

科学研究費助成事業（科学研究費補助金）研究成果報告書

平成24年 5月15日現在

機関番号：12401

研究種目：若手研究（B）

研究期間：2010～2011

課題番号：22760166

研究課題名（和文） 摩擦に起因する平板の自励振動のメカニズム解明および防止対策に関する研究

研究課題名（英文） Suppression of Friction-Induced Vibration of a Plate

研究代表者

森 博輝 (MORI HIROKI)

埼玉大学・大学院理工学研究科・助教

研究者番号：50451737

研究成果の概要（和文）：機械システムでは、しばしば摩擦振動の発生が問題となる。とくに、板状の機械部品に摩擦振動が発生すると、騒音問題を引き起こすことが多い。たとえば、自動車のパワーウィンドウを閉じる際にしばしば発生する騒音は、人に不快感を与える。本報では、このような摩擦に起因する自励振動のメカニズムについて調べるために、平板がゴム球で擦られることにより生じる振動を対象として、振動の様子を実験的に調べた。さらに、振動低減を目的として動吸振器の効果について検討した。

研究成果の概要（英文）：When a plate-like object is rubbed by rubber, self-excited vibration is induced due to friction. Such friction-induced vibration often results in noise since plate vibration oscillates the air. An example is the noise induced by a closing window of an automobile. For reducing the vibration, we experimentally investigate fundamental characteristics of the vibration and effects of a dynamic absorber which is mounted on a plate.

交付決定額

（金額単位：円）

	直接経費	間接経費	合計
2010年度	2,700,000	810,000	3,510,000
2011年度	500,000	150,000	650,000
年度			
年度			
年度			
総計	3,200,000	960,000	4,160,000

研究分野：機械振動学

科研費の分科・細目：機械工学 ・ 機械力学・制御

キーワード：摩擦振動・制振

1. 研究開始当初の背景

機械システムでは、しばしば摩擦振動の発生が問題となる。Adams は、弾性体上に置かれた張力の付加されているはりが粗い面との間ですべり運動を生じるモデルを用いて、摩擦係数、接触部の剛性等が系の安定性に及ぼす影響を明らかにしている (Adams, G. G., Self-Excited Oscillations in Sliding with a

Constant Friction Coefficient – A Simple Model, Journal of Tribology, 1996). Ouyang らは円板を挟んだ両側に位置する2個のスライダから円板に摩擦力が作用する系を扱い、円板およびスライダの減衰が系の安定化に有効であることを示している (Ouyang, H. and Mottershead, J. E., Dynamic Instability of an Elastic Disk under the Action of a Rotating

Friction Couple, Journal of Applied Mechanics, 2004). 中野らは自転車および自動車のディスクブレーキに生じる鳴きを抑制するために動吸振器を適用し、自転車用ディスクブレーキの鳴きに対しては動吸振器の減衰が重要であるが (Nakano, Y. et al., Experimental Investigation on Countermeasure against Squeal Phenomena in a Bicycle Disk Brake by a Dynamic Absorber, Proceedings of the 11th Asia Pacific Vibration Conference, 2005), 自動車用ディスクブレーキに生じる低周波鳴きに対しては減衰の付加を考慮する必要がないことを示している (Nakano, Y. et al., Experimental Investigation on Countermeasure against Squeal Phenomena in a Car Disk Brake by a Dynamic Absorber, Proceedings of the 12th Asia Pacific Vibration Conference, 2007). 小野らは HDD のヘッドスライダーに生じる跳びはねをとまなう摩擦振動に関して、スライダーとディスクとの間の接触力を単純化した 2 自由度モデルによる数値シミュレーションを行い、実験結果と対応する計算結果が得られることを示している (Ono, K. and Yamane, M., Improved Analysis of Unstable Bouncing Vibration and Stabilizing Design of Flying Head Slider in Near-Contact Region, Journal of Tribology, 2007).

とくに、板状の機械部品に摩擦振動が発生すると、騒音問題を引き起こすことが多い。たとえば、自動車のパワーウィンドウを閉じる際にしばしば発生する騒音は、人に不快感を与える。

2. 研究の目的

本研究課題では、上述のような摩擦に起因する自励振動のメカニズムについて調べるために、平板がゴム球で擦られることにより生じる振動を対象として、振動の様子を実験的に調べた。さらに、振動低減を目的として動吸振器の効果について検討した。

3. 研究の方法

本研究で用いた実験装置の概要を図 1 に示す。水平に張った 2 本のワイヤの上にガラス板が水平に置かれている。ガラス板の寸法およびパラメータは図 1 および表 1 に示すとおりである。本報で対象とする振動モードはガラス板単体の 1 次モードとし、2 本のワイヤはそれぞれ 1 次モードの 2 本の節の位置となるようにしている。ガラス板を擦るゴム球はガラス板に押し付けられた状態で弾性梁から片持支持され、弾性梁の根元は金属ブロックに固定されている。金属ブロックは直動ガイドレールに結合されており、これを一定速度で水平方向に動かすことにより、図 1(b) に示すガラス板の中央部分 (1 次モードの腹の部分) がゴム球で擦られ、自励振動が発生す

る。ガラス板の振動は、図 1 に示す位置に設置した加速度センサを用いて計測した。

動吸振器は図 2 に示すように片持ち梁の先端に集中質量が取り付けられた構造をしており、図 1 および図 2 に示すようにガラス板長辺の中央部分に接着剤で取り付けられている。動吸振器の固有振動数はガラス板の固有振動数 133 Hz にほぼ一致させており、片持ち梁部分に減衰材を付加することで動吸振器の減衰比を変化させている。

4. 研究成果

(1) 平板に発生する自励振動の基本特性

図 3(a)に、動吸振器が設置されていないガラス板に発生した振動波形およびその周波数解析結果を示す。図より、ガラス板の振動が時間とともに成長し、その振動数はガラス板の固有振動数である 133 Hz に近いことがわかる。図 3(b)は、ガラス板から 130 mm だけ離れた場所に設置したマイクロフォンで計測した騒音である。ガラス板の振動に起因した騒音が発生していることがわかる。

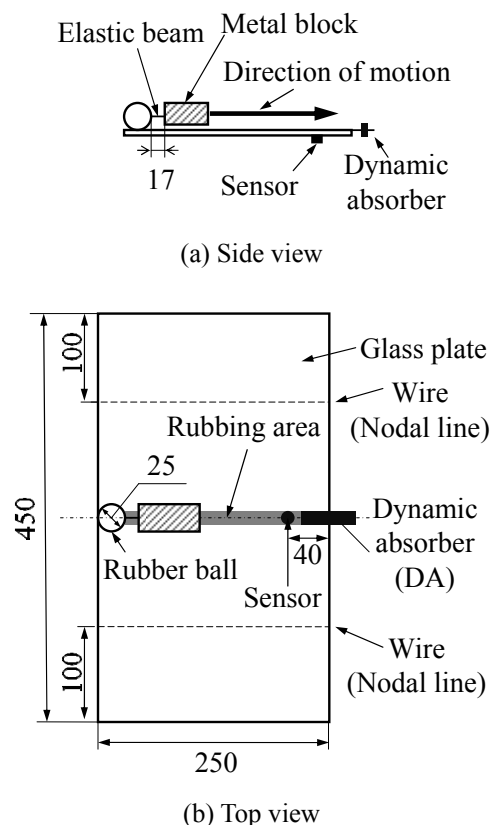


Fig.1 Experimental apparatus

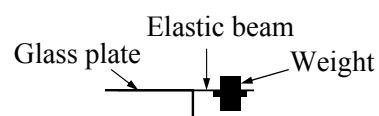
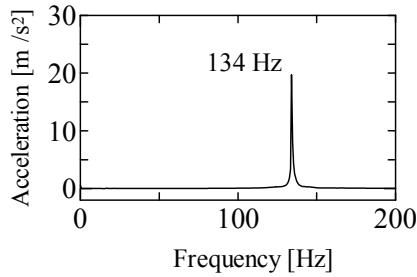
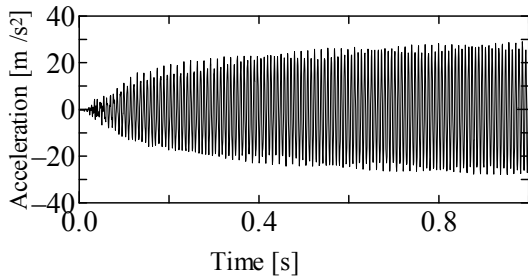


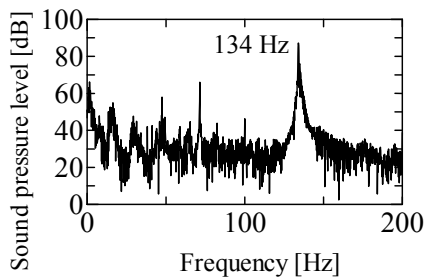
Fig.2 Sketch of a dynamic absorber (DA)

Table 1 Parameters of glass plate

Length [mm]	450
Width [mm]	250
Thickness [mm]	4.85
Mass [kg]	1.365
Young's modulus [GPa]	71.6
Poisson's ratio	0.23
1st natural frequency [Hz]	133
Damping ratio	0.001



(a) Plate acceleration



(b) Sound pressure level

Fig.3 Vibration of a glass plate without a dynamic absorber

図4は、高速度カメラによって観察された、ガラス板（動吸振器なし）に対するゴムボールの運動の概略を示したものである。図中のゴムボール近傍の黒色および灰色の矢印は、ボールの回転運動および並進運動を表している。図ではゴムボールの運動を実際よりも誇張して示している。図4より、ゴムボールに以下のような運動が生じていることがわかる。

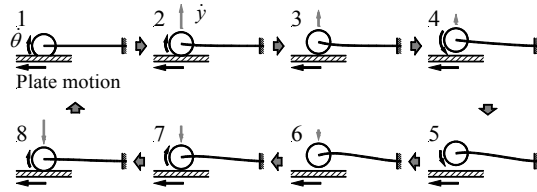
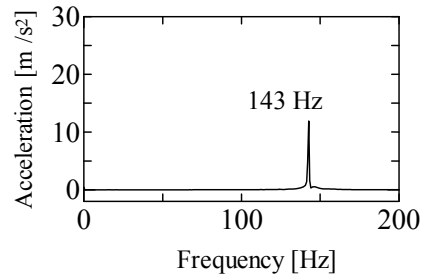
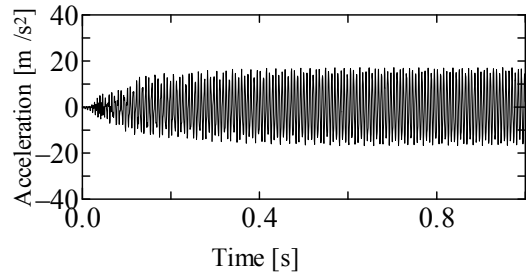
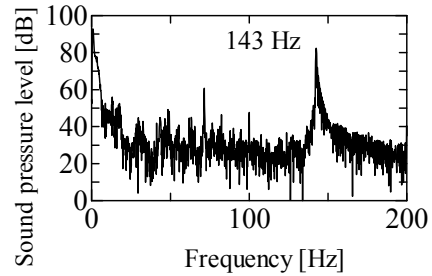


Fig.4 Motion of a rubber ball



(a) Plate acceleration



(b) Sound pressure level

Fig.5 Vibration of a glass plate with a dynamic absorber

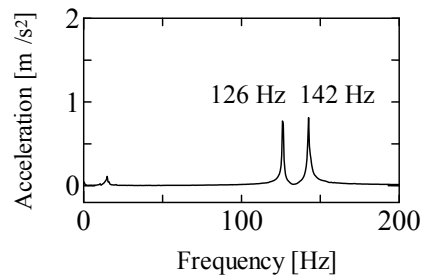


Fig.6 Natural frequencies of a glass plate with a dynamic absorber

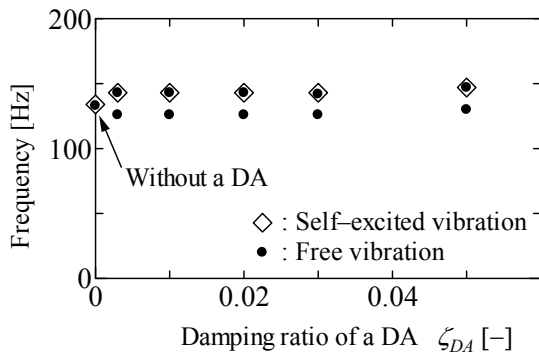


Fig. 7 Relationship between frequencies of self-excited vibration and free vibration

- (i) ガラス板の移動に起因する摩擦力によりボールに時計回りの回転運動が生じ、この回転運動がボールの並進運動へと変換される。(1→2)
- (ii) ゴムボールがガラス板から離れた後、ゴムボールの回転方向は反時計回りへと変わり、並進変位が最大となる。(2→3→4→5)
- (iii) ゴムボールは下向きに運動を開始し、再び時計回りに回転をはじめ。(5→6→7→8)
- (iv) ゴムボールはガラス板と接触し、上記(i)の状態へと戻る。(8→1)

このように、摩擦振動発生時にはゴムボールに跳びはねをともなう並進運動に加えて、回転運動が生じており、摩擦によってこの2つの運動が誘起されることで自励振動が生じていると考えられる。

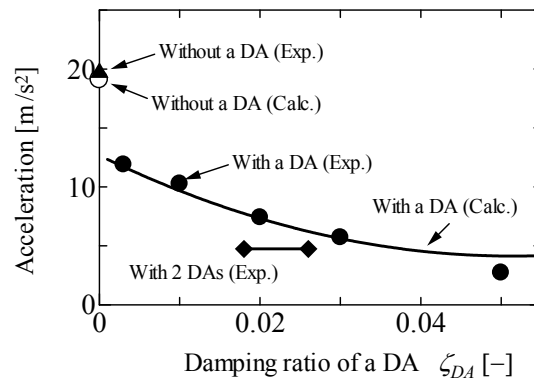
(2) 動吸振器による振動低減

次に、このようなガラス板の摩擦振動に対して、動吸振器を適用した。図5は動吸振器を取り付けた場合の実験結果を示したものである。図3の結果と比べて、振動および騒音が抑制されていることがわかる。したがって、ガラス板に取り付けられた動吸振器は自励振動の低減に有効であることがわかる。

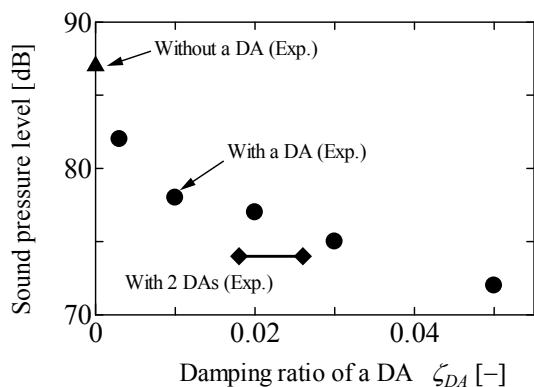
図5より、動吸振器が取り付けられたガラス板に発生した自励振動の振動数は143 Hzとなっている。この値について検討するために動吸振器が取り付けられたガラス板を打撃試験して得られた周波数解析結果を図6に示す。動吸振器を取り付けることでガラス板の1次の固有振動数が2つに分かれ、そのうちの1つが図5の振動数に近いことが確認できる。図7は、さまざまな減衰比の動吸振器を取り付けたガラス板について同様の実験を行った結果を示したものである。◇印が自励振動の振動数を、●印が動吸振器を取り付けたガラス板の固有振動数を示している。ただし、 $\zeta_{DA} = 0$ については動吸振器が取り付けられていないガラス板の結果である。図7よ

り、実験を行った範囲については、自励振動の振動数は系全体の固有振動数に近いことがわかる。

図8は各動吸振器を設置したときの実験結果(図8(a): 加速度振幅, 図8(b): 音圧レベル)を示したものである。▲印および●印がそれぞれ動吸振器無しおよび動吸振器1つのガラス板による実験結果を示している。また、2つの◇印を結んだ直線は、◇印で図示した減衰比をもつ動吸振器2つをガラス板に取り付けて得られた実験結果である。○印および実線が計算結果であり、計算方法については後述する。図8からわかるように、実験を行った範囲では減衰比の大きな動吸振器がガラス板の振動低減に有効であった。動吸振器2つを用いた場合は、同程度の減衰比をもつ動吸振器1つを用いた場合よりも大きな振動低減効果が見られたものの、より大きな減衰比をもつ1つの動吸振器に比べると振動低減の効果は小さかった。



(a) Plate acceleration



(b) Sound pressure level

Fig. 8 Effects of a dynamic absorber

最後に、動吸振器の効果に関する一考察として、数値シミュレーションによる検討を行う。本報で用いる解析モデルを図9に示す。上述のように、動吸振器を設置していないガラス板に摩擦振動が発生した場合の振動数は、ガラス板の1次の固有振動数に近いことから、ガラス板をモード質量 m_0 、モード減衰 c_0 、モード剛性 k_0 からなる1自由度系でモデル化する。ゴムボールとはりからなる摩擦機構は、質量のない長さ l および曲げ剛性 EI の片持ちはりの先端に、質量 m_1 および半径 a の球が取り付けられた系として取り扱う。ガラス板およびゴムボールの並進変位を z_0 および y で表し、ゴムボールの回転角を θ で表す。

また、振動発生時にゴムボールが跳びはねていることを考慮して、ゴムボールがガラス板と接しているときは図8(a)を、跳びはねているときは図8(b)のモデルを用いる。ゴムボールとガラス板の接触部における剛性および減衰の特性には非線形性が表れると考えられるが、簡単のために線形の剛性 k_c および減衰 c_c とする。さらに、ガラス板と接しているゴムボールには、ガラス板との間ですべりが生じないと仮定し、ガラス板の移動速度は一定であると仮定する。

動吸振器は質量 m_{DA} 、剛性 k_{DA} および減衰 c_{DA} からなる1自由度系でモデル化し、変位を z_{DA} とする。図中の r はガラス板のモード形状によって決まる定数であり、動吸振器設置位置における変位とゴムボール接触位置における変位の比を表す。

ゴムボール、ガラス板および動吸振器の並進変位に関する運動方程式は以下ようになる。

$$m_1 \ddot{y} + c_1 \dot{y} + (12EI/l^3)y - (6EI/l^2)\theta - F_n = 0 \quad (1)$$

$$m_0 \ddot{z}_0 + (c_0 + r^2 c_{DA}) \dot{z}_0 - r c_{DA} \dot{z}_{DA} + (k_0 + r^2 k_{DA})z_0 - r k_{DA} z_{DA} + F_n = 0 \quad (2)$$

$$m_{DA} \ddot{z}_{DA} + c_{DA} (\dot{z}_{DA} - r \dot{z}_0) + k_{DA} (z_{DA} - r z_0) = 0 \quad (3)$$

ここに、 $\dot{} = d/dt$ であり、 F_n はゴムボールとガラス板の接触部における垂直抗力を表す。ゴムボールの回転角に関する運動方程式および垂直抗力 F_n の式は接触状態に応じて切り換えが必要であり、ゴムボールがガラス板と接している図8(a)の場合には、以下のようになる。

$$\dot{\theta} = V/a \quad (4)$$

$$F_n = -c_c (\dot{y} - \dot{z}_0) - k_c (y - z_0) \quad (5)$$

ゴムボールがガラス板から跳びはねている図8(b)の場合には、以下のようになる。

$$J \ddot{\theta} + c_2 \dot{\theta} - (6EI/l^2)y + (4EI/l)\theta = 0 \quad (6)$$

$$F_n = -k_c d_s \quad (7)$$

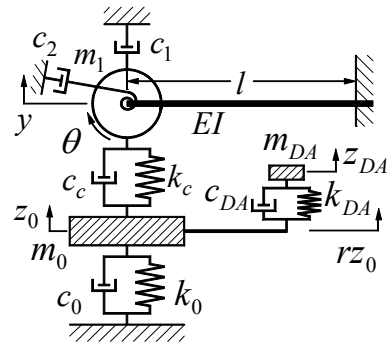
ここに、 $J = (2/5)m_1 a^2$ であり、 d_s は静的平衡状態における接触ばね k_c の静変位を表す。

表3に数値シミュレーションに用いたパラ

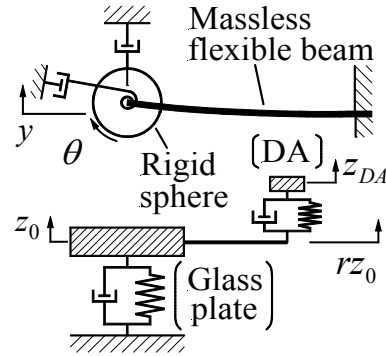
メータ値を示す。ここに、以下のパラメータを導入している。

$$\left. \begin{aligned} \zeta_0 &= c_0 / (2m_0 \omega_0), \zeta_1 = c_1 / (2m_1 \omega_b), \\ \zeta_2 &= c_2 / (2J \omega_b), \zeta_c = c_c / (2m_1 \omega_c), \\ \omega_0 &= \sqrt{k_0 / m_0}, \omega_b = \sqrt{3EI / m_1 l^3}, \\ \omega_c &= \sqrt{k_c / m_1} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

表3中の接触剛性 k_c は、ゴムボールに予め静荷重が作用した状態における剛性の測定結果をもとに設定した。また、 m_0 および r は、ガラス板の長辺および短辺を 10×8 に分割し、薄板の長方形要素を用いた有限要素法により求められた質量行列および固有モードベクトルから決定した。



(a) Contact state



(b) Bouncing state

Fig.9 Analytical models

Table 3 Parameters used for calculation

a [mm]	12.5	d_s [mm]	0.023
l [mm]	23.25	V [m/s]	0.06
m_0 [kg]	1.06	r	1.2
m_1 [g]	7.5	ζ_0	0.001
k_c [N/m]	1.7×10^4	ζ_1	0.005
ω_0 [rad/s]	$133 \times 2\pi$	ζ_2	0.010
ω_b [rad/s]	$25.5 \times 2\pi$	ζ_c	0.03

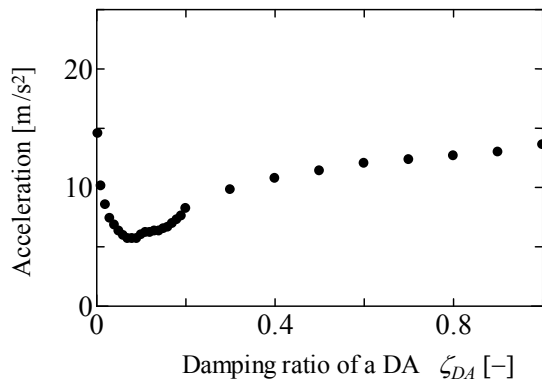


Fig.10 Effect of damping ratio of a DA
(Calculated)

図 8(a)には、動吸振器の減衰比 ζ_{DA} をさまざまな値に設定してガラス板の加速度振幅を計算した結果を、実験結果とともに示している。計算では、動吸振器の固有角振動数を $\omega_n = 133 \times 2\pi$ rad/s に設定して数点の数値計算を行い、得られた結果を2次曲線で近似したものを示している。図より、実験結果と同様に、計算結果においても動吸振器の減衰がガラス板の振動低減に有効であることがわかる。

上述のように、実験を行った範囲では動吸振器の減衰比が大きいほど自励振動は低減されたが、物理的な考察では減衰が大きすぎると動吸振器が振動しにくくなると考えられるので、減衰比の大きさには最適値が存在すると予想される。実験では、大きな減衰比を実現することは困難であるため、図9のモデルを用いた数値シミュレーションにより、減衰比の最適値について調べた。図10は計算結果を示したものであり、 $\zeta_{DA} = 0$ については、動吸振器無しの結果を示している。図のように、動吸振器の減衰が大きくなると、はじめはガラス板の振動は低減されるものの、減衰比が大きすぎると反対に振動が大きくなることわかる。

以上のように、動吸振器の減衰が摩擦に起因する自励振動の低減に有効であることを示すとともに、減衰比の値には最適値が存在することがわかった。

5. 主な発表論文等

(研究代表者、研究分担者及び連携研究者には下線)

[雑誌論文] (計5件)

- ① 森 博輝, 長嶺拓夫, 小山 翼, 佐藤勇一, 衝突系に発生する自励振動, 日本機械学会論文集 (C 編), 査読有, 77 巻 782 号, 2011, pp.3637-3647.
- ② Hiroki Mori, Takuo Nagamine, Yukihiro Akamatsu, Yuichi Sato, Effects of Stable

Nonlinear Normal Modes on Self-Synchronized Phenomena, Journal of System Design and Dynamics, 査読有, Vol.5, No.6, 2011, pp. 1337-1346.

[学会発表] (計9件)

- ① 森 博輝, 長嶺拓夫, 汪 丁嘉, 佐藤勇一, 平板に発生する自励振動の低減に関する研究, 日本機械学会関東支部第18期総会講演会, 講演論文集, No.120-1, pp.555-556, 2012年3月10日, 日本大学津田沼キャンパス.
- ② 森 博輝, 長嶺拓夫, 佐藤勇一, 小山 翼, 衝突をともなう系に生じる自励振動, 日本学術会議 第60回理論応用力学講演会, 講演論文集, pp.1-4, 2011年3月8日, 東京工業大学大岡山キャンパス.

6. 研究組織

(1) 研究代表者

森 博輝 (MORI HIROKI)

埼玉大学・大学院理工学研究科・助教

研究者番号: 50451737

(2) 研究分担者

なし

(3) 連携研究者

なし