

Advance Publication by J-STAGE

日本機械学会論文集

Transactions of the JSME (in Japanese)

DOI:10.1299/transjsme.22-00257

Received date : 26 September, 2022

Accepted date : 26 March, 2023

J-STAGE Advance Publication date : 3 April, 2023



© The Japan Society of Mechanical Engineers

この記事はクリエイティブ・コモンズ [表示-非営利-改変禁止 4.0 国際]ライセンスの下に提供されています。
(<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/deed.ja>)

剛性可変性を有する動吸振器を用いた集中質量系の波動吸収制御

西村 歩高^{*1}, 小松崎 俊彦^{*2}, 松村 雄一^{*3}

Wave absorption control of a lumped mass system using a dynamic absorber with variable stiffness property

Hodaka NISHIMURA^{*1}, Toshihiko KOMATSUZAKI^{*2} and Yuichi MATSUMURA^{*3}

^{*1} Graduate School of Natural Science and Technology, Kanazawa University

Kakuma-machi, Kanazawa-shi, Ishikawa 920-1192, Japan

^{*2} Institute of Science and Engineering, Kanazawa University

Kakuma-machi, Kanazawa-shi, Ishikawa 920-1192, Japan

^{*3} Department of Mechanical Engineering, Gifu University

1-1 Yanagito, Gifu-shi, Gifu 501-1193, Japan

Abstract

Severe vibration may occur in structures such as high-rise buildings and bridges according to wind and seismic excitations, and in large space structures due to their lightweight and flexible constitution. Generally, when several vibration modes are simultaneously excited, application of the model-based control strategies become difficult. In this study, we propose a wave absorption control method for reducing vibrations in multi-degree-of-freedom systems semi-actively using a magnetorheological elastomer-based dynamic absorber. The stiffness of the absorber is changeable according to the applied magnetic field strength. The value is tuned adaptively so that the mechanical impedance at the boundary meets an absorptive boundary requirement. Analytical investigation clarified relationship between the excitation frequency and absorber stiffness that could eliminate the wave reflection from the boundary and maintain no resonant state in the system. Based on this stiffness condition, numerical simulation and experiment for the wave absorption control were performed. The proposed absorber to be used with the wave control scheme was found to significantly reduce structural vibrations within the stiffness variable range.

Keywords : Wave absorption control, Lumped mass system, Dynamic absorber, Variable stiffness, Magnetorheological elastomer, Semi-active control

1. 緒 言

我々の生活にもなじみ深い高層建築物や橋、また、宇宙空間で使用される宇宙構造物は多自由度構造物の例として挙げることができる。これら多自由度構造物は、大型化や軽量化が進んでいることに併せて、地震や風といった外乱が作用する場合、自由度の数だけ振動モードが励起する可能性があることから、一般的に振動制御手法の適用が困難なことで知られている。多自由度質点系に対して、現在の振動制御に広く用いられているモード解析に基づいたモード制御を適用する場合、比較的低次のモードに対しては効果的で、手法として十分に成熟している等のメリットがある反面、自由度の数に応じた各振動モードを逐一抑制する必要があることから、すべての振動モードを抑えるのは非常に困難であり、自由度が増えるほどモデル化や制御系設計の労力が大幅に増加するデメリットが存在する。この方法とは別に、制振対象に入力された振動エネルギーを波動として捉え、進行波と反

No.22-00257 [DOI: 10.1299/transjsme.22-00257]

^{*1} 学生員, 金沢大学 大学院自然科学研究科 (〒920-1192 石川県金沢市角間町)

^{*2} 正員, 金沢大学 理工研究域

^{*3} 正員, 岐阜大学 工学部 (〒501-1193 岐阜県岐阜市柳戸 1-1)

E-mail of corresponding author: toshi@se.kanazawa-u.ac.jp

射波のうち後者を除去することで定在波の生成を抑制し、常に振動モードを励起させない状況を作る、波動吸収制御と呼ばれる手法がある。本手法は、波動の解析が容易なオイラーベルヌーイはりに対して適用した例をはじめとし(田中, 菊島, 1990), ロープ振動の制御(西郷他, 2005)やインピーダンスマッチングコントローラを使用した層構造物への適用(長瀬, 早川, 2001), また, 連続体近似に基づく連続体フィードバックを行い, 有限層構造物に仮想半無限構造物と同等の特性を付与する等の研究に用いられてきた(原田, 2015)。さらに, 波動制御の制振以外のアプリケーションとして, 超音波振動子によって弾性体内を伝搬する進行波を励起し, 摩擦力を介してロータを駆動する超音波モータの研究(黒澤, 上羽, 1988), 弾性平板の後端の反射波を抑制しながら平板内に進行波を生成・維持し, 水中推進機構へ応用する研究(松村他, 2015)等がある。本手法を制振に利用する場合の利点として, モデル化や制御系設計が構造物の長さや質点数に依存しない点や, 構造物全体としての制振効果がモード制御よりも期待できる点(長瀬, 中道, 2013)が挙げられる。しかし, 波動吸収制御を用いたこれまでの手法の多くは, 能動的に制御力を発生するアクチュエータを用いた制御を想定している。アクチュエータは外部からのエネルギー供給を必要とするため, システムの大型化や複雑化が懸念される。

一方, 代表的な制振装置として動吸振器はよく知られている。一般的なばね・質量・ダンパで構成される動吸振器は, 制振対象の振動数に合わせて自身の固有振動数を設計することで, その振動数及び周辺の振動数域において制振効果が期待できる。しかし, 受動型制振装置としての動吸振器の各パラメータ値は一定であるため, 動吸振器を用いて多自由度質点系の複数の振動モードの励起を抑えるためには, 制振対象の抑制したい振動モードの周波数にチューニングされた動吸振器を必要な数だけ設置する必要がある, さらなるスペースやコストを要する問題がある。それに対し, 動吸振器のばね部に可変性を持たせることで, 外乱の振動数に応じて自身の固有振動数を任意に調整することができるセミアクティブ型動吸振器が提案されている(Nagaya et al., 1999)(Liu et al., 2013)(Walsh and Lamancusa, 1992)。これらの文献で提案されている手法は, 機構的な手段を用いて可変性を実現しているが, 単一の制振装置で多自由度質点系の複数の振動モードを抑制することが可能となる。このようなセミアクティブ型動吸振器の中でも, バネ部に機能性材料である磁気粘弾性エラストマ(Magnetorheological elastomer, MRE)を適用した動吸振器は有用性が高いことで注目されている(Sun et al., 2015)(Sun et al., 2014)(Liao et al., 2014)。MREは, 外部からの磁場に応じて自身の見かけの弾性率を変化させることができ, 応答速度も速く, 比較的小さな磁場でも大きな特性の変化を確認することができる。

そこで本研究では, 著者の一人が先行研究(小松崎他, 2013)で提案した, 自身の見かけの弾性率を変化させることができるMREをばね要素に適用した可変剛性型動吸振器(MRE dynamic damper, MREDD)を用いて, アクチュエータを導入することなく準能動的な手段にて, 多自由度構造物を模した集中質量系の波動吸収制御を行うことを目的とする。本検討では, 系に調和的な外力が作用することを前提に, その周波数と, 波動が無反射となる動吸振器のばね定数の条件が既知であるとして, 動吸振器の可変性と, モデル化や制御系設計が構造物の長さや質点数に依存しない波動吸収制御とを組み合わせることで, 効率的に多自由度集中質量系の複数の振動モードを単一のMREDDで抑制する手段を提案する。

本報告では, 外力振動数に応じて多自由度集中質量系の波動吸収制御が達成されるように, MREDDのばね特性に与えるべき条件を導出した後, 数値シミュレーションと制振実験を通して提案装置の制振性能評価を行う。

2. 反射波抑制のための動吸振器の可変ばね定数の導出

2・1 インピーダンス整合

図1のように質量 m [kg], ばね定数 k [N/m]のばね, 減衰係数 c [N・s/m]の減衰要素が n 個連なっている多自由度質点系の右端の境界($n+1$ 番目)に, 質量 m' [kg], ばね定数 k' [N/m], 減衰係数 c' [N・s/m]の動吸振器を取り付けた多自由度集中質量系のモデルを考える。外乱は左端の質点位置 x_1 に作用するものとする。この系において反射波を除去するためには, 境界部において主構造と動吸振器のインピーダンス整合を考慮する必要がある(西郷他, 2005), 外力振動数に応じて動吸振器のばね特性に与えるべき条件を求めなければならない。

まずは, 主構造である多自由度集中質量系の質点変位の一般解を導出し, i 番目の質点の速度に対してその質点が $i+1$ 番目の質点に伝達している力の比, 機械インピーダンス Z を求める。境界の影響を受けない $i+1$ 番目の質点の運動方程式は,

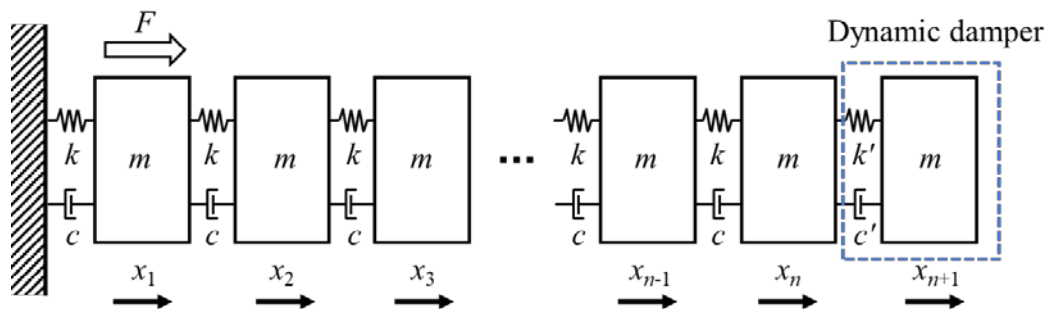


Fig. 1 Multi-degree-of-freedom mass-spring-damper system.

$$m\ddot{x}_{i+1} + k(2x_{i+1} - x_i - x_{i+2}) + c(2\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i - \dot{x}_{i+2}) = 0 \quad (1)$$

と表される。この式(1)を、各質点の変位、速度の初期値が時刻 $t=0$ でゼロであるとしてラプラス変換を行い、整理すると

$$X_{i+2}(s) - 2\left(\frac{1}{2} \frac{ms^2}{k + cs} + 1\right) X_{i+1}(s) + X_i(s) = 0 \quad (2)$$

となる。 $X_i(s)$ は $x_i(t)$ のラプラス変換である。式(2)の一般解を

$$X_i(s) = \beta^i \quad (3)$$

とおくと(広田, 1998)

$$\beta = \alpha \mp \sqrt{\alpha^2 - 1} = \beta^+, \beta^- \quad (4)$$

となり、一般解は

$$X_i(s) = C_1(\beta^+)^i + C_2(\beta^-)^i \quad (5)$$

と表現できる。ここで、 $\alpha = ms^2 / 2(k + cs) + 1$ であり、 C_1, C_2 は境界条件によって定まる任意定数である。周波数領域での表現に改めるため、式(4)に $s = j\omega$ を代入すると、式(4)の根号内は複素数で表されることになる。これは、 β^+ が進行波、 β^- が後退波を表し、式(5)の一般解が波動の形になることに対応する。また、式(4)の根号内が正となる場合には波が指数関数的に減衰する近接波しか存在せず、負となる場合には遠方まで伝播する波が存在する。そこで、簡単のため $c=0$ として系に進行波と後退波が存在する条件を導くと、以下の関係が成り立つ。

$$\omega \leq 2\sqrt{\frac{k}{m}} \quad (6)$$

式(6)は、系に波動が存在する周波数の上限を表す。いま、進行波のみが伝播している状態を仮定すれば、質点 x_i の速度に対してその質点が質点 x_{i+1} に伝達している力の比である機械インピーダンス Z は

$$Z = \frac{(kx_i + c\dot{x}_i) - (kx_{i+1} + c\dot{x}_{i+1})}{\dot{x}_i} \quad \Leftrightarrow \quad Z(s) = \left(\frac{k}{s} + c\right) \left(\frac{X_i(s) - X_{i+1}(s)}{X_i(s)}\right) \quad (7)$$

となる。式(7)に式(3)、式(4)を代入し、 $s = j\omega$ として周波数領域に置き換えると、

$$Z(\omega) = -\frac{m\omega}{2}j + \sqrt{-\frac{m^2\omega^2}{4} + m(k + jc\omega)} \quad (8)$$

となり、式(8)の根号部はさらに

$$\sqrt{-\frac{m^2\omega^2}{4} + m(k + jc\omega)} = \pm \frac{1}{\sqrt{2}} \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{\left(mk - \frac{m^2\omega^2}{4}\right) + \sqrt{\left(mk - \frac{m^2\omega^2}{4}\right)^2 + (mc\omega)^2}} \\ + j\sqrt{-\left(mk - \frac{m^2\omega^2}{4}\right) + \sqrt{\left(mk - \frac{m^2\omega^2}{4}\right)^2 + (mc\omega)^2}} \end{array} \right\} \quad (9)$$

のように2通りで表すことができる。ここで、式(8)、式(9)より機械インピーダンス $Z(\omega)$ の実部と虚部をそれぞれ

$$Z(\omega) = A + jB \quad (10)$$

とおくと、 A は機械抵抗、 B は機械リアクタンスを表す。ここで本研究が対象とする振動系は、質量・ばね・ダンパの組み合わせからなる系であり、エネルギー消費に関わる減衰要素には速度比例の粘性減衰を仮定しているため、機械抵抗 A は常に0以上を満たす必要がある。この条件を満たすのは、式(9)の符号が正(+)のときである。改めて A 、 B を整理すると

$$A = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\left(mk - \frac{m^2\omega^2}{4}\right) + \sqrt{\left(mk - \frac{m^2\omega^2}{4}\right)^2 + (mc\omega)^2}} \quad (11)$$

$$B = -\frac{m\omega}{2} + \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{-\left(mk - \frac{m^2\omega^2}{4}\right) + \sqrt{\left(mk - \frac{m^2\omega^2}{4}\right)^2 + (mc\omega)^2}} \quad (12)$$

となる。ここで、周波数に対する機械インピーダンス $Z(\omega)$ の大きさを図2に示す。縦軸と横軸はそれぞれ \sqrt{km} 、 $\sqrt{k/m}$ で割り、無次元化している。図2より、主構造の機械インピーダンス $Z(\omega)$ は、周波数に依存して大きく変化しないことがわかる。また、インピーダンスが急激に減衰している無次元角周波数が2以降の箇所は、系内部に入力されたエネルギーが近接波となる領域であり、系に波動は存在しない。

式(10)が、質点 x_n の速度に対して、同質点が動吸振器から受ける力の比と等しいならば、インピーダンス整合条件が成立し反射波が除去されるため、多自由度集中質量系は進行波のみが伝播している状態となり、この系に定在波は生成されない。質点 x_n が動吸振器から受ける力 F と動吸振器の運動方程式はそれぞれ

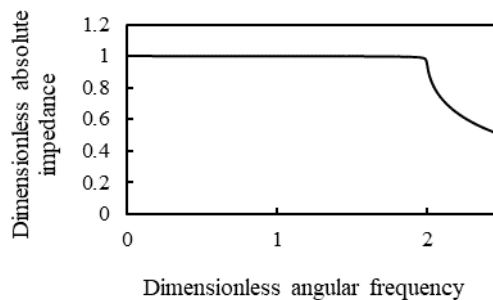


Fig. 2 Dimensionless impedance vs. dimensionless angular frequency obtained from the real and imaginary parts of the mechanical impedance Z described by Eqs. (11) and (12).

$$F = k'(x_n - x_{n+1}) + c'(\dot{x}_n - \dot{x}_{n+1}) \quad (13)$$

$$m'\ddot{x}_{n+1} + k'(x_{n+1} - x_n) + c'(\dot{x}_{n+1} - \dot{x}_n) = 0 \quad (14)$$

となる。式(13), (14)を, 式(2)と同様の初期条件の下, 各質点での速度を基準にラプラス変換し, $\dot{X}_{n+1}(s)$ を消去して次のように整理する。

$$\frac{F}{\dot{X}_n(\omega)} = \frac{m'k'\omega j - m'c'\omega^2}{k' + c'\omega j - m'\omega^2} \quad (15)$$

式(10), 式(15)は複素共役となる。ここで, 解析の都合からインピーダンス整合が成立するための条件として

$$A + jB = \frac{m'k'\omega j - m'c'\omega^2}{k' + c'\omega j - m'\omega^2} \quad (16)$$

とすると, この式(16)を満たす動吸振器の複素ばね定数 k' を定めるためには, 動吸振器の質量 m' 及び減衰係数 c' が既知であるという条件の下, 式(11)及び(12)から求まる A, B を式(16)の左辺に代入し, 等号が成立するよう同式を k' について解けばよい。このとき, k' の値は ω に依存するため, 外力の振動数に応じて計算する必要がある。

2・2 動吸振器のばね定数の導出

式(16)から動吸振器のばね特性に与えるべき条件を, 2通りの方法を用いて検討を行う。一つは簡単のため動吸振器の減衰係数 c' を一定とする方法であり, もう一つは動吸振器の減衰比 ζ' を一定として取り扱う方法である。後者を用いる理由は, 第4章の制振実験で用いるMREDDの等価的な減衰係数がばね定数に依存し, 独立に変化させることは出来ないが, MREの減衰比に着目した先行研究(小松崎他, 2013)では磁場の大きさに応じてその値の変化は小さいとの報告による。

(1) c' が一定の場合

式(16)の c' を定数としたときのばね定数 k' は, 同式を直接 k' について解けばよく

$$k' = \frac{A^2F + B^2F - BCE}{A^2 + (B - C)^2} + j \frac{-A^2E - B^2E + ACF - CD + 2BD}{A^2 + (B - C)^2} \quad (17)$$

となる。ここで, $C = m'\omega$, $D = m'c'\omega^2$, $E = c'\omega$, $F = m'\omega^2$ である。

(2) 減衰比 ζ' が一定の場合

前述の減衰係数が一定の場合との差別化のために, 動吸振器のばね定数を k'' とする。動吸振器の減衰係数 c' は, 減衰比 ζ' を用いると

$$c' = 2\zeta'\sqrt{m'k''} \quad (18)$$

と表すことができ, ばね定数 k'' に従属する変数となる。式(16)に式(18)を代入すると

$$A + jB = \frac{Ck''j - D'\sqrt{k''}}{k'' + E'\sqrt{k''}j - F} \quad (19)$$

となる。ここで, $D' = 2\zeta'm'^{\frac{3}{2}}\omega^2$, $E' = 2\zeta'\sqrt{m'}\omega$ である。式(19)を整理すると $\sqrt{k''}$ の複素2次方程式となり,

$$k'' + (jG)\sqrt{k''} + (H + jI) = 0 \quad (20)$$

$$G = \frac{A^2 E' + B^2 E' + CD' - 2BD'}{A^2 + (B - C)^2} \quad (21)$$

$$H = \frac{-A^2 F - B^2 F + BCF}{A^2 + (B - C)^2} \quad (22)$$

$$I = \frac{-AFC}{A^2 + (B - C)^2} \quad (23)$$

と書ける. 式(20)を $\sqrt{k''}$ について解くと

$$\sqrt{k''} = -\frac{jG}{2} \pm \frac{1}{2} \left\{ \sqrt{\frac{(-G^2 - 4H) + \sqrt{(-G^2 - 4H)^2 + (-4I)^2}}{2}} + j \sqrt{\frac{(-G^2 - 4H) + \sqrt{(-G^2 - 4H)^2 + (-4I)^2}}{2}} \right\} \quad (24)$$

となり, ばね定数 k'' は

$$k'' = \left\{ \operatorname{Re}(\sqrt{k''}) \right\}^2 - \left\{ \operatorname{Im}(\sqrt{k''}) \right\}^2 + 2j \operatorname{Re}(\sqrt{k''}) \operatorname{Im}(\sqrt{k''}) \quad (25)$$

と表すことができる. ここで式(24)には解が二つ存在するが, 式(17)のばね定数 k' の偏角と式(25)のばね定数 k'' の偏角を比較した結果, 式(24)において第2項の符号が+のものが有効と判断した. 改めて, MREDDの減衰比 ζ' を考慮したときのばね定数 k'' は, 以下の式(26)~(28)のように整理される.

$$k'' = \operatorname{Re}(k'') + j \operatorname{Im}(k'') \quad (26)$$

$$\operatorname{Re}(k'') = \frac{G^2 - \sqrt{2G} \sqrt{G^2 + 4H + \sqrt{(-G^2 - 4H)^2 + (-4I)^2}} + \sqrt{(-G^2 - 4H)^2 + (-4I)^2}}{4} \quad (27)$$

$$\operatorname{Im}(k'') = -\frac{G}{2} \sqrt{\frac{(-G^2 + 4H) + \sqrt{(-G^2 - 4H)^2 + (-4I)^2}}{2}} + I \quad (28)$$

3. 数値シミュレーション

本章では, 第2章で求めた ω 依存のばね定数 k' , k'' を用いて, 図1に示した集中質量系に対する制振シミュレーションを行う. 主構造は3自由度($n=3$)の集中質量系とし, モデルのパラメータには表1に示す値を与えた. この場合, 系に波動が存在するための周波数の上限値は, 式(6)より363 Hzと計算される.

図3(a), (b)はそれぞれ, 主構造である減衰3自由度系と, それに可変剛性動吸振器を取り付けて波動吸収制御を行った4自由度系の, 第1番目の質点における周波数応答である. また図3(c)は, 可変剛性動吸振器の固有振動数を外力振動数に同調させる従来の手法を用いた場合の, 4自由度系の第1番目の質点における周波数応答となる. 図3(b)は, 動吸振器のばね定数を k' ($c' = \text{const.}$)としたときと, k'' ($c' = \text{variable}$)としたときの2通りの周波数応答を示している. 図3(b)において, 動吸振器を取り付けると明らかに振幅が減少しており, 波動吸収制御を実現できていると言える. しかし, 図3(b)のばね定数 k' を用いた場合において, 全周波数帯域で振動モードが一切励起していないのに対し, ばね定数 k'' を用いた場合には, わずかに振動モードが励起している. 波動吸収制御

は進行波と後退波が同時に存在しないことが前提であるため、振動モードが励起していない図 3(b)の点線のような周波数応答になることが理想である。後者では、減衰係数 c' がばね定数 k'' に従属する変数となり、 k'' の解を厳密に定めることが困難である。それゆえ、完全にはインピーダンス整合条件が満たされず残留振動が生じるが、図 3(a)の無制御状態での応答の振幅に対して、図 3(b)の k'' による制御時の応答振幅は十分に小さいこと、また、第 2・2 節で述べたように実際の MREDD の減衰係数はばね定数に依存していることから、以後の解析では k'' を用いることとした。また、図 3(c)の動吸振器の固有振動数を外力振動数に追従するように制御した手法でも、図 3(a)と比べると振幅が大きく低減しており、一定の効果を得られることがわかる。しかし、図 3(b)と比較すると、主構造の 1 次固有振動数付近では同程度の制振が可能なのに対し、2 次、3 次固有振動数付近では波動吸収制御よりも応答振幅が大きくなり、制振性能が劣る結果となる。そのうえ、本シミュレーションでは主構造が 3 自由度の集中質量系の制振を対象としたが、質点数がさらに増加した系を対象とした場合、従来の制御手法では系に波動が存在する周波数の上限まで全域的に振動を抑制することがより困難になると予想される。それに対し波動吸収制御は、第 1 章でも述べたように、モデル化や制御系設計が構造物の長さや質点数に依存しない利点があるため、質点数が増加しても、周波数全域で構造物全体の制振効果が得られる。

Table 1 Parameter values for a numerical simulation model constituted of a 3-DOF primary structure and a dynamic damper.

	Primary structure		Dynamic damper	
Mass	m	0.2 kg	m'	0.19 kg
Spring constant	k	260 kN/m	k', k''	(variable)
Damping coefficient	c	0.46 Ns/m	c'	40 Ns/m
Damping ratio	—	—	ζ'	0.35
Force amplitude	F	10 N	—	—

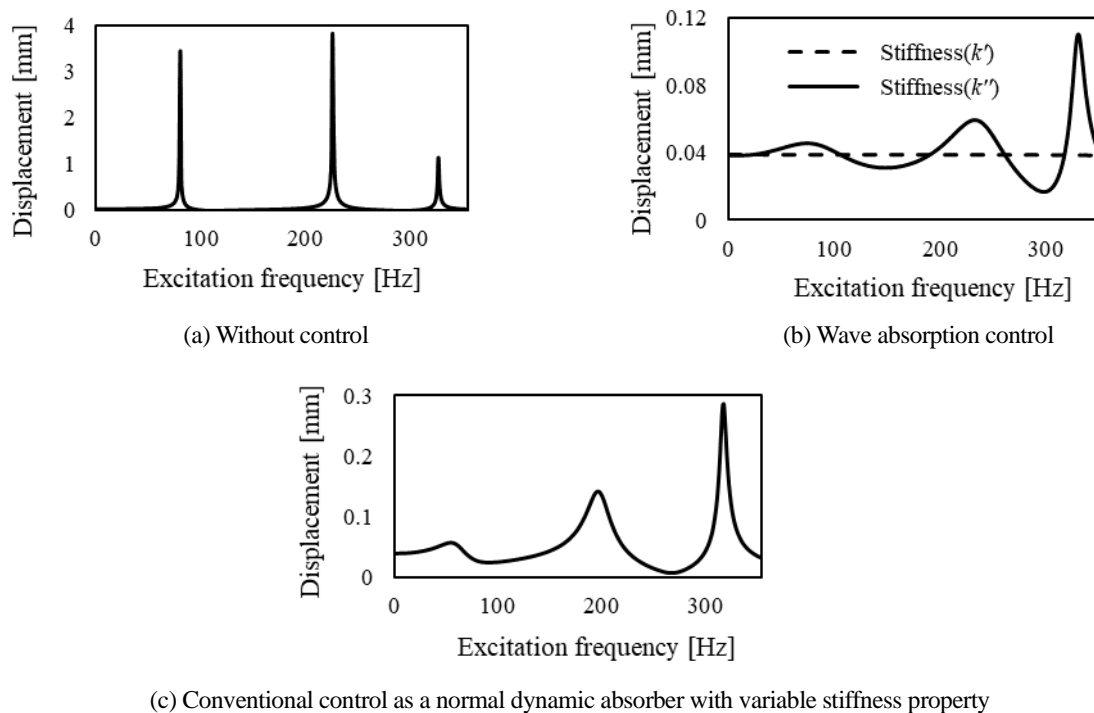


Fig. 3 Frequency responses at the 1st layer of the primary structure are shown. In (a), the response without the dynamic damper is presented. In (b), the dynamic damper with a variable stiffness property is attached to the structure. Two stiffness changing scenarios are shown. In(c), the conventional method of controlling the natural frequency of the variable stiffness dynamic absorber to follow the external frequency.

図4は動吸振器を取り付けた際の、4自由度系の各質点での周波数応答である。図4より、主構造では振幅のピーク位置や大きさが各質点でほぼ似た応答となっており、主構造すべての質点で十分に制振効果があることがわかった。図5では制振のために必要な、加振振動数 ω に依存する動吸振器のばね定数 k の大きさを表している。波動吸収制御の実現には、周波数 ω が大きくなるにつれ、 k も大きくする必要があることがわかる。また、図3(a)より主構造の1次固有振動数と3次固有振動数はそれぞれ80.7 Hz, 327 Hzであるため、図5の赤矢印で示す剛性可変域(35.6~247 kN/m)を動吸振器が有していれば、主構造の3つの固有振動数すべてが抑制可能となる。図6は、主構造である3自由度減衰系の1次固有振動数(80.7 Hz)付近で強制加振した場合の、系の1質点目の時刻歴応答である。動吸振器を取り付けず主構造のみの場合(図6(a))は、時間が経つにつれ振幅が増大しているのに対し、動吸振器を取り付けた場合(図6(b))では振幅が増大せず、ほぼ一定となっている様子がわかる。これは系に進行波のみが伝播しており、後退波の除去に成功していることを表す。また、主構造へ動吸振器を付加することにより系の自由度は増加し、系全体の固有振動数も付加前の値から変化するが、付加後の2次固有振動数に対応する124Hzで系を加振した場合でも制振が可能であることを、例として図7に示す。この場合でも最大振幅はほぼ一定となり、時間経過とともに振動が成長することはない。これらより本シミュレーションでは、単一の動吸振器を用いた波動吸収制御が多自由度集中質量系に対して十分な制振効果があることがわかった。

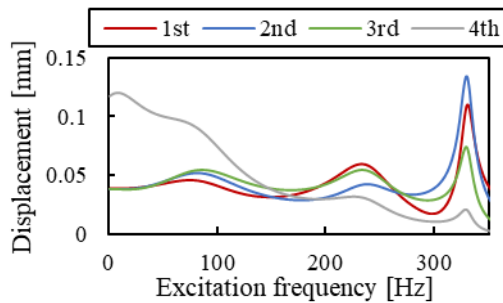


Fig. 4 Frequency response at each layer of the primary structure when controlled.

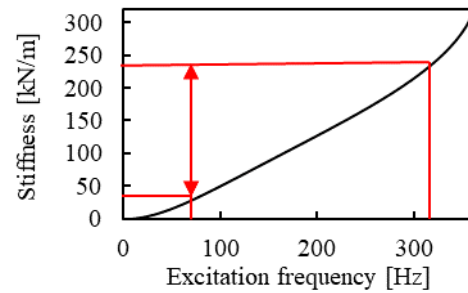
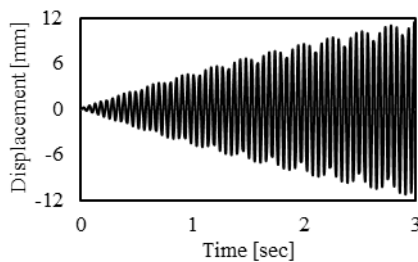
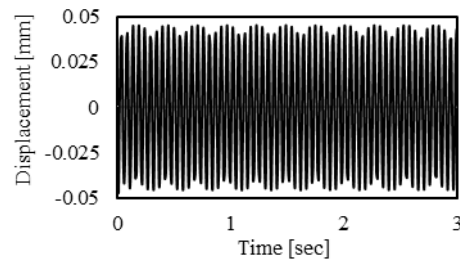


Fig.5 Stiffness changeability of the dynamic damper required for the wave absorption control.



(a) Without control



(b) Controlled

Fig. 6 Time history of displacement at the first floor of the primary structure when excited at the first natural frequency (80.7 Hz).

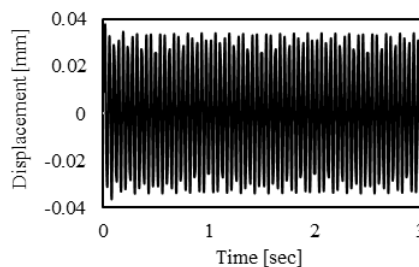


Fig. 7 Time history of displacement at the first floor when excited at the second natural frequency of the structure equipped with a dynamic absorber.

4. 制振実験

4・1 実験方法

MREDD と、第 2 章で導出した波動吸収制御による多自由度集中質量系の制振理論を用いて制振実験を行う。3 層構造物の模型を製作し、これを制振対象の主構造とする。本実験に用いる MREDD の写真と構造を図 8 に示す。この MREDD の固有振動数が変化する仕組みとして、外部から MREDD の内部に挿入されているコイルに電流を印加すると、鉄心と MRE が磁化することによって、発生した磁束が鉄心と MRE の内部を通るように磁氣的閉回路が形成される。発生磁場が効率的に MRE へ印加され MRE の見かけの弾性率が変化することで、MREDD の固有振動数も変化する。

まずは MREDD の基本特性として、印加電流値に対するばね定数及び減衰比の計測を行った。図 9 に実験装置の写真及び計測概要図を示す。MREDD を加振器に取り付け、FFT アナライザから 0~500 Hz のスイープ加振信号を出力する。MREDD の可動質量部に取り付けた加速度計の信号を FFT アナライザにて取得し、周波数応答のピークから固有振動数を読み取った。このとき、MREDD に 0~2.0 A まで、0.1 A 刻みで電流を印加させながら測定を行った。MREDD を線形 1 自由度振動系と見なし、周波数応答から読み取った固有振動数の値と既知の質量からばね定数を求め、さらに、同応答に半値幅法を適用して減衰比の算出を行った。

本実験にて得られた MREDD の基本特性を図 10 に示す。図 10(a)は印加電流値に対する MREDD のばね定数の変化を表し、MREDD のばね定数は 21~190 kN/m の可変域を有していることがわかる。また、印加電流が 1.8 A 以降にてばね定数の変化が小さくなっているが、これは MREDD 内で磁束飽和が発生しているためと予想される。そのため、これ以上電流を印加してもばね定数が大きくなることは望めない。図 10(b)は、印加電流値に対する MREDD の減衰比であり、0.5~1.5 A の範囲では、減衰比がおおよそ 0.35 前後となる。以上より、本実験で用いる MREDD の印加電流値 i とばね定数 k'' の関係を

$$k''(i) = 41012i^2 + 3871i + 21170 \quad [\text{N/m}] \quad (29)$$

のような 2 次多項式で近似し、減衰比は一定値 0.35 と見なした。

図 11 は、3 層構造物に MREDD を取り付けられた系の写真及び実験装置の概要図である。3 層構造物は、図 1 のモデルにおいて左端の質点 1 に相当する 1 層目から外力が入力され、左端から数えて 4 番目の質点に相当する 4 層目に MREDD が取り付けられている。また数値計算モデルに対して表 1 のように与えた質量 m 、ばね定数 k 、減衰係数 c の値を基に製作を行った。改めて、本実験で用いるパラメータを表 2 に示す。表 2 において外力振幅 F は const. と記しているが、これは外力の正確な数値を求めることが困難であったため、加振器パワーアンプ出力を一定の条件下で実験を行ったことを意味する。図 12 は、インパクトハンマでインパルス入力を与え、3 層構造物を自由振動させたときの 1 層目の周波数応答に、式(26)と表 2 から得た、波動吸収制御を行うために必要なばね定数の可変域を重ねたものである。図 12 より、3 層構造物の 3 つの固有振動数は 78.1 Hz、230 Hz、343 Hz であるが、図 10 より MREDD のばね定数の可変域が 21~200 kN/m であることから、3 層構造物への波動吸収制御が可能となる範囲は 58~285 Hz までとなり、3 次固有振動数での加振入力に対する波動吸収制御は不可となる。そのため本実験では、特に 3 層構造物の 1 次固有振動数と 2 次固有振動数の抑制を検討した。

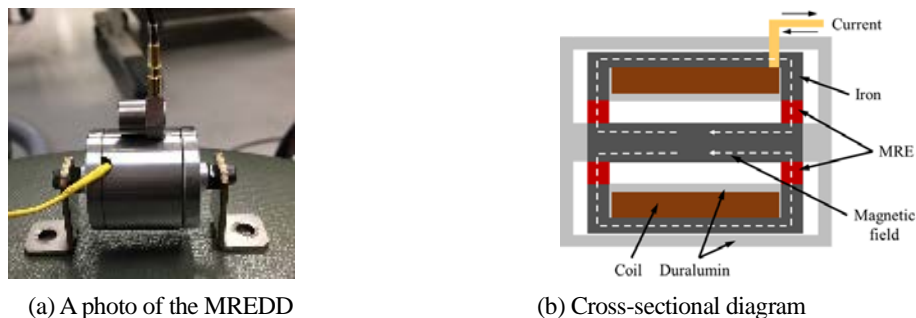
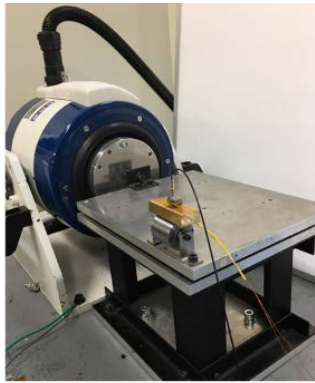
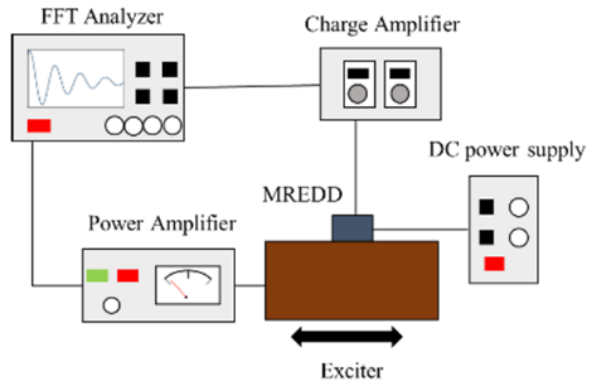


Fig. 8 A photo and cross-sectional view of the MREDD.

実験手順として、まずは振動抑制を行っていない状態の3層構造物に対して、FFTアナライザの信号出力機能と加振器を用いて正弦波による定常加振を与え、構造物に取り付けた加速度計から時間応答の測定を行う。次に、MREDDを3層構造物に取り付け、構造物に同様の定常加振を与えて制振性の評価を行う。加振周波数において波動吸収制御を行うために最適なMREDDのばね定数の大きさを式(26)から求め、式(29)をもとにMREDDに印加すべき電流を決定する。その状態において構造物に取り付けた加速度計を用いて時間応答の測定を行う。以上の手続きにより制振前後の応答を比較し、MREDDを用いた波動吸収制御の制振効果についての評価を行う。

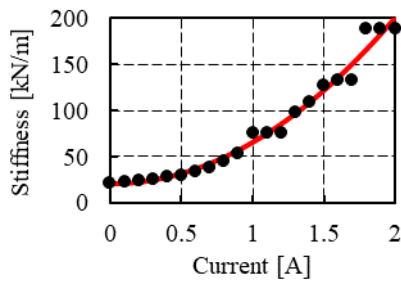


(a) A photo of an MREDD fixed on shaking table

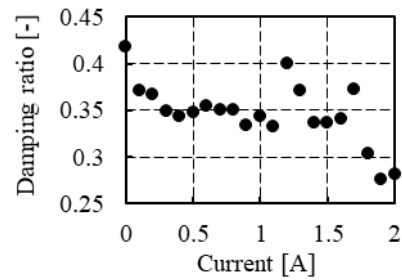


(b) Schematic of fundamental test setup

Fig. 9 A test setup for obtaining MREDD fundamental property.

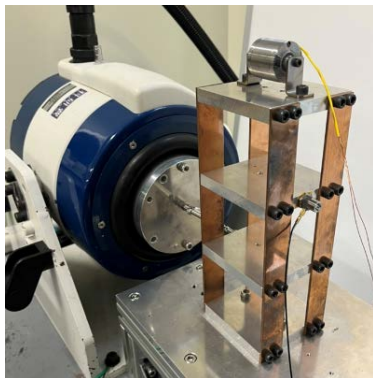


(a) Stiffness

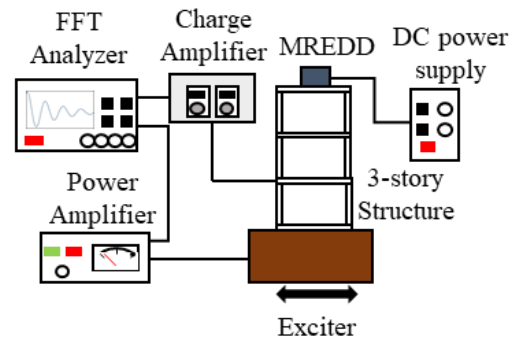


(b) Damping ratio

Fig. 10 Basic characteristics of MREDD: (a) apparent stiffness, and (b) the damping ratio changeabilities against applied electric current are shown.



(a) 3-story structure equipped with the MREDD



(b) Diagram of the experimental setup

Fig.11 Experimental setup for testing wave absorption control.

Table 2 Parameters for the experimental apparatus. The values were determined with reference to the numerical model.

	Primary structure		Dynamic damper	
Mass	m	0.2 kg	m'	0.19 kg
Spring constant	k	260 kN/m	k''	21.2~200 kN/m
Damping coefficient (Damping ratio)	c	0.46 Ns/m	ζ'	0.35
Force amplitude	F	Const.	—	—

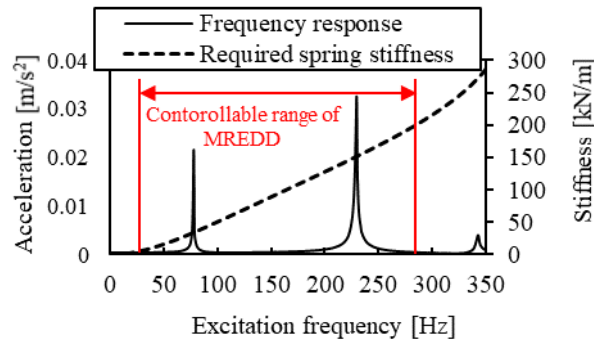


Fig. 12 Possible frequency range for the wave absorption control in test apparatus.

4・2 結果

3層構造物の1次固有振動数と2次固有振動数で定常加振を行った際の1層目, 2層目, 3層目の時間応答を図13, 14に, 各時間応答の制振前後の低減率をまとめたものを表3に示す. シミュレーションほどではないが, 3層構造物の1次固有振動数と2次固有振動数での共振応答を大きく抑制することができた. 特に, 構造物全体が大きく変形する1次モードにおける振動を, 約98%低減する結果が得られた. 2層目の2次固有振動数における時間応答では低減率が約6%となり制振効果が少ないが, これは構造物が2次固有振動数で振動する場合の2層目の位置が振動モードの節に当たる部分であったため, 波動制御の有無に関わらずあまり振動していなかったことが原因である.

図15は, 3層構造物の3つの固有振動数(78.1 Hz, 230 Hz, 343 Hz)を含む, 10~350 Hzまでの任意の周波数で定常加振したときの系の1層目の時間応答を, 2乗平均してプロットしたものである. MREDDばね定数の可変域外となる58 Hz以下ではばね定数の最小値, 285 Hz以上では最大値を用いて測定を行った. 結果として, 制振前のような大きなピークが現れることはなく, 特に3層構造物の固有振動数付近において大きな制振効果があることがわかった. しかし, 150~200 Hzの帯域において, 制振後の応答が他の帯域の応答と比べて大きいことがわかる. この理由として, 実験で用いた3層構造物とシミュレーションモデルの動特性に差が生じていることが考えられる. 本稿ではこの点の改善について検討したが, MREDDの減衰が大きいことから, 実験装置の動特性の同定を高精度に行うことは困難であった. しかしながら, 図2について2・1節で述べたように機械インピーダンス $Z(\omega)$ は周波数に依存して大きく変化しない特性を持つことから, 式(16)のインピーダンス整合条件も周波数に依存して大きく変化しない特性を有することもわかる. よって多少の同定誤差があっても制振性能に顕著な差異は生じず, 実用的に十分なレベルで制振を実現できたと考えている. これより, シミュレーションモデルをより実際の構造物に近づけ, 制御を行うために必要なMREDDのばね定数の値をより高精度に予測した上で, より良い振動抑制の結果を得ることができると考える. なお, 制振後の3層構造物の固有振動数付近において明確に応答振幅が低減できている理由として, MREDDのばね定数に多少の誤差があつたとしても, 共振となるような振動の成長を助長するだけの反射波が系の終端において生成されないため, 制御後の3層構造物の固有振動数付近においても振動モードが励起されず, 制御前後において応答に大きく差が現れたことが要因として考えられる.

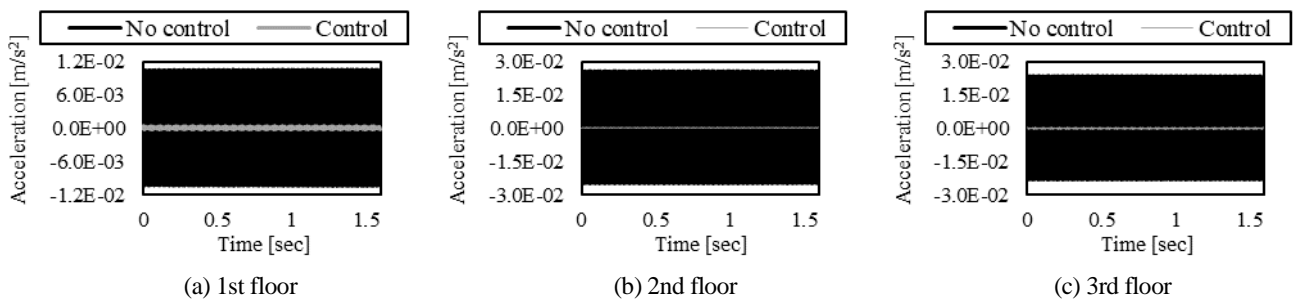


Fig. 13 Time history of acceleration with and without control measured at each floor under sinusoidal excitation at 78.1 Hz.

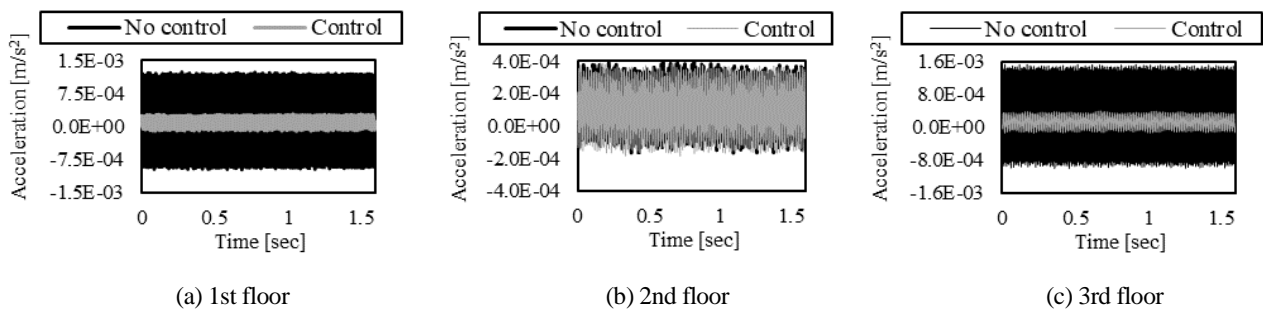


Fig. 14 Time history of acceleration with and without control measured at each floor under sinusoidal excitation at 230 Hz.

Table 3 Comparison of the acceleration reduction rate at each floor of the structure.

	1st floor	2nd floor	3rd floor
1st natural frequency	97.9 %	98.7 %	98.0 %
2nd natural frequency	82.4 %	6.0 %	79.8 %

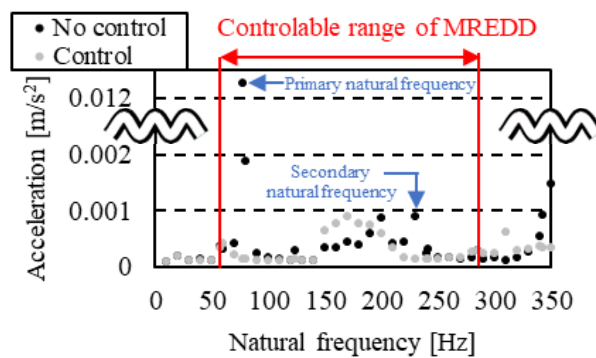


Fig. 15 Comparison of the RMS acceleration values for cases with and without the wave absorption control. The primary structure was sinusoidally excited at each frequency.

5. 結 言

本研究では、固有振動数を任意に変化させることができる磁気粘弾性エラストマを適用した動吸振器 (MREDD) と、モデル化や制御系設計が構造物の長さや質点数に依存しない波動吸収制御の理論を用いて、加振力の振動数に合わせて MREDD の剛性を変化させ、その振動数で生じる波動を無反射にして定在波の形成を抑制することで、効率的に多自由度集中質量系の複数の振動モードを抑制する手段を検討し、数値シミュレーションと実験を通して制振性能の評価を行った。得られた結果を下記に要約する。

- (1) 質量, ばね要素, 減衰要素が一様な多自由度集中質量系に, 可変剛性を有する動吸振器を作用させ波動吸収制御を行うために, 外力振動数に応じて動吸振器の可変剛性に与えるべき計算式を導出した.
- (2) 数値シミュレーションの結果, 波動吸収制御を行うことで振幅を大幅に減らすことに成功し, 動吸振器付加後の新たな固有振動数付近で加振した場合でも共振を抑制できることを確認した.
- (3) MREDD を用いて実験を行った結果, MREDD の剛性の可変域内において主構造の固有振動数における振動を大幅に低減できることがわかった.

以上より, 可変剛性を有する動吸振器と波動吸収制御を用いることで, 多自由度集中質量系において効果的な制御を行うことができたと言える. しかし, 本研究で使用した MREDD の基本特性を向上させることや, 第 4 章でも述べたように, シミュレーションモデルの特性をより実際の構造物の特性に近づけることで, さらなる振動抑制の向上が期待できる. また今後はリアルタイム制御といった, より実用的な状況を想定した実験を行い, 今手法の更なる有用性を確認していきたいと考えている.

文 献

- 原田晃, 連続体近似に基づく遅延フィードバックを用いた集中定数系の振幅増大回避, 日本機械学会論文集, Vol. 81, No. 825 (2015), p. 14-00629.
- 広田良吾, 差分学入門, 培風館, (1998), p. 104.
- 黒澤実, 上羽貞行, 進行波型超音波モータの効率, 日本音響学会誌, Vol. 44, No. 1 (1988), pp. 40-46.
- 小松崎俊彦, 岩田佳雄, 林下宗史, 川越啓司, 磁気粘弾性エラストマを用いた可変剛性動吸振器の開発, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 79, No. 806 (2013), pp. 3680-3690.
- Liao, G., Gong, X. and Xuan, S., Phase based stiffness tuning algorithm for a magnetorheological elastomer dynamic vibration absorber, *Smart Materials and Structures*, Vol. 23, No. 1 (2014), 015016.
- Liu, X., Feng, X., Shi, Y., Wang, Y. and Shuai, Z., Development of a semi-active electromagnetic vibration absorber and its experimental study, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 135, No. 5 (2013), 051015.
- 松村雄一, 古屋耕平, 松枝和哉, 北山弘樹, 堀井宏祐, 安田孝宏, 弾性平板上の進行波を利用した水中推進機の推力向上のための反射波抑制手法, 日本機械学会論文集, Vol. 81, No. 827 (2015), p. 15-00060.
- 長瀬賢二, 早川義一, インピーダンスマッチングによる層構造物の制振制御, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 67, No. 658 (2001), pp. 1814-1819.
- 長瀬賢二, 中道健太, 多段結合を有するマス・バネ・ダンパ系の波動制御(基礎理論とテンセグリティ構造物への応用), 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 79, No. 806 (2013), pp. 3732-3747.
- Nagaya, K., Kurusu, A., Ikai, I. and Shitani, Y., Vibration control of a structure by using a tunable absorber and an optimal vibration absorber under auto-tuning control, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 228, No. 4 (1999), pp. 773-792.
- 西郷宗玄, 高木清志, 田中信雄, インピーダンス整合条件を用いたロープ振動の波動吸収制御, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 71, No. 703 (2005), pp. 845-851.
- Sun, S., Deng, H., Yang, L., Li, W., Du, H., Alici, G. and Nakano, M., An adaptive tuned vibration absorber based on multilayered MR elastomers, *Smart Materials and Structures*, Vol. 24, No. 4 (2015), 045045.
- Sun, S. S., Chen, Y., Yang, J., Tian, T. and Deng, H., The development of an adaptive tuned magnetorheological elastomer absorber working in squeeze mode, *Smart Materials and Structures*, Vol. 23, No. 7 (2014), 075009.
- 田中信雄, 菊島義弘, 柔軟ばりの曲げ波制御に関する研究(アクティブシンク法の提案), 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 56, No. 522 (1990), pp. 351-359.
- Walsh, P. L. and Lamancusa, J. S., A variable stiffness vibration absorber for minimization of transient vibrations, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 158, No. 2 (1992), pp. 195-211.

References

- Harada, A., Avoidance of amplitude enlargement for lumped mass system by using delayed feedback based on continuum approximation, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 81, No. 825 (2015), p. 14-00629 (in Japanese).
- Hirota, R., Sabungakunyumon, Baifuukann, (1998), p. 104 (in Japanese).

- Kurosawa, M. and Ueha, S., Efficiency of ultrasonic motor using traveling wave, *The Journal of the Acoustical Society of Japan*, Vol. 44, No. 1 (1988), pp. 40–46 (in Japanese).
- Komatsuzaki, T., Iwata, Y., Ringe, H. and Kawagoshi, K., Development of a dynamic vibration absorber with variable stiffness property using magneto-rheological elastomer, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C*, Vol. 79, No. 806 (2013), pp. 3680–3690 (in Japanese).
- Liao, G., Gong, X. and Xuan, S., Phase based stiffness tuning algorithm for a magnetorheological elastomer dynamic vibration absorber, *Smart Materials and Structures*, Vol. 23, No. 1 (2014), 015016.
- Liu, X., Feng, X., Shi, Y., Wang, Y. and Shuai, Z., Development of a semi-active electromagnetic vibration absorber and its experimental study, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 135, No. 5 (2013), 051015.
- Matsumura, Y., Furuya, K., Matsueda, K., Kitayama, H., Horii, H. and Yasuda, T., Suppression of reflected waves of an aquatic flexible plate to improve efficiency of an aquatic propulsion mechanism, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 81, No. 827 (2015), p. 15-00060 (in Japanese).
- Nagase, K. and Hayakawa, Y., Active vibration control of a multi-story structure by impedance matching, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C*, Vol. 67, No. 658 (2001), pp. 1814–1819 (in Japanese).
- Nagase, K. and Nakamichi, K., Wavecontrol of multiple cascade-connected damped mass-spring systems (Basic theory and its application to tensegrity structures), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C*, Vol. 79, No. 806 (2013), pp. 3732–3747 (in Japanese).
- Nagaya, K., Kurusu, A., Ikai, I. and Shitani, Y., Vibration control of a structure by using a tunable absorber and an optimal vibration absorber under auto-tuning control, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 228, No. 4 (1999), pp. 773–792.
- Saigo, M., Takagi, K. and Tanaka, N., Wave absorption control of rope system by using impedance matching condition, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C*, Vol. 71, No. 703 (2005), pp. 845–851 (in Japanese).
- Sun, S., Deng, H., Yang, L., Li, W., Du, H., Alici, G. and Nakano, M., An adaptive tuned vibration absorber based on multilayered MR elastomers, *Smart Materials and Structures*, Vol. 24, No. 4 (2015), 045045.
- Sun, S. S., Chen, Y., Yang, J., Tian, T. and Deng, H., The development of an adaptive tuned magnetorheological elastomer absorber working in squeeze mode, *Smart Materials and Structures*, Vol. 23, No. 7 (2014), 075009.
- Tanaka, N. and Kikushima, Y., Flexural wave control of a flexible beam (Proposition of the active sink method), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C*, Vol. 56, No. 522 (1990), pp. 351–359 (in Japanese).
- Walsh, P. L. and Lamancusa, J. S., A variable stiffness vibration absorber for minimization of transient vibrations, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 158, No. 2 (1992), pp. 195–211.