

I-489

走行車両が作用する道路橋のための動吸振器の最適設計

長崎大学工学部 正員○岡林隆敏 長崎大学大学院 学生員 竹下 渡
建設省 正員 松永鉄治

1. はじめに

風荷重や交通荷重による橋梁の振動を少なくするために、動吸振器が用いられている。従来の動吸振器の最適設計の方法は、作用する外力が調和振動であると考えている。しかし、土木構造物に作用する外力は、不規則で再現性のないものが多い。さらに、走行車両が作用する道路橋振動では、橋梁と車両が連成し複雑な振動を呈する。このような系に対して、従来の最適手法を適用することは、系の挙動を厳密に評価していないと考えられる。

本報告では、動吸振器の最適設計の問題を、制約条件のない非線形計画問題として解析する手法を提案する。橋梁の変位の分散を最小にするように、動吸振器の最適パラメータを選んでいる。

2. 車両が走行する道路橋の動吸振器

橋梁の x 点の変位は、 i 次振動モード $\phi_i(x)$ と i 次規準座標 $q_i(t)$ により、次式で表すことができる。

$$y(x, t) = \sum_i \phi_i(x) q_i(t) \quad \dots\dots\dots (1)$$

$x = b_k$ 点に m 個の動吸振器を取付けた橋梁上を、1 自由度でモデル化した車両が走行する場合を考える。 i 次振動の規準座標は、次式で与えられる。

$$\ddot{q}_i(t) + 2h_i \omega_i \dot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t) = - \sum_k \frac{m_k}{M_1} \ddot{d}_k(t) \phi_i(b_k) - \frac{m_0}{M_1} \ddot{Z}(t) \phi_i(vt) \quad \dots\dots\dots (2)$$

車両と動吸振器の方程式は次式で示される。

$$\ddot{Z}(t) + 2h_0 \omega_0 (\dot{Z}(t) - \dot{y}_v(t) - \dot{r}(t)) + \omega_0^2 (Z(t) - y_v(t) - r(t)) = 0 \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$\ddot{d}_k(t) + 2h_{dk} \omega_{dk} (\dot{d}_k(t) - \dot{y}_v(t)) + \omega_{dk}^2 (d_k(t) - y_v(t)) = 0 \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここに、 $Z(t)$ は、車両の変位、 h_0 と ω_0 は車両の減衰定数と固有円振動数、 v は走行速度である。また、 $d_k(t)$ は、 K 個目の動吸振器の変位、 h_{dk} 、 ω_{dk} はそれぞれ K 個目の動吸振器の減衰定数と固有円振動数である。さらに、 $r(t)$ は路面凹凸関数である。

路面凹凸は次の方程式の定常解過程で表すことができる。

$$\dot{r}(t) = -\beta r(t) + n(t) \quad \dots\dots\dots (5)$$

$n(t)$ は平均値0、強度 σ_n を有する白色雑音過程である。ここに、

$$\beta = 2\pi v a, \quad \sigma_n^2 = 4\pi^2 a v, \quad A = 10^{-3}, \quad a = 0.05$$

3. 系の状態空間表示と共分散方程式

橋梁を1次振動のみとし、動吸振器が1個設置されている場合 図-2 路面凹凸のパワースペクトルを考える。橋梁-車両-動吸振器-路面系の状態変数を取ると、これは、次のような要素より構成される。

$$X(t) = [q_1(t), \dot{q}_1(t), Z(t), \dot{Z}(t), d_1(t), \dot{d}_1(t), r(t)] \quad \dots\dots\dots (6)$$

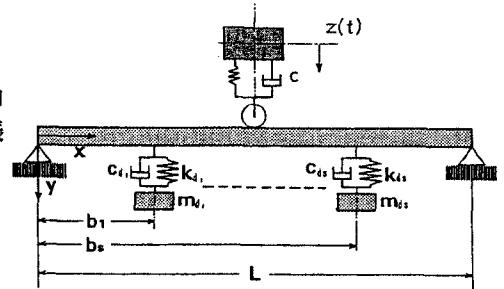
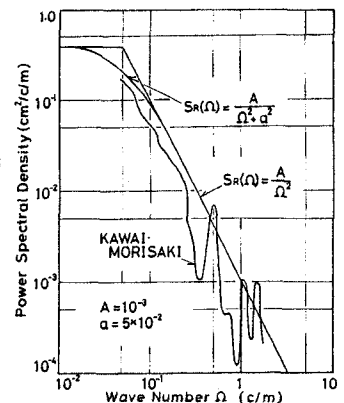


図-1 橋梁-車両-動吸振器系



応答 $X(t)$ の共分散は、定義より

$$R_x(t) = E[X(t)X(t)^T] \quad \dots\dots\dots (8)$$

で表される。この共分散の変化は、共分散方程式

$$\dot{R}_x(t) = A_x(t)R_x(t) + R_x(t)A_x^T(t) + Q_x(t), \quad R_x(t_0) = R_{x0} \quad \dots\dots\dots (9)$$

で与えられる。車両を任意の位置 $X=\lambda$ に固定させ、接地力を作用させて $t \rightarrow \infty$ とすると、(9)式は定常応答となる。

$$A_x(t)R_x(t) + R_x(t)A_x^T(t) + Q_x(t) = 0 \quad \dots\dots\dots (10)$$

4. 動吸振器の最適設計

変位応答の共分散、 $\sigma_y^2 = E[y(x,t)^2]$ を最小にするように、動吸振器の質量比、固有振動数、減衰定数を決定する。最適化手法には DFP (Davidon-Fletcher-Powell)法を用いた。文献(1)参照。

5. 数値解析と考察

数値解析は、表-1の橋梁を対象にし、車両は総重量20(t)、振動数3(Hz)、減衰定数 $h_0=0.03$ 、走行速度 $v=10$ (m/sec)である。橋梁の減衰定数は $h_1=0.02$ とした。

図-3は、最適化の収束状況を示したものである。7回程度の繰り返しで、ほぼ収束している。図-4は、動吸振器の質量比を変化させた場合、各支間長の橋梁の変位応答の標準偏差を示したものである。まず、動吸振器の質量を大きくすると、動吸振器の効果のために、応答の振幅が小さくなる。 $L=40$ mが橋梁と車両の固有振動数が接近する場合であり、動吸振器によりこの部分のピークが小さくなっている。

図-4と図-5は、支間長 $L=40$ mと50mの橋梁の非定常応答の結果である。動吸振器の最適パラメータは定常解のものを用いた。 $L=40$ mの応答が、動吸振器によりおさえ込まれていることがわかる。

図-6、は従来の理論による最適動吸振器を用いた場合の応答を示したものである。本解法と比較すると、定常応答に近い部分では、本法の解が小さくなっているが、重要なピークでの応答は従来の理論が小さくなっている。非定常理論による最適化の必要性を示唆している。

[参考文献]

(1) 岡林他:
不規則外力を受ける弾性ばねの最適動吸振器の設計,
平成2年度土木学会全国大会講演概要集

表-1 橋梁の諸元

スパン長 L (m)	総重量 W ($\times 10^4$ kg)	曲げ剛性 EI ($\times 10^{12}$ kg $\cdot$ cm 2)	固有振動数 f_1 (Hz)
20	4.84	6.21	6.23
30	7.76	12.42	3.79
40	10.68	24.41	2.94
50	13.60	42.20	2.45
60	15.52	65.78	2.11
70	19.44	80.15	1.70

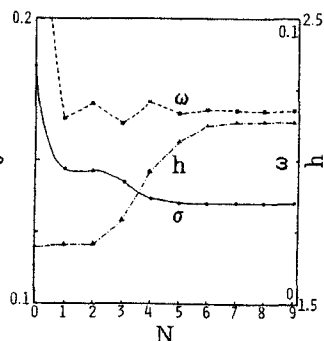


図-3 収束状況

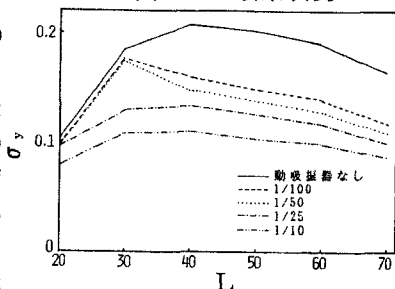


図-4 動吸振器の効果

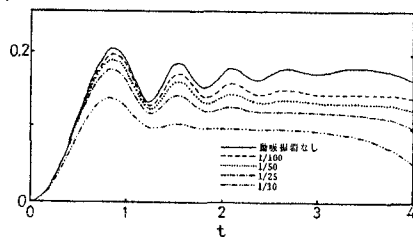


図-5 非定常応答($L=40$ m)

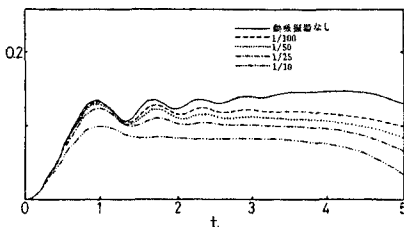


図-6 非定常応答($L=50$ m)

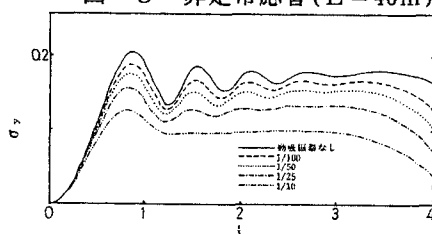


図-7 従来の理論による動吸振器