セルフチューニング機構を有する床制振用アクティブマスダンパに
関する研究*岡 本 峯 基^{*1}, 田 川 泰 敬^{*2}Study on an Active Mass Damper with Self Tuning System
for Floor Vibration ControlMineki OKAMOTO and Yasutaka TAGAWA^{*3}^{*3} Tokyo University of Agriculture and Technology,
2-24-16 Nakacho Koganei-shi, Tokyo, 184-8588 Japan

The goal of this study is to develop a new light weight vibration control device which can suppress undesirable vibration of a building floor effectively. To attain this goal, the control system should be compact and needs to suppress vibration up to a high frequency. In this study, a new active mass damper (AMD) system is proposed, using an electromagnetic actuator. The control algorithm is based on model matching method. Due to the changes in the floor parameters over time, control performance degradation occurs. This paper mainly focuses on a controller self-tuning system for the control performance degradation caused by the plant parameter change. The effectiveness of the proposed system is verified by experiments.

Key Words: Active Mass Damper System, Electromagnetic Actuator, Model Matching Method, Self-Tuning System

1. 緒 言

現在、都心におけるオフィスビルや住宅密集地は様々な振動源に囲まれており、これに起因する建物内の作業性、快適性の悪化が問題となっている。著者らはこれらの問題に対処するため、床の振動を効果的に抑えることを目的としたコンパクトな床制振用アクティブマスダンパの開発を行ってきた⁽¹⁾⁽²⁾。

床を制御対象とした場合、衝撃の繰り返しである人間の歩行が主な外乱として考えられるため、衝撃によって発生する床の振動を効果的に抑制することが求められる。しかし、時間の経過と共に制御対象である床のパラメータが変動するため、マスダンパ設置時にチューニングした制御器を使用し続けると制御性能が劣化し、最悪の場合システムが不安定になるという問題が発生する。このような問題に対し、ロバスト制御⁽³⁾を用いることによって制御対象のパラメータ変動の影響を抑制する制御系を設計する方法が考えられるが、ロバスト制御

といえども、安定性と制御性能は拮抗するものであり、一般にパラメータの変動幅を大きくとれば、達成できる制御性能は低くなる。そこで、本研究では制御対象である床のパラメータ変動に対応するセルフチューニング機構を付加することによって、より広範囲のパラメータ変動に対して、制御性能(制振性能)の劣化を抑えることが可能であることを示す。

本研究におけるセルフチューニング機構とは、時間の経過によって変動した床のパラメータを自動的に同定し、その同定結果を用いて特性伝達関数に基づくモデルマッチング法をベースに制御器の再設計を行うものである。制御器はモデルマッチング法によって指定する全系の特性方程式の根の一部を同定結果に基づいて書き換えることによって再設計する。本論文では、上記手法を用いることにより、床のパラメータ変動に対して安定かつ制御性能の劣化が少ない制御系を設計することができることを示し、提案したシステムの性能を実験により確認する。

2. 実験装置

2.1 実験装置の概要 本研究で用いた床モデル

* 原稿受付 1999年5月19日。

^{*1} 正員, 東京農工大学大学院(〒184-8588 小金井市中町2-24-16)。^{*2} 正員, 東京農工大学大学院生物システム応用科学研究所。
E-mail: tagawa@cc.tuat.ac.jp

の概略図を図1に示す。床モデルは、鉄製の外枠にコンクリートを流し込んで乾燥させて固めたもので、4隅を防振ゴムによって支持している。総重量は3960kg、寸法は長さが6000mm、幅が1500mm、高さが162mmである。

アクティブマスダンパの概略図を図2に示す。アクティブマスダンパは、動電形振動発生機（IMV社製、型名:VS-20-03）に可動マスを取り付けたもので、可動マスの横ゆれ防止のために、可動マスの上部を円形のゴムによって支持した。このアクティブマスダンパの可動マス質量は20kg、最大変位（ストローク）は±8mm、最大制御力は196N、定格出力は300Wである。

Fig.1 Floor model

Fig.2 Active mass damper

2.2 実験装置のモデリング 床モデルの上にアクティブマスダンパを設置した状態の力学モデルを図3に示す。本研究で用いた床モデルは本来、多自由度系として扱うべきであるが、制御を行う上で問題となる周波数領域内には、一次の振動モードのみが存在するため、床（梁）の1次振動モードのみを考慮することによって、十分な制御性能が得られるものと考えられる。従って、床モデルを質量、バネ、ダンパによって構成される1自由度系としてモデリングを行った。

図3において、破線で囲まれた部分が床モデルを表している。 m_1 は、1次有効質量であり、床に振動が加わったときの1次振動モードでの等価質量である。外乱は、人間歩行などを考慮して、床モデルに外力 d が直接加わるものとした。図3より、次式の運動方程式が得られる。

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 - c_2 & \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 - k_2 & \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ -1 \end{bmatrix} f - \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} d \quad (1)$$

本研究で用いた電磁アクチュエータは、基本的には操作電圧 u に比例した力 f を発生するが、アクチュエータの構造上、可動マスと床モデル間の相対速度に比例した逆起電力が発生する。より詳細な動特性は式(2)によって表される。

$$\begin{aligned} f &= Bl(i - i_c) \\ i &= hu \\ i_c &= \frac{Bl}{L}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - \frac{R}{L}i \end{aligned} \quad (2)$$

ここで、 B は駆動コイルに直交する直流磁界の磁束密度、 L は駆動コイルのインダクタンス、 R は駆動コイルの抵抗、 l は駆動コイルの全長、 h はアンプの比例定数、 i_c は逆起電力によって発生する電流を表す。

Fig.3 Dynamic model of the control object

3. セルフチューニング機構を有する制御系設計

3.1 制御系設計の流れ 本研究では、制御対象の時間に依存した動特性変動に伴う制御性能の劣化を抑制するため、セルフチューニング機構を備えた制御系の設計を行った。制御系設計の流れを図4に示す。まず最初に制御対象を同定し、得られた結果を用いモデルマッピング法(3.3節)によって制御器を設計する。しかし、時間の経過と共に制御対象の動特性が変動し、制御性能が低下するため、制御対象を自動同定し(3.4節)、

その同定結果を基に制御系の特性に変更を加えることにより制御器を自動再設計する。これにより、制御性能の低下を抑制する。

本研究の制御対象である床モデルの動特性は長い時間をかけて少しずつ変化するため、自動同定および制御器の再設計の過程はオフラインで行う。

以下の節では、図4の各ブロックごとに詳細を述べる。

Fig.4 Flow of self-tuning system

3.2 床モデルの同定 はじめに、実験によって床モデルの中央部に加わる力 d から床モデル中央部の応答加速度 y までの伝達特性を読みとる。次に、得られた伝達特性と式(3)に示す床モデルを1自由度でモデリングした数学モデルの伝達特性が一致するように各パラメータ(m_1, c_1, k_1)を手動または3.4節の手法により求める。

$$y = \frac{s^2}{m_1 s^2 + c_1 s + k_1} d \quad (3)$$

3.3 制御器の設計

3.3.1 モデルマッチング法 モデルマッチング法とは、制御系設計時に望みの閉ループ伝達関数を設定し、設定どおり、またはこれに非常に近い閉ループ伝達特性を実現する制御器を設計する手法である。本研究では、このモデルマッチング法の一手法と考えられる特性伝達関数行列に基づくモデルマッチング法⁽⁴⁾⁽⁵⁾を用いる。この手法の利点は、制御器が制御対象の伝達関数と全系の閉ループ伝達関数のパラメータ(極、零点)を陽に含んだ形で代数式により表現できるため、制御対象の変化および望みの閉ループ伝達関数の変更に対応した制御器を容易に求められることである。図5に制御系のブロック図を示す。図中、 y は床モデル中央部の応答加速度、 r は目標値、 d は床に加わる外力、 u はアクティブマスダンパに入力される操作電圧、 v は観測ノイズを表す。以下の説明において、伝達関数とは、着目する系の特性式を分母に持つ、特性伝達関数を表す。また、 r から y までの閉ループ伝達関数を W_{ry} 、 r から y までの閉ループ伝達関数を W_{dy} 、 v から y までの閉ループ伝達関数を W_{vy} とする。 W_{ry} は制御量が目標値にどれだけ追従しているかを表す伝達関

数(目標値追従特性の指標)、 W_{dy} は外乱が制御量に与える影響を表す伝達関数(低感度特性の指標)、 W_{vy} は観測ノイズが制御量に与える影響を表す伝達関数(ロバスト安定性の指標)である。

1入力1出力システムについて考えた場合、 W_{vy} と W_{dy} の間には次式のような関係式が存在する。

$$W_{dy} = (1 + W_{vy})P_{dy} \quad (4)$$

ここで、 P_{dy} は d から y までの制御対象の伝達関数を表している。望みの閉ループ伝達関数 W_{dy} および W_{ry} を実現するコントローラは式(4)と以下に示す2つの式を用いることによって設計が可能である。

$$C_{yu} = P_{uy}^{-1} W_{vy} (1 + W_{vy})^{-1} \quad (5)$$

$$C_{ru} = P_{uy}^{-1} W_{ry} (1 + W_{vy})^{-1} \quad (6)$$

ここで、 C_{yu} と C_{ru} は、それぞれ、 y から u までと r から u までの制御器の伝達関数を表し、 P_{uy} は u から y までの制御対象の伝達関数を表している。また、 W_{vy} がプロパ性の条件⁽⁴⁾⁽⁵⁾を満たすことにより、常にプロパな制御器が設計される。

3.3.1 外乱抑制 本研究の目的は床に加わる外乱によって発生する振動を抑えることであるため、 W_{dy} のゲインを低く抑えることが出来る制御器の設計を行う。このとき、目標値 r は零となり、 W_{ry} を考慮する必要はなく、レギュレータ問題となる。

本研究で用いた W_{dy} は次式で与えられる。

$$W_{dy} = \frac{N_{dy}(s^8 + \gamma_7 s^7 + \gamma_6 s^6 + \gamma_5 s^5 + \dots + \gamma_0)}{(s - p_1)(s - p_2)(s - p_3)(s - p_4) \dots (s - p_{13})} \quad (7)$$

実際にモデルマッチング法を用いて制御器を設計する場合、式(7)において、全系の極($p_1 \sim p_{13}$)と零点のフリーパラメータ γ_5 を決定することによって望みの伝達関数を設定する。そして設定した伝達特性を実現する制御器を式(5)を用いて設計する。このようにして求めた制御器を以下に示す。

$$C_{yu} = \frac{\beta_5 s^6 + \beta_4 s^5 + \dots + \beta_0 s}{s^8 + \gamma_7 s^7 + \gamma_6 s^6 + \dots + \gamma_0} \quad (8)$$

ここで、 $\gamma_0 \sim \gamma_7$ は全系の伝達関数式(7)より直接求め、 $\beta_0 \sim \beta_5$ も式(7)および式(3)の制御対象のパラメータから代数式の形で求められる。このため、本手法を用いることにより制御器再設計時(3.5節)のパラメータ変更を容易に行うことができる。

Fig.5 Block diagram of the control system

3.4 自動同定 自動同定は実際の制御対象に対する入出力信号のみを用いて行う。このとき制御対象の自由度は既知(1自由度)とし、同定アルゴリズムには最小二乗推定法⁽⁶⁾を適用した。

実際に自動同定は離散時間領域で行われるため同定システムおよび同定アルゴリズムは離散系で記述する必要がある。以下に離散系の最小二乗法について記す。

離散時間領域内の制御対象を次式の形で表す。

$$y(k) = \theta^T w(k) \quad (9)$$

ここで、 θ は制御対象の未知パラメータベクトル(推定対象となるパラメータ)、 $w(k)$ は θ と同次元の入手可能な信号ベクトル(制御対象に対する入出力信号)である。

次に、 θ を可変パラメータベクトル $\hat{\theta}$ で置き換えた同定モデルを考えると、これに対応した出力の推定値 $\hat{y}(k)$ は次式で表される。

$$\hat{y}(k) = \hat{\theta}^T w(k) \quad (10)$$

この推定値に対する評価関数として次のような誤差二乗和を考える。

$$J(\hat{\theta}) = \sum_{i=0}^k (\hat{\theta}^T w(i) - y(i))^2 \quad (11)$$

推定値 $\hat{\theta}$ を上記の評価関数が最小になるように決めるものとする。と $\partial J / \partial \hat{\theta} = 0$ より、次式が求まる。

$$\hat{\theta} = \left\{ \sum_{i=0}^k w(i)w(i)^T \right\}^{-1} \sum_{i=0}^k w(i)y(i) \quad (12)$$

式(12)を用いることによってパラメータの推定が可能になるが、この場合、推定開始時から終了時までの全ての入出力信号データが必要なためDSPにかかる負担が増大する。ここでは、式(12)を式(13)に示すような $\hat{\theta}$ に関する回帰方程式の形に変形することによって、一定期間の信号データのみを用いてパラメータ推定を行う。

$$\hat{\theta}(k) = \hat{\theta}(k-1) - \frac{\Gamma(k-1)w(k)}{1 + w^T(k)\Gamma(k-1)w(k)} \times (w^T(k)\hat{\theta}(k-1) - y(k)) \quad (13)$$

式(13)中の $\Gamma(k-1)$ は次式を用いて求める。

$$\Gamma(k) = \Gamma(k-1) - \frac{\Gamma(k-1)w(k)w^T(k)\Gamma(k-1)}{1 + w^T(k)\Gamma(k-1)w(k)} \quad (14)$$

制御器の再設計(3.5節)は連続系で記述されているため、得られた同定結果を双一次近似を用いて連続系に変換した後、再設計に用いる。

3.5 制御器の再設計 制御対象のパラメータ変動に起因する制御性能の劣化を抑制するためには、変動した制御対象に合わせて一から制御器を設計し直すことが望ましいが、この場合、制御器の再設計にかかる負担が増大し自動化の妨げになる。そのため本研究では、制御対象の変動によって特に影響を受ける部分のみを書き換えることによって、制御性能の劣化を抑えることができる制御器の再設計法を提案する。以下に、具体的な再設計の手順を示す。

まず、あらかじめモデルマッチング法による制御器設計(3.3節)の段階で、共振ピークの抑制を目的として式(7)に示した特性伝達関数 W_{dy} の4つの極 $p_1 \sim p_4$ に、次に示した手順(I)~(IV)で得られた極を組み込んで制御器を設計する。

- (I) 制御性能の指標として、床の減衰比 ζ を0.2とした時のゲインの最大値を求める。
- (II) 床($\zeta=0.2$)におけるゲインの最大値と同等の性能を得るのに必要なパッシブマスダンパの可動マス質量を求める。
- (III) (II)で求めた可動マス質量を用い、主系に加わる力から応答変位までの伝達特性に対する通常の最適設計⁽⁷⁾と同様の手法を用い、力から応答加速度までの伝達特性に対して最適設計されたパッシブマスダンパを求める。
- (IV) 最適設計されたマスダンパを用いたときのシステムの極(4個)を求め、 $p_1 \sim p_4$ の候補とする。

図7に通常の床、床の減衰比 ζ を0.2にしたもの、および最適設計されたマスダンパの伝達特性を示す。

次に、床のパラメータ変動を伝達特性を用いて表したものを図8に示す。この図からわかるように、床のパラメータが変動することにより最適に設定されたパッシブ

Fig.7 Frequency response of the floor model

Fig.8 Frequency response of various floor models

マスダンパの極も変動する。そのため、変動前のパラメータを用いて最適に設定したパッシブマスダンパの極を組み込んで設計した制御器を使用し続けた場合、制御性能が大きく劣化する。そこで、時間の経過と共に変動する床のパラメータを同定するたびに新しく得た床のパラメータを用いて、手順(I)～(IV)によってパッシブマスダンパの最適設定を行い、得られた極を新しい特性伝達関数 W_{dy} の極($p_1 \sim p_4$)として制御器の再設計を行う。

4. 実験

4.1 同定実験 アクティブマスダンパを床モデル中央部に設置し、操作量としてスイープサイン波を入力することによって、加振器として用いる。このときの加振力(加動マス質量×加動マス加速度)と加速度計によって測定した床モデル中央部の応答加速度をFFTアナライザに送信し、伝達特性を読み取る。このようにして得られた結果を用いて手動による同定を行った。次に、加振力を入力信号とし、床モデル中央部の応答加速度を出力信号として自動同定を行った。この実験は、床のパラメータ変動を再現するために、床を支持している防振ゴムを外側から0cm、40cm、60cmの位置に変化させて行った。同定結果を図9に示す。同定結果から、自動同定の結果が実験結果及び手動同定の結果と良く一致していることがわかる。また、防振ゴムの位置が0cm、40cm、60cmと変化するに従って床の共振ピークの位置(固有振動数)が6.3Hz、7.0Hz、8.0Hzと高くなっていくことがわかる。

4.2 スイープサイン波加振実験

4.2.1 実験方法 床モデル中央部にアクティブマスダンパを設置する。その横に加振装置を設置し、FFTアナライザによって作り出した0～50Hzの周波数成分を持つスイープサイン波を加振装置に入力し加振する。一方制御系では、床モデル中央部の加速度応答を測定しA/Dコンバータを通してDSPに入力する。DSP中で演算処理を

行い得られた操作電圧をD/Aコンバータを通して電磁アクチュエータに送信し、振動を制御する。

実験は、防振ゴムを外側から60cmの位置に設置したときをノミナルな制御対象として制御器を設計し、防振ゴムを外側から40cm、0cmの位置に変化させた状態で、それぞれ再設計を行った制御器と再設計を行わなかった制御器を用い制御性能を比較した。このような設定において実験を行った理由は、実験に用いている床モデルが設置当初8Hzの固有振動数を示していたが時間の経過と共に6.3Hzに変動したためである。この変動は当初から予測していたものではなかったため、変動の詳しい記録は測定されていないが、およそ2年から3年の間に起こったものである。

4.2.2 実験結果 図10にスイープサイン波加振実験の結果を示す。ただし、防振ゴム0cmの位置で再設計を行わなかった制御器を用いた場合(図10(c))、システムがロバスト性の限界を超え不安定になったため図には示していない。実験結果から、まず防振ゴム60cmの位置(図10(a))において、制御を行うことによって共振ピークを抑え、床に高い減衰効果をもたらしていることがわかる。次に、40cmの位置(図10(b))においては再設計を行うことにより再設計をしない場合に比べ、ゲインの最大ピーク値の上昇が抑えられていることがわかる。さらに、0cm(図10(c))の位置においては、再設計を行わない場合、制御系が不安定になるのに対し、再設計を行うことによって安定で制御性能の劣化の少ない制御器が設計されていることがわかる。

4.3 衝撃加振実験

4.3.1 実験方法 床モデルの中央部にアクティブマスダンパを設置する。その横に衝撃加振装置を設置し、衝撃加振装置の質量の落下による衝撃力を外乱として床に入力する(この時用いた質量は2kg、高さは38cm)。制御系については4.2.1項と同様である。

この実験は、前節のスイープサイン波加振実験と同様の条件で行った。

Fig.9 Identification results

Fig.10 Result of the experiment (Sweep-sin disturbance)

Fig.11 Result of the experiment (Impact disturbance)

4.3.2. 実験結果 図11に衝撃加振実験の結果を示す。ここでは、セルフチューニング機構の性能を検証するために、防振ゴムを40cmの位置に設置したときのデータのみを示す。実験結果から、非制御時には、外乱が入力された瞬間から振動が収束するまで9秒程度の時間を要しているのがわかる。再設計を行わなかった場合は、非制御時に比べ振幅は小さいが振動が4秒程度残留していることがわかる。このような振動の残留が制御器を再設計することによって1秒程度に押さえられていることがわかる。

5. 結論

マスダンパ設置当初は、十分な制御性能を持ち安定な制御器も制御対象である床のパラメータが変動することによって、制御性能が劣化し、さらにはシステムが不安定になるといった問題が発生する。本研究では、このような問題に対して、制御対象のパラメータ変動に対応したセルフチューニング機構を付加した制御系を設計することによって、制御性能の劣化を抑制できることを示した。

本研究で用いたセルフチューニング機構とは、床のパラメータ変動を自動的に同定し、その同定結果を用いて、特性伝達関数に基づくモデルマッチング法をベースに制御器の再設計を行うものである。また、提

案したセルフチューニング機構の有効性をスイープサイン波加振実験および衝撃加振実験によって確認した。

最後に、実験装置を提供していただいた三菱製鋼株式会社に感謝の意を表します。

参考文献

- [1] 岡本・田川・宮野, "電磁アクチュエータを用いた床制振用アクティブマスダンパに関する研究", 機論, Vol65, No629, C(1999-1), p96-101.
- [2] M.Okamoto, Y.Tagawa and H.Miyano, "The Development of an Active Mass Damper for Floor Vibration Control Using an Electromagnetic Actuator", Second Asian Control Conference, Seoul, July 22-25, 1997, Vol3, p367-370.
- [3] 劉康志・羅正華, ロバスト最適制御, コロナ社, (1997)
- [4] Y.Tagawa, Y.Seino, M.Yasuda and T.Fujita, "Active 6DOF Microvibration Control System Using Air Actuators", Second International Conference on Motion and Vibration Control, Yokohama, Aug.30-sep.3, 1994, p.13-18.
- [5] 田川・武藤・小高・藤田・安田, "ピエゾアクチュエータを用いた6自由度微振動シミュレータに関する研究", 機論, Vol62, No597, C(1996), p.21.
- [6] 市川邦彦, 制御系の設計理論, 技術書院, (1989)
- [7] 原文雄, 機械力学, 裳華房, (1988)