

桁端ダンパーによる橋梁の交通振動の軽減

比江島慎二*・藤野陽三**

交通振動軽減対策として桁端ダンパー方式を検討している。複素固有値解析の結果、桁端ダンパー方式は効率の良い減衰付加手段であることが分かった。走行荷重シミュレーションにより、桁の制振に対しては桁端ダンパー方式はTMD方式より優れ、アクティブコントロールに匹敵しうること、また制振量を桁の変位とするか支点反力とするかでは粘性ダンパーの最適値、そして制振効果が異なること、さらに支点反力に対しては、今回対象としたいずれの制振方法でも制振効果は高くないことが明らかとなった。

Key Words : active control, modal damping, response analysis, traffic-induced vibration, tuned mass damper, viaduct, viscous dampers

1. まえがき

近年、都市内高架道路周辺における交通振動公害^{1),2)}が問題となることがある。車両が高架橋上を走行するとき、路面凹凸等により車両振動が励起される。その振動が外力として橋桁に加わるため、橋桁の振動も励起される。この2つの振動エネルギーは橋脚から地盤を通して沿道一帯に伝搬し、建物の共振等により沿道住民に不快感や睡眠妨害等を引き起こす。また、桁自身の振動が低周波騒音、渋滞時のドライバーに不安感等を生じさせることもある³⁾。

これまで、橋桁の振動軽減による制振対策としては主としてTMD(動吸振器)やアクティブコントロールが検討されている。TMDについては梶川^{4),5)}、澤田⁶⁾らによる実橋試験、岡林⁷⁾らによる解析等を通して交通振動に対する制振効果が検討されているが、TMDの制振効果は高くないようである。これは、交通振動では、高架上を通過する車両の種類等によってその振動数がかなり変化すること、過渡的なあるいは非正常な色彩が強いことなどが大きな原因と考えられる。アクティブコントロールの制振効果^{8),9)}についてはまだ未知のところがあるが、設備、費用、維持管理など他にも解決すべき問題があると思われる。

そこで、本研究では比較的単純な方法として、粘性ダンパー^{10),11)}を橋桁端部付近に取り付ける方式(図-1)を対象にし、その制振特性を調べ、走行荷重シミュレーションにより交通振動に対する制振効果について他の方法と比較しながら検討を行った。

桁そのものの振動を抑えたいときには桁の動的変位の低下が制振効果の指標となる。これに対し、周辺環境へ

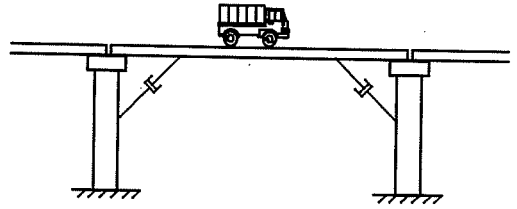


図-1 ダンパーを取り付けた高架橋

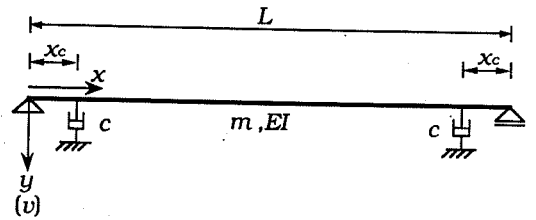


図-2 ダンパーを取り付けたはりのモデル

の影響を考えるときには支点反力の動的成分の低下が制振効果の目安になる。桁の応答に着目した場合と支点反力に着目した場合での制振効果の違いについても考察を加えた。

2. 複素固有値解析によるモード減衰の把握

桁端近くにダンパーを取り付けたときの付加減衰効果を固有値解析により把握する。

(1) 運動方程式の離散化

図-1に示すダンパーを取り付けた単純支持高架橋桁をはりとしてモデル化する(図-2)と、運動方程式は次のようになる。

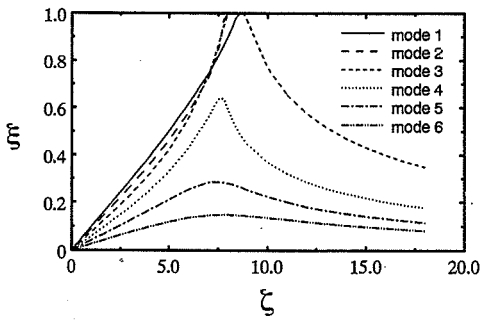
$$EI \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} + \frac{m \partial^2 v}{\partial t^2} + c \frac{\partial v}{\partial t} \{ \delta(x-x_c) + \delta(x-(L-x_c)) \} = 0$$

.....(1)

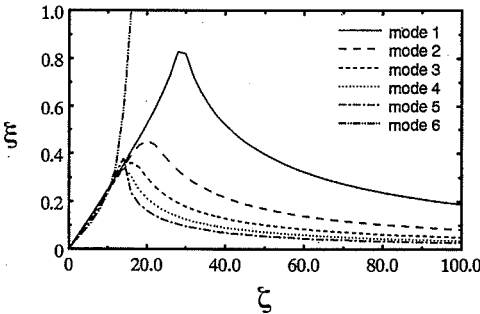
ここで、 L : スパン長, EI : 桁の曲げ剛性, m : 桁の

*学生会員 工修 東京大学大学院 土木工学専攻
(〒113 東京都文京区本郷 7-3-1)

**正会員 Ph.D 東京大学教授 工学部土木工学科



(a) $x_c/L=1/10$



(b) $x_c/L=1/20$

図-3 ダンパーによるモード減衰定数ξ

単位長さ当り質量, c : ダンパーの粘性減衰係数, v : 桁の鉛直方向変位, $\delta(\)$: デルタ関数である. なお, 桁自身の減衰はここでは無視する. また, 桁は単純はりで質量および剛性の分布は一樣とし, ダンパーは速度比例型の粘性減衰として左右対称に2つ取り付けるものとする.

この方程式に対し, 桁の鉛直変位を

$$v(x, t) = \sum_{j=1}^n q_j(t) \sin \frac{\pi j x}{L} \dots \dots \dots (2)$$

として代入し, ガラーキン法を適用すると, 多自由度系の運動方程式に離散化される. ここで, $q_j(t)$ は一般化変位である. 離散化された運動方程式において質量, 剛性マトリクスは式(2)の変位として非減衰時のモード関数を用いているので対角化されるが, ダンパーの影響により減衰マトリクスは対角化されない. すなわち, 非比例減衰系となり, 振動特性の把握には複素固有値解析が必要となる. ここでは, 自由度 $n=50$ のもとで複素固有値解析を行った.

(2) 複素固有値解析の結果

ダンパーの取り付け位置 $x_c/L=1/10, 1/20$ のそれぞれの場合のモード減衰定数ξを複素固有値解析により求めた結果が図-3である.

なお, 横軸のζはダンパーの減衰係数 c に関する無次元パラメータであり次式で表わされる.

$$\zeta = \frac{2c}{mL\omega_{01}} \dots \dots \dots (3)$$

ここで, ω_{01} ははりの1次固有円振動数である.

図-3に示すように, あるζの値に対して得られるモード減衰ξの値はモードにより異なる. しかし, $x_c/L=1/10$ としたとき (図-3(a)), ζの値をζ=8付近に設定すれば1次~3次モードは臨界減衰にまで達し, 6次モードでさえ減衰定数にして10%程度もの付加減衰が得られる. また, ダンパー取り付け位置をより端部近くにした場合 (図-3(b)) でも, ζ値をある程度大きくしさえすれば同様に大きな付加減衰が得られる.

高架橋に設置するTMDの等価質量比を5%程度とすると, 付加減衰定数は高々10%程度であり¹²⁾, しかもある1つのモードに対してしか有効でない. これに比べればダンパーは非常に有効な減衰付加手段といえる.

(3) モード減衰定数の上限値について

図-3で示したように, 比例減衰系の場合と異なり, 非比例減衰系においてはモードによってはモード減衰定数の値に上限値が存在する. このような現象は, フレキシブルなケーブルにおいてより顕著である¹³⁾.

そこで, このような非比例減衰系におけるモード減衰定数の挙動を把握するため, 文献14)を参考にモード減衰定数算定式をζの関数として陽な形で求めることを試みる.

まず, 図-2のようなダンパーを取り付けたはりモデルに外荷重

$$p(x, t) = \sin \frac{\pi i x}{L} \sin \omega t \dots \dots \dots (4)$$

$$(i=1, 2, 3, \dots, n)$$

を加えたときの運動方程式は, 式(1)に外力項を考慮することにより次のようになる.

$$EI \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + c \frac{\partial v}{\partial t} \cdot \{\delta(x-x_c) + \delta(x-(L-x_c))\} = p(x, t) \dots \dots \dots (5)$$

このときのはりの振動変位を

$$v(x, t) = \sum_{k=1}^n A_k \sin \frac{\pi k x}{L} \sin(\omega t + \theta_k) \dots \dots \dots (6)$$

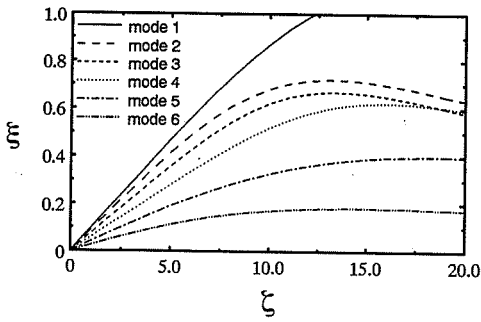
とおいて式(5)に代入することにより, 振幅 A_k , 位相 θ_k が $i, \zeta, x_c/L, \omega/\omega_{01}$ の関数として表わされる¹⁵⁾.

ここで, 1自由度系の強制振動において次のような関係式が知られている.

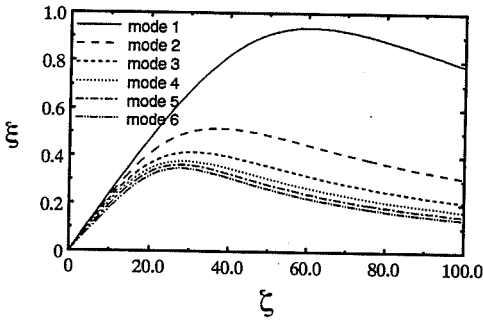
$$\xi = \frac{1}{4\pi} \frac{\Delta W}{V_{\max}} \dots \dots \dots (7)$$

ただし, ΔW はダンパーによって1サイクル中に失われるエネルギー, V_{\max} はひずみエネルギーの最大値である.

式(7)が, いま考えているような非比例減衰系においても近似的に成り立つと仮定すれば, $\Delta W, V_{\max}$ を先



(a) $x_c/L=1/10$



(b) $x_c/L=1/20$

図-4 近似式より求めたモード減衰定数 ξ

ほどの振幅 A_k , 位相 θ_k を用いて表現することにより, 結局, i 次モード減衰定数近似式が $\beta_i = \sin(\pi i x_c/L)$ として次のように求められる.

$$\xi = \xi_p \cdot \rho \dots \dots \dots (8)$$

ただし,

$$\xi_p = \left(\frac{\beta_i}{i}\right)^2 \zeta \dots \dots \dots (9)$$

$$\rho = \frac{\sum_{j=1}^n \frac{1 + (-1)^{k+j} \cdot \beta_k \beta_j}{2} \cdot \beta_k \beta_j A_k A_j \cos(\theta_k - \theta_j)}{\sqrt{\sum_{k=1}^n \left(\frac{k}{i}\right)^8 A_k^2}} \dots \dots \dots (10)$$

なお, 式 (8)~式 (10) を導く際, V_{max} の近似値としてひずみエネルギーの各成分波振幅の 2 乗和平方根を採用し, i 次の外力円振動数 $\omega = i^2 \omega_{01}$ (ζ によらず一定) とした.

また, 式 (9) の ξ_p は比例減衰系におけるモード減衰定数であり, 式 (8) の ρ は, ξ_p に対する非比例減衰系におけるモード減衰定数 ξ の低減率と考えることができる.

ダンパー取り付け位置 $x_c/L=1/10, 1/20$ のとき, 近似式 (8) を用いてモード減衰定数 ξ を求めた結果を図-4 に示す. ζ が小さい範囲では式 (10) で表わされる低減率 ρ が 1.0 に近く, 式 (8) から得られる ξ は比例減衰系におけるモード減衰定数 ξ_p とほぼ一致するため, 図-4 の ξ は ζ の値とともに直線的に増加している. し

表-1 橋梁の諸元

スパン	40.0 m
単位長さ当り質量	3.306 ton/m
曲げ剛性	$3.15 \times 10^4 \text{ tonf m}^2$
減衰定数	2% (1次~6次)
固有振動数	3.0 Hz (1次)

表-2 車両の諸元¹⁶⁾

質量	19.47 ton
回転慣性	58.218 ton m ²
減衰係数	前輪 0.346 tonf/(m/s) 後輪 1.976 tonf/(m/s)
ばね定数	前輪 112.16 tonf/m 後輪 641.58 tonf/m
固有振動数	1次 2.4Hz 2次 3.3Hz
速度	20.0 m/s (72.0 km/h)

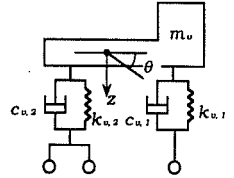


図-5 車両モデル

かし, ζ の値が大きくなると ξ_p 値の増加以上に ρ の値が急激に小さくなるため, ξ の値はあるところで極大値を示した後, 徐々に減少していく.

ところで, 図-4 を図-3 の複素固有値解析結果と比較すると, 両者はあまり良い精度では一致しない. この原因は, 式 (8) を導く際, V_{max} の近似値としてひずみエネルギーの各成分波振幅の 2 乗和平方根を採用したこと等によると考えられる. しかし, 式 (8) を用いることにより, モード減衰定数のおおよその挙動あるいはその上限値を予測することは可能である.

3. 交通振動シミュレーションによる検討

式 (2) の自由度を $n=6$ として, ダンパーによる非比例減衰性を考慮した連成運動方程式を Newmark- β 法により直接積分することにより, 走行車両による桁の動的応答を求めた. なお, 実際の交通振動においては高次振動の影響は小さく, 自由度 $n=6$ 程度を考慮すれば十分であることを確認してある. また, 同時に, アクティブマスや TMD を取り付けした場合についても同様の解析を行い, 制振効果について比較した.

(1) 橋梁, 路面凹凸および車両モデル

解析に用いる高架橋は, 表-1 に示す諸元を有するスパン 40 m の単純桁を仮定する. なお, ここではダンパーにより付加される減衰の他に, 桁自体の構造減衰 2% を考慮する.

また, 高架橋上を走行する車両モデル¹⁶⁾については図-5 に示す 2 自由度系 (鉛直及び回転) を仮定する. 諸元を表-2 に示す.

さらに, 高架橋の橋面上の路面凹凸^{17), 18)}は ISO の評価基準で「良好」に属するパワースペクトル密度を有するものを仮定し, これをもとにシミュレートされたサンプル関数¹⁹⁾を用いた. 仮定したパワースペクトル密度

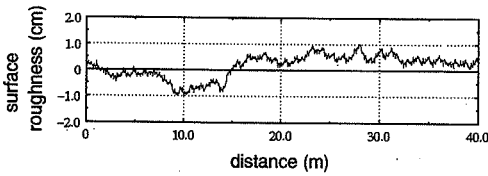


図-6 路面凹凸のサンプル関数

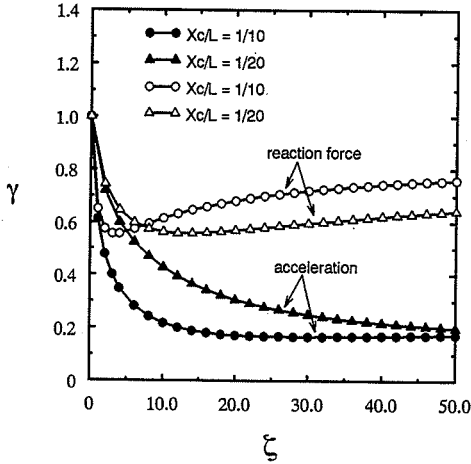


図-7 ダンパーによる制振効果
(制振時と非制振時における標準偏差の比 γ)

S_r を式 (11) に、シミュレートされたサンプル関数を図-6 に示す。

$$S_r(\Omega) = \begin{cases} 0.004 \times 0.05^{-1.9} & (0 \leq \Omega \leq 0.05) \\ 0.004 \times \Omega^{-1.9} & (\Omega \geq 0.05) \end{cases} \dots\dots (11)$$

(2) 桁端ダンパーの制振効果

ダンパー減衰係数 c およびダンパー取り付け位置 x_c/L をパラメータとして走行荷重シミュレーションを行った。車両1台走行時(速度 20 m/s)の桁中点鉛直加速度の応答波形のうち、強制振動 2 sec と強制振動後の自由振動 2 sec を含む計 4 sec 間の波形から標準偏差 σ_c を求め、それを非制振時の標準偏差 σ_{uc} で除した値 $\gamma = \sigma_c / \sigma_{uc}$ でプロットしたのが図-7 である。図には、支点(車両進入と反対側の支点)反力の動的成分について γ を求めた結果も同時に示してある。なお、桁中点鉛直加速度の標準偏差は 0.0~50.0 Hz 帯域の周波数成分から求めるが、支点反力の場合は、車両重量による準静的な成分の影響が含まれる 2.0 Hz 以下を除外し、2.0~50.0 Hz 帯域の周波数成分から標準偏差を計算した。また、図-8, 9 には桁中点鉛直加速度および支点反力の $\zeta = 0.4, 4, 40$ (いずれも $x_c/L = 1/10$) におけるパワースペクトルが、スペクトル値の大きい、2.0~5.0 Hz の振動数帯域で示してある。なお、支点反力の動的成分は、桁の慣性力により支点到に生じるものと車両振動により支

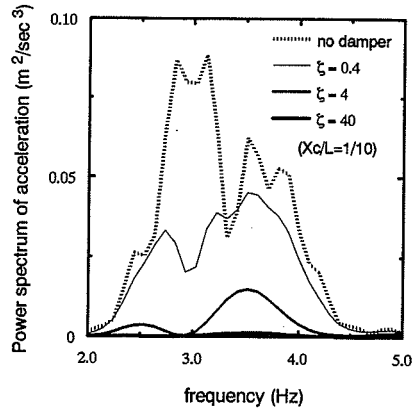


図-8 桁中点鉛直加速度のパワースペクトル (ζ を変化)

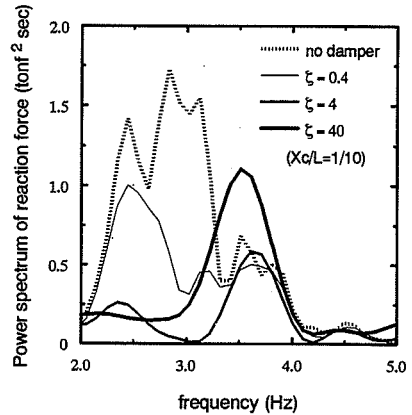


図-9 支点反力のパワースペクトル (ζ を変化)

点に生じるものの和を取るにより求めることとし、ダンパーの制御力は橋脚を介して地盤から取るため、これも支点反力に加えた。

標準偏差あるいはスペクトルを求める際、車両通過後の桁の自由振動時間を長く取るほど、標準偏差あるいはスペクトルに対して自由振動の影響が大きく現われる。ここでは、強制振動時の制振効果と自由振動時の制振効果を同等に評価することを考え、標準偏差を求める際に考慮すべき自由振動波形の継続時間は強制振動時間と同じ 2 sec とした。

図-7 によると、桁振動(桁中点鉛直加速度)に対しては ζ に対し単調減少的ではあるが、細かく言うと、 $x_c/L = 1/10$ のときは $\zeta = 30$ 付近、ダンパーをより端部付近 $x_c/L = 1/20$ に取り付けたときは図に示していない $\zeta = 150$ 付近で最も良好な制振効果が得られる。 $x_c/L = 1/10$ のときの制振効果を図-8 のスペクトルで見ると、 ζ を大きくするほど最も支配的な 2.0~5.0 Hz 帯域のスペクトル値が小さくなるため、全体として桁振動は小さくなっているが、 ζ の最適値 ($\zeta = 30$) を越えた $\zeta = 40$ のときには、図に示していない 12.0 Hz 付近でスペクトル

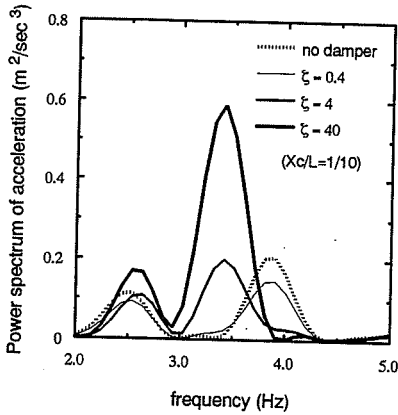


図-10 車両鉛直絶対加速度のパワースペクトル (ζ を変化)

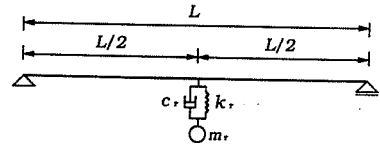


図-11 TMD モデル

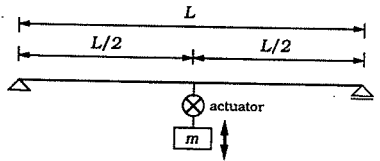


図-12 アクティブコントロールモデル

ル値が多少増加する。 ζ をかなり大きくすると、ダンパーはあたかも中間支点のようにふるまうため、高振動数領域（この場合 12.0 Hz 付近）の振動成分が増加し制振効果は低下する。

一方、図-7 の支点反力に対しては、 $x_c/L=1/10$ のときには $\zeta=4$ 付近、 $x_c/L=1/20$ のときは $\zeta=14$ 付近に最適値が存在し、いずれも桁の場合よりも小さい ζ に最適値が存在する。これは、図-9 に示すように、 ζ を大きくすると 3.3 Hz 付近の振動成分が急激に大きくなるため、支点反力全体が増大してしまうことに起因する。

図-9 に示す ζ の増大に伴う支点反力増大の原因の 1 つとして、ダンパー制御力の反力が支点反力の動的成分に大きく影響することがまず考えられる。しかし、解析の結果、その影響は小さいことを確認している。次に考えられる原因は車両振動の動的反力への影響である。

図-9 と同じ条件のもとで、車両鉛直絶対加速度パワースペクトルを求めた結果が図-10 である。図-10 は、 ζ を大きくすると車両の 2 次固有振動数である 3.3 Hz 付近がかなり大きくなることを示している。図-10 の車両振動の増大は桁に対して大きな外力を与えることになるが、桁自体は大きなダンパー力により制御されるため、図-8 で示したように桁振動は低減されている。桁振動の低減により、桁の慣性力によって生じる支点反力成分は減少するが、車両振動により生じる成分が増加するため、両成分の和としての支点反力は、図-9 の $\zeta=40$ のように 3.3 Hz 付近が増大し制振効果が低下する。

沿道建物への交通振動の影響を小さくしたいとき、一つの解決策として「桁の制振」を考えるのが直感的であろう。上述の検討（図-7）で判明したことは、(1) 桁の制振に伴いむしろ走行車両の振動が大きくなり、その結果、桁の制振が支点反力の動的成分の低減に直接にはつながらないこと (2) 支点反力に占める車両振動の影響は大きく、桁の制振だけでは支点反力の大きな低減は

達成できないということである。

(3) 他制振法との比較

桁端ダンパーとその他の制振手法 (TMD, アクティブコントロール) の交通振動に対する制振効果について比較検討を行う。

a) 制振装置モデル

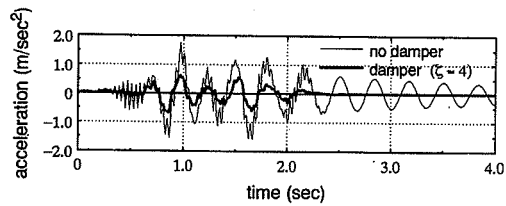
桁端ダンパーは、取り付け位置 $x_c/L=1/10$ 、ダンパー減衰係数については $\zeta=4$ ($c=500 \text{ tonf}/(\text{m}/\text{s})$) とする。

また、TMD は図-11 に示すように、1 次モードに対する等価質量比 5% (質量 3.306 ton) のものを桁中点に 1 つ取り付けることとし、その諸元は桁の 1 次振動 (3.0 Hz) を対象に調和振動外力に対する最適化¹²⁾により決定した。すなわち、TMD の減衰定数 12.8%、固有振動数 2.86 Hz である。

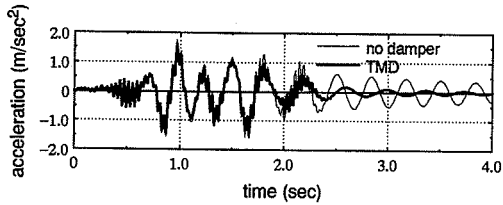
マスダンパーによるアクティブコントロール装置 (図-12) も桁中点におき、桁中点の鉛直速度 (車両重量による準静的な成分を除いた速度) をアクチュエータにフィードバックし、図のようにアクティブマス (質量 1.0 ton) を上下に動かすことによって制御力を発生させる方式を想定した。図-3 (a) で示した複素固有値解析の結果によれば、 $\zeta=4$ のときの桁端ダンパーの減衰付加効果は 1 次モードに対し減衰定数にして 40% 程度であり、アクティブコントロールについても同等の減衰付加効果を得られる制御ゲイン (桁中点に加える制御力と桁中点鉛直速度との比) として 100 tonf/(m/s) を仮定した。

b) 解析結果 ー 1 台走行の場合ー

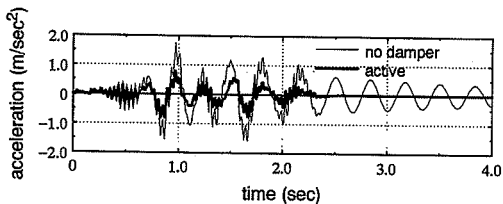
図-13, 14 には、車両 1 台走行時の桁中点鉛直加速度および支点反力について、車両による強制振動時の応答部分 (0~2.23 sec) と車両通過後の桁の自由振動時の応答部分 (2.23~4 sec) の計 4 秒間の波形が示してある。また、自由振動を含めた応答部分 (0~4 sec)、強制振動のみの応答部分 (0~2.23 sec) のパワースペクトルをスペクトル値の大きい 2.0~5.0 Hz 帯域で示したのが



(a) 桁端ダンパー

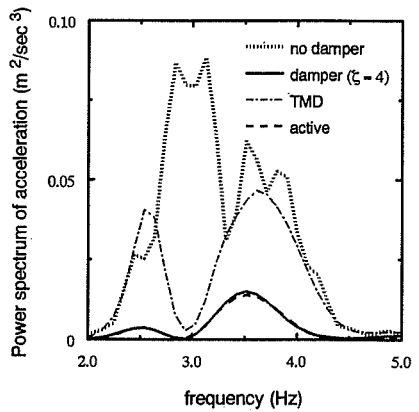


(b) TMD

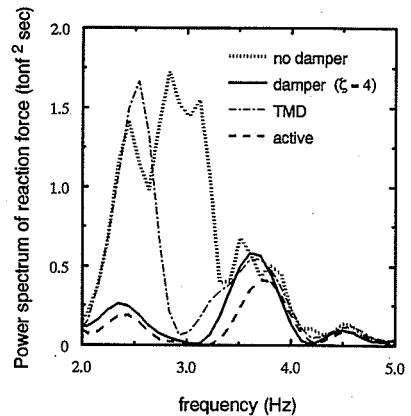


(c) アクティブコントロール

図—13 桁中点鉛直加速度の応答波形 (車両1台走行)

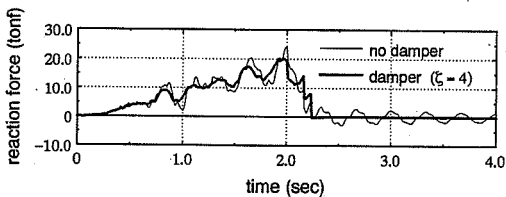


(a) 桁中点鉛直加速度

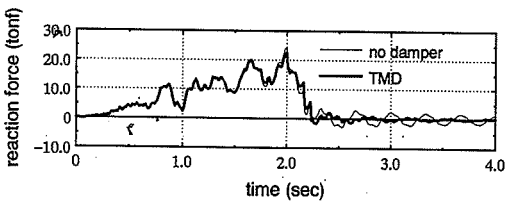


(b) 支点反力

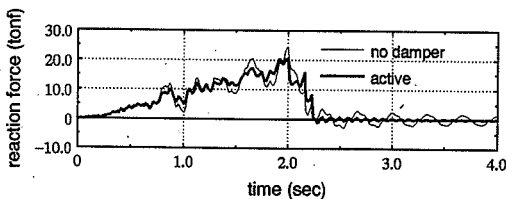
図—15 パワースペクトルからみた各制振法による制振効果 (車両1台走行, 自由振動部分を含む)



(a) 桁端ダンパー



(b) TMD



(c) アクティブコントロール

図—14 支点反力の応答波形 (車両1台走行)

図—15, 16 である。なお、支点反力には車両重量による静的な影響も含まれているため、車両がこの支点上を通過する時点 (横軸の 2 sec) において応答波形が車両重量付近の値 (20 tonf 付近) を示しているのが分かる (図—14)。

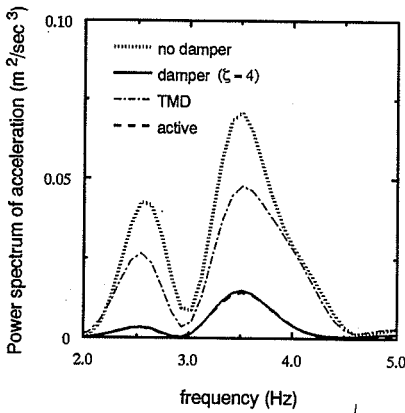
図—13～図—16 より以下のことが分かる。

非制振時の場合、強制振動部分では桁および支点反力は主に車両の固有振動数 (1次 2.4 Hz, 2次 3.3 Hz) 付近で振動し、自由振動部分では桁の 1次固有振動数 (3.0 Hz) 付近で振動している。また、桁中点鉛直加速度は 0.5 sec 付近において、桁の 3次振動と思われる 25 Hz の振動数成分もみられる。

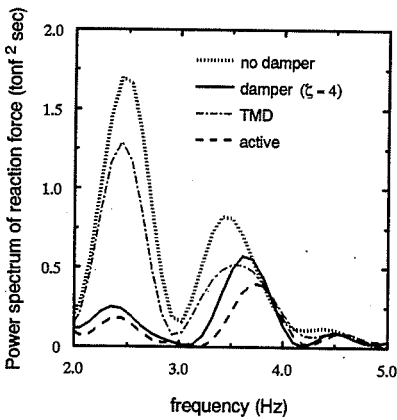
桁端ダンパーを取り付けると強制振動部分の応答振幅が軽減され、自由振動部分では振動がただちにおさまる。

TMD の場合、制振効果をはっきりと現われるのは自由振動部分 (3.0 Hz) であり、車両による強制振動 (2.4 Hz, 3.3 Hz) にはほとんど効いていない。

減衰係数の値を適切に設定 (ここでは $\zeta=4$ 程度) し



(a) 桁中点鉛直加速度



(b) 支点反力

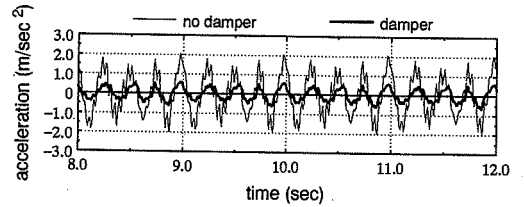
図-16 パワースペクトルからみた各制振法による制振効果 (車両1台走行, 強制振動部分のみ)

表-3 車両1台走行時の強制振動における制振効果 (非制振時と制振時における標準偏差の比)

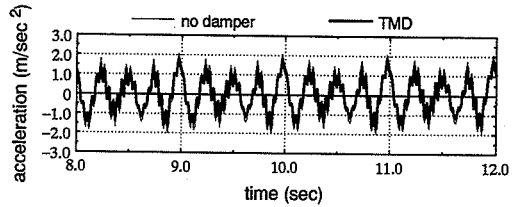
	ダンパー	TMD	アクティブ
桁中点鉛直加速度	39%	87%	44%
支点反力	61%	87%	58%

た桁端ダンパーを取り付けることにより、アクティブコントロールと同レベルにまで振動を抑えることができる。

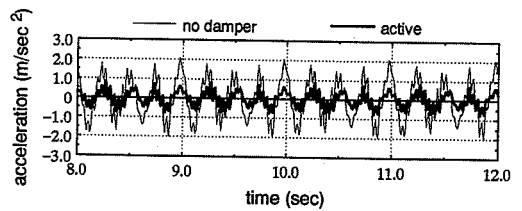
なお、表-3は、図-16のワースペクトル密度の面積から得られる標準偏差の値をもとに、非制振時標準偏差に対する制振時標準偏差の比を求めたものである。支点反力の標準偏差は、車両重量による準静的な成分の影響が含まれる2.0 Hz以下の帯域のワースペクトルを除外して計算した。表に示すとおり、強制振動時においては、ダンパーを用いれば非制振時の4~6割程度まで軽減できるが、TMDでは非制振時の8~9割程度にしか振動を軽減できていない。



(a) 桁端ダンパー



(b) TMD



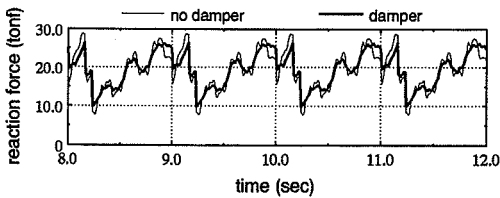
(c) アクティブコントロール

図-17 桁中点鉛直加速度の応答波形 (連行車両)

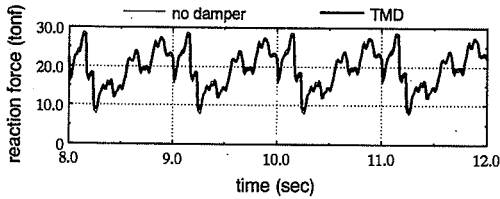
c) 解析結果 一連行車両の場合—

実際の高架橋では走行車両は1台とは限らず、数台の車両が連行し、不規則な強制振動が長時間継続することが考えられる。そこで、同じ速度(20 m/s)の車両が20 mの車頭間隔で次々に連行する場合について走行荷重シミュレーションを行った。その結果を図-17および図-18に示す。

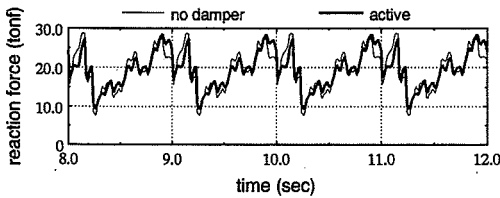
これらの車両連行時の応答波形について、定常状態における10 sec間のワースペクトルを求めた結果が図-19である。図-17あるいは図-19から明らかのように4.0 Hz付近の応答が卓越している。ここではスパン40 mの橋桁に対し、20 mの車頭間隔で車両(トラック)が連行走行することを想定しており、2台の車両が同時載荷される。橋桁の左右1/4点に1台ずつ車両が載った状態、それから20 mの車頭間隔を保ったまま1/4点から前後5 m位置をずらした状態での桁と車両の連成系の固有値解析を行った結果、どの場合も4.1 Hzに5次モードがあることが判明している。応答図、スペクトル図の4.0 Hzのピークはこれに対応するものと考えている。なお、1台走行の場合には4.0 Hz付近に卓越ピークはみられなかったが(図-15, 16)、1台載荷時の桁-車両系では、車両の載荷位置によって固有振動数が3.6 Hz~4.0 Hzに変化し、一定していないことを確認して



(a) 桁端ダンパー



(b) TMD



(c) アクティブコントロール

図—18 支点反力の応答波形 (連行車両)

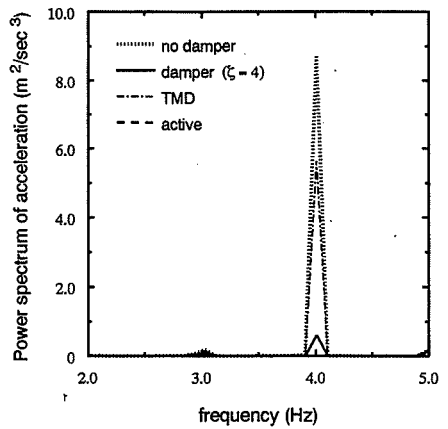
いる。

車両1台走行時と同様に、図—19のパワースペクトル面積から得られる標準偏差をもとに非制振時標準偏差に対する制振時標準偏差の比を求めた結果を表—4に示す。桁の振動に関しては、1台走行時と同様、ダンパーやアクティブコントロールは良好な制振効果が得られるが、それに比較してTMDの制振効果はかなり劣ることが分かる。一方、支点反力の方は、TMDにおいては無論のこと、ダンパーやアクティブコントロールを用いても良好な制振効果は得られていない。表—3の1台走行の場合と比較しても制振効果は低下している。車両連行時においては、支点反力を構成する各成分、すなわち桁慣性力によるもの、車両振動によるもの、ダンパーによるもののうち、車両振動によるものの比率が1台走行時と比べ高いと考えている。

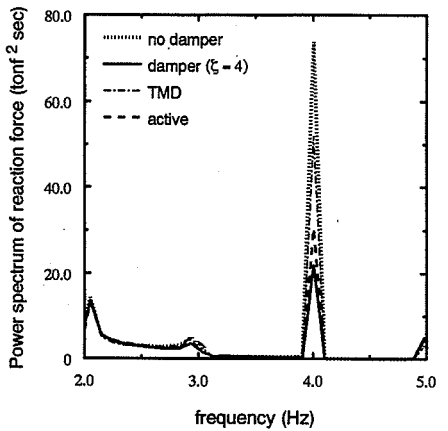
いずれにせよ、車両が連行するような場合、地盤振動、さらに高架橋周辺の建物の振動等に対してはここで考えているような桁振動を抑えるだけの制振方法ではうまく制振できない可能性があるということである。

(4) ダンパーの剛性の影響

ここまでは、ダンパー自身は剛性を持たないものと考えて解析を行ってきた。しかし、実際の粘性ダンパーと呼ばれるものには粘弾性挙動を示すものがあり、ダンパー自身が剛性を持つことが考えられる。そこで、粘弾



(a) 桁中点鉛直加速度

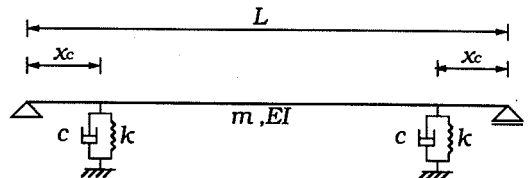


(b) 支点反力

図—19 パワースペクトルから見た各制振法による制振効果 (連行車両)

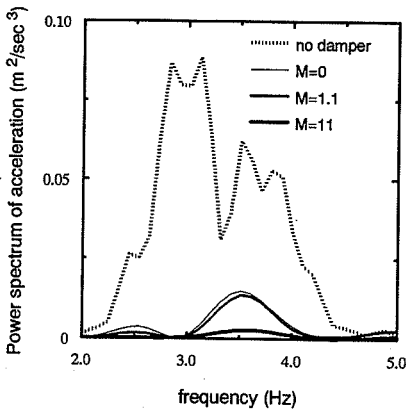
表—4 連行車両における制振効果 (非制振時と制振時における標準偏差の比)

	ダンパー	TMD	アクティブ
桁中点鉛直加速度	31%	83%	34%
支点反力	82%	92%	90%

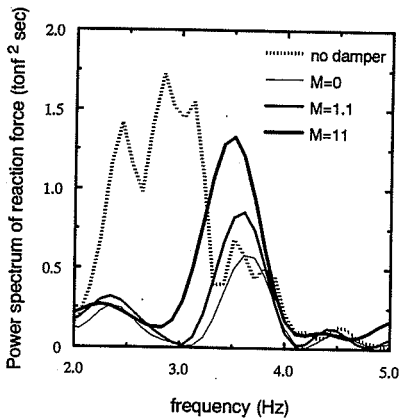


図—20 剛性を考慮した桁端ダンパーモデル

性を有するダンパーモデルとして図—20のようにはね(ばね定数 k)・ダッシュポットを並列につないだ Voigt モデルを仮定し解析を行った。応答計算の方法は、ダンパーが剛性を持たないときと同様、式 (2) の自由



(a) 桁中点鉛直加速度



(b) 支点反力

図-21 ダンパー剛性を考慮したときのパワースペクトルの変化

度を $n=6$ として、ダンパーによる非比例減衰性さらにダンパー剛性を考慮した連成運動方程式を Newmark- β 法により直接積分する。

ばねによる復元力とダンパーによる減衰力との比を M とすれば

$$M = \frac{k|y|}{c|\dot{y}|} \dots\dots\dots(12)$$

である。

また、ダンパーの変位を

$$y = ae^{i\omega t} \dots\dots\dots(13)$$

とし、 $\omega = \omega_0 = 18.85 \text{ rad/s}$ (桁の1次固有円振動数) とすれば M は次のようになる。

$$M = \frac{k}{c\omega_0} \dots\dots\dots(14)$$

桁端ダンパーに対し $\zeta=4$, $x_c/L=1/10$ のもと式 (14) の M をパラメータとして、車両1台走行時の自由振動も含めた計4sec間の応答波形から桁中点鉛直加速度および支点反力のパワースペクトルを求めた結果が図-21である。なお、 $M=0$ は $k=0 \text{ tonf/m}$, $M=1.1$ は $k=$

$10\,000 \text{ tonf/m}$, $M=11$ は $k=100\,000 \text{ tonf/m}$ に対応する。

図に示すようにダンパーの剛性を考慮することによって桁中点鉛直加速度および支点反力のパワースペクトルは若干変化するので、ダンパー自身が剛性を持つと思われる場合にはこれを考慮して設計等を行うべきであろう。

なお、図において、 M が大きくなるにしたがい桁振動が小さくなっているのは、ダンパー剛性増加で構造がより剛になるためであり、一方、支点反力が大きくなっているのは3章(2)と同様、車両振動の増大が原因である。

4. まとめ

単純はりを対象に、桁端ダンパーの制振効果について検討を加え、以下の知見が得られた。

(1) 桁端ダンパー方式は、減衰係数の値を適切に設定すれば低次のすべてのモードに対し減衰定数にして数十パーセントもの付加減衰を容易に得られる。したがって、1つのモードにしか効かないTMDに比べ効率の良い減衰付加手段であるといえる。

(2) 振動エネルギーの損失を考慮した定式化により、桁端ダンパーを取り付けたはりのモード減衰定数の近似式を陽な形で求めた。このモード減衰定数近似式を用いることにより、複素固有値解析から得られるモード減衰定数のおおよその挙動あるいはその上限値の予測が可能である。

さらに、走行荷重による交通振動シミュレーションを行い、走行車両状態での桁端ダンパーの制振効果について検討した。

(3) 桁の応答に着目した場合と支点反力の応答に着目した場合とは、制振効果の程度、ダンパー減衰係数 c の最適値等が異なる。この違いは車両振動が動的反力へ大きく影響することにより生じる。

(4) 桁の振動に対しては、桁端ダンパー方式はTMD方式よりも優れ、ここで対象としたアクティブコントロールに匹敵する良好な制振効果が得られる。一方、支点反力の動的成分に対しては、1台走行時にはダンパーやアクティブコントロールにより非制振時の6割程度まで応答を抑えることができるが、車両連行時にはどの制振装置を用いても非制振時の8~9割程度に低減できるにすぎず、さほど良い制振効果は得られなかった。このことは、今回対象にした制振方法では地盤振動、さらに高架橋周辺の建物の振動を抑えることが難しいことを示唆する。

冒頭にも述べたように、これまでも橋桁の制振に関してはいくつもの研究、実験が行われてきた。その多くは桁の制振を意図したものであるが、桁の制振イコール交通振動問題の解決の図式がうかがえないでもない。本

研究からは「桁の制振は必ずしも周辺地盤の振動いわゆる環境交通振動に対して有効ではない」という知見が導かれた。ここでは単純桁をはりとして扱い、橋脚の変形、周辺地盤の変形等はいっさい考慮していない。また、支点反力としては鉛直成分のみしか対象としていないなど問題を極めて単純化して扱っている。アクティブコントロールについても極めて単純な制御則を用いている。より緻密なモデルにより定量的な検討を行い、今回の知見を裏付けることが必要と考えている。

謝辞：今回の交通振動シミュレーションにおいて、大阪大学の川谷充郎先生の解析プログラムを一部使用させていただきました。深く謝意を表します。

参考文献

- 1) 梶川康男他：周辺環境への影響を考慮した高架橋の防振効果に関する一解析法，土木学会論文集，第341号，pp. 79～86, 1984.
- 2) 梶川康男他：高架橋と周辺地盤の交通振動予測と制振効果，構造工学論文集，Vol. 35A, pp. 597～605, 1989.
- 3) 松村・梶川他：広幅員多径間連続桁橋に対する振動照査について，構造工学論文集，Vol. 33A, pp. 495～502, 1987.
- 4) 梶川康男他：動吸振器による高架橋の振動軽減対策，構造工学論文集，Vol. 35A, pp. 585～595, 1989.
- 5) 讃岐・梶川他：動吸振器（T. M. D）の制振効果に関する現地実験，振動制御に関するコロキウム講演論文集，pp. 89～96, 1991.
- 6) 澤田憲文他：動吸振器（T. M. D）による道路交通振動の軽減効果について，振動制御に関するコロキウム講演論文集，pp. 105～112, 1991.

- 7) 岡林隆敏他：走行車両による道路橋振動制御のための動吸振器の最適設計，振動制御に関するコロキウム講演論文集，pp. 97～104, 1991.
- 8) 矢作 枢他：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，pp. 435～444, 1985.
- 9) 川谷充郎他：道路橋の交通振動に対する制振装置の開発，振動制御に関するコロキウム講演論文集，pp. 197～204, 1991.
- 10) 倉西 茂他：ダンパーをもつはりのたわみ振動，土木学会論文集，第187号，pp. 9～12, 1971.
- 11) 水田洋司他：構造物に付設したダンパーの制振効果について，振動制御に関するコロキウム講演論文集，pp. 41～48, 1991.
- 12) 土木学会構造工学委員会振動制御小委員会編：振動制御コロキウムPART. A構造物の振動制御，pp. 36～60, 1991.
- 13) 藤野陽三他：ダンパーをつけた斜張橋ケーブルの減衰評価曲線，橋梁と基礎，Vol. 26, No. 4, pp. 41～45, 1992.
- 14) 比江島慎二：ダンパーによる梁の制振とその交通振動への応用，東大修士論文，1992.
- 15) I. コバックス（前田研一，米田昌弘訳）：ケーブルの振動と減衰の問題について（下），橋梁，1985年3月号，pp. 40～44.
- 16) 川谷充郎他：桁橋の自動車走行による不規則振動と衝撃係数，土木学会論文集，第398号，pp. 303～309, 1988.
- 17) 本田秀行他：道路橋の路面凹凸パワースペクトル密度に関する調査，土木学会論文集，第315号，pp. 149～172, 1981.
- 18) 本田秀行他：走行自動車による3径間連続桁橋の動的応答と衝撃係数，土木学会論文集，第313号，pp. 13～22, 1981.
- 19) 星谷 勝：確率論手法による振動解析，鹿島出版会，pp. 45～94, 1974.

(1992. 6. 16 受付)

PASSIVE CONTROL OF TRAFFIC-INDUCED VIBRATION OF VIADUCT WITH VISCOUS DAMPERS

Shinji HIJIMA and Yozo FUJINO

As a passive control means to reduce traffic-induced vibration of viaducts caused by running vehicles, viscous dampers are studied. Complex eigenvalue analysis of a simple beam with two viscous dampers shows that high modal damping can be added to lower modes. An approximate formula for the modal damping ratio is derived. Through comparison with TMD and an active control method using simulation analysis, it was indicated that viscous dampers as well as the active control method are effective for traffic-induced girder vibration. However, it is also found that the three control methods considered here are not effective in reducing the dynamic reaction force in viaducts.