

令和 6 年 6 月 10 日現在

機関番号：17102

研究種目：基盤研究(C)（一般）

研究期間：2021～2023

課題番号：21K03937

研究課題名（和文）高効率振動発電の応用へ向けた自動共振同調機構の研究

研究課題名（英文）Study of the resonator automatically follows excitation frequency for a high performance vibration-powered generator

研究代表者

井上 卓見（Inoue, Takumi）

九州大学・工学研究院・教授

研究者番号：40274485

交付決定額（研究期間全体）：（直接経費） 3,300,000円

研究成果の概要（和文）：振動発電では加振振動数と振動子の固有振動数が一致すると大きな振動（共振）が生じ高効率の発電が実現できる。申請者は、制御系を用いることなく加振振動数の変化に自動的に振動子の固有振動数が追従して変化し、常に大きな振動が生じる機構を考案した。本研究の目的は、この機構の動作原理を明らかにすることで、非常に簡単な構造で高効率の振動発電を実現する装置の基礎理論を確立することにある。具体的には、提案した装置の動きを説明する振動モデルを構築し、数値シミュレーションによって装置の動きを再現した。これによって、共振状態へ自動的に同調する基本原理を明らかにすることができ、実用化のための基礎的な知見を得た。

研究成果の学術的意義や社会的意義

インフラ設備のモニタリングなどスマートシステムの個別電源としての利用が多い振動発電は、加振振動数が振動子の固有振動数から離れると発電効率が低下する問題がある。振動子の固有振動数を加振振動数に追従して同調させることができれば常に高効率の発電を実現できるが、そのためには通常は能動制御が必要であり、装置の複雑化、高価格化は免れない。個別電源の条件として制御装置の付加は望ましくない。本研究で提案した装置は、能動制御を行わず非常に簡単な構造で加振振動数への共振振動数の同調が可能とし、コスト上昇をとまわずスマートシステムの性能向上に大きな役割を果たすものである。

研究成果の概要（英文）：In vibration power generation, when the frequency of excitation matches the natural frequency of the oscillator, large vibration (resonance) occurs and highly efficient power generation can be realized. The applicant has devised a mechanism in which the natural frequency of the resonator automatically follows changes in the excitation frequency without the use of a control system, and large vibrations are always generated. The purpose of this research is to clarify the principle of operation of this mechanism and to establish the basic theory of a device that realizes highly efficient vibration power generation with a very simple structure. Specifically, a vibration model was constructed to explain the motion of the proposed device, and the motion of the device was reproduced by numerical simulation. This clarified the basic principle of automatic tuning to a resonant state and provided fundamental knowledge for practical application.

研究分野：機械力学，振動学

キーワード：自動同調 共振 振動発電 受動型制御 非線形振動

1. 研究開始当初の背景

振動発電では、加振振動数が固有振動数 f_n に近いと共振が起こり、小さな加振力でも大きな振動振幅が得られ高効率の発電が実現できる。一方、図1の f_1, f_2 のように少しでも加振振動数が固有振動数 f_n から離れると急激に振動振幅は低下して発電効率が著しく低下する。これが振動発電における大きな問題点である。これに対し、図2のように加振振動数 f_E の変化に応じて振動系のパラメータを変化させ、振動体の固有振動数 f_n を加振振動数に追従して同調させる

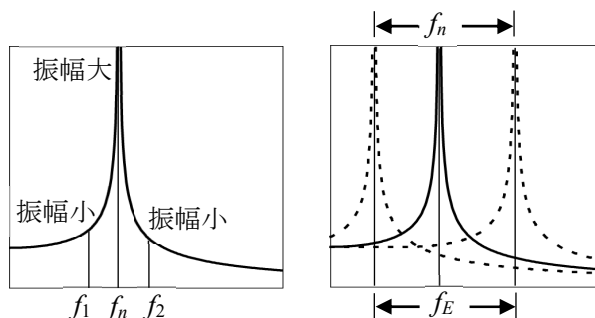


図1 線形1自由度系の周波数応答曲線

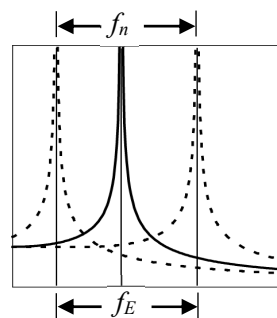


図2 加振振動数 f_E の変化に対応した固有振動数 f_n の変化

ることができれば常に高効率の発電が可能となる。しかしながら、この実現のためには通常は能動制御が必要であり、装置の複雑化、高価格化は免れず、制御装置の付加は望ましくない。能動制御を行わず、非常に簡単な機構、構造で図2のような加振振動への共振振動数の同調が可能となれば、振動発電の性能向上に大きな役割を果たすことができる。

2. 研究の目的

これに対して申請者は、非常に簡単な構造で能動的制御をまったく必要とせず、装置の固有振動数を加振振動数に自動的に同調できる装置を考案した。装置の基本構造を図3に示す。この機構は細長い板状の振動体(板ばね)が半径が徐々に変化する2つの円弧状の土台に挟まれているだけであり、板ばねが回転軸まわりに回転して土台から出る長さ $L(\theta_1)$, $L(\theta_2)$ [図3(b)] が変わることによって固有振動数が変化する非常に単純な構造である。

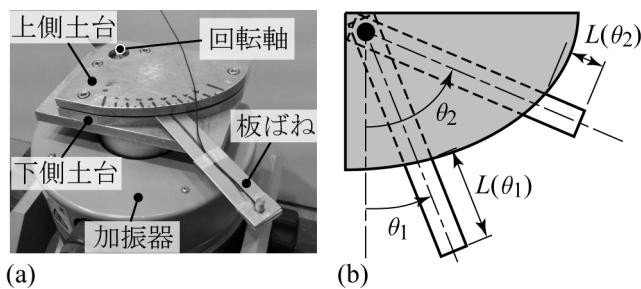


図3 (a)装置の概要, (b)板ばねの回転と長さの変化

これを土台の面に対して垂直に加振すると、自動的に板ばねが回転軸のまわりを回転して土台から突出した長さが変わり、固有振動数が加振振動数に近づき振幅が大きな状態で停止する。このように、提案した装置は図2に示した固有振動数の加振振動数への同調をまったくの制御なしで実現する。

一方で、本研究は実験ベースに留まっており、加振振動数への自動共振同調現象は、板ばねや円弧状土台の形状、加振振動数等によっては生じないこともある。すなわち、装置の運動を合理的に説明できる振動モデルの構築が未完成である。本研究の目的は、提案した装置の動きを説明できる振動モデルを確立し、非常に興味深い加振振動数への自動共振同調現象を理論的に説明することで、具体的な設計法の基礎を構築することである。

3. 研究の方法

まず、本研究で提案した装置に対する振動モデルの構築を行う。図3(b)に示すように、装置は2つの土台に挟まれ回転軸を中心に自由に回転する細長い板ばねと見なされる。この板ばねを図4に示すように複数の剛体板とそれらを結合するばねで構成される質量集中系としてモデル化する。剛体板には質量と慣性モーメントが集中し、剛体板を結合するばねの質量は無視できるとする。各剛体板は並進変位 y_i, x_i ($i=0, \dots, n$) および回転変位 ψ_i, ϕ_i, θ_i の5自由度を持つ。 y_i は板ばねの曲げ振動の方向、 x_i は板ばねが回転軸まわりの回転によって進む方向と定義する。 ψ_i, ϕ_i, θ_i はそれぞれ板ばねの曲げ、回転軸まわりの回転、板ばねの長手軸まわりの回転(ねじり)の向きを示す。

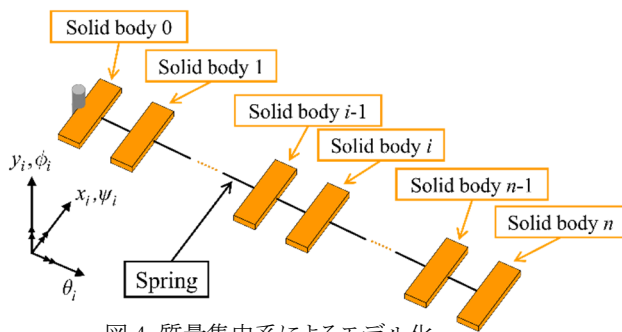


図4 質量集中系によるモデル化

板ばねは曲げ振動することで上下の土台に接触し、接触中は板ばねの接触点を拘束するばねが存在すると考える。この接触点は板ばねの中間付近に存在するため中間のガタと呼ぶ。また、

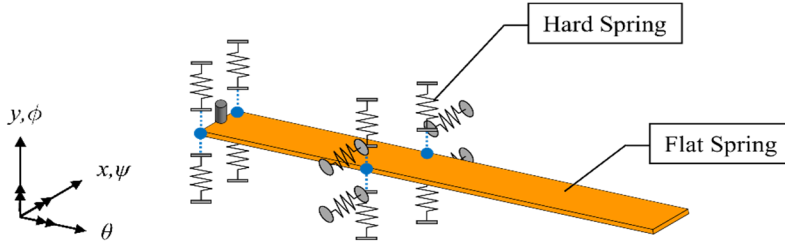


図5 板ばねの動きを拘束するばね

板ばねの回転軸部には曲げ振動の方向にわずかなガタが存在しており、様々なモデル化と数値シミュレーションを通じてこのガタが装置の動作に大きな影響を与えることがわかった。そのため、回転軸部の y 方向にもガタを設定し、中間のガタと同様にガタへの接触中

は動きを拘束するばねが存在すると考える。このガタを根元のガタと呼ぶ。これらの拘束を図5に示す。板ばねが土台に接触している間は回転軸まわりの回転運動も拘束されるため、図5に示すように、土台の接触時には回転方向 (x 方向) の動きを拘束するばねも設定した。

図5のようにモデル化した板ばねの y 方向の曲げ振動を以下の式(1)で表し、 x 方向の回転および弾性変形をも考慮した運動方程式として式(2)を考える。

$$M_y \ddot{y} + C_y \dot{y} + K_y y = f_y \quad (1)$$

$$M_x \ddot{x} + C_x \dot{x} + K_x x = f_x \quad (2)$$

y 方向の曲げ振動を表す変位ベクトル \mathbf{y} の要素および x 方向の回転および弾性変形を表す変位ベクトル \mathbf{x} は以下ようになる。

$$\mathbf{y} = [y_0, \psi_0, \theta_0, \dots, y_i, \psi_i, \theta_i, \dots, y_n, \psi_n, \theta_n]^T, \quad \mathbf{x} = [x_0, \varphi_0, \dots, x_i, \varphi_i, \dots, x_n, \varphi_n]^T \quad (3)$$

質量行列 M_y, M_x , 減衰行列 C_y, C_x , 剛性行列 K_y, K_x の要素の表示は省略するが、図5の拘束ばねは、剛性行列 K_y, K_x 中に断片線形系として考慮した。また、減衰行列 C_y, C_x は剛性行列 K_y, K_x に比例する構造減衰とし、構造減衰の損失係数は実験と合うように設定した。運動方程式は線形系 (剛性行列は断片線形系) として考えているため、 y 方向と x 方向の運動はそれぞれ式(1)と式(2)のように独立となり、高次の非線形性を考慮しなければ互いの運動は連成しない。

図3(a)に示すように、装置は加振機によって土台に $u = u_0 \sin \Omega t$ の強制変位が与えられる。そのため、土台とともに y 方向に振動する座標系で考えると、式(1)右辺の強制項 f_y は慣性力に起因する項となり以下のように表される。 m_i は i 番目剛体版の質量であり、慣性力は図5の y 方向 (並進方向) のみに作用する。

$$\mathbf{f}_y = -\bar{\mathbf{m}} \ddot{u} = \bar{\mathbf{m}} u_0 \Omega^2 \sin \Omega t, \quad \bar{\mathbf{m}} = [m_0, 0, 0, m_1, 0, 0, \dots, m_i, 0, 0, \dots, m_n, 0, 0]^T \quad (4)$$

x 方向には式(4)のような慣性力や直接の外力は作用しないため、このままでは x 方向の運動が生じない。そこで、 y 方向の曲げ振動における高次の非線形要素を考慮し、これを x 方向の運動への連成要素と考える。この連成要素は以下のように導出される。

図6(a)に、はりがねじれを伴ってたわむ様子をはりの先端から見た図を示す。板ばねが θ 方向にねじれながら y 方向にたわむと、高次の非線形性に起因するはりの x 方向変位 x_i^θ が生じる。図6(b)には $i-1$ 番目の剛体板と i 番目の剛体板をはりの先端から見た概略図を示しており、両剛体板の間に生じる相対的な水平方向変位 Δx_i^θ は、 $i-1$ 番目剛体板のねじれ角が微小 ($\theta_{i-1} \ll 1$) として近似的に次式で表される。

$$\Delta x_i^\theta = -(y_i - y_{i-1}) \tan \theta_{i-1} \approx -(y_i - y_{i-1}) \theta_{i-1} = -\Delta y_i \theta_{i-1}, \quad \Delta y_i = y_i - y_{i-1} \quad (5)$$

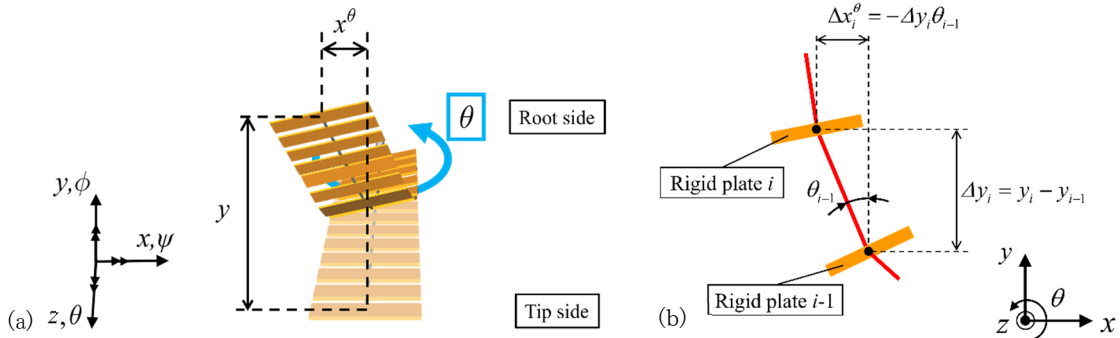


図6 高次の非線形項による連成. (a)正面図, (b)2つの剛体板間に生じる x 方向変位

i 番目の剛体板における幾何学的な水平方向変位 x_i^θ は、式(5)に示した Δx_i^θ の $i=0 \sim i$ に関する総和で表される。

$$\left. \begin{aligned} x_i^\theta &= 0 & (i=0) \\ x_i^\theta &= \Delta x_1^\theta + \Delta x_2^\theta + \dots + \Delta x_i^\theta = \sum_{i=1}^i \Delta x_i^\theta & (i>0) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

この x_i^{θ} の 2 階時間微分, すなわち x 方向の加速度によって生じる慣性力を, 式(2)における x 方向の駆動力 f_x とする. f_x は式(5), (6)から以下のように表される.

$$f_x = [f_0, f_1, \dots, f_i, \dots, f_n]^T, \quad f_{ix} = -m_i \ddot{x}_i^{\theta} = -m_i \sum_{i=1}^i (-\Delta \ddot{y}_i \theta_{i-1} - 2\Delta \dot{y}_i \dot{\theta}_{i-1} - \Delta y_i \ddot{\theta}_{i-1}) \quad (7)$$

式(7)は y 方向の曲げ振動が x 方向の運動に与える駆動力を表している. 一方で, x 方向の運動は y 方向の曲げ振動に比べて非常に小さいため, x 方向の運動が y 方向の曲げ振動に与える影響も非常に小さく無視できると考える.

数値計算では式(1), (2)の運動方程式に対し逐次積分法を適用して時刻歴応答を計算する. まず, 式(4)の f_y (慣性力) に対する y 方向の曲げ振動を式(1)から求め, その計算結果を用いて式(7)から x 方向の駆動力 f_x を計算し, x 方向の運動を式(2)から計算する. この手順を時間ステップごとに実行する.

4. 研究成果

3 章で示した運動方程式に Newmark- β 法を適用して装置の運動の再現を試みる. 図 3 に示した装置はアルミ製であるが, 他の材質で製作した装置でも自動共振同調現象が確認できる. ここでは振動数が比較的低く, 数値計算の安定性が良好な樹脂製の装置を対象として逐次積分を行う. 図 7 に示すように, 板ばねの突出部が短い側を上端 (Top end), 短い側を下端 (Bottom end) と呼ぶ. 下端から上端に向かう向きが図 4 ~ 6 における x の正の向きに相当する. 板ばねとガタの寸法および土台の振幅を表 1 に示す. 図 7 の L_A, L_B はそれぞれ板ばねの回転軸から下端, 上端側の中間ガタまでの距離である. 板ばねは 18 分割した質量集中系とし, 下端および上端側の中間ガタが根元から 6 番目および 7 番目の分割点に相当するようにした. 再現を試みる運動は下端方向移動, 停止, 上端方向移動の 3 種類であり, L_A, L_B の長さ加振振動数は, それぞれの運動をよく再現する値を用い, 逐次積分の時間ステップ幅は加振 1 周期の 4096 分割とした. 以下, 3 種類の運動に対する逐次積分結果を示す.

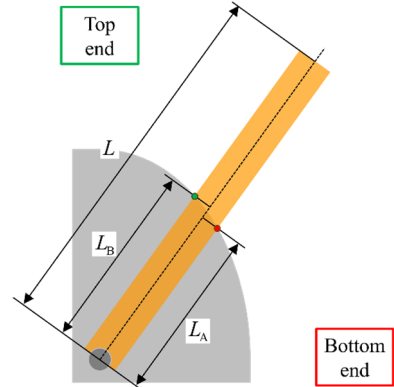


図 7 装置外観とガタと振動体の接触点

表 1. 装置の基本緒言

振動体長さ L	217 mm	中間ガタ (上, 下)	2.4 mm, 1.6 mm
振動体幅	15 mm	根元ガタ (上, 下)	0.6 mm, 0.6 mm
振動体厚さ	1.5 mm	土台振幅 u_0	1.0 mm

4.1 下端方向移動 (加振振動数 13.75 Hz, $L_A=93.4$ mm, $L_B=98.7$ mm)

逐次積分の結果を図 8 に示す. 図 8(a)の黒線は板ばねの先端の y 方向変位 y_t , 青線は土台の加振変位 y_{base} を示す. y_t, y_{base} のスケールはそれぞれ左軸, 右軸である. 図 8(b)は板ばね重心位置の x 方向変位 x_G を, 図 8(c)は板ばね先端のねじれ方向の角変位 θ_t を示す. 各グラフは土台が 1 周期分振動する間の解析結果であり, 横軸はすべて共通で時刻を表す. 各図の網掛け区間は板ばねと中間のガタが接触する区間を表す.

図 8(a)の板ばねの先端 y 方向変位 y_t は, 土台の加振変位 y_{base} に比べ大振幅であり, 位相差も $\pi/2$ に近いことから, 共振に近い状態であることがわかる. 図 8(b)の板ばね重心変位 x_G は, 板ばねと中間のガタとの非接触区間で x の負の方向つまり下端側への移動を示しており, 板ばねの

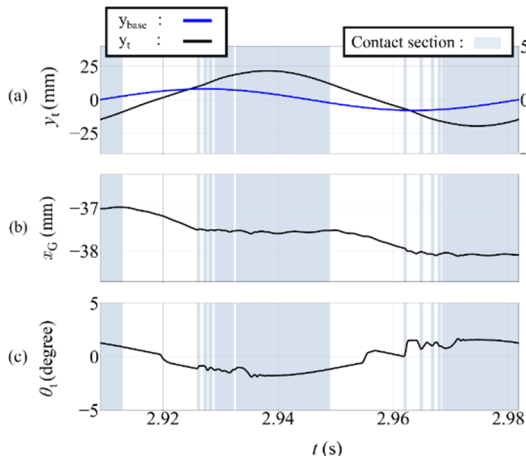


図 8 板ばねの下端方向移動. (a)土台の振動 y_{base} と板ばね先端の振動 y_t , (b)板ばね重心の x 方向移動および(c)板ばね先端回転角 θ_t .

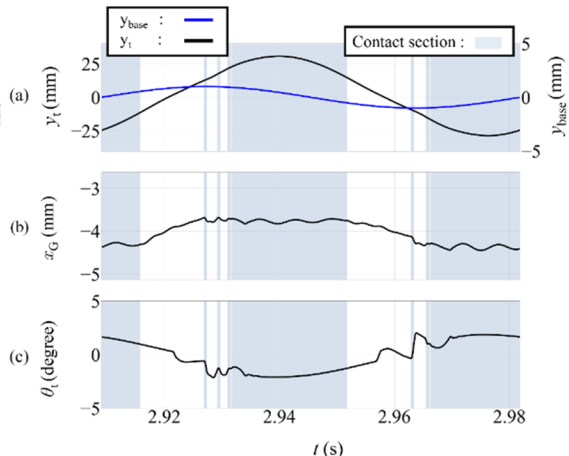


図 9 板ばね x 方向移動停止. (a)土台の振動 y_{base} と板ばね先端の振動 y_t , (b)板ばね重心の x 方向の運動および(c)板ばね先端回転角 θ_t .

下端方向移動が再現されている。また、図 8(c)の板ばね先端角変位 θ_t は y 方向の振動に同期していることがわかる。図 7 からわかるように、中間のガタは上端側 (L_B 側) が下端側 (L_A 側) より長時間接触するため、下端側の振幅が大きくなる。このことは、 $y > 0$ のとき $\theta_t < 0$ 、 $y < 0$ のとき $\theta_t > 0$ であることから再現されている (θ_t の正負の定義は図 6 の θ と同一)。

4.2 x 方向移動停止 (加振振動数 13.75 Hz, $L_A = 85.1$ mm, $L_B = 90.1$ mm)

図 8 と同じ要領で逐次積分の結果を図 9 に示す。図 9(a) は図 8(a) と同様に、板ばね先端 y 方向変位 y_t が土台の加振変位 y_{base} に比べ大振幅であり、位相差も $\pi/2$ に近い状態を示している。図 9(b) に示す板ばね重心位置の x 変位 x_G も、下端方向移動と同様に板ばねと中間のガタとの非接触区間で移動している。しかし、板ばね先端の y 方向変位 y_t が負から正の値へと振り上がる区間では、 x_G は正の方向つまり上端側に移動し図 8(b) の x_G とは異なる方向へ動く。一方で、 y_t が正から負の値へと振り下がる区間では x_G は下端側に移動し、図 8(b) の x_G と同方向の運動を示す。この結果、 y_t の振り上がりや振り下がる区間で x_G は逆向きに移動して互いの動きを相殺し、 x 方向の移動が停止する。図 9(c) の板ばね先端角変位 θ_t については図 8(c) と同様の動きを示している。 y_t と θ_t の動きは図 8(a), (c) に示した下端方向移動の場合と同様であり、現時点では板ばねの x 方向移動が停止する理由、具体的には y_t の振り上げ区間で x_G の上端方向移動が生じる理由は不明である。詳細は省略するが、様々な数値計算の結果、板ばねの x 方向の曲げ変形の向きが x_G の動きに関わることがわかってきた。この点を次の研究のステップとして進める予定である。

4.3 上端方向移動 (加振振動数 10.0 Hz, $L_A = 82.8$ mm, $L_B = 87.5$ mm)

上端方向移動の再現は、4.1 と 4.2 で用いた 13.75 Hz の加振振動数での再現が難しかったため、加振振動数を 10.0 Hz として逐次積分を行った。実験から、板ばねが上端方向に移動する際の振動は小振幅であることがわかっており、板ばねはほとんど弾性変形せず、剛体的な運動により上端方向に移動していると考えた。そのため、図 10 に示すように板ばねが回転軸に対して若干の傾きを持って取り付けられた際、あるいは回転軸が土台に対して若干の傾きを持つ際に、上端方向移動が発生すると予測し、板ばねが上端方向に 5° の偏角 (図 6 において $\theta = -5^\circ$ の初期ねじれ) を持つとして逐次積分を行った。図 8 および図 9 と同じ要領で結果を図 11 に示す。ただし、図 11(a) には板ばねの先端 y 方向変位として、下端側の変位 y_{tA} (赤) と上端側の変位 y_{tB} (緑) を示している。また、板ばね先端の角変位 θ_t (図 11(c)) に加え板ばね根元の角変位 θ_r も図 11(d) に示している。図 11(a) から、 y_{tA} および y_{tB} の位相は加振源である土台の振動 y_{base} と逆位相であり、共振振動数を越えた状態であることがわかる。振幅も下端方向移動 (図 8(a)) や x 方向移動停止 (図 9(a)) と比較して小さく、図 11(b) の板ばね重心 x_G が正方向へ移動していることから、実験で確認された小振幅での上端方向移動が再現されていることがわかる。また、表 1 に示したように、中間のガタは下側土台との隙間 1.6 mm より上側土台との隙間が 2.4 mm と大きく、板ばねは上側土台にほとんど接触していない。図 10 に示したように、板ばねは下側土台から離れる際に上端方向の速度成分を持ち、上側土台への接触がわずかなためあまり減速せず、上端に向かってほぼ同じ速度を維持している。中間ガタの上下の隙間に差を持たせると上端方向移動が生じ易いことは実験からも判明しており、逐次積分でもそれが再現された。図 11(c), (d) の角変位 (ねじれ角) θ_t, θ_r は -5° 以下の値で小さく変動しており、両者に大きな差がないことから、ねじれの弾性変形は小さいことがわかる。

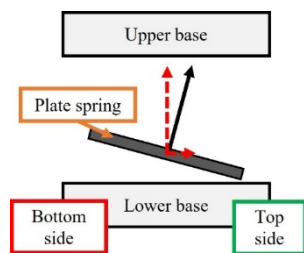


図 10 土台間隙間に対し傾きを持った板ばねの取り付け。

以上のように、逐次積分により板ばねの 3 種類の動き再現できた。一方で、 x 方向の移動停止、特に振り上げ時に上端方向へ戻る動きは完全に解明されていない。この解明の後、良好に自動共振同調を実現する設計変数を求め、設計指針の構築へ繋げることが今後の課題となる。

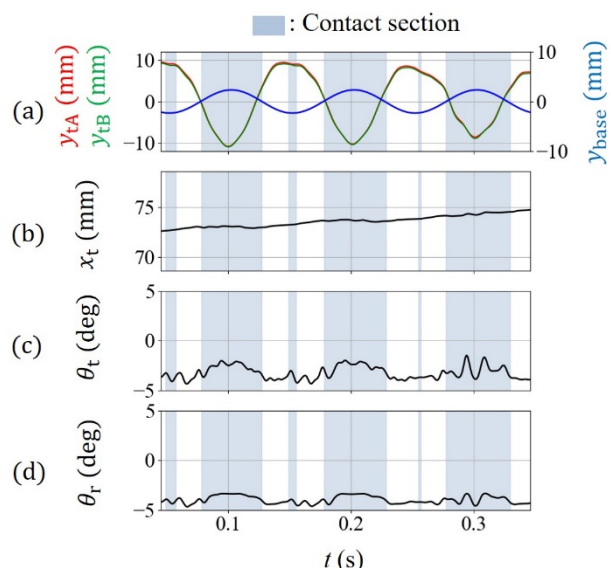


図 11 板ばねの上端方向移動。(a)土台の振動 y_{base} と板ばね先端の振動 y_{tA} , y_{tB} , (b)板ばね重心の x 方向の運動, (c)板ばね先端回転角 θ_t および(d)板ばね根元回転角 θ_r .

5. 主な発表論文等

〔雑誌論文〕 計0件

〔学会発表〕 計4件（うち招待講演 0件 / うち国際学会 0件）

1. 発表者名 後藤正賢, 井上卓見, 内藤大翔
2. 発表標題 受動型自動同調機構の数値計算およびその水平移動現象に関する考察
3. 学会等名 Dynamics and Design Conference 2022
4. 発表年 2022年

1. 発表者名 浅井喬大, 井上卓見, 森博輝, 宗和伸行
2. 発表標題 受動型自動同調機構における根元部ガタが水平移動に及ぼす影響に関する実験的考察
3. 学会等名 第54回学生員卒業研究発表講演会
4. 発表年 2023年

1. 発表者名 内藤大翔, 後藤正賢, 浅井喬大, 井上卓見
2. 発表標題 受動型自動同調機構における周波数追従現象の数値解析および考察
3. 学会等名 日本機械学会九州支部第76期総会・講演会
4. 発表年 2023年

1. 発表者名 大嶋悠生, 井上卓見, 森博輝
2. 発表標題 受動型自動同調機構における板ばね中心軸まわりの傾きに関する実験的考察
3. 学会等名 第55回学生員卒業研究発表講演会
4. 発表年 2024年

〔図書〕 計0件

〔産業財産権〕

〔その他〕

動吸振器や振動発電への応用に向けた自動共振同調機構の研究
https://dynamic.mech.kyushu-u.ac.jp/html_research/Re_Oscillation_mechanism.html

6. 研究組織

	氏名 (ローマ字氏名) (研究者番号)	所属研究機関・部局・職 (機関番号)	備考
--	---------------------------	-----------------------	----

7. 科研費を使用して開催した国際研究集会

〔国際研究集会〕 計0件

8. 本研究に関連して実施した国際共同研究の実施状況

共同研究相手国	相手方研究機関
---------	---------