, 5pp, 2018.
- [32] J. Kim, A Study on the Analytic Power Estimation of the Electromagnetic Resonant Energy Harvester for the High-Speed Train, *Electronics*, Vol.9, No.403, 26pp, 2020.
- [33] L. Dong, M. Grissom and F. T. Fisher, Resonant frequency of mass-loaded membranes

- for vibration energy harvesting applications, *AIMS Energy*, Vol.3, No.3, pp.344-359, 2015.
- [34] A. E. Kubba and K. Jiang, Efficiency Enhancement of a Cantilever-Based Vibration Energy Harvester, *Sensors*, Vol.14, pp.188-211, 2014.
- [35] Y. Shahbazi, Smart Flat Membrane Sheet Vibration-Based Energy Harvesters, *Journal of Solid Mechanics*, Vol.11, No.1, pp.78-90, 2019.
- [36] M. Lallart, S. R. Anton and D. J. Inman, Frequency Self-tuning Scheme for Broadband Vibration Energy Harvesting, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol.21, No.9, pp.897-906, 2010.
- [37] Y. Jia and A. A. Seshia, An auto-parametrically excited vibration energy harvester, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol.220, pp.69-75, 2014.
- [38] B. Marinkovic and H. Koser, Smart Sand—a wide bandwidth vibration energy harvesting platform, *Applied Physics Letters*, Vol.94, No.103505, 3pp, 2009.
- [39] A. Alomari, A. Batra and C. R. Bowen, Improving Vibration Energy Harvesting Using Dynamic Magnifier, *Sensors & Transducers*, Vol.196, Issue.1, pp.57-68, 2016.
- [40] X. Dai, An vibration energy harvester with broadband and frequency-doubling characteristics based on rotary pendulums, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol.241, pp.161-168, 2016.
- [41] K. Tao, G. Ding, P. Wang, Q. Liu and Z. Yang, Design and Simulation of Fully Integrated Micro Electromagnetic Vibration Energy Harvester, *Applied Mechanics and Materials*, Vol.152, pp.1087-1090, 2012.
- [42] M. S. M. Soliman, E. M. A. Rahman, E. F. E. Saadany and R. R. Mansour, A Design Procedure for Wideband Micropower Generators, *Journal of Microelectromechanical Systems*, Vol.18, No.6, pp.1288-1299, 2009.
- [43] G. Gafforelli, A. Corigliano, R. Xu and S. Kim, Experimental verification of a bridge-shaped, nonlinear vibration energy harvester, *Applied Physics Letters*, vol.105, Art. ID.203901, 5pp, 2014.
- [44] L. Gammaitoni, I. Neri and H. Vocca, Nonlinear oscillators for vibration energy harvesting, *Applied Physics Letters*, vol.94, No.164102, 5pp, 2009.
- [45] W. Liu, A. Badel, F. Formosa and Y. Wu, A new figure of merit for wideband vibration

- energy harvesters, *Smart Materials and Structures*, Vol.24, No.12, 20pp, 2015.
- [46] W. Yang and S. Towfighian, A hybrid nonlinear vibration energy harvester, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.90, pp.317-333, 2017.
- [47] A. Kumar, S. F. Ali and A. Arockiarajan, Exploring the benefits of an asymmetric monostable potential function in broadband vibration energy harvesting, *Applied Physics Letters*, Vol.112, No.233901, 5pp, 2018.
- [48] D. Su, K. Nakano, R. Zheng and M. Cartmell, Investigations of a Stiffness Tunable Nonlinear Vibrational Energy Harvester, *International Journal of Structural Stability and Dynamics*, Vol.14, No.8, 14pp, 2014.
- [49] D. C. Ferreira, F. R. Chavarette and N. J. Peruzzi, Non-linear energy harvesting system efficiency comparison from periodic to non-ideal excitation, *International Journal of Pure and Applied Mathematics*, Vol.92, No.5, pp.745-755, 2014.
- [50] F. Cottone, L. Gammaitoni and H. Vocca, Nonlinear energy harvesting, *Physical Review Letters*, Vol.106, No.080601, 14pp, 2009.
- [51] H. Deng, Z. Wang, Y. Du, J. Zhang, M. Ma and X. Zhong, A seesaw-type approach for enhancing nonlinear energy harvesting, *Applied Physics Letters*, Vol.112, No.213902, 5pp, 2018.
- [52] X. Dai, X. Miao, L. Sui, H. Zhou, X. Zhao and G. Ding, Tuning of nonlinear vibration via topology variation and its application in energy harvesting, *Applied Physics Letters*, Vol.100, No.031902, 5pp, 2012.
- [53] P. Alevras and S. Theodossiades, Vibration energy harvester for variable speed rotor applications using passively self-tuned beams, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.444, pp.176-196, 2019.
- [54] T. Ma, H. Zhang and N. Xu, A novel parametrically excited non-linear energy harvester, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.28, pp.323-332, 2012.
- [55] T. Ma and H. Zhang, Enhancing mechanical energy harvesting with dynamics escaped from potential well, *Applied Physics Letters*, Vol.100, No.114107, 4pp, 2012.
- [56] T. Ma and H. Zhang, Reaping the potentials of nonlinear energy harvesting with tunable damping and modulation of the forcing functions, *Applied Physics Letters*, Vol.104,

No.214104, 4pp, 2014.

[57] A. F. Arrieta, P. Hagedorn, A. Erturk and D. J. Inman, A piezoelectric bistable plate for nonlinear broadband energy harvesting, *Applied Physics Letters*, Vol.97, No.104102, 3pp, 2010.

[58] S. S. Loaliyan, H. Bahaloo, R. Ghosh, H. N. Hashemi and A. Vaziri, Energy harvesting using snap-through deformation in lattice structures, *Applied Physics Letters*, Vol.113, Art. ID.253902, 5pp, 2018.

[59] F. Cottone, R. Frizzell, S. Goyal, G. Kelly and J. Punch, Enhanced vibrational energy harvester based on velocity amplification, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol.25, Issue.4, pp.443-451, 2013.

[60] A. D. Shawa, S. A. Neild, D. J. Wagg, P. M. Weaver and A. Carrella, A nonlinear spring mechanism incorporating a bistable composite plate for vibration isolation, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.332, Issue.24, pp.6265-6275, 2013.

[61] W. Yang and S. Towfighian, A hybrid nonlinear vibration energy harvester, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.90, pp.317-333, 2017.

[62] Z. Xie, A. Kwuimy, Z. Wang and W. Huang, A piezoelectric energy harvester for broadband rotational excitation using buckled beam, *AIP Advances*, Vol.8, No.015125, 8pp, 2018.

[63] P. V. Malaji and S. F. Ali, Magneto-mechanically coupled electromagnetic harvesters for broadband energy harvesting, *Applied Physics Letters*, Vol.111, Art. ID.083901, 2017.

[64] Y. Gu, W. Liu, C. Zhao, P. Wang, A Goblet-like Non-linear Electromagnetic Generator for Planar Multi-directional Vibration Energy Harvesting, *Applied Energy*, Vol.266, Art. ID. 114846, pp.317-333, 2017.

[65] S. Jang, E. Rustighi, M. J. Brennan, Y. P. Lee and H. Jung, Design of a 2DOF Vibrational Energy Harvesting Device, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol.22, pp.443-448, 2011.

[66] A. Zayed, S. F. Assal, K. Nakano, T. Kaizuka and A. El-Bab, Design Procedure and Experimental Verification of a Broadband Quad-Stable 2-DOF Vibration Energy Harvester, *sensors*, Vol.19, No.2893, 26pp, 2019.

- [67] R. Ramlan, M. J. Brennan, B. R. Mace and S. G. Burrow, On the performance of a dual-mode non-linear vibration energy harvesting device, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol.23, No.13, pp.1423-1432, 2012.
- [68] G. Zhang and J. Hu, A Branched Beam-Based Vibration Energy Harvester, *Journal of Electronic Materials*, Vol.43, No.11, pp.3912-3921, 2014.
- [69] S. Zhou, W. Chen, M. H. Malakooti, J. Cao and D. J. Inman, Design and modeling of a flexible longitudinal zigzag structure for enhanced vibration energy harvesting, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol.28, Issue.3, pp.367-380, 2016.
- [70] H. Lee, N. Sharpes, H. Abdelmoula, A. Abdelkefi and S. Priya, Higher power generation from torsion-dominant mode in a zigzag shaped two-dimensional energy harvester, *Applied Energy*, Vol.216, pp.494-503, 2018.
- [71] N. Sharpes, A. Abdelkefi, H. Abdelmoula, P. Kumar, J. Adler and S. Priya, Mode shape combination in a two-dimensional vibration energy harvester through mass loading structural modification, *Applied Physics Letters*, Vol.109, Article ID.033901, 5pp, 2016.
- [72] M. H. Ansari and M. A. Karami, Modeling and experimental verification of a fan-folded vibration energy harvester for leadless pacemakers, *Journal of Applied Physics*, Vol.119, Article ID.094506, 5pp, 2016.
- [73] H. Madinei, H. H. Khodaparast, S. Adhikari and M. I. Friswell, Design of MEMS piezoelectric harvesters with electrostatically adjustable resonance frequency, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.81, pp.360-374, 2016.
- [74] H. Toshiyoshi, S. Ju, H. Honma, C. H. Ji and H. Fujita, MEMS vibrational energy harvesters, *Science and Technology of Advanced Materials*, Vol.20, No.1, pp.124-143, 2019.
- [75] M. Todaro, F. Guido, V. Mastronardi, D. Desmaele, G. Epifani, L. Algieri and M. Vittorio, Piezoelectric MEMS vibrational energy harvesters: Advances and outlook, *Microelectronic Engineering*, Vol.183-184, pp.23-36, 2017.
- [76] W. Jiang and L. Chen, Stochastic averaging of energy harvesting systems, *International Journal of Non-Linear Mechanics*, Vol.85, pp.174-187, 2016.
- [77] M. I. Dykman, D. G. Luchinsky, R. Mannella, P. McClintock, N. Stein, and N. Stocks, Nonconventional Stochastic Resonance, *Journal of Statistical Physics*, Vol.70, No.1/2, 21pp,

1993.

[78] L. Gammaitoni, F. Marchesoni and S. Santucci, Stochastic Resonance as a Bona Fide Resonance, *Physical Review Letters*, Vol.74, No.7, pp.1052-1055, 1995.

[79] R. Benzi, G. Parisi, A. Sutera and A. Vulpiani, Stochastic resonance in climatic change, *Tellus*, Vol.34, No.1, pp.10-16, 1993.

[80] R. Benzi, A. Sutera and A. Vulpiani, The mechanism of stochastic resonance, *Journal of Physics A: Mathematical and General*, Vol.14, No.11, pp.453-457, 1981.

[81] B. McNamara and K. Wiesenfeld, Theory of stochastic resonance, *Physical Review A*, Vol.39, No.9, pp.4854-4869, 1989.

[82] G. Debnath, T. Zhou and F. Moss, Remarks on stochastic resonance, *Physical Review A*, Vol.39, No.8, pp.4323-4326, 1989.

[83] A. Rosas, I. I. L. D. Pinto and K. Lindenberg, Kramers' rate for systems with multiplicative noise, *Physical Review E*, Vol.94, No.012101, 5pp, 2016.

[84] L. Gammaitoni, P. Hanggi, P. Jung and F. Marchesoni, Stochastic resonance, *Review of Modern Physics*, Vol.70, No.1, pp.223-287, 1999.

[85] R. Lin, T. Yong and Z. Fan, New Type of Spectral Nonlinear Resonance Enhances Identification of Weak Signals, *Scientific Reports*, Vol.9, No.14125, 15pp, 2019.

[86] P. Jung and P. Hanggi, Amplification of small signals via stochastic resonance, *Physical Review A*, Vol.44, No.12, pp.8032-8042, 1991.

[87] Z. Zhang and J. Ma, Adaptive parameter-tuning stochastic resonance based on SVD and its application in weak IF digital signal enhancement, *Journal on Advances in Signal Processing*, Vol.24, 12pp, 2019.

[88] P. K. Ghosh, F. Marchesoni, S. E. Savel'ev and F. Nori, Geometric Stochastic Resonance, *Physical Review Letters*, Vol.104, No.020601, 4pp, 2010.

[89] E. Simonotto, M. Riani, C. Seife, M. Roberts, J. Twitty and F. Moss, Visual Perception of Stochastic Resonance, *Physical Review Letters*, Vol.78, No.6, pp.1186-1189, 1997.

[90] Y. Fu, Y. Kang and G. Chen, Stochastic Resonance Based Visual Perception Using Spiking Neural Networks, *Frontiers in Computational Neuroscience*, Vol.14, No.24, 11pp, 2020.

- [91] I. Hidaka, D. Nozaki and Y. Yamamoto, Functional Stochastic Resonance in the Human Brain: Noise Induced Sensitization of Baroreflex System, *Physics Letters A*, Vol.265, pp.304-316, 2000.
- [92] G. Balazsi and L.B. Kish, From stochastic resonance to brain waves, *Physical Review Letters*, Vol.85, No.17, pp.3740-3743, 2000.
- [93] D. Guo, M. Perc, Y. Zhang, P. Xu and D. Yao, Frequency-difference-dependent stochastic resonance in neural systems, *Physical Review E*, Vol.96, No.022415, 6pp, 2017.
- [94] G. Chakraborty and T. Dendou, Analysis of Foot-pressure Data to Classify Mobility Pattern, *International Journal on Smart Sensing and Intelligent Systems*, Vol.12, Issue.2, 6pp, 2019.
- [95] Z. Li, X. Liu, T. He and Y. Shan, A periodic potential underdamped stochastic resonance method and its application for gear fault diagnosis, *IEEE Access*, Vol.7, pp.141633-141647, 2019.
- [96] X. Liu, H. Liu, J. Yang, G. Litak, G. Cheng and S. Han, Improving the bearing fault diagnosis efficiency by the adaptive stochastic resonance in a new nonlinear system, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.96, pp.58-76, 2017.
- [97] Z. Qiao, Y. Lei, J. Lin and F. Jia, An adaptive unsaturated bistable stochastic resonance method and its application in mechanical fault diagnosis, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.84, pp.731-746, 2017.
- [98] Y. Lei, Z. Qiao, X. Xu, J. Lin and S. Niu, An underdamped stochastic resonance method with stable-state matching for incipient fault diagnosis of rolling element bearings, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.94, pp.148-164, 2017.
- [99] R. L. Harne and K. W. Wang, A review of the recent research on vibration energy harvesting via bistable systems, *Smart Materials and Structures*, Vol.22, No.023001, 12pp, 2013.
- [100] S. P. Pellegrini, N. Tolou, M. Schenk and J. L. Herder, Bistable vibration energy harvesters: A review, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol.24, No.11, pp.1303-1312, 2012.
- [101] J. P. Baltana, L. L. pez, I. I. Blechman, P. S. Landa, A. Zaikin, J. Kurths and M. A. F.

Sanjua, Experimental evidence, numerics, and theory of vibrational resonance in bistable systems, *Physical Review E*, Vol.67, No.066119, 7pp, 2003.

[102] C. Yao, Y. Liu and M. Zhan, Frequency-resonance-enhanced vibrational resonance in bistable systems, *Physical Review E*, Vol.83, No.061122, 6pp, 2011.

[103] R. Zheng, K. Nakano, H. Hu, D. Su and M. P. Cartmell, An application of stochastic resonance for energy harvesting in a bistable vibrating system, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.333, pp.2568-2587, 2014.

[104] K. Nakano, M. P. Cartmell, H. Hu and R. Zheng, Feasibility of Energy Harvesting Using Stochastic Resonance Caused by Axial Periodic Force, *Journal of Mechanical Engineering*, Vol.60, No.5, pp.314-320, 2014.

[105] K. Wang, X. Dai, X. Xiang, G. Ding and X. Zhao, Optimal potential well for Maximizing performance of bi-stable energy harvester, *Applied Physics Letters*, Vol.115, No.143904, 5pp, 2019.

[106] A. Ibrahim, S. Towfighian and M. Younis, Dynamics of Transition Regime in Bi-stable Vibration Energy Harvesters, *Journal of vibration and acoustics*, Vol.139, No.051008, 15pp, 2017.

[107] A. Kumar, A. Sharma, R. Vaish, R. Kumar and S. C. Jain, A numerical study on flexoelectric bistable energy harvester, *Applied Physics A*, Vol.124, No.483, 9pp, 2018.

[108] Y. Leng, Y. Gao, D. Tan, S. Fan and Z. Lai, An elastic-support model for enhanced bistable piezoelectric energy harvesting from random vibrations, *Journal of Applied Physics*, Vol.117, No.064901, 12pp, 2015.

[109] S. Zhou, J. Cao and J. Lin, Theoretical analysis and experimental verification for improving energy harvesting performance of nonlinear monostable energy harvesters, *International Journal of Pure and Applied Mathematics*, Vol.86, No.3, pp.1599-1611, 2016.

[110] Y. Li, S. Zhou, G. Litak, Uncertainty Analysis of Bistable Vibration Energy Harvesters Based on the Improved Interval Extension, *Journal of Vibration Engineering & Technologies*, Vol.8, pp.297-306, 2019.

[111] J. Cao, W. Wang, S. Zhou, D. J. Inman and J. Lin, Nonlinear time-varying potential bistable energy harvesting from human motion, *Applied Physics Letters*, Vol.107, No.143904,

5pp, 2015.

[112] G. Litak, M. I. Friswell and S. Adhikari, Magnetopiezoelectric energy harvesting driven by random excitations, *Applied Physics Letters*, Vol.96, No.114103, 5pp, 2010.

[113] A. Erturk and D. J. Inman, Broadband piezoelectric power generation on high-energy orbits of the bistable Duffing oscillator with electromechanical coupling, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.330, pp.2339-2353, 2011.

[114] A. Erturk, J. Hoffmann and D. J. Inman, A piezomagnetoelastic structure for broadband vibration energy harvesting, *Applied Physics Letters*, Vol.94, No.254102, 3pp, 2009.

[115] M. I. Friswell, S. F. Ali, O. Bilgen, S. Adhikari, A. W. Lees and G. Litak, Non-linear piezoelectric vibration energy harvesting from a vertical cantilever beam with tip mass, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol.23, No.13, pp.1505-1521, 2012.

[116] O. Bilgen, M. I. Friswell, S. F. Ali and G. Litak, Broadband Vibration Energy Harvesting from a Vertical Cantilever Piezocomposite Beam with Tip Mass, *International Journal of Structural Stability and Dynamics*, Vol.15, No.2, 26pp, 2015.

[117] C. B. Lan and W. Y. Qin, Energy harvesting from coherent resonance of horizontal vibration of beam excited by vertical base motion, *Applied Physics Letters*, Vol.105, No.113901, 6pp, 2014.

[118] X. Zhang, W. Yang, M. Zuo, H. Tan, H. Fan, Q. Mao and X. Wan, An Arc-shaped Piezoelectric Bistable Vibration Energy Harvester: Modeling and Experiments, *Sensors*, Vol.18, No.4472, 22pp, 2018.

[119] P. Podder, A. Amann and S. Roy, Combined Effect of Bistability and Mechanical Impact on the Performance of a Nonlinear Electromagnetic Vibration Energy Harvester, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol.21, No.2, pp.727-739, 2016.

[120] M. Derakhshani and T. A. Berfield, Snap-Through and Mechanical Strain Analysis of a MEMS Bistable Vibration Energy Harvester, *Shock and Vibration*, Vol.2019, Article ID.6743676, 10pp, 2019.

[121] S. Bouhedma, Y. Zheng, F. Lange and D. Hohlfeld, Magnetic Frequency Tuning of a Multimodal Vibration Energy Harvester, *Sensors*, Vol.19, No.1149, 14pp, 2019.

[122] F. Cottone, P. Basset, H. Vocca, L. Gammaitoni and T. Bourouina, Bistable

electromagnetic generator based on buckled beams for vibration energy harvesting, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol.25, Issue.12, pp.1484-1495, 2013.

[123] H. Du, F. S. Chau and G. Zhou, Harmonically-Driven Snapping of a Micromachined Bistable Mechanism With Ultra-Small Actuation Stroke, *Journal of Microelectromechanical Systems*, Vol.27, Issue.1, 6pp, 2018.

[124] T. Huguet, M. Lallart and A. Badel, Orbit jump in bistable energy harvesters through buckling level modification, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.128, pp.202-215, 2019.

[125] W. Liu, A. Badel, F. Formosa, Y. Wu and A. Agbossou, Novel piezoelectric bistable oscillator architecture for wideband vibration energy harvesting, *Smart Materials and Structures*, Vol.22, No.3, 16pp, 2013.

[126] W. Liu, A. Badel, F. Formosa, Y. Wu and A. Agbossou, Wideband energy harvesting using the combination of optimized synchronous electric charge extraction circuit and bistable harvester, *Smart Materials and Structures*, Vol.22, No.12, 17pp, 2013.

[127] B. Andò, S. Baglio, F. Maiorca and C. Trigona, Two Dimensional Bistable Vibration Energy Harvester, *Procedia Engineering*, Vol.47, pp.1061-1064, 2012.

[128] Y. Gao, Y. Leng, A. Javey, D. Tan, J. Liu, S. Fan and Z. Lai, Theoretical and applied research on bistable dual-piezoelectric-cantilever vibration energy harvesting toward realistic ambience, *Smart Materials and Structures*, Vol.25, No.115032, 11pp, 2016.

[129] C. Lan, L. Tang, W. Qin and L. Xiong, Magnetically coupled dual-beam energy harvester: Benefit and trade-off, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol.29, Issue.6, pp.1216-1235, 2017.

[130] X. Mei, S. Zhou, Z. Yang, T. Kaizuka and K. Nakano, A tri-stable energy harvester in rotational motion: Modeling, theoretical analyses and experiments, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.469, No.115142, 21pp, 2020.

[131] X. Mei, S. Zhou, Z. Yang, T. Kaizuka and K. Nakano, A passively self-tuning nonlinear energy harvester in rotational motion: theoretical and experimental investigation, *Smart Materials and Structures*, Vol.29, No.045033, 15pp, 2020.

[132] P. Kim, D. Son and J. Seok, Triple-well potential with a uniform depth: Advantageous

aspects in designing a multi-stable energy harvester, *Applied Physics Letters*, Vol.108, No.243902, 5pp, 2016.

[133] J. Cao, S. Zhou, W. Wang and J. Lin, Influence of potential well depth on nonlinear tristable energy harvesting, *Applied Physics Letters*, Vol.106, No.173903, 5pp, 2015.

[134] S. Zhou, J. Cao, D. J. Inman, J. Lin, S. Liu and Z. Wang, Broadband tristable energy harvester: Modeling and experiment verification, *Applied Energy*, Vol.133, pp.33-39, 2014.

[135] H. Zou, W. Zhang, W. Li, K. Wei, K. Hu, Z. Peng and G. Meng, Magnetically coupled flextensional transducer for wideband vibration energy harvesting: Design, modeling and experiments, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.416, pp.55-79, 2018.

[136] H. Xiao and X. Wang, A review of piezoelectric vibration energy harvesting techniques, *International Review of Mechanical Engineering*, Vol.8, No.3, 12pp, 2014.

[137] L. Deng, Q. Wen, S. Jiang, X. Zhao and Y. She, On the optimization of piezoelectric vibration energy harvester, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol.26, No.18, pp.2489-2499, 2015.

[138] J. W. Cryns, B. K. Hatchell, E. S. Rojas and K. L. Silvers, Experimental Analysis of a Piezoelectric Energy Harvesting System for Harmonic, Random, and Sine on Random Vibration, *Advances in Acoustics and Vibration*, Vol.2013, Article ID.241025, 12pp, 2013.

[139] M. N. Fakhzan and A. Muthalif, Harvesting vibration energy using piezoelectric material: Modeling, simulation and experimental verifications, *Mechatronics*, Vol.23, pp.61-66, 2013.

[140] A. Erturk and D. J. Inman, Issues in mathematical modeling of piezoelectric energy harvesters, *Smart Materials and Structure*, Vol.17, No.065016, 14pp, 2008.

[141] S. C. Stanton, A. Erturk, B. Mann and D. Inman, Nonlinear piezoelectricity in electroelastic energy harvesters: Modeling and experimental identification, *Journal of Applied Physics*, Vol.108, No.074903, 2010.

[142] L. Gong, Q. Pan, W. Li, G. Yan, Y. Liu and Z. Feng, Harvesting vibration energy using two modal vibrations of a folded piezoelectric device, *Applied Physics Letters*, Vol.107, No. 033904, 2015.

[143] Z. Deng and M. J. Dapino, Review of magnetostrictive vibration energy harvesters,

Smart Materials and Structures, Vol.26, No.103001, 18pp, 2017.

[144] J. Chen, D. Chen, T. Yuan and X. Chen, A multi-frequency sandwich type electromagnetic vibration energy harvester, Applied Physics Letters, Vol.100, No.213509, 5pp, 2012.

[145] J. Qiu, Y. Wen, P. Li, X. Liu, H. Chen and J. Yang, A resonant electromagnetic vibration energy harvester for intelligent wireless sensor systems, Journal of Applied Physicals, Vol.117, No.17B509, 4pp, 2015.

[146] D. Zhu, S. Roberts, M. J. Tudor and S. P. Beeby, Design and experimental characterization of a tunable vibration-based electromagnetic micro-generator, Sensors and Actuators A: Physical, Vol.158, pp.284-293, 2010.

[147] H. Dai, A. Abdelkefi, U. Javed and L. Wang, Modeling and performance of electromagnetic energy harvesting from galloping oscillations, Smart Materials and Structures, Vol.24, No.045012, 11pp, 2015.

[148] A. R. M. Foisal, C. Hong and G. Chung, Multi-frequency electromagnetic energy harvester using a magnetic spring cantilever, Sensors and Actuators A: Physical, Vol.182, pp.106-103, 2012.

[149] W. Deng and Y. Wang, Systematic parameter study of a nonlinear electromagnetic energy harvester with matched magnetic orientation: Numerical simulation and experimental investigation, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.85, pp.591-600, 2017.

[150] K. Kecik and A. Mitura, Theoretical and Experimental Investigations of a Pseudo-Magnetic Levitation System for Energy Harvesting, Sensors, Vol.20, No.1623, 16pp, 2020.

[151] J. Hillenbrand, P. Pondrom and G. M. Sessler, Electret transducer for vibration-based energy harvesting, Applied Physics Letters, Vol.106, No.183902, 5pp, 2015.

[152] A. E. A. Ponnle, A. A. Ponnle and S. O. Falaki, Power Variation with Electret Surface Potential and Frequency of Vibration in Vertical Vibration based Cantilever-Electret Micro-Power Generation, International Journal of Engineering Research, Vol.3, Issue.12, pp.737-741, 2014.

[153] Z. Yang, L. Tang, K. Tao and K. Aw, A Broadband Electret-based Vibrational Energy

Harvester Using Soft Magneto- Sensitive Elastomer with Asymmetrical Frequency Response Profile, *Smart Materials and Structures*, Vol.28, No.10, 7pp, 2019.

[154] Z. Yang, L. Tang, L. Yu, K. Tao and K. Aw, Modelling and analysis of an out-of-plane electret-based vibration energy harvester with AC and DC circuits, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.140, No.106660, 15pp, 2020.

[155] B. Hammad, H. Abdelmoula, E. A. Rahman and A. Abdelkefi, Nonlinear Analysis and Performance of Electret-Based Microcantilever Energy Harvesters, *Energies*, Vol.12, No.4249, 26pp, 2019.

[156] H. Jafari, A. Ghodsi, S. Azizi and M. Ghazavi, Energy harvesting based on Magnetostriction, for low frequency excitations, *Energy*, Vol.124, 8pp, 2017.

[157] A. Adly, D. Davino, A. Giustiniani and C. Visone, Experimental tests of a magnetostrictive energy harvesting device toward its modeling, *Journal of Applied Physics*, Vol.107, No.09A935, 3pp, 2010.

[158] S. Kita, T. Ueno and S. Yamada, Improvement of force factor of magnetostrictive vibration power generator for high efficiency, *Journal of Applied Physics*, Vol.117, No.17B508, 4pp, 2015.

[159] T. Ueno, Performance of improved magnetostrictive vibrational power generator, simple and high power output for practical applications, *Journal of Applied Physics*, Vol.117, No.17A740, 4pp, 2015.

[160] Z. Deng and M. J. Dapino, Review of magnetostrictive vibration energy harvesters, *Smart Materials and Structures*, Vol.26, No.103001, 18pp, 2017.

[161] Y. Park, H. Kang and N. M. Wereley, Conceptual design of rotary magnetostrictive energy harvester, *Journal of Applied Physics*, Vol.115, No.17E713, 3pp, 2014.

[162] Z. Li, T. Li, Z. Yang and H. E. Naguib, Toward a 0.33 W piezoelectric and electromagnetic hybrid energy harvester: Design, experimental studies and self-powered applications, *Applied Energy*, Vol.255, No.113805, 12pp, 2019.

[163] J. Qiu, H. Chen, Y. Wen and P. Li, Magnetoelectric and electromagnetic composite vibration energy harvester for wireless sensor networks, *Journal of Applied Physics*, Vol.117, No.17A331, 4pp, 2015.

- [164] T. Lafont, L. Gimeno, J. Delamare, G. A. Lebedev, D. I. Zakharov, B. Viala, O. Cugat, N. Galopin, L. Garbuio and O. Geoffroy, Magnetostrictive–piezoelectric composite structures for energy harvesting, *Journal of Micromechanics and Microengineering*, Vol.22, No.094009, 6pp, 2012.
- [165] E. Arroyoa, A. Badela, F. Formosaa, Y. Wub and J. Qiu, Comparison of electromagnetic and piezoelectric vibration energy harvesters: model and experiments, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol.183, pp.148-156, 2012.
- [166] H. Toshiyoshi, S. Ju, H. Honma, C. Ji and H. Fujita, MEMS vibrational energy harvesters, *Science and Technology of Advanced Materials*, Vol.20, No.1, pp.124-143, 2019.
- [167] W. Yang and S. Towfighian, Internal resonance and low frequency vibration energy harvesting, *Smart Materials and Structures*, Vol.26, No.095008, 11pp, 2017.
- [168] L. Dhakar, H. Liua, F. E. H. Tay and C. Lee, A new energy harvester design for high power output at low frequencies, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol.199, pp.344-352, 2013.
- [169] P. Li, Y. Liu, Y. Wang, C. Luo, G. Li, J. Hu, W. Liu and W. Zhang, Low-frequency and wideband vibration energy harvester with flexible frame and interdigital structure, *AIP Advances*, Vol.5, No.047151, 8pp, 2015.
- [170] N. Sharpes, A. Abdelkefi and S. Priya, Two-dimensional concentrated-stress low-frequency piezoelectric vibration energy harvesters, *Applied Physics Letters*, Vol.107, No.093901, 5pp, 2015.
- [171] H. Abdelmoula, N. Sharpes, A. Abdelkefi, H. Lee and S. Priya, Low-frequency Zigzag energy harvesters operating in torsion-dominant mode, *Applied Energy*, Vol.204, pp.413-419, 2017.
- [172] E. Sardini and M. Serpelloni, An efficient electromagnetic power harvesting device for low-frequency applications, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol.172, pp.475-482, 2011.
- [173] A. Abdelkefi and N. Barsallo, Comparative modeling of low-frequency piezomagnetoelastic energy harvesters, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol.25, Issue.14, pp.1771-1785, 2014.
- [174] H. Li, C. Tian and Z. D. Deng, Energy harvesting from low frequency applications

- using piezoelectric materials, *Applied Physics Reviews*, Vol.1, No.041301, 20pp, 2014.
- [175] S. I. Ghasemian and M. Alizadeh, Lowering the resonance frequency of a two-dimensional high-power piezoelectric energy harvester with reducing the stiffness of the harvester, *Applied Physics A*, Vol.126, Article No.123, 5pp, 2020.
- [176] L. Zuo and X. Tang, Large-scale vibration energy harvesting, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol.21, No.11, pp.1405-1430, 2013.
- [177] Y. Zhang, R. Zheng, T. Kaizuka, D. Su, K. Nakano and M.P. Cartmell, Broadband vibration energy harvesting by application of stochastic resonance from rotational environments, *The European Physical Journal Special Topics*, Vol.224, pp.2687-2701, 2015.
- [178] A. I. Sultoni, I. N. Sutantra and A. S. Pramono, Vibration Energy Harvesting on Vehicle Suspension Using Rotary and Linear Electromagnetic Generator, *The Journal for Technology and Science*, Vol.24, No.1, 6pp, 2013.

本研究の公表した原著査読付き論文リスト

(1) Xuguang Zhang, Wei Zhao, Jingchao Guan, Apollo B. Fukuchi, Xilu Zhao, Development of Bi-Stable Vibration Energy Harvesting System Using Duffing-Type Motion Model, **Engineering and Applied Sciences**, Vol.8, No.1, pp.5-15, 2023.

(本学位論文に関する章節：第3章)

(2) 張旭光、趙巍、廉杰、周施杰、向井竜二、趙希祿、ランダム波浪環境における倒立片持ち梁型双安定振動エネルギーハーベスターの設計開発、**設計工学**、Vol.57, No.2, pp.95-108, 2022.

(本学位論文に関する章節：第4章)

(3) 張旭光、趙巍、尹相然、河田直樹、趙希祿、斜め支持ばねマス型双安定振動モデルを用いたエネルギーハーベスターの設計開発、**設計工学**、Vol.57, No.3, pp.139-152. 2022.

(本学位論文に関する章節：第5章)

(4) Wei Zhao, Xuguang Zhang, Naoki Kawada, Xilu Zhao, A Magnet-Coil-Type Bistable Vibration Energy Harvester for Random Wave Environment, **Shock and Vibration**, Vol.2022, , Article ID 3552941. 2022.

(本学位論文に関する章節：第6章)

謝 辞

本研究の完成にあたり，埼玉工業大学院工学研究科機械工学専攻の趙希禄教授をはじめとする教員の皆様からは，多大なる助言とご指導を賜りました．趙先生には，研究の方向性を示していただくとともに，多くの議論を通じて新たな発見をすることができました．

また，有益なご教示とご指導を賜りました埼玉工業大学大学院工学研究科機械工学専攻の福島祥夫教授，上月陽一教授，長谷亜蘭准教授，皆川佳祐准教授および埼玉工業大学工学機械工学科の先生方々に研究に関するアドバイスや助言をいただき，本研究の成果に大きく貢献していただきました．皆様方のご指導やご支援があったからこそ，本研究の成果を発表することができたと心から感謝いたします．

最後に，多大なる支援とご協力をいただいた教員，研究室の先輩・後輩の皆様へ，深く感謝いたします．本研究の成果は，皆様方のご指導や助言，ご支援のおかげで達成できたものであり，心からの感謝を申し上げます．