

科学研究費助成事業 研究成果報告書

令和 3 年 6 月 6 日現在

機関番号：13301

研究種目：基盤研究(C) (一般)

研究期間：2018～2020

課題番号：18K04014

研究課題名(和文) 振幅変調駆動型アクティブマスダンパの開発

研究課題名(英文) Development of an amplitude-modulated active mass damper

研究代表者

小松崎 俊彦 (Komatsuzaki, Toshihiko)

金沢大学・フロンティア工学系・教授

研究者番号：80293372

交付決定額(研究期間全体)：(直接経費) 3,400,000円

研究成果の概要(和文)：本研究では、振幅変調された単一周波数の信号でアクティブマスダンパを駆動することで、低周波振動の制振力を生成する理論について明らかにした。また、製作したAMD単体の周波数特性について評価したところ、理論通りの周波数特性を得た。これより、狙いの制振力を生成するにあたって、振幅変調を用いたAMD駆動の有効性が示された。AMD応答の数値的予測については、数値モデルにAMD自身の動特性を考慮し、実測応答に含まれる周波数成分の特徴を定性的に再現することができた。また、アクチュエータにばねと減衰要素を並置することで、主系側に現れる高周波応答を抑制し、復調波成分のみを制振力に利用できることが示された。

研究成果の学術的意義や社会的意義

動吸振器は簡易に制振効果が得られるため、小型の精密機器から大規模な構造物に至るまで幅広く実用に供されるとともに、学術的な関心も高く、数多くの研究事例がある。可動質量にはある程度の大きさが必要であることを前提に、装置の取り付け方法やパラメータ調整法を論じたものは多いが、在来理論での物理的限界を超えて小質量化を目指す試みはない。本課題はその方向において新しい動吸振器の設計理論を提案するものであり、学術的新規性及び意義を有すると考えている。実用面においては小型化を実現することによって、種々の装置を軽量化でき、これまでは装置を組み込むこと自体が困難だった小型超精密機器の制振も実現できる可能性がある。

研究成果の概要(英文)：Vibration problems have become obvious as the size and working speed of the equipment becomes smaller and faster. The size of the absorbers is expected to be smaller in view of space saving and weight reduction. However, constitutive physical characteristics limit realization of the compact design without sacrificing the required damping performance. Specifically, it is difficult to attenuate low-frequency vibration by a miniaturized vibration control device. In the present study, we propose a novel active-type mass damper for vibration control of structures. By using a relatively small, a high frequency driven actuator to drive the mass with an amplitude-modulated control signal, the low frequency damping force can be demodulated. Mathematical formulation of the driving principle, both numerical and experimental verification of the low-frequency acceleration component to be used for the inertial control force are shown.

研究分野：機械力学・制御

キーワード：動吸振器 振幅変調 制振 振動工学 振動制御

1. 研究開始当初の背景

動吸振器は代表的な制振装置として知られ、外乱に同期した振動数で可動質量が運動することで慣性力を生じ、制振対象物への作用外力を打ち消して制振効果を発現する。動吸振器の駆動方式は3つに大別され、外部からのエネルギー注入なしに、装置の構成要素の物性値(質量、ばね定数など)で自ずと決まる動特性によって受動的に作動するパッシブ型、アクチュエータの発生力によって可動質量を強制駆動し制振力を発生させるアクティブ型、及びこれらの中間型としてのセミアクティブ型がある。機器の小型化・高速化が進むなか、振動問題は顕在化する傾向にあり、省スペース・軽量化の観点から、いずれの方式においても動吸振器の可動質量は小さいほど好ましい。しかしその反面、特に低振動数において大きな慣性力を得るには質量を大振幅駆動する必要があるが、ストローク確保が困難になることから、質量の小型化は制約を受ける。動吸振器質量は、制振対象物が持つ質量の10%程度までに留めることが一般的である。パッシブ型では質量の大きさに応じて制振力が物理的に決定されるため、質量の小型化には自ずと限界がある。また、電磁力等によるアクチュエータを利用したアクティブ方式でも同様に、低振動数ほどストローク拡大の要求に加えて装置自身が大型化する傾向がある。以上のように、必要な制振力の確保と、動吸振器の小型化を、物理的制約を超えて両立させることは、従来の設計理論、制御理論の枠組みでは困難と考えられ、外力と同じ大きさの慣性力を生成するには、ある程度大きな質量を用いざるを得ず、在来研究のほぼ全てがこの制約を受けている。

一方、音響工学分野では、周波数の異なる2つの超音波を同一面から放射し、それらの差周波数成分(うなり成分)の音波を可聴音として生成する手段(パラメトリックアレイ)が知られている。本課題では、この現象をアクティブ型動吸振器の駆動に応用できる可能性に着目した。パラメトリックアレイは単一周波数のキャリア音波に振幅変調を施すことでも実現可能である。技術的には、単一周波数の超音波搬送波に振幅変調を施すことで(図1)、等価な低周波の可聴音再生が可能である。搬送波の周波数を f_c 、変調波周波数を f_a とすると、振幅変調方式では搬送波周波数 f_c を中心に、そのサイドバンドとして低域側に両者の差成分 $f_c - f_a$ 、高域側に和成分 $f_c + f_a$ の合計3つの信号が生じるが(図2)、差成分のみが可聴音として聴取され、それ以外は超音波のため聴こえない。この技術に着想を得つつ、加速度は振動数の2乗に比例する事実を踏まえ、振幅変調を施した高い振動数の搬送波信号で動吸振器の可動質量を強制駆動し、外乱振動数に同期した差振動数の加速度成分を2次的に生成することで、動吸振器の質量、変位振幅がとも小さくても大きな慣性力を得ることが可能と予想した。

2. 研究の目的

本研究では、信号変換手段の一つである振幅変調方式(Amplitude Modulation, AM)に着目し、それを機械構造物の制振装置として知られる動吸振器を機械的かつ能動的に駆動する際の制御信号に適用することで、従来設計法の限界を超えた、超小型の可動質量を備える振幅変調駆動型アクティブマスダンパ(Amplitude-Modulated Active Mass Damper, AM-AMD)を開発し、制振性能を検証することを目的とする。小質量による制振力(慣性力)の不足を補うために、振幅変調の施された高い振動数の搬送波信号で可動質量を強制駆動することによって加速度を増幅しつつ、搬送波と変調波の差周波数成分を生成する。センサ情報に基づき、適応コントローラを用いて加速度の差周波数成分を作用外力の振動数に同期させ、可動質量の動きに伴って生じる慣性力の大きさと位相を自動調整することで外力を相殺し、任意の外力に対して主構造の振動を低減するシステムを構築する。また、変調に伴って副次的に生成される振動数成分が系特性に悪影響を及ぼさないための駆動条件を明らかにする。

3. 研究の方法

(1) 振幅変調を用いた動吸振器の駆動理論

図3に示すように、1自由度振動系にアクティブ動吸振器(Active-Mass-Damper, AMD)を組み合わせたものに強制振動を加えたモデルを考える。AMDの駆動信号 $u(t)$ は変位として与えられるものとする。主系の質量を m 、可動質量を m_a 、粘性係数を c 、ばね定数を k 、搬送波周波数を ω_c と表すと、モデルの運動方程式は以下の式になる。

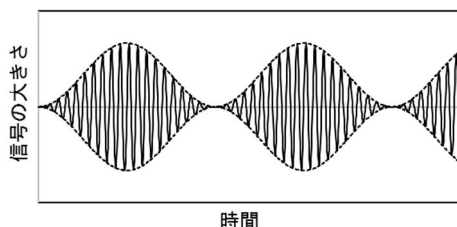


図1 振幅変調波の時間波形例

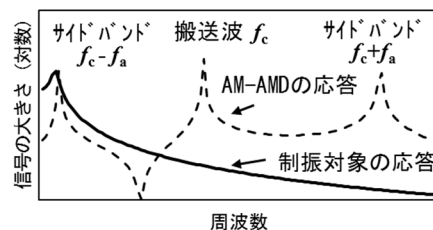


図2 振幅変調波と制振対象系の周波数応答

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = -m_u \ddot{u}(t) + F \sin \omega t \quad (1)$$

AMD の駆動に使用する AM 変調信号は、次の式で与える。

$$u(t) = A_c \{1 + \alpha \sin(\omega_c + \omega_s)t\} \sin \omega_c t \quad (2)$$

ω_s は、生成目的の低周波の周波数とする。加法定理により式(2)は次のように変形できる。

$$u(t) = A_c \sin \omega_c t - \frac{\alpha A_c}{2} \{\cos(2\omega_c + \omega_s)t - \cos \omega_s t\} \quad (3)$$

変調する信号波の周波数に搬送波の周波数成分を足し合わせて変調を行うことで、式(3)の第三項のように低周波に同調した周波数を持つ項が生成される。また、式(3)を二階微分すると AMD が主振動系に与える慣性力の加速度成分が得られ、次のような式となる。

$$\ddot{u}(t) = -A_c \omega_c^2 \sin \omega_c t + \frac{\alpha A_c}{2} (2\omega_c + \omega_s)^2 \cos(2\omega_c + \omega_s)t - \frac{\alpha A_c}{2} \omega_s^2 \cos \omega_s t \quad (4)$$

ここで、AMD の発生力はアクチュエータと主系質量との間に並列に挿入されたばね及びダッシュポットを介して主系質量に伝わるとする。ばねとダッシュポットが付加された AMD を改めて付加系と称し、このときの付加系の周波数応答(点線)と、式(4)を駆動信号に用いた場合のアクチュエータ生成力の周波数応答(実線)を重ねた模式図を図 4 に示す。 ω_c が ω_s に対して非常に大きく、かつ付加系の共振振動数が ω_s 付近に位置するよう付加系のばね定数及び減衰係数を設定すれば、付加系のばねとダッシュポットは一種の機械的なローパスフィルタとして作用するため、式(4)の第一項、第二項の周波数は適度に遮断され、結果的に主振動系へ大きな影響を及ぼさないと考えられる。そこで式(4)の第一項、第二項を無視し、第三項に外力を基準とした信号の位相差を与えると、式(1)の運動方程式は次のように書き直せる。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = m_u \frac{\alpha A_c}{2} \omega_s^2 \cos(\omega_s t + \phi) + F \sin \omega t \quad (5)$$

以上より、異なる高周波周波数の信号から、低周波数の振動を生成できる可能性が示された。

(2) 振幅変調駆動型アクティブ動吸振器の実験モデル

振幅変調駆動型 AMD を試作し、前節で述べた理論に従い、制振力として利用する低域側サイドバンド成分を生成可能か評価した。提案 AMD では、ボイスコイルモータによって制振力を発生させる機構を採用した。また、リン青銅板をばね要素として、可動質量を支持した。製作した AMD 及び評価装置の概要を図 5 に示す。駆動信号を PC で作成し、その信号を信号発生器で電気信号に変換して DC ドライバでボイスコイルモータを駆動する。AMD の質量には加速度センサを取り付け、センサアンプを介して、FFT アナライザで加速度振幅の周波数応答を記録した。

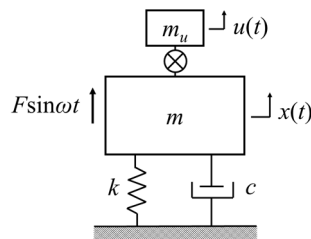


図 3 振幅変調駆動型アクティブ動吸振器及び制振対象振動系を結合したモデル

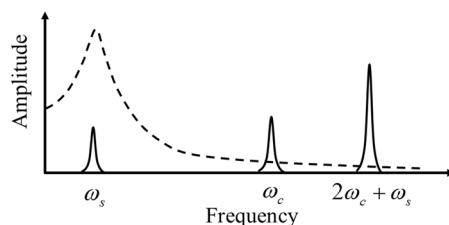


図 4 振幅変調駆動型アクティブ動吸振器の周波数応答特性模式図

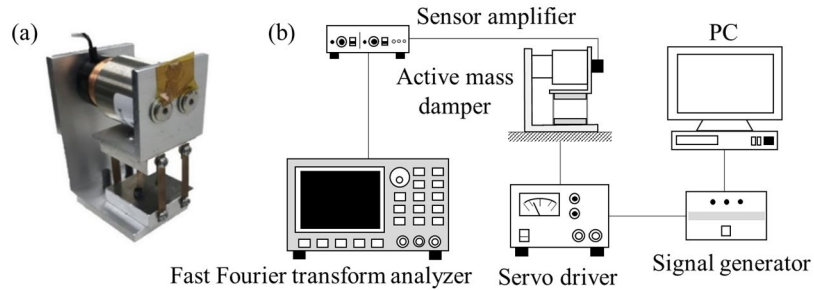


図5 製作した振幅変調駆動型アクティブ動吸振器(a), 及び性能評価装置の構成(b)

表1 アクティブ動吸振器駆動時の固定パラメータ値

変調度 α	1.0
搬送波周波数 f_c	1000 Hz
復調波周波数 f_s	50 Hz

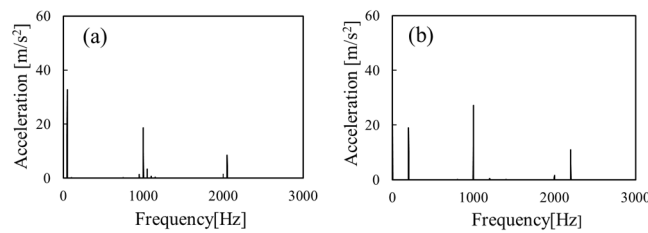


図6 振幅変調駆動型アクティブ動吸振器の周波数応答($f_c=1\text{kHz}$) . (a) $f_s=50\text{ Hz}$, (b) $f_s=200\text{ Hz}$.

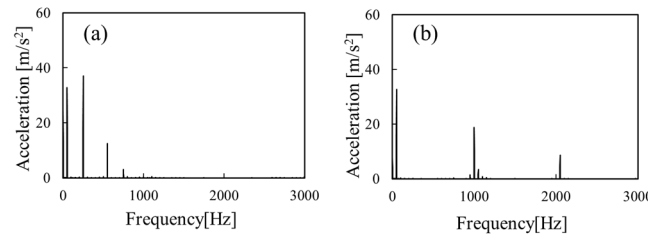


図7 振幅変調駆動型アクティブ動吸振器の周波数応答($f_s=50\text{Hz}$) . (a) $f_c = 250\text{ Hz}$, (b) $f_c = 1\text{kHz}$.

4. 研究成果

(1) 振幅変調駆動型アクティブ動吸振器の単体性能評価

AMD への入力信号波に振幅変調を施したとき, 目的の周波数成分を生成できるか確認するために, AMD 単体から発生する加速度を高速フーリエ変換に基づく周波数解析によって検証した. また振幅変調される周波数と搬送波周波数を段階的に変化させたとき, どのような周波数特性を示すのか同様に評価を行った. AMD 駆動信号には振幅変調を加えた以下の式を用いる.

$$u(t) = A \{1 + \alpha \sin 2\pi(f_s + f_c)t\} \sin 2\pi f_c t \quad (6)$$

A は振幅, α は変調度, f_s は生成目的の低周波の振動数, f_c は搬送波周波数である. 表1に示すパラメータ値のいずれかを固定して f_s のみを変化させた場合, 及び f_c のみを変化させた場合の加速度周波数応答の計測例を, それぞれ図6及び図7に示す. いずれの場合においても理論通り, 中央に搬送波周波数成分, 及びその両側に2つのサイドバンド成分の合計3つの周波数ピークが観測された. AMDの機械的特性から決まる共振周波数が入力信号の周波数成分に含まれる場合に異常振動を起し, 多数の高調波が現れることもわかった.

以上の結果から, 振幅変調をAMDの駆動信号に用いることで, 二つの異なる高周波数から低周波の振動数成分を生成できることが確認された. 3つの加速度スペクトルの大きさは, 理論通りの大小関係は現れなかった. これは, 機械的特性からボイスコイルモータの高周波周波数帯における振幅と低周波数帯における振幅が違うことや, AMDが生成できる加速度に物理的な限界があり, うまく理論通りの大きさを再現できなかった可能性がある. また, 加速度の大きさについては, 理論式の導出過程で省略した加速度成分の項が振動特性に及ぼす影響の大きさを考慮していない点が影響していると考えられる. さらに, AMD自身がばねと質量を備えた振動系であるため, AMD非稼働時の系の動特性を踏まえた応答評価が必要であることがわかった.

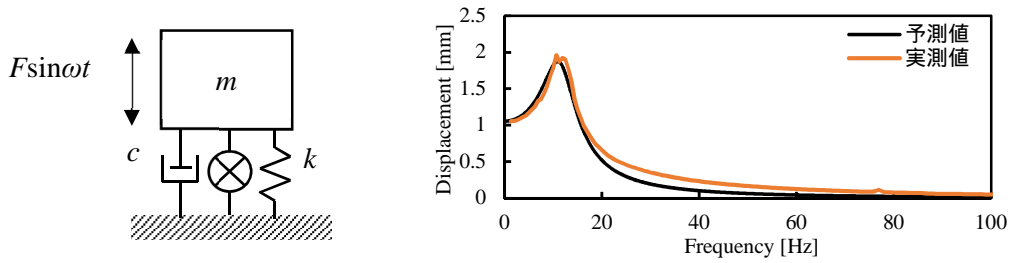


図 8 解析モデルの修正と AMD 周波数応答特性の評価

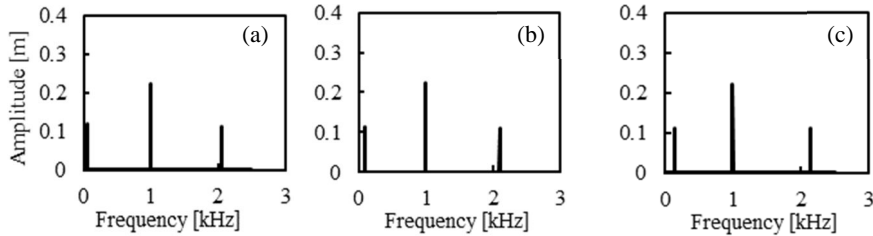


図 9 AMD の振幅応答予測 ($f_c=1\text{kHz}$) . (a) $f_s = 50\text{Hz}$, (b) $f_s = 100\text{ Hz}$, (c) $f_s = 150\text{ Hz}$.

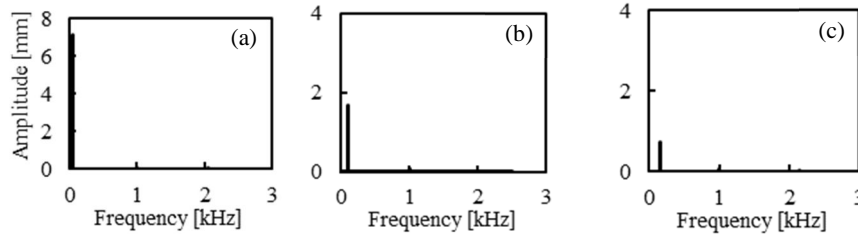


図 10 主系と結合した場合の主系側応答予測

(a) $f_s = 50\text{Hz}$, (b) $f_s = 100\text{ Hz}$, (c) $f_s = 150\text{ Hz}$

(2) AMD 動特性計測に基づくパラメータ同定と解析モデル修正

前述の解析モデルでは、アクチュエータを直接制振対象物に繋げる状況を想定していたが、実際の装置ではばね要素でアクチュエータを支持し、それ自身が振動系を構成しているため、図 8 のようにばねと減衰要素を付加したモデルに修正し、系の加振応答から周波数特性を求めた。また、その結果から固有振動数と減衰比を読み取り、数値モデルの質量 m 、減衰係数 c 、ばね定数 k などのパラメータを同定した。質量は 45g、ばね定数は 256N/m、減衰係数は 2Ns/m である。

本測定結果に基づき、搬送波周波数を 1kHz に固定し、信号波周波数を 50、100、及び 150Hz の 3 通りに設定して、AMD 単体の応答を数値的に予測した結果を図 9 に示す。振動系としての周波数特性を考慮することで、実験結果を定性的に再現する応答が得られた。

続いて、AMD を制振対象の 1 自由度振動系と結合して 2 自由度系を構成し、AMD の制振力作用時の主系応答を予測した結果を図 10 に示す。主系の共振が低振動数領域にあるため、高調波の作用は主系応答に現れず、復調波成分のみを制振力に利用できることが示された。

(3) まとめ

本研究では、AMD に単一周波数の高周波に振幅変調を施した電気信号で駆動することで、低周波の振動を生成する理論について明らかにした。また、ボイスコイルモータを用いて AMD を製作し、AMD 単体の周波数特性について計測により評価したところ、装置自身が共振する場合を除き、理論通りの周波数特性を得た。このことから、低周波振動を生成するにあたって、振幅変調を用いた AMD の駆動は有効であることがわかった。AMD 応答の数値的予測については、数値モデルに AMD 自身の動特性を考慮した見直しを行い、実測応答に含まれる周波数成分の特徴を定性的に再現することができた。また、アクチュエータにばねと減衰要素を並置することで、主系側に現れる高周波応答を抑制し、復調波成分のみを制振力に利用できることが示された。

5. 主な発表論文等

〔雑誌論文〕 計2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 定岡 徹真, 小松崎 俊彦, 浅沼 春彦	4. 巻 1
2. 論文標題 振幅変調駆動型アクティブ動吸振器に関する研究	5. 発行年 2019年
3. 雑誌名 日本機械学会Dynamics and Design Conference 2019講演論文集	6. 最初と最後の頁 1-6
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) 10.1299/jsmmedmc.2019.133	査読の有無 無
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 -

1. 著者名 Toshihiko Komatsuzaki, Tetsuma Sadaoka, Haruhiko Asanuma	4. 巻 3
2. 論文標題 Development of an active mass damper driven by an amplitude modulated signal	5. 発行年 2020年
3. 雑誌名 Vibration Engineering for a Sustainable Future, Numerical and Analytical Methods to Study Dynamical Systems, Vol. 3	6. 最初と最後の頁 1-6
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) 10.1007/978-3-030-46466-0	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3件（うち招待講演 0件/うち国際学会 1件）

1. 発表者名 定岡 徹真
2. 発表標題 振幅変調駆動型アクティブ動吸振器に関する研究
3. 学会等名 日本機械学会Dynamics and Design Conference 2019
4. 発表年 2019年

1. 発表者名 Toshihiko Komatsuzaki
2. 発表標題 Development of an active mass damper driven by an amplitude modulated signal
3. 学会等名 The 18th Asia-Pacific Vibration Conference (国際学会)
4. 発表年 2019年

1. 発表者名 定岡徹真, 小松崎俊彦, 浅沼春彦
2. 発表標題 振幅変調駆動型アクティブ動吸振器に関する研究
3. 学会等名 日本機械学会Dynamics and Design Conference 2019
4. 発表年 2019年

〔図書〕 計1件

1. 著者名 Sebastian Oberst, Benjamin Halkon, Jinchen Ji, Terry Brown Eds.	4. 発行年 2021年
2. 出版社 Springer	5. 総ページ数 454
3. 書名 Vibration Engineering for a Sustainable Future: Experiments, Materials and Signal Processing	

〔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
---------------------------	-----------------------	----

7. 科研費を使用して開催した国際研究集会

〔国際研究集会〕 計0件

8. 本研究に関連して実施した国際共同研究の実施状況

共同研究相手国	相手方研究機関
---------	---------