

単一車両が走行するプレートガーダー橋の
動吸振器の最適設計

OPTIMUM DESIGN OF DYNAMIC DAMPERS FOR PLATE GIRDER BRIDGES UNDER A MOVING VEHICLE

岡林隆敏* 竹下渡**

by Takatoshi OKABAYSHI and Wataru TAKESITA

This paper is concerned with a technique of the optimum design of dynamic dampers for random vibration of plate girder bridges under a moving vehicle. The bridges are modeled as the orthotropic plate based on the finite strip method. The optimized damper parameters such as frequencies, damping ratios and locations are determined using by a nonlinear programming method for the random response of the system to minimize the variance of the response. The minimization is carried out by the Davidon-Fletcher-Powell formula and the response variance of the system is obtained from the covariance equation which is solved numerically. As the numerical examples, the proposed method is applied to the optimal design of a dynamic damper attached to the bridge. The effectiveness of the damper is discussed by the response across transverse section of the bridge.

1. はじめに

近年、振動対策のために、動吸振器や同調液体ダンパー等付加装置、あるいはアクティブ制御により、振動を制御しようとする試み⁽¹⁾がなされている。その1つに、交通荷重が作用する高速道路高架橋の振動制御の問題がある。この振動低減対策に、動吸振器⁽²⁾やアクティブ制御⁽³⁾が適用されている。橋梁に動吸振器を設置する場合、すでに確立された設計法⁽⁴⁾が用いられる。近年、さらに一般的な構造系に対する動吸振器の設計法の研究が進められている。白色雑音が作用する、構造-動吸振器系の動吸振器の最適パラメータを決定する方法⁽⁶⁾や、制御する対象を1自由度系から多自由度系や弾性はりに拡張した研究⁽⁶⁾⁽⁷⁾がある。また、最適制御理論を適用した手法⁽⁸⁾⁽⁹⁾や、数値計画法に基づく手法⁽¹⁰⁾が提案されている。

走行車両による道路橋振動のための動吸振器設計の問題は、対象となる橋梁と車両が連成系になる点、車両が走行することによる非定常性が生じる点に特徴がある。このような複雑な系に対して、系の伝達関数のピークを最小にする規範に基づく単純な古典的理論では、十分に対応することはできない。そこで、本論文では不規則振動論を基礎にして、構造系に制約されることのない、最適理論による動吸振器の最適設計の手法を提案した⁽¹¹⁾。実際の橋梁では、複数台の車両が走行しているが、車両と連成する橋梁の特性を明確にするために、ここでは単一車両が走行する場合を解析の対象としている。本論文では、プレートガーダー橋を直交異方板でモデル化⁽¹²⁾⁽¹³⁾し、車両が走行する橋梁に設置する動吸振器の最適設計の方法を提案した。

路面凹凸を白色雑音を入力とする形成フィルターの出力でモデル化⁽¹⁴⁾する。この仮定により、橋梁-車

* 工博 長崎大学助教授 工学部社会開発工学科 (〒852 長崎市文教町1番14号)

** 工修 (株)横河技術情報 橋梁システム第1部 (〒273 船橋市山野町27番地横河テクノビル)

両一動吸振器一路面系は伊藤型の確率微分方程式で表わすことができる。橋梁は、文献(13)で報告したように、有限帯板法により直交異方性板でモデル化した。橋梁の応答の分散は、共分散方程式により求めることができる。次に、着目点の応答の分散の最大値が最小になるように、設計変数である動吸振器のパラメータを、可変計量法⁽¹⁵⁾のDavidon-Fletcher-Powell公式により最適調整する。

数値計算では、橋梁の5次振動までを考慮し、この場合の動吸振器の最適設計を行なった。動吸振器の有効性は、橋梁の応答の分散から評価する。動吸振器を設置した橋梁の変位応答の分散の最大値を最小にする基準に基づいて、非定常理論による、動吸振器を設計した。さらに、解析を簡略化した、定常応答の分散を最小にする基準に基づく定常理論による設計法も示し、その有効性を検討した。橋梁の2次元モデルでは、橋軸直角方向の応答の変動が最大応答に影響する。そこで、動吸振器を設置することによる橋梁の橋梁横断方向の応答への影響を、詳細に検討した。

2. 橋梁一動吸振器一車両一路面系の運動方程式

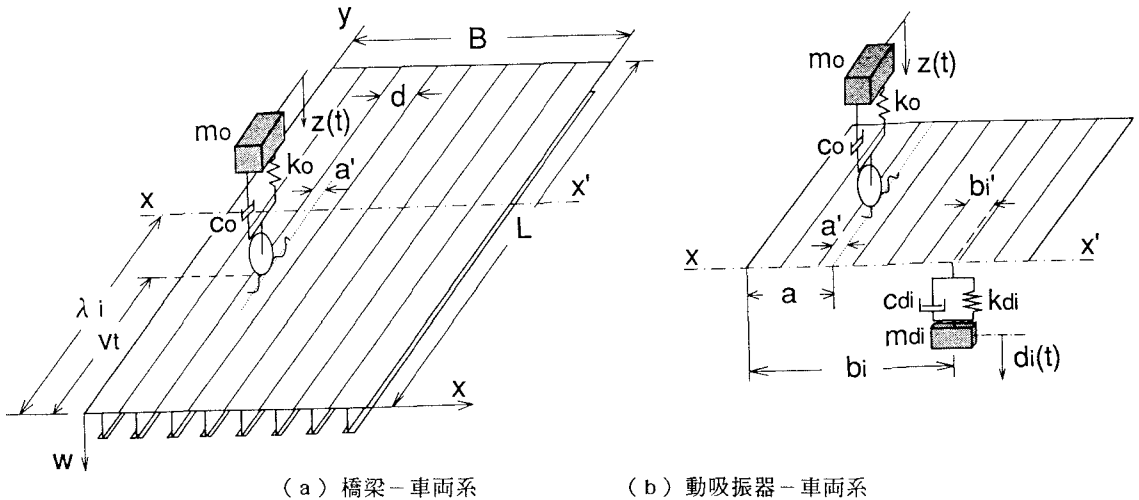


図-1 橋梁一動吸振器一車両系

(1) 橋梁系のモデル化

図-1 (a) (b)はs個の動吸振器を設置した、不規則路面凹凸を有するプレートガーダー橋上を、単一車両が走行する状態を示したものである。本論文では橋梁を有限帯板法⁽¹³⁾によりモデル化する。

橋梁のk次の縦方向の振動モードを ψ_k 、基準座標を $\mathbf{p}_k(t)$ とした場合、k次の帯板節線の動的変位と動的たわみ角のベクトル $\mathbf{q}_k(t)$ は、

$$\mathbf{q}_k(t) = \Psi_k \mathbf{p}_k(t) \quad (1)$$

で表わされる。節線i, i+1に関する $\mathbf{q}_k(t)$ を $[\mathbf{q}_k(t)]_i$ とし、帯板の変位関数を $S_k(x, y)$ とすると、i, i+1節線内の変位は、次式ようになる。

$$w(x, y, t) = \sum_{k=1}^r S_k(x, y) [\mathbf{q}_k(t)]_i \quad (2)$$

橋梁に外力が作用し、さらに減衰を考慮した場合、橋梁の運動方程式は、次式で与えられる。

$$\mathbf{M}_k \ddot{\mathbf{q}}_k(t) + \mathbf{C}_k \dot{\mathbf{q}}_k(t) + \mathbf{K}_k \mathbf{q}_k(t) = \mathbf{Q}_k(t) \quad (3)$$

ここに、 $\mathbf{M}_k$, $\mathbf{C}_k$, $\mathbf{K}_k$ は、帯板の縦方向の振動次数k次に対応する質量マトリクス、減衰マトリクス、剛性マトリクスである。外力ベクトル $\mathbf{Q}_k(t)$ は、車両の接地力に関するベクトル $\mathbf{Q}_k^v(t)$ と、動吸振器が橋梁に

与える力に関するベクトル $\mathbf{Q}_k^{di}(t)$ から構成される。

$$\mathbf{Q}_k(t) = \mathbf{Q}_k^v(t) + \sum_{i=1}^S \mathbf{Q}_k^{di}(t) \quad (4)$$

帯板 $(i, i+1)$ に車両の接地力 F_v が作用したものとすると、 $\mathbf{Q}_k^v(t)$ は、

$$\mathbf{Q}_k^v(t) = [O_{1, i-1}^T \quad \mathbf{V}_k^T(t) \quad O_{i+1, n}^T]^T \quad (5)$$

で表わされる。ここに、 $\mathbf{V}_k(t)$ は、 i と $i+1$ 節線に作用する車両の接地力であり、 $O_{k, 1}$ は、 k 節線から 1 節線に作用する力が 0 であることを示している。図-1 で示すように、車両が i 節線から $x = a$ の位置にあり、速度 v で走行するものとすると、節線力は、次式のように表わされる。

$$\mathbf{V}_k(t) = F_v \mathbf{S}_k(a, vt)^T \quad (6)$$

i 個目の動吸振器が、帯板 $(j, j+1)$ に設置されたものとすると $\mathbf{Q}_k^{di}(t)$ は、

$$\mathbf{Q}_k^{di}(t) = [O_{1, j-1}^T \quad \mathbf{T}_{ik}^T(t) \quad O_{j+1, n}^T]^T \quad (7)$$

となる。ここに $\mathbf{T}_{ik}(t)$ は、 j と $j+1$ 節線に作用する動吸振器の力である。 i 個目の動吸振器が $x = b_i$, $y = \lambda_i$ 上に設置されているものとする。また、 i 個目の動吸振器が、橋梁に与える力を F_{di} とすると、 $\mathbf{T}_{ik}(t)$ は、次式のように表わされる。

$$\mathbf{T}_{ik}(t) = F_{di} \mathbf{S}_k(b_i, \lambda_i)^T \quad (8)$$

(3) 式を対角化するために次のような置き換えをする。

$$\mathbf{L}_k = \Psi_k^T \mathbf{M}_k \Psi_k, \quad \mathbf{H}_k = \mathbf{L}_k^{-1} \Psi_k^T \mathbf{D}_k \Psi_k, \quad \Omega_k = \mathbf{L}_k^{-1} \Psi_k^T \mathbf{K}_k \Psi_k \quad (9)$$

この結果、次式のような基準座標 $\mathbf{p}_k(t)$ の方程式が得られる。

$$\ddot{\mathbf{p}}_k(t) + \mathbf{H}_k \dot{\mathbf{p}}_k(t) + \Omega_k \mathbf{p}_k(t) = \mathbf{L}_k^{-1} (\mathbf{Z}_k^{vT} \mathbf{S}_k(a, vt)^T F_v + \sum_{i=1}^S \mathbf{Z}_k^{diT} \mathbf{S}_k(b_i, \lambda_i)^T F_{di}) \quad (10)$$

ここに、 $\mathbf{H}_k$ 及び Ω_k は、減衰と固有円振動数から構成されるマトリクスであり、 $\mathbf{Z}_k^v$ と $\mathbf{Z}_k^{di}$ は、車両及び i 個目の動吸振器が作用する帯板の振動モードマトリクスである。基準座標 $\mathbf{p}_k(t)$ を合成したベクトルを

$$\mathbf{p}(t) = [\mathbf{p}_1(t)^T, \dots, \mathbf{p}_r(t)^T]^T \quad (11)$$

とすると、(10) 式をまとめて、 $\mathbf{p}(t)$ に関する方程式を構成することができる。

(2) 動吸振器-車両-路面凹凸のモデル化

i 個目の動吸振器の変位を $d_i(t)$ とすると、動吸振器が橋梁に与える力 F_{di} は、動的変動のみを考慮すると、次式で与えられる。

$$F_{di} = -m_{di} \ddot{d}_i(t) \quad (12)$$

動吸振器の方程式は、動吸振器設置箇所の橋梁のたわみ $w(b_i, \lambda_i, t)$ を考慮して

$$\begin{aligned} \ddot{d}_i(t) + 2h_{di}\omega_{di}(\dot{d}_i(t) - \dot{w}(b_i, \lambda_i, t)) \\ + \omega_{di}^2(d_i(t) - w(b_i, \lambda_i, t)) = 0 \end{aligned} \quad (13)$$

のように表わすことができる。ここに、 h_{di} , ω_{di} は、 i 個目の動吸振器の減衰定数と固有円振動数である。

一方、車両の接地力は、

$$F_v = -m_0 \ddot{z}(t) \quad (14)$$

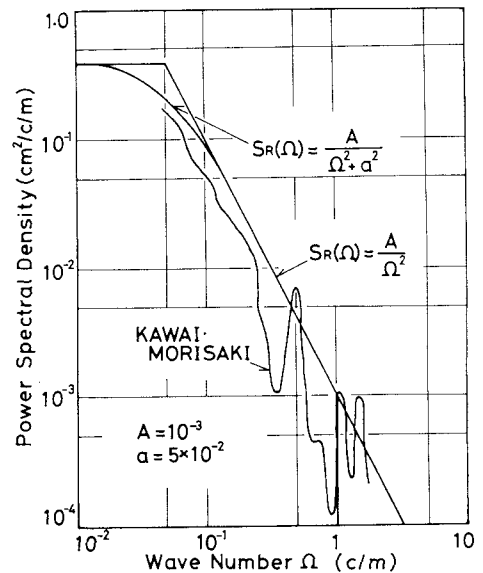


図-2 路面凹凸のパワースペクトル密度

で与えられる。また、不規則路面凹凸を走行する車両の方程式は、

$$\ddot{z}(t) + 2h_0\omega_0(\dot{z}(t) - \dot{w}(a, vt, t) - \dot{r}(t)) + \omega_0^2(z(t) - w(a, vt, t) - r(t)) = 0 \quad (15)$$

となる。

路面凹凸 $r(t)$ は、これまでの研究で用いたモデル⁽¹⁴⁾を使用する。路面凹凸のパワースペクトル密度は、図-2である。単位長さ当たりの路面凹凸を Ω (C/m) とすると、路面凹凸のパワースペクトル密度は、

$$S_R(\Omega) = A / (\Omega^2 + a^2) \quad (16)$$

で表わすことができる。ここで、 $x = vt$ により距離を時間に変換すると、このパワースペクトル密度は

$$S_r(\omega) = S_0 / (\omega^2 + \beta^2) \quad (17)$$

となる。ここに、 $S_0 = 2\pi v A$ 、 $\beta = 2\pi v a$ である。(17)式のパワースペクトル密度は、白色雑音過程を入力とする、次式の定常解過程として実現することができる。

$$\dot{r}(t) + \beta r(t) = n(t) \quad (18)$$

ここで、 $n(t)$ は、次のような確率特性で規定される白色雑音過程である。

$$E[n(t)] = 0 \quad E[n(t_1)n(t_2)] = \sigma^2 \delta(t_1 - t_2) \quad (19)$$

ただし、 $\sigma^2 = 2\pi S_0$ であり、 $A = 10^{-3}$ 、 $a = 0.05$ を用いた。また、 $E[\cdot]$ は、集合平均のための演算子であり、デルタ $\delta(t)$ はデルタ関数である。

3. 系の確率微分方程式と共分散方程式

(1) 橋梁-動吸振器-車両-路面系の確率微分方程式

帯板 $(i, i+1)$ における動的変位は、

$$w(x, y, t) = \mathbf{S}(x, y) \mathbf{Z}^i \mathbf{p}(t) \quad (20)$$

で与えられる。ここに、 $\mathbf{Z}^i$ は、着目点の帯板 $(i, i+1)$ に関するモードマトリクスである。

橋梁の固有振動数を低い方から m 次まで考慮し、さらに橋梁系の状態変数 $\mathbf{Y}(t)$ を $2m$ 次元ベクトルで定義する。

$$\mathbf{Y}(t) = [\mathbf{p}(t)^T, \dot{\mathbf{p}}(t)^T]^T \quad (21)$$

動吸振器の状態変数 $\mathbf{D}(t)$ は、 $d_i(t)$ 、 $\dot{d}_i(t)$ 、 $(i=1, \dots, s)$ により構成される。

$$\mathbf{D}(t) = [d_1(t), \dots, d_s(t), \dot{d}_1(t), \dots, \dot{d}_s(t)]^T \quad (22)$$

車両-路面系の状態変数は、車両を1自由度系と仮定しているので

$$\mathbf{V}(t) = [z(t), \dot{z}(t), r(t)]^T \quad (23)$$

となる。これらの状態変数を合成して、橋梁-動吸振器-車両-路面系の状態変数 $\mathbf{X}(t)$ を、

$$\mathbf{X}(t) = [\mathbf{Y}(t)^T \mathbf{D}(t)^T \mathbf{V}(t)^T]^T \quad (24)$$

で定義する。この状態変数 $\mathbf{X}(t)$ を用いると(10)、(13)、(15)、(18)式は、次のような伊藤型確率微分方程式で表わすことができる。

$$d\mathbf{X}(t) = \mathbf{A}_X(t)\mathbf{X}(t)dt + \mathbf{B}_X(t)d\mathbf{W}_X(t), \quad \mathbf{X}(0) = \mathbf{X}_0 \quad (25)$$

ここに、 $d\mathbf{W}_X(t)$ は Wiener 過程である。本論文では、

$$d\mathbf{W}_X(t) = d\mathbf{w}(t) \quad (26)$$

となる。白色雑音過程は Wiener 過程の形式的な微分で表わすことができ、微小増分の分散は、

$$E[d\mathbf{w}(t)^2] = \sigma^2 dt \quad (27)$$

で与えられる。

(2) 系の共分散方程式

帯板 $(i, i+1)$ の変位応答の分散は、次式で与えられる。

$$E[w^2(x, y, t)] = \mathbf{S}(x, y) \mathbf{Z}^i E[\mathbf{p}(t)\mathbf{p}(t)^T] \mathbf{Z}^{iT} \mathbf{S}(x, y)^T \quad (28)$$

ここに、橋梁の基準座標の共分散行列 $E[\mathbf{p}(t)\mathbf{p}(t)^T]$ は、

$$\mathbf{R}_X(t) = E[\mathbf{X}(t)\mathbf{X}(t)^T] \quad (29)$$

の要素として与えられる。橋梁上を車両が走行することによる、橋梁-車両-路面系の共分散の時間的変化は、次の共分散方程式

$$\dot{\mathbf{R}}_X(t) = \mathbf{A}_X(t)\mathbf{R}_X(t) + \mathbf{R}_X(t)\mathbf{A}_X(t)^T + \mathbf{Q}_X(t), \quad \mathbf{R}_X(t_0) = \mathbf{R}_{X0} \quad (30)$$

で表わされる。ただし、 $\mathbf{Q}_X(t)$ は外力系の共分散行列で、次式のように表わされる。

$$\mathbf{Q}_X(t) = \mathbf{B}_X(t)\mathbf{B}_X(t)^T \sigma^2 \quad (31)$$

共分散方程式の初期条件として車両系の共分散 $\mathbf{R}_v$ の要素は、文献(13)に示している。

定常応答を仮定した場合の共分散方程式は、次に示すような連立方程式で表わされる。

$$\mathbf{A}_X \mathbf{R}_X + \mathbf{R}_X \mathbf{A}_X^T + \mathbf{Q}_X = \mathbf{O} \quad (32)$$

4. 最適化問題への定式化

着目点 (x, y) の変位応答の分散の最大値は、

$$\sigma_{w^2 \max} = E[w(x, y, t)^2]_{\max} \quad (33)$$

で与えられる。これを最小にするように動吸振器の固有円振動数 ω_{di} 、減衰定数 h_{di} 、配置位置 (b_i, λ_i) を決める。動吸振器の質量 m_{di} は、設計段階において、設計条件として与えられる場合が多いので、これはあらかじめ設定できるものと仮定した。ここで、これらのパラメータを、

$$\alpha = (\alpha_1 \cdots \alpha_i \cdots \alpha_{4s}) = (\omega_{d1}, h_{d1}, b_{d1}, \lambda_{d1}, \cdots, \omega_{ds}, h_{ds}, b_{ds}, \lambda_{ds}) \quad (34)$$

で表わすものとする。動吸振器のパラメータ α が決まると、共分散方程式より(33)式の最大応答が求められる。そこで、動吸振器の最適設計の問題は、

$$\sigma_{w^2 \max}(\alpha, t_m) \rightarrow \min \quad (\alpha \rightarrow \alpha^*) \quad (35)$$

を満たす α の探索問題として定式化できる。ただし、 t_m は、車両が進入して最大応答が発生するまでの時間、 α^* は最適パラメータである。

この問題を解くために、可変計量法⁽¹⁵⁾を用いた。更新公式として、D.F.P.(Davidon-Fletcher-Powell)公式を使っている。D.F.P公式では、最大応答の分散 $\sigma_{w^2}(\alpha, t)$ の各パラメータに関する感度

$$\partial \sigma_{w^2 \max}(\alpha, t) / \partial \alpha_j = \mathbf{S}(x, y) \mathbf{Z}^i \mathbf{P}_j(t) \mathbf{Z}^{iT} \mathbf{S}(x, y)^T \big|_{t=t_m} \quad (36)$$

を求める必要がある。これは、次の感度方程式より求められる。

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{P}}_j(t) &= \mathbf{A}_x(t) \mathbf{P}_j(t) + \mathbf{P}_j(t) \mathbf{A}_x^T(t) + \mathbf{C}_j(t) \mathbf{R}_x(t) + \mathbf{R}_x(t) \mathbf{C}_j^T(t) + \mathbf{D}_j(t) \\ \mathbf{P}_j(0) &= \mathbf{O} \quad (j=1, \cdots, 4s) \end{aligned} \quad (37)$$

ただし、 $\mathbf{P}_j(t) = \partial \mathbf{R}_x(t) / \partial \alpha_j$ 、 $\mathbf{C}_j(t) = \partial \mathbf{A}_x(t) / \partial \alpha_j$ 、 $\mathbf{D}_j(t) = \partial \mathbf{Q}_x(t) / \partial \alpha_j$ である。

本論文では、 $\mathbf{Q}_X(t)$ と $\mathbf{R}_{X0}$ の中に動吸振器のパラメータは含まれないので、それぞれの α_j に関する偏微分は0となる。

定常応答解析は最大応答の良い推定値になることが確認できている⁽¹³⁾。定常応答を仮定した場合、応答共分散の感度の時間的変化が0になるから、感度方程式は次のようになる。

$$\mathbf{A}_x(t) \mathbf{P}_j(t) + \mathbf{P}_j(t) \mathbf{A}_x^T(t) + \mathbf{C}_j(t) \mathbf{R}_x(t) + \mathbf{R}_x(t) \mathbf{C}_j^T(t) + \mathbf{D}_j(t) = 0 \quad (38)$$

5. 数値解析と考察

(1) 橋梁と車両の特性

橋梁上を単一車両が走行する場合、着目点の変位応答を最小にする動吸振器を設計し、この動吸振器の効果を検討した。動吸振器の最適設計では、非定常応答解析による変位応答の分散の最大値を最小にする動吸振器と、車両の走行による非定常性を無視した定常応答に着目したものを考えた。定常応答解析による動吸振器の設計法は、計算処理も簡単であり、実用的な計算に適している。動吸振器の効果を調べるために、まず非定常理論および定常理論で動吸振器を最適設計する。次にそれぞれの動吸振器を設置した橋梁の車両に

表－1．対象橋梁の構造諸元

項目	諸元
形 式	鋼 I 型合成桁
主桁本数	8 本
支間長	39.2 (m)
橋 長	40.0 (m)
幅 員	23.85(m)

表－2．直交異方性板の断面定数

	G_1, G_8	$G_2 \sim G_7$
D_x (kgf.m)	12.0×10^6	12.0×10^6
D_y (kgf.m)	1157.8×10^6	609.7×10^6
D_{xy} (kgf.m)	18.7×10^6	9.4×10^6
D_1 (kgf.m)	0	0
d_k (m)	1.705	3.410

よる応答から、動吸振器の効果を検討した。この解析では、5 次までの振動次数を考慮した。本論文は、数理最適理論による橋梁と車両およ

表－3 橋梁の固有振動数 ($h_i=0.02$)

	1 次	2 次	3 次	4 次	5 次
固有振動数(Hz)	2.56	2.83	3.87	7.06	10.13

表－4 車両の諸元と振動特性

総重量	20 (ton)
固有振動数	3.0 (Hz)
減衰定数	0.03

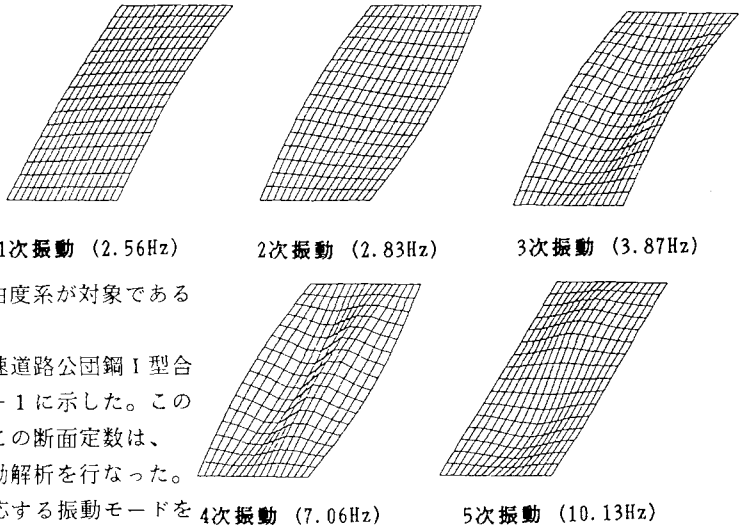
び橋梁のモード間の連成さらに系の非定常性を考慮した、動吸振器の最適設計の手法の提案と解析例を示したものであり、基本的に 1 自由度系が対象である古典理論との比較を行っていない。

解析の対象とした橋梁は、阪神高速道路公団鋼 I 型合成桁橋である。橋梁の構造諸元を表－1 に示した。この橋梁を直交異方板でモデル化する。この断面定数は、表－2 になる。表－2 に基づいて振動解析を行なった。その固有振動数を表－3 に示し、対応する振動モードを図－3 に示した。

走行車両モデルは、1 自由度系の単一車両を考える。その車両の振動特性は、表－4 に示したものである。数値計算では、車両の走行速度を $v=10$ (m/s) とした。また、動吸振器の質量比は $1/50$ である。また、車両の走行状態および着目点の組み合わせに対して、いくつかの事例について計算を行なった。本論文では、車両が橋梁中央を走行し、幅員中央を着目点とした場合と、車両が幅員端部から $1/4$ の線を走行し、幅員端部を着目点にした場合を考えた。それぞれの場合を、CASE1 および CASE2 とする。いくつかの組み合わせの条件で計算を行なったが、論文ではその中の代表的な 2 例を示す。

(2) 配置の収束状況

プレートガーダー橋では、動吸振器の設置位置が 2 次元になる。本解析では、設置位置も設計変数としてしている。定常解析における、設置位置の収束状況の例を図－4 に示した。これは、CASE1 の場合において、定常変位応答を抑え込むように動吸振器の最適設計を行なったものである。縦軸はスパン長 L で基準化した橋軸方向の位置を示したもので、横軸は、幅員長 B で基準化した横断方向位置を示したものである。配置位置の初期値は、動吸振器の移動の状況を明確にするために、着目点から離れた $(3B/4, L/2)$ 点とした。図の 0 ～ 9 の数字は、収束回数をわしている。収束状況を見ると、着目点を回るようにして、最適配置位置に近づいている。この場、着目点が最適配置位置になっている。収束回数は、初期値が最適配置位置と離れていたに



図－3 橋梁の振動モード

もかわらず、9 回程度で収束している。

(3) 各種の最適理論による

動吸振器の効果

提案した手法により動吸振器を最適設計し、その有効性を着目点の動的応答から検討した。図-5 (a) は CASE1 で設計した動吸振器を橋梁に設置した場合、支間中点の幅員中央部の非定常変位応答を示したものである。縦軸は、変位応答の標準偏差で、横軸は、車両が橋梁を通過する時間で基準化した、車両が橋梁に進入してから時間である。

図の実線は、動吸振器を設置していない場合の応答を示し、点線と破線は、それぞれ非定常理論と定常理論により設計した動吸振器を設置した場合の応答である。この結果を見ると、動吸振器がない場合の応答は、はりモデル⁽¹⁴⁾のように車両と橋梁の連成により生ずる非定常性は強くない。動吸振器を設置した場合の応答を見ると、定常理論で動吸振器を設計した場合の応答曲線と、非定常理論で動吸振器を設計した場合の応答曲線は、ほぼ一致している。さらに、動吸振器の効果を見ると、動吸振器を設置すると、いずれの場合でも最大応答が 1/4 程度低減していることが分かる。

図-5 (b) は、CASE2 で設計した動吸振器を設置した場合、橋梁の支間中央部、幅員端部の応答を示したものである。CASE1 の結果と同じく、動吸振器がない場合の応答は、車両と橋梁の連成により生ずる非定常性は強くない。非定常理論と定常理論により設計された動吸振器を設置した場合、両理論による応答の差は、応答曲線の形状に若干の差はあるが最大応答については一致している。応答曲線より、動吸振器を設置すると CASE2 の場合は、動吸振器を設置しない場合に比べて、応答は約 1/2 に低減している。これらの計算結果から、動吸振器の効果がわかる。さらに、橋梁と車両の連成による非定常性が強く現れない橋梁では、定常理論と非定常理論による動吸振器は同じ条件になるため、計算の簡便な定常理論による動吸振器の設計が可

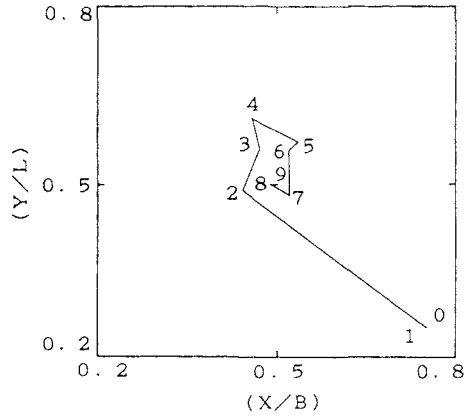
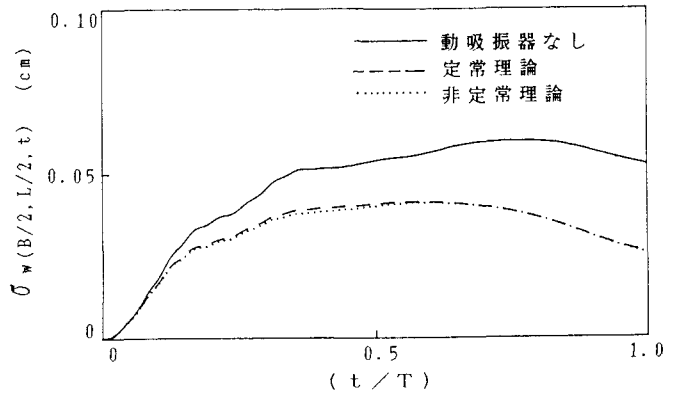
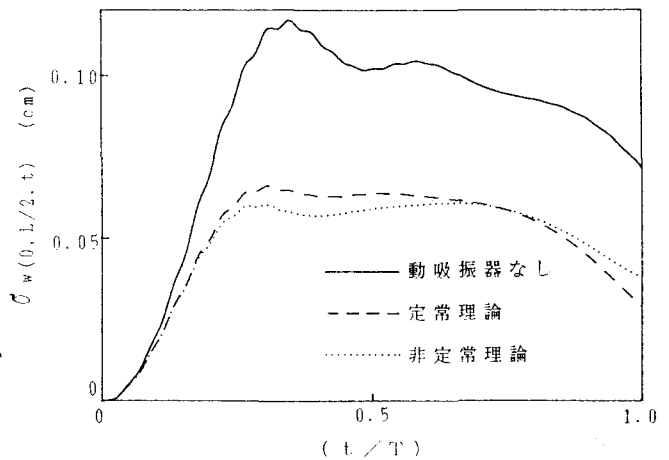


図-4 最適配置の収束状況



(a) CASE 1



(b) CASE 2

図-5 着目点の非定常応答

能であることがわかる。

(4) 橋軸横断方向の応答の挙動

2次元の板モデルでは、橋軸横断方向の変動を評価する必要がある。図-6はCASE1とCASE2で設計した動吸振器を設置した場合の支間中点の幅員方向の挙動である。これらの図において、縦軸は、変位応答の標準偏差を示し、横軸は、幅員長Bで基準化した横断方向の位置を示している。実線は、動吸振器を設置していない場合の応答を示し、破線が定常理論により設計した動吸振器を設置した場合、点線が非定常理論により設計した動吸振器を設置した場合の応答である。図の $L/6 \sim 6L/6$ は、車両の橋梁上における通過位置を示している。

図-6から、橋梁の横断方向の動的挙動を見ることができる。通常動吸振器に用いられる梁モデル⁽¹³⁾

⁽¹⁴⁾は、このような橋梁の平均的な挙動を表現している。非定常理論と定常理論により設計された動吸振器の効果を検討するために、CASE1およびCASE2の応答を見ると、非定常理論と定常理論による動吸振器を設置した応答がほぼ同じ挙動を示している。すでに述べたように、橋梁と車両の連成が強くない場合、定常理論で動吸振器の設計が可能である。

次に、動吸振器の効果について検討する。CASE1の着目点を幅員中央として動吸振器を設計した場合の応答を見ると、着目点近傍は動吸振器の効果が大きく、橋端ではこれが小さくなる。また、CASE2の場合では、動吸振器を設置すると、これを設置しない場合の応答より大きくなる部分が現れることが注目される。

そこで、このような問題を回避するために、評価関数として横断方向の平均変位を用いた設計を行なった。図-7は、CASE2の場合について、このような評価関数で動吸振器の設計を行なったときの横断方向の変位応答変動を示したものである。図-6(b)と比べると、動吸振器の効果は若干低下するが、動吸振器を設置しない場合より、設置した場合の応答が大きくなる点は回避されていることが分かる。このように、動的挙動が複雑な構造物に対して、動吸振器を設置するためには、動吸振器の効果を評価する評価関数を適切に選定する必要がある。本論文では検討していないが、このような系に対して、複数個の動吸振器を設置する

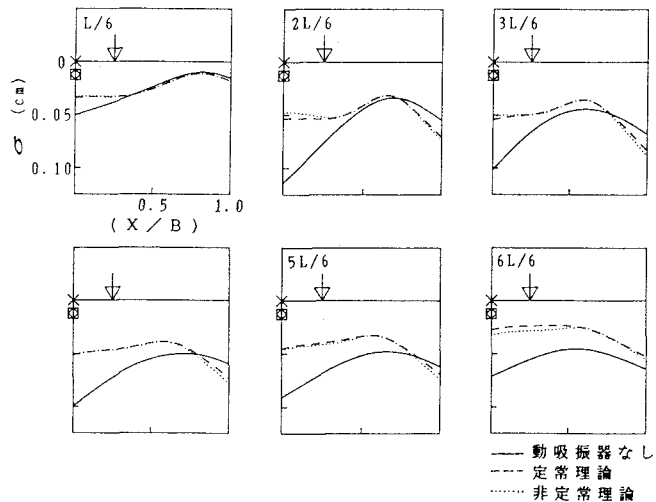
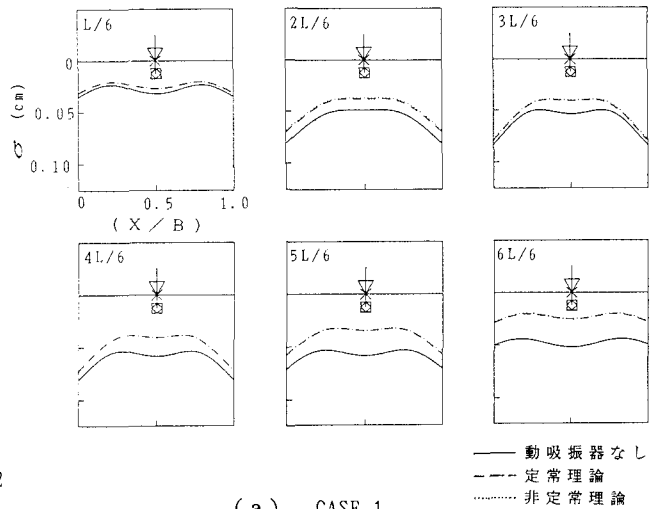


図-6 橋軸横断方向の応答の変動

対策を検討する必要性を示している。

CASE1からCASE3の条件において、非定常応答解析と定常応答解析により求めた最適同調振動数と減衰定数を表-5と表-6に示した。車両が中央車線を走行する場合は1次振動が、偏載荷重の場合は2次振動が卓越する。車両が中央車線を通過する場合は、動吸振器の振動数は、橋梁の1次振動数よりわずかに低く、また、偏載荷重の場合は、1次振動と2次振動の中間の値に近づいている。表-6の最適減衰定数を見ると、非定常応答解析による設計では、定常解析によるものより制御力の立ち上がり特性の良い小さい減衰定数が最適値となっている。

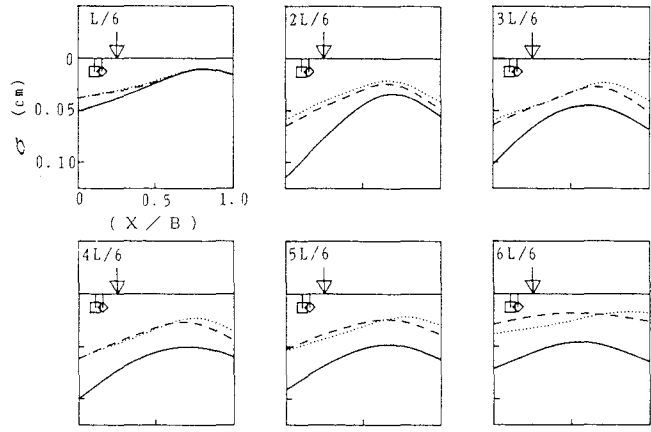


図-7 橋軸横断方向の応答の変動（平均化基準関数を適用）

(5) 動吸振器の最適配置について

図-6および図-7の横断方向の挙動を示した図に、動吸振器の最適配置位置を示した。◇が非定常理論によるもの、□が定常理論による最適設置位置である。動吸振器の重量比は1/50とした。この場合、動吸振器は全て橋軸方向に対して支間中点に配置が行なわれた。図-6では、非定常理論および定常理論による設計のいずれの場合でも、着目点が動吸振器の設置位置となっている。図-7では、非定常理論、定常理論共に、橋端と車両の走行レーンの間が設置位置となっている。他の事例からも言えるが、着目点の応答を最小にするような動吸振器の設計を行なった場合、最適設置位置は、車両の走行位置と着目点が大きく影響する。

表-5 最適同調振動数 (Hz)

	非定常応答	定常応答
CASE1	2.50	2.43
CASE2	2.74	2.63
CASE3	2.99	2.82

表-6 最適同調減衰定数

	非定常応答	定常応答
CASE1	0.116	0.129
CASE2	0.088	0.120
CASE3	0.085	0.143

6. まとめ

本論文では、高速道路高架橋に使用されているプレートガーダー橋を、有限帯板法により直交異方性板でモデル化した。単一の車両が橋梁を走行する場合、不規則振動論を基礎にして、非線形最適化手法を適用した動吸振器の最適設計手法を提案した。得られた結果を要約すると、次のようになる。

- (1) プレートガーダー橋を直交異方性板でモデル化した場合、走行車両による応答の分散を最小にする基準により、動吸振器の設計を不規則振動論に基づく最適化問題に定式化することができた。動吸振器の設計法として、応答の分散の最大値を最小にする非定常理論と、定常応答を最小にする定常理論を示した。
- (2) 橋梁の2次元モデルでは、動吸振器の設定位置が設計パラメータになる。車両の走行状態および着目点を変化させた場合でも、動吸振器の最適配置が決定できることを確認した。
- (3) 本設計法の有効性を確認するために、単一走行車両が走行するプレートガーダー橋に設置する動吸振器の設計を行なった。定常理論及び非定常理論により動吸振器を設計し、これらを設置した橋梁の応答解析を行なった。この結果、応答の非定常性が弱い橋梁では、非定常理論を用いなくても、定常理論で十分に最適設計が行なえることを確認した。
- (4) 橋梁の2次元モデルでは、橋梁横断方向の橋端で応答が最大になる。そこで、動吸振器を設置した橋

梁の橋梁横断方向の変動を求めた。着目点の応答を最小にするような局所的な評価関数では、動吸振器を設置した場合の応答が、これを設置しない場合の応答より大きくなる点が生じることが分かった。

(5) 着目点の応答を最小にする代わりに、橋梁横断方向の平均的な変位応答を最小にする評価関数を適用した。この場合、橋梁のすべての点で動吸振器を設置した場合の応答が、設置しない場合の応答より小さくなることが確認できた。

[参考文献]

- 1) 土木学会：PART A 構造物の振動制御，振動制御コロキウム，1991-7.
- 2) 横山功一，澤田憲文，岩津守昭，澤登善誠，右近大道，伊関治郎：動吸振器による道路橋の交通振動の軽減効果について，構造工学論文，Vol. 37A, pp. 965-973, 1991-3.
- 3) 矢作枢，吉田和彦：高架橋における交通振動のアクティブコントロール，土木学会論文集，第356号 / I-3, pp. 435-444, 1985-4.
- 4) Snowdon, J. C. : Vibration and Shock in Damped Mechanical Systems, John Wiley & Sons, 1968.
- 5) Warburton, G. B. : Optimum Absorber Parameters for Various Combinations of Response and Excitation Parameters, Earthquake Eng. Struct. Dynamics, Vol. 10, pp. 381~401, 1982.
- 6) 背戸一登，岩浪孝一，滝田好宏：動吸振器による多自由度系の制振（第1報，動吸振器の設計理論）日本機械学会論文集（C編）50巻，458号，pp. 1962-1969, 1974-10.
- 7) 高橋龍夫，倉西茂：動吸振器による可撓性構造物の振動制御について，土木学会論文報告集，第308号，pp. 350-358, 1981-4.
- 8) Van de Vegte, J. : Design of Optimal Passive Beam Vibrations Controls by Optimal Control Techniques, Trans. ASME, Ser. G. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 95, No. 4, pp. 427-434, 1973.
- 9) 吉田和夫，下郷太郎，松本寿彰：弾性ばりに対する複数制振器の最適設計，日本機械学会論文集（C編）50巻，449号，pp. 53-62, 1984-1.
- 10) C. W. de Silva : An Algorithm for the Optimal Design of Passive Controllers for Flexible Systems, Journal of Sound and Vibration, Vol. 74, No. 4, pp. 495-502, 1981.
- 11) 岡林隆敏，竹下渡，岩見章博：交通荷重による補剛アーチ橋の振動制御のための動吸振器の最適設計，構造工学論文集，Vol. 38A, pp. 805-813, 1992-3.
- 12) Smith, J. W. : Finite Strip Analysis of the Dynamic Response of Beam and Slab Highway Bridges, Earthquake Eng. Struct. Dynamics, Vol. 1, pp. 357~370, 1973.
- 13) 岡林隆敏，竹下渡，小西保則：単一走行車両によるプレートガーダー橋の不規則応答解析，構造工学論文集，Vol. 37A, pp. 965-973, 1991-3.
- 14) 岡林隆敏：単一走行車両による道路橋の二乗平均応答解析，土木学会論文報告集，第286号，pp. 15~27 1976-6.
- 15) 土木学会構造工学委員会：構造システムの最適化，土木学会，1988-9.

(1992年9月21日受付)