常時微動加速度観測波形のウェーブレット変換による システムパラメータの同定

IDENTIFICATION OF STRUCTURAL PARAMETERS USING WAVELET TRANSFORM OF ACCELERATION RESPONSE OBSERVED BY MICROTREMOR

瀬川 柳太郎*, 山本 鎮男**, 曾根 彰***, 増田 新****, 畑 宏明*****

*Ryutaro SEGAWA, Shizuo YAMAMOTO, Akira SONE,
Arata MASUDA and Hiroaki HATA*

The method to estimate structural parameters by the wavelet transform of displacement response is proposed by authors⁽¹²⁾⁽¹³⁾. However, vibration is measured by accelerometer generally. Therefore, if it is possible to identify structural parameters by the wavelet transform of only acceleration response, it is very useful. In this paper, the method to identify such structural parameters as spring constant and damping coefficient by the wavelet transform of structural response is presented. To verify the applicability of the proposed method, numerical simulation tests using single degree of freedom system and four degree of freedom system and shaking table tests using single degree of freedom system are performed.

Keywords: *Identification, Wavelet transform, Structural parameter, Microtremor, Mexican hat*
同定, ウェーブレット変換, 構造パラメータ, 常時微動, メキシカンハット

1. 緒言

近年, 機械や構造物などの高い安全性が求められるようになり, ヘルスモニタリングによる供用中の常時監視の重要性が認識されてきた。ヘルスモニタリングとは, 機械や構造物に発生する物理量を連続的もしくは継続的に観測して, その観測値から機械や構造物の中に生じている異常を察知して, それに応じた適切な対処を行うことにより安全性を確保するものである¹⁾⁽²⁾。建築物や構造物は, 地震などの動荷重を受けて損傷した場合に, 一般的には系の固有振動数が低下し, 減衰が増加する。従って, 断続的にシステム同定を行い構造パラメータの変化を監視することにより, 建築物の損傷の有無を判定することが可能になると考えられる。

構造物のシステム同定手法やシステム同定による損傷検出に関しては, これまでに多数の研究結果が報告されている^{3)~9)}。同定手法は, 剛性や減衰などの構造パラメータを直接同定する方法と, モードの固有振動数や減衰定数などのモーダルパラメータを同定する方法に分けられる。また, 非線型構造システムの同定にはウェーブ

レットを用いた研究¹⁰⁾や, ニューラルネットワークを用いた研究¹¹⁾などが行われている。損傷前後のモード特性の同定をまず行い, これを満足する特性行列の変化を求める手法のように段階を踏むシステム同定手法とは異なり, 本論で提案する手法は直接特性行列を同定し, 損傷前後の特性行列の変化に着目して損傷評価を行うものである。

筆者らは, 構造パラメータを直接同定する手法として, 時間一周波数解析の可能なウェーブレット変換を用いた手法を提案している。既報¹²⁾⁽¹³⁾では, 構造物を質点系として扱い, その入出力データのウェーブレット解析から構造パラメータ(固有周期と減衰比)を同定する手法を示し, その有効性を明らかにした。本同定手法は, 加速度応答および速度応答を計測しなくても変位応答の計測のみで, システム同定が可能であるという簡便性が特徴であった。しかしながら, 実用的な面から考えると, 地震観測では加速度応答の計測が一般的であり, 変位応答を得るには加速度応答の積分によるか, 変位計測用に別の計器が必要となる。

* 京都工芸繊維大学大学院工芸科学研究科 博士後期課程学生

** 京都工芸繊維大学工芸学部機械システム工学科 教授・工博

*** 京都工芸繊維大学工芸学部機械システム工学科 助教授・工博

**** 京都工芸繊維大学工芸学部機械システム工学科 助手・博士(工学)

***** 京都工芸繊維大学大学院工芸科学研究科 博士前期課程学生

Graduate Student, Faculty of Engineering and Design, Kyoto Institute of Technology

Prof., Dept. of Mechanical and System Engineering, Faculty of Engineering and Design, Kyoto Institute of Technology, Dr. Eng.

Assoc. Prof., Dept. of Mechanical and System Engineering, Faculty of Engineering and Design, Kyoto Institute of Technology, Dr. Eng.

Research Assoc., Dept. of Mechanical and System Engineering, Faculty of Engineering and Design, Kyoto Institute of Technology, Dr. Eng.

Graduate Student, Faculty of Engineering and Design, Kyoto Institute of Technology

そこで、本論文ではさらに有用性を高めるために、変位応答ではなく加速度応答データのみのウェーブレット変換によりパラメトリックなシステム同定を行う手法を提案した。また、1 質点系モデル及び4 質点系モデルにより数値シミュレーションを行い、さらに1 質点系モデルの模型実験を行うことで本同定手法の有効性について検証を行った。

2. ウェーブレット変換による構造物パラメータの同定手法

2.1. ウェーブレットへの積分転嫁

関数 $f(t)$ の連続ウェーブレット変換は次式で与えられる¹⁴⁾。

$$(wf(t)) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} f(t) \overline{\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)} dt \quad (1)$$

a, b は共に実数であり、それぞれスケール変換とシフト変換を表すパラメータである。 $\psi(t)$ は、2 乗可積分関数でアナライジングウェーブレットであり、 $\overline{\psi(t)}$ は $\psi(t)$ の複素共役を表す。

関数 $f(t)$ の不定積分された関数のウェーブレット変換は次のようになる。

$$\{w(\int f(t)dt + f_0)\} = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} (f(t)dt + f_0) \overline{\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)} dt \quad (2)$$

ここで、 f_0 は積分定数である。上式の右辺を変形した後に部分積分すると次式を得る。

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} (\int f(t)dt + f_0) \overline{\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)} dt \\ &= \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} (\int f(t)dt) \overline{\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)} dt + \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} f_0 \overline{\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)} dt \\ &= \frac{1}{\sqrt{a}} \left[\int f(t)dt \overline{\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)} \right]_{-\infty}^{\infty} - \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ f(t) \overline{\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)} \right\} dt \\ & \quad + \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} f_0 \overline{\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)} dt \end{aligned} \quad (3)$$

ここで3 行目の第3 項は、 f_0 が常数なのでウェーブレットがモーメントコンディション $\int_{-\infty}^{\infty} t^n \psi(t)dt = 0$ を満たしているため $n=0$ とした0 次のモーメントコンディションにより零となる。第3 行の第1 項はウェーブレットがコンパクトサポートであるから、 $\int \psi(t)dt|_{t=-\infty} = 0$, $\int \psi(t)dt|_{t=\infty} = 0$ より零となる。結局、1 回不定積分された関数のウェーブレット変換は次式のようにになる。

$$\{w(\int f(t)dt + f_0)\} = -\frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ f(t) \overline{\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)} \right\} dt \quad (4)$$

同様に、2 回不定積分された関数のウェーブレット変換は次式で表される。

$$\{w(\int \int f(t)dt + f_1 t + f_2)\} = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} (\int \int f(t)dt + f_1 t + f_2) \overline{\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)} dt \quad (5)$$

ここで、 f_1, f_2 は積分定数である。上式を部分積分し、アナライジングウェーブレットのコンパクトサポートと0 次、1 次のモーメントコンディションを考慮すると2 回不定積分された関数のウェー

レット変換は次式のようにになる。

$$\{w(\int \int f(t)dt + f_1 t + f_2)\} = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ f(t) \overline{\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)} \right\} dt \quad (6)$$

すなわち、不定積分された関数のウェーブレット変換は、アナライジングウェーブレットの積分と積分される元の関数 $f(t)$ のウェーブレット変換で表される。

2.2. 最小二乗法による構造パラメータの同定

対象とする建築物を q 層のせん断質点系とすれば、その構成方程式は次のように表すことができる。

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C} \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K} \mathbf{x} = \mathbf{Q} \quad (7)$$

ここで、 $\mathbf{M}$, $\mathbf{C}$, $\mathbf{K}$ は質量行列、減衰行列、剛性行列を表す。 $\mathbf{x}$ と $\mathbf{Q}$ は変位ベクトルと入力ベクトルである。ここでの主題は、 $\mathbf{M}$ が既知で、加速度と入力波形を観測して $\mathbf{C}$ と $\mathbf{K}$ の要素を同定するものである。すなわち、速度と変位を加速度の不定積分を用いて、次のように表す。

$$\dot{\mathbf{x}} = \int \ddot{\mathbf{x}}(t)dt + \mathbf{x}_0 \quad (8)$$

$$\mathbf{x} = \int \int \ddot{\mathbf{x}}(t)dt + \mathbf{x}_1 t + \mathbf{x}_2 \quad (9)$$

ここで、 $\mathbf{x}_0, \mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2$ は積分定数である。

前節で述べたウェーブレットへの積分転嫁を利用すると、 a, b を $a=2^i, b=2^j$ と離散化したとき、式(7)をウェーブレット変換した p 行目の成分は内積表示により次式で表される。

$$\begin{aligned} & \sum_q m_{pq} \langle \psi_{i,j}, \ddot{x}_q(t) \rangle + \sum_q c_{pq} \langle \psi_{i,j}^{(1)}, \dot{x}_q(t) \rangle + \sum_q k_{pq} \langle \psi_{i,j}^{(2)}, x_q(t) \rangle \\ &= \langle \psi_{i,j}, Q_q(t) \rangle \end{aligned} \quad (10)$$

ただし、

$$\begin{aligned} \psi_{i,j}^{(1)} &= 2^{-\frac{i}{2}} \int \psi(2^{-i}t - j)dt \\ \psi_{i,j}^{(2)} &= 2^{-\frac{i}{2}} \int \int \psi(2^{-i}t - j)dt \end{aligned} \quad (11)$$

ここで、 m_{pq}, c_{pq}, k_{pq} は入力の p 番目の成分を表す。式(10)からわかるように、速度項のウェーブレット変換はウェーブレットの1 回積分 $\psi_{i,j}^{(1)}$ と加速度との内積で表され、変位項のウェーブレット変換もウェーブレットの2 回積分 $\psi_{i,j}^{(2)}$ と加速度の内積で表される。

従って、速度応答、変位応答を計測することなく加速度応答のみで構造パラメータの諸量の関連が表される。 m_{pq} を既知としてこれらのパラメータの推定値とし、式誤差 $e(t)$ を含む式をたてると以下のようにになる。

$$\begin{aligned} & \sum_q m_{pq} \langle \psi_{i,j}, \ddot{x}_q(t) \rangle + \sum_q \tilde{c}_{pq} \langle \psi_{i,j}^{(1)}, \dot{x}_q(t) \rangle \\ & + \sum_q \tilde{k}_{pq} \langle \psi_{i,j}^{(2)}, x_q(t) \rangle = \langle \psi_{i,j}, Q_q(t) \rangle + \langle \psi_{i,j}, e(t) \rangle \end{aligned} \quad (12)$$

本研究では、式(12)について式誤差 $e(t)$ のウェーブレット変換の2 乗が最小となるように、構造パラメータの推定値 $\tilde{c}_{pq}, \tilde{k}_{pq}$ を同定する。評価規範として、次式の離散化した値を用いた。

$$J = \sum_i \sum_j \left| \langle \psi_{i,j}, e(t) \rangle \right|^2 \quad (13)$$

図 1 メキシカンハットのウェーブレット

この評価規範 J が最小となるように推定値 $\tilde{c}_{pq}$, $\tilde{k}_{pq}$ を定める。その条件は,

$$\frac{\partial J}{\partial \tilde{c}_{pq}} = 0, \quad \frac{\partial J}{\partial \tilde{k}_{pq}} = 0 \quad (14)$$

であり, これを施すことにより $\tilde{c}_{pq}$ と $\tilde{k}_{pq}$ の連立方程式が得られ, これを解いて, $\tilde{c}_{pq}$ と $\tilde{k}_{pq}$ を同定する。

アナライジングウェーブレットは, 式(15)に示すガウス関数を 2 回微分したラプラシアンガウシアン (Mexican hat) 関数を用いる。

$$\psi(t) = (1-t^2) \exp\left(-\frac{t^2}{2}\right) \quad (15)$$

このウェーブレット $\psi(t)$ は時間空間, 周波数空間共に局在し, コンパクトサポートであり, さらに, 0 次と 1 次に関するモーメントが零であり, 解析的に積分可能な関数である。ここで, Daubechies などの解析的に積分ができないアナライジングウェーブレットを用いる場合は, ウェーブレットの積分に数値積分を用いることになりその誤差の影響を考慮する必要がある。このような意味からも, 本研究ではアナライジングウェーブレットとして Mexican hat を用いた。図 1 にこの波形を示す。

3. 数値シミュレーションによる検証

3.1.1 質点系モデル

最初に図 2 に示す 1 質点系モデルを用いて数値シミュレーションを行い本手法の有効性を検証する。系の構造パラメータとして, 固有振動数 f_n は 10Hz, 減衰比 ζ は 0.1, 0.01, 0.005, 0.001 の 4 種類を与える。この 4 つの系について入力 $Q(t)$ として白色雑音を与え, 応答 $x(t)$ を Runge-Kutta-Gill 法によって数値積分して求めた。サンプリング周波数が同定精度に与える影響を調べるために, 3 種類のサンプリング周波数を用いて応答解析を行った。同定する固有振動数である 10Hz に対してその 10 倍, 20 倍, 40 倍のサンプリング周波数として 100Hz, 200Hz, 400Hz を設定した。従って, 入力 $Q(t)$ はそれぞれのサンプリング周波数について 50Hz, 100Hz, 200Hz 以下の周波数成分を持つ帯域制限白色雑音となる。

1 回の同定には 10.24(s)間の入出力データ (入力加速度及び応答加速度) を用い, パラメータの値を式(13)の評価規範を最小にするように同定した。つまり, サンプリング周波数が 100Hz の時は 1024 点, 200Hz の時は 2048 点, 400Hz の時は 4096 点のデータにより同定を行う。同定結果は解析上の誤差の影響により数値シミュレーションであっても, ある程度のばらつきを持つため, 今回は 100 組の異なる入出力データにより 100 回同定を行い, その平均値を同定値

図 2 1 質点系モデル

表 1 同定結果

Parameter	Exact Value	Identified Value		
		100Hz Sampling	200Hz Sampling	400Hz Sampling
f_n	10	9.58	9.81	9.91
ζ	0.1	0.099	0.099	0.1

表 2 同定結果

Parameter	Exact Value	Identified Value		
		100Hz Sampling	200Hz Sampling	400Hz Sampling
f_n	10	9.94	9.98	9.99
ζ	0.01	0.011	0.0099	0.01

表 3 同定結果

Parameter	Exact Value	Identified Value		
		100Hz Sampling	200Hz Sampling	400Hz Sampling
f_n	10	9.96	9.99	9.99
ζ	0.005	0.0056	0.0049	0.0051

表 4 同定結果

Parameter	Exact Value	Identified Value		
		100Hz Sampling	200Hz Sampling	400Hz Sampling
f_n	10	9.98	9.99	9.99
ζ	0.001	0.0013	0.0010	0.00098

表 5 同定結果

Parameter	Exact Value	Identified Value	
		From Acceleration data	From Displacement data
f_n	10	9.91	9.93
ζ	0.1	0.1	0.094
f_n	10	9.99	9.99
ζ	0.01	0.01	0.0099
f_n	10	9.99	9.99
ζ	0.005	0.0051	0.0046
f_n	10	9.99	9.99
ζ	0.001	0.00098	0.00087

とした。表 1 に固有振動数 $f_n=10(\text{Hz})$, 減衰比 $\zeta=0.1$ の系に対する同定結果を示す。同様に表 2 に固有振動数 $f_n=10(\text{Hz})$, 減衰比 $\zeta=0.01$ の系, 表 3 に固有振動数 $f_n=10(\text{Hz})$, 減衰比 $\zeta=0.005$ の系, そして表 4 に固有振動数 $f_n=10(\text{Hz})$, 減衰比 $\zeta=0.001$ の系に対する同定結果を示す。

まず, サンプリング周波数が同定精度に与える影響を見る。100Hz の場合には特に減衰で 10% を超えるものがあり精度が悪いが, 200Hz の場合には固有振動数及び減衰比共に誤差が 2% 以下となり, 400Hz の場合には更に同定精度の改善が見られる。つまり, 固有振動数の約 20 倍以上のサンプリング周波数であれば十分な精度で同定が可能であるといえる。また, 200Hz や 400Hz のサンプリング周波数であっても, 減衰比については最大誤差が約 2% と十分な精度ではあるものの値が小さくなるほど同定が難しくなるといえる。

3.2. 変位応答からの構造パラメータ同定手法との比較

緒言で述べたように, 本手法は既報¹²⁾¹³⁾で提案した入力加速度および変位応答のウェーブレット解析により構造パラメータを同定する手法に対して, 変位応答ではなく加速度応答のみを用いて同定できる点に特徴がある。ここでは変位応答を用いて同定する前手法との比較を行う。

同定する系は, 前節と同じ 4 種類の 1 質点系である。入力の前節同様白色雑音とし, 応答を Runge-Kutta-Gill 法によって数値積分して求めた。サンプリング周波数は 400Hz である。

表 5 に本手法と前手法による同定結果を示す。前手法についても固有振動数は十分な精度で求められているといえる。減衰比は本手法と比べ若干精度は落ちるが, 十分な精度で求められているといえる。また, 本手法同様, 1% 以下を下回るような減衰比についてはやはり同定が難しくなるといえる。この同定結果の比較から, ノイズのない理想的な入出力データが得られる数値シミュレーションでは両手法の差はほとんど無いといえる。

3.3.4 質点系モデル

図 3 に示す 4 質点系モデルを用いて数値シミュレーションを行い本手法の有効性を検証した。系の構造パラメータの値は $m_1=m_2=m_3=m_4=1.0(\text{kg})$, $k_1=36.0$, $k_2=35.5$, $k_3=35.0$, $k_4=34.5(\text{N/m})$, $c_1=0.72$, $c_2=0.71$, $c_3=0.70$, $c_4=0.69(\text{N}\cdot\text{s/m})$ であり, 1 次モードの固有振動数は 0.33Hz, 減衰比は 0.02 である。

まず入力 $Q(t)$ に対する加速度応答を Runge-Kutta-Gill 法により数値積分して求め, これを応答の観測値とした。サンプリング周波数は 100Hz であり, 入力 $Q(t)$ は 50Hz 以下の周波数成分を持つ帯域限定白色雑音である。図 4 に入力加速度波形, 図 5 に各質点の絶対加速度応答波形の一例を示す。1 回の同定に使用するデータ数は 1024 点, つまり 10.24(s)間のデータを用いた。75 組の異なる入出力データにより同定を 75 回行い, その平均値を持って同定値とした。表 6 に同定結果を示す。表からわかるように剛性 k , 減衰 c の両パラメータの同定値は真値と一致しており非常に良い精度で同定されていることがわかる。従って, 多質点系モデルについても十分な精度で同定できており, 本手法の有効性が確認できた。

4. 振動実験による検証

数値シミュレーションによる検証結果から, ウェーブレット変換を用いた構造パラメータ同定手法の有効性が確認された。しかし実

図 3 4 質点系モデル

図 4 入力加速度波形 $Q(t)$

図 5 各質点の絶対加速度波形

表 6 4 質点系モデルの同定結果

Parameter	Exact Value	Identified Value
c_1	0.720	0.720
c_2	0.710	0.710
c_3	0.700	0.700
c_4	0.690	0.690
k_1	36.0	36.0
k_2	35.5	35.5
k_3	35.0	35.0
k_4	34.5	34.5

図 6 1 質点系実験モデル

際の振動から得られるデータに対しては観測雑音が含まれる。そこで、構造パラメータの異なる 2 種類のモデルで振動実験を行い、得られた観測値に本手法を適用した。実験に用いた構造物モデルを図 6 に示す。

4.1. モデル 1

図 6 に示す構造物モデル（モデル 1 と呼ぶ）を振動台に固定し、加速度センサーを振動台とモデルの質量部に取り付けた。この振動台を加振器によって加振し、入力加速度とモデルの応答加速度を測定した。入力加速度は中心周波数 13Hz の広帯域有色雑音であり、その大きさは最大 5gal 程度とした。観測波形の一例を図 7、図 8 に示す。サンプリング周波数は 3.1 節の結果から、予想される固有振動数の約 20 倍以上の値として 500Hz とした。1 回の同定に使用するデータ数は 4096 点、つまり 8.192(s)間のデータを用いた。観測誤差等により同定値のばらつきが大きくなることが予想されたため、異なる観測データにより同定を複数回行い、その平均値を持って同定値とした。今回は 189 回の平均を同定値とした。

また、本手法の同定結果の精度を検証するために、固有振動数を共振曲線のピーク値から、減衰比をハーフパワ法¹⁵⁾より求め同定値と比較した。共振曲線は同定の際と同じデータから求めた。こちらも 189 回の平均値である。図 9 に共振曲線を示す。図中、実線は実験から得た共振曲線であり、破線はこの共振曲線から求めた固有振動数と減衰比を構造パラメータに持つシステムの共振曲線を描いたものである。両者はほぼ一致しており、実験から得た共振曲線より求めた値は妥当であるといえる。

表 7 に共振曲線より求めた値と同定値との比較を示す。固有振動数については十分な精度で求められているといえる。減衰比については、数値シミュレーションの結果から 1%を下回るような小さな減衰比については同定精度が落ちることが予想されたが、実験における観測データでは更に観測ノイズが含まれるため、同定値のばらつきは大きくなり同定が難しくなるといえる。

4.2. モデル 2

次に、減衰比をモデル 1 より大きくしたモデルについて本手法の同定精度を検証する。モデル 1 の側面に塩化ビニル製ラップフィル

図 7 入力加速度波形

図 8 絶対加速度応答波形

図 9 共振曲線（モデル 1）

表 7 共振曲線から求めた値と同定値の比較（モデル 1）

	共振曲線	同定値
固有振動数	11.23	11.16
減衰比	0.0018	0.0010

図 10 共振曲線（モデル 2）

表 8 共振曲線から求めた値と同定値の比較（モデル 2）

	共振曲線	同定値
固有振動数	12.52	12.43
減衰比	0.0268	0.0247

ムを貼り減衰を大きくしたモデル（モデル 2 と呼ぶ）で同様の実験を行った。モデル 1 の実験と同様に、サンプリング周波数は 500Hz、1 回の同定に使用するデータ数は 4096 点とし、189 回の同定後その平均値を同定値とした。共振曲線についても同様である。図 10 に共振曲線を示す。図中、実線は実験から得た共振曲線であり、破線はこの共振曲線から求めた固有振動数と減衰比を構造パラメータに持つシステムの共振曲線を描いたものである。両者はほぼ一致しており、実験から得た共振曲線より求めた値は妥当であるといえる。

共振曲線より求めた値と同定値との比較を表 8 に示す。減衰比が約 3% と、1% を上回っているこのモデル 2 については、固有振動数と減衰比のどちらも十分な精度で同定できているといえる。

モデル 1 及びモデル 2 の実験の結果から、観測誤差を含む実際の観測データを用いた場合においても、サンプリング周波数を適切に設定することで、本手法は有効に構造パラメータの同定が可能であることを確認できた。

5. 結言

本論文では、ヘルスモニタリングの確立のために、入力加速度と加速度応答の観測値からウェーブレット変換を用いて構造物のパラメトリックなシステム同定を行う手法を提案し、その有効性をシミュレーションと実験の面より検証した。数値シミュレーションでは、ばね定数も減衰係数も十分な精度で同定が可能であり、その精度は適切なサンプリング周波数を設定することで改善されることがわかった。実験では、ばね定数の同定は良好であった。減衰係数の同定については、数値シミュレーションと同様に 1% を下回るモデルでは同定精度が落ちるが、約 3% のモデルについては十分な精度で同定が可能であった。これらの検証の結果、本手法の有効性が確認できた。

参考文献

- 1) 曾根彰ほか 4 名：ウェーブレット変換を用いた機械・構造物のヘルスモニタリングシステム（正規直交ウェーブレットの生成と断続的異常信号の検出）日本機械学会論文集 C 編，第 61 巻，第 586 号，pp.2340 - 2346，1995.6
- 2) 曾根彰ほか 4 名：強震記録のウェーブレット解析による履歴復元力特性を有する建築物の累積損傷の推定，日本建築学会構造系論文集，第 476 号，pp.67 - 74，1995.10
- 3) Beck J.L. and Jennings P.C. : Structural Identification using Linear Models and Earthquake Engineering Records, Int J.Earthquake Engrg. and Struct. Dynamics, Vol.8, No.2, pp.145 - 160, 1980.
- 4) Shinozuka M. Yun C. B. and Imai H. : Identification of Linear Structural dynamic System, Journal of Engineering, Mech.Div., ASCE, Vol.108, No.6, pp.1371 - 1390, 1982.
- 5) Agbabian M.S., et al. : System Identification Approach to the detection of Structural Changes, Journal of Engineering Mechanics, ASCE, Vol.117, No.2, pp.370 - 390, 1991.
- 6) Liu P.L. : Identification and Damage Detection of Trusses using Model Data, Journal of Structural Engineering, ASCE, Vol.121, No.4, pp.599 - 608, 1995.
- 7) Masri R., et al. : Neural Network Approach to Detection of Changes in Structural Parameters, Journal of Engineering Mechanics, ASCE, Vol.122, No.4, pp.350 - 360, 1996.
- 8) 曾根彰ほか 3 名：常時微動と強震記録のウェーブレット解析による構造物の動特性推定とその変化の推定，日本建築学会構造系論文集，第 490 号，pp.65 - 72，1996.12
- 9) 近藤一平，濱本卓司：振動台実験のランダム応答データを用いた多層建築物の損傷検出，日本建築学会構造系論文集，第 473 号，pp.67 - 74，1995.7
- 10) 来田義弘：ウェーブレットによる非線型構造システムの同定，日本建築学会構造系論文集，第 504 号，pp.43 - 48，1998.2
- 11) 水野啓示朗，松井徹哉：ニューラルネットワークによる構造物の振動応答推定，日本建築学会構造系論文集，第 503 号，pp.53 - 60，1998.1
- 12) 曾根彰ほか 3 名：常時微動と強震記録のウェーブレット解析による構造物の動特性推定とその変化の推定，日本建築学会構造系論文集，第 490 号，pp.65 - 72，1996.12
- 13) 曾根彰ほか 2 名：入出力のウェーブレット変換を用いた多自由度系のパラメトリックなシステム同定，日本建築学会構造系論文集，第 512 号，pp.61 - 66，1998.10
- 14) 芦野隆一，山本鎮男：ウェーブレット解析，共立出版，1997 年
- 15) 城戸健一：2 チャンネル FFT アナライザ活用マニュアル II，日本ブランドメンテナンス，1987.

(1998年7月9日原稿受理，1998年11月19日採用決定)