

令和 2 年 6 月 8 日現在

機関番号：17102

研究種目：基盤研究(C) (一般)

研究期間：2017～2019

課題番号：17K06230

研究課題名(和文) 衝突振動システムに発生する低周波振動に対する効率的な防止対策法の構築

研究課題名(英文) Prevention of Low Frequency Vibration in a Vibroimpact System

研究代表者

森 博輝 (Mori, Hiroki)

九州大学・工学研究院・准教授

研究者番号：50451737

交付決定額(研究期間全体)：(直接経費) 3,600,000円

研究成果の概要(和文)：周期加振による衝突振動を利用した振動機械で発生する低周波振動を効率的に防止する手法の構築を目的として、床からばねで支持された状態で周期加振される下質量とその上を自由に飛び跳ねる上質量とから構成される区分線形2自由度系を扱い、それに動吸振器を取り付けた3自由度系の解析を行った。その結果、周期解の変分に対する状態遷移行列を求め、ホップ分岐を発生させる特性根が最も安定となるように動吸振器の最適設計を行うことにより、低周波振動の効率的な防止対策が可能であることがわかった。装置を用いた検証実験も実施して解析結果と比較したところ、両者の結果は対応しており解析の妥当性が確認された。

研究成果の学術的意義や社会的意義

振動ふるいをはじめとする衝突振動システムは産業界で広く使用されており、その正常運転を妨げる低周波振動の効率的な防止方法を示した本研究の成果は大きな社会的意義をもつ。さらに、動吸振器は強制振動の低減や平衡点の不安定化に起因する一部の自励振動の安定化に対しては適用例が見られるものの、衝突をともなう周期振動の安定化に対する効果は不明な点が多く、その有効性を示したことは学術的にも意義があるといえる。

研究成果の概要(英文)：The occurrence of the low frequency vibration in vibroimpact systems such as vibrating screens reduces the reliability of the system and precludes normal operation when its amplitude is excessive. For suppressing the low frequency vibration, this research analytically investigates the effect of a dynamic absorber on vibration characteristics. The system investigated comprises two masses which can move only in the vertical direction under gravity. The lower mass is supported by a spring and subjected to a periodic exciting force, whereas the upper mass bounces freely on the lower mass. The effect of the parameters of a dynamic absorber mounted on the lower mass is examined, demonstrating that an optimal set of values for the natural frequency and the damping ratio to prevent the low frequency vibration is obtained by the proposed analysis. Experiments have also been conducted, showing a good agreement with analytical results.

研究分野：機械振動学

キーワード：制振 振動機械 衝突 低周波振動

様式 C-19、F-19-1、Z-19 (共通)

1. 研究開始当初の背景

振動ふるいのように周期加振による衝突振動を利用する機械では、低周波振動が発生して運転ができなくなることがある。最近の研究により、この現象が発生している機械に受動型の制振機器である動吸振器を設置すると、機械の運転に必要な加振振動数成分の振動は維持した状態で低周波振動のみを効果的に制振できることがわかってきた。しかしながら、衝突が生じる振動系の挙動については非線形力学の観点からカオスや分数調波共振などについて調べた例はあるものの、上述の低周波振動の研究例は見られない。そのため、周期振動の不安定化を防止するための動吸振器の効果については不明な点が多く、設計をする際に利用可能な指針も存在しない。

2. 研究の目的

動吸振器は強制振動系における周期振動の低減に用いられるほか、近年では、線形系の平衡状態の不安定化に起因する自励振動の防止にも有効であることが明らかになりつつある。しかしながら、上記のような周期振動の不安定化の防止については理論が整備されていない。

本研究課題では、このような有害な低周波振動に対する効率的な防止対策の構築を目的としている。基本的な2自由度衝突系に動吸振器を設置したモデルによる解析を行い、動吸振器の固有振動数および減衰比が低周波振動の制振効果に及ぼす影響を明らかにすることによって、動吸振器の設計指針を明確化する。

3. 研究の方法

本報では、図1のようにばねで支持された下質量の上を上質量が衝突をしながら飛び跳ねる解析モデルを扱う。以下では、下質量および上質量からなる2自由度系を主系と呼ぶ。下質量には動吸振器が取り付けられており、両質量および動吸振器は上下方向にのみ運動するものとする。下質量および上質量の質量をそれぞれ M および m 、動吸振器の質量を m_a とし、下質量と地面との間のばねのばね定数を K 、動吸振器の減衰係数およびばね定数をそれぞれ c_a および k_a 、重力加速度を a とする。なお、ここで重力加速度に $g(\approx 9.81 \text{ m/s}^2)$ を用いていないのは、回転自由度をもつ系を等価な並進系に置き換える場合などのように、 g とは異なる重力加速度の項が現れる場合もあるためである。下質量、上質量、動吸振器の変位をそれぞれ x 、 y 、 x_a とし、下質量には遠心力型の外力 $E\Omega^2 \cos \Omega(t+\tilde{t})$ が作用するものとする。 \tilde{t} は衝突時刻を表しており、衝突直後を時間の原点 ($t=0$) とする。両質量が接触していない時の運動方程式は次式となる。

$$\left. \begin{aligned} x'' + 2\mu_a \zeta_a \nu_a (x' - x'_a) + x + \mu_a \nu_a^2 (x - x_a) &= \varepsilon \nu^2 \cos \nu(\tau + \tilde{\tau}) \\ y'' &= -\alpha, \quad x''_a + 2\zeta_a \nu_a (x'_a - x') + \nu_a^2 (x_a - x) = 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ここで、 $\prime = d/d\tau$ であり、次の無次元時間およびパラメータを導入した。

$$\left. \begin{aligned} \tau &= \omega_{n1} t, \quad \varepsilon = \frac{E}{M}, \quad \omega_{n1} = \sqrt{\frac{K}{M}}, \quad \omega_{na} = \sqrt{\frac{k_a}{m_a}} \\ \nu &= \frac{\Omega}{\omega_{n1}}, \quad \nu_a = \frac{\omega_{na}}{\omega_{n1}}, \quad \alpha = \frac{a}{\omega_{n1}^2}, \quad \mu = \frac{m}{M}, \quad \mu_a = \frac{m_a}{M}, \quad \zeta_a = \frac{c_a}{2\sqrt{m_a k_a}} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

上質量と下質量は相対変位が零となる時刻で衝突を生じ、その条件は次式となる。

$$x(\tau_{p-}) = y(\tau_{p-}) \quad (3)$$

ここに、 $\tau_p = 2\pi/\nu$ であり、強制振動解の無次元周期を表す。また、衝突直前および直後の時刻をそれぞれ τ_{p-} および τ_{p+} としている。下質量、上質量、動吸振器の速度をそれぞれ v 、 u 、 v_a とすれば、衝突点における運動量保存則および反発の式を整理することで次式が得られる。

$$v(\tau_{p+}) = \gamma v(\tau_{p-}) + \beta \mu u(\tau_{p-}), \quad u(\tau_{p+}) = \beta v(\tau_{p-}) + \chi u(\tau_{p-}) \quad (4)$$

ここに、

$$\beta = \frac{1+e_r}{1+\mu}, \quad \gamma = \frac{1-e_r\mu}{1+\mu}, \quad \chi = \frac{\mu-e_r}{1+\mu} \quad (5)$$

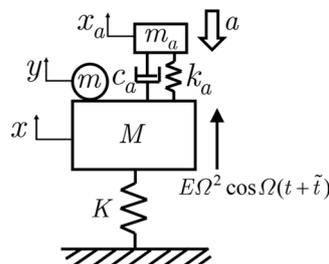


図1 解析モデル

であり, e_r は上下質量間の反発係数である. さらに, 衝突点では下質量の変位, 上質量の変位, 動吸振器の変位および速度がいずれも連続である条件から以下の関係が成り立つ.

$$x(\tau_{p-}) = x(\tau_{p+}), y(\tau_{p-}) = y(\tau_{p+}), x_a(\tau_{p-}) = x_a(\tau_{p+}), v_a(\tau_{p-}) = v_a(\tau_{p+}) \quad (6)$$

低周波振動は周期解の不安定化によって生じるため, 式(1)の周期解を求めてその安定性について検討する. 周期解の中には, 衝突の瞬間を除けば上下質量が常に非接触状態にある解と, 上下質量が一定の時間接触を保ち一体となって運動する状態を含む解とが存在する. 周期に関しても, 外力と等しい周期をもつ解と, その整数倍の周期をもつ解とが存在する. 本研究の解析では最も基本的な場合である, 衝突の瞬間を除けば上下質量が非接触状態にあり, かつ外力と等しい周期の解を対象に検討を行う. なお, 以下に述べる周期解およびその安定性に関する解析で得られる式は非常に複雑なものとなるため, ここでは計算手続きの概要のみを述べる.

衝突直後の時刻 $t = 0$ における変位をそれぞれ x_0, y_0, x_{a0} , 速度をそれぞれ v_0, u_0, v_{a0} とする. また, 無次元衝突時刻を $\tilde{\tau}$ とすれば, 式(1)の一般解は次のように表される.

$$\left. \begin{aligned} x &= \sum_{r=1}^2 e^{-\sigma_r \tau} (a_r \cos \nu_{dr} \tau + b_r \sin \nu_{dr} \tau) + \alpha_1 \cos \nu(\tau + \tilde{\tau}) + \beta_1 \sin \nu(\tau + \tilde{\tau}) \\ v &= \sum_{r=1}^2 e^{-\sigma_r \tau} \{(-\sigma_r \cos \nu_{dr} \tau - \nu_{dr} \sin \nu_{dr} \tau) a_r + (-\sigma_r \sin \nu_{dr} \tau + \nu_{dr} \cos \nu_{dr} \tau) b_r\} \\ &\quad - \nu(\alpha_1 \sin \nu(\tau + \tilde{\tau}) - \beta_1 \cos \nu(\tau + \tilde{\tau})) \\ y &= -\frac{1}{2} \alpha \tau^2 + u_0 \tau + y_0, \quad u = -\alpha \tau + u_0 \\ x_a &= \sum_{r=1}^2 |\phi_r| e^{-\sigma_r \tau} \{a_r \cos(\nu_{dr} \tau + \theta_r) + b_r \sin(\nu_{dr} \tau + \theta_r)\} + \alpha_2 \cos \nu(\tau + \tilde{\tau}) + \beta_2 \sin \nu(\tau + \tilde{\tau}) \\ v_a &= \sum_{r=1}^2 |\phi_r| e^{-\sigma_r \tau} \{[-\sigma_r \cos(\nu_{dr} \tau + \theta_r) - \nu_{dr} \sin(\nu_{dr} \tau + \theta_r)] a_r \\ &\quad + [-\sigma_r \sin(\nu_{dr} \tau + \theta_r) + \nu_{dr} \cos(\nu_{dr} \tau + \theta_r)] b_r\} - \nu(\alpha_2 \sin \nu(\tau + \tilde{\tau}) - \beta_2 \cos \nu(\tau + \tilde{\tau})) \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

ここに, σ_r および ν_{dr} は下質量と動吸振器からなる 2 自由度系の減衰自由振動における r 次固有モードの特性根の実部および虚部, $|\phi_r|$ は r 次固有モードにおける下質量変位に対する動吸振器変位の振幅比, θ_r は下質量に対する動吸振器変位の位相差である. これらはいずれも式(1)の第 1 式および第 3 式から求められる. また, 角振動数 ν の調和関数の項は強制振動解に対応する成分であり, 係数 $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2$ の値は式(1)の第 1 式および第 3 式を満たす特解から求められる.

周期解に対する未知数 $y_0, u_0, a_1, b_1, a_2, b_2, \tilde{\tau}$ は以下のように求められる. まず, 状態量の中で衝突の前後で連続である x, y, x_a, v_a については $x(0) = y(0), x(0) = x(\tau_p), y(0) = y(\tau_p), x_a(0) = x_a(\tau_p), v_a(0) = v_a(\tau_p)$ の 5 本の式が成り立つ. 一方, 不連続となる v, u は式(4)に示した 2 本の式を満たす. これら 7 本の式に式(7)を代入して連立させれば上記の未知数を求めることができる.

周期解の安定性は変分の挙動を調べることで判別できる. まず, 状態量 x, v, y, u, x_a, v_a に関する変分を $\delta z, \delta w, \delta y, \delta u, \delta z_a, \delta w_a$ とすれば, 式(1)に対応する変分方程式は次式となる.

$$\left. \begin{aligned} \delta z'' + 2\mu_a \zeta_a \nu_a (\delta z' - \delta z'_a) + \delta z + \mu_a \nu_a^2 (\delta z - \delta z_a) &= 0 \\ \delta y'' &= 0 \\ \delta z_a'' + 2\zeta_a \nu_a (\delta z'_a - \delta z') + \nu_a^2 (\delta z_a - \delta z) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

式(8)から任意の初期値に対する一般解を求めることにより, 衝突直後 $\tau = 0_+$ および衝突直前 $\tau = \tau_{p-}$ における変分の関係は次のように行列を用いて表すことができる.

$$\boldsymbol{\eta}_1 = \mathbf{F} \boldsymbol{\eta}_0 \quad (9)$$

ここに, $\boldsymbol{\eta}$ は変分を $\boldsymbol{\eta} = [\delta z \ \delta w \ \delta y \ \delta u \ \delta z_a \ \delta w_a]^T$ とベクトル表示したもので, $\boldsymbol{\eta}_0 = \boldsymbol{\eta}(0_+)$ および $\boldsymbol{\eta}_1 = \boldsymbol{\eta}(\tau_{p-})$ であり, 行列 \mathbf{F} の成分は解析的に求められる.

次に衝突の直前および直後における変分の関係について考える. 変分が重畳された解では, 次のように変分を含む相対変位が零となる瞬間に衝突が生じる.

$$x(\tau_{p-} + \delta\tau) + \delta z(\tau_{p-} + \delta\tau) = y(\tau_{p-} + \delta\tau) + \delta y(\tau_{p-} + \delta\tau) \quad (10)$$

ここに, $\delta\tau$ は変分に起因する衝突時刻の変化を表す. この $\delta\tau$ を考慮した衝突点における変分について, 状態量に関する式(4)および式(6)と同様に以下の式が得られる.

$$\begin{bmatrix} v(\tau_{p+} + \delta\tau) + \delta w(\tau_{p+} + \delta\tau) \\ u(\tau_{p+} + \delta\tau) + \delta u(\tau_{p+} + \delta\tau) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \gamma & \beta\mu \\ \beta & \chi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v(\tau_{p-} + \delta\tau) + \delta w(\tau_{p-} + \delta\tau) \\ u(\tau_{p-} + \delta\tau) + \delta u(\tau_{p-} + \delta\tau) \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$\left. \begin{aligned} x(\tau_{p-} + \delta\tau) + \delta z(\tau_{p-} + \delta\tau) &= x(\tau_{p+} + \delta\tau) + \delta z(\tau_{p+} + \delta\tau) \\ y(\tau_{p-} + \delta\tau) + \delta y(\tau_{p-} + \delta\tau) &= y(\tau_{p+} + \delta\tau) + \delta y(\tau_{p+} + \delta\tau) \\ x_a(\tau_{p-} + \delta\tau) + \delta z_a(\tau_{p-} + \delta\tau) &= x_a(\tau_{p+} + \delta\tau) + \delta z_a(\tau_{p+} + \delta\tau) \\ v_a(\tau_{p-} + \delta\tau) + \delta w_a(\tau_{p-} + \delta\tau) &= v_a(\tau_{p+} + \delta\tau) + \delta w_a(\tau_{p+} + \delta\tau) \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$\delta\tau$ を微小量として式(10)~式(12)を1次の項まで展開し、さらにそれらから $\delta\tau$ を消去した結果を行列の形に整理すれば、衝突の直前 $\tau = \tau_{p-}$ と直後 $\tau = \tau_{p+}$ の変分の関係を次のように表せる。

$$\boldsymbol{\eta}_2 = \mathbf{P}\boldsymbol{\eta}_1 \quad (13)$$

ここに、 $\boldsymbol{\eta}_2 = \boldsymbol{\eta}(\tau_{p+})$ である。行列 \mathbf{P} の具体的な内容については複雑になるため省略する。

式(9)および式(13)から、変分 $\boldsymbol{\eta}_0$ と $\boldsymbol{\eta}_2$ の間の状態遷移行列 \mathbf{T} を次のように求めることができる。

$$\boldsymbol{\eta}_2 = \mathbf{P}\mathbf{F}\boldsymbol{\eta}_0 = \mathbf{T}\boldsymbol{\eta}_0 \quad (14)$$

状態遷移行列 \mathbf{T} の全ての固有値（特性乗数） λ の絶対値が1より小さければ周期解は漸近安定、1つでも1より大きいものが存在すれば不安定であると判別される。

4. 研究成果

パラメータを表1の値に設定し、状態遷移行列 \mathbf{T} を用いて外力の加振振動数 ν に対する特性乗数 λ の絶対値を調べた結果を図2(a)に示す。図では全部で6個求められる特性乗数 λ のうち正および負の実数のものをそれぞれ橙色および赤色で示し、複素共役のものを青色で示している。また、図2(b)は複素共役な特性乗数の絶対値が1を超えるホップ分岐点付近の拡大図である。

図2(b)には2組の複素共役な特性乗数が示されており、そのうち1組は図の全範囲で安定であるが、もう1組は $\nu > 5.247$ の範囲で特性乗数の絶対値が1を超えており、ホップ分岐による周期解の不安定化が生じていることがわかる。低周波振動の発生はこのようなホップ分岐点による周期解の不安定化に起因している。

なお、図2(a)の $\nu = 5.626$ 付近では、赤色で示した負の実数の特性乗数の絶対値も1を超えている。この点では周期倍分岐による解のさらなる不安定化が生じるが、周期倍分岐点については低周波振動との間に直接的な関係が見られないことから、本論文では考察の対象としない。

次に、動吸振器の固有角振動数 ω_{na} および減衰比 ζ_a が低周波振動に与える影響について検討するために、動吸振器の固有角振動数比 ν_a および減衰比 ζ_a の値と特性乗数の絶対値 $|\lambda|$ との間の関係について調べた。

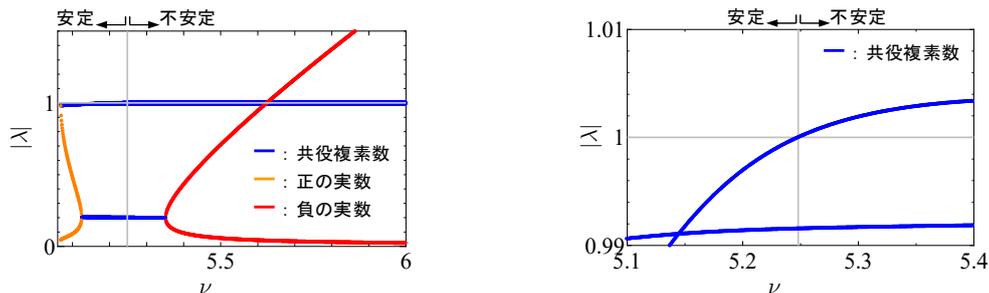
まず、動吸振器の減衰比を $\zeta_a = 0.1$ に固定し、固有角振動数比 ν_a のみを変化させた際の特性乗数の絶対値 $|\lambda|$ の変化について調べた。なお、上述のように、図2(a)に赤色で示した特性乗数の絶対値が1を超える点で周期倍分岐による周期解の不安定化が生じることから、この周期倍分岐点よりも加振振動数 ν が小さい範囲を考察の対象とした。

図3(a)~図3(c)にはそれぞれ、固有振動数比の値を $\nu_a = 0.5, 0.9, 1.3$ としたときの特性乗数の絶対値 $|\lambda|$ を示している。図に示されている特性乗数は1組の複素共役のもの、1個の負の実数のものであるが、これら以外の特性乗数の絶対値は図示した縦軸の範囲よりも小さい。また、図中の $|\lambda_{\max}|$ は周期倍分岐点よりも加振振動数 ν が小さい範囲における複素特性乗数の絶対値の最大値であり、低周波振動の発生に関して最も不安定度の高い点に対応する。

図3(a)より、固有振動数比が $\nu_a = 0.5$ の場合には複素共役な特性乗数の絶対値が1を超える不安定な範囲がある。図3(b)のように固有角振動数比をより大きな $\nu_a = 0.9$ とすると、図3(a)において不安定であった特性乗数の絶対値が1より小さくなって周期解は安定化した。固有振動数比の値をさらに大きくした図3(c)の場合では、図3(b)で安定化した特性乗数の絶対値が再び1を

表1 パラメータ

ω_{n1} [rad/s]	a [m/s ²]	ε [m]	μ [-]	μ_a [-]	e_r [-]
27.1	21.6	2.69×10^{-3}	0.169	0.01	0.2



(a) 全体図

(b) 拡大図

図2 特性乗数 λ の絶対値と加振振動数 ν の関係 ($\nu_a = 0.8, \zeta_a = 0.01$)

超える範囲が現れて解が不安定化した。以上の結果より、低周波振動の制振を図る上で動吸振器の固有振動数比 ν_a には最適値が存在することがわかる。

次に、動吸振器の固有振動数比 ν_a を $\nu_a = 0.8$ に固定し、減衰比 ζ_a のみを変化させた際の特性乗数の絶対値 $|\lambda|$ の変化を図4に示す。図4(a)の $\zeta_a = 0.01$ の場合には、複素共役な特性乗数の絶対値が1を超える不安定な範囲がある。図4(b)のように減衰比をより大きな $\zeta_a = 0.2$ とすると、図4(a)において不安定であった特性乗数の絶対値が1より小さくなり周期解は安定化した。減衰比の値をさらに大きな $\zeta_a = 0.8$ とした図4(c)の場合では、図4(b)で安定化した特性乗数の絶対値が再び1を超える範囲が現れて周期解が不安定化した。このように、動吸振器の減衰比 ζ_a にも最適値が存在する。

動吸振器の固有角振動数 ν_a および減衰比 ζ_a のいずれにも最適値が存在することから、それら両方を調整することで最適設計が可能である。最も不安定度の高い点は図3および図4に示す $|\lambda_{\max}|$ であることから、これを最小とする ν_a および ζ_a の組み合わせが最適値であると考えられる。実際に ν_a および ζ_a の値を網羅的に変化させながら $|\lambda_{\max}|$ の値が最小となる値の組み合わせを調べた結果、動吸振器の最適設計値となる ν_a および ζ_a の値が求められた。

最後に、紙面の都合により装置やパラメータの表示は省略するが、動吸振器の効果に関する検証実験を実施した。装置における加振方法の都合上、これに対応する系に対して上記の解析結果をそのまま用いることが困難であったため、特性乗数の計算にはシューティング法を用いた。使用した実験装置で加振振動数を増加させていくと低周波振動よりも先に2倍周期振動が発生した。そこで、2倍周期振動の安定性に及ぼす動吸振器パラメータの影響を実験と解析で調べて比較を行った。得られた結果を図5に示す。緑色は安定周期解、青色および赤色の領域はそれぞれホップ分岐および周期倍分岐に基づく不安定周期解を表しており、これらの領域で2倍周期振動、低周波振動および4倍周期振動が発生すれば、解析と実験の対応が取れることを意味する。

図5のように、実験では固有振動数 ν_a の増加にとまない「低周波振動→2倍周期振動→4倍周期振動→2倍周期振動」と推移している。これは減衰比が実験時の同定値よりも若干高い範囲における解析結果と一致している。このように、実験と解析で一定程度の対応が確認され、解析の妥当性が確認できたと考える。なお、解析の精度は減衰比の同定精度を改善することでさらに向上させることが可能であると思われる。

以上の結果から、衝突振動システムをモデル化した上で周期解の変分に対する状態遷移行列を求め、ホップ分岐を発生させる特性根を最も安定にすることを指針として動吸振器の最適設計が可能であり、低周波振動を効率的に防止できることがわかった。

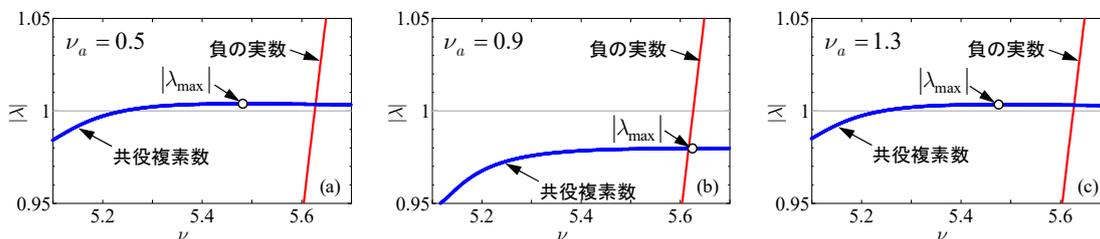


図3 ν_a の影響($\zeta_a = 0.1$)

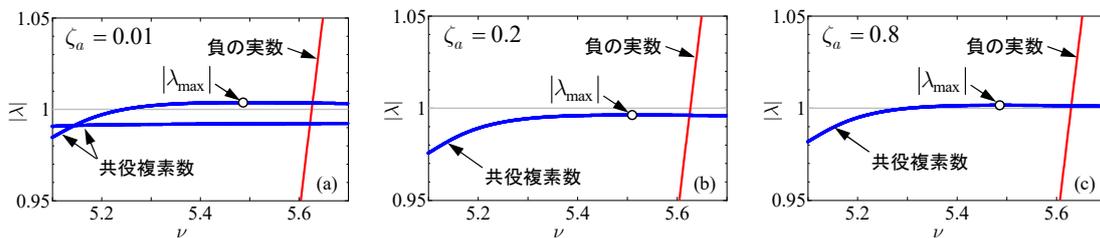


図4 ζ_a の影響($\nu_a = 0.8$)

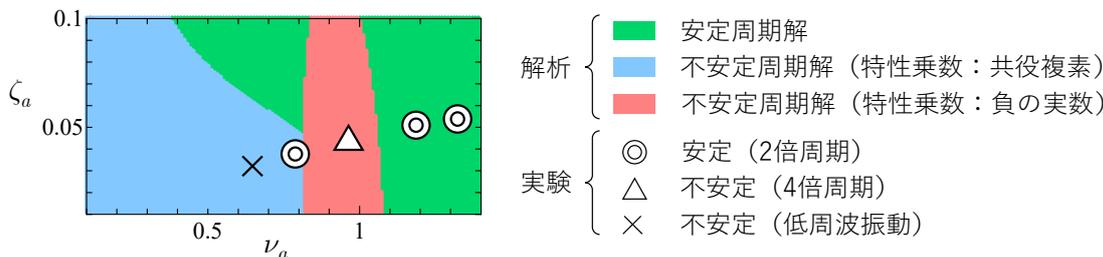


図5 実験と解析で得られた2倍周期振動の安定性の比較

5. 主な発表論文等

〔雑誌論文〕 計1件（うち査読付論文 1件 / うち国際共著 0件 / うちオープンアクセス 0件）

1. 著者名 Miwa Sueda, Takahiro Kondou, Hiroki Mori	4. 巻 Vol.1
2. 論文標題 Energetic Consideration on the Occurrence Condition of Self-Synchronization in Two Unbalanced Rotors	5. 発行年 2019年
3. 雑誌名 Abstracts of the 18th Asia-Pacific Vibration Conference	6. 最初と最後の頁 212-213
掲載論文のDOI（デジタルオブジェクト識別子） なし	査読の有無 有
オープンアクセス オープンアクセスではない、又はオープンアクセスが困難	国際共著 -

〔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 小川諒, 森博輝, 近藤孝広, 宗和伸行, 阿部倫大
2. 発表標題 衝突系に発生する低周波異常振動に関する研究（動吸振器の効果に関する解析的検討）
3. 学会等名 日本機械学会 機械力学・計測制御部門D&D2019講演会
4. 発表年 2019年

1. 発表者名 萱岡和士, 森 博輝, 近藤孝広, 宗和伸行, 清水康博
2. 発表標題 衝突系に発生する低周波異常振動に関する研究（力学的エネルギーに関する検討）
3. 学会等名 日本機械学会 機械力学・計測制御部門D&D2018講演会
4. 発表年 2018年

1. 発表者名 森 博輝, 阿部倫大, 近藤孝広, 宗和伸行, 萱岡和士
2. 発表標題 衝突系に発生する低周波異常振動に関する研究（動吸振器による制振）
3. 学会等名 日本機械学会 機械力学・計測制御部門D&D2018講演会
4. 発表年 2018年

1. 発表者名 清水康博, 森博輝, 近藤孝広, 宗和伸行, 萱岡和士
2. 発表標題 衝突系に発生する低周波異常振動に関する研究 (発生振動数に関する検討)
3. 学会等名 日本機械学会機械力学・計測制御部門D&D2017講演会
4. 発表年 2017年

〔図書〕 計0件

〔産業財産権〕

〔その他〕

-

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
研究分担者	近藤 孝広 (Kondou Takahiro) (80136522)	九州大学・工学研究院・教授 (17102)	