

令和 4 年 5 月 11 日現在

機関番号：24506

研究種目：基盤研究(C)（一般）

研究期間：2019～2021

課題番号：19K04276

研究課題名（和文）電気回路を併用した直列型二重動吸振器による受動的制振装置の開発

研究課題名（英文）Development of a Passive Vibration Control System Using a Dynamic Absorber in Combination with an Electric Circuit

研究代表者

浅見 敏彦（Asami, Toshihiko）

兵庫県立大学・工学研究科・特任教授

研究者番号：70128784

交付決定額（研究期間全体）：（直接経費） 2,500,000円

研究成果の概要（和文）：動吸振器を二重化すると制振性能は向上するが、構造が複雑になって実用性に問題が生じる。そこで、二段目の動吸振器を電気回路で置き換えた電気・機械複合式二重動吸振器を提案する。この場合、装置の複雑化は回避でき、制振性能も単段のときよりはずっと優れている。ところが、この複合動吸振器の最適化については、まだ信頼に足る設計式が存在していない。本研究代表者は、 $H_1$ 、 $H_2$ 、および安定度最大化の3種類の規範に基づいてこの動吸振器の最適化を行い、いずれの場合に対しても極めて簡単な形の設計式の導出に成功した。さらに、実験装置も製作し、この動吸振器が機械式の二重動吸振器と遜色のない制振性能を発揮することも検証した。

研究成果の学術的意義や社会的意義

研究代表者らが提案する電気・機械複合式動吸振器の最適化については多くの研究者によって研究されてきたが、未だに実用性のある設計式は提案されていない。本研究によって、初めて非常にシンプルな形の厳密な設計式を導出することに成功した。今後、世界中でこの方式の動吸振器が製作されていくことになるが、その先駆けとなる研究となるだろう。

共同研究者にはこの方式の動吸振器を製作して頂き、実験も行った。その動吸振器は、理論解析で予測されていた通りの制振性能を発揮しており、我々が導出した設計式の有用性が確認できた。今後、機械式の動吸振器の代

研究成果の概要（英文）：The use of a double-mass dynamic vibration absorber (DVA) improves vibration suppression performance for ordinary single-mass DVAs, but the structure becomes more complex, which raises practicality issues. Therefore, we propose an electrical-mechanical combined DVA in which the second DVA is replaced by an electrical circuit. In this case, the complexity of the device can be avoided and the vibration suppression performance is much better than that of the single-mass DVAs. However, there is still no reliable design formula for the optimization of this combined DVA. The principal investigator has developed optimization formulas for this new DVA based on three different criteria: the  $H_1$ ,  $H_2$  or stability maximization criterion. Furthermore, an experimental apparatus was fabricated, and it was verified that this DVA exhibits good vibration suppression performance comparable to that of a mechanical double-mass DVA.

研究分野：振動抑制

キーワード：電気・機械複合式動吸振器 機械式二重動吸振器  $H_1$ 最適化規範  $H_2$ 最適化規範 安定度最大化規範

## 1. 研究開始当初の背景

小型の制振装置として知られる動吸振器 (DVA: Dynamic Vibration Absorber) は、19 世紀の終わり頃 (Watts, 1883 年) に船舶のローリング揺動防止を目的として初めて実用化された。その後、20 世紀に入り、様々な機械振動抑制用の装置として用いられるようになり (1909 年と 1911 年にそれぞれドイツとアメリカで特許を取得した Frahm にあやかり、Frahm の動吸振器と呼ばれる)、1928 年に発表された Ormondroyd と Den Hartog の論文をきっかけに動吸振器の最適化の研究 (このとき提案された方法は振動系の周波数応答関数において、動吸振器の減衰比の値に関係なく関数の曲線が通過する定点が用いられることから、定点法と呼ばれ、その後の動吸振器の設計における中心的方法になった) が始められた。この定点法を駆使して、1932 年と 1946 年に、それぞれ Hahnkamm と Brock によって動吸振器の最適同調比と最適減衰比の計算式が見出され、それらの式が 1956 年に出版された Den Hartog の *Mechanical Vibrations* の第 4 版に紹介されると、たちまち動吸振器の規準設計式としての地位を獲得するに至った (1947 年に出版された第 3 版では最適同調比の式までしか紹介されていない)。その設計規範は、最悪の入力周波数に対して発生する振動系の最悪の応答 (共振) を最小に抑えようというもので、現在ではその設計規範は  $H_{\infty}$  最適化規範と呼ばれている。Den Hartog の著書で紹介された式は、この規範に対する最適解の近似解に過ぎないが、その後、1997 年に西原らによって、この規範に対する厳密解が発見される (その求解法は西原の方法と呼ばれる) と、この近似解の精度が極めて高いことが証明された。定点法は、主系に減衰が存在すると、定点が存在しなくなって使えなくなるという欠点があるが、西原の方法は主系減衰の有無に関係なく使用できる。主系に減衰が存在しない場合には、西原の方法によって動吸振器の最適化は最後には 2 次の代数方程式を解く問題に帰着し、定点法から導かれる解よりは相当長くはなるが、代数式の形で解が導かれる。一方で、主系に減衰が存在する場合には、計算の途中に 6 次の代数方程式を解く問題が現われ、代数的には解けないが、数値解は導出できる。

もし、振動系に正弦波ではなく不規則波が作用する場合には、周波数応答関数の最大値のみに注目する  $H_{\infty}$  最適化規範はあまり意味がなく、応答関数を二乗した曲線の下での面積 (これは振動のエネルギーを表す) を最小化しようという考えに至りつく。この最適化の考え方は今では  $H_2$  最適化規範と呼ばれている。最初は 1963 年に Crandall と Mark によってこの方法が提案され、この  $H_2$  規範による最適解は 1982 年に Warburton によって導かれた。

上記の  $H_{\infty}$  最適化規範と  $H_2$  最適化規範は定常的な励振力を受け続ける環境下における振動系の定常応答 (周波数応答) に注目した制振法であるが、インパルスのような衝撃的な励振力を受けた後の自由振動 (過渡応答) を最短時間で減衰させることを目指した最適化規範が 1988 年に山口によって提案された。山口のとった方法は系の自由振動応答における対数減衰率を最大化させるというものであったが、振動系に動吸振器が付与されていると、両者の間で振動エネルギーが行き来し、主系の対数減衰率が一定にならないという問題があった。この問題は西原らによって解決された。西原らは、伝達関数の特性根 (極) に注目し、複素数で表されたこの特性根の実部の値 (負数) の絶対値を最大化することを目指した安定度最大化規範を 1997 年に提唱した。多自由度系では特性根は共役複素根の形で複数組現われるが、各特性根の実部の値にはトレードオフの関係があり、各特性根の実部の値が一致するときに、その絶対値の値が最大化される。このとき、虚部の値も一致することになるので、系の安定度が最大化されるときには、特性根は必ず重根をとることになる。この方法の利点は、分数式で表された伝達関数の分母にのみ注目した計算法である ( $H_{\infty}$  規範と  $H_2$  規範では分母と分子の両方を使う) ことから、他の最適化規範よりも計算式が短くて済むことである。実際に主系の減衰を考慮したときの最適解は、 $H_{\infty}$  規範では数値解しか求められず、 $H_2$  規範でも極めて長い代数解の形でしか求められないのに対して、安定度規範では短い数式の形で最適解を導くことができる。

こうして永らく単一質量動吸振器の最適化の研究が続いたが、その動吸振器の性能向上とロバスト性 (システムパラメータの最適値からの変動に対する制御系の頑強性) を良くすることを目指して、多質量動吸振器の最適化に関する研究が始められるようになった。最初に、並列型二重質量動吸振器の研究が岩浪・背戸らによって 1984 年に報告され、続いて安田らによって直列型二重質量動吸振器の研究が 2003 年に報告された。本研究代表者もこれらの二重質量動吸振器の最適化の研究を始め、2017 年には直列型二重質量動吸振器の厳密な最適解の導出に成功していた。単一質量動吸振器の場合には、求解すべき動吸振器のパラメータの数は二つだけ (主系に対する動吸振器の最適同調比と動吸振器の最適減衰比) であったが、二重質量動吸振器ではこれが五つになる。したがって、二つの動吸振器の最適解を求めることは単一質量動吸振器の場合よりもはるかに複雑になるが、不思議なことに直

列型二重動吸振器の場合には、その最適解の計算式は極めてシンプルになる。後に明らかになったことであるが、分数式で表現される伝達関数を変形して得られる多項式を励振振動数のべき乗降順に並べると、その高次多項式に相反性が現われる(すなわち、各係数が対称性を有している)のである。

この研究で、並列型二重動吸振器よりも直列型二重動吸振器の方が制振性能が高いことが明らかになったが、直列型二重動吸振器は構造が複雑であり、実用性に問題がある。

## 2. 研究の目的

図 1(c) に示された直列型二重質量動吸振器は性能は良いが、実用上の難点がある。そこで、二段目の動吸振器 DVA-B を電気式動吸振器に置き換えれば良いのではないかと考えたのがこの研究の出発点である。図 2(a) に示された電気・機械複合式動吸振器の最適設計条件式を導くことが研究の目的である。

## 3. 研究の方法

図 2(a) は、 piezoceramic 要素が外乱  $f(t)$  を受ける主質量と機械式動吸振器 (DVA) の間に挿入された電気・機械式動吸振器を備えた振動系の例を示している。電気式動吸振器は、 piezoceramic 素子の両端子間をインダクタンス  $L$  の電気誘導子と電気抵抗  $R$  の抵抗器を介して繋いだ電気回路で構成している。圧電素子そのものは静電容量を持っており、同図 (b) では静電容量  $C$  のコンデンサーとして描かれている。 piezoceramic 要素の両端には  $v$  (V) の電位差が生じ、その電位差は電気回路に主質量  $m_1$  と動吸振器質量  $m_2$  の相対速度に比例する電流  $\theta(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)$  を生み出す。ここに、 $\theta$  (N/V) は電気・機械結合定数と呼ばれる。この圧電素子により、主系と機械式動吸振器の間には制御力  $\theta v$  (N) が発生する。ここで  $v$  (V) は圧電素子の両端に発生する電位差である。

図 2(b) は電気・機械の干渉振動系を構成しているが、それを等価な機械振動系に置き換えると図 2(c) のようになる。ここで、電気系のパラメータ ( $L$ : コイルのインダクタンス,  $R$ : 電気抵抗,  $C$ : コンデンサーのキャパシタンス) と機械系のパラメータ ( $m_e$ : 等価質量,  $c_e$ : 等価減衰係数,  $k_e$ : 等価ばね定数) の間には以下の関係式が成立する。

$$m_e = \theta^2 L, \quad c_e = \theta^2 R, \quad k_e = \theta^2 / C \quad (1)$$

この図の DVA-A の右下に描かれた T 字型ピストン・シリンダ装置は運動方向変換器であり、二つの質量  $m_1$  と  $m_2$  の鉛直方向相対変位  $x_2 - x_1$  を右方向に伝える働きをする。電気・機械複合式動吸振器を図 2(c) の形まで変形すると、系の運動方程式を導くことが可能になり、それは次のように表される。

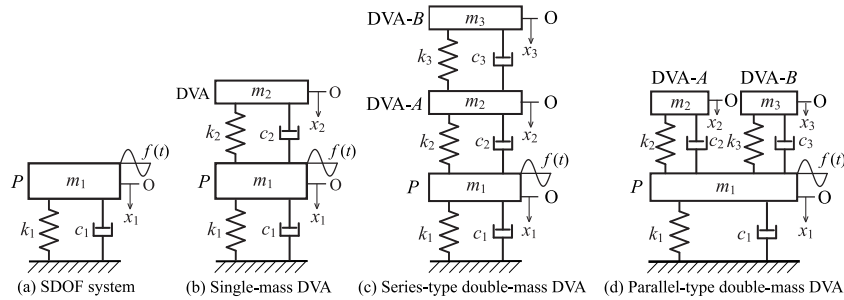


Fig. 1: 周期的外乱  $f(t)$  を受ける機械振動系 (P) を制振するために取付ける様々な動吸振器 (DVA) の例。

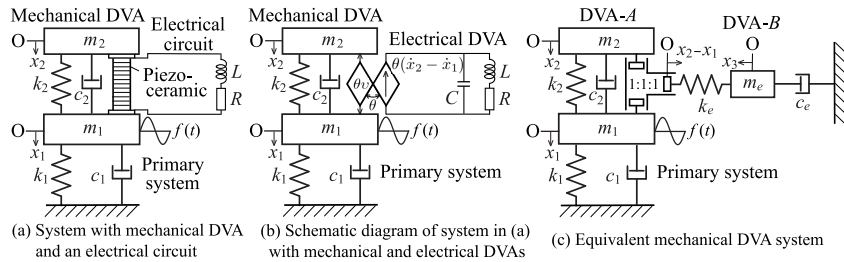


Fig. 2: 図 1(b) の単一質量型動吸振器に積層型圧電素子 (Piezoceramic) を挿入し、電気・機械複合式動吸振器を構成した図 (a) とその電気回路図 (b) および等価力学モデル (c)。

$$\left. \begin{aligned} m_1\ddot{x}_1 + c_1\dot{x}_1 + k_1x_1 + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_2(x_1 - x_2) + k_e(x_1 - x_2 - x_3) &= f(t) \\ m_2\ddot{x}_2 + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2(x_2 - x_1) + k_e(x_2 - x_1 + x_3) &= 0, \quad m_e\ddot{x}_3 + c_e\dot{x}_3 + k_e(x_3 + x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

図 2 の電気・機械複合振動系は線形系であるので、パラメータを無次元化することができる。この運動方程式で用いられているパラメータは、以下の計算において次のように無次元化される。

$$\lambda = \frac{\omega}{\omega_1}, \quad \tau = \omega_1 t, \quad \mu = \frac{m_2}{m_1}, \quad \kappa = \frac{k_e}{k_2}, \quad \nu = \frac{\omega_2}{\omega_1}, \quad \nu_B = \frac{\omega_e}{\omega_2}, \quad \zeta_1 = \frac{c_1}{2m_1\omega_1}, \quad \zeta_2 = \frac{c_2}{2m_2\omega_2}, \quad \zeta_3 = \frac{c_e}{2m_e\omega_e} \quad (3)$$

$$\text{where } \omega_1 = \sqrt{k_1/m_1}, \quad \omega_2 = \sqrt{k_2/m_2}, \quad \omega_e = \sqrt{k_e/m_e} \quad (4)$$

図 2(a) に示された電気・機械式動吸振器の制振特性は、図 1(c) の機械式直列二重動吸振器の性能と比較される。この図 1(c) の機械振動系の場合には、既発表論文において以下のように無次元化していた。

$$\lambda = \frac{\omega}{\omega_1}, \quad \tau = \omega_1 t, \quad \mu = \frac{m_2 + m_3}{m_1}, \quad \mu_B = \frac{m_3}{m_2}, \quad \nu = \frac{\omega_2}{\omega_1}, \quad \nu_B = \frac{\omega_3}{\omega_2}, \quad \zeta_1 = \frac{c_1}{2m_1\omega_1}, \quad \zeta_2 = \frac{c_2}{2m_2\omega_2}, \quad \zeta_3 = \frac{c_3}{2m_3\omega_3} \quad (5)$$

$$\text{where } \omega_1 = \sqrt{k_1/m_1}, \quad \omega_2 = \sqrt{k_2/m_2}, \quad \omega_3 = \sqrt{k_3/m_3} \quad (6)$$

定義式 (3) と (5) の違いに注意されたい。μ は主系 P に対する二つの動吸振器の質量比を表しているが、電気式動吸振器では等価質量  $m_e$  は物理的な意味で質量を有していないことからこの式からは除外されている。それ以外の大きな違いは、式 (3) では二つの動吸振器の質量比  $\mu_B$  の代わりにばね定数比  $\kappa$  が使われていることである。

ここでは主系は無減衰 ( $\zeta_1 = 0$ ) と仮定し、 $H_\infty$  規範に基づいて導かれた設計式を紹介する。 $H_\infty$  最適化規範の目的は、周波数応答関数において現われる主系の最大振幅比  $h_{\max}$  を最小化することである。この比は  $H_\infty$  ノルムと呼ばれ、以下のように無次元化して定義される。

$$h_{\max} = \left| \frac{\dot{x}_1}{\omega_1 f / k_1} \right|_{\max} = \left| \frac{\lambda x_1}{f / k_1} \right|_{\max} \quad (7)$$

この式は入力に対する速度応答を表すモビリティ伝達関数であって、変位応答を表すコンプライアンス伝達関数ではないことに注意されたい。現時点ではコンプライアンス伝達関数に対する代数的厳密解は得られていない。

#### 4. 研究 成 果

まず、図 2 に示された電気・機械式動吸振器に対する  $H_\infty$  最適解は以下のように表される。

$$\left. \begin{aligned} \kappa_{\text{opt}} &= (1 + \sqrt{2})\mu, \quad \nu_{\text{opt}} = \frac{1}{\sqrt{1 + (1 + \sqrt{2})\mu}}, \quad \nu_{B\text{opt}} = 1 + (1 + \sqrt{2})\mu \\ \zeta_{2\text{opt}} &= 0, \quad \zeta_{3\text{opt}} = \sqrt{\frac{1}{2} \frac{(1 + \sqrt{2})\mu}{1 + (1 + \sqrt{2})\mu}}, \quad h_{\min} = \sqrt{\frac{1 + \sqrt{2}}{2\mu}} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

一方で、図 1(c) に示された機械式直列二重動吸振器に対して得られていた  $H_\infty$  最適解は

$$\left. \begin{aligned} \mu_{B\text{opt}} &= (1 + \sqrt{2})\mu, \quad \nu_{\text{opt}} = \sqrt{1 + (1 + \sqrt{2})\mu}, \quad \nu_{B\text{opt}} = \frac{1}{1 + (1 + \sqrt{2})\mu} \\ \zeta_{2\text{opt}} &= 0, \quad \zeta_{3\text{opt}} = \sqrt{\frac{1}{2} \frac{(1 + \sqrt{2})\mu}{1 + (1 + \sqrt{2})\mu}}, \quad h_{\min} = \sqrt{\frac{1 + \sqrt{2}}{2\mu}} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

ここで  $h_{\min}$  は共振点の高さ  $h_{\max}$  の最小値である。これらの式は、いずれも主系の減衰比  $\zeta_1$  がゼロの場合の厳密解である。この解の導出には西原の方法を用いた。主系に減衰が存在する場合にもこのような代数解が導かれるが、ここでは省略する。図 3 は、 $H_\infty$  規範に従って最適に調整された電気・機械式動吸振器を有する系の周波数応答 (a) と自由振動応答 (b) を示している。同様にして、図 4 は図 1(c) の機械式二重動吸振器が取付けられた系の周波数応答 (a) と自由振動応答 (b) である。周波数応答に関しては、主系と動吸振器の質量比を  $\mu = 0.05$  から 0.6 まで変化させたときの主系のモビリティ伝達関数が無次元周波数  $\lambda$  に対して表示され、自由振動応答に関しては、 $\mu = 0.1$  の条件のもとで、主系に初速度  $v_0$  が与えられた後の主系と動吸振器 A と B の時刻歴応答が無次元時間  $\tau$

に対して表示されている．図のように，動吸振器 A と B の動きについては両振動系で違いはあるが，主系の周波数応答と自由振動応答については二つの系で全く同じになる．

式 (8) と (9) を比較すると，図 2 に示された電気・機械式動吸振器の最適設計式は，図 1(a) に示された機械式直列二重動吸振器の設計式と類似性があり，最適同調比に関しては逆数の関係，最適減衰比と最適化された評価指標 ( $h_{\min}$ ) は全く同じ式になる．これは  $H_{\infty}$  最適化規範についての結果であるが， $H_2$  最適化規範や安定度最大化規範に対しても同じ関係がある．この電気・機械式動吸振器の最適調整条件が式 (8) のような極めて簡単な式で表現できたのは，図 2(c) に示された等価な 3 自由度機械振動系のモビリティ伝達関数が相反性を持つように動吸振器の設計パラメータを調整できたことによる．結論として，機械式直列二重動吸振器が持っている優れた制振性能は，本研究で提案する電気・機械式動吸振器でも達成できることを理論的に証明した．このことは，後に共同研究者の山田が実験装置を製作し，実験においても確認していることを付記しておく．

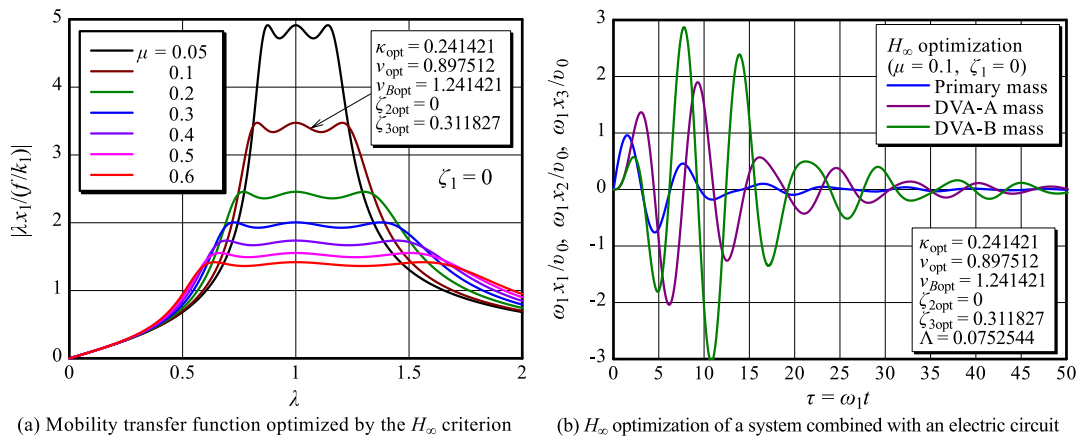


Fig. 3:  $H_{\infty}$  規範で最適化された電気・機械複合式動吸振器が取付けられた主系の周波数応答と時刻歴応答.

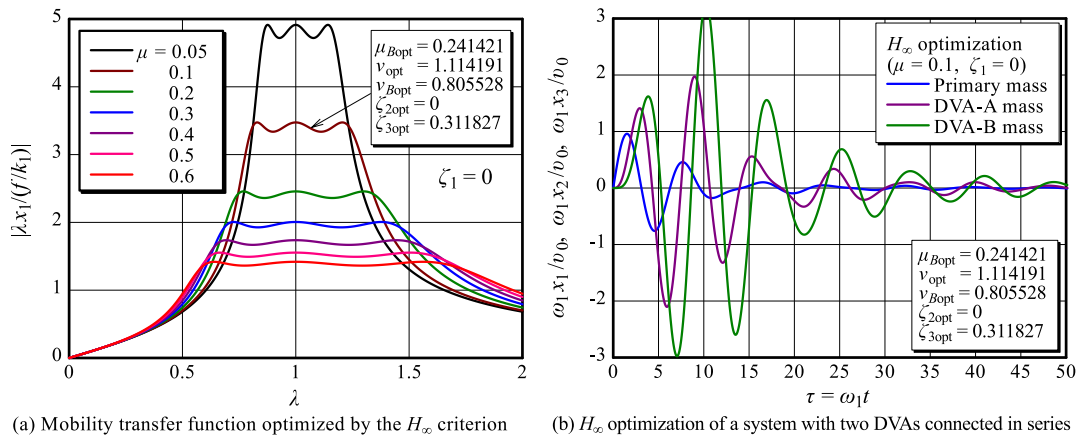


Fig. 4:  $H_{\infty}$  規範で最適化された機械式二重動吸振器が取付けられた主系の周波数応答と時刻歴応答.

## 5. 主な発表論文等

〔雑誌論文〕 計15件（うち査読付論文 15件 / うち国際共著 0件 / うちオープンアクセス 8件）

1. 著者名 Toshihiko Asami and Keisuke Yamada	4. 巻 7
2. 論文標題 Numerical Solutions for Optimal Double-Mass Dynamic Vibration Absorbers Attached to a Damped Primary System	5. 発行年 2020年
3. 雑誌名 Bull. of the JSME, Mechanical Engineering Journal	6. 最初と最後の頁 1-20
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) 10.1299/mej.19-00051	査読の有無 有
オープンアクセス オープンアクセスとしている (また、その予定である)	国際共著 -
1. 著者名 Toshihiko Asami, Yoshito Mizukawa and Keisuke Yamada	4. 巻 7
2. 論文標題 Optimal Design of a Hysteretically Damped Dynamic Vibration Absorber	5. 発行年 2020年
3. 雑誌名 Bull. of the JSME, Mechanical Engineering Journal	6. 最初と最後の頁 1-20
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) 10.1299/mej.19-00482	査読の有無 有
オープンアクセス オープンアクセスとしている (また、その予定である)	国際共著 -
1. 著者名 Itsuro Honda, Toshihiko Asami and Hidetaka Shiozaki	4. 巻 7
2. 論文標題 Determination of Dynamic Characteristics of Piston-Hole-Type and Bypass-Pipe-Type Oil Dampers Using Computational Fluid Dynamics	5. 発行年 2020年
3. 雑誌名 Bull. of the JSME, Mechanical Engineering Journal	6. 最初と最後の頁 1-11
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) 10.1299/mej.20-00193	査読の有無 有
オープンアクセス オープンアクセスとしている (また、その予定である)	国際共著 -
1. 著者名 Toshihiko Asami	4. 巻 7
2. 論文標題 Calculation of the H Optimized Design of a Single-Mass Dynamic Vibration Absorber Attached to a Damped Primary System	5. 発行年 2020年
3. 雑誌名 Bull. of the JSME, Mechanical Engineering Journal	6. 最初と最後の頁 1-12
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) 10.1299/mej.20-00250	査読の有無 有
オープンアクセス オープンアクセスとしている (また、その予定である)	国際共著 -

1. 著者名 Toshihiko Asami and Keisuke Yamada	4. 巻 8
2. 論文標題 Optimal Design of a Series-Type Double-Mass Hysteretically Dynamic Vibration Absorber Based on the Stability Criterion	5. 発行年 2021年
3. 雑誌名 Bull. of the JSME, Mechanical Engineering Journal	6. 最初と最後の頁 1-12
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) 10.1299/mej.20-00476	査読の有無 有
オープンアクセス オープンアクセスとしている (また、その予定である)	国際共著 -

1. 著者名 Toshihiko Asami, Keisuke Yamada and Natsuki Kawaguchi	4. 巻 8
2. 論文標題 A Quasi-Optimal Design Formula of a Parallel-Type Double-Mass Dynamic Vibration Absorber Based on the Stability Criterion	5. 発行年 2021年
3. 雑誌名 Bull. of the JSME, Mechanical Engineering Journal	6. 最初と最後の頁 1-14
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) 10.1299/mej.20-00545	査読の有無 有
オープンアクセス オープンアクセスとしている (また、その予定である)	国際共著 -

1. 著者名 浅見 敏彦	4. 巻 65
2. 論文標題 二重動吸振器の最適設計のための代数的厳密解	5. 発行年 2020年
3. 雑誌名 日本ばね学会, ばね論文集	6. 最初と最後の頁 59-68
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) なし	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 -

1. 著者名 浅見 敏彦, 水川 凱斗, 山田 啓介	4. 巻 65
2. 論文標題 ヒステリシス減衰型動吸振器の最適設計	5. 発行年 2020年
3. 雑誌名 日本ばね学会, ばね論文集	6. 最初と最後の頁 69-79
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) なし	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 -

1. 著者名 浅見 敏彦	4. 巻 66
2. 論文標題 減衰系に取付ける単一質量動吸振器の H 最適化設計のための計算式	5. 発行年 2021年
3. 雑誌名 日本ばね学会, ばね論文集	6. 最初と最後の頁 49-58
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) なし	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 -

1. 著者名 浅見 敏彦, 山田 啓介	4. 巻 66
2. 論文標題 安定度規範に基づくヒステリシス減衰型二重動吸振器の最適設計	5. 発行年 2021年
3. 雑誌名 日本ばね学会, ばね論文集	6. 最初と最後の頁 59-66
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) なし	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 -

1. 著者名 Toshihiko Asami	4. 巻 141
2. 論文標題 Exact Algebraic Solution of an Optimal Double-Mass Dynamic Vibration Absorber Attached to a Damped Primary System	5. 発行年 2019年
3. 雑誌名 ASME, Journal of Vibration and Acoustics	6. 最初と最後の頁 1-13
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) 10.1115/1.4043815	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 -

1. 著者名 ASAMI Toshihiko, YAMADA Keisuke	4. 巻 7
2. 論文標題 Numerical solutions for optimal double-mass dynamic vibration absorbers attached to a damped primary system	5. 発行年 2020年
3. 雑誌名 Bulletin of the JSME, Mechanical Engineering Journal	6. 最初と最後の頁 1-20
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) 10.1299/mej.19-00051	査読の有無 有
オープンアクセス オープンアクセスとしている (また、その予定である)	国際共著 -



1. 著者名 Toshihiko Asami, Yoshito Mizukawa and Keisuke Yamada	4. 巻 7
2. 論文標題 Optimal Design of a Hysteretically Damped Dynamic Vibration Absorber	5. 発行年 2020年
3. 雑誌名 Bulletin of the JSME, Mechanical Engineering Journal	6. 最初と最後の頁 1-20
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) 10.1299/mej.19-00482	査読の有無 有
オープンアクセス オープンアクセスとしている(また、その予定である)	国際共著 -

1. 著者名 浅見 敏彦	4. 巻 65
2. 論文標題 二重動吸振器の最適設計のための代数的厳密解	5. 発行年 2020年
3. 雑誌名 日本ばね学会, ばね論文集	6. 最初と最後の頁 59-68
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) なし	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 -

1. 著者名 浅見 敏彦, 水川 凱斗, 山田 啓介	4. 巻 65
2. 論文標題 ヒステリシス減衰型動吸振器の最適設計	5. 発行年 2020年
3. 雑誌名 日本ばね学会, ばね論文集	6. 最初と最後の頁 69-79
掲載論文のDOI (デジタルオブジェクト識別子) なし	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13件(うち招待講演 0件/うち国際学会 0件)

1. 発表者名 浅見 敏彦
2. 発表標題 安定度規範に基づく二重動吸振器の最適設計(直列型と並列型動吸振器の特性根軌跡の比較)
3. 学会等名 日本機械学会 関西支部第95期定時総会講演会
4. 発表年 2020年

1. 発表者名 浅見 敏彦
2. 発表標題 安定度規範に基づく並列型二重動吸振器の最適設計
3. 学会等名 日本機械学会 機械力学・計測制御部門 D&D2020講演会
4. 発表年 2020年

1. 発表者名 浅見 敏彦
2. 発表標題 数値流体力学によるピストン孔型およびバイパス管型オイルダンパの減衰特性の比較
3. 学会等名 日本機械学会 機械力学・計測制御部門 D&D2020講演会
4. 発表年 2020年

1. 発表者名 浅見 敏彦
2. 発表標題 減衰系に取付ける単一質量動吸振器の H 最適化設計のための計算式
3. 学会等名 日本機械学会 2020年度年次大会
4. 発表年 2020年

1. 発表者名 浅見 敏彦
2. 発表標題 減衰系に取付ける直列型二重動吸振器の簡単で厳密な設計式の提案
3. 学会等名 日本機械学会 2021年度年次大会
4. 発表年 2021年

1. 発表者名 浅見 敏彦
2. 発表標題 機械式動吸振器に圧電素子と LR 回路で構成された電気式動吸振器を組合わせた二重動吸振器の最適設計式の提案
3. 学会等名 日本機械学会 機械力学・計測制御部門 D&D2021講演会
4. 発表年 2021年

1. 発表者名 浅見 敏彦
2. 発表標題 H 規範とH2規範に基づくヒステリシス減衰型動吸振器の最適設計
3. 学会等名 日本機械学会 機械力学・計測制御部門 D&D2019講演会
4. 発表年 2019年

1. 発表者名 浅見 敏彦
2. 発表標題 安定度規範に基づくヒステリシス減衰型動吸振器の最適設計
3. 学会等名 日本機械学会 2019年度年次大会
4. 発表年 2019年

1. 発表者名 浅見 敏彦
2. 発表標題 ヒステリシス減衰型動吸振器の最適設計
3. 学会等名 日本ばね学会 秋季定例講演会
4. 発表年 2019年

1. 発表者名 浅見 敏彦
2. 発表標題 安定度規範に基づく二重動吸振器の最適設計(直列型と並列型動吸振器の特性根軌跡の比較)
3. 学会等名 日本機械学会 関西支部第95期定時総会講演会
4. 発表年 2020年

1. 発表者名 浅見 敏彦
2. 発表標題 安定度規範に基づく並列型二重動吸振器の最適設計
3. 学会等名 日本機械学会 機械力学・計測制御部門 D&D2020講演会
4. 発表年 2020年

1. 発表者名 浅見 敏彦
2. 発表標題 数値流体力学によるピストン孔型およびバイパス管型オイルダンパの減衰特性の比較
3. 学会等名 日本機械学会 機械力学・計測制御部門 D&D2020講演会
4. 発表年 2020年

1. 発表者名 浅見 敏彦
2. 発表標題 減衰系に取付ける単一質量動吸振器のH 最適化設計のための計算式
3. 学会等名 日本機械学会 2020年度年次大会
4. 発表年 2020年

〔図書〕 計0件

〔産業財産権〕

〔その他〕

researchmap https://researchmap.jp/musashiyamato researchmap https://researchmap.jp/musashiyamato
--

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
研究分担者	山田 啓介  (Yamada Keisuke)  (80456798)	関西大学・システム理工学部・准教授   (34416)	
研究分担者	川口 夏樹  (Kawaguchi Natsuki)  (90824392)	兵庫県立大学・工学研究科・助教   (24506)	

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
---------	---------