

I-452 動吸振板による平板の振動制振について

山口大学 学正員 川添啓示

清水建設 坂本晋一

山口大学 正員 會田忠義

1. まえがき

一般に平板構造物にも、一自由度系の動吸振器を用い、特定点にこれらを設置し特定モードあるいは特定振動に対して構造物を制振することは可能であるが、本研究で平板を動吸振装置として用いることにより、対象平板構造物の負荷を軽減しつつ、構造物に対する効率的な制振効果を期待しようとするものである。ここでは対象平板と同じ境界条件の平板を等しく分布するばねとダンパーで対象平板と連結した動吸振器を想定し、その制振理論と制振効果を明らかにする。

2. 運動方程式

Fig.1に示す対象板(Main Plate, MP)

と動吸振板(Dynamic Absorbing Plate, DAP)

の運動方程式は、式(1)、式(2)

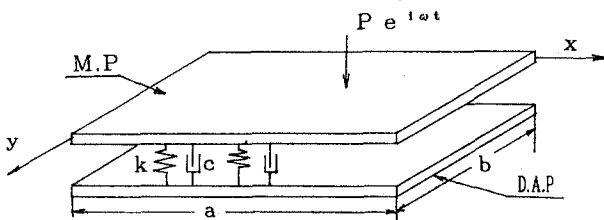
で表される。式中、 m_1, m_2 ; 対象板と動吸振板の単位面積質量、 D_1, D_2 ; 対象平板と対象平板の板剛度、 k ; 連結ばねのばね定数、 c ; ダンパーの減衰定数、 δ ; Diracの δ 関数である。

Fig1 荷重と座標

$$m_1 \frac{\partial^2 w_1}{\partial t^2} + D_1 \left(\frac{\partial^4 w_1}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w_1}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w_1}{\partial y^4} \right) + c \left(\frac{\partial w_1}{\partial t} + \frac{\partial w_2}{\partial t} \right) + k (w_1 - w_2) = P e^{i\omega t} \delta(x-r) \delta(y-s) \quad (1)$$

$$m_2 \frac{\partial^2 w_2}{\partial t^2} + D_1 \left(\frac{\partial^4 w_2}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w_2}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w_2}{\partial y^4} \right) + c \left(\frac{\partial w_2}{\partial t} + \frac{\partial w_1}{\partial t} \right) + k (w_2 - w_1) = 0 \quad (2)$$

対象平板と動吸振板の境界条件を同一にすると両平板の固有関数は同一な関数で表される。ここで、modal analysisの手法を応用し、 (i, j) 次モードの固有関数を $\phi_{ij}(x)$ で表すと、両平板の振動変移は次式で表すことができる。

$$w_1(x, y, t) = \sum \sum \rho_{ij}(t) \phi_{ij}(x, y), \quad w_2(x, y, t) = \sum \sum \rho_{ij}(t) \phi_{ij}(x, y) \quad (3)$$

式(3)を式(1)及び(2)に代入し、両辺に $\phi_{pq}(x, y)$ をかけ板全体について積分し、固有関数の直交条件を用いて整理すると、式(4)式(5)のモード方程式を得る。式中 $\omega_{1ij}, \omega_{2ij}$; 対象平板、動吸振板の固有円振動数。

$$m_1 \rho_{1ij} + \omega_{1ij}^2 \rho_{1ij} + c (\rho_{1ij} - \rho_{2ij}) + k (\rho_{1ij} - \rho_{2ij}) = P e^{i\omega t} \phi_{ij}(r, s) \quad (4)$$

$$m_2 \rho_{2ij} + \omega_{2ij}^2 \rho_{2ij} + c (\rho_{2ij} - \rho_{1ij}) + k (\rho_{2ij} - \rho_{1ij}) = 0 \quad (5)$$

式(4)、(5)はFig2に示す2質量3ばね系の運動方程式と同一である。これは対象系の i, j 次モードがFig2に示すモデルの挙動で示されることを示し、このモデルはDen Hartogの定点理論により最適な制振効果を与える動吸振器の条件が求められる。¹⁾

3. 動吸振板の設計 周期荷重による主ばりの振動変位が式(3)で表され、荷重の励振動に近い固有振動数に対するモードの影響を大きく受けることに注目し、この対応するモードを極小化する方法を取る。

以下に設計条件式とその順序を示す①質量比 μ を決める。②対象構造物の最大許容振幅を決める。③動吸振板の板剛度 D_2 が式(7)から連結ばねのばね定数 k が式(8)から、ダンパーの減衰係数が式(9)から求まる。

4. 計算例 Table.1の諸元を持つ4辺単純支持平板、 $w_1 = Y_{1p} y_{st} \phi_{1j}(r, s)$ (6)と2辺単純支持2辺自由の平板を対象とし、(1,1)次モードに対して $\mu = 0.2$ 、 $Y_{1p} = 4.0$ として動吸振板を設計した、その諸元をTable.2及びTable.3に示す。Fig.3からFig.6に動吸振板の効果を示す。縦軸は無次元振幅、横軸は外力 $c = 2\mu m_2 h \omega_{1.1j}$ (9)の励振振動数を対象平板の固有円振動数で除し二乗したものである。

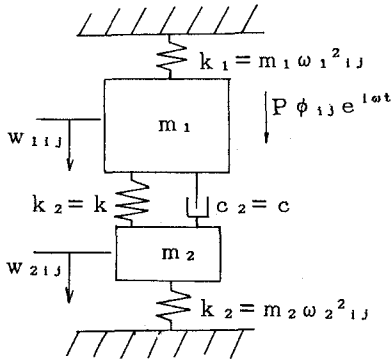


Fig.2 2質量3ばね系

Table.1 対象平板の諸元	
$a=1.5(m)$ 、 $b=0.9(m)$ 、 $m_1=27440(Ns^2/m)$	
$D_1=6833.27(Nm)$ 、 $P=980(N)$	

Table.2 動吸振板の諸元 (4辺単純支持)	
$m_2=1366.654(Ns^2/m^4)$ 、 $k=21.609 \times 10^4(N/m^4)$	
$c=14.841 \times 10^2(Ns/m^4)$ 、 $D_2=233.48(Nm)$	

Table.3 動吸振板の諸元 (2辺単純支持2辺自由)	
$m_2=1366.654(Ns^2/m^4)$ 、 $k=15.445 \times 10^3(N/m^4)$	
$c=40.648 \times 10(Ns/m^4)$ 、 $D_2=233.09(Nm)$	

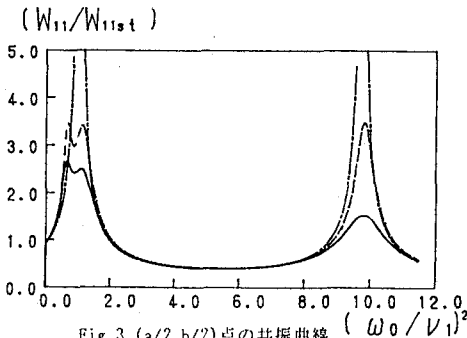


Fig.3 (a/2, b/2)点の共振曲線
境界条件:SS-SS-SS-SS

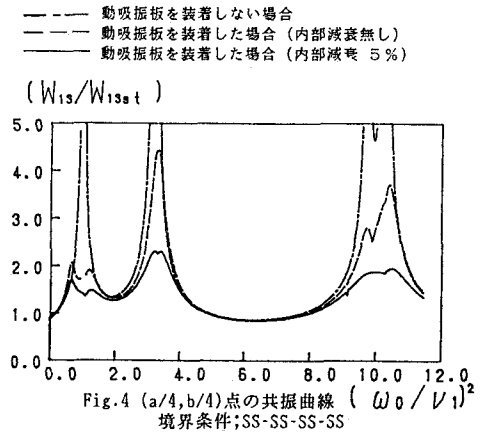


Fig.4 (a/4, b/4)点の共振曲線
境界条件:SS-SS-SS-SS

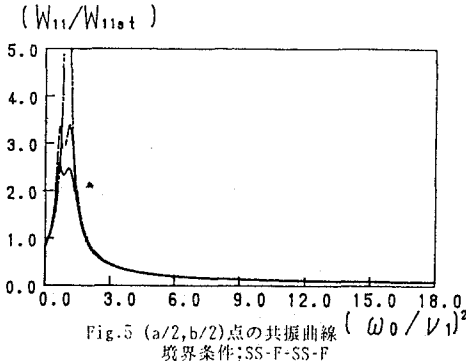


Fig.5 (a/2, b/2)点の共振曲線
境界条件:SS-F-SS-F

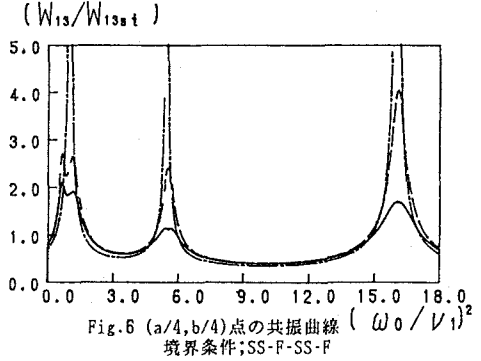


Fig.6 (a/4, b/4)点の共振曲線
境界条件:SS-F-SS-F

参考文献

- 1) 倉田忠義、石川秀二、戸田勲；動吸振ばりによる単一ばりの振動制御について、土木学会第45回年次学術講演会講演概要集第1部