

フラフープと板ばね・剛体棒からなる変位拡大機構を用いた制振装置

吉武裕*, 稲垣和成**, 坂本竜二郎***
古川隼人****, 梶原修平*****

Vibration quenching device using Hula-Hoop and displacement magnification mechanism composed by plate spring and rigid column

by

Yutaka YOSHITAKE*, Kazunari INAGAKI**, Ryujiro SAKAMOTO***
Hayato FURUKAWA**** and Shuhei KAJIHARA*****

This paper deals with the vibration quenching problem of the single-degree-of-freedom system with a limited power supply. This system is forced by the centrifugal force of rotating unbalance, and the system is quenched using a Hula-Hoop and displacement magnification mechanism even if the displacement of the main system is small. The vibration quenching of the system are studied from the numerical integration of the equation of motion obtained using Lagrange equation and the experiment. Following was made clear: (1) By using plate springs and rigid column, the displacement of the Hula-Hoop support can be greatly enlarged, and it was proved that vibration quenching is possible even when the displacement amplitude of the main system is small. (2) Although the system becomes two-degree-of-freedom system by the proposed displacement magnification mechanism, by designing so that the second resonance frequency becomes high, it is possible to widen the frequency range where vibration can be quenched. (3) The characteristics of the solutions obtained by the numerical integration method coincide with those of the results obtained by the experiment.

Key words : *Nonlinear vibration, Vibration control device, Forced vibration, Hula-Hoop, Displacement magnification 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

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)

*** デンロコーポレーション (株) (Denro Corporation)

**** 東芝三菱電機産業システム (株) (Toshiba Mitsubishi Electric Industrial Systems Corporation)

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

9), 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関係, 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⁾. 一方, フラフープを用いた制振装置は主系の変位が小さすぎる場合にはフラフープは回転できず, 制振できないが, 主系の変位振幅が小さい場合でも制振できることが望ましい. そこで, 主系の変位振幅が小さい場合でもフラフープの回転が可能のように, フラフープ支持部の変位を拡大する機構を用いて, 制振性能を向上させた¹¹⁾. 本報告はより大きな変位拡大率を実現し, 更なる制振効果の向上を目指すものである.

2. 記号

- 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 : 変位拡大機構並進運動部分質量
- c_1 : 主系の粘性減衰係数
- c_2 : 変位拡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_u : アンバランスの回転角
- θ_h : フラフープの回転角
- m_u : アンバランスの質量
- m_h : フラフープの質量
- l_{Gu} : アンバランスの回転軸から重心までの長さ
- l_{Gh} : フラフープの回転軸から重心までの長さ
- I_{Gu} : アンバランスの重心回りの慣性モーメント
- I_{Gh} : フラフープの重心回りの慣性モーメント
- C_u : アンバランスの回転に関する損失トルク
- c_h : フラフープの回転に関する粘性減衰係数
- I_{Gmu} : 動力源モータのロータの慣性モーメント
- K_{Tu} : 動力源モータのトルク定数
- K_{Eu} : 動力源モータの逆起電力定数
- N_u : 動力源モータのトルク特性の比例定数
- I_u : 動力源モータの電流
- L_u : 動力源モータの内部インダクタンス
- R_u : 動力源モータの内部抵抗
- E_u : 動力源モータに与える電圧

3. 実験

3.1 実験装置

図1に変位拡大機構を用いずにフラフープのみで制振を行う実験装置を示す. 厚板と板ばねからなる1自由度振動系を主系とし, これに設置された動力源モ-

タを用いてアンバランスを回転させることにより遠心力型の強制力を作用させ, 水平方向に強制振動させる. この厚板の上部に剛にフラフープ支持部を設置し, フラフープの回転中心が主系と同じ変位で並進運動を行う構造としている. 主系の振動により, フラフープが回転することで主系は制振されるが, 緒言で述べたように主系の振動振幅が小さい場合, フラフープは回転できず, 制振できない.

図2に変位拡大機構とフラフープを用いて制振を行う実験装置を示す. フラフープの回転中心の変位を拡大するために剛な棒を用い, その下端を主系の上部に鉛直面内で揺動可能な状態で接続している. さらに, 小さな厚板を板ばねを介して主系上部に設置し, この厚板に設置した玉軸受けで前述の棒の下端から短い距離離れた部分を支持している. フラフープは棒の上端に取り付けている. この変位拡大用の棒は主系の厚板とその上の小さな厚板の振動に従属して動くので, フラフープを取り付けてない状態では, 系は二自由度系となる. 棒全体の長さに対して, 主系に取り付けられた棒の下端と小さな厚板で支持されている棒の部分までの距離を短くすることで, 変位拡大率を大きくしている. また, 板ばねのばね定数を大きくすることで二次の共振点を高くし, 一次と二次の共振点の間隔を広げることで制振可能な振動数領域を広くするなどの工夫をしている.

3.2 実験結果

変位拡大機構を用いないときの実験装置の主要な値は以下のとおりである.

$$\begin{aligned}
 m_1 &= 5.2 \text{ kg} \\
 c_h &= 1.97 \times 10^{-7} \text{ Nms/rad} \\
 c_u &= 4.8 \times 10^{-3} \text{ Nms/rad} \\
 c_1 &= 0.74 \text{ Ns/m} \\
 k_1 &= 5.0 \times 10^3 \text{ N/m} \\
 K_{Tu} &= 5.85 \times 10^{-2} \text{ Nm/A} \\
 L_u &= 4.40 \times 10^{-3} \text{ H} \\
 R_u &= 3.8 \Omega \\
 K_{Eu} &= 5.85 \times 10^{-2} \text{ Vs/rad} \\
 I_{Gmu} &= 4.40 \times 10^{-5} \text{ kgm}^2 \\
 I_{Gh} &= 5.46 \times 10^{-5} \text{ kgm}^2, \quad 5.14 \times 10^{-5} \text{ kgm}^2 \\
 N_u &= 3.53 \times 10^{-5} \text{ Nms/rad}
 \end{aligned}$$

変位拡大機構を主系に取り付けたときの実験装置の主要な値は以下のとおりである.

$$\begin{aligned}
 m_1 &= 4.95 \text{ kg} \\
 m_2 &= 0.7 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 c_h &= 1.57 \times 10^{-7} \text{ Nms/rad} \\
 c_u &= 4.8 \times 10^{-3} \text{ Nms/rad} \\
 c_1 &= 1.86 \text{ Ns/m} \\
 c_2 &= 40.1 \text{ Ns/m} \\
 k_1 &= 6.0 \times 10^3 \text{ N/m} \\
 k_2 &= 7.8 \times 10^4 \text{ N/m} \\
 L &= 18.3 \times 10^{-2} \text{ m} \\
 L_1 &= 3.8 \times 10^{-2} \text{ m} \\
 K_{Tu} &= 5.85 \times 10^{-2} \text{ Nm/A} \\
 L_u &= 4.40 \times 10^{-3} \text{ H} \\
 R_u &= 3.8 \Omega \\
 K_{Eu} &= 5.85 \times 10^{-2} \text{ Vs/rad} \\
 I_{Gmu} &= 4.40 \times 10^{-5} \text{ kg} \square \text{ m}^2 \\
 I_{Gh} &= 2.06 \times 10^{-5} \text{ kgm}^2 \\
 N_u &= 3.50 \times 10^{-5} \text{ Nms/rad}
 \end{aligned}$$

まず、変位拡大機構を用いないときの制振実験を行った。ハンマリングの結果、固有振動数は 5.2Hz であった。アンバランスとフラフープは同じサイズ、同じ質量のものを用いた。アンバランスが軽いときは主系の振幅が小さくなりフラフープは回転しなくなるので、アンバランスの質量を変えて実験し、フラフープが回転するおおよその限界を求めた。フラフープに初速を与えることにより、フラフープが回転を継続したときのフラフープは、 $m_h=m_u=2.35 \times 10^{-2} \text{ kg}$ 、 $l_{Gh}=l_{Gu}=2.0 \times 10^{-2} \text{ m}$ であり、 $m_h=m_u=2.01 \times 10^{-2} \text{ kg}$ 、 $l_{Gh}=l_{Gu}=2.0 \times 10^{-2} \text{ m}$ のときは、フラフープに初速を与えてもフラフープは回転しなかった。図 3 はこのときの共振曲線である。黒丸印と赤丸印は $m_h=m_u=2.35 \times 10^{-2} \text{ m}$ のときのそれぞれフラフープが回転しないときと回転

したときを表している。これはフラフープが回転するほぼ限界の共振曲線であるが、例えば、制振しないときの主系の振幅が 18Hz のように振幅が 0.1mm より小さい値であったものも、0.06mm 程度まで制振されている。著者らの以前の研究⁷⁾に比較して制振量が少ないが、制振時に主系の変位がうなり状に変動していたためである。青丸印は $m_h=m_u=2.01 \times 10^{-2} \text{ kg}$ 、 $l_{Gh}=l_{Gu}=2.0 \times 10^{-2} \text{ m}$ のときの共振曲線である。この時、主系の変位が小さいためフラフープは回転せず、制振できなかった。

次に変位拡大機構を用いた実験を行った。ハンマリングの結果、1次と2次の固有振動数は 5.1Hz と 22.5Hz であった。図 3 で示したように変位拡大機構がない時、フラフープが回転しなかったアンバランス、 $m_u=2.01 \times 10^{-2} \text{ kg}$ 、 $l_{Gu}=2.0 \times 10^{-2} \text{ m}$ を用い、フラフープは後述の計算式からほぼ最適な $m_h=1.60 \times 10^{-2} \text{ kg}$ 、 $l_{Gh}=2.0 \times 10^{-2} \text{ m}$ のものを用いたとき、フラフープは回転し、制振ができた。このとき実験で得られた共振曲線を図 4 に示す。図 3 の制振前の主系の変位振幅がおおよそ 0.09mm の場合も図 4 のように制振できていることがわかる。また、変位拡大機構を用いたため、二自由度系となり、二次の共振点が存在するため、反共振点に近づく振動数の高い領域で制振効果がなくなっている。図 5、図 6 に 10Hz の時のフラフープが回転していないときの変位波形とフラフープを回転させたときの変位波形を示す。黒線が主系の変位波形、赤線がフラフープ支持部の変位波形である。フラフープが回転することで主系が制振されていることがわかる。フラフープが回転していないときフラフープ支持部の変位振幅は、主系よりも少し拡大されているが、期待ほど拡大されていない。



Fig.1 Experimental apparatus.
(without displacement magnification mechanism)

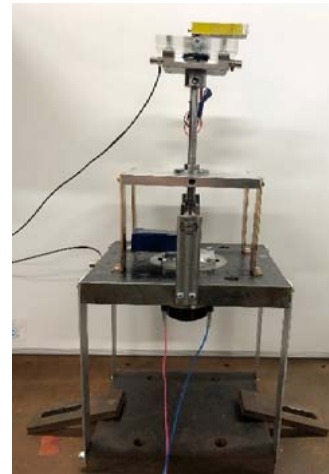


Fig.2 Experimental apparatus
(with displacement magnification mechanism)

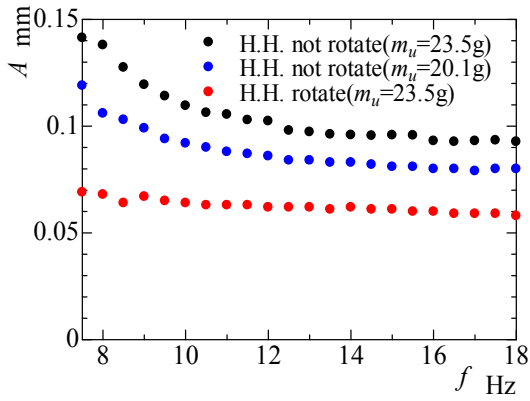


Fig.3 Resonance curve
(Experiment, $m_h=m_u=23.5\text{g}$)

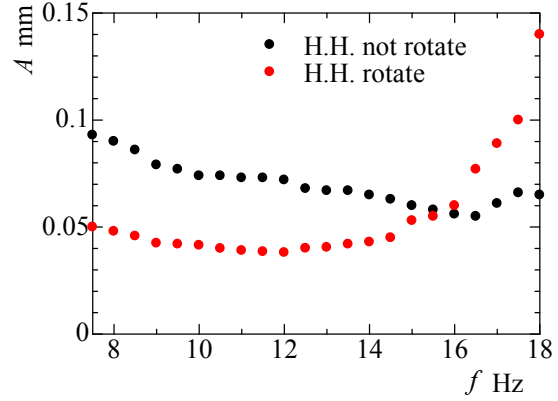


Fig.4 Resonance curve
(Experiment, $m_u=20.1\text{g}$, $m_h=16.0\text{g}$)

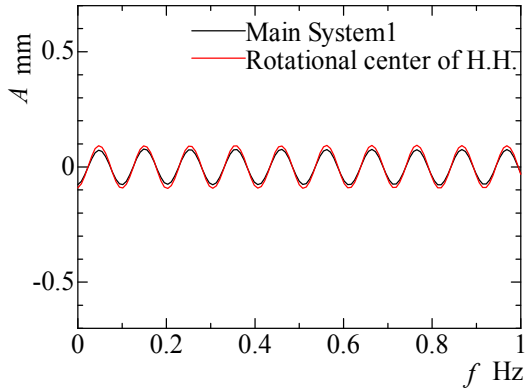


Fig.5 Displacement waveform
(Experiment, 10Hz, $m_u=20.1\text{g}$, H.H. not rotate)

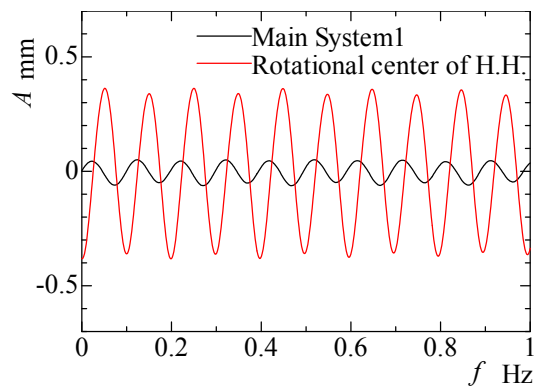


Fig.6 Displacement waveform
(Experiment, 10Hz, $m_u=20.1\text{g}$, H.H. rotate)

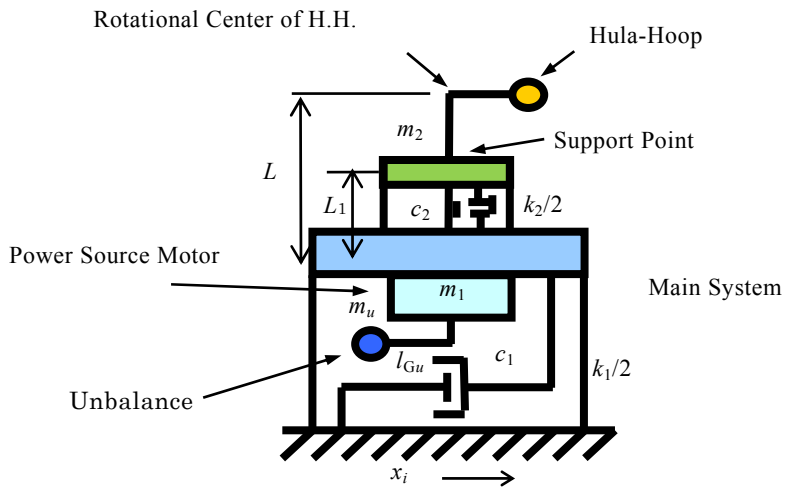


Fig. 7 Analytical model

変位拡大機構の摩擦抵抗が大きいものと推察される．このことは、図 6 で主系の変位に対してフラフープ支持部の変位が 90° 近く位相が遅れていることからそのような推察される．一方、図 6 からわかるように、フラフープが回転すると、フラフープ支持部の変位振幅は主系よりも大きく拡大されている．

4. 数値計算

4.1 運動方程式

解析モデルを図 7 に示す．変位拡大機構の棒は倒立振り子状の運動をしているので、棒の回転運動としての運動エネルギーと位置エネルギーも考慮し、ラグランジュの運動方程式を用いて求めた運動方程式を次に示す．ここに x_i は変位 ($i=1,2$)、 θ_j はアンバランスとフラフープの回転角で、 x_i 方向にあるときを $\theta_j=0$ と定義している ($j=u,h$)．以下、添え字 u がアンバランス、 h がフラフープ、1 が主系、2 が変位拡大機構の支点部に対応している．このほか記号は第 2 章で定義したとおりである．棒の角変位 θ_b は $(x_2 - x_1)/L_1$ で近似する．

$$\left\{ \begin{aligned} & m_u + m_1 + m_h - m_h \frac{L}{L_1} \cos \theta_b + m_h \frac{l_{Gh}}{L_1} \cos \theta_h \sin \theta_b + m_b - m_b \frac{l_{bG}}{L_1} \cos \theta_b \right\} \ddot{x}_1 \\ & - m_u l_{Gu} \ddot{\theta}_u \sin \theta_u + (-m_h \frac{l_{Gh}^2}{L_1} \cos^2 \theta_b + m_h L \cos \theta_b - m_h l_{Gh} \cos \theta_h \sin \theta_b \\ & + m_b l_{bG} \cos \theta_b - m_b l_{bG}^2 \frac{1}{L_1} - m_h \frac{L^2}{L_1} - \frac{l_{bG}}{L_1} \ddot{\theta}_b \\ & + (-m_h l_{Gh} \sin \theta_h \cos \theta_b + m_h \frac{L}{L_1} l_{Gh} \sin \theta_h) \ddot{\theta}_h \\ & + (-m_h L \sin \theta_b - m_h l_{Gh} \cos \theta_h \cos \theta_b - m_b l_{bG} \sin \theta_b) \dot{\theta}_b^2 \\ & + (-m_h l_{Gh} \cos \theta_h \cos \theta_b + \frac{L}{L_1} m_h l_{Gh} \cos \theta_h) \dot{\theta}_h^2 \\ & + (2m_h l_{Gh} \sin \theta_h \sin \theta_b + m_h \frac{l_{Gh}^2}{L_1} \sin 2\theta_b) \dot{\theta}_h \dot{\theta}_b \\ & - m_u l_{Gu} \dot{\theta}_u^2 \cos \theta_u + k_1 x_1 - k_2 (x_2 - x_1) \\ & + c_1 \dot{x}_1 - c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + (m_b l_{bG} + m_h L) g \frac{1}{L_1} \sin \theta_b \\ & + m_h l_{Gh} g \frac{1}{L_1} \cos \theta_b \cos \theta_h = 0 \end{aligned} \right.$$

$$\begin{aligned} & (m_h \frac{L}{L_1} \cos \theta_b - m_h \frac{l_{Gh}}{L_1} \cos \theta_h \sin \theta_b + m_b \frac{l_{bG}}{L_1} \cos \theta_b) \ddot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2 \\ & - \frac{L}{L_1} m_h l_{Gh} \dot{\theta}_h \sin \theta_h + (m_h \frac{L^2}{L_1} + m_h \frac{l_{Gh}^2}{L_1} \cos^2 \theta_b + \frac{m_b l_{bG}^2}{L_1} + \frac{l_{bG}}{L_1}) \ddot{\theta}_b \\ & - m_h \frac{l_{Gh}^2}{L_1} \dot{\theta}_h \dot{\theta}_b \sin 2\theta_b - \frac{L}{L_1} m_h l_{Gh} \dot{\theta}_h^2 \cos \theta_h + k_2 (x_2 - x_1) \\ & - (m_b g \frac{l_{bG}}{L_1} \sin \theta_b + m_h g \frac{l_{Gh}}{L_1} \cos \theta_b \cos \theta_h + m_h g \frac{L}{L_1} \sin \theta_b) \\ & + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & - m_h l_{Gh} \ddot{x}_1 \sin \theta_h \cos \theta_b + (m_h l_{Gh}^2 + I_{Gh} + I_{GMh}) \ddot{\theta}_h \\ & - m_h L l_{Gh} \dot{\theta}_b \sin \theta_h \frac{1}{2} m_h l_{hG}^2 \dot{\theta}_b^2 \sin 2\theta_h \\ & - m_h g l_{gh} \sin \theta_h \sin \theta_b \\ & = K_{Th} I_h - N_h \dot{\theta}_h - c_h \dot{\theta}_h \end{aligned}$$

$$(I_{GMu} + I_{Gu} + m_u l_{Gu}^2) \ddot{\theta}_u - m_u l_{Gu} \ddot{x}_1 \sin \theta_u = K_{Tu} I_u - N_u \dot{\theta}_u - C_u$$

$$L_u \dot{I}_u = -K_{Eu} \dot{\theta}_u - R_u I_u + E_u$$

変位拡大機構を用いると、フラフープはアンバランスと同じ重さとサイズではバランスしない．以下、アンバランスによる外力を打ち消すようにフラフープを設計することを考える．変位拡大機構を設置すると、アンバランスとフラフープを除く並進運動の運動方程式は変位 x_1 と x_2 に関する二自由度系振動となる．制振対象のモードは 1 次モードであるため、基準座標系に変換した後、1 次モードの外力を求めると次式となる．

$$\begin{aligned} F = & m_u l_u g \dot{\theta}_u^2 \cos \theta_u + m_h l_{hG} (\cos \theta_h - \cos \theta_h L / L_1) \dot{\theta}_h^2 \\ & + \frac{K_{11} - M_{11} \omega_i}{-K_{12} + M_{12} \omega_i} (m_h l_{hG} L \dot{\theta}_h^2 \cos \theta_h / L_1 + m_h l_{hG} g \cos \theta_h / L_1) \\ & - m_h g l_{hG} \cos \theta_h / L_1 \end{aligned}$$

ここに

$$K_{11} = k_1 + k_2 - m_b g l_{bG} / L_1^2 - m_h g L / L_1^2$$

$$K_{12} = -k_2 + m_b g l_{bG} / L_1^2 + m_h g L / L_1^2$$

$$\begin{aligned} M_{11} = & m_1 + m_u + m_h (1 - L / L_1) + m_b (1 - l_{bG} / L_1) \\ & - \frac{m_h (-L^2 / L_1 + L) + m_b (l_{bG} - l_{bG}^2 / L_1) - l_{bG} / L_1}{L_1} \end{aligned}$$

$$M_{12} = \frac{m_h (-L^2 / L_1 + L) + m_b (l_{bG} - l_{bG}^2 / L_1) - l_{bG} / L_1}{L_1}$$

与えられたアンバランスに対して、上式の F の値が 0 になるようにフラフープの質量 m_h と回転中心重心間距離 l_{Gh} を決定する．前述の実験と以下の数値解析パラメータはこのようにして決めたものを用いた．

4.2 数値解析結果

図 8 と図 9 にそれぞれ変位拡大機構のあるときとないときの数値解析から得られた共振曲線を示す．用いたアンバランスとフラフープのパラメータは、図 3 と図 4 の実験の共振曲線と対応した値である．主系と変位拡大機構の各パラメータは、質量の計測結果とハンマリング結果から決定したが、減衰係数については、フラフープ回転時の摩擦によって決まるため、数値積分時の主系の変位に対するフラフープ支持部の変位の

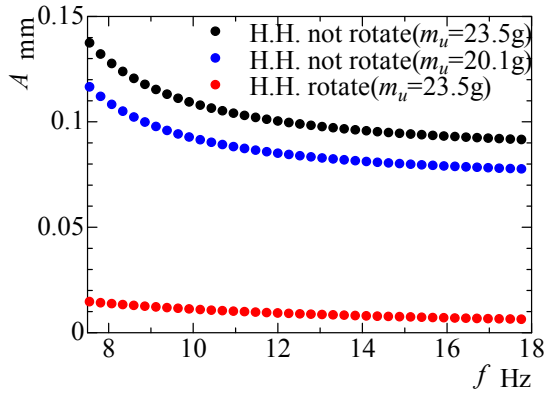


Fig.8 Resonance curve
(Experiment, $m_h=m_u=23.5g$)

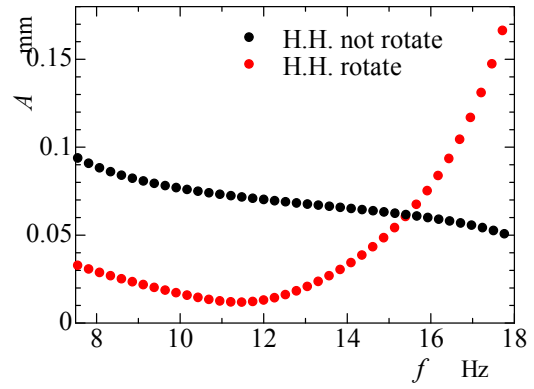


Fig.9 Resonance curve
(Experiment, $m_h=20.1g, m_u=16.0g$)

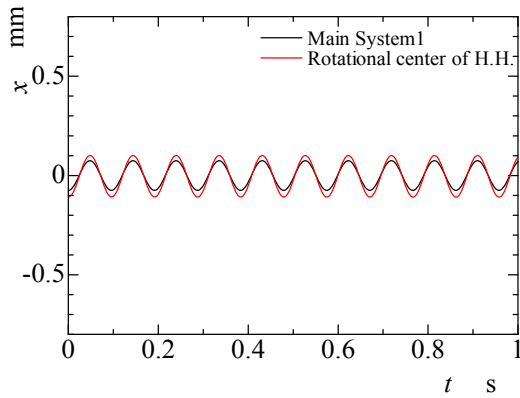


Fig.10 Displacement waveform
(Calculation, 10Hz, $m_u = 20.1g$, H.H. not rotate)

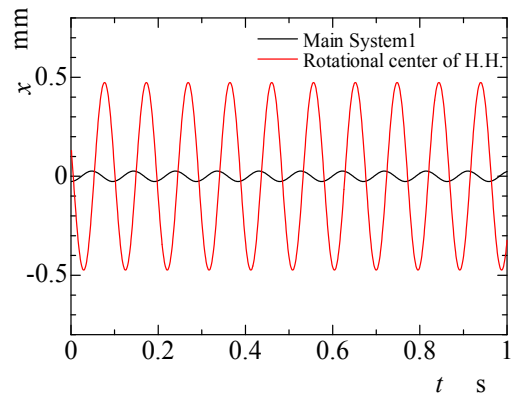


Fig.11 Displacement waveform
(Calculation, 10Hz, $m_u = 20.1g$, H.H. rotate)

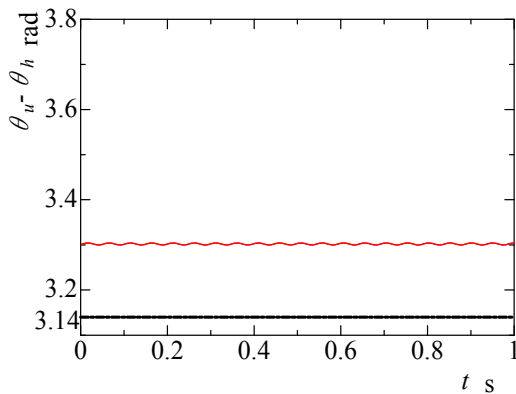


Fig.12 Phase difference
(Calculation, 10Hz, $m_u = 20.1g$, H.H. rotate)

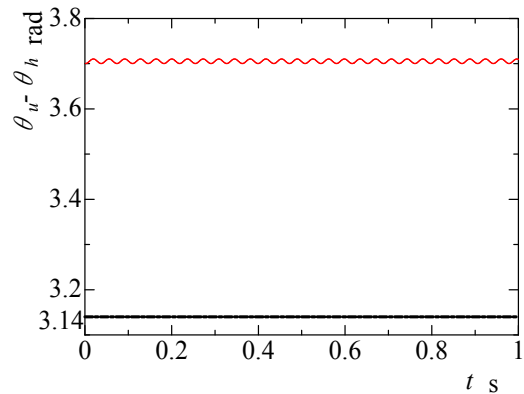


Fig.13 Phase difference
(Calculation, 15Hz, $m_u = 20.1g$, H.H. rotate)

の位相が実験時の 90°近い遅れとなるように選定した。図 8 の黒丸印と赤丸印は $m_h=m_u=2.35\times 10^{-2}\text{kg}$, $l_{Gh}=l_{Gu}=2.0\times 10^{-2}\text{m}$ のときのそれぞれフラフープが回転しないときと回転したときを表している。青丸印は $m_h=m_u=2.01\times 10^{-2}\text{kg}$, $l_{Gh}=l_{Gu}=2.0\times 10^{-2}\text{m}$ のときの共振曲線である。両図とも数値計算結果は制振量を除けば実験結果と定性的によく一致していることがわかる。図 9 で 13Hz 付近から急激に振幅が大きくなっているのは二次モードの影響を受け、フラフープとアンバランスの位相差が大きくなったためであると考えられる。二次の共振点より高い振動数については調べていない。

図 10 と図 11 に 10Hz の時のフラフープが回転していないときの変位波形とフラフープを回転させたときの変位波形を示す。図 5, 図 6 の実験結果とよく対応していることがわかる。図 12, 図 13 にそれぞれ 10Hz と 15Hz の時にフラフープが回転した場合のアンバランスとフラフープの位相差を示す。15Hz の場合、2 次モードの影響を受け、アンバランスとフラフープの位相差が大きくなった結果、主系に対する制振効果が 10Hz の場合より小さくなったと考えられる。

変位拡大機構を併用することにより、主系の変位振幅が小さい場合でも制振が可能なことを証明できたが、図 4 と図 9 からわかるように、変位拡大機構を用いることで制振可能な領域が狭くなっている。その対策として、二次の共振振動数が高くなるように設計することが考えられる。図 14 に変位拡大機構の板ばねによって決まるばね定数 k_2 を 3 倍の値である $k_2=23.4\times 10^4\text{N/m}$ にしたときの共振曲線を示す。図から、制振可能な領域がより高い振動数領域まで広がっていることがわかる。

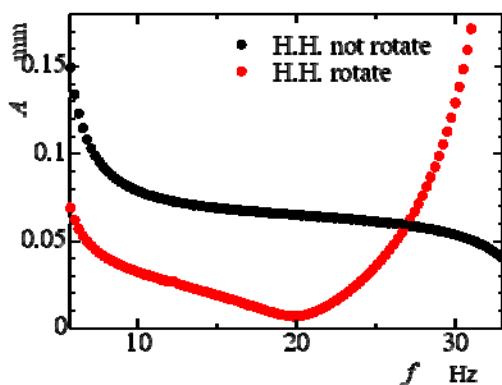


Fig.14 Resonance curve
(Calculation, $k_2=23.4\times 10^4\text{N/m}$, $m_u=20.1\text{g}$,
 $m_h=16.0\text{g}$)

5. 結言

有限の動力源によりアンバランスが回転することで振動する一自由度振動系をフラフープと変位拡大機構からなる装置を用いて制振する問題につい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) 板ばねと剛体棒を用いることでフラフープ支持部の変位を大きく拡大することができ、主系の変位振幅が小さい場合でも制振が可能である。
- (2) 変位拡大機構により二自由度系となるが、二次の共振振動数が高くなるように設計することで制振可能な振動数領域を広くできる。
- (3) 実験結果と数値解析結果は定性的に一致した。

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, 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.
- 9) 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.
- 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.