

I-B 19

部分動吸振システムによる平板の振動制御

前田建設 ○磯野宗一 日本鉄塔工業 川添啓示 河野厳
山口大学 會田忠義 麻生稔彦

1. まえがき 平板の共振振動抑制のための動吸振システムは、分布した連結ばねと連結ダンパーによって連結される動吸振部材（平板タイプ、はりタイプ）によって構成される。本報告では平板に取り付けられた動吸振システムが定点理論により調整された時、制振対象モードだけではなく、フードダンパー効果により他のモードにも制振効果が現れることを数値計算により調査する。

2. 動吸振システムの概要と調整方法 調和外力を受ける対象平板に合計R個の動吸振システム（はりタイプ；図1または平板タイプ；図2）が取り付けられたモデルの運動方程式を次に示す。

$$\text{(Main Plate)} \quad m_1 \ddot{w}_1 + D_1 w_1''' + \sum_{r=1}^R c^{(r)} (\dot{w}_1 - \dot{w}_2^{(r)}) + \sum_{r=1}^R k^{(r)} (w_1 - w_2^{(r)}) = F \delta(r_x) \delta(r_y) \cos \omega_0 t \quad (1)$$

(Dynamic Absorbing systems)

(Plate-type の場合)

$$m_2^{(r)} \ddot{w}_2^{(r)} + D_2^{(r)} w_2^{(r)'''} + c^{(r)} (\dot{w}_2^{(r)} - \dot{w}_1) + k^{(r)} (w_2^{(r)} - w_1) = 0 \quad (r=1 \sim R) \quad (2)$$

(Beam-type の場合)

$$m_2^{(r)} \ddot{w}_2^{(r)} + EI_2^{(r)} w_2^{(r)''''} + c^{(r)} (\dot{w}_2^{(r)} - \dot{w}_1) + k^{(r)} (w_2^{(r)} - w_1) = 0 \quad (r=1 \sim R) \quad (3)$$

ここで、 w ：振動変位、 m ：単位当たり質量、 D ：平板の板剛度、 EI ：はりの曲げ剛性、 k, c ：動吸振システム装着位置でのみ定義された連結ばねの単位当たりのばね定数、連結ダンパーの単位当たりの減衰係数、 F ：荷重振幅、 ω_0 ：励振振動数、 δ ：Dirac の δ 関数、 (r_x, r_y) ：荷重作用位置を表し、下付き添え字の1は対象平板、2は動吸振部材を表し、上付き添え字は r 番目の動吸振システムを示す。また $w_2^{(r)}, k, c$ は、Plate-type の場合は $(x_2^{(r)}, y_2^{(r)})$ の関数

Beam-type は $x_2^{(r)}$ の関数である。連結ばねとダンパーの分布が特別で動吸振部材の剛性が無視できる場合、運動方程式をモード座標に変換し、 p 次モードのみを取り出し、得られるモード方程式は図3に示すモデルの運動方程式を示す。

$$m_1 \ddot{\rho}_1 + m_1 \omega_{1p}^2 \rho_1 + \bar{c} (\dot{\rho}_1 - \dot{\rho}_2) + \bar{k} (\rho_1 - \rho_2) = F_p \cos \omega_0 t \quad (4)$$

$$m_2 \ddot{\rho}_2 + m_2 \omega_{2p}^2 \rho_2 + \bar{c} (\dot{\rho}_2 - \dot{\rho}_1) + \bar{k} (\rho_2 - \rho_1) = 0 \quad (5)$$

図3の系の最適調整値はDen Hartogの定点理論により求められるので動吸振システムの最適値は同理論の応用により求められる。調整の手順は対象平板の任意の位置 (x, y) の制限振幅 $\delta_{\max}$ と、動吸振部材の大きさ、それぞれの動吸振システムの質量比 $\epsilon_m^{(r)}$ を与えると、動吸振部材の質量、連結ばねのばね係数、連結ダンパーの減衰係数が式 (6) ～ 式 (9) により求められる。ただし動吸振部材の剛性の調整式は得ることが出来ない。得られる諸元はPlate-type の時は単位面積当たりでBeam-type の時は単位長さ当たりの単位量である。

$$m_2^{(r)} = \frac{2m_{1p}\epsilon_m^{(r)}}{(Y_{1p}^2 - 1) \sum_{r=1}^R \epsilon_m^{(r)} D_{pp}^{(r)}} \quad (6) \quad k^{(r)} = \frac{m_2^{(r)} \omega_{1p}^2 (Y_{1p}^2 - 1)^2}{(Y_{1p}^2 + 1)^2} \quad (7) \quad c^{(r)} = 2m_2^{(r)} \omega_{1p} h \quad (8) \quad h^2 = \frac{3\bar{\mu}}{8(1 + \bar{\mu})^3} \quad (9)$$

$$\text{上式中、} Y_{1p} = \frac{m_1 \omega_{1p}^2 \delta_{\max}}{F \Phi_{1p}(x, y) \Phi_{1p}(r_x, r_y)} \quad (10) \quad \bar{\mu} = \frac{\sum_{r=1}^R m_2^{(r)} \epsilon_m^{(r)} D_{pp}^{(r)}}{m_{1p}} \quad (11) \quad D_{pp}^{(r)} = \int \Phi_{1p}^2 dA_2^{(r)} \quad (12)$$

式 (12) の、 Φ_{1p} は p 次のモード関数、 $A_2^{(r)}$ は動吸振システムの装着範囲を示し、これが積分範囲である。

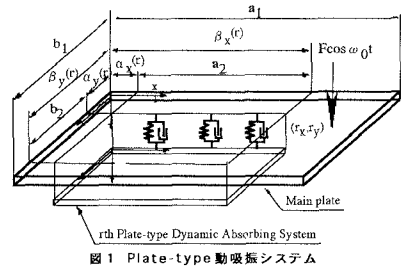


図1 Plate-type 動吸振システム

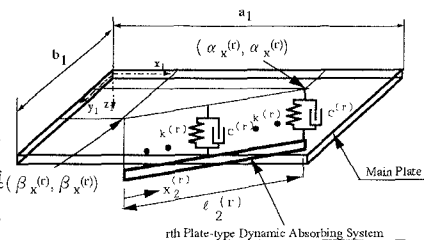


図2 Beam-type 動吸振システム

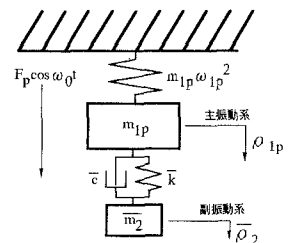


図3 2自由度2バネ系モデル

3. 動吸振システムの動特性

(a) 周波数特性 表1の諸元を持つ周辺単純支持板を対象平板に選ぶ。振動特性は図4に示されている。対象平板1次モードの共振時の平板中央点の応答振幅を静的変位の5倍に抑制する動吸振システム (Model A, Model B) を考える。前出の調整式を使って得られた調整値を表2に示し、対象平板の4分の1点に調和外力作用させた場合の加振点の共振曲線を図5および図6に示す。横軸は外力の振動数を対象平板の1次の振動数で除した無次元振動数で、縦軸は応答振幅を荷重作用位置の静的たわみで除した無次元変位である。最適値が得られない平板の板剛度およびはりの曲げ剛性はそれぞれの図中に示してあるものを用いた。同図には対象ばりとの減衰 ($h^*=0.5\%$) を考慮した場合も示した。複数のモードに対して制振効果が現れている。

表1 対象平板の諸元

部材寸法	$a_1 \times b_1 = 150 \times 100 (\text{cm})$
単位面積当たり質量	$m_1 = 8.01 \times 10^{-6} (\text{Ns}^2/\text{m}^3)$
板剛度	$D_1 = 1.92 \times 10^5 (\text{Ncm})$

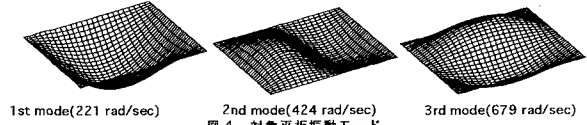


図4 対象平板振動モード

表2 動吸振システム調整値

	Model A (Plate-type)	Model B (Beam-type)
$a_2 \times b_2 = 112.5 \times 75 (\text{cm})$		$\ell_2 = 75 (\text{cm})$
m_2	$5.11 \times 10^{-7} (\text{Ns}^2/\text{cm}^3)$	$3.74 \times 10^{-5} (\text{Ns}^2/\text{cm}^2)$
k	$2.21 \times 10^{-2} (\text{N/cm}^3)$	$1.62 (\text{N/cm}^3)$
c	$3.12 \times 10^{-5} (\text{Ns/cm}^3)$	$2.35 \times 10^{-3} (\text{Ns/cm}^2)$

(b) 動吸振システムの効果 両部材の減衰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平板の応答が減少することは図5および図6からも見て取れるが、このことは動吸振システムを考慮しない場合に部材の減衰を考慮した場合でも同様である。Model Aに対して、両者の最大振幅の比をとることで、与えられた減衰での動吸振システムの効果が見積もれる (図7)。部材の減衰の低い領域で、特に低次モードに対して動吸振システムが有効であることがわかる。

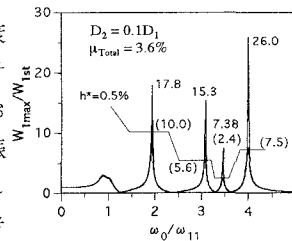


図5 共振曲線

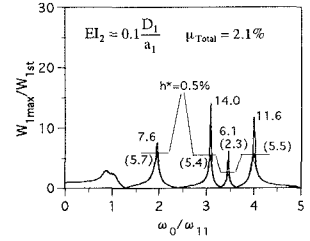


図6 共振曲線 (Beam-type)

(c) 動吸振システムの制振効果の向上 特定モードに対するフードダンパ効果を高めるために図8のようにダンパーを局所集中的に配置 (ハッチ部) した場合の共振曲線を図9 (Plate-type) および図10 (Beam-type) に示す。ダンパーの減衰係数 $\tilde{c}$ は図に示すものを用いた。

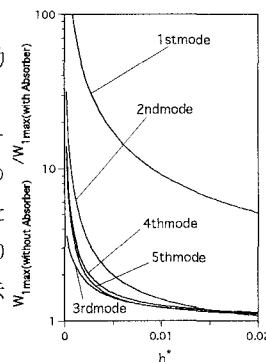


図7 制振効果

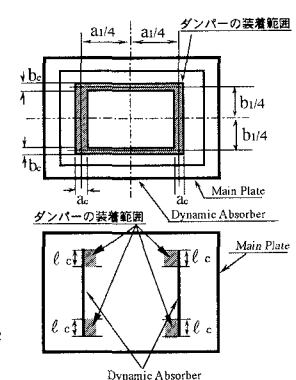


図8 ダンパーの局所配置

4. まとめ 得られた結果を次に示す。1) 動吸振システムは制振対象モードだけでなくその他のモードに対して、また、低い減衰を持つ構造物に対しても有効である。2) 連結ダンパーの分布を考えることで、さらに制振効果を上げることが出来る。

(参考文献) 1) 川添啓示、會田忠義、河野巖、麻生稔彦、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)

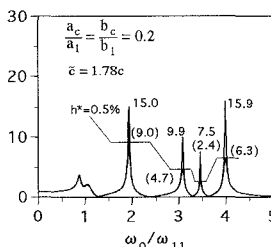


図9 ダンパーの局所配置 (plate-type)

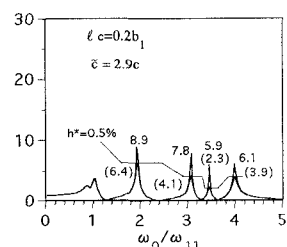


図10 ダンパーの局所配置 (beam-type)