

I-B 18

はりタイプ動吸振システムによる振動制御

日本鉄塔工業 ○川添啓示 河野巖 山口大学 會田忠義 麻生稔彦
広島県 胡田一史

1. まえがき 平板の複数の振動モードを制御するための制振装置として動吸振システムが提案されている。これは自由板を分布した連結ばねおよびダンパーで連結する構造であり、Den Hartogの定点理論を応用して調整式が得られている¹⁾。本報告ではこれををはりに対して適用した場合の調整式および動吸振システムの制振効果、動特性（制振安定性、振動数が近接している時の検討等）を数値計算によって行う。

2. 動吸振システムの調整方法 図1に示す対象ばりおよび動吸振ばりの運動方程式は式(1)および(2)のようになる。

(対象ばり)

$$m_1 \ddot{w}_1(x_1, t) + EI_1 w_1''''(x_1, t) + c (\dot{x}_1 - \dot{\alpha}) (\dot{w}_1(x_1, t) - \dot{w}_2(x_1 - \alpha, t)) + k(x_1 - \alpha) (w_1(x_1, t) - w_2(x_1 - \alpha, t)) = F \delta(x_1 - a) \cos \omega_0 t \quad (1)$$

(動吸振ばり)

$$m_2 \ddot{w}_2(x_2, t) + EI_2 w_2''''(x_2, t) + c(x_2) (\dot{w}_2(x_2, t) - \dot{w}_1(x_2 + \alpha, t)) + k(x_2) (w_2(x_2, t) - w_1(x_2 + \alpha, t)) = 0 \quad (2)$$

上式中の記号は、 w : 振動変位, m : 単位長さ当たりの質量 EI : 曲げ剛性, c : 連結ダンパーの単位長さ当たり減衰係数, k : 連結バネの単位長さ当たりバネ定数, F : 振動振幅, a : 荷重作用位置, δ : Diracの δ 関数を表し、下付き添え字の1は対象ばり, 2は動吸振ばりを表す。連結ダンパーおよびバネは動吸振システムの装着範囲でのみ定義される。連結バネおよび減衰の分布がそれぞれ等しい時、動吸振ばりの曲げ剛性を無視し、この運動方程式をモード座標に変換して p 次モードのみを取り出して考えるとそのモード方程式は図2に示す2質量2ばね系の運動方程式を示す。

(主振動系)

$$m_{1p} \ddot{\rho}_{1p} + m_{1p} \omega_{1p}^2 \rho_{1p} + \bar{c} (\dot{\rho}_{1p} - \dot{\rho}_2) + \bar{k} (\rho_{1p} - \rho_2) = F_p \cos \omega_0 t \quad (3)$$

(副振動系)

$$\bar{m}_2 \ddot{\rho}_2 + \bar{m}_2 \omega_{2p}^2 \rho_2 + \bar{c} (\dot{\rho}_2 - \dot{\rho}_{1p}) + \bar{k} (\rho_2 - \rho_{1p}) = 0 \quad (4)$$

図2の系はDen Hartogの定点理論を用いる事で調整出来るので、動吸振システムの調整式はそれを応用することで得られる。その手順を次に示す。対象

ばりの任意の位置 x の制限振幅 $\delta_{\max}$ を与えれば、動吸振ばりの質量が式(5)により、連結バネのバネ係数が式(6)により、連結ダンパーの減衰係数が式(7)および(8)により得られる。 m_{1p} は対象ばりの一般化質量、 Φ_{1p} は対象ばり i 次のモード関数である。

$$m_2 = \frac{2 m_{1p}}{D_{pp} (Y_{1p}^2 - 1)} \quad (5) \quad k = \frac{m_{1p}^2 m_2 \omega_{1p}^2}{(m_{1p} + m_2 D_{pp})} \quad (6) \quad c = 2 m_2 \omega_{1p} h \quad (7) \quad h^2 = \frac{3 \bar{\mu}}{8(1 + \bar{\mu})^3} \quad (8)$$

$$\text{上式中, } Y_{1p} = \frac{\delta_{\max} m_{1p} \omega_{1p}^2}{F \Phi_{1p}(a) \Phi_{1p}(x)} \quad (9) \quad D_{pp} = \int_a^b \Phi_{1p}^2(x_1) dx_1 \quad (10) \quad \bar{\mu} = \frac{m_2 D_{pp}}{m_p} \quad (11)$$

n 個の連結バネおよびダンパーを等間隔に集中装着させる場合には、次の式でそれぞれのダンパーの減衰係数(c_i)およびばねのばね定数(k_i)が求められる。

$$c_i = c \frac{l_2}{n+1} \quad (12) \quad k_i = k \frac{l_2}{n+1} \quad (13) \quad (i = 1 \sim n)$$

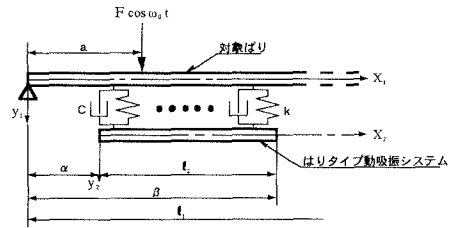


図1 動吸振システム

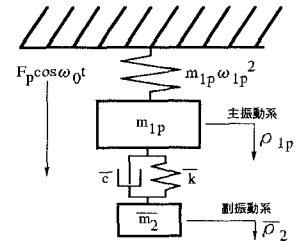


図2 2自由度系モデル

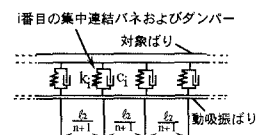


図3 集中装着ばね・ダンパー

表1 対象ばりの諸元

部材長	$\ell_1=30.5(\text{m})$
単位長さ当たり質量	$m_1=2070(\text{Ns}^2/\text{m}^2)$
曲げ剛性	$EI_1=3.44 \times 10^8 (\text{Nm}^2)$

3. 動吸振システムの動特性 (a) 周波数特性 表1の諸元を持つ対象ばり(両端単純支持)の1次モード共振時の中央点の最大振幅を静的変位の5倍に抑制する動吸振システム(図3)を設計し、その諸元を表2に示す。動吸振ばりの曲げ剛性は対象ばりの1/10である。設計された動吸振システムを有する対象ばりの4分の1点に調和外力を作用させた場合の加振点の変位共振曲線を図4に示す。等間隔に集中配置される数と対象ばりの各モードの最大応答の関係を図5に示す。考慮したモード数は対象ばり10次、動吸振ばり13次である。少ない配置個数でも等分布状態とみなせることがわかる。

(b) 動吸振システムの効果 両はりの減衰(h^*)を考慮することによって動吸振システムが取り付けられた対象ばりの応答は減少するが、それは対象ばりのみの減衰を考慮した場合でも同様であり、両者の比をとることにより、与えられた両はりの減衰による動吸振システムの効果が算定できる(図6)。同図には同じ総質量を持つTMDの場合も示す。内部減衰の低い領域で、特に低次モードに対して有効であることがわかる。また2次モードに対して制振効果を上げるために一次モードに対して調整されたModel Aにおいて、最大振幅の生じる付近にダンパーを ℓ_c の幅に局所的に配置した場合の各モードの応答振幅を図7に示す。ばねの分布は等分布で表2の通りである。

(c) 制振安定性 表2の諸元を持つModel Bの連結ばねの内(No.1~No.3)のいずれか一つの連結ばねのばね定数($k_1 \sim k_3$)が調整値より ϵ ($=k_i/k$, $i=1 \sim 3$)倍に変動した時の一次モードの最大振幅の変動を図8に示す。一次モードの最大振幅の生じる位置の調整誤差の影響が大きいことがわかる。また同図には同じ総質量(6.2%)を持つTMDのバネ定数の変動に対する一次モードの応答の変動も示す。

(d) 振動数が近接している場合の検討 紙面の都合上、結果は発表当日に示す。

4. まとめ 得られた結果を次に列挙する。1) 動吸振システムは広い周波数領域の外力に対して有効であり、低い内部減衰を持つ構造物に対して特に有効である。2) 連結ダンパーの分布をモードの最大応答の生じる位置に局所的に配置することでそのモードの制振効果を向上させることが出来る。3) 少ない数の集中連結ばね、ダンパーを用いても等分布と同様の制振効果が期待できる。4) TMDに比較して優れた制振安定性を示す。

(参考文献) 1) 川添啓示、會田忠義、麻生稔彦、河野巖、磯野宗一"部分動吸振板による振動制御"第4回運動と振動の制御シンポジウム概要集, pp.259-262 (1995)

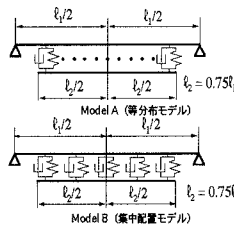


図3 解析モデル

表2 動吸振システムの設計値

	Model A	Model B _s
$\ell_2 (\text{m})$	22.875	22.875
$m_2 (\text{Ns}^2/\text{m}^2)$	1.72×10^2	1.72×10^2
$EI_2 (\text{Nm}^2)$	3.44×10^7	3.44×10^7
$k (\text{N/m}^2)$	2.75×10^3	1.26×10^4
$c (\text{Ns}/\text{m}^2)$	2.39×10^2	1.09×10^3

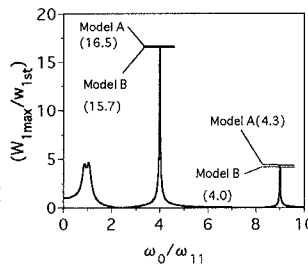


図4 共振曲線

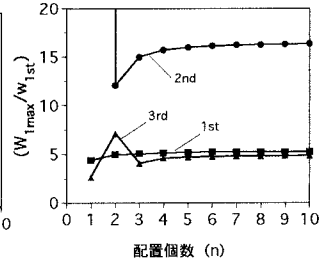


図5 集中配置される数の検討

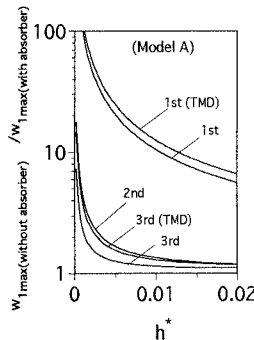


図6 制振効果

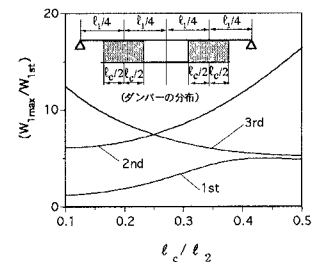


図7 ダンパーの局所配置

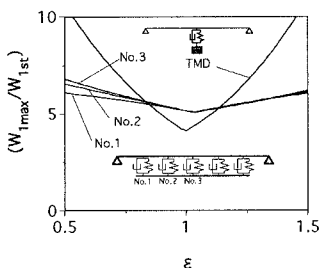


図8 制振安定性