



動吸振器のシミュレーション

背戸 一登*

Dynamic Vibration Absorber and Its Simulation Approach

Kazuto Seto*

Key words: Vibration control, Optimal tuning, Optimal damping, Fixed point, Passive device, Multi-degree-of-freedom system, Beam structure

1. はじめに

機械の振動問題は、その機械の機能や信頼性の低下を招くばかりでなく、人体に与える振動障害や騒音公害の原因にもなる点で大変重要なテーマである。その振動問題の多くは、機械を構成する構造物の減衰不足に起因している。そこで、古くから種々なダンパが考案されてその対策に当てられてきたが、その代表的なものに動吸振器(Dynamic Vibration Absorber)がある。これは別名ダイナミックダンパ(Dynamic Damper)とも呼ばれている。建築・土木工学の分野では同調形マス・ダンパ(Tuned Mass Damper)、短縮してTMDと呼ばれている。

動吸振器は補助質量とばね、およびダンパの組合せにより、機械の共振の抑制に用いられる受動形制振器である。この動吸振器がDynamic Vibration Absorberの名称で文献に登場したのは1928年に遡る。OrmondroydとDen Hartog¹⁾によって米国機械学会誌(ASME)に掲載された。その後、多くの研究者^{2,3)}によって、動吸振器設計の基盤が築かれた。動吸振器の特徴は他の受動形制振器に比較して小型軽量ながら優れた制振効果を発揮することにある。特に、設計と設置が容易で特性が安定しており機械的摩擦のない磁気ダンパ⁴⁾の登場によって、一気に実用性が増してきたと言えよう。

動吸振器設計法の根幹をなすのは定点理論である。更に、この理論はその他の補助質量を用いた制振装置^{5,6)}、構造物の相互作用を用いた制振法⁷⁾など広く適用できる。そこで、本稿では、まず動吸振器以外にも適用で

きる汎用性のある定点理論を紹介した後、動吸振器の最適設計法に適用する方法を示す。動吸振器は2重動吸振器⁸⁾、多重動吸振器⁹⁾、アクティブ動吸振器¹⁰⁾などに拡張されているが、本稿では、1自由度系、多自由度系、連続系を制振対象として、その最適設計された動吸振器の制振効果をシミュレーションによって示す。

2. 定点理論

2.1 定点理論とは

定点を用いる考え方は動吸振器の最適設計法を得るために1930年代に考え出され、Den Hartogの著書Mechanical Vibrations¹¹⁾によって広く知られるようになった方法であるが、動吸振器以外の制振器の最適設計にも広く用いることができるので、定点理論と呼称してその概念とそれに基づいた設計法について述べる。

定点理論とは、振動系の周波数応答曲線において、減衰の大きさに関係無く定まる特定な点を利用して制振装置を設計する考え方を言う。減衰を含まない1自由度振動系を主振動系と呼び、これに1自由度の制振器系が取り付けられた2自由度振動系を考える。主振動系の振幅を X 、これに作用する外乱項の振幅を U とすれば、この振動系が次のような振幅比 X/U を持つ周波数伝達関数で表わされるものとする¹²⁾。

$$\frac{X}{U}(\omega) = \sqrt{\frac{(-C\omega^2 + 1)^2 + F^2(\zeta\omega)^2}{(A\omega^4 - B\omega^2 + 1)^2 + (-D\omega^2 + E)^2(\zeta\omega)^2}} \quad (1)$$

このように2自由度系の周波数伝達関数に拡張性を持たせておけば、動吸振器以外の制振器の最適設計にも適用できる。ここに、 ζ は制振器系の減衰比と定義す

* 背戸振動制御研究所
Seto-Vibration Control Laboratory

る。この振動系の振幅比と ζ の関わりを調べる。

本制振器系によって、最も効果的な制振性能を発揮させるには、各パラメータをどのような関係に定めるべきか、その条件を知るために、まず式(1)に関する次のような調査を行う。

(1) $\zeta = 0$ の場合の振幅比：

$$\left. \frac{X}{U} \right|_{\zeta=0} = \frac{-C\omega^2 + 1}{A\omega^4 - B\omega^2 + 1} \quad (2)$$

(2) $\zeta = \infty$ の場合の振幅比：

$$\left. \frac{X}{U} \right|_{\zeta=\infty} = \frac{F}{-D\omega^2 + E} \quad (3)$$

(3) ζ に無関係に定まる振幅式：

式(1)の両辺を二乗して、 ζ^2 項の係数を1にとるような式に変換すれば、

$$\left(\frac{X}{U} \right)^2 = \frac{F^2}{(-D\omega^2 + E)^2} \times \left\{ \frac{(1 - C\omega^2)^2 / (F\omega)^2 + \zeta^2}{(A\omega^4 - B\omega^2 + 1)^2 / [(E - D\omega^2)\omega]^2 + \zeta^2} \right\} \quad (4)$$

上式は次のような関係が成立するとき、 ζ の値と無関係になる。

$$\frac{(1 - C\omega^2)^2}{(A\omega^4 - B\omega^2 + 1)^2} = \frac{(F\omega)^2}{[(E - D\omega^2)\omega]^2} \quad (5)$$

そして、振幅比は次のように定まる。

$$\left. \frac{X}{U} \right| = \left| \frac{F}{-D\omega^2 + E} \right| \quad (6)$$

この式(5)は、式(2)と(3)を等式で表したものと一致し、式(6)は式(3)と一致する。つまり、振幅比 X/U が ζ の値に無関係に定まる点は、 $\zeta = 0$ と $\zeta = \infty$ の2つの振幅倍率曲線の交点にはかならない。このように汎用性のある周波数伝達関数を基に、定点を活用した制振設計論が**定点理論**である。

図1に、縦軸に振幅比 X/U 、横軸に振動数比 ω/Ω_n を取って、式(1)を用いて描かれた種々な ζ の値における振幅倍率曲線と、2つの定点P、Qの関係を表す一例

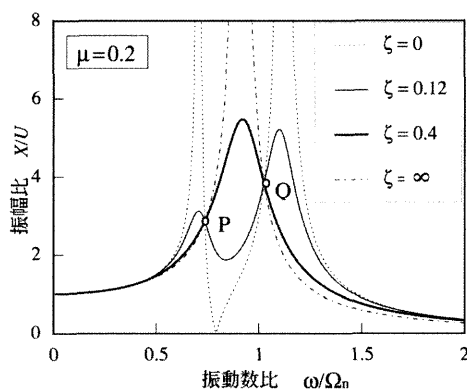


図1 色々の減衰変化による周波数応答

を示す。減衰比 ζ の値に関わらずどの振幅倍率曲線もP、Q点を通してることが分かる。そこで、P、Q点の高さを等しくし(最適同調条件)、その付近を極大とする条件(最適減衰条件)をもって**最適調整条件**が定まる。

2.2 最適同調条件

式(5)から交点を求めるには極性を考慮して、式(5)'のような変換が必要である。

$$\frac{1 - C\omega^2}{A\omega^4 - B\omega^2 + 1} = -\frac{F}{E - D\omega^2} \quad (5)'$$

この式を ω の多項式として整理した後、いくつかの手続きを経て(文献12)参照)、次式を得る。

$$2EAF = D(BF + D - EC) \quad (7)$$

定点P、Qの高さを等しくする条件は、式(7)によって満たされることになる。これを**最適同調条件**と定義する。

最適同調条件が満たされたならば、2つの定点の周波数 ω_p, ω_q は次のように定まる。

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_p^2 \\ \omega_q^2 \end{array} \right\} = \frac{1}{2} \left\{ \frac{BF + CE + D}{CD + AF} \mp \sqrt{\left(\frac{BF + CE + D}{CD + AF} \right)^2 - 4 \frac{E + F}{CD + AF}} \right\} \quad (8)$$

2.3 最適減衰条件

最適減衰は、式(1)の振幅倍率がP、Q点付近において極大になるような減衰である。それは、式(1)を ω^2 に関して微分して得られた極値を表す式に、式(8)によって求めた ω_p 、あるいは ω_q 値を代入することにより求まる。式(1)の二乗を ω^2 によって微分すれば

$$\partial (X/U)^2 / \partial \omega^2 = 0 \quad (9)$$

この解を ζ の多項式として整理すれば次のようになる。

$$K_4 \zeta^4 - K_2 \zeta^2 + K_0 = 0 \quad (10)$$

ここに、係数 K_4, K_2, K_0 (文献12)参照)は ω に関する多項式である。これもいくつかの手続きを経て、 ω_p を代入して求められた ζ の値を ζ_p 、 ω_q の代入による値を ζ_q とすれば ζ_p, ζ_q は次のようになる。

$$\zeta_p^2 = (K_2 / 2K_4) - \sqrt{(K_2 / 2K_4)^2 - (K_0 / K_4)} \quad (11)$$

$$\zeta_q^2 = (K_2 / 2K_4) + \sqrt{(K_2 / 2K_4)^2 - (K_0 / K_4)} \quad (12)$$

実用上は ζ_p, ζ_q のいずれを用いても大差はないが、両者の平均値をもって**最適減衰比** ζ_{opt} と定義する。

$$\zeta_{opt} = \frac{\zeta_p + \zeta_q}{2} \quad (13)$$

3. 動吸振器の設計

3.1 変位振幅比

制振の対象となる主振動系は一般に多数の振動モードを有する多自由度系であるが、ここでは最も問題となるモードを抽出して減衰の無い質量 M 、ばね定数 K を有する1自由度系で表し、これを制振対象とする。この問題となる振動モードを抽出して1自由度モデルを作成する基盤が等価質量同定法¹³⁾である。1自由度系の制振対象に質量 m 、ばね定数 k 、減衰係数 c を有する動吸振器が取り付けられた力学モデルを図2に示す。制振対象には減衰が存在するが、減衰が微小なことが振動原因となるから、減衰を無視して零とおき動吸振器の設計を行う。なお、減衰を考慮した場合の扱いは文献12)に示されている。制振対象に作用する代表的な外乱は地盤からの加振変位 u と加振力 f である。そこで、外乱が正弦波状に加わると考えて、図2ではこれらの外乱を $u = U \sin \omega t$ 、 $f = F \sin \omega t$ とおいている。地盤加振の振幅比は式(1)で表されているので、ここでは主振動系加振を考えよう。

主振動系と動吸振器の運動を変位 x_1, x_2 で表せば、この場合の運動方程式は以下ようになる。

$$\begin{aligned} M\ddot{x}_1 + c\dot{x}_1 + (K+k)x_1 - c\dot{x}_2 - kx_2 &= f = F \sin \omega t \\ m\ddot{x}_2 - c\dot{x}_1 - kx_1 + c\dot{x}_2 + kx_2 &= 0 \end{aligned} \quad (14)$$

ここでも、 $f = Fe^{j\omega t}$ と置けば、主振動系と動吸振器の変位は $x_1 = \bar{X}_1 e^{j\omega t}$ 、 $x_2 = \bar{X}_2 e^{j\omega t}$ と置ける。ここに $\bar{X}_1, \bar{X}_2$ は x_1, x_2 の複素振幅である。これらを振幅比 $\bar{X}_1/F$ 、 $\bar{X}_2/F$ で表すと、

$$\frac{\bar{X}_1}{F}(\omega) = \frac{-m\omega^2 + k + jc\omega}{\{(-M\omega^2 + K)(-m\omega^2 + k) - mk\omega^2\} + j\{-(M+m)\omega^2 + K\}(c\omega)} \quad (15)$$

$$\frac{\bar{X}_2}{F}(\omega) = \frac{k + jc\omega}{\{(-M\omega^2 + K)(-m\omega^2 + k) - mk\omega^2\} + j\{-(M+m)\omega^2 + K\}(c\omega)} \quad (16)$$

各項を $(Mm)^2$ で割り、さらに次の項を導入する。

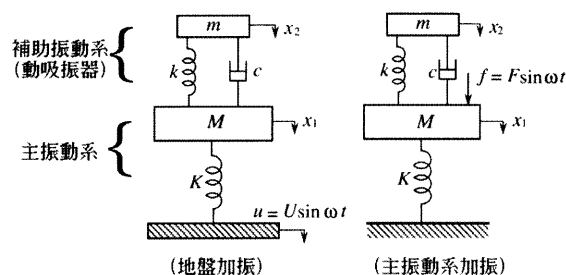


図2 主振動系に動吸振器が取り付けられた力学モデル

$\Omega_n = \sqrt{K/M}$: 主振動系の固有振動数 [rad/s]

$\omega_n = \sqrt{k/m}$: 動吸振器の固有振動数 [rad/s]

$X_{st} = F/K$: 主振動系の静たわみ [m]

$\mu = m/M$: 質量比 [-]

$\zeta = c/(2m\Omega_n)$: 減衰比 [-]

$\lambda = \omega/\Omega_n$: 強制振動数比 [-]

$\gamma = \omega_n/\Omega_n$: 固有振動数比 [-]

さらに、複素振幅を実振幅と位相で表し、 $\bar{X}_1 = X_1 e^{j\phi_1}$ 、 $\bar{X}_2 = X_2 e^{j\phi_2}$ とすれば、

$$\frac{X_1}{X_{st}}(\omega) = \sqrt{\frac{(\gamma^2 - \lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}{[(1 - \lambda^2)(\gamma^2 - \lambda^2) - \mu\gamma^2\lambda^2]^2 + [1 - (1 + \mu)\lambda^2]^2(2\zeta\lambda)^2}} \quad (17)$$

$$\frac{X_2}{X_{st}}(\omega) = \sqrt{\frac{(\gamma^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}{[(1 - \lambda^2)(\gamma^2 - \lambda^2) - \mu\gamma^2\lambda^2]^2 + [1 - (1 + \mu)\lambda^2]^2(2\zeta\lambda)^2}} \quad (18)$$

と表され、 $U = X_{st}$ と置き換えれば、地盤加振であっても主振動系加振であっても同じ式で表わされることが分かる。この X_1/X_{st} を変位振幅比と呼び、この値を最小化することが動吸振器設計の目標となる。したがって、主振動系の変位に対する動吸振器の最適設計式の導出には式(17)を用いることにする。なお、主振動系の加速度に対する加速度振幅比 $\ddot{X}_1/X_{st}$ については後述する。

3.2 最適同調

式(17)を式(1)と対応させれば、 $\omega = \lambda$ と置き換えることによって、係数 A, B, C, D, E, F は以下のようになる。

$$\begin{aligned} A &= 1/\gamma^2, \quad B = 1 + \mu/\gamma^2, \quad C = 1/\gamma^2, \\ D &= 2(1 + \mu)/\gamma^2, \quad E = F = 2/\gamma^2 \end{aligned} \quad (19)$$

これらを式(7)で示された最適同調条件に代入することによって、最適同調をもたす動吸振器と主振動系の固有振動数比 γ は次のように定まる。

$$\gamma = \frac{\omega_n}{\Omega_n} = \frac{1}{1 + \mu} \quad (\text{最適同調}) \quad (20)$$

このように、2つの固有振動数 Ω_n, ω_n の比を μ の関数とし、上式のように定めれば、定点の高さが等しくなる。この条件を最適同調条件とよぶ。このときの2つの定点の周波数比 λ_p, λ_q は式(8)に上記係数を代入し、さらに式(20)を代入することによって式(21)のように定まる。

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda_p^2 \\ \lambda_q^2 \end{array} \right\}_{\gamma = \frac{1}{1 + \mu}} = \frac{1}{(1 + \mu)} \mp \frac{1}{(1 + \mu)} \sqrt{\frac{(\mu)}{(\mu + 2)}} \quad (21)$$

定点の高さは、 λ_p あるいは λ_q を式(2)に代入して、

$$\left. \frac{X}{U} \right|_{\max} = \sqrt{\frac{2+\mu}{\mu}} \quad (22)$$

を得る．この定点付近が変位応答振幅の最大値になるような減衰値が与えられたならば，この式が最適設計時の最大振幅比となる．

3.3 最適減衰

最適減衰は，式(1)の振幅比が P, Q 点付近において極大になるような減衰値として式(9)から求まる．文献(12)に言及したように計算過程は労力を要するが，この λ に λ_p を代入すれば ζ_p が， λ_q を代入すれば ζ_q が以下のように定まる．

$$\left\{ \begin{array}{l} \zeta_p^2 \\ \zeta_q^2 \end{array} \right\} = \frac{\mu}{8(1+\mu)^3} \left\{ 3 \mp \sqrt{\frac{\mu}{2+\mu}} \right\} \quad (23)$$

$\mu \ll 1$ と仮定して， ζ の平均値を求めると次のようになる．

$$\zeta_{opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}} \quad (\text{最適減衰}) \quad (24)$$

この値が最適減衰である．つまり，動吸振器の最適設計法とは，上記の最適同調と最適減衰の条件を満たすことである．

なお，本節では動吸振器の減衰比を $\zeta = c/(2m\Omega_n)$ と定義したが，動吸振器の固有振動数に置き換えて， $\zeta = c/(2m\omega_n) = c/(2\sqrt{mk})$ と定義することもある．その場合は，

$$\zeta_{opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}} \quad (25)$$

となることに注意しよう．

最適同調と最適減衰の条件式(20),(24)が満たされたならば，そのときの主振動系の最大応答振幅は式(22)で定まる値まで振幅倍率が抑制される．つまり，最適設計された動吸振器により主振動系の最大振幅比は次のように設計できることになる．

$$\left. \frac{X}{X_{st}} \right|_{\max} = \sqrt{\frac{2+\mu}{\mu}} \quad (26)$$

例えば，質量比を $\mu = 0.1$ に設定した時，主振動系の周波数応答は図3のようになる．同図において，○印で示した定点 P, Q 点付近を最大値とする応答曲線を得ている．この質量比における最適減衰は $\zeta_{opt} = 0.1679$ となり，最大振幅比は $X/X_{st} = 4.582$ になっている．

さて，動吸振器の最適同調，最適減衰，そのときの最大振幅比は単純に質量比 μ のみの関数として定まることがわかった．したがって，質量比は重要な設計パラメータであることがわかる．図4は質量比をパラメータとした応答振幅の違いを比較したものである．制振効果を高めるには質量比を大きくするのがよいこ

とがわかるが，そのために機械全体が重くなることになる．それを避けるために，通常質量比は0.2以下にとられている．ビルや橋梁，タワーなどの揺れ防止には0.01程度まで小型化することもある．その場合，最適同調が崩れた時の動吸振器の制振性能は著しく低下することになり，それを軽減するために多重動吸振器やアクティブ動吸振器の出番となる．

3.4 動吸振器最適設計時の周波数応答シミュレーション

図5, 6は式(17),(18)に $\Omega_n = 1$ [rad/s] , $\mu = 0.1$ を代入して計算された周波数応答と時間応答のシミュレーション結果である．主振動系の周波数応答を抑制するために動吸振器が大きく動いていることが分かる．

その時の主振動系と動吸振器の時間応答は図6に示される．主振動系の振動が起って動吸振器が動き始めるので，動吸振器では初期の振動を制することはできない．引用文献(5), (10)に示した振子式制振装置やアクティブ動吸振器では初期振動から制することが可能になることを付記しておく．

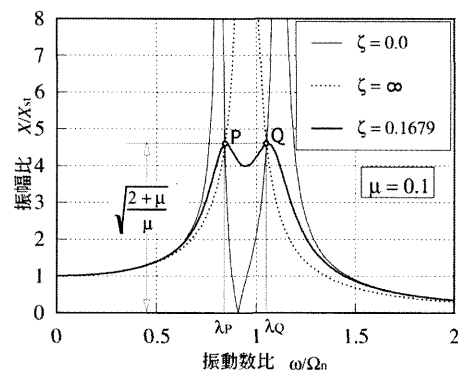


図3 動吸振器に関する2つの最適条件が満たされた時の主振動系の周波数応答

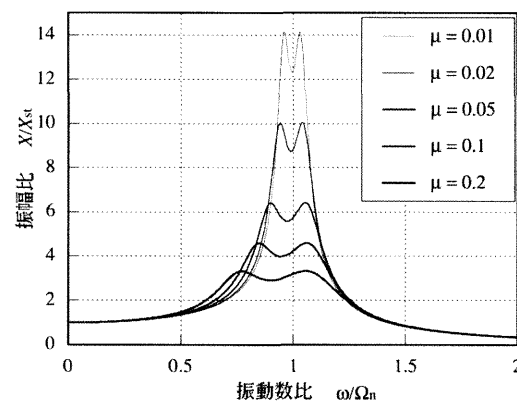


図4 質量比と最大振幅比の関係

4. 主振動系の加速度応答に対する動吸振器の最適設計

4.1 加速度応答に対する振幅比

今まで主振動系の変位応答低減のための動吸振器の最適設計について述べてきたが，加速度応答の低減が重要な場合もある．例えば，我々は振動を加速度レベルで体感するので，動吸振器を用いて建物の居住性を良くしようとすれば加速度応答が重要になる．そこで3.1節に倣って加速度応答に対する実振幅比 A_1/X_{st} に書き改めると以下ようになる．

$$\frac{A_1}{X_{st}}(\omega) = \sqrt{\frac{(\lambda^2)^2 [(\gamma^2 - \lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2]}{[(1 - \gamma^2)(\gamma^2 - \lambda^2) - \mu\gamma^2\lambda^2]^2 + [1 - (1 + \mu)\lambda^2]^2 (2\zeta\lambda)^2}} \quad (27)$$

4.2 加速度応答に対する最適同調，最適減衰，その時の最大振幅比

文献12)，14)によって，加速度応答に対する動吸振器の最適同調条件は以下のように導かれる．

$$\gamma = \frac{1}{\sqrt{1 + \mu}} \quad (\text{加速度応答に対する最適同調}) \quad (28)$$

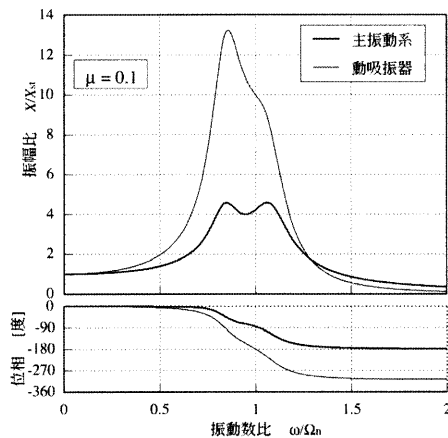


図5 最適条件が満たされた時の主振動系と動吸振器の周波数応答

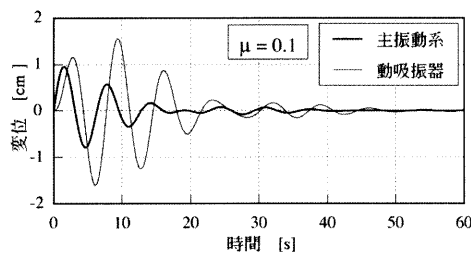


図6 最適条件が満たされた時の主振動系と動吸振器の時間応答

このときの2つの定点の周波数比 λ_p, λ_q は式(29)のように定まる．

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda_p^2 \\ \lambda_q^2 \end{array} \right\}_{\gamma = \frac{1}{\sqrt{1 + \mu}}} = \frac{2}{2 + \mu} \mp \frac{1}{2 + \mu} \sqrt{\frac{2\mu}{\mu + 1}} \quad (29)$$

定点の高さは， λ_p あるいは λ_q を基に，

$$\frac{A_1}{X_{st}} \Big|_{\zeta = \infty} = \sqrt{\frac{2}{\mu(1 + \mu)}} \quad (30)$$

を得る．詳しくは文献12)のページ47～48を参照されたい．この定点付近が変位応答振幅の最大値になるよう減衰値が式(31)のように与えられたならば，

$$\zeta = \sqrt{\frac{3\mu}{4(1 + \mu)(2 + \mu)}} \quad (\text{加速度応答に対する最適減衰}) \quad (31)$$

このとき，式(30)が最適設計時の最大振幅比となる．

4.3 加速度応答のシミュレーション

図7には加速度応答に対する最適同調と最適減衰が満たされた時の主振動系の加速度応答と定点P, Qの関係を示す．この例は $\mu = 0.1$ の場合であるが，質量比と最大加速度振幅比の関係として示すと図8のようになる．加速度応答の場合は共振振動数を超えると最大振

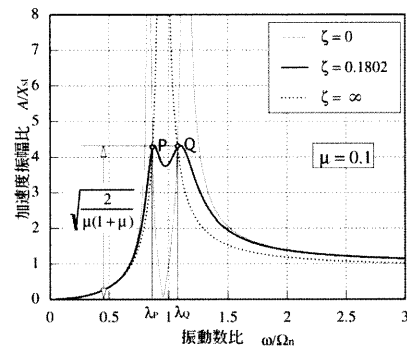


図7 最適同調と最適減衰が満たされた時の主振動系の加速度応答

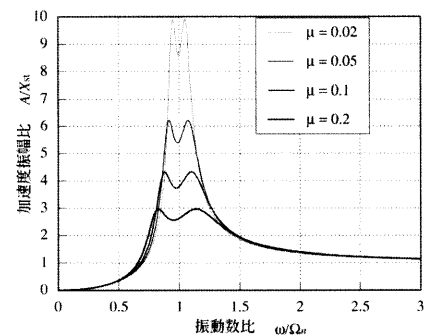


図8 質量比と最大加速度振幅比の関係

幅比が1に収れんすることに留意されたい。

5. 多自由度系の動吸振器による制振シミュレーション例

5.1 4階建て建物の多モード制振への応用

建築・土木工学の分野では動吸振器は同調型マス・ダンパ(Tuned Mass Damper: TMD)と呼ばれている。ここでは、TMDを用いて建物の制振に適用する。3,4階建ての建物は重量車両や新幹線の通過による地盤振動によって揺れることが知られている。重量車両は建物の1次モード、新幹線は2次モードの振動を起こしやすいが、ここでは4次モードまでの振動を4個のTMDによって制振することにする。

振動モード解析によって、1次モードと2次モードの最大振幅が生じる場所は4階の x_4 、3次モードは2階の x_2 、4次モードは1階の x_1 であることが判明したとすれば、各最大振幅が生じる場所で1自由度モデルを作成すると、各等価質量、等価剛性は以下ようになる¹³⁾。

(1次モード) $M_1 = 3,766 \text{ kg}$, $K_1 = 0.072 \times 10^6 \text{ N/m}$

(2次モード) $M_2 = 4,414 \text{ kg}$, $K_2 = 0.640 \times 10^6 \text{ N/m}$

(3次モード) $M_3 = 4,559 \text{ kg}$, $K_3 = 1.534 \times 10^6 \text{ N/m}$

(4次モード) $M_4 = 3,383 \text{ kg}$, $K_4 = 1.753 \times 10^6 \text{ N/m}$

そこで、各モードの最大振幅が生じる場所にTMDを設置するものとして、各モードの質量比を以下のように定める。

$$\mu_1 = 0.1, \mu_2 = 0.05, \mu_3 = 0.03, \mu_4 = 0.02$$

これらの質量比を用いて各モードを制振するための各TMDの最適設計値は表1のように得られる。これらの値を備えた4個のTMDを所定の階に設置して、周波数応答を計算すると図10のようになる。各モードの応答変位のピークは図10に示したごとく良く抑えられていることが分かる。

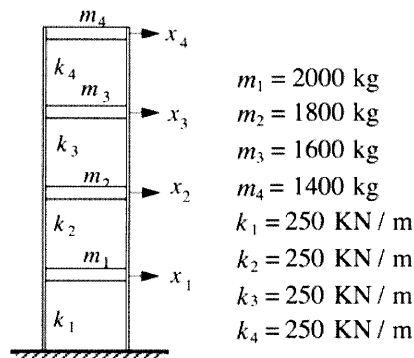


図9 4階建て建物

5.2 片持り構造物の制振¹⁵⁾

ここでは、典型的な分布定数系構造物である、片持りの振動解析と動吸振器による制振問題を扱ってみよう。図11には断面一様な片持りの先端と中ほどに2つの質量が取り付けられた構造物の外観と各定数を示す。この構造物に伝達マトリックス法¹⁵⁾を用いて振動モード解析すると1次から3次までのモードとその固有振動数が図12のようになる。各モードの最大振幅点を動吸振器の取付点と定めて、その場所がモード上に○印で示してある。この構造物は連続体であるので、等価質量を同定法すれば以下になる。

1次モード：4.08 kg, 2次モード：3.42 kg,

3次モード：2.36 kg

そこで、各モードの制振のための動吸振器の質量比を次のように定める。

1次モード： $\mu_1 = 0.15$, 2次モード： $\mu_2 = 0.05$,

3次モード： $\mu_3 = 0.033$

表1 各モードに対応する動吸振器の最適設計値

	質量 [kg]	ばね定数 [kN/m]	減衰係数 [kNs/m]
1次モード	376	5.96	0.61
2次モード	220	29.0	0.79
3次モード	137	43.4	0.52
4次モード	68	37.7	0.26

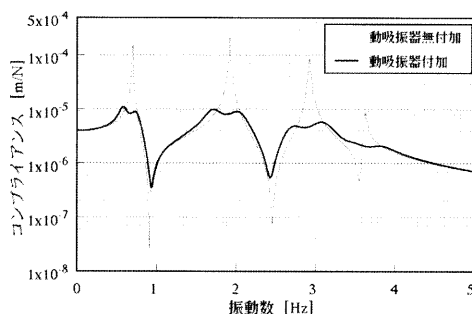


図10 4階部を励振し、その場所の応答変位を調べた周波数応答

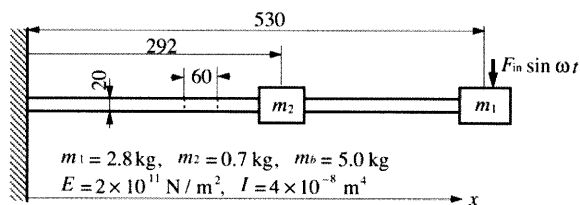


図11 2つの質量を有する片持り構造物

これらの値を用いて各動吸振器を設計し¹²⁾ 図13に示す。これらの値の動吸振器を取り付けたときの周波数応答を図14に示す。動吸振器のない場合との比較によって示されている。このように各モードごとに最適設計された動吸振器によって各モードに共振ピークは良く抑制されている。

6. おわりに

動吸振器は構造原理が簡単で、他の制振装置と比較して軽量に構成できるところから、代表的な制振装置として良く知られており、自動車各部の制振などに多用されている。しかし、その名が示すように、動的に振動を止める装置であるから、設計設置を誤ると唯の重りに過ぎなくなり、期待した制振効果は実現できない。その問題を軽減、もしくは解消する方法や応用事例は紙面の関係で本稿では言及できなかったので、拙書「動吸振器とその応用」で補って頂ければ幸いである。

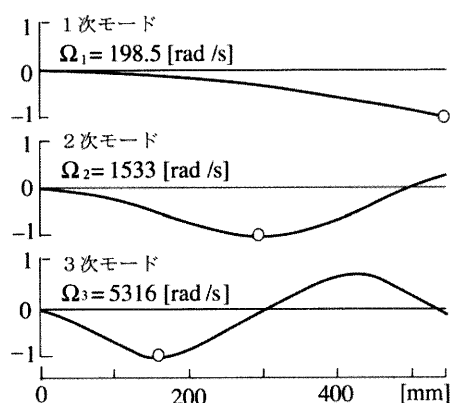


図12 振動モード形と固有振動数

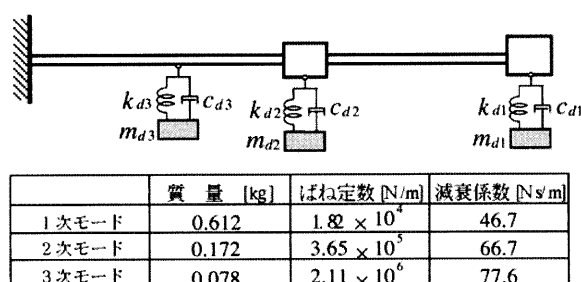


図13 各動吸振器の最適設計値

参考文献

- Ormondroyd, J. and Den Hartog, J. P. : The Theory of the Dynamic Vibration Absorber, Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, **50**-7, (1928)
- Brock, J. E. : A Note on the Damped Vibration Absorber, Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, A-284 (1946)
- Snowdon, J. C. : Dynamic Vibration Absorbers That Have Increased Effectiveness, Trans. ASME, Journal of Engineering for Industry, August, 940/945 (1974)
- 背戸一登, 山之内三男: 磁気ダンピングを有する定数可変型動吸振器の研究, 機論, **44**-378, 542/553 (1978)
- 背戸一登, 岩田義明: 振り子式制振装置の最適調整法, 機論C編, **51**-467, 1454/1462 (1985)
- 背戸一登, 長松昭男, 土井三浩, 猿渡克己, 石浜正男: 流体封入マウントの最適設計法, **57**-534, 453/459 (1991)
- 岩浪孝一, 背戸一登: 並列構造物の制振に関する研究 (P.T.Q点理論による方法), 機論C編, **52**-484, 3063/3072 (1986)
- 岩浪孝一, 背戸一登: 複合動吸振器により制振された振動絶縁器の研究(第1報, 2個の動吸振器の最良調整条件), 機論C編, **47**-415, 283/291 (1981)
- 神谷圭二, 鎌形健太郎, 松本進, 背戸一登: 多重動吸振器の最適設計法, 機論C編, **62**-601, 3400/3405 (1996)
- 背戸一登, 猿渡克己, 藤田勝久, 古石喜朗: 能動的動吸振器の研究, 機論C編, **57**-538, 1834/1841 (1991)
- Den Hartog, J. P. : Mechanical Vibrations, 4th Edition, McGraw-Hill, (1956)
- 背戸一登: 動吸振器とその応用, コロナ社, (2010)
- 背戸一登: 構造物の振動制御, コロナ社, (2006)
- Brock, J. E. : Theory of the Damped Dynamic Vibration Absorber for Inertial Disturbances, Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, **16**-1, 86/92 (1949)
- 背戸一登, 松本幸人: 振動の制御, 丸善, 152/160 (1999)

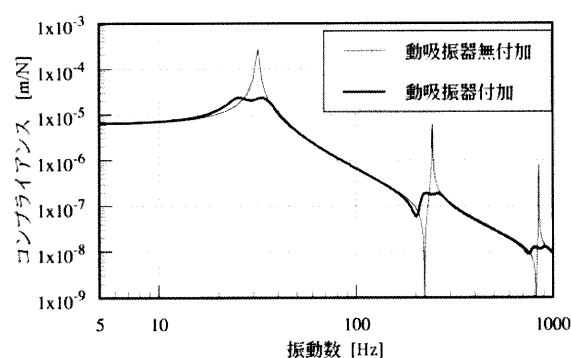


図14 3つの動吸振器の有無によるはり構造物のコンプライアンスの比較