

強制変位加振される機械構造物の フラフープとアシストモータを用いた制振実験

吉武裕*・稲垣和成**・安部晃***・村上心****・梶原修平*****

Vibration control experiment of mechanical structure subjected to forced displacement using Hula-Hoop and assist motor

by

Yutaka YOSHITAKE*, Kazunari INAGAKI**, Akira ABE***
Shin MURAKAMI**** and Shuhei KAJIHARA*****

The authors have been studying vibration control devices using Hula-Hoops. In this research, as a pre-stage of practical application of a vibration control device using a Hula-Hoop, vibration control of a larger main system than the conventional one is attempted by experiments and numerical calculations. A horizontal shaking table is used to excite the large main system, because the unbalance force is dangerous. In addition, we compare and examine the vibration control effects when assisting the rotation of the Hula-Hoop using an auxiliary motor, and when using a displacement magnification mechanism that enlarges the displacement of the rotation center of the Hula-Hoop. Following was made clear: (1) The vibration of main system can be controlled by using the assist motor that assists the rotation of the Hula-Hoop. (2) Synchronization of the assist motor and the external force is very important. (3) By using the displacement magnification mechanism, vibration can be controlled without using the assist motor.

Key words : *Nonlinear vibration, Vibration control device, Forced vibration, Hula-Hoop, Displacement expansion mechanism.*

1. 緒言

パッシブな制振装置の一つにバランシングの原理に基づく自動平衡装置^{1),2)}があるが、自動平衡装置は有害な自励振動が発生する可能性があるため、著者らは自励振動が発生する可能性のないフラフープの運動の原理を利用した制振装置を提案し、渦励振などの自励振動の制振^{3),4)}、強制振動の制振^{5)~8)}に適用した。

機械としては一般的な遠心力型の強制外力が作用する系の共振振動数より高い振動数領域において特に効果的であることを示した^{7),8)}。また、補助モータを用いることによりフラフープの回転抵抗を打ち消す機能を追加して、制振効果の向上を確認するとともに、制振のために必要なエネルギーだけでなく、動力源エネルギーも含めた系全体のエネルギーと制振効果の

令和元年 12 月 20 日受理

* システム工学部門 (Division of System Science)

** 総合工学専攻 (Department of Advanced Engineering)

*** トヨタ自動車 (株) (Toyota Motor Corporation)

**** 本田技研工業 (株) (Honda Motor Corporation)

***** 三井造船 (株) (Mitsui Engineering and Shipbuilding Corporation)

関係⁹⁾、および、フラフープが主系の振動に同期回転し制振を行う引き込み領域の広さとその特性等も調べた¹⁰⁾。そこで本研究では、フラフープを用いた制振装置の実用化の前段階として、主系を従来のものより大型化したものについての制振を実験と数値計算から試みる。起振力に関しては、アンバランスによるものは危険が伴うので水平振動台を用いることとする。また補助モータを用いてフラフープの回転をアシストする場合と、フラフープの回転中心の変位を拡大する変位拡大機構¹¹⁾を用いる場合の制振効果を比較検討する。主系の大型化にともない、制振装置も大型化するので、実用化手前であることも踏まえて、ここでは中型の制振装置と呼ぶことにする。

2. 解析モデルと運動方程式

強制外力が作用し、水平方向の振動を行う一自由度系にフラフープ制振装置を取り付けた系のモデルを図1に示す。パラメータの定義は以下のとおりである。

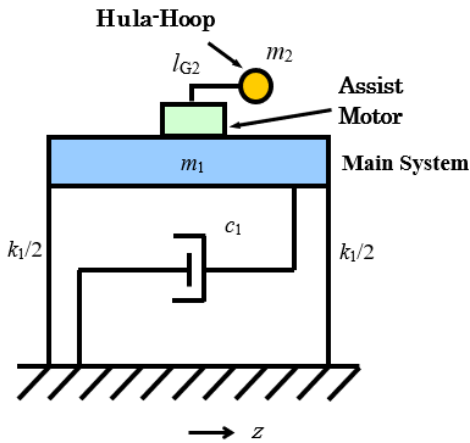


Fig.1 Analytical model

- x : 主系の変位
- θ : フラフープの回転角
- c_1 : 主系の粘性減衰係数
- c_2 : フラフープの粘性減衰係数
- k_1 : 主系の剛性
- m_1 : 主系の質量
- m_2 : フラフープの質量
- l_{G2} : フラフープの回転軸から重心までの長さ
- I_{G2} : フラフープの重心周りの慣性モーメント

ラグランジュの方程式を用いると、運動方程式は次式となる。

$$(m_1 + m_2)\ddot{x} + c_1\dot{x} + k_1x - m_2l_{G2}(\ddot{\theta}\sin\theta + \dot{\theta}^2\cos\theta) = Z_0k_1\cos\omega t - Z_0c_1\omega\sin\omega t \tag{1}$$

$$(I_{G2} + m_2l_{G2}^2)\ddot{\theta} - m_2l_{G2}\ddot{x}\sin\theta = 0 \tag{2}$$

また、主系の強制変位振幅については、遠心力型を模した加振とする。また、フラフープと釣り合う制振の条件を満たすために以下のように定義する。

$$Z_0 = \frac{m_2l_{G2}\omega^2}{\sqrt{k_1^2 + (c_1\omega)^2}} \tag{3}$$

3. 実験

振動台を使用し、主系に任意の振動数と振幅を与えることで、主系に強制変位外力を作用させる。計測方法としては、主系に加速度ピックアップを取り付け、チャージアンプを介してFFTアナライザーで主系の変位、振動数の計測を行った。実験の対象は、フラフープを取り付けていない場合 (Without H.H.)、補助モータ

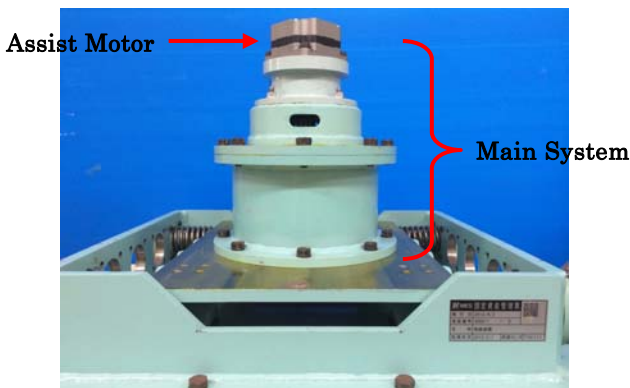


Fig.2 Experimental apparatus. Side view

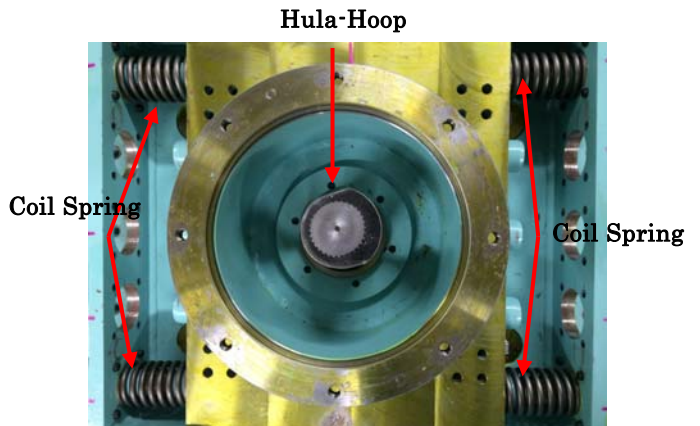


Fig.3 Experimental apparatus. Internal view

たに電圧を与えフラフープに生じる回転抵抗を補助した場合(With Assisted H.H.)の2つの条件で実験を行う。なお、前章とは異なり、今回用いた補助モータはインバータモータであり、適正電圧を与えるのではなく、主系の振動数と同じ回転数を与えることで制振を行う。

3.1 実験装置

実験装置は図2に示すように、フラフープとアシストモータを設置した1自由度振動系を振動台に固定し、振動台が水平方向に変位することにより振動系に強制変位を与えるものである。また、図3に示すように主系は鋼材(SS400)からなるマスと左右計4本のコイルばねによって構成される1自由度系である。マスの上にアシストモータとフラフープからなる制振装置を取り付けており、これを回転させることで制振を行う。アシストモータの質量は主系の質量に含まれる。制振装置に使用している補助モータは、以下に示す市販の三相交流モータを用いる。補助モータ：オリエンタルモータ社製モータ BLM5120-A (標準仕様 240V, 333Hz)

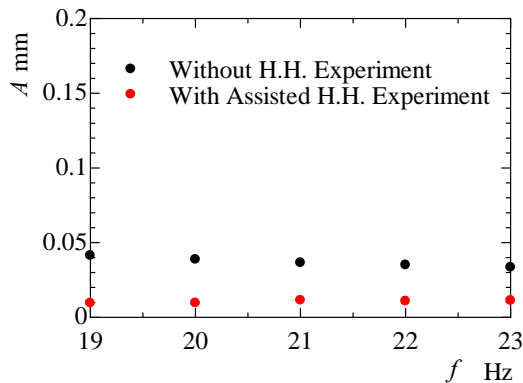


Fig.4 Resonance curve(Experiment)

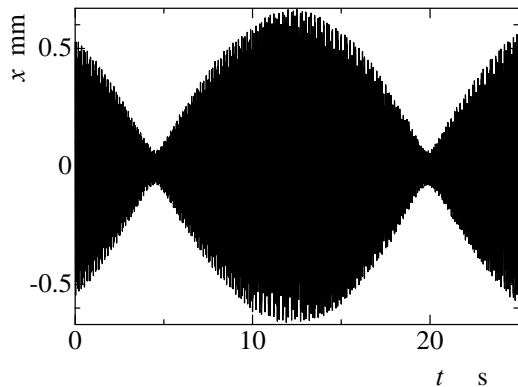


Fig.5 Displacement waveform(Experiment)

3.2 パラメータ値

主系とフラフープの各パラメータの値を以下に示す。

- $m_1=46.5\text{kg}$
- $c_1=8.0\text{Ns/m}$
- $k_1=1.53\times 10^5\text{N/m}$
- $m_2=1.06\text{kg}$
- $I_{Gh}=7.23\times 10^{-4}\text{m}$
- $I_{Gh}=2.94\times 10^{-4}\text{kgm}^2$
- $c_2=7.56\times 10^{-7}\text{Nms/rad}$

3.3 実験結果

図4に、 Z_0 の値を式(3)に従い振動数とともに値を変えながら実験を行った時の共振曲線を示す。対象とした振動数域は、主系が共振する固有振動数より高い、19Hz~23Hzである。黒丸(Without H.H. Experiment)がフラフープを取り付けていない場合の共振曲線、赤

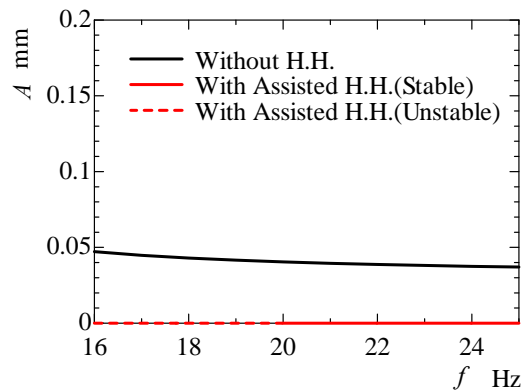


Fig.6 Resonance curve(Calculation)

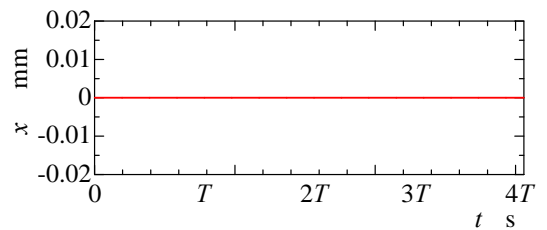


Fig.7 Waveform(Main system, f= 22.0Hz)

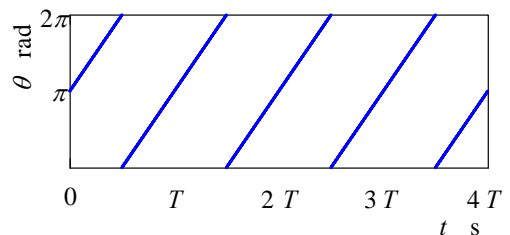


Fig.8 Waveform(Hula-Hoop, f= 22.0Hz)

丸 (With Assisted H.H. Experiment) がフラフープの軸に生じる回転抵抗を打ち消すためにアシストモータを取り付けて回転させた場合の共振曲線である。アシストモータを取り付けてフラフープを回転させた場合は、フラフープを取り付けていないときと比べて主系の振幅を約 75% 制振できていることがわかる。ただし、図 5 に示すように、フラフープが主系の振動と同期せずに、主系の振動波形がうなる状態が続いたので、ここでは、主系の振幅が最小の瞬間をデータとして採用した。アシストモータの回転数と振動台の振動数を完全に同期できないことが問題であった。

4. 数値解析

4.1 数値解析方法

数値計算にはルンゲ・クッタ・ギル法とシューティング法を用いた。シューティング法を使用して、安定解・不安定解を求め、共振曲線を作成した。なお、対象としている振動数範囲が共振点より高い振動数域であるため、高い振動数域のみ数値計算を行った。用いたパラメータは前章で示した実験装置と同じ値である。

4.2 数値計算結果

図 6 に共振曲線 (16Hz~25Hz) を示す。縦軸は主系の振幅、横軸は主系の振動数である。黒の実線 (Without H.H.) はフラフープを取り付けていない場合の共振曲線、赤の実線 (With Assisted H.H.(Stable)) はフラフープの軸に生じる回転抵抗を打ち消すためにアシストモータを取り付けて回転させた場合の安定解である。また赤の破線 (With Assisted H.H.(Unstable)) は不安定解である。図からわかるように、Without H.H.の振幅が元々小さいにもかかわらず、With Assist H.H.では、振幅をほぼ 0 にすることができる。極めて制振効果が高いことがわかる。図 7, 図 8 には、20.0Hz における

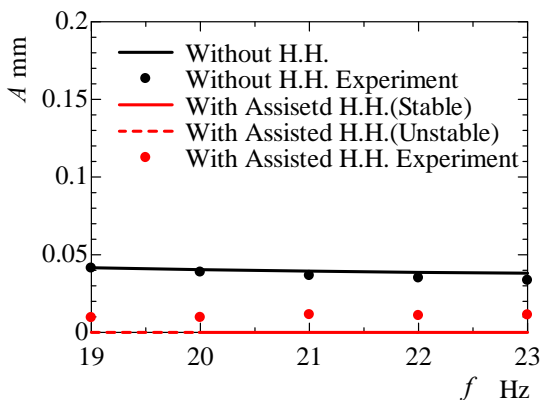


Fig.9 Resonance curve(Experiment and Calculation)

With Assisted H.H.の主系の振動波形とフラフープの振動波形を示している。図 7 は縦軸が主系の変位、横軸が時間である。With Assisted H.H.は非常に高い制振効果があることがわかる。図 8 は縦軸にフラフープの角度、横軸の T は主系の振動の 1 周期を表し、4 周期間を示している。

図 9 に実験結果と解析結果の比較を示す。Without H.H.については、計算結果と実験結果はよく一致している。With Assisted H.H.については、実験において、振幅を約 75% 制振することができているが、数値計算のように制振することはできなかった。この原因として、アシストモータとしてインバータモータを使用しているため、フラフープが強制変位外力と完全に逆位相になるように制御出来ていないためと考えられる。振動台の振動数制御にも問題があるかも知れない。

5. 変位拡大機構を用いた場合の数値解析

実験と数値計算結果より、中型の制振装置ではフラフープの回転を補助するアシストモータを用いなければフラフープを回転させて制振することができなかった。これは外力もフラフープの質量も大きくなったにもかかわらず、主系の変位が小さいためにフラフープを回転させることができなかったためであると考えられる。そこで、フラフープの回転中心の変位振幅を拡大させる変位拡大機構を用いた場合の数値計算を行い、その有効性について検討を行う。数値計算にはルンゲクッタギル法を用いた。

5.1 解析モデルと運動方程式

変位拡大機構を用いた場合、装置は二自由度系となる。強制外力が作用し、水平方向の振動を行う二自由度系に制振装置を取り付けた系のモデルを図 10 に示す。パラメータの定義は以下のとおりである。

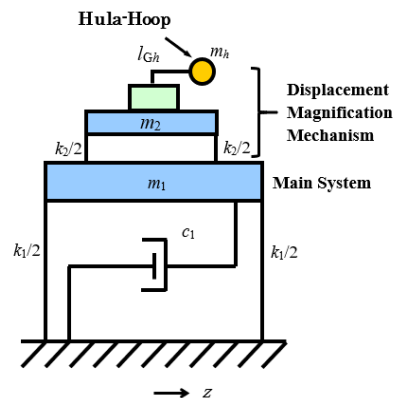


Fig. 10 Analytical model

- x_1 : 主系の変位
- x_2 : 変位拡大機構並進運動部分質量の変位
- m_1 : 主系の質量
- m_2 : 変位大機構並進運動部分質量
- c_1 : 主系の粘性減衰係数
- c_2 : 変位大機構並進運動部分の粘性減衰係数
- k_1 : 主系のばね定数
- k_2 : 変位拡大機構並進運動部分のばね定数
- θ_h : フラフープの回転角
- m_h : フラフープの質量
- l_{Gh} : フラフープの回転軸から重心までの長さ
- I_{Gh} : フラフープの重心回りの慣性モーメント
- c_h : フラフープの回転に関する粘性減衰係数

ラグランジュの方程式を用いると、運動方程式は次のようになる。

$$(m_2 + m_h)\ddot{x}_2 - c_2\dot{x}_1 + c_2\dot{x}_2 - k_2x_1 + k_2x_2 = m_h l_{Gh} (\ddot{\theta}_h \sin \theta_h + \dot{\theta}_h^2 \cos \theta_h) \quad (4)$$

$$m_1\ddot{x}_1 + (c_1 + c_2)\dot{x}_1 - c_2\dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2x_2 = Z_0 k_1 \cos \omega t - Z_0 c_1 \omega \sin \omega t \quad (5)$$

$$(I_{Gh} + m_h l_{Gh}^2)\ddot{\theta}_h - m_h l_{Gh} \ddot{x}_2 \sin \theta_h + c_h \dot{\theta}_h = 0 \quad (6)$$

数値計算に用いた各パラメータの値を以下に示す。主

系のパラメータは3章の実験と同じ値を用いており、変位拡大機構部分のパラメータは以前の研究¹¹⁾に用いたものを参考にして決定した。

- $m_1=46.5\text{kg}$
- $m_2=1.2\text{kg}$
- $c_1=8.0\text{Ns/m}$
- $c_2=0.03\text{Ns/m}$
- $k_1=1.53 \times 10^5\text{N/m}$
- $k_2=1.53 \times 10^4\text{N/m}$
- $m_h=0.05\text{kg}$
- $I_{Gh}=1.9 \times 10^{-2}\text{m}^2$
- $I_{Gh}=5.46 \times 10^{-5}\text{kgm}^2$
- $c_h=7.56 \times 10^{-7}\text{Nms/rad}$

また、主系の強制変位振幅 Z_0 については、各角振動数において変位拡大機構を用いなかったときと同じ値を用いた。

5.2 数値計算結果

図11に共振曲線(18Hz~25Hz)を示す。縦軸は主系の振幅、横軸は主系の振動数である。黒の点はフラフープを回転させていない場合の共振曲線、赤の点はフラフープを回転させた場合の共振曲線である。図から、変位拡大機構を用いることによってフラフープを回転させ制振することができていることがわかる。また、制振後の振幅が図6のアシストモータを用いた場合と比較すると大きいことがわかる。これは、フラフープを支持する軸受等の回転抵抗により、フラフープが外力より位相が180度よりもさらに遅れて回転をしているためであると考えられる。また、変位拡大機構を用いたときにはその最適設計理論に基づいてフラフープの質量等を決める必要があるが¹¹⁾、ここではそのことを考慮していない。よって、フラフープの最適設計を行えば、さらに制振効果が向上すると考えられる。

図12と図13に22.0Hzにおける主系とフラフープの支持部の変位波形を示している。図からフラフープの

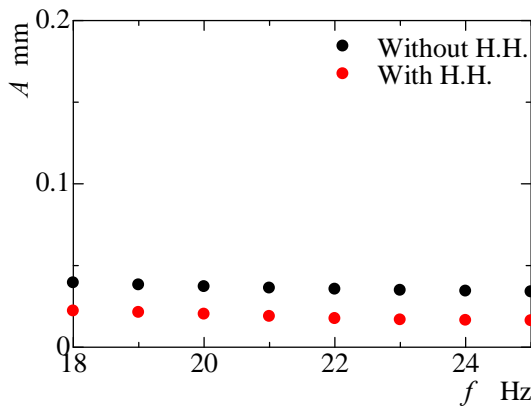


Fig.11 Resonance curve(Calculation)

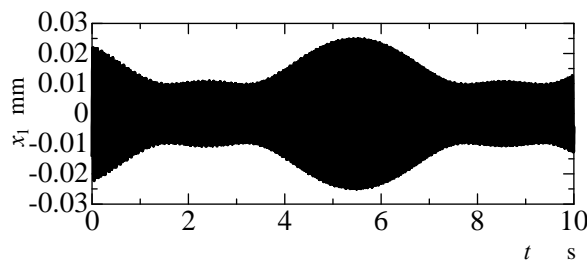


Fig.12 Displacement waveform
(Calculation, Main system)

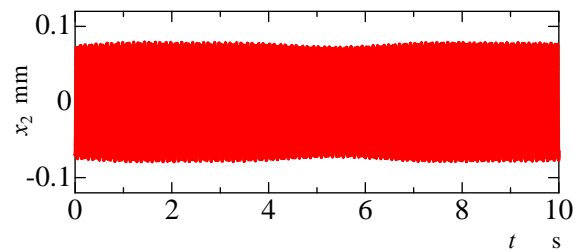


Fig.13 Displacement waveform
(Calculation, Rotational center of H.H.)

支持部では変位が大きく拡大していることがわかる。このことによりフラフープを回転させることができ、制振することができている。また実験と少し異なる状態となつてはいるが、主系の変位が最大になった時でも制振はできていることがわかる。

5. 結言

フラフープを用いた制振装置の実用化の前段階として、主系を大型化して実験および数値解析から調べた結果は以下のようにまとめられる。

- (1) フラフープの回転を補助するアシストモータを用いることにより、制振が可能となる。
- (2) アシストモータと外力との同期が非常に重要である。
- (3) 変位拡大機構を用いることによりアシストモータを用いずに制振が可能となる。

参考文献

- 1) 井上順吉, 陣内靖介, 荒木嘉昭, 中原章, “自動平衡装置 (その基礎的な特性)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.45, No.394 (1979), pp.646-652.
- 2) 井上順吉, 陣内靖介, 久保省蔵, “自動平衡装置 (動不つりあいへの適用)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.49, No.448 (1983), pp.2142-2148.
- 3) 吉武裕, 末岡淳男, 森山智樹, 山崎正則, “フラフープを用いた自励振動の制振と発電”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.66, No.646 (2000), pp.1785-1792.
- 4) Yoshitake, Y., Sueoka, A., Yamasaki, M., Sugimura, Y. and Ohishi, T., “Quenching of vortex-induced vibrations of towering structure and generation of electricity using Hula-Hoops”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.272, No.1-2 (2004), pp.21-38.
- 5) 吉武裕, 末岡淳男, 福島明寿, 山脇勝也, 赤峰秀樹, “機械・構造物の制振と発電を同時に行う装置の研究 (強制一自由度系の制振)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.66, No.650 (2000), pp.3233-3241.
- 6) Yoshitake, Y., Ishibashi, T. and Fukushima, A., “Vibration control and electricity generating device using a number of hula-hoops and generators”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.275, No.1-2 (2004), pp.77-88.
- 7) 吉武裕, 原田晃, 柴田佳紀, 永代行日出, 梶原修平, “フラフープを用いた制振装置”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.76, No.766 (2010), pp.1483-1488.
- 8) 吉武裕, 清水亮佑, 梶原修平, 柴原文高, 宮川史也, 原田晃, “フラフープとアシストモータを用いた制振”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.78, No.790 (2012), pp.2073-2083.
- 9) 吉武裕, 清水亮佑, 柴原文高, 梶原修平, 濱田知宏, 原田晃, “フラフープを用いた機械構造物の制振 (鉛直方向振動と水平方向振動の比較, および制振効果)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.78, No.792 (2012), pp.2760-2770.
- 10) 吉武裕, 安部晃, 村上心, 梶原修平, 古川隼人, 坂本竜二郎, “フラフープとアシストモータを用いた制振装置の引き込み領域と消費エネルギー”, 日本機械学会論文集, Vol.83, No.854 (2017), 17-00164.
- 11) 稲垣和成, 吉武裕, 坂本竜二郎, 古川隼人, 梶原修平, “フラフープと変位拡大機構を用いた制振装置”, 日本機械学会論文集投稿中.