動吸振器による自励振動系と強制自励振動系の制振

吉武 裕^{*1}, 永代 行日出^{*2}, 桑園 慎太郎^{*3}, 山口 雄大^{*4}, 永井 弘人^{*1}, 原田 晃^{*1}Vibration control of self-excited system and forced self-excited system
by dynamic vibration absorberYutaka YOSHITAKE^{*1}, Yukihide NAGAYO^{*2}, Shintaro KUWAZONO^{*3},
Yudai YAMAGUCHI^{*4}, Hiroto NAGAI^{*1} and Akira HARADA^{*1}^{*1} Graduate School of Engineering, Nagasaki University

1-14 Bunkyo-machi, Nagasaki-shi, Nagasaki 852-8521, Japan

^{*2} Mitsubishi Heavy Industry, Nagasaki Works

5-717-1 Hukahori-machi, Nagasaki-shi, Nagasaki 851-0392, Japan

^{*3} Department of Advanced Engineering, Graduate School of Engineering, Nagasaki University

1-14 Bunkyo-machi, Nagasaki-shi, Nagasaki 852-8521, Japan

^{*4} Department of Architecture and Building Engineering, Tokyo Institute of Technology

4259 Nagatsuta-cho, Midori-ku, Yokohama-shi, Kanagawa 226-8503, Japan

Received: 13 October 2020; Revised: 16 December 2020; Accepted: 15 January 2021

Abstract

It is desired that the forced self-excited vibrations of structures subjected to the vortex excitation and the long-period earthquake are quenched. Therefore, this paper deals with the vibration control of self-excited system and forced self-excited system using dynamic vibration absorber. Vibration quenching is researched using characteristic roots of the system and the entrained periodic solutions obtained by the shooting method. As a result of numerical calculation using the fact that the optimum vibration control of the self-excited vibration system can be performed by the theory that omits the nonlinear term of the damping term and considers only the linear term, following was made clear: At first increase the mass ratio of the dynamic vibration absorber with the increase of the negative damping coefficient. And adopt the several percent larger natural angular frequency ratio than the optimum vibration control value of forced vibration, and adopt the several tens of percent larger damping ratio than the optimum value of forced vibration, depending on the value of the negative damping coefficient. About the vibration quenching of forced self-excited vibration, following was made clear: (1) When the non-linear damping term, which is the cause of self-excited vibration, is small and the amplitude of force is also small, optimal control is approximately performed using the optimal values of the parameters for vibration quenching of forced vibration without damping. (2) When the amplitude of the forced force is large, the vibration quenching effect is reduced if the above mentioned approximate optimal values are used. The vibration quenching effect can be improved by using the smaller angular frequency ratio. (3) As the non-linear damping term increases, the optimal angular frequency ratio and optimal damping ratio of the dynamic absorber decrease.

Keywords: Nonlinear vibration, Self-excited vibration, Forced vibration, Dynamic vibration absorber, Entrainment

1. 緒 言

近年、大都市では建物の超高層化が進むとともに、超々高層のビルやタワーも建設されているが、このような構造物は風向直角方向の渦励振による風荷重の影響を大きく受ける(山崎, 1992)(三菱地所, 1994)。また、近年、発生が危惧されている大地震では地震波が長周期化し、平野部では地盤の構造により長周期成分がさらに卓

No.20-00367 [DOI:10.1299/transjsme.20-00367], J-STAGE Advance Publication date : 26 January, 2021

^{*1} 正員, 長崎大学 大学院工学研究科 (〒852-8521 長崎県長崎市文教町 1-14)^{*2} 正員, 三菱重工(株) 総合研究所 (〒851-0392 長崎県長崎市深堀町 5-717-1)^{*3} 学生員, 長崎大学 大学院工学研究科 総合工学専攻^{*4} 東京工業大学 環境・社会理工学院 (〒226-8503 神奈川県横浜市緑区長津田町 4259)

E-mail of corresponding author: yoshitak@nagasaki-u.ac.jp

越するので(古村他, 2007)(佐々木他, 2018)超高層や塔状の構造物が地震波と共振する可能性がある。従って、超高層構造物や塔状構造物は、風による自励振動である渦励振の発生時に大地震が起これば、自励振動とかなり周期的な強制加振(赤木他, 2012)(嶺脇他, 2017)を同時に受ける可能性があり、そのような場合、振動学的には強制自励系となるが、渦励振に強制力が加わる系を強制自励系として研究した例はほとんどなかった。また、浮体式洋上風車においても波やうねりによる強制変位型の外力が作用するとともに(NEDO, 2018)渦励振(大塚他, 2004)が同時に作用することが考えられ、強制自励系として振動する可能性がある。このような状況から、著者らは構造物の耐風・耐震、洋上風車の安全性の観点から、強制変位による渦励振系の引き込み現象について実験と数値計算から調べた(吉武他, 2020)。その結果、引き込み振動時の最大振幅は渦励振のみの時の最大振幅と強制変位加振のみの時の最大振幅の和程度の値となることがあり、危険性が大きく増すことがわかった。

よって、強制自励系の制振が強く望まれる。しかしながら、強制自励系に関しては、Van der Pol の方程式に強制力が作用する系(Hayashi, 1964)、時間遅れによる自励振動系に強制力が作用する系(吉武他, 1983)、乾燥摩擦と強制力が作用する系(Shaw and Shaw, 1991)(吉武他, 1995)などについて多くの研究が行われてきたものの、その制振問題についてはほとんど研究されておらず、著者らが調べた範囲では池田・五百井(池田, 五百井, 1977a)の減衰を有する振動系の動吸振器による最適制振についての研究があるのみである。この研究は正あるいは負の線形の減衰を持つ系を制振の対象にしており、減衰が負の場合は制振しないと発散振動を行うことになり、減衰の非線形性のために定常振動を行う現実の強制自励系とは大きく異なる。例えば、著者らの強制変位外力と渦励振が同時に作用する強制自励系の研究においても渦励振現象が非線形の減衰を持つことが明らかになっている(吉武他, 2020)。従って、本研究では、減衰に非線形性がある場合の最適設計指針を確立することを目的とする。

動吸振器による強制振動の制振については、周知のように線形系について最適制振理論があり、広く用いられている。また、動吸振器による自励振動系の制振については、次のような主系が線形の負の減衰系である場合に対する最適制振の研究がある。池田・五百井は(池田, 五百井, 1977b)は動吸振器の最適設計についての一つの考え方を示し、谷口・近藤(谷口, 近藤, 2016)は自励振動系に対する動吸振器の動作原理を解明し、それに基づいた最適設計法を示しているが、いずれも数値計算例が少なく、広範な検討が必要と思われる。この他、摩擦振動やびびり振動など特定の自励振動を対象とした制振の研究(末岡他, 1993)(中野他, 2014)やクーロン摩擦を伴う動吸振器(吉武他, 1990)、インパクトダンパ(吉武, 末岡, 1994)、制振と発電を行う動吸振器(吉武他, 2006)など特殊な動吸振器による研究はなされているものの、動吸振器による自励振動の最適制振について広範に調べた研究は見当たらない。

そこで、本研究では、まず、自励振動系の動吸振器による最適制振について、減衰項が線形と非線形の場合の違いを明らかにするとともに、最適制振が広範に調べられていない状況に鑑み、最適設計値を広範に調べる。その上でこの系に強制力が作用する強制自励系を動吸振器により制振する場合について、数値計算から最適制振の設計値を求め、減衰のない線形強制振動系の最適制振式や池田・五百井の線形負減衰強制振動系の最適制振式との関係を調べ、強制自励系の最適設計指針を確立する。

2. 解析モデルと運動方程式

図1に解析モデルを示す。速度の3次関数で表わされるレイリー型の非線形減衰力 $f(\dot{x})$ をもつ自励振動系に強制力 $P \cos \omega t$ が作用する強制自励系を動吸振器を用いて制振する2自由度振動系である。主系の質量とばね定数をそれぞれ m_1 , k_1 とし、動吸振器の質量、粘性減衰係数、ばね定数をそれぞれ m_2 , c_2 , k_2 とすると、運動方程式は次式となる。

$$m_1 \ddot{x}_1 + f(\dot{x}_1) + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 x_1 + k_2(x_1 - x_2) = P \cos \omega t \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2(x_2 - x_1) = 0 \quad (2)$$

$$f(\dot{x}) = -\varepsilon_0(\dot{x} - \alpha \dot{x}^3) \quad (3)$$

ここに、 $\varepsilon_0 > 0$, $\alpha > 0$ である。式(3)のレイリー型減衰力は、自励振動の要因である摩擦振動(亘理, 杉本, 1963)

(吉武他, 1995) や渦励振 (Hartlen and Currie, 1970) (Iwan and Blevins, 1974) などの現象を表す最も簡単なモデルとして広く使用されている. 以下, 式(1), (2)を無次元化する. 動吸振器がなく, 強制力も作用しないときの主系の変位 x_1 の近似解を平均法を用いて求めると, 次式となる.

$$x_1 = A_1 \cos \omega_1 t, \quad A_1 = 2 / \sqrt{3\alpha\omega_1^2} \quad (4)$$

式(1), (2)を無次元化するに際し, 自励振動の振幅 A_1 を用いる (Hayashi, 1964) (吉武, 末岡, 1994) と, 次の無次元の運動方程式を得る.

$$y_1'' - \varepsilon(y_1' - 4y_1^3/3) + 2\gamma\mu\kappa(y_1' - y_2') + y_1 + \mu\kappa^2(y_1 - y_2) = f \cos \nu\tau \quad (5)$$

$$y_2'' + 2\gamma\kappa(y_2' - y_1') + y_2 + \kappa^2(y_2 - y_1) = 0 \quad (6)$$

を得る. ここに,

$$\omega_1 = \sqrt{k_1/m_1}, \quad \omega_2 = \sqrt{k_2/m_2}, \quad \kappa = \omega_2/\omega_1, \quad \mu = m_2/m_1, \quad \tau = \omega_1 t, \quad ' = d/d\tau, \quad \nu = \omega/\omega_1$$

$$\varepsilon = \varepsilon_0/m_1\omega_1, \quad \gamma = c_2/(2\sqrt{m_2k_2}), \quad f = (P/k_1)/A_1, \quad y_1 = x_1/A_1, \quad y_2 = x_2/A_1. \quad (7)$$

であり, μ は動吸振器と主系の質量比, κ は動吸振器と主系の固有角振動数比, γ は動吸振器の減衰比であり, これら μ , κ , γ が動吸振器の設計パラメータとなる. 無次元の強制力の振幅 f は自励振動の振幅 A_1 に対する静的変位 P/k の比になっている. また, τ は動吸振器がない主系の場合の固有周期が 2π となるように時間を無次元化したものである. 主系のための自励振動振幅 A_1 を変位の代表値として用いているので, 強制力が作用しない自励振動系を動吸振器を用いて制振する時, 無次元振幅が 1 より小さければ, 何がしかの制振がなされたことを意味する.

3. 自励振動の制振

自励振動系の制振については, 緒言で述べたように線形の負の減衰系に対する最適制振の設計法が開発されている (池田, 五百井, 1977b) (谷口, 近藤, 2016) ので, まず, 線形の負の減衰系の制振と本研究で扱う非線形減衰系の制振との関係について調べる.

Fig.1 Analytical model of vibration system. This model is a two-degree-of-freedom vibration system that uses a dynamic vibration absorber to suppress a forced self-excited system in which a periodic force acts on a self-excited vibration system with a Rayleigh-type nonlinear damping force represented by a cubic function of velocity.

図2に減衰が非線形系の場合で、強制力が作用しない時に発生する自励振動を動吸振器を用いて制振するときの動吸振器の主系に対する固有角振動数比 κ と主系の無次元変位振幅 A の関係を示す。シューティング法を用いて周期解を求めた。数値積分の基本の刻み幅は解の周期の1024等分とした。自励振動の求解では周期も未知となるので、解の周期は数値積分の刻みを変えて特定した。図の横軸は動吸振器の主系に対する固有角振動数比 κ 、縦軸は主系の振幅 A である。図2(a)は負の減衰係数の絶対値（以下では絶対値を省略して、単に負の減衰係数と呼ぶことにする） ε 、動吸振器の主系に対する質量比 μ 、動吸振器の減衰比 γ がいずれも小さな値の場合（ $\varepsilon=0.005$, $\mu=0.02$, $\gamma=0.01$ ）、図2(b)はそれらの値が相対的に大きな場合（ $\varepsilon=0.1$, $\mu=0.1$, $\gamma=0.1$ ）である。負の減衰係数 ε が0.1というのは数学的には小さな値であるが、後述するように大きな非線形性を示すので、本研究では大きな値と呼ぶこととする。また、動吸振器の主系に対する質量比 μ についても0.1という値は構造物に設置する場合は大きな値と考えられる。図2の黒線は安定解、赤線は不安定解を示している。主系の振幅 $A=0$ は自励振動が完全に制振された状態を意味する。このとき動吸振器の振幅も0になる。図2から主系の自励振動が完全に制振され、振幅が0になる固有角振動数比の領域が $\kappa=1$ 付近にあることがわかる。小数点以下3桁の有効数字でその領域を求めると図2(a)では $\kappa=0.882\sim 1.091$ 、図2(b)では $\kappa=0.843\sim 1.038$ であった。

次に、主系の無次元の運動方程式中の非線形減衰項の速度の3乗の項を削除した線形の負の減衰を持つ系の制振を考える。この系が動吸振器により制振されているか否かは、運動方程式が線形系であるので、運動方程式から得られる特性方程式の根の実部を用いて判定できる。すなわち、特性根の全ての実部が負であれば、制振状態にあり、主系も動吸振器も振幅が0となる。特性根の実部が1つでも正であれば制振されておらず、線形系であるがゆえに、時間とともに振幅が無限大に成長していく。よって、以下、全ての特性根 λ の実部 $\text{Re}[\lambda]$ のうち最大の値 $\text{Re}[\lambda]_{\max}$ の正負により制振状態か否かを判定する。図3に線形の負の減衰を持つ系に動吸振器を設置した時

Fig.2 Relationship between the amplitude of main system with nonlinear negative damping and angular frequency ratio of dynamic absorber. In both figures, it can be seen that there is a vibration quenching region with amplitude of 0 near the natural angular frequency ratio of 1.

Fig.3 Vibration quenching diagram of the main system with linear negative damping based on the max real part in characteristic roots. It is recognized that the maximum real part in characteristic roots is negative and the self-excited system is quenched in the same regions in the figs 2(a) and (b).

の動吸振器と主系との固有角振動数比 κ と特性根の実部の最大値 $\text{Re}[\lambda]_{\max}$ の関係を示す．用いたパラメータの値は，図 3(a)では負の減衰係数 ε ，動吸振器の主系に対する質量比 μ ，動吸振器の減衰比 γ がいずれも小さな値の場合 ($\varepsilon=0.005$, $\mu=0.02$, $\gamma=0.01$)，図 3(b)はそれらの値が大きな場合 ($\varepsilon=0.1$, $\mu=0.1$, $\gamma=0.1$) であり，それぞれ図 2(a), 図 2(b)と同じ値である．図の黒色の線は制振状態，すなわち，主系と動吸振器の振幅が 0 の状態が安定であることを示し，赤色の線は，非制振状態，すなわち，主系と動吸振器の振幅 0 の状態が不安定で，振幅が時間とともに無限大に成長することを示している．固有角振動数比 $\kappa=1$ 付近に制振領域が存在する．有効数字 3 桁で制振領域を求めると図 3(a)では $\kappa=0.882\sim 1.091$ ，図 3(b)では $\kappa=0.843\sim 1.038$ であり，図 2 の非線形減衰の時の結果と完全に一致した．このことは，自励振動の発生の有無は非線形減衰項のうち速度の 1 乗成分が支配し，非線形減衰項をもつ自励振動系の制振の判定は，非線形減衰項の速度の 3 乗の項を削除した線形の負の減衰を持つ系で行えることを意味する．よって，以下では線形の負の減衰を持つ系を用いて自励振動の最適制振を考える．

池田・五百井 (池田, 五百井, 1977b) の自励振動を制振するための動吸振器の最適設計法は次のとおりである．すなわち，実際の自励振動系では負の減衰係数を推定することが困難であるとして，まず，動吸振器と主系の質量比 μ を決め，この質量比を用いて次のように制振可能な負の減衰係数 ε の最大値，動吸振器の固有角振動数比 κ と減衰比 γ の最適値を決めている（ここでは，変数の定義は本論文の定義式(7)を用いて表している）．

$$\varepsilon_{cr} = \sqrt{\mu}, \quad \kappa_{opt} = 1/\sqrt{1+\mu}, \quad \gamma_{opt} = \sqrt{\mu}/(2\sqrt{1+\mu}) \quad (8)$$

しかしながら，上式は，負の減衰係数 ε が $\sqrt{\mu}$ より小さい値ならば制振できることを示しているが，負の減衰係数の大小にかかわらず，動吸振器の固有角振動数比 κ と減衰比 γ の最適値が同じ値となる，従って真の最適値ではないという問題がある．また，谷口・近藤 (谷口, 近藤, 2016) は解明した動吸振器の動作原理に基づいた最適設計法を提案し，数値計算例を一つ示している．このように，負の減衰係数の大きさに応じた動吸振器の固有角振動数比 κ と減衰比 γ の最適値の傾向や強制振動の最適制振の値との関係などはこれまでに明らかになっていない．よって，本研究ではまず，自励振動の最適制振について調べることとする．

自励振動系の負の減衰係数は，渦励振のように小さいものもあれば (Hartlen and Currie, 1970) (吉武他, 2020)，最大静摩擦力と動摩擦力の差が大きな場合の摩擦振動や弛緩振動系のように極めて大きなものがあるので，ここでは負の減衰係数として，前述のように小さいものとそれに比べて相対的に大きなものを対象とする．

図 4, 5 は負の減衰係数の値の大きさと動吸振器のパラメータ値による制振の可能性の関係を示している．すなわち，負の減衰係数 ε の値を一定とし，動吸振器の固有角振動数比 κ を固定した後，特性根の実部の最大値 $\text{Re}[\lambda]_{\max}$ を最小とする減衰比 γ をその κ に対する最適減衰比として求めた．その時々固有角振動数比 κ を横軸にとり，各図の(a)では特性根の実部の最大値 $\text{Re}[\lambda]_{\max}$ を縦軸に示し，各図の(b)では最適減衰比 γ の値を縦軸に示している．特性根の実部の最大値 $\text{Re}[\lambda]_{\max}$ が負ならば完全な制振を意味し，自励振動は発生しない．その状態を黒線で示している．特性根の実部の最大値 $\text{Re}[\lambda]_{\max}$ が正ならば，自励振動は制振されない．その状態を赤線で示している．図 4 は動吸振器の質量比 μ が 0.02 と小さい時，図 5 は動吸振器の質量比 μ が 0.1 と大きい時の結果である．図 4(a)から質量比 $\mu=0.02$ の時，負の減衰 ε が小さな 0.01 以下の時は固有角振動数比 κ の広い範囲で制振できるが， $\varepsilon=0.1$ の時は $\kappa=0.973\sim 1.002$ の狭い範囲でしか制振できず，負の減衰係数 ε が 0.2 と大きくなると，いかなる固有角振動数比と減衰比を用いても制振できないことがわかる．池田・五百井の式(8)を用いて $\mu=0.02$ の時制振できる負の減衰係数の限界値 $\varepsilon_{cr} = \sqrt{\mu} = \sqrt{0.02}$ を求めると 0.1414 となる．この限界値を数値計算から検証し，正しいことを確認した．これに対して図 5(a)からわかるように動吸振器の質量比 $\mu=0.1$ の時は負の減衰係数 ε が大きな $\varepsilon=0.2$ の場合でも固有角振動数比 κ のある程度広い範囲で制振できることがわかる．負の減衰の大きな自励振動は動吸振器の大きな減衰で制振可能と思われがちだが，そうではなく，まず動吸振器の質量が必要と言える．動吸振器の質量を重くすることの重要性は池田・五百井 (池田, 五百井, 1977b) も述べている．各図の(b)には与えられた負の減衰係数 ε に対して角振動数比 κ と減衰比 γ の両方を同時に最適とした値を丸印で示している．すなわち，黒丸印は，全ての κ と γ の組み合わせの中で，特性根の実部の最大値 $\text{Re}[\lambda]_{\max}$ が負の値で最小となる組み合わせを表し，赤丸印は $\text{Re}[\lambda]_{\max}$ が最小とはなるものの正の値で制振できないときの組み合わせを表している．白抜き赤丸印は後述の式(9)で表される減衰のない強制振動系を動吸振器を用いて制振する時の

最適固有角振動数比と減衰比の値を表している。青丸印は池田・五百井（池田，五百井 1977b）が求めた最適値である。前述のように池田・五百井はこの最適角振動数比と減衰比を用いておけば， $\varepsilon_{cr} = \sqrt{\mu}$ 以下の値をもつ負の減衰係を制振できることを示しているが，それらは最適値ではない。動吸振器の製作誤差や経年変化等により最適値からずれたときのロバスト性を考慮すると，図 5 の黒丸で示した最適値を用いて製作する方が安全である。図 4(b)と図 5(b)を比較すると質量比 μ が大きいほど最適な減衰比 γ の値は大きくなっていることがわかる。その結果として，図 4(a)，5(a)からわかるように減衰比の大きい図 5(a)の方が特性根の実部の最大値 $\text{Re}[\lambda]_{\max}$ の値は負の小さな値になっている。最適な角振動数比 κ の値については，図 4(b)と 5(b)からわかるように負の減衰係数 ε に依存している。負の減衰係数 ε が 0.001 と小さい時の最適値は，図 4(b)の $\mu = 0.02$ のときは $\kappa = 0.980$ ($\gamma = 0.130$)，図 5(b)の $\mu = 0.1$ のときは $\kappa = 0.909$ ($\gamma = 0.300$) であり，減衰のない強制振動の最適制振の値 $1/(1+\mu)$ と有効数字 3 桁で一致している。一方，負の減衰係数 ε が大きくなると最適な角振動数比 κ はこれより少し大きな値となることがわかる。池田・五百井が推奨する値は最適値ではなく，質量比 μ が大きい時，また，負の減衰係数 ε の絶対値が小さい時は真の最適値との誤差が大きくなり，問題があると言える。

図 6，7 は図 4，5 と同様の計算により動吸振器の質量比の大小と動吸振器のパラメータ値による制振の可能性の関係を示している。図 6(a)，(b)は負の減衰係数 ε が 0.005 と小さい時，図 7(a)，(b)は負の減衰係数 ε が 0.1 と

Fig.4 Relationship between vibration quenching and the parameters of dynamic absorber in the case of small mass ratio ($\mu = 0.02$). When the mass ratio is small, if the negative damping coefficient becomes as large as 0.2, self-excited vibration cannot be quenched by using any natural angular frequency ratio and damping ratio.

Fig.5 Relationship between vibration quenching and the parameters of dynamic absorber in the case of large mass ratio ($\mu = 0.1$). The larger the mass ratio is, the larger the optimum damping ratio value is. Since the values of Ikeda and Ioi are the critical ones, the robustness of the dynamic absorber is increased by not using the values of Ikeda and Ioi, but using optimum values indicated by the black circle in the figure.

Fig.6 Relationship between vibration quenching and the parameters of dynamic absorber in the case of small negative damping ($\varepsilon = 0.005$). When the negative damping coefficient is small, self-excited vibration can be quenched even with a small mass ratio of $\mu = 0.001$ by setting the natural frequency ratio of the dynamic absorber to a value close to $1/(1+\mu)$.

Fig.7 Relationship between vibration quenching and the parameters of dynamic absorber in the case of large negative damping ($\varepsilon = 0.1$). When the negative damping coefficient is large, it is first important to increase the mass of the dynamic absorber, and then it is necessary to optimize the natural frequency ratio.

大きい時の結果である。図 6(a), (b)から負の減衰係数 ε が小さい場合、動吸振器の固有角振動数比を $1/(1+\mu)$ に近い値にすることで、質量比が小さな $\mu=0.001$ でも制振可能ながわかる。このことは大きな構造物において重い動吸振器を設置する必要がなく、かなり軽い動吸振器を設置すればよいことを意味する。一方、図 7(a), (b)から負の減衰係数 ε が大きい場合、前述のように動吸振器の減衰比を大きくするのではなく、質量を重くすることが第 1 に重要であり、次に固有角振動数比を最適にすることが必要ということがわかる。

図 8 に動吸振器の質量比を一定として減衰比を種々固定して固有角振動数比を変えた時の安定判別図を示している。図 8(a)が負の減衰係数 ε が小さい 0.005 の場合、図 8(b)が負の減衰係数 ε が大きい 0.1 の場合である。各図の横軸は動吸振器の固有角振動数比 κ 、縦軸は特性根の実部の最大値である。図から最適値付近で特性根の実部の最大値が急激に小さくなっていることから、最適値を選択すると系の安定性が極めて大きくなることがわかる。次に、主系に減衰がない時の強制振動の制振における動吸振器の最適値の条件式は次式であるが、これから求める値と図中に記された実際の最適値と比較する。

$$\kappa_{opt} = 1/(1+\mu), \quad \gamma_{opt} = \sqrt{3\mu}/(\sqrt{8(1+\mu)}) \quad (9)$$

Fig.8 Stability diagram in vibration control of self-excited system with negative damping using dynamic absorber. The stability of the system becomes extremely large due to the optimum selection of the natural angular frequency ratio and the damping ratio of the dynamic vibration absorber.

上式から $\mu=0.02$ のとき $\kappa_{opt} \doteq 0.980$, $\gamma_{opt} \doteq 0.086$ で, $\mu=0.1$ のとき $\kappa_{opt} \doteq 0.909$, $\gamma_{opt} \doteq 0.185$ となるので, それぞれ図(a) の $\kappa_{opt} \doteq 0.981$, $\gamma_{opt} \doteq 0.137$ と(b)の $\kappa_{opt} \doteq 0.922$, $\gamma_{opt} \doteq 0.252$ と比較すると, 負の減衰係数 ε と質量比 μ の値が小さい図(a)の最適値については, 固有角振動数比 0.981 は強制振動制振時の最適値 0.980 に極めて近いが, 減衰比 0.137 は強制振動制振時の最適値 0.086 よりも 60% も大きい. また, 負の減衰係数 ε と質量比 μ の値が大きい図(b)の最適値は, 固有角振動数比 0.922 は強制振動制振時の最適値 0.909 より 1.4% 大きく, 減衰比 0.252 は強制振動制振時の最適値 0.185 よりも約 36% も大きい. これらの関係は既に図 4(b)と図 5(b)に負の減衰係数 ε が 0.001 から 0.2 のいくつかの場合で図示しているところであるが, 負の減衰係数 ε に依存した最適減衰比の範囲を各質量比について計算すると, 図 4(b)の質量比 $\mu=0.02$ の時は, 安定限界の負の減衰係数 $\varepsilon=0.1414$ のとき 0.070 であり (強制振動制振時の最適値の約 19% 減の値), 負の減衰係数が 0 の最大安定なとき 0.138 (強制振動制振時の最適値の約 60% 増の値) であり, 図 5(b)の質量比 $\mu=0.1$ の時は, 安定限界の負の減衰係数 $\varepsilon=0.316$ のとき 0.151 であり (強制振動制振時の最適値の約 18% 減の値), 負の減衰係数が 0 の最大安定なとき 0.301 (強制振動制振時の最適値の約 63% 増の値) である. 動吸振器は安定限界で設計することではなく, 図 8 に示した最適値のように余裕をもって安定な状態で設計しなければならないので以下のようにまとめられる. すなわち, 自励振動の最適制振は, 負の減衰係数の増加とともに動吸振器の質量比を増加させ, 固有角振動数比と減衰比は強制振動の最適制振の値を基準として, 負の減衰係数の値に応じて, 前者を数% 程度大きな値, 後者を数 10% 大きな値にするとよい.

4. 強制自励振動の制振

強制自励振動の制振については, まず, 動吸振器で制振する場合としない場合の比較のために, 図 9 に動吸振器を設置しない時の共振曲線を示しておく. このような共振曲線は古くから求められている (Hayashi, 1964). 図 9(a) と 9(b) はそれぞれ負の減衰係数 ε が小さな値と大きな値の場合である. 強制力の周期と同じ周期をもつ周期解をシューティング法を用いて求めた. 数値積分では解の 1 周期を 1024 等分した. 黒線は安定な引き込み振動の解を示し, 赤線は不安定解を示している. 不安定解のみしか存在しない強制力の振動数における振動は多くの場合うなり振動となる. 図から強制力の振幅が大きくなると引き込み領域が広がっていることがわかる. また, 負の減衰係数が大きくなるとより大きな強制力の振幅でないと引き込み振動が実現されないことがわかる. 応答変位振幅に関しては, 振幅が大きくなると非線形減衰項の速度の 3 乗の項が正の減衰として大きく影響してくるので, 強制力の振幅に比例しないのが強制自励系の特徴である. 例えば, 図 9(a)において, 強制力の振幅 f が 0.02 から 0.2 と 10 倍になっても振幅は 2 倍程度にしかならない. このように減衰項の非線形性は強制振動の振幅に大きな影響を及ぼすので, 無視できないことがわかる. 後に示す図においても減衰項の非線形性の影響が強く

Fig.9 Resonance curve of forced self-excited system without dynamic absorber. The nonlinearity of the damping term has a great influence on the response amplitude of forced vibration, and the response amplitude is not proportional to the amplitude of the external force. This influence of nonlinearity is seen also in the following figures.

Fig.10 Resonance curve of forced self-excited system with dynamic absorber ($\varepsilon = 0.005$, $\mu = 0.02$). The solid black line obtained using the optimum value for the forced self-excited system and the dotted line obtained using the optimum value for the forced vibration system are close each other. Therefore, when the negative damping coefficient is very small, the optimum vibration quenching of the forced self-excitation system is possible by using the optimum vibration quenching values for the forced vibration system.

表れているものが多い。緒言で述べたように池田・五百井 (池田・五百井, 1977a) は主系が正あるいは負の減衰を持つ場合の動吸振器の設計の研究として、線形の負の減衰をもつ強制自励系の動吸振器による最適制振問題を扱っている。前章のように自励振動のみの最適制振問題では、制振時に振幅は 0 になるので速度の 3 乗の非線形減

衰項を無視しても問題はないものの、主系に強制力が作用する強制自励系の場合、振幅は 0 にならないので実際の自励振動系において存在する正の非線形減衰項を考慮することは重要である。

本研究では動吸振器による最適制振を議論するために数値計算から種々の共振曲線を求めたが、用いた非線形減衰係数、強制力の振幅、動吸振器の質量比、固有角振動数比、減衰比の全ての値の範囲で、様々な初期値の下で数値積分を行った結果収束した解は全て強制力と同じ振動数の基本調波振動の安定解であった。図 10 から図 12 は負の減衰係数 ε 、強制力の振幅 f 、動吸振器の質量比 μ を異なる値で計算した制振時の共振曲線である。各図には 3 つの異なる最適理論に基づく動吸振器の固有角振動数比と減衰比の値を用いて数値計算した共振曲線を示している。まず、黒の実線は全ての固有角振動数比と減衰比の組み合わせについて強制自励系の主系の共振曲線を計算し、その中で最大振幅の値が最小となる組み合わせのときの共振曲線である。この最適パラメータ値は、周期解の求解においてシューティング法の数値積分の 1 周期の刻み数を最大 8192、共振曲線の無次元強制振動数の刻みを最小 0.0001 にするなどして求めた値から有効数字 3 桁以上収束していることを確認している。黒の点線は減衰がない強制振動系を動吸振器を用いて制振するときの最適パラメータ (式(9)) の値を用いて計算した共振曲線、黒の破線は前章の特性根の実部の最大値を最小にする方法で求めた自励振動を制振するための最適値 (図 8 の安定判別図において黒丸印で表した値) を用いて計算した共振曲線である。従って、点線と破線の共振曲線は最適制振状態の共振曲線でないことは明らかであるが、参考のために表示している。最後に、青線は自励振動の原因である非線形減衰項がない ($\varepsilon=0$) 場合、すなわち、線形の無減衰の強制振動系の最適制振時の共振曲線であり、前述の各共振曲線の振幅とこの共振曲線の振幅の差が強制自励系の応答振幅に含まれる自励振動の影響を表していると言える。図中の共振曲線が互いに近い値を示しているものもあるので、共振曲線と同じ線種の矢印で各共振曲線の数値計算に用いた最適パラメータ値の違いを示している。図に示している全ての制振時の解は安定な周期解である。すなわち図 9 と比較するとわかるように、ある角振動数で元々引き込みの解が不安定でうなり振動であった場合も動吸振器を設置すると全て安定な引き込みの解となっている。それは、図 12 に示すように例え全ての加振振動数でうなり振動であった解でさえも全ての加振振動数で引き込みの解となるということである。このことは、強制力の振幅を大きくしたり、加振振動数を固有振動数に近づけたりすることなく、副振動系を設置することでうなり振動を引き込み振動に変えることができることを意味する。強制自励系のうなり振動を引き込み振動に変える必要があるときの 1 つの手法として利用できると考えられる。

まず、負の減衰係数が $\varepsilon=0.005$ と小さな値の場合である図 10 では、強制自励系の最適制振のパラメータ値を用いた黒の実線と前述の強制振動系の制振の最適パラメータを用いて求めた点線が極めて近い値となっている。これは負の減衰係数が $\varepsilon=0.005$ と小さいので、負の減衰係数を 0 と置いた強制振動系の制振の最適パラメータを用いても強制自励系の最適制振が近似的に可能であることを示している。一方、自励振動の最適制振のパラメータを採用した破線の共振曲線はピークが 1 個であることから減衰比の値が大きすぎるということがわかる。最適制振の黒の実線とは大きな差があり、自励振動の最適制振のパラメータは強制自励系の最適制振のパラメータの近似値として採用できない。黒の実線と青の実線を比較すると、強制力の振幅 f が 0.05 以下では黒の実線の共振ピークは青の実線の共振ピークより少しだけ大きい値となっている。このことから、負の減衰係数が $\varepsilon=0.005$ と小さいため、自励振動の影響が小さいと言える。強制力の振幅 f が 0.2 と大きくなると、無次元振幅の値が 1 より大きくなるので、非線形の正の減衰の効果が大きくなり、線形系で計算した青線の値よりも小さな振幅となっている。

図 11 は負の減衰係数が $\varepsilon=0.1$ と大きい場合である。図 11(a), (b) ($f=0.1$) では、強制自励系の最適制振状態を表す黒の実線は線形の強制振動系に対する最適値を用いて計算した点線と近い値となっているが、自励振動の最適値を用いて計算した破線や主系の減衰を 0 として計算した青線との差が大きいことがわかる。図 11(c) ($f=0.2$) では、図 11(a)と同様に黒の実線は点線と近い値となっており、また、青線との差が少し小さくなっている。破線との差は大きいままである。図 11(d) ($f=0.5$) では、黒の実線は点線、破線と少し差があり、青の実線の方が黒の実線より大きな振幅となり差が大きいことがわかる。これらの結果から、非線形性がある程度大きくても強制力の振幅がそれほど大きくない ($f=0.2$) 範囲では線形の強制振動系に対する最適値を使って制振しても誤差は大きくないと言える。また、主系に減衰項がない場合を表す青線の振幅と強制自励系の最適制振状態を表す黒の実線との差が $f=0.1$ で 30%程度あり、このとき強制自励系の振幅のうち 30%程度が自励振動の影響を受けたものとわかる。一方、図 11(d)の強制力の振幅が大きな $f=0.5$ の場合に、この青線の振幅が黒の実線より大きな振幅となっているのは、図 10(d)と同様に強制自励系の非線形減衰項のうち、速度の 3 乗の正の減衰項の影響が大きくなる

Fig.11 Resonance curve of forced self-excited system with dynamic absorber ($\varepsilon=0.1$, $\mu=0.1$). When the negative damping is large, the solid black line obtained using the optimum value for the forced self-excited system and the dotted line obtained using the optimum value for the forced vibration system are close each other in the small force amplitude. Therefore, when the negative damping coefficient is large, the optimum vibration quenching values for the forced vibration system may be used as the optimum vibration quenching values for the forced self-excitation system only in the case of small force amplitude.

Fig.12 Resonance curve of forced self-excited system with dynamic absorber ($\varepsilon=0.1, f=0.02, \mu=0.1$). Even the solution that was a beat at all frequencies in Fig. 9 (b) becomes an entrainment solution at all frequencies using dynamic absorber.

ために強制自励系の振幅が抑制されるためである。また、図 9(b)の制振していない時の共振振幅は $f=0.5$ のとき約 2.0 で、図 11 の最適制振時の共振振幅は $f=0.5$ のとき約 1.5 なので、非線形の負の減衰と強制力の振幅の両方が大きい時は最適制振されても振幅がそれほど小さくならないことがわかる。しかも、自励振動のみの時の無次元振幅が 1 なので、この例では元の自励振動のみの時の振幅より大きい値である。最適制振を行ったとしても大きな制振効果が期待できない場合もあることがわかった。

Fig.13 Maximum amplitude of resonance curve and optimum parameter values ($\epsilon = 0.005$, $\mu = 0.02$). When the negative damping coefficient is small, the differences between the maximum amplitudes of resonance curve of the main system, the natural angular frequency ratios, and the damping ratios among these three optimum quenching conditions become a little larger as the amplitude of the force increases, but the differences are generally small.

図 13(a)から(c)に負の減衰係数が $\epsilon = 0.005$ と小さな値の場合の強制力の振幅に対する動吸振器の最適パラメータの値、およびその値で最適設計した時の共振曲線上の振幅の最大値を示している。図 10 の共振曲線を描いた時の最適パラメータの値もこの図に含まれている。各図の縦軸は、図 13(a)では主系の共振曲線上の最大振幅、(b)では動吸振器の最適固有角振動数比、(c)では動吸振器の最適減衰比であり、横軸は全て強制力の振幅である。黒丸は全ての固有角振動数比と減衰比の組み合わせから共振曲線上の最大振幅を最小とするものを選択した時の値、白抜きの黒丸および黒の点線は減衰のない強制振動の最適制振の条件式 (式(9)) を用いた時の値、白抜きの赤丸および赤の点線は次式の池田・五百井 (池田, 五百井, 1977a) の最適制振の式を用いた時の値である。

$$\kappa_{opt} = 1/(1 + \mu) - (0.245 + 1.71\mu - 2.6\mu^2)(-\epsilon/2) - (0.94 - 2.1\mu + 2\mu^2)(-\epsilon/2)^2$$

$$\gamma_{opt} = \sqrt{3\mu} / (\sqrt{8(1 + \mu)}) + (0.211 - 0.67\mu + 0.2\mu^2)(-\epsilon/2) + (0.37 - 5.7\mu + 8\mu^2)(-\epsilon/2)^2$$
(10)

負の減衰係数が小さい場合、主系の振幅、固有角振動数比、減衰比のいずれもこれら 3 種類の最適制振条件間の差は強制力の振幅 f が大きくなるとともに少し大きくなるものの、総じて小さい。池田・五百井の最適制振の式によるパラメータ値は線形の負の減衰を考慮しているが減衰項に速度の 3 乗の非線形項を考慮していないため、強制力の振幅が 0 付近の応答変位振幅が小さい時のみ強制自励系の最適制振の値と一致する。そして、減衰のない強制振動の最適制振の条件式によるパラメータ値の方が強制自励系の最適制振の値に近く、最大振幅も池田・五百井の最適制振の式パラメータ値を用いた時の振幅よりも少しだけ強制自励系の最適制振時の値に近くなって

Fig.14 Maximum amplitude of resonance curve and optimum parameter values ($\varepsilon=0.1$, $\mu=0.1$). The difference in the optimal natural angular frequency ratio is the main reason of the difference in the maximum amplitude of resonance curve. In the optimum design when the negative damping coefficient is large, the natural angular frequency ratio must be set to a value smaller than the optimum quenching condition for forced vibration without damping, depending on the magnitude of the amplitude of force.

いる。このようなことから前述の図 10, 11 の共振曲線には池田・五百井の最適制振の式によるパラメータの値を用いた時の共振曲線は描いていない。強制自励系では強制振動だけでなく、自励振動も同時に制振するために、動吸振器には強制振動の制振のための減衰だけでなく、追加で減衰が必要ということも予想されたが、非線形の負の減衰係数が小さく、強制力の振幅もある程度小さい範囲ではそこまでの必要がなく、減衰のない強制振動の制振の最適値で近似的に最適制振ができることがわかった。

図 14 に負の減衰係数が $\varepsilon=0.1$ と大きな値の場合の図 13 と同様の 3 種類の最適式による動吸振器の最適パラメータの値、およびそれらの値を用いて求めた共振曲線上の振幅の最大値を示している。図 11 の共振曲線を描いた時の最適パラメータの値もこの図に含まれている。負の減衰係数が大きい場合、強制力の振幅 f が大きくなるとともに、固有角振動数比の値については図 14(b)からわかるように強制自励系の最適値と他の 2 つの方法の最適値で差が大きくなっているが、図 14(c)からわかるように減衰比の最適値の差は 3 つの方法で比較的小さいままである。固有角振動数比の差が図 14(a)の最大振幅の差の主な原因となっている。負の減衰係数が大きい場合の最適設計においては、強制力の振幅の値の大きさに応じて、固有角振動数比を減衰のない強制振動の最適制振の条件式 $1/(1+\mu)$ よりも小さな値にしなければならないことがわかった。

図 15 に負の減衰係数 ε の値に対する動吸振器の最適パラメータの値、およびその値で最適設計した時の共振曲線上の振幅の最大値の関係を示している。図の横軸は負の減衰係数であり、縦軸は図 13, 14 と同様である。図 15 から非線形減衰係数 ε が大きい場合、固有角振動数比 κ を小さくすべきことがわかる。このことは、図 5 の自励振動の最適制振において、非線形減衰係数 ε が大きくなると固有角振動数比 κ をわずかに大きくすべきであることとは逆である。理由は自励振動の制振では振幅 0 を対象としているのに対し、強制振動の制振では有限の振

Fig.15 Maximum amplitude of resonance curve and optimum parameter values when optimally quenched ($f=0.2$, $\mu=0.1$). It can be seen that when the nonlinear damping coefficient ε becomes larger, the optimal natural angular frequency ratio κ and the optimal damping ratio γ becomes smaller.

幅での現象を議論しており、非線形減衰係数 ε が大きくなり振幅が増加することにより固有振動数が減少したからと考えられる。池田・五百井の最適制振の式を用いた時の固有角振動数比の値は非線形減衰係数 ε が大きくなると増加している。この原因は強制力の振幅が 0.2 と比較的大きいことによる池田・五百井の最適制振の式の誤差が、非線形減衰係数 ε が大きくなるとさらに増加していくためと考えられる。また、強制自励系の制振のための減衰比の最適値については、非線形減衰係数 ε が大きくなると、減衰比 γ も小さくすべきことがわかる。このことは、図 5 の自励振動の最適制振において、非線形減衰係数 ε が大きくなると減衰比 γ を小さくすべきであることと同様の傾向である。制振時の振幅は非線形減衰係数 ε が大きくなると大きくなるが、その増加率は非線形減衰係数 ε の増加と共に小さくなることがわかる。このことは、振幅の増大とともに非線形減衰項の速度の 3 乗の項が正の減衰として大きく影響してくるからである。

5. 結 言

自励振動系を動吸振器を用いて制振する問題について、最適制振が減衰の非線形項を省略し線形項のみ考慮した理論で行えることを利用して、数値計算を行って調べた結果、以下のことがわかった。

自励振動の最適制振は、負の減衰係数の増加とともに動吸振器の質量比を増加させ、固有角振動数比と減衰比は減衰のない強制振動の最適制振の値を基準として、負の減衰係数の大きさに応じて前者を数%程度大きな値、後者は数 10% 大きな値にするとよい。

強制自励系を動吸振器を用いて制振する問題について数値計算を行って調べた結果、以下のことがわかった。

- (1) 数値計算を行ったすべての動吸振器のパラメータ値で、解は強制力と同じ振動数の引き込み振動であった。
- (2) 自励振動の原因である減衰に関する非線形係数が小さく、強制力の振幅も小さい場合、減衰のない強制振動の動吸振器による制振の最適パラメータの値を用いて近似的に最適制振ができる。
- (3) 強制力の振幅が大きい場合、減衰のない強制振動の動吸振器による制振の最適パラメータを用いると制振効果が低下するので、動吸振器の主系に対する固有角振動数比をより小さな値にすることで制振効果を向上させることができる。
- (4) 非線形の負の減衰係数が大きくなると、動吸振器の最適固有角振動数比と最適減衰比は小さくなる。

文 献

- 赤木久眞, 中野時衛, 土肥博, 吉田献一, 巨大地震に伴う長周期地震動の特性と超高層ビルに及ぼす影響, 日本応用数理学会論文誌, Vol.22, No.4(2012), pp.22-29.
- Andersen, L., Birch, N.W., Hansen, A.H. and Skibelund, J.-O., Response analysis of tuned mass dampers to structures exposed to vortex loading of Simiu-Scanlan type, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.239, No.2 (2001), pp.217-231.
- 古村孝志, 武村俊介, 早川俊彦, 2007年新潟県中越沖地震(M6.8)による首都圏の長周期地震動, 地学雑誌, Vol.116, No.3 (2007), pp.576-587.
- Hartlen, R. T. and Currie, I. G., Lift-oscillator model of vortex induced vibration, *Journal of Engineering Mechanics*, American Society of Civil Engineering, Vol. 96(1970), pp.577-591.
- Hayashi, C., *Nonlinear oscillations in physical systems*, McGraw-Hill(1964), pp.283-338.
- 池田健, 五百井俊宏, 減衰を有する振動系の動吸振器について, 日本機械学会論文集, Vol.43, No.369(1977a), pp.1707-1715.
- 池田健, 五百井俊宏, 動吸振器による自励振動の防止法について, 日本機械学会論文集, Vol.43, No.371(1977b), pp.2551-2556.
- Iwan, W. D. and Blevins, R. D., A model for vortex induced oscillation of structures, *Transactions ASME, Journal of Applied Mechanics*, Vol.41, No.3(1974), pp.581-585.
- 嶺脇重雄, 濱口弘樹, 木下貴博, 西村章, 二木秀也, 竹内貞光, 長周期地震動を受ける超高層免震建物における衝突緩衝材による応答低減効果に関する検討, 日本建築学会技術報告集, Vol.23, No.55(2017), pp.809-814.
- 三菱地所, 横浜ランドマークタワー, 影国社(1994).
- 中野寛, 高原弘樹, 河合謙吾, 多重動吸振器を用いたエンドミル加工時の強制びりおよび再生びり振動の抑制対策, 日本機械学会論文集, Vol.80, No.812(2014), DOI: 10.1299/transjsme.2014dr0098.
- NEDO (新エネルギー・産業技術総合開発機構), 浮体式洋上風力発電技術ガイドブック(2018), pp.34-38.
- 大塚淳一, 田村保, 玉木利裕, 八木一浩, 洋上風力発電施設の振動計測, 土木学会第 59 回年次学術講演会, No.6-243(2004), pp.485-486.
- 佐々木茅乃, 永野正行, 堀愛里香, 野津厚, 川辺秀憲, 2011 年東北地方太平洋沖地震の震源モデルを用いた関東平野における長周期地震動評価, 日本建築学会技術報告集, Vol.24, No.56(2018), pp.75-80.
- Shaw, J. and Shaw, S. W., Non-linear resonance of an unbalanced rotating shaft with internal damping, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.147, No.3(1991), pp.435-451.
- 末岡淳男, 劉孝宏, 藤山征人, 吉武裕, 回転円板の動吸振器による摩擦振動の制振, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 59, No.561 (1993), pp.1335-1342.
- 谷口智之, 近藤孝広, 負性抵抗系に対する動吸振器の動作原理の解明と最適設計法の開発, 日本機械学会論文集, Vol.82, No.833(2016), DOI: 10.1299/transjsme.15-00586.
- 亘理厚, 杉本隆尚, 摩擦による振動, 日本機械学会論文集, Vol.29, No.200(1963), pp.769-782.
- 山崎真司, 横浜ランドマークタワーの構造設計, 溶接学会誌, Vol.61, No.2(1992), pp.107-112.
- 吉武裕, 井上順吉, 末岡淳男, 時間遅れをともなう強制自励系の振動, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.49, No.439(1983), pp.298-306.
- 吉武裕, 末岡淳男, 田村英之, クーロン摩擦をともなう振動系の解析 (第 3 報, 自励振動の防振), 日本機械学会

論文集C編, Vol.56, No.523(1990), pp.568-573.

吉武裕, 末岡淳男, インパクトダンパによる自励振動の防振, 日本機械学会論文集C編, Vol.60, No.569(1994), pp. 50-56.

吉武裕, 末岡淳男, 田村英之, 庄司長史, 不連続な非線形性をもつ系の振動(乾燥摩擦を伴う強制自励系の場合), 日本機械学会論文集C編, Vol. 61, No. 583(1995), pp. 768-774.

吉武裕, 原田晃, 隠崎雅浩, 山崎正則, 杉村泰司, 大石哲史, 2 スロット発電機と水平振り子からなる動吸振器型制振発電装置の研究(第1報, 渦励振の制振), 日本機械学会論文集C編, Vol.72, No.723(2006), pp.3467-3473.

吉武裕, 永代行日出, 桑園慎太郎, 山口雄大, 井上堅二郎, 田中智大, 強制変位加振による渦励振の引き込み現象, 日本機械学会論文集, Vol.86, No.889(2020), DOI: 10.1299/transjsme.20-00145.

References

- Akagi, H., Nakano, T., Dohi, H. and Yoshida, K., Characteristics of long-period ground motions associated with huge earthquakes and their effects on skyscrapers, The Japan society for industrial and applied mathematics, Vol.22, No.4(2012), pp.22-29(in Japanese).
- Andersen, L., Birch, N.W., Hansen, A.H. and Skibelund, J.-O., Response analysis of tuned mass dampers to structures exposed to vortex loading of Simiu-Scanlan type, Journal of Sound and Vibration, Vol.239, No.2 (2001), pp.217-231.
- Furumura, T., Takemura, S. and Hayakawa, T., Long-period ground motions recorded in the Tokyo metropolitan area during the 16 July, 2007 M6.8 Off Niigata-ken Chuetsu, Japan Earthquake, Journal of Geography, Vol.116, No.3 (2007), pp.576-587(in Japanese).
- Hartlen, R. T. and Currie, I. G., Lift-oscillator model of vortex induced vibration, Journal of Engineering Mechanics, American Society of Civil Engineering, Vol. 96(1970), pp.577-591.
- Hayashi, C., Nonlinear oscillations in physical systems, McGraw-Hill(1964), pp.283-338.
- Ikeda, K. and Ioi, T., On the dynamic vibration damped absorber of the vibration system, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol. 43, No.369(1977a), pp.1707-1715(in Japanese).
- Ikeda, K. and Ioi, T., Prevention of self-excited vibration by damped dynamic absorber, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol. 43, No.371(1977b), pp.2551-2556(in Japanese).
- Iwan, W. D. and Blevins, R. D., A model for vortex induced oscillation of structures, Transactions of ASME, Journal of Applied Mechanics, Vol.41, No.3(1974), pp.581-585.
- Minewaki, S., Hamaguchi, H., Kinoshita, T., Nishimura, A., Futatsugi, S. and Takeuchi, S., A study on effect of cushions installed in a seismically isolated high-rise structure under long-period ground motions, Architectural Institute of Japan, Journal of Technology and Design, Vol.23, No.55(2017), pp.809-814(in Japanese).
- Mitsubishi Estate, Yokohama landmark tower, Syoukokusya(1994)(in Japanese).
- Nakano, Y., Takahara, H. and Kawai, K., The countermeasure against forced and regenerative chatter in end milling process with multiple dynamic absorbers, Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.80, No.812(2014), DOI: 10.1299/transjsme.2014dr0098.
- NEDO (New Energy and Industrial Technology Development Organization), Floating offshore wind power generation technology guidebook(2018), pp.34-38(in Japanese).
- Ohotsuka, J., Tamura, Y., Tamaki, T. and Yagi, K., Vibration measurement of offshore wind power generation facilities, The Japan Society of Civil Engineers 59th Annual Conference, No. 6-243(2004), pp.485-486(in Japanese).
- Sasaki, K., Nagana, M., Hori, A., Nozu, A. and Kawabe, H., Evaluation of long-period ground motions in Kanto plain using source models for the 2011 Tohoku earthquake, Architectural Institute of Japan, Journal of Technology and Design, Vol.24, No.56(2018), pp.75-80(in Japanese).
- Shaw, J. and Shaw, S. W., Non-linear resonance of an unbalanced rotating shaft with internal damping, Journal of Sound and Vibration, Vol.147, No.3(1991), pp.435-451.
- Sueoka, A., Ryu, T., Fujiyama, M. and Yoshitake, Y., Quenching of frictional vibrations of a rotating circular plate by

- dynamic absorbers, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.59, No.561(1993), pp.1335-1342(in Japanese).
- Taniguchi, T. and Kondou, T., Operating mechanism and optimization of dynamic absorber for a system with negative damping, Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.82, No.833(2016), DOI: 10.1299/ transjsme.15-00586.
- Wadari, A. and Sugimoto, T., Vibration caused by dry friction, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.29, No.200(1963), pp. 769-782(in Japanese).
- Yamasaki, S., Structural design of landmark tower in Yokohama, Journal of the Japan Welding Society, Vol.61, No.2(1992), pp.107-112 (in Japanese) .
- Yoshitake, Y., Sueoka, A. and Inoue, J., Forced self-excited vibration with time lag, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.49, No.439(1983), pp.298-306(in Japanese).
- Yoshitake, Y., Sueoka, A. and Tamura, H., Analysis of vibrational system with Coulomb's friction(3rd Report, quenching of self-excited vibrations), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol. 56, No. 523(1990), pp.568-573(in Japanese).
- Yoshitake, Y. and Sueoka, A., Quenching of self-excited vibrations by an impact damper, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol. 60, No. 569(1994), pp.50-56(in Japanese).
- Yoshitake, Y., Sueoka, A., Tamura, H. and Shoji, O., Vibrations of nonlinear systems with discontinuities(Case of forced self-excited vibration accompanied by dry friction), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol. 61, No. 583(1995), pp. 768-774(in Japanese).
- Yoshitake, Y., Harada, A., Kakurezaki, M., Yamasaki, M., Sugimura Y. and Ohishi, T., Vibration quenching and electricity generation by dynamic absorber composed of generator with two slots and horizontal pendulum (1st Report, Quenching of vortex-induced vibration), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.72, No.723 (2006), pp.3467-3473(in Japanese).
- Yoshitake, Y., Nagayo, Y., Kuwazono, S., Yamaguchi, Y., Inoue, K. and Tanaka, T., Entrainment phenomenon by forced displacement excitation in vortex induced vibration, Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.86, No.889(2020), DOI: 10.1299/transjsme.20-00145.