

I-300 道路橋の衝撃加振試験における周波数領域多自由度適合法の改善について

前田建設工業(株) 正 員○龍 博志 長崎大学工学部 正 員 岡林 隆敏
長崎大学工学部 正 員 小西 保則 日本PSコンクリート(株) 正 員 北山 良

1. はじめに

既設橋梁の維持管理、道路環境問題、耐風安定性など、橋梁振動の測定の目的は多様化している。著者らは、高精度な振動特性推定が可能な衝撃加振法を提案してきた。衝撃加振法では、動特性を推定する同定理論の手法として、測定より求められた伝達関数に線形振動理論より得られる伝達関数を曲線適合させ、動特性を推定する。本研究では、多自由度曲線適合法の数値解析的な安定性を改善することにより、振動特性の推定精度向上を試みた。衝撃加振シミュレーションにモード円適合法、多自由度曲線適合法を適用し、SN比に対する推定誤差の傾向を調べ、各推定法の有効性を検討したものである。

2. 衝撃加振シミュレーションの方法

図-1は、衝撃加振法を示したものであり、図-2のようなトラスドラング橋を対象として、有限要素法により、図のような12自由度系の離散化モデルを構成する。このモデルの7次振動までの固有振動数と、仮定した各次数の減衰定数を表-1に示した。シミュレーションのフローチャートを図-3に示した。一般粘性減衰系の方

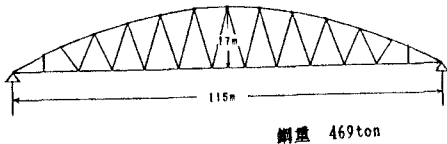


図-2 シミュレーションモデル

$$M \ddot{x} + C \dot{x} + K x = f(t) \quad (1)$$

$$x = \Phi q(t) \quad (2)$$

ここに Φ は、モード行列である。応答解析は、Runge-Kutta法を用いて計算する。観測雑音は、正規乱数を用いて、0～20Hzに帯域制限された白色雑音として発生させる。SN比は、雑音のパワー σ_n^2 と応答の実効値 $\sigma_s^2 = y^2_{max}/2$ と雑音の比で定義する。

3. 周波数領域多自由度曲線適合法について

ある周波数範囲 $\omega_L \leq \omega \leq \omega_U$ に n 個の共振点を有する線形多自由度系のコンプライアンスは、近似的に、

$$G(\omega) = \sum_{r=1}^n \left\{ \frac{U_r + j V_r}{j(\omega - \omega_{dr}) + \sigma_r} + \frac{U_r - j V_r}{j(\omega + \omega_{dr}) + \sigma_r} \right\} - (C + j D) / \omega^2 + E + j F \quad (3)$$

で表される。ここに、 C 、 D 、 E 、 F は、周波数範囲外からの影響を表示するための定数である。(3)式に実測のコンプライアンスを曲線適合させることにより、 ω_{dr} 、 σ_r 、 U_r 、 V_r 、

($r=1 \sim n$)および C 、 D 、 E 、 F の $4n+4$ 個のパラメータを決定する。ここで推定するパラメータを α で表す。

$$\alpha = \{ \omega_{d1}, \dots, \omega_{dn}, \sigma_1, \dots, \sigma_n, U_1, \dots, U_n, V_1, \dots, V_n, C, D, E, F \}^T \quad (4)$$

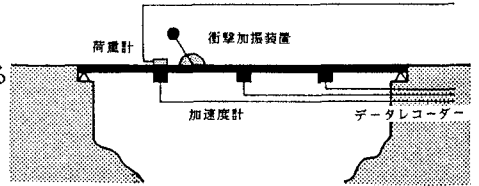


図-1 衝撃加振法のモデル

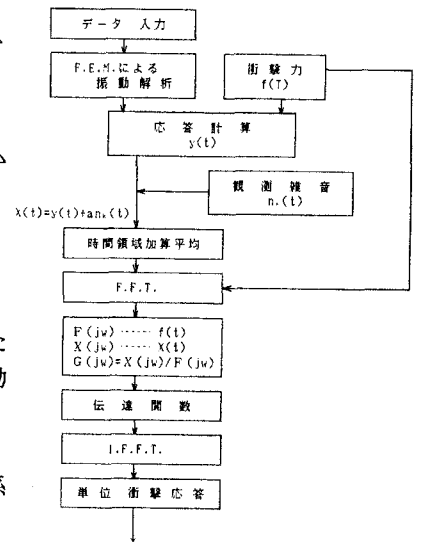


図-3 シミュレーションの方法

表-1 シミュレーションモデルの振動特性

振動次数	1	2	3	4	5	6	7
固有振動数	1.330	2.632	4.258	5.730	7.170	8.768	10.713
減衰定数	0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.02	0.01

実測のコンプライアンスを G_i 、対応する(3)式のコンプライアンスを α の関数として $G_i(\alpha)$ で表す。m個の測定点における残差ベクトルは、

$$H(\alpha) = G(\alpha) - \bar{G} \quad \text{----- (5)}$$

パラメータ α は(3)式において非線形であるので非線形最小二乗法により

$$\varepsilon = H(\alpha)^T H(\alpha) \quad \text{----- (6)}$$

を最小とする α を決定する。ここでは、 α を微小変化 $\alpha + \Delta\alpha$ させ、 $\Delta\alpha$ についての線形化した最小二乗法を用いる。数値的に安定に解くために次式

$$(B^T(\alpha)B(\alpha) + \nu^2 I) \Delta\alpha = -B^T(\alpha)H(\alpha) \quad \text{----- (7)}$$

の ν を $\Delta\alpha$ の値により適応的に変化させ α を求めるMarquardt法を用いる。ここに $B(\alpha) = \partial H(\alpha) / \partial \alpha$ である。また、数値誤差を小さくおさえる算法として正規方程式でなく次の等価な方程式をHouseholder変換を用いて解く。

$$\begin{bmatrix} B(\alpha) \\ \nu I \end{bmatrix} \Delta\alpha = - \begin{bmatrix} H(\alpha) \\ 0 \end{bmatrix} \quad \text{----- (8)}$$

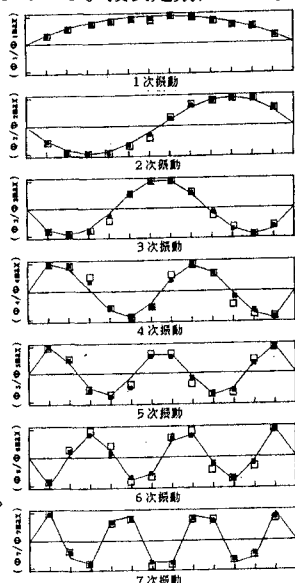
4. 各推定法による結果と考察

図-4、図-5は、SN比を、0~20(%)まで5%ごとに増加させた場合の、固有振動数と減衰定数の推定誤差を示したものである。固有振動数は、モード円適合によれば、誤差3%以内に収まっているものの、SN比が増大すると誤差が増加する傾向がある。多自由度曲線適合を行なうと、誤差0.5%以内と高精度の推定をしている。減衰定数については、モード円適合では、変位応答のデータを用いると、SN比が増大すると誤差の増加が顕著になる。多自由度曲線適合を行なうと、SN比が増大しても、誤差40%以内に収まり、特に、速度応答データを用いると、誤差10%以内である。図-6は、SN比20%の場合の速度応答データを用いた、多自由度曲線適合によるモードの推定結果である。高次振動についてわずかに誤差が出るが、ほとんど真のモードを推定している。また、多自由度曲線適合を行なうことにより推定精度が改善されている。

〔参考文献〕(1)岡林, 原, 梶川, 沖野: 62年土木学会第42回学術講演会。

(2)長松: モード解析, 培風館。

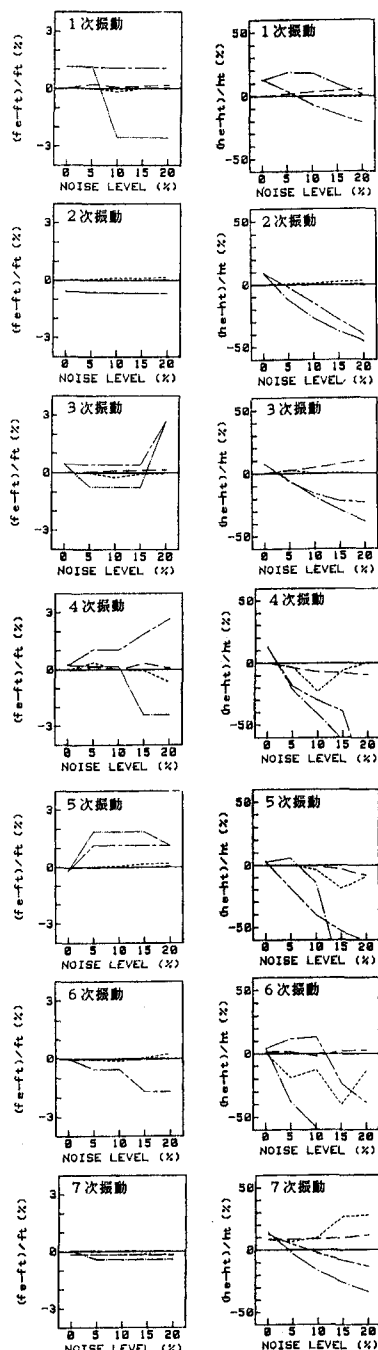
(3)中川, 小柳: 最小二乗法による実験データ解析, 東京大学出版会



□ モード円適合法

■ 多自由度曲線適合法

図-6 モードの推定誤差



— モード円適合(変位)
 - - - モード円適合(速度)
 多自由度曲線適合(変位)
 - · - 多自由度曲線適合(速度)

図-4 振動数の推定誤差 図-5 減衰定数の推定誤差