

## 複数の吸振周波数を持つ能動形動吸振器の実現\*

水野 毅<sup>\*1</sup>, 森谷光宏<sup>\*2</sup>, 荒木 獻次<sup>\*1</sup>Design of Active Dynamic Vibration Absorber Systems  
with Multiple Absorption Frequencies

Takeshi MIZUNO, Mitsuhiro MORIYA and Kenji ARAKI

An active dynamic vibration absorber is fabricated to reduce the vibration of the primary system to zero at specified frequencies and to nonresonant levels at the other frequencies. Its controller is designed based on the internal model principle; accordingly, it incorporates a model of multiple-frequency disturbance into its feedback loop. The performance of the system obtained is experimentally studied using a vibration absorber with an electromagnetic servomechanism. The experiment succeeds in removing the vibration at up to four specified frequencies.

**Key Words:** Active Vibration Control, Dynamic Vibration Absorber, Internal Model Principle, Servomechanism, Disturbance Cancellation

## 1. 緒言

近年、機械装置、建物、乗物などの振動を高精度に制御することができる能動形動吸振器に関する研究が活発に行われ<sup>(1)-(5)</sup>、実用化も進められている<sup>(6)</sup>。能動形動吸振器の制振性能は制御方法によって大きく左右され、制振の目的や用途に応じていろいろな理論が制御系設計に適用されている。著者らは、内部安定な出力レギュレーションの理論を適用し、従来のフィードバック制御による振動抑制効果に加えて、単一あるいは複数(理論的には任意個)の特定の周波数で制振対象物の振動を完全に零にすることができる制御系の構成を明らかにしている<sup>(7),(8)</sup>(以下では、振動を零にする性質を出力レギュレーション特性、その周波数を吸振周波数と略称する)。この制御系は、制振対象物に作用する外乱を調和外力としてモデル化し、それをオブザーバによって推定することによって、外乱を直接検出せず一種のフィードフォワード制御を実現するという構成になっている。著者らは、試作した電磁サ

ーボ機構を備えた動吸振器装置において、単一の吸振周波数を持つ制御系を実現し、設定された周波数において振動がほとんど零になることを実証している<sup>(9)</sup>。

しかしながら、上述のような構成の制御系では、一般に、制御対象のパラメータが変動したときに出力レギュレーション特性が保持されるとは限らない。この場合には、制振対象物のパラメータ変動に対しては出力レギュレーション特性が保持されるのに対し、動吸振器部のパラメータが設定値から変動したときには、出力レギュレーション特性は失われてしまう<sup>(10)</sup>。

このような問題を解決する一つの方法は、構造安定性(ロバスト性)を考慮した設計理論を適用することである。著者らは、すでに、吸振周波数が単一の場合については、動吸振器部のパラメータが変動した場合でも、出力レギュレーションを達成する制御系を構成を明らかにし、その有効性を確認している<sup>(11)</sup>。本論文では、単一の吸振周波数の場合の制御系の設計方法を拡張して、複数の吸振周波数を持つ制御系の構造とその極配置問題の解を解析的な形で示す。さらに、開発した電磁サーボ形動吸振器を用いて、実際に複数の周波数において制振対象物の振動をなくすことができることを示す。

\* 平成5年11月15日 Asia-Pacific Vibration Conference '93において講演, 原稿受付 平成6年1月14日。

\*1 正員, 埼玉大学工学部 (〒338 浦和市下大久保 255)。

\*2 富士写真フィルム(株) (〒250-01 南足柄市中沼 210)。

## 2. 基本方程式

本論文で対象とする能動形動吸振器のモデルを図1に示す。制振対象物は、質量 $m_1$ 、バネ $k_1$ 、減衰要素 $c_1$ からなる1自由度系とし、 $m_1$ に作用する外力 $p$ のため、水平方向に振動する。制振対象物の側面には、直流電磁石をアクチュエータとする能動形動吸振器が取り付けられている。補助質量 $m_2$ は、一端Oで回転支持されている。補助質量の振れ角 $\theta$ が微小であるとすると、本装置に関する基本方程式は次式のように求められる<sup>(10)</sup>。

$$(m_1 + m_2) \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 + m_2 \ddot{x}_2 = p(t) \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{x}_1 + (1+r_2)m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 = -\hat{k}_i i \quad (2)$$

ここで、

$$x_2 = l_g \theta, \quad r_2 = \frac{I}{m_2 l_g^2}, \quad \hat{k}_i = 2k_i \frac{l_g}{l_g}$$

$$c_2 = \frac{c_\theta}{l_g}, \quad k_2 = \frac{m_2 g}{l_g} - 2k_s \left(\frac{l_g}{l_g}\right)^2$$

- $l_g$  : 補助質量の支点から重心までの距離
- $l_e$  : 補助質量の支点から電磁石までの距離
- $I$  : 補助質量の重心回りの慣性モーメント
- $k_i, k_s$  : 電磁石の特性係数
- $c_\theta$  : 支点周りの粘性抵抗係数
- $i$  : 電磁石の制御電流

式(1),(2)は、状態方程式を用いて次式のように表すことができる。

$$\dot{x}(t) = A x(t) + b u(t) + d p(t) \quad (3)$$

ここで、

$$x = [x_1 \dot{x}_1 x_2 \dot{x}_2]^T, \quad u = i,$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -(1+r_2)a_1 & -(1+r_2)a_2 & a_3 & a_4 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ a_1 & a_2 & -(1+r_1)a_3 & -(1+r_1)a_4 \end{bmatrix}$$

$$b = \begin{bmatrix} 0 \\ b_0 \\ 0 \\ -(1+r_1)b_0 \end{bmatrix}, \quad d = \begin{bmatrix} 0 \\ (1+r_2)d_0 \\ 0 \\ -d_0 \end{bmatrix}$$

$$a_1 = \frac{k_1}{m_a}, \quad a_2 = \frac{c_1}{m_a}, \quad a_3 = \frac{k_2}{m_a}, \quad a_4 = \frac{c_2}{m_a},$$

$$a_4 = \frac{c_2}{m_a}, \quad d_0 = \frac{1}{m_a}, \quad r_1 = \frac{m_1}{m_2},$$

$$m_a = (1+r_2)m_1 + m_2$$

## 3. 制御系の設計

3.1 外乱モデル 制振対象物に作用する外力は、制御対象への一種の外乱と考えることができる。本論文では、外乱としてつぎのような複合調和外力を想定する。

$$p(t) = \sum_{k=1}^n P_k \cos(\omega_k t + \alpha_k) \quad (4)$$

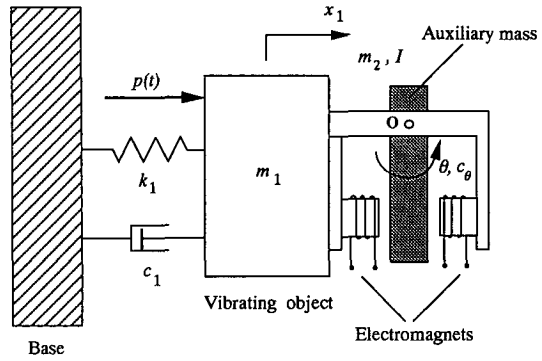


図1 基本モデル

このとき、外乱はつぎのような自由系からの出力として表すことができる。

$$\dot{w}(t) = E w(t) \quad (5)$$

$$p(t) = H w(t) \quad (6)$$

$$w(t) = [w_1 \ w_2 \ \dots \ w_{2n}]^T$$

$$w_{2k-1} = P_k \cos(\omega_k t + \alpha_k), \quad w_{2k} = P_k \sin(\omega_k t + \alpha_k)$$

$$E = \begin{bmatrix} 0 & -\omega_1 & 0 & \dots & 0 \\ \omega_1 & 0 & 0 & & \\ & 0 & -\omega_2 & \ddots & \vdots \\ & \omega_2 & 0 & \ddots & \vdots \\ \vdots & & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & 0 & -\omega_n \\ & & & & \omega_n & 0 \end{bmatrix}$$

$$H = [1 \ 0 \ 1 \ 0 \ \dots \ 1 \ 0]$$

### 3.3 内部モデル原理に基づく制御系の構成

出力レギュレーションを達成するのに必要な振動零点は、外乱モデルをフィードバックループ内に挿入することによって生成することができる。この場合には、制御対象のパラメータが設定値から変動しても、極・零消去に必要な振動零点が必ず現れる<sup>(12)</sup>。本論文では、外乱オブザーバを利用した制御方法<sup>(7),(8)</sup>を参考にしながら、内部モデル原理に基づいて制御入力を次式のように定めることにする。

$$\dot{\xi}(t) = E \xi(t) + D x(t) \quad (7)$$

$$u(t) = F x(t) + G \xi(t) \quad (8)$$

$$\xi(t) = [\xi_1 \ \xi_2 \ \dots \ \xi_{2n}]^T, \quad D = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & & & \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$F = [f_1 \ f_2 \ f_3 \ f_4], \quad G = [g_1 \ g_2 \ \dots \ g_{2n}]$$

設計された補償器のブロック線図を図2に示す。

3.4 極配置 式(9)中のフィードバック係数行列  $F, G$  は、内部モデルを挿入したフィードバック制御系全体が安定になるように選ぶ必要がある。本報では、配置したい閉ループ系の極を予め与えておき、これから決まる特性多項式

$$\Delta(s) = s^{2n+4} + \beta_{2n+3} s^{2n+3} + \beta_{2n+2} s^{2n+2} + \dots + \beta_1 s + \beta_0 \quad (9)$$

と実際の閉ループ系の特性多項式とが一致するように  $F, G$  を定める。

以下の解析では、簡単のため、制御対象および動的補償器において初期値はすべて零とする。また、ラプラス変換された変数を大文字で表す。

式(7), (8)から、制御入力は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} U(s) &= (f_1 + f_2 s) X_1(s) + (f_3 + f_4 s) X_2(s) \\ &\quad + \sum_{k=1}^n \frac{g_{2k-1} s + g_{2k} \omega_k}{s^2 + \omega_k^2} X_1(s) \\ &= (f_1 + f_2 s) X_1(s) + (f_3 + f_4 s) X_2(s) \\ &\quad + \frac{\sum_{k=0}^{2n-1} h_k s^k}{\prod_{k=1}^n (s^2 + \omega_k^2)} X_1(s) \end{aligned} \quad (10)$$

式(1), (2), (10)から次式が得られる。

$$\begin{aligned} (s^2 - a_{22} s - a_{21}) X_1(s) &= (a_{24} s + a_{23}) X_2(s) \\ &\quad + b_0 \frac{\sum_{k=0}^{2n-1} h_k s^k}{\prod_{k=1}^n (s^2 + \omega_k^2)} X_1(s) + (1+r_2) d_0 P(s) \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} (s^2 - a_{44} s - a_{43}) X_2(s) &= (a_{42} s + a_{41}) X_1(s) \\ &\quad + (1+r_1) b_0 \frac{\sum_{k=0}^{2n-1} h_k s^k}{\prod_{k=1}^n (s^2 + \omega_k^2)} X_1(s) - d_0 P(s) \end{aligned} \quad (12)$$

ここで、

$$\begin{aligned} a_{21} &= -(1+r_2) a_1 + b_0 f_1, & a_{22} &= -(1+r_2) a_2 + b_0 f_2, \\ a_{23} &= a_3 + b_0 f_3, & a_{24} &= a_4 + b_0 f_4, \\ a_{41} &= a_1 - (1+r_1) b_0 f_1, & a_{42} &= a_2 - (1+r_1) b_0 f_2, \\ a_{43} &= -(1+r_1) (a_3 + b_0 f_3), & a_{44} &= -(1+r_1) (a_4 + b_0 f_4) \end{aligned}$$

式(12)から  $X_2$  を求め、これを式(11)に代入すると、制御対象物の変位と外力との間の伝達関数が次式のように求められる。

$$\begin{aligned} X_1(s) &= \frac{(s^2 + \gamma a_{24} s + \gamma a_{23}) \prod_{k=1}^n (s^2 + \omega_k^2)}{t_c(s) \prod_{k=1}^n (s^2 + \omega_k^2) - b_0 s^2 \sum_{k=0}^{2n-1} h_k s^k} (1+r_2) d_0 P(s) \end{aligned} \quad (13)$$

ここで、

$$\begin{aligned} \gamma &= \frac{\lambda}{1+r_1}, \quad \lambda = r_1 r_2 + r_1 + r_2 \\ t_c(s) &= (s^2 - a_{22} s - a_{21}) (s^2 - a_{44} s - a_{43}) \\ &\quad - (a_{24} s + a_{23}) (a_{42} s + a_{41}) \end{aligned} \quad (14)$$

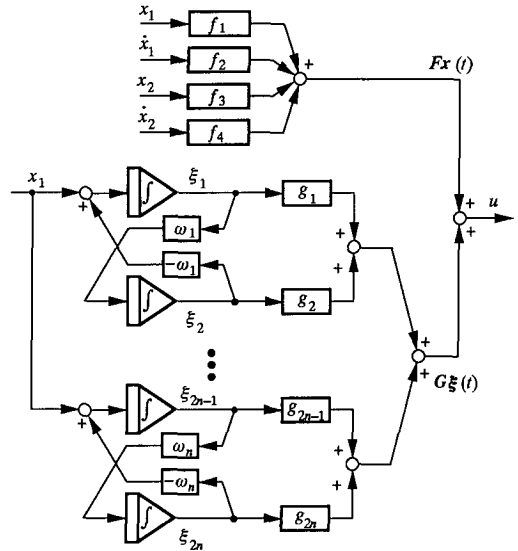


図2 制御器のブロック線図

したがって、閉ループ系の特性多項式は、つぎのように求められる。

$$\begin{aligned} t_e(s) &= t_c(s) \prod_{k=1}^n (s^2 + \omega_k^2) - b_0 s^2 \sum_{k=0}^{2n-1} h_k s^k \\ &= s^{2n+4} + c_{2n+3} s^{2n+3} + c_{2n+2} s^{2n+2} + \dots + c_1 s + c_0 \end{aligned} \quad (15)$$

ここで、

$$\begin{aligned} c_0 &= \lambda a_1 (a_3 + b_0 f_3) \prod_{k=1}^n \omega_k^2 \\ c_1 &= \lambda \{ a_2 a_{23} + a_1 (a_4 + b_0 f_4) \} \prod_{k=1}^n \omega_k^2 \\ c_{2n+2} &= \sum_{k=1}^n \omega_k^2 + (1+r_2) a_1 - b_0 f_1 + (1+r_1) a_{23} + \lambda a_2 a_{24} \\ c_{2n+3} &= (1+r_2) a_2 - b_0 f_2 - a_{44} \end{aligned}$$

式(9)と式(15)とを比較することによって、 $F$ の各要素がつぎのように求められる。

$$f_3 = \frac{1}{b_0} \left( \frac{\beta_0}{\lambda a_1 \prod_{k=1}^n \omega_k^2} - a_3 \right) \quad (16)$$

$$f_4 = \frac{1}{b_0} \left( \frac{\beta_1 - \frac{a_2}{a_1} \beta_0}{\lambda a_0 \prod_{k=1}^n \omega_k^2} - a_4 \right) \quad (17)$$

$$f_1 = \frac{1}{b_0} \left\{ \sum_{k=1}^n \omega_k^2 + (1+r_2) a_1 + (1+r_1) a_{23} + \lambda a_2 a_{24} - \beta_{2n+2} \right\} \quad (18)$$

$$f_2 = \frac{1}{b_0} \{ (1+r_2) a_2 - a_{44} - \beta_{2n+3} \} \quad (19)$$

これらを式(14)に代入すると  $t_c(s)$  が定まるので、式(15)から係数  $\{h_k\}$  は次式から求められることになる。

$$s^2 \sum_{k=0}^{2n-1} h_k s^k = \frac{1}{b_0} \{ t_c(s) \prod_{k=1}^n (s^2 + \omega_k^2) - \Delta(s) \} \quad (20)$$

制御系を構成するのに直接必要となる係数  $\{g_k\}$  は、つぎのように得られる。式(10)から次式が成立することがわかる。

$$\sum_{k=1}^n \frac{g_{2k-1}s + g_{2k}\omega_k}{s^2 + \omega_k^2} = \frac{\sum_{k=0}^{2n-1} h_k s^k}{\prod_{k=1}^n (s^2 + \omega_k^2)} \quad (21)$$

したがって、次式が得られる。

$$g_{2m-1} = \frac{1}{\omega_m} \operatorname{Im} \left[ \frac{\sum_{k=0}^{2n-1} h_k (j\omega_m)^k}{\prod_{\substack{k=1 \\ k \neq m}}^n (\omega_k^2 - \omega_m^2)} \right] \quad (22)$$

$$g_{2m} = \operatorname{Re} \left[ \frac{\sum_{k=0}^{2n-1} h_k (j\omega_m)^k}{\prod_{\substack{k=1 \\ k \neq m}}^n (\omega_k^2 - \omega_m^2)} \right] \quad (23)$$

( $m=1, 2, \dots, n$ )

式(20)で $s=j\omega_k$ として式(22), (23)へ代入すると,  $\{g_k\}$ が  
つぎのように求められる。

$$g_{2m-1} = \frac{1}{h_0 \omega_m^3} \operatorname{Im} \left[ \frac{\Delta(j\omega_m)}{\prod_{\substack{k=1 \\ k \neq m}}^n (\omega_k^2 - \omega_m^2)} \right] \quad (24)$$

$$g_{2m} = \frac{1}{h_0 \omega_m^2} \operatorname{Re} \left[ \frac{\Delta(j\omega_m)}{\prod_{\substack{k=1 \\ k \neq m}}^n (\omega_k^2 - \omega_m^2)} \right] \quad (25)$$

## 4. 実験

**4.1 実験装置** 実験に使用した装置の構造を図3に示す。2枚の板バネを介してベースに結合された振動台上には、モータが固定され、その回転軸に円板状の試験回転体に取りつけられている。この円板の所定の位置におもりを取り付け、不釣り合い力を利用して調和外力を発生させる。なお、装置の諸元は文献(10)に記載されている。

制振対象物および補助質量の変位 $x_1, x_2$ は、渦電流形変位センサによって検出している。速度は、これらの信号をアナログ回路によって微分して求めている。これらの4つの信号は浮動小数点演算DSP (NEC  $\mu$ PD 77230) を核とするデジタル制御装置に入力される。制御装置では、外乱モデルを含む補償入力を計算し、電磁石の駆動回路に指令値を出力する。補償入力の計算には、連続時間領域で設計された動的補償器(式(7), (8)参照)を離散時間系に変換したものを用いる。なお、制御周期は、吸振周波数2, 3, 4個の場合で、それぞれ123, 142, 160  $\mu$ secである。

**4.2 実験結果** 以下では、実験結果は記号(●, ▲など)、対応する理論値を線(実線, 破線など)で示す。単一の吸振周波数を持つ場合については、すでに報告している<sup>(11)</sup>ので、ここでは複数の吸振周波数を持つ場合の結果を示す。また、閉ループ系の極は、特性多項式をつぎのように書き直し、固有振動数と減衰率で指定することにする。

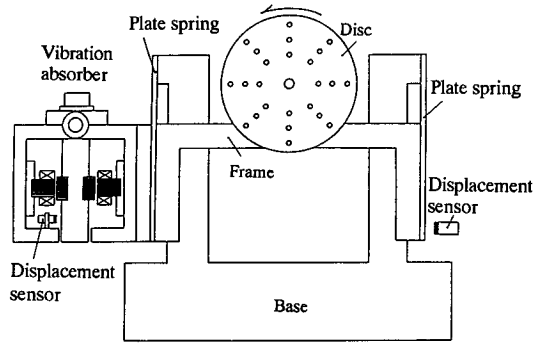


図3 実験装置の構造

$$\begin{aligned} \Delta(s) &= s^{2n+4} + \beta_{2n+3} s^{2n+3} + \dots + \beta_1 s + \beta_0 \\ &= \prod_{k=1}^{n+2} (s^2 + 2\zeta_k \omega_{ck} s + \omega_{ck}^2) \\ &= \prod_{k=1}^{n+2} \{s^2 + 2\zeta_k (2\pi f_{ck})s + (2\pi f_{ck})^2\} \end{aligned} \quad (27)$$

(1) 吸振周波数が2個の場合(図4, 図5, 図6)

図4は、吸振周波数を25Hzと30Hzと設定したときの

(a) 動吸振器が作動していないとき

(b) 制御を施したとき

の各回転速度における制振対象物の振動振幅を示したものである。(b)の場合、閉ループ系の極はつぎのように指定している。

$$\{f_{c1}, \dots, f_{c4}\} = \{20.0, 25.0, 30.0, 35.0\} \text{ [Hz]}$$

$$\{\zeta_1, \dots, \zeta_4\} = \{0.1, 0.1, 0.1, 0.1\}$$

図4(a)からわかるように、動吸振器が作動していないときに制振対象物は27.5Hzに共振点を持ち、振動変位24  $\mu$ mの振動が観測される。これに対し、提案する制御則を実施すると、設定された周波数で振動をほぼ零にできることが確認できる。

つぎに、極の配置の影響を調べた結果を図5, 図6に示す。図5では減衰率を

$$\{\zeta_1, \dots, \zeta_4\} = \{0.1, 0.1, 0.1, 0.1\}$$

として、固有周波数を以下のように設定している。

$$(a) \{f_{c1}, \dots, f_{c4}\} = \{25.0, 25.0, 30.0, 30.0\} \text{ [Hz]}$$

$$(b) \{f_{c1}, \dots, f_{c4}\} = \{20.0, 25.0, 30.0, 35.0\} \text{ [Hz]}$$

$$(c) \{f_{c1}, \dots, f_{c4}\} = \{20.0, 20.0, 35.0, 35.0\} \text{ [Hz]}$$

図5(c)から、固有振動数を吸振周波数の外側に持っていくと、吸振周波数の間の振動は小さくできるが、その外側では振動は大きくなってしまふことがわかる。

図6では固有周波数を

$$\{f_{c1}, \dots, f_{c4}\} = \{20.0, 25.0, 30.0, 35.0\} \text{ [Hz]}$$

として減衰率を

$$(a) \{\zeta_1, \dots, \zeta_4\} = \{0.1, 0.1, 0.1, 0.1\}$$

$$(b) \{\zeta_1, \dots, \zeta_4\} = \{0.2, 0.2, 0.2, 0.2\}$$

$$(c) \{\zeta_1, \dots, \zeta_4\} = \{0.3, 0.3, 0.3, 0.3\}$$

と変化させた場合を示している。図から、減衰率を大きくすると、全般的に振動のレベルを低減することが

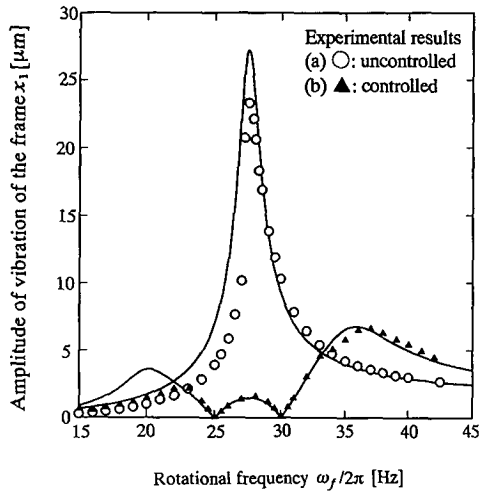


図4 各回転速度における制振対象物の振動変位

できることがわかる。これらの結果から、極の配置を変えることによって、さまざま振動特性を実現できることがわかる。

図4～図6で示した結果では、理論値と実験値とは比較的良好に一致している。しかし、周波数の低い領域での振動変位については、実験値の方が小さくなる傾向がある。また、制御を実施したときの設定周波数近傍の振動のピークの値などについても、実験値と理論値とが多少異なっている。これは、制振対象物の同定結果に誤差があり、理論計算に用いた制振対象物のパラメータの値が実際の値と厳密に一致していなかったためであると考えられる。

(2) 吸振周波数が3個の場合(図7)

図8には、吸振周波数を22.5Hz、27.5Hz、32.5Hzとし、閉ループ系の極を

$$\{\zeta_1, \dots, \zeta_5\} = \{0.1, 0.1, 0.1, 0.1, 0.1\}$$

として

$$(a) \{f_{c1}, \dots, f_{c5}\} = \{22.5, 22.5, 27.5, 32.5, 32.5\} \text{ [Hz]}$$

$$(b) \{f_{c1}, \dots, f_{c5}\} = \{20.0, 22.5, 27.5, 32.5, 35.0\} \text{ [Hz]}$$

$$(c) \{f_{c1}, \dots, f_{c5}\} = \{20.0, 20.0, 27.5, 35.0, 35.0\} \text{ [Hz]}$$

の3通りに変化したものを示す。図から閉ループ系の極を吸振周波数の外側に持ってくることによって、吸振周波数の間(22.5Hz～32.5Hz)の振動を小さくできることがわかる。

(3) 吸振周波数が4個の場合(図8)

吸振周波数を20.0Hz、25.0Hz、30.0Hz、35.0Hzとし、閉ループ系の極を

$$\{\zeta_1, \dots, \zeta_6\} = \{0.1, 0.1, 0.1, 0.1, 0.1, 0.1\}$$

$$\{f_{c1}, \dots, f_{c6}\} = \{20.0, 22.5, 25.0, 30.0, 32.5, 35.0\} \text{ [Hz]}$$

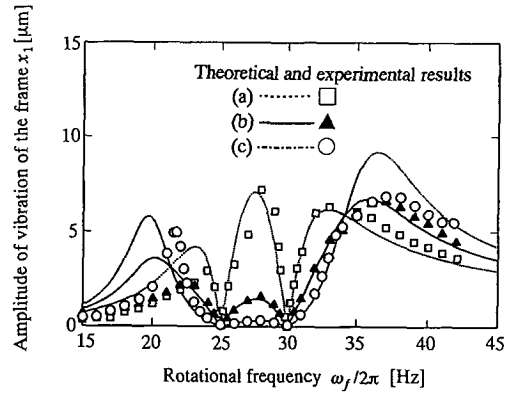


図5 閉ループ系の極配置と制振特性  
(吸振周波数: 2個, 固有振動数を変化させたとき)

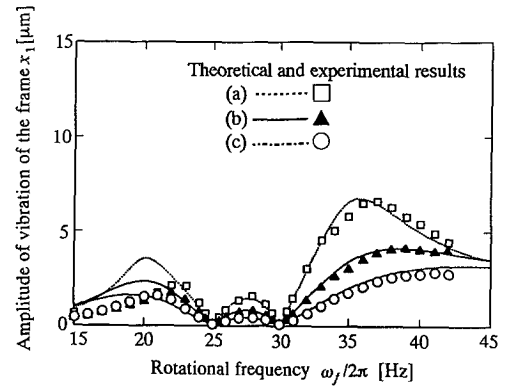


図6 閉ループ系の極配置と制振特性  
(吸振周波数: 2個, 減衰率を変化させたとき)

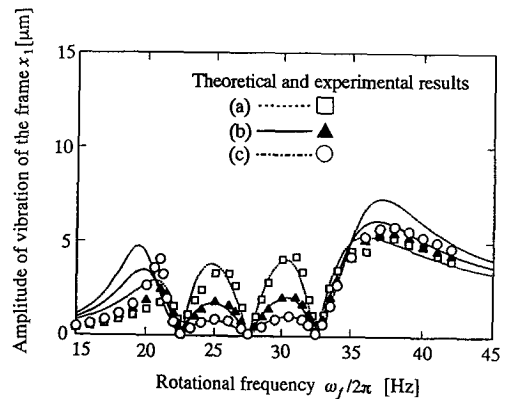


図7 閉ループ系の極配置と制振特性  
(吸振周波数: 3個, 固有振動数を変化させたとき)

とした制御系の応答を図8に示す。図から、設定された周波数で制振対象物の振動がほとんどなくなっていることを含めて、理論値と実験結果がよく一致していることがわかる。

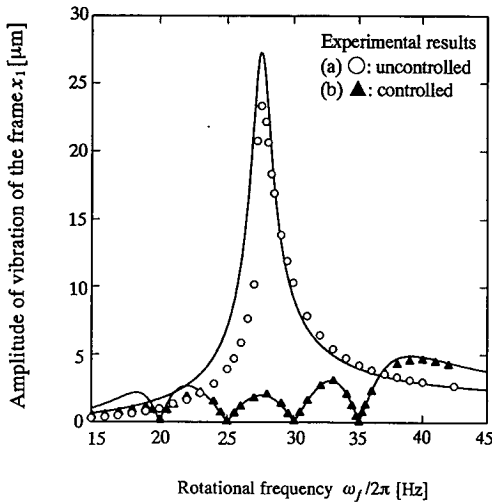


図8 4個の吸振周波数を持つ系の制振特性

### 7. 結論

電磁石をアクチュエータとする能動形動吸振器において、内部モデル原理に基づいて構造安定な出力レギュレーション特性を持つ制御系を実現し、複数の設定された周波数で実際に振動をほぼ零にすることができることを確認した。その結果を要約すると以下のようになる。

- (1) フィードバックループに複合調和外力のモデルを挿入することによって、外力と制振対象物との間の伝達関数が複合調和外力の振動数と等しい値を持つ振動零点を持つようになるので、それらの振動数で制振対象物の定常振動を零にする制御系が構成できる。
- (2) 吸振周波数および閉ループ系の極を指定すると、動的補償器の各係数は、複雑な数値計算を必要とせず、解析的な形で求められる。
- (3) 閉ループ系の極の配置によって、吸振周波数の付近の振動特性は変化する。極の配置の仕方によっては、吸振周波数間の振動を非常に小さくできる。
- (4) 電磁サーボ式動吸振器を備えた実験装置において、吸振周波数を2～4個とした制御系を実現し、設定された周波数で制振対象物の振動がほとんどなくなることを確認した。

以上の結果から、提案する動吸振器制御系では、設

計パラメータとして

- (1) 吸振周波数の個数
- (2) その周波数の値
- (3) 閉ループ系の極

を持っており、これらを適切に選ぶことによって、様々な制振特性を実現できることがわかる。

### 文献

- (1) 田中, 菊島: 衝撃応答抑制機能を有する動吸振器に関する研究(第一報, 予見動作による制振原理), 機論, 52-484, C(1986), 3175.
- (2) 吉田, 下郷, 西村: アクティブ動吸振器による不規則振動の最適制御(フィードフォワード併合制御の効果に関する実験的考察), 機論, 53-495, C(1987), 2310.
- (3) 日野, 岩井, 若宮: 動吸振器形能動制振系における適応極配置法の応用, 機論, 57-533, C(1991), 94.
- (4) 背戸, 猿渡, 藤田, 古石: 能動的動吸振器の研究, 機論, 57-538, C(1991), 1834.
- (5) 野波, 西村, 崔: 多自由度振動系の外乱相殺制御(固定面を利用する制振器およびアクティブ動吸振器を用いる場合), 機論, 58-545, C(1992), 68.
- (6) Yamazaki, S., Nagata, N., and Abiru, H.: Tuned Active Dampers Installed in the Minato Mirai (MM) 21 Landmark Tower in Yokohama, *J. Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 41-44 (1992)1937.
- (7) 水野: 能動形動吸振器系の出力レギュレーション制御, 計測自動制御学会論文集, 24-4, (1988), 400.
- (8) 水野, 荒木: 出力レギュレーション理論による能動形動吸振器の制御系設計と制振特性解析, 計測自動制御学会論文集, 26-6, (1990)692.
- (9) Mizuno, T., and K. Araki: Control System Design of a Dynamic Absorber with an Electromagnetic Servomechanism, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 7(4), (1993), 293.
- (10) 水野, 森谷, 荒木: 電磁サーボ式動吸振器の出力レギュレーション制御, 機論, 58-556, C(1992), 3523.
- (11) Mizuno, T., M. Moriya, and K. Araki: Robust Solutions to the Regulator Problem in an Active Dynamic Vibration Absorber System. *Proc. 12th World Congress IFAC*, Vol.4, (1993), 501.
- (12) Francis, B. A., and W. M. Wonham: The Role of Transmission Zeros in Linear Multivariable Regulators. *Int. J. Control*, Vol.22, No.5, (1975), 657.