能動的動吸振器の研究*

背戸 一登^{*1}, 猿渡 克己^{*2}
藤田 勝久^{*3}, 古石 喜郎^{*4}

A Study on Active Dynamic Absorbers

Kazuto SETO, Katumi SAWATARI, Katushisa FUJITA and Yoshirou FURUISHI

Although it is known that active dynamic absorbers are useful for controlling the vibration of structures, the design method for popular usage has not yet been established. This paper proposes the design method of the active dynamic absorber by the use of the LQ optimum control theory. First, nondimensional representations of the state space formulation of the structure and active dynamic absorber system, the state feedback gain matrix, and the weight matrix are constructed to obtain a generality. Secondly, the relationship between the vibration control effect and parameters of the weight matrix are clarified for designing. The design data are prepared as the nondimensional root locus, the frequency response, and the impulse response charts. The effectiveness of the active dynamic absorber designed through this method is demonstrated experimentally.

Key Words: Vibration, Vibration Control, Control Device, Damper, Active Dynamic Absorber

1. 緒 言

最近, 機械装置に限らず, 乗り物, 土木建築構造物, 宇宙構造物など, 各方面で振動に起因する障害を防止して, 機能, 性能の維持向上を図るために制振装置の研究が盛んになってきた⁽¹⁾. 制振装置は受動形と能動形に大別されるが, 動吸振器は受動的制振装置を代表する制振装置である. これは, 補助質量を反力として制振力を得ているために取付場所の制約を受けることが少なく, また, 質量とばね, およびダンパの3要素に巧みな動力学的バランスを持たせることによって優れた制振効果を作り出しているので, 広く使用されている. 最近では, 動吸振器による多自由度系の制振理論も明らかにされており⁽²⁾, さらに応用面が拡大される動向にある⁽³⁾.

ところが, 動吸振器はセンサという目を持たないために, 制振対象やこれ自身の特性に変化があった場合に応ずることができない. 特に, 質量比が小さい場合

その問題が顕著に現れる. そこで, 二重動吸振器や磁気減衰動吸振器の提案があり, その問題がある程度緩和できることが示されたのである⁽⁴⁾が, 特性変化が大きい場合には, 根本的解決に至っていない.

一方, 最近この問題を補完できる能動的動吸振器が注目されるようになってきた. アクティブマスダンパとも呼ばれており, 高層建築物の振動制御に盛んに応用されようとしている^{(5)~(8)}. これは, 制振対象や吸振器質量の変位や速度をセンサで測定してこれらの物理量を状態フィードバックするので, 前記の特性変化に対してロバスト性がある. この制御系の設計には, 主にLQあるいはLQG制御理論が用いられている. この吸振器の開発研究が活性化した背景には, LQ理論を実現するコンピュータの利用技術の発達が挙げられる. 特に, 状態フィードバック制御則を決定するリカッチ方程式がパーソナルコンピュータで容易に解けるようになったことの意義は大きい.

その反面, 重み係数や重み行列を適当に与えるだけでこのフィードバック制御則はブラックボックス的に決定されるので, 今まで行われてきた一連の研究はケーススタディに留まっており一般性に欠ける. したがって, LQ理論による能動的動吸振器の設計法や制振性能が十分に解明されているとはいえない.

* 原稿受付 平成2年11月7日.

^{*1} 正員, 防衛大学校 (〒239 横須賀市走水1-10-20).^{*2} 防衛大学校.^{*3} 正員, 三菱重工業(株)高砂研究所 (〒676 高砂市荒井町新浜2-1-1).^{*4} 三菱電機(株)電子商品開発研究所 (〒617 長岡京市馬場岡所1).

そこで、本研究では、電磁アクチュエータを用いた能動的動吸振器を構成し、これをLQ制御理論を用いて制御した時の制振性能を明らかにしようとするものである。まず、一般性のある結果が得られるように制御系を無次元化表示した後、制御系設計の指針を得るために制振効果と重み係数や重み行列の関わりについて解明する。ついで、制振効果とアクチュエータの動特性の関係を明らかにする。さらに、吸振器構造と省エネルギー化設計の関わりを知見を得ようとしている。最後に、得られた結果について実験によって検証する。

本論文で用いる主な記号

- M : 制振対象質量 kg
 K : 制振対象のばね定数 N/m
 m : アクティブ質量 kg
 k : 支持ばね定数 N/m
 L : 駆動コイルのインダクタンス H
 R_c : 駆動コイルの抵抗 Ω
 T : 時定数 (L/R) s⁻¹
 X : 制振対象の変位 m
 x : アクティブ質量の変位 m
 x_d : 相対変位 $(x - X)$ m
 f_c : 制振力 N
 f_d : 外力 N
 e_c : 制御電圧 V
 I : 駆動電流 A
 K_c : アクチュエータの力係数 N/A
 K_s : 変位センサの変換係数 V/m
 K_v : 外力の変換係数 N/V
 μ : 質量比 $= m/M$
 Ω_n : 制振対象の固有振動数 $= \sqrt{K/M}$
 ω_n : 能動的動吸振器の固有振動数 $= \sqrt{k/m}$
 γ : 固有振動比 $= \omega_n/\Omega_n$
 τ : 時定数比 $= 1/T/\Omega_n$
 K : 状態フィードバックゲインベクトル
 $-$: 無次元量

図1 本能動的動吸振器の構造

2. 本能動的動吸振器の構造

今までに提案されている能動的動吸振器は、アクチュエータに注入する動力源の相違によって、油圧力と電磁力方式に大別される。また、補助質量の駆動方式によって、リニア駆動方式とモータ駆動方式がある。前者は補助質量を直動する方式であり、後者はサーボモータによってボールねじを回転することによって間接的に補助質量を直動させる方式である。補助質量の支持方法によっても、吊り下げ支持、ばね支持、案内面支持など方式が採られている。この補助質量はアクティブに制御されるので、アクティブ質量と呼ばれることが多い。

著者らは、すでに2種類の電磁力リニア駆動によるばね支持方式の能動的動吸振器⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾を提案したが、本研究では一般性を考慮して、図1に示すような標準的な能動的動吸振器の駆動部を構成した。これは、リング状磁気回路を有するアクティブ質量、これを両側から支える補助ばね、駆動コイル、制振対象への取付部を有する本体、および、本体とアクティブ質量間の相対変位を検出する変位センサより成っている。アクティブ質量はリニア案内面で支持されているので、この能動的動吸振器は案内面支持による電磁力式リニアアクチュエータ方式である。

図2は、1自由度系の制振対象に取付けられた能動的動吸振器の構造を示す。本動吸振器は、図1に示した駆動部とコントローラ部より成っている。コントローラでは、2個の変位センサによって検出された制振対象の絶対変位 X と前記相対変位 x_d から、各速度信号 $\dot{X}$, $\dot{x}_d$ を作り出し、また制御電流 I も検出して、これらの五つの信号にフィードバックゲインを乗算して状態フィードバックの制御量 u を作り出している。この構造の特徴は、センサと駆動部、それにコントローラ

図2 1自由度系の制振対象に取付けられた能動的動吸振器

ラが一体になっており、縦置き、横置き自在であって、取付方向に制約がないので応用面が広いことである。

3. 状態方程式による記述と制御系設計

3・1 運動方程式と状態方程式 図2において、各質点の運動方程式と駆動電流の式を表すと次のようになる。

$$\ddot{X} = \frac{1}{M} \{-KX - C\dot{X} + k(x - X) + f_v + f_c\} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\ddot{x} = \frac{1}{m} \{-k(x - X) - f_c\} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\dot{I} = \frac{1}{L} (-R_c I + e_c - e_b) \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$f_c = K_c I \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$e_b = -K_b(\dot{x} - \dot{X}) \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここに、 K_c は力係数、 K_b は逆起電力係数であり、 e_c 、 e_b は制御電圧と逆起電力を示す。ここで、相対変位を次のように定義する。

$$x_d = x - X \quad \dots\dots\dots (6)$$

この相対変位を用いて、状態ベクトルを以下のように定義する。

$$X = \{\dot{X} \quad \dot{x}_d \quad X \quad x_d \quad I\}^T = \{x_1 \quad x_2 \quad x_3 \quad x_4 \quad x_5\}^T \quad \dots\dots\dots (7)$$

この状態ベクトルを用いて、式(1)～(5)の関係を状態方程式で表すと次のようになる。

$$\dot{X} = AX + bu + dv \quad \dots\dots\dots (8)$$

ただし

$$A = \begin{bmatrix} C/M & 0 & -K/M & k/M & K_c/M \\ C/M & 0 & K/M & -(1+m/M)(k/M) & -(1/M+1/m)K_c \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_b/L & 0 & 0 & -1/T \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$b = [0 \ 0 \ 0 \ 1/L]^T \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$d = [K_v/M \ -K_v/M \ 0 \ 0 \ 0]^T \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$u = e_c \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$v = f_v/K_v \quad \dots\dots\dots (13)$$

と定義する。ここに、 $T = L/R_c$ は時定数である。

また、注目されるのは制振対象の変位であるので出力方程式は次のようになる。

$$y = cX \quad \dots\dots\dots (14)$$

ここに、

$$c = [0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0]$$

そこで、この能動的動吸振器においては、次のような状態フィードバックを施すようにする。

$$u = -KX \quad \dots\dots\dots (15)$$

ここで、状態フィードバックゲインベクトル K を次のように定義する。

$$K = K_s \{k_1 \ k_2 \ k_3 \ k_4 \ k_5\} \quad \dots\dots\dots (16)$$

ここに、 K_s は変位と電圧の変換係数である。式(7)～(15)の関係を信号伝達線図で表すと図3のようになる。ただし、 s は微分演算子である。

よく知られているように、LQ制御理論を用いれば、漸近安定が保証された制御系を構成するために、このベクトル K の値をブラックボックスの状態で決定することができる。

3・2 無次元化状態方程式表示 しかし、この状態方程式のまま制御系を設計したのでは、能動的動吸振器の一般的性質をつかみ、一般性のある制御系設計の資料を得ることができない。そこで、この問題に対処するために、以下の手順で状態方程式の無次元化を図る。まず、次のような無次元量を導入する。

$$\mu = m/M$$

$$\gamma = \omega_n/\Omega_n$$

図3 図2に示した振動制御系の信号伝達線図表示

$$\begin{aligned}\zeta &= C/(2\sqrt{K/M}) \\ \tau &= (1/T)/\Omega_n \\ \delta &= K_c K_b \tau / (R_c M \Omega_n) \dots\dots\dots (17)\end{aligned}$$

ただし、 $\omega_n = \sqrt{k/m}$ 、 $\Omega_n = \sqrt{K/M}$ は各々動吸振器と制御対象の固有振動数である。次に、下記のようなスケール変換係数を導入する。

$$\begin{aligned}s &= \Omega_n p, \dot{X} = \Omega_n^2 \bar{X}, \dot{X} = \Omega_n \bar{X}, X = \bar{X} \\ t &= \Omega_n \bar{t}, \ddot{x}_d = \Omega_n^2 \bar{\ddot{x}}_d, \dot{x}_d = \Omega_n \bar{\dot{x}}_d, x_d = \bar{x}_d \\ u &= \frac{R_c M}{K_c} \Omega_n^2 \bar{u}, \dot{I} = \frac{M}{K_c} \Omega_n^3 \bar{I} \\ I &= \frac{M}{K_c} \Omega_n^2 \bar{I}, v = \frac{M}{K} \Omega_n^2 \bar{v}, \\ k_i &= \frac{R_c M}{K_c K_s} \Omega_n \bar{k}_i \quad (i=1, 2) \\ k_i &= \frac{R_c M}{K_c K_s} \Omega_n^2 \bar{k}_i \quad (i=3, 4) \\ k_5 &= \frac{R_c}{K_s} \bar{k}_5\end{aligned}$$

これらの係数を用いれば、次のような無次元化状態方程式が得られる。

$$\dot{\bar{X}} = \bar{A}\bar{X} + \bar{b}\bar{u} + \bar{d}\bar{v} \dots\dots\dots (18)$$

ここに、

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} -2\zeta & 0 & -1 & \mu\gamma^2 & 1 \\ 2\zeta & 0 & 1 & -(1+\mu)\gamma^2 & -(1+1/\mu) \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \delta & 0 & 0 & -\tau \end{bmatrix} \dots\dots\dots (19)$$

$$\bar{b} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ \tau]^T \dots\dots\dots (20)$$

$$\bar{d} = [1 \ -1 \ 0 \ 0 \ 0]^T \dots\dots\dots (21)$$

また、制御量と状態フィードバック・ゲインベクトルも次のようになる。

$$\bar{u} = -\bar{K}\bar{X} \dots\dots\dots (22)$$

$$\bar{K} = \{\bar{k}_1 \ \bar{k}_2 \ \bar{k}_3 \ \bar{k}_4 \ \bar{k}_5\} \dots\dots\dots (23)$$

なお、時定数 T が無視できる場合には次数が一つ下がって、各行列とベクトルは次のように低次元化される。

$$\begin{aligned}\bar{X} &= \{\bar{x}_1 \ \bar{x}_2 \ \bar{x}_3 \ \bar{x}_4\}^T \\ \bar{A} &= \begin{bmatrix} -2\zeta & 0 & -1 & \mu\gamma^2 \\ 2\zeta & 0 & 1 & -(1+\mu)\gamma^2 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (24)\end{aligned}$$

$$\bar{b} = [1 \ -(1+1/\mu) \ 0 \ 0]^T \dots\dots\dots (25)$$

$$\bar{d} = [1 \ -1 \ 0 \ 0]^T \dots\dots\dots (26)$$

$$\bar{K} = \{\bar{k}_1 \ \bar{k}_2 \ \bar{k}_3 \ \bar{k}_4\} \dots\dots\dots (27)$$

3.3 制御系設計 制御系設計には LQ 制御理論を用いる。この場合、設計パラメータは次の評価関数

J に与える重み行列 Q と重み係数 R である。

$$J = \int_0^\infty (X^T Q X + u^2 R) dt \dots\dots\dots (28)$$

LQ 制御理論に基づけば、この評価関数を最小にする制御量 u は次のように定式化されている。

$$u = -R^{-1} b^T P X = -K X \dots\dots\dots (29)$$

ここに、 P は次のリカッチ方程式の解である。

$$P A + A^T P - P b R^{-1} b^T P + Q = 0 \dots\dots\dots (30)$$

このリカッチ方程式を解くパッケージプログラムは用意されているので、 K の値はブラックボックス的に求まるのである。そして、この状態フィードバックを施せば、例え不安定な制御系であっても、安定化が保証されることが知られている。

ところが、設計パラメータ Q, R の値と得られる制御系の特性の関係が不明であるために、 Q や R の値を試行錯誤的に与えて所用の制御系を設計しているのが現状である。そこで、この問題を解明し、解析結果に一般性を持たせるために Q を次のように置く。

$$\bar{Q} = \begin{bmatrix} q_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & q_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & q_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & q_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & q_5 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (31)$$

ここに、 $\bar{Q}$ は Q の無次元化した重み行列である。無次元化状態方程式に対しては、 $\bar{R}$ 、および $\bar{P}$ もすべて無次元値を用いなければならない。

また、アクチュエータの時定数 T が次の関係にあると仮定して、

$$1/T \gg \Omega_n \dots\dots\dots (32)$$

T の影響が無視できる場合は、 $\bar{Q}$ を次の様に定める。

$$\bar{Q} = \begin{bmatrix} q_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & q_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & q_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & q_4 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (33)$$

ここに、

q_1 : 制振対象の速度に掛かる無次元重み係数

q_2 : 相対速度に掛かる無次元重み係数

q_3 : 制振対象の変位に掛かる無次元重み係数

q_4 : 相対速度の変位に掛かる無次元重み係数

q_5 : 駆動コイルの電流に掛かる重み係数

3.4 相似則 LQ 制御理論における無次元系と次元系の間に成立する相似則は、著者らによって明らかにされている⁽¹¹⁾。それによると、状態フィードバック・ゲインベクトル K は次のような関係にある。

$$K = \frac{R_c M}{K_c K_s} \Omega_n^2 [\bar{k}_1 / \Omega_n \ \bar{k}_2 / \Omega_n \ \bar{k}_3 \ \bar{k}_4] \dots\dots\dots (34)$$

したがって、無次元系のリカッチ方程式を解いて $\bar{k}_1 \sim \bar{k}_4$ が定まれば、制御系が設計できる。また、重み行列と重み係数の関係も次のような関係にある。

$$Q = \begin{bmatrix} q_1/\Omega_n^2 & 0 \\ q_2/\Omega_n^2 & \\ 0 & q_3 \\ & q_4 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (35)$$

$$R = \left[\frac{K_c K_s}{R_c M \Omega_n^2} \right]^2 \bar{R} \dots\dots\dots (36)$$

以上の関係を用いれば、無次元系で得られた解析結果は次元系にもそのまま適用できる。

4. 制振効果の解析

本研究では、まず式(32)の関係にあるとして T の影響を無視して、制御系の特性と q_1, q_2, q_3, q_4 および R の関係を明らかにする。ついで、 T の影響が無視できない場合について考察する。制振対象の減衰は無視できることと、質量比は制振性能には直接関与しないことを考慮して、解析には次の値が用いられた。

図4 制振効果に及ぼす重み係数 q_1, q_3 の影響を示す根軌跡図

図5 制振対象の変位に重みをかけた時の周波数応答の特徴

$$\zeta=0, \mu=0.05, \delta=0, \gamma=1$$

最後に、 γ の影響についても明らかにする。

4.1 制振効果に及ぼす q_1, q_3 の影響 図4の一点鎖線は制振対象の変位に重みを掛けたとき ($q_3=1, q_1=q_2=q_4=0$) の根軌跡であり、点線は速度に重みを掛けたとき ($q_1=1, q_2=q_3=q_4=0$) の根軌跡である。また、実線は速度と変位の両方に重みを掛けた場合 ($q_1=q_3=1, q_2=q_4=0$) である。いずれも無次元重み係数 R をパラメータとして変化させている。このことから次のことがわかる。

(1) q_3 の役割は、虚軸上に近い二つの根の内、原点に近い根を虚軸から離しながら原点に引き込み、他

図6 制振対象の速度に重みをかけた時の周波数応答の特徴

図7 制振対象の変位と速度に重みを掛けた時の相違を示す無次元化インパルス応答

の根を s 平面の左遠方へ原点から離す働きをする。

(2) q_1 の役割は、虚軸に近い二つの根を虚軸から離しながら原点に引き込む働きをする。そのため、原点に近い根軌跡が虚軸から離れる度合いが少ない。

(3) q_1 と q_3 を併用すると、原点に近い根軌跡は q_3 単独の根軌跡に近づき、原点から遠い根軌跡は q_1 のそれに近づく。つまり、 q_3 は原点に近い根軌跡に大きく影響して、 q_1 は原点から遠い根軌跡に影響が大きい。したがって、 q_1 と q_3 の値の比を変えることによって、 q_1 単独と q_3 単独の根軌跡で囲まれた空間内で任意の根軌跡を得ることができる。

図 5 は、制振対象の変位にのみ重みをかけて、重み係数 $\bar{R}$ を変えたときの制振対象の周波数応答である。

また、図 6 は、制振対象の速度にのみ重みをかけた場合を示す。どちらも重み係数の減少とともに共振ピークは抑制され、制振効果が向上しているが、図 5 のほうがより共振ピークの低下が顕著である。また、この場合 2 個のピークが両側に分かれる傾向にあるが、図 6 では一つにまとまる傾向にある。

図 7 (a) は、図 5 に対応するインパルス応答、同図 (b) は図 6 に相当するインパルス応答である。この場合も両者ともに $\bar{R}$ の減少に連れて制振効果が向上し

ているが、前者のほうが収束が速い。これらの応答と根軌跡図の対応を理解しておくこと制御系設計において便利である。

4.2 制振効果に及ぼす q_2, q_4 の影響 次に、 q_2 と q_4 の役割について調べる。図 8 は、 $\bar{R}$ の値を一定に保ち、 $q_1=q_3=1$ のもとで、 q_4 を変えたときの根軌跡を一点鎖線で、また q_2 を変えたときの根軌跡を実線で示す。この図から次のことがわかる。

(1) q_2 の値を増加するに伴って、原点に近い根軌跡はまず負の実軸側へ引き込まれて、次に原点から離れるように虚軸に接近する。逆に、原点から遠い根軌跡は負の実軸側へ引き込まれる。したがって、 q_2 に適値を与えれば共振ピークは大いに低下して、制振効果の向上に寄与する。図 9 は $q_2=0.002$ の値に定めて $\bar{R}$ を変えたときのインパルス応答である。図 7 と比較して制振効果が明らかに向上していることがわかる。

(2) q_4 の値を増加しても、原点に近い根軌跡は虚軸から離されるが、その効果は q_2 に比べてわずかである。原点から遠い根軌跡は、 q_3 単独の根軌跡と同様な動きを示す。したがって、 q_4 は制振効果にはあまり寄与しない。むしろ、 q_4 の役割は、相対変位 x_d の抑制にある。 q_4 を増加するにつれて相対変位が少なくなるので、構造的制約などから相対変位が規制される場合には、この値を適量与えればよい。過度に与えると制振効果が減退するので注意を要する。

4.3 固有振動数比 γ の影響 以上は $\gamma=1$ に固定した解析結果であるが、次に γ の値を変えたときの影響について調べてみよう。

図 10 は、 $q_1=q_3=1, q_2=q_4=0, \bar{R}=1$ の基で、1 を中心に γ を変化させたときの制振効果、消費エネルギー、および相対変位の最大値の解析結果をまとめたものである。外力は、 v がインパルス力として与えられた。この場合の制振効果と消費エネルギーは、次のよ

図 8 制振効果に及ぼす重み係数 q_2, q_4 の影響を示す根軌跡

図 9 重み係数を $q_1=q_3=1, q_4=0, q_2=0.002$ に定めて $\bar{R}$ を変化させたときのインパルス応答の変化

図 10 制振効果と制御エネルギーおよび相対変位の初期応答に及ぼす固有振動数比の影響

うに定義した変位応答 X の二乗面積 $(ISE)J_x$ と、制御量 u の二乗面積 J_u によって評価した。

$$J_x = \int_0^\infty X^2 dt \quad \dots\dots\dots (37)$$

$$J_u = \int_0^\infty u^2 dt \quad \dots\dots\dots (38)$$

また、相対変位の最大値はインパルス応答で初期に生じる最大相対変位振幅で定義した。

この図から次のことがわかる。すなわち、消費エネルギーの最小値は $\gamma=0.8$ の付近にあり、相対変位の最大値と制振効果の曲線もその付近に折れ点がある。また、 γ を小さくすれば制振効果が向上するが、反面相対変位が大きくなる。一般に構造上の制約から相対変位の取り得る範囲に制限があるので、相対変位を規制すればその分制振効果も減退する。

以上の結果から、 γ の最適値は 0.8 付近にあり、この値を 1 を越えて大きくすることは制振効果を低下させ、消費エネルギーを多くすることがわかった。

図 11 制振効果に及ぼす時定数比 τ の影響を示す根軌跡

図 12 時定数比 τ が小さくなるにつれて安定性が減じられることを示す周波数応答

4.4 アクチュエータの動特性の影響 次にアクチュエータの時定数が無視できない場合について調べる。

図 11 は、 q_3 単独 ($q_3=1, q_1=q_2=q_4=0$) で制御系を設計した際、時定数比 τ の値によって二つの根が影響される様子を根軌跡によって示したものである。この図から、 τ が大きいときは問題ではないが、 τ の値が小さくなるに連れて原点から遠方にある根軌跡が虚軸に接近し、ついには不安定にいたることがわかる。一方、原点に近い根軌跡はほとんど影響されていない。

この τ の値と周波数特性の関係を図 12 に示す。これらの図から概略見当がつくことは、 τ の値が 5 以上であれば式 (33) を用いた制御系設計に特に問題はないが、 τ がさらに小さくなるに伴い高域周波数で制御系の安定度が損なわれることである。このことは速度に重みを掛けた場合のほうがより顕著である。

したがって、この問題を避けるには、アクチュエータの時定数を小さくするか、式 (31) による制御系設計を行って、電流フィードバックを加えた五つの状態フィードバックなどの対応が必要となる。

5. 実験

5.1 実験装置 本実験には、一端が固定された

図 13 図 5 に対応する周波数応答の実測値

図 14 図 7 (a) に対応するインパルス応答の実測値

並列板ばねと質量から成る制振対象を用いた。これに図1に示した能動的動吸振器が取付けられている。制振対象の変位信号 X は板ばねに張り付けたひずみゲージによって検出し、相対変位 x_d はインダクタンス変換形変位計で検出している。各信号は微分回路を通して速度信号に変換され、以上の四つの信号を状態フィードバックして制御量 u を得ている。本実験装置の諸元は次の値である。

$$\begin{aligned} M &= 5.34 \text{ kg}, & K &= 1.14 \times 10^4 \text{ N/m} \\ m &= 0.34 \text{ kg}, & k &= 7.77 \times 10^2 \text{ N/m} \\ K_c/R &= 1.22 \text{ N/V}, & K_s &= 1 \times 10^3 \text{ V/m} \\ 1/T &= 282 \text{ rad/s} \end{aligned}$$

5.2 実験結果 制振効果の解析結果を検証するために行った実験の結果を次に示す。上記の諸元によれば、実験装置の無次元量は次のようになっている。

$$\mu = 0.0637, \gamma = 1.035, \tau = 6.13, R = 0.011\bar{R}$$

これらの数値は理論解析に用いた無次元量とはほぼ同じ値であるので、この装置により得られる実験結果は図4～図7に示した解析結果と対比できる。

図13は、 $q_3=1$ として制振対象の変位に単独に重みを掛けて、重み係数を $R=0.1, 0.01, 0.001$ の3段階に変化させた時の周波数応答の実験結果である。これは、図5の理論解析結果に相当する。本装置ではアクティブ質量がリニア案内面で支持されているので、 R が大きくて制御量が小さい場合には、案内面の摩擦の影響で共振ピークの特徴がわずかに異なるが、その他は両者の良い一致が見られる。

また、図14についても同様に図7(a)に相当するインパルス応答の実験結果である。どちらもよく対応しており、理論解析で示された制振効果は、実験によっても同様な結果を示すことがわかる。特に、重み R を小さくするに連れて初期応答が抑制されることは注目される。これは受動的動吸振器では得ることのできないものであり、ランダム外力に対しても優れた制振効果があることを示す。

6. 結 論

LQ 制御理論を用いて能動的動吸振器の制御系を設計して、今まで不明であった設計パラメータと制振効

果の関係を解明し、次の知見を得た。

- (1) 一般性ある制御系設計の資料が得られるように、制御系を無次元化表示した。
- (2) 無次元系と次元系の相互変換のための相似則を示した。これによって、無次元系で調べられた結果が実際の装置の設計に直接利用できることになった。
- (3) 制振対象の変位と速度に掛かる重み係数 q_3, q_1 と、相対変位と相対速度に掛かる重み係数 q_4, q_2 の四つの設計パラメータが制振効果に及ぼす影響を明らかにすることができた。その結果、従来試行錯誤的に行われていた重み係数の決定法を、定量的、かつ確定的に決定できるようにした。
- (4) 制御系設計におけるアクチュエータの動特性の無視できる限界を示した。
- (5) 消費エネルギーを最小にする動吸振器の固有振動数を示した。
- (6) 理論解析結果の妥当性を実験によって確認した。特に、ここで構成した能動的動吸振器が衝撃的外力に対する初期変位の抑制に優れていることを実験によって示した。

文 献

- (1) 背戸, 振動制御の現状, 計測と制御, 28-8(1989), 719.
- (2) 背戸・滝田, 動吸振器による多重自由度系の制振, 機論, 50-458, C(1984), 1962.
- (3) 山下・猿渡・背戸, 動吸振器による配管系の振動制御, 機論, 55-518, C(1989), 2511.
- (4) 背戸, 制振装置研究の現状と動向, 機論, 51-472, C(1985), 3165.
- (5) 古石・武藤, アクティブ・マス・ダンパーによる構造物の振動制御, 機論, 52-474, C(1986), 683.
- (6) 吉田・下郷・西村, 多自由度系に対する最適アクティブ動吸振器, 機論, 54-508, C(1988), 2948.
- (7) 吉田・ほか5名, サーボ駆動型動吸振器を用いた高層建物のアクティブ制振, 機論, 57-534, C(1991), 472.
- (8) 谷田・小池・牟田口・宇野, アクティブとパッシブを組み合わせたハイブリッド式制振装置の開発, 文献(7)の485ページ.
- (9) 背戸・滝田・長松, 二次元アクティブマスダンパーによる塔状構造物の振動制御, 機論, 54-501, C(1988), 1084.
- (10) 背戸・光田・山下, ハイブリッド動吸振器による振動制御, 文献(7)の478ページ.
- (11) 光田・背戸, 能動制振装置の最適設計法について, 文献(7)の393ページ.