

アクティブ制振技術に関する研究（その1）

——アクティブ制振の原理と基礎実験について——

蔭山 満 野畑 有秀 寺村 彰 安井 譲
鈴木 哲夫 関 松太郎 岡田 宏

A Study on Active Control Methods (Part 1)

—— Principle and Fundamental Tests ——

Mitsuru Kageyama Arihide Nohata Akira Teramura Yuzuru Yasui
Tetsuo Suzuki Matsutaro Seki Hiroshi Okada

Abstract

Social needs call for a higher level of vibration control of structures for reduction of vibrations. This paper describes concepts and a number of tests of active control for isolation from ground motion. The test specimen has an approximately 10-ton weight mass supported by a soft spring of laminated rubber bearings. The vibration model is a 1-mass-spring-actuator system mounted on a shaking table. The objective of this active control is to “absolutely” isolate the specimen from earthquake excitation. Active control force is applied from the shaking table to the specimen by an electro-hydraulic actuator. This paper discusses the analyses and mechanism of the control system including characteristics of both specimen and actuator.

概 要

社会の高度化に伴う環境振動に対する高い要求を背景として、振動抑制の制振技術はますます高度なものが必要とされている。ここで紹介するアクティブ制振手法はロボットなどで用いられている自動制御技術を応用して積極的に振動を抑制しようとするものであり、従来の材料特性のみで制振するパッシブ制振手法に比べ飛躍的な制振効果をもつ。

本編ではその基礎的な原理の紹介、およびその実証実験について報告する。この実験は、積層ゴムで脚部柔性支持された1質点系モデルの振動台実験であり、その絶対応答をゼロにすることを目標とした制振手法は、アクティブ制振によるのみなし得るものである。さらに、この実験においては、制振の駆動装置として用いた油圧アクチュエーターの装置特性を考慮した解析についても報告する。

1. まえがき

高度情報化社会の発展とともに、産業分野においては超 LSI に代表される超精密加工技術の追求による工場環境振動の静寂性に対する高い要求、また、高度情報化ビルにおいては地震時における情報機器の保護が至上的命題であり、振動に対する要求は高まる一方である。他方、大都市圏においては空間の有効利用として狭い土地に高層建物を立てるいわゆるノックビル現象、さらに地盤の悪いウォーターフロントの高層ビルなど、振動的に不利な状況での開発が多くなっている。このような状況のもとで、振動を抑制する制振技術はますます高度なものを必要とされている。ここで紹介するアクティブ制振技術はロボットその他の分野で用いられている自動制御技術を応用して振動を抑制しようとするものであり、建築分野においては新しい試みである。この報告はその第

一步として、アクティブ制振の基礎的な概念の紹介、それを応用した1質点系モデルによる絶対制振の基礎的な実験、および実際の駆動装置の特性を考慮した解析について記す。

2. アクティブ制振技術の位置付け

地震国日本にあって、構造設計者の主目的は耐震性をいかにして確保するかということであり、その設計手法を大別すると剛構造設計と柔構造設計の2種類に分けられる。剛構造設計手法は地震力に対し構造材の強度で対抗しようとするものであるが、柔構造設計手法には受動的ではあるが地震力の主要成分を回避しようとする制御の概念が取り入れられている。このような制御にエネルギーを用いなくて材料的な構造特性によって振動を制御しようとするものをここではパッシブ制振と呼ぶ。この柔構造の手法以外に、パッシブ制振手法として、付加振

動体によって外力エネルギーを吸収して構造体の応答倍率を下げようとするダイナミックダンパーおよびスロッシングダンパーなどがある。このパッシブ制振手法を発展させて材料的な剛性および減衰を時々刻々調整することによって共振回避する方法をセミアクティブ制振手法と呼ぶ。これらの制振手法はエネルギー消費が少ないという長所を持つ反面、その適応および性能に必然的な限界がある。これに対し、ここで紹介するアクティブ制振手法は、エネルギーを用いた駆動装置によって能動的に振動を制御するため、除振または耐震の目的に応じて自由に制振効果を創り出すことが可能であり、先のパッシブ系の制振手法の限界を切り開くものとして、また、新しい構造設計のあり方として期待されている。

3. アクティブ制振の基本原則とその効果

制振には、構造物の相対変形を抑制して構造物に生じる応力を低減する方法と、相対変形を許すことによって構造物の絶対振動を低減して構造物内部の機器などを保護しようとする二通りの方法が考えられる。ここでは前者を相対制振、後者を絶対制振と呼ぶことにする。ここでは制振の原理を分かりやすくするため構造物を1質点系として扱う。

3.1. 相対制振

地震入力と制御力が作用した構造物の相対変形に対する力の釣り合いは式(1)で表わされる。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = -m\ddot{y} + P \quad \dots\dots\dots(1)$$

ここに、 m , c , k : 構造物の質量, 減衰係数, 剛性
 x : 入力地動加速度 y と制御力 P を外力とする相対応答変位
 \dot{y} : 入力地動加速度
 P : アクティブ制御力

この式(1)の左辺は相対応答による内力を右辺は外力項を示している。ここで、相対応答を抑制する最も基本的な方法として、その外力を小さくすることが考えられる。そこで、 $P = m\ddot{y}$ $\dots\dots\dots(2)$ とすれば、式(1)の外力項がゼロとなり、それと釣り合う内力の応答もゼロとなる。これを波動論の立場からみた場合、入力波を反射させていることに相当する。そこで、この方法を入力反射法と呼ぶことにする。また、これを制御の立場からみると、この方法は応答を先取りして制御するフィードフォワード制御法に属している。

次に、制御力として式(1)の左辺の応答項に比例した力を用いるフィードバック制御法の中で、最も基本的な方法は式(3)の速度フィードバックによる方法である。以下添字はフィードバック係数を表わす。

$$P = -c_c \dot{x} \quad \dots\dots\dots(3)$$

この式(3)を式(1)に代入し、制御時の振動特性を示すと次の式(4)となる。この特性式は地盤と構造物の間に減衰装置を付加したことに相当する。それ故、この方法を減衰付加方式と名付け、相対系でのこの方法をグランドフックダンパーと呼ぶことにする。

$$m\ddot{x} + (c + c_c)\dot{x} + kx = -m\ddot{y} \quad \dots\dots\dots(4)$$

同様に、式(5), (6)に示す相対応答変位をおよび相対加速度をフィードバックした場合の、特性方程式は式(7), (8)で示される。

$$P = -k_c x \quad \dots\dots\dots(5)$$

$$P = -m_c \ddot{x} \quad \dots\dots\dots(6)$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + (k + k_c)x = -m\ddot{y} \quad \dots\dots\dots(7)$$

$$(m + m_c)\ddot{x} + c\dot{x} + kx = -m\ddot{y} \quad \dots\dots\dots(8)$$

この式(7), (8)は構造物の固有周期を制御していることに相当し、ここではこのような方式を周期変化方式と呼ぶことにする。この方式は、どのような入力にも常にその応答を低減できる先の式(1), (3)の入力反射方式および減衰付加方式と異なり、入力特性を予測または刻々把握し、その情報に基づいた固有周期の制御によって初めて制振効果が期待できるものである。

次にフィードバック制御で入力反射を考える。

式(1)の制御力 P は、一般的な外力としても成立するので、この力 F を用いて地動外力を示すと式(9)となる。

$$m\ddot{y} = F - (m\ddot{x} + c\dot{x} + kx) \quad \dots\dots\dots(9)$$

さらに、この式(9)と式(2)が等価であることより、制御力の命令値 P は実際の力を修正する形で式(10)として導かれる。

$$P = F - (m\ddot{x} + c\dot{x} + kx) \quad \dots\dots\dots(10)$$

一般的に駆動装置は命令信号と実現象の間には装置特有の特性による位相遅れを持つ、実際の制御ではこの特性を考慮した制御方法を必要とするが式(8)までは制振の基本的な考え方を示すため、この特性を無視してきたが、式(10)では命令と実際の相違が制御式の中に含まれたものとなっている。

3.2. 絶対制振

式(1)は相対制振を対象としたため、応答成分を地盤に対する相対応答で表わしたもので、ここでは、絶対制振の立場から式(1)を変形して絶対応答量で示すと次の式(11)となる。

$$m(\ddot{x} + \ddot{y}) + c(\dot{x} + \dot{y}) + k(x + y) = c\dot{y} + ky + P \quad \dots\dots(11)$$

ここに、 $(x + y)$: 絶対応答変位

前節と同様に、この式(11)から絶対制振の制御力は以下のように求められる。

フィードフォワードによる入力反射の制御力

$$P = -(c\dot{y} + ky) \quad \dots\dots\dots(12)$$

フィードバックによる減衰付加方式の制御力

$$P = -c_c (\dot{x} + \dot{y}) \quad \dots\dots\dots(13)$$

フィードバックによる周期変化方式の制御力

$$P = -k_c (x + y) \quad \dots\dots\dots(14)$$

$$P = -m_c (\ddot{x} + \ddot{y}) \quad \dots\dots\dots(15)$$

フィードバックによる入力反射方式の制御力

$$P = F - \{m(\ddot{x} + \ddot{y}) + c(\dot{x} + \dot{y}) + k(x + y)\} \quad \dots\dots(16)$$

ここで、式(13)の減衰付加方式の特性は絶対静止空間と構造物の間に減衰装置を取付けた場合に相当し、スカイフックダンパーと呼ばれる。また、同様な意味で式(14)の制御力はスカイフックスプリングと呼ばれるものである。

3.3. 制振効果

前述の制御手法を用いた制振効果について、地動に対する1質点系絶対応答の伝達比 $(x+y)/y$ および各種制御手法の制振効果の概念を図1～6に示す。これらの伝達比は無制振時に構造物自身が持つ減衰定数を $h = 2\%$ とし、各種制振手法における制御力をパラメータとしている。

相対制振の入力反射法 (図-1) で、式(2)における制

御力 P が完全に与えられる場合、その伝達比が1.0となる。これは地動に対する相対応答成分の比 (x/y) がゼロとなるためである。

絶対制振の入力反射法 (図-2) で、式(12)における制御力 P が完全に与えられる場合、その伝達比はゼロとなる。絶対応答または相対応答を完全にゼロとする制振手法は入力反射法のみであるが、その他の方式においてもこの傾向をみることができる。例えば、減衰付加方式で相対制振を目的としたグランドフックダンパーの場合は、すべての振動数で1.0に近づき (図-3)、その結果、高振動数領域においてその伝達比は増加することになるのに対し、絶対制振を目的としたスカイフックダンパーの場合、高振動数領域においてもその伝達比が増加することなく共振ピークの低減を示す (図-4)。さらに、変位フィードバックによる周期変化方式で、相対制振による場合は固有振動が変動するのみであるが (図-5)、絶対制振の場合は固有振動数の変動とともに低振動数領域で伝達比が1.0を下回ってゼロに近づく (図-6)。以上の結果より、フィードバックで構成される制振手法で、相対制振の効果は、パッシブ系での特性を強調するものであるのに対し、絶対制振の効果はパッシブ系では創り出

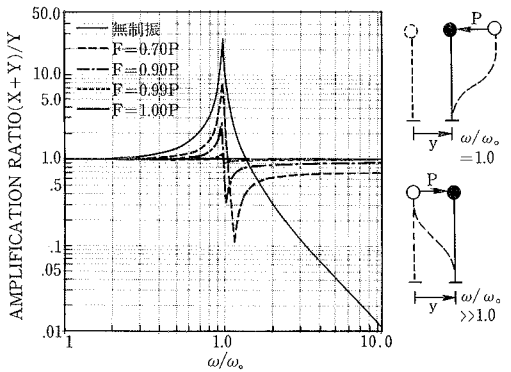


図-1 相対座標系での入力反射方式

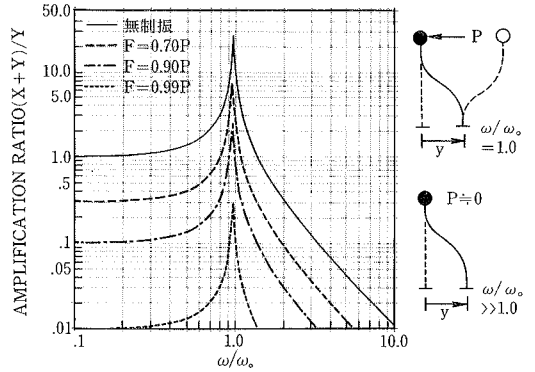


図-2 絶対座標系での入力反射方式

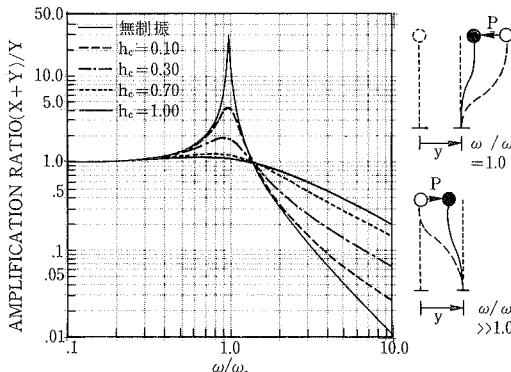


図-3 相対座標系での速度フィードバック

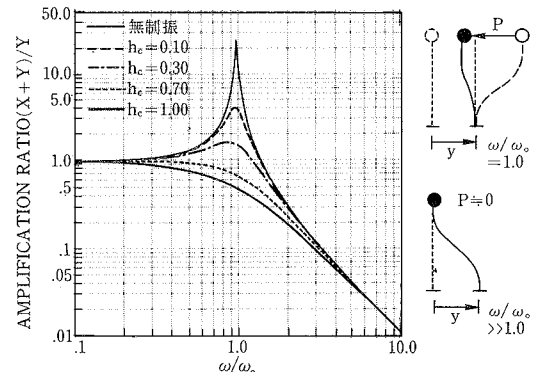


図-4 絶対座標系での速度フィードバック

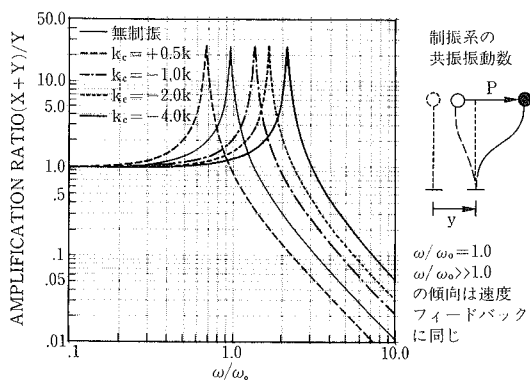


図-5 相対座標系での変位フィードバック

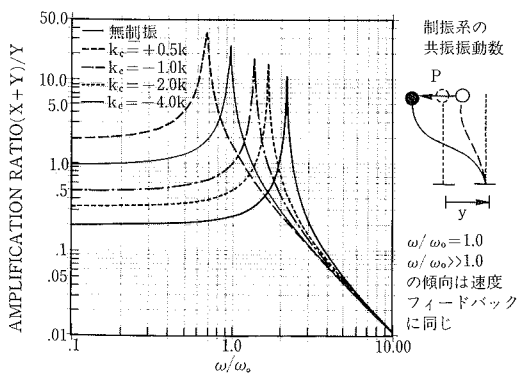


図-6 絶対座標系での変位フィードバック

せないアクティブ制振独特の特性であることが分かる。絶対制振がこのような特性を持つ理由は、フィードバックで構成される制御力の中に地動成分が含まれており、この制御力を相対制振の(2)式に代入し、相対制振の立場からその特性をみた場合、パッシブ系の特性を変える効果とともに地動入力成分を打ち消す効果が含まれているためである。

4. 絶対制振の基礎実験とその解析

脚部に許容変形能力の大きい積層ゴムを用いたいわゆる免震建物の場合、絶対制振のアクティブ制振手法によって、建物全体を絶対静止空間で静止に近い状態とすることが理論的に可能であることを3章で示した。ここではその基礎的な実験として、1質点系モデルの振動台実験を行なった。その制御法は制振原理の式(12)で示したフィードフォワード方式による入力反射と式(13)のフィードバック方式のスカイフックダンパーを併用したものである。この実験では駆動装置として電気油圧サーボシステムを用いている。現実の制御系においては、この駆動装置の特性が制御の安定性および制振効果に大きく影響する。ここでは、駆動装置による特性と実験モデルとの連成の影響を少なくし制御系の安定を図るため、駆動装置とモデルの間にバネを介した制御法を用いている。この方法によって大きなフィードバックゲインの設定が可能となり、高い制振効果を実現している。

4.1. 実験装置

振動台上に積層ゴムで支持された重量 10 ton、固有周期 2 秒の試験体に対し、振動台上に設置した剛な支柱を反力点として、先端にバネを挿入した小型油圧アクチュエーターによって制御力を与える試験装置の概要を写真-1に示す。

4.2. 制御方法とその基本式

バネを介することによって、駆動装置の特性と試験体

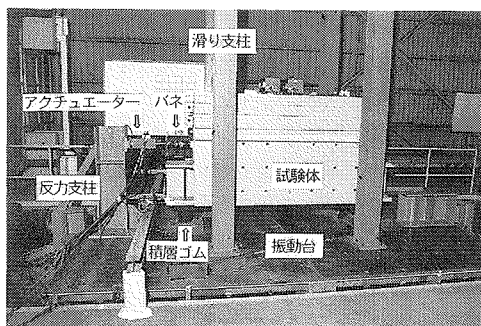


写真-1 試験装置の概要

モデルの連成による影響を少なくするのみでなく、アクチュエーターの制御方式として3章の力制御方式より安定性の高い変位制御の方法を用いることが可能となる。その基本的な考え方を以下に示す。

式(17)は地動 y およびアクチュエーターによる力 ap に対する試験体モデルの相対応答 x の力の釣り合い式であり、式(18)は電気油圧サーボアクチュエーター内部の駆動電流に対する油の流量式である。

式(19)はアクチュエーターの力とバネ変形の釣り合い式である。ここで、

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + ky = -m\ddot{y} + ap \quad \dots\dots\dots(17)$$

$$a\dot{z} = K_1 I - K_2 p - (\beta V/2)\dot{p} \quad \dots\dots\dots(18)$$

$$ap = k_s(z - x) \quad \dots\dots\dots(19)$$

a : 油圧シリンダーの断面積 p : 油に掛かる負荷圧力
 z : 油圧シリンダーの伸縮変位 I : サーボ弁駆動電流
 K_1 : 駆動電流に対する油の流量係数 K_2 : 負荷圧力に対する油の流量係数 β : 油の体積圧縮率
 V : シリンダーの内部容積 k_s : バネの剛性

式(19)を式(17)および式(18)に代入することによって負荷圧力 p を消去し、さらに絶対対応答 $(x+y)$ の式にまとめると次の式(20)、(21)となる。

$$m(\ddot{x} + \ddot{y}) + c(\dot{x} + \dot{y}) + (k + k_s)(x + y) = c\dot{y} + (k + k_s)y + k_s z \quad \dots\dots\dots(20)$$

$$(a^2 + k_s \beta V/2)\ddot{z} = aK_1 I - K_2 k_s z + K_2 k_s x + (k_s \beta V/2)\dot{x} \quad \dots\dots\dots(21)$$

この(20), (21)式を制御理論で一般的に用いる状態方程式で示すと次の式(22)となる。

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{I} + \mathbf{C}\mathbf{Y} \quad \dots\dots\dots(22)$$

ここで、

$$\mathbf{X} = (x + y, \dot{x} + \dot{y}, Z)^T \quad \dots\dots\dots(23)$$

$$\mathbf{Y} = (y, \dot{y})^T \quad \dots\dots\dots(24)$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ \frac{-(k+k_s)}{m} & \frac{-c}{m} & \frac{k_s}{m} \\ \frac{-2K_2}{2a^2 + \beta V k_s} & \frac{\beta V k_s}{2a^2 + \beta V k_s} & \frac{-2K_2}{2a^2 + \beta V k_s} \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots(25)$$

$$\mathbf{B} = \left[0, 0, \frac{2aK_1}{2a^2 + \beta V k_s} \right]^T \quad \dots\dots\dots(26)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{c}{m} & \frac{k}{m} \\ \frac{-2K^2}{2a^2 + \beta V k_s} & \frac{-2\beta V k_s}{2a^2 + \beta V k_s} \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots(27)$$

この状態方程式を基に、線形評価関数を用いた最適制御理論によって電流 I を制御する方法もあるが、ここでは、フィードフォワード方式による入力反射とフィードバック方式のスカイフックダンパーを併用する考え方によって電流 I を制御する。その電流制御の方法を次に示す。フィードフォワードによる入力反射を変位制御で考えると、アクチュエーターに対する収縮変位の命令値 z_0 は式(20)の右辺 = 0 より式(28)となる。

$$z_0 = -(1/k_s) \{c\dot{y} + (k + k_s)y\} \quad \dots\dots\dots(28)$$

さらに、フィードバックによるスカイフックダンパー(減衰係数 c_c)を併用した場合、式(28)の命令信号 Z_0 は式(29)として構成される。

$$z_0 = -(1/k_s) \{c\dot{y} + (k + k_s)y + c_c(\dot{x} + \dot{y})\} \quad \dots\dots\dots(29)$$

この命令信号 Z_0 に追従するように電気油圧アクチュエーターをサーボ制御で駆動させる場合、式(29)の命令信号 z_0 と式(22)の駆動電流 I はサーボアンプゲイン K_A を介し、次の関係で結ばれる。

$$I = K_A G_0 (z_0 - z) \quad \dots\dots\dots(30)$$

式(29)を式(30)に代入し、 Z_0 を消去すると式(31)となる。

$$I = -K_A (G_1(\dot{x} + \dot{y}) + G_2 y + G_3 \dot{y} + G_0 z) \quad \dots\dots\dots(31)$$

ここで、

G_0 : アクチュエーターのストローク単位当たりの出力電圧の係数

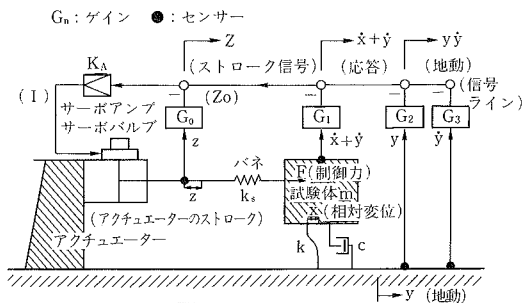


図-7 信号の流れ

$$G_1 = G_0 c/k_s \quad \dots\dots\dots(32)$$

$$G_2 = G_0 (k + k_s)/k_s \quad \dots\dots\dots(33)$$

$$G_3 = G_0 c/k_s \quad \dots\dots\dots(34)$$

式(31)は、測定可能な成分で油圧アクチュエーターに対する駆動電流 I が決まり、制御システムとしての構成が可能となる。その信号の流れを図-7に示す。

この G_0, G_1, G_2, G_3 は各振動成分に対する測定の電圧ゲインを示し、 G_0 は、次に示すように各ゲイン係数の規準となるものである。

この制御で、スカイフックダンパーの等価減衰定数 h_c は次式で定義する。

$$h_c = G_1 k_s / (G_0 2\sqrt{m(k + k_s)}) \quad \dots\dots\dots(35)$$

この制御システムによる制振の効果および共振現象に対する安定性の判別は以下の計算によって求められる。

式(31)による駆動電流 I を式(23)の状態ベクトルおよび式(24)の外力ベクトルを用いて表わすと次の式(36)となる。

$$\mathbf{I} = \mathbf{B}_1 \mathbf{X} + \mathbf{B}_2 \mathbf{Y} \quad \dots\dots\dots(36)$$

ただし、

$$\mathbf{B}_1 = (0, -K_A G_1, -K_A G_0) \quad \dots\dots\dots(37)$$

$$\mathbf{B}_2 = (-k_A G_2, -K_A G_3) \quad \dots\dots\dots(38)$$

式(36)を式(22)に代入すると、

$$\dot{\mathbf{X}}(t) = \bar{\mathbf{A}}\mathbf{X}(t) + \bar{\mathbf{C}}\mathbf{Y}(t) \quad \dots\dots\dots(39)$$

ただし、

$$\bar{\mathbf{A}} = \mathbf{A} + \mathbf{B}\mathbf{B}_1 \quad \dots\dots\dots(40)$$

$$\bar{\mathbf{C}} = \mathbf{C} + \mathbf{B}\mathbf{B}_2 \quad \dots\dots\dots(41)$$

式(39)のラプラス変換より、地動入力に対する絶対応答の伝達関数は式(42)で表わされる。

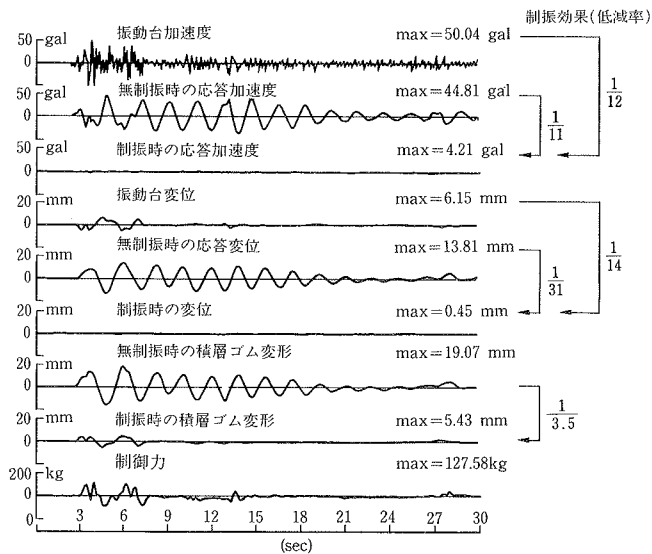
$$\mathbf{X}(s)/\mathbf{y}(s) = [s\mathbf{E} - \bar{\mathbf{A}}]^{-1} \bar{\mathbf{C}} \begin{Bmatrix} 1 \\ s \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots(42)$$

ただし、 \mathbf{E} は単位マトリックスを、 s はラプラスの演算子を示す。この逆マトリックス $[s\mathbf{E} - \bar{\mathbf{A}}]^{-1}$ を余因数表示で表わすと式(42)は式(43)となる。

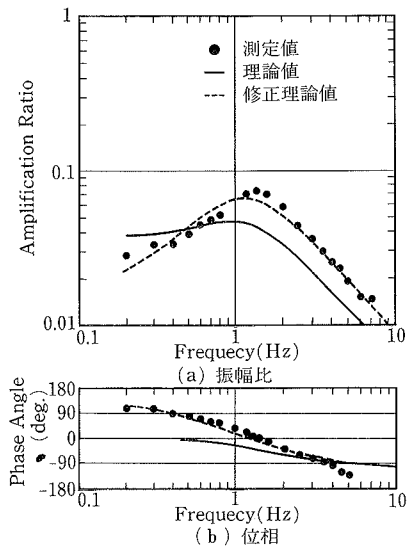
$$\mathbf{X}(s)/\mathbf{y}(s) = \frac{\text{adi}(s\mathbf{E} - \bar{\mathbf{A}})}{\det(s\mathbf{E} - \bar{\mathbf{A}})} \bar{\mathbf{C}} \begin{Bmatrix} 1 \\ s \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots(43)$$

$$\det(s\mathbf{E} - \bar{\mathbf{A}}) = 0 \quad \dots\dots\dots(44)$$

式(43)は式(44)の条件で発散する。この条件を満たす S は極と呼ばれるもので、制御系の固有値を意味する。



図一八 制振時と無制振時の応答波形 (入力地震 El-centoro NS)



図一九 地動に対する絶対応答伝達関数

この極は複素数として求められる。すべての極の実数部が負の場合、系は安定であり、正の値をもつ極が一つでも存在する場合、この制御系は発振を起こし制御系として不安定であることを示す。この現象を構造物の複素固有値問題に置き換えてみた場合、正の実部を持つ固有値はその固有次数の減衰が負であることを意味している。

このような安定判別の結果、安定である制御系の制振効果は、 $s=i\omega$ として、式(42)または(43)の定常伝達関数の計算によって予測される。

4.3. 実験結果とその検討

振動台地震入力に対し、フィードフォワードによる入力反射と減衰定数に換算して $h_c=80\%$ に等価なスカイフックダンパーを与えた場合の制振時応答波形を無制振時の応答波形とともに図一八に示す。制振時の加速度応答、変位応答はともに振動台入力レベルに対しても大幅に低減されており、制振効果の大きいことを示している。また、振動台定常加振による制振時の伝達率 $(x+y)/y$ と位相曲線の測定結果を、解析結果と比較して図一九に示す。実線は実験時に使用したアクチュエーターのサーボゲインの値 $K_A=22.8 \text{ mA/volt}$ を用いた解析結果であり、破線は実験値を再現するように $K_A=14.0 \text{ mA/volt}$ に、 G_2 を実際の1.08倍に修正した場合の解析結果である。これらの両者の違いは、アクチュエーターの特性評価式またはハードウェア上の性能に起因するものと考えられ、今後の検討課題である。

5. 結び

アクティブ制振技術は建築分野における新しい手法で

あり、本編ではその基礎的な原理の紹介、さらに駆動装置として油圧アクチュエーターを用いた1質点系モデルによる絶対制振の基礎的な実験とその解析を紹介した。フィードバック制御を用いたアクティブ制振においてその制振効果を高めるためには制御系の発振を回避しながらいか何にしてフィードバックゲインを高めるかと言う問題に帰着し、ここではアクチュエーターと試験体間にバネを介することによってこの問題に対処し成功を納めている。多質点系のアクティブ制振ではより高度な制御を必要とするがその報告は次編以降に行ないたい。

参考文献

- 1) 武田寿一編：構造物の免震・防振・制振，技報堂出版，(1988) pp. 207～242
- 2) 田中基八郎，三枝省三：振動モデルとシミュレーション，応用技術出版，(1979)
- 3) 蔭山，野畑，寺村，鈴木，関，岡田，武田：構造物の制振に関する研究(その1)～(その4)，日本建築学会大会学術講演梗概集B，(昭和63. 10.)，pp.503～510
- 4) 蔭山，他：構造物の制振に関する研究(その1)～(その3) 日本機械学会第66期全国大会講演会講演概要集，No.880-6，(昭和63. 10.)，pp.478～483
- 5) Toshikazu Takeda et al.: Study on Active Control System for Structures, The Second East Asia-Pacific Conference on STRUCTURAL ENGINEERING & CONSTRUCTION, (1989), pp. 306～311