

石川島播磨重工業(株) 正員 ○長迫大喜、 村本建設(株) 横原芳和
山口大学 正員 會田忠義

1. まえがき 本研究は、著者らの一連の試みである動吸振ばりによる制振方法を、面外振動する曲がりばりにおけるたわみとねじりの振動制御に用いたものである。前報において等分布装着された連結ばね・ダンパーを有する動吸振曲がりばりについて言及した¹⁾。ここでは、実構造物への適用を目的とするため、有限個の連結ばね・ダンパーを有し、質量分布及び剛性分布ともに相似な動吸振曲がりばりを用いた場合について、その調整法と制振効果を明らかにする。

2. 運動方程式 Fig.1に示す中心角 θ_0 、部材断面の重心 G_1 の曲率半径 R_0 、せん断中心 S_1 の半径 R_s をもち曲がり剛性が EI_1 、ねじり剛性が GJ_1 、そり剛性が $EC_{\omega 1}$ である対象曲がりばりを想定する。これに境界条件が同じで部材断面の重心及びせん断中心の半径が対象曲がりばりのそれと等しく、各値の下付添字が2である動吸振曲がりばりをFig.2に示すように z 軸に対称に配置された2組のばね・ダンパーで装着する。中心角 α の位置の断面のせん断中心に鉛直荷重 P_w 及びねじりモーメント T_x が作用するとき、運動方程式は次式で表される。

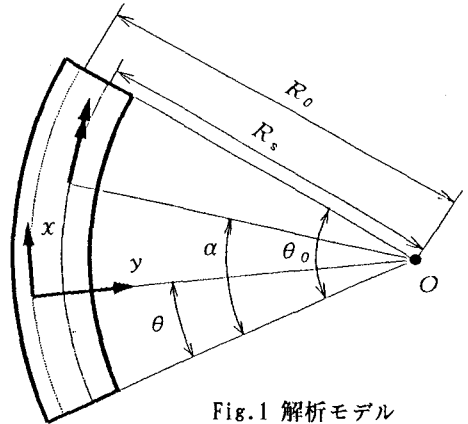


Fig.1 解析モデル

$$m_1 R_s^4 (\ddot{w}_1 - y_s \ddot{\phi}_1) + \left(EI_1 + \frac{EC_{\omega 1}}{R_s} \right) w_1'''' - GJ_1 w_1'' + \frac{EC_{\omega 1}}{R_s^2} \phi_1'''' - (EI_1 + GJ_1) R_s \phi_1'' \\ + \bar{C}_w \{ (\dot{w}_1 - y_s \dot{\phi}_1) - (\dot{w}_2 - y_s \dot{\phi}_2) \} R_s^4 \cdot \Delta + \bar{k}_w \{ (w_1 - y_s \phi_1) - (w_2 - y_s \phi_2) \} R_s^4 \cdot \Delta \\ = P_w R_s^2 e^{i\omega \cdot t} \delta(\theta - \alpha) \quad (1)$$

$$(I_{p1} + m_1 y_s^2) R_s^3 \ddot{\phi}_1 - m_1 y_s R_s^3 \ddot{w}_1 + \frac{EC_{\omega 1}}{R_s^2} w_1'''' - (EI_1 + GJ_1) w_1'' + \frac{EC_{\omega 1}}{R_s} \phi_1'''' - GJ_1 R_s \phi_1'' \\ + \{ (\bar{C}_\phi \dot{\phi}_1 + \bar{C}_w y_s^2 \dot{\phi}_1 - \bar{C}_w y_s \dot{w}_1) - (\bar{C}_\phi \dot{\phi}_2 + \bar{C}_w y_s^2 \dot{\phi}_2 - \bar{C}_w y_s \dot{w}_2) \} R_s^3 \cdot \Delta \\ + \{ (\bar{k}_\phi \phi_1 + \bar{k}_w y_s^2 \phi_1 - \bar{k}_w y_s w_1) - (\bar{k}_\phi \phi_2 + \bar{k}_w y_s^2 \phi_2 - \bar{k}_w y_s w_2) \} R_s^3 \cdot \Delta = T_x R_s^3 e^{i\omega \cdot t} \delta(\theta - \alpha) \quad (2)$$

$$\text{【動吸振曲がりばりの運動方程式】} \\ m_2 R_s^4 (\ddot{w}_2 - y_s \ddot{\phi}_2) + \left(EI_2 + \frac{EC_{\omega 2}}{R_s} \right) w_2'''' - GJ_2 w_2'' + \frac{EC_{\omega 2}}{R_s^2} \phi_2'''' - (EI_2 + GJ_2) R_s \phi_2'' \\ + \bar{C}_w \{ (\dot{w}_2 - y_s \dot{\phi}_2) - (\dot{w}_1 - y_s \dot{\phi}_1) \} R_s^4 \cdot \Delta + \bar{k}_w \{ (w_2 - y_s \phi_2) - (w_1 - y_s \phi_1) \} R_s^4 \cdot \Delta = 0 \quad (3) \\ (I_{p2} + m_2 y_s^2) R_s^3 \ddot{\phi}_2 - m_2 y_s R_s^3 \ddot{w}_2 + \frac{EC_{\omega 2}}{R_s^2} w_2'''' - (EI_2 + GJ_2) w_2'' + \frac{EC_{\omega 2}}{R_s} \phi_2'''' - GJ_2 R_s \phi_2'' \\ + \{ (\bar{C}_\phi \dot{\phi}_2 + \bar{C}_w y_s^2 \dot{\phi}_2 - \bar{C}_w y_s \dot{w}_2) - (\bar{C}_\phi \dot{\phi}_1 + \bar{C}_w y_s^2 \dot{\phi}_1 - \bar{C}_w y_s \dot{w}_1) \} R_s^3 \cdot \Delta \\ + \{ (\bar{k}_\phi \phi_2 + \bar{k}_w y_s^2 \phi_2 - \bar{k}_w y_s w_2) - (\bar{k}_\phi \phi_1 + \bar{k}_w y_s^2 \phi_1 - \bar{k}_w y_s w_1) \} R_s^3 \cdot \Delta = 0 \quad (4)$$

式中、 m : 単位長さ当たりの質量、 I_p : 慣性極二次モーメント、 P_w, T_x : 集中周期力及び集中周期モーメント、 ω : 励振振動数、 $(\dot{}) = \partial/\partial t$ 、 $()' = \partial/\partial \theta$ 、 $\bar{k}_\phi = \bar{k}_w \ell^2$ 、 $\bar{C}_\phi = \bar{C}_w \ell^2$ 、 $\Delta = \sum_{s=1}^S \delta(\theta - \theta_s)$ 、 δ : Diracの δ 関数、下付添字は1が対象、2が動吸振曲がりばりである。

両曲がりばりの質量分布及び剛性分布に対して次の相似条件を満たすとき、

$$m_2/m_1 = I_{p2}/I_{p1} = \mu, \quad EI_2/EI_1 = GJ_2/GJ_1 = EC_{\omega 2}/EC_{\omega 1} = \alpha \quad (5)$$

両曲がりばりの固有振動形は同一となり、固有円振動数のみ異なり $\omega_{1i} = \mu/\alpha \omega_{2i}$ の関係をもつ。

今、 i 次モードの固有振動変位を $W_i(\theta)$ 及び $\Phi_i(\theta)$ とし、両曲がりばり連結時の強制振動変位を式(6)で表す(ρ : 時間に関する未知関数)。

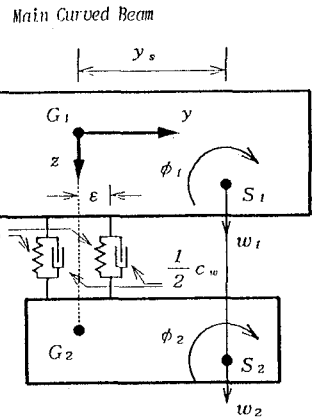


Fig.2 断面図

$$w_1(\theta, t) = \sum_{i=1}^{\infty} W_i(\theta) \rho_{1i}(t), \quad \phi_1(\theta, t) = \sum_{i=1}^{\infty} \Phi_i(\theta) \rho_{1i}(t), \quad w_2(\theta, t) = \sum_{i=1}^{\infty} W_i(\theta) \rho_{2i}(t), \quad \phi_2(\theta, t) = \sum_{i=1}^{\infty} \Phi_i(\theta) \rho_{2i}(t) \quad (6)$$

振動形解析法の手法を用いて、式(6)を運動方程式(1)~(4)に代入し、固有関数の直交条件を用い整理すると $j=1, 2, \dots$ について次式に示すモード方程式が得られる。

$$m_1 \ddot{\rho}_{1j} + m_1 \omega_{1j}^2 \rho_{1j} + \frac{1}{\gamma} \bar{C}_w \sum_{i=1}^N \{ (\dot{\rho}_{1j} - \dot{\rho}_{2j}) \Phi_{si j} \} + \frac{1}{\gamma} \sum_{i=1}^N \bar{k}_w \{ (\rho_{1j} - \rho_{2j}) \Phi_{si j} \} = \frac{1}{\gamma} \{ P_w W_j(a) + T_x \Phi_j(a) \} e^{i\omega_e t} \quad (7)$$

$$m_2 \ddot{\rho}_{2j} + m_2 \omega_{2j}^2 \rho_{2j} + \bar{C}_w \sum_{i=1}^N \{ (\dot{\rho}_{2j} - \dot{\rho}_{1j}) \Phi_{si j} \} + \bar{k}_w \sum_{i=1}^N \{ (\rho_{2j} - \rho_{1j}) \Phi_{si j} \} = 0 \quad (8)$$

$$\text{式中、} \Phi_{si j} = \sum_{s=1}^S [W_j(\beta_s) W_i(\beta_s) - \gamma_s \{ W_i(\beta_s) \Phi_j(\beta_s) + W_i(\beta_s) \Phi_j(\beta_s) \} + (\epsilon^2 + \gamma_s^2) \Phi_i(\beta_s) \Phi_j(\beta_s)] \quad (9)$$

ここで、モード方程式は各モード連成した形となっているため、2質量3ばね系に置換できない。しかし、連結ばね・ダンパーを多数配置し、配置間隔が十分に小さいと考えると近似的に次式が得られる。

$$\Phi_{si j} d = \begin{bmatrix} 1 & \dots & i=j \\ 0 & \dots & i \neq j \end{bmatrix} \quad (10)$$

式中、 d は連結ばね・ダンパーの配置間隔である。式(10)を式(7)及び(8)に代入し整理すると、解析モデルは近似的にFig.3に示すように2質量3ばね系へ置換が可能となる²⁾。

3. 動吸振曲がりばりの調整条件 Fig.3の2自由度系における動吸振器の調整条件³⁾を用いて ρ_{1j} を制御することができる。すなわち、外力の振動数が対象曲がりばりの j 次の固有振動数に近いとき j 次モードが卓越することから、対象曲がりばりの2自由度系における制限振幅 Y_{1P} と両曲がりばりの質量比 $\mu = m_2/m_1$ を設定すると、動吸振曲がりばりの各剛性値及び連結ばね・ダンパーの各特性値が次式で与えられる。

$$EI_2 = a EI_1, \quad GJ_2 = a GJ_1, \quad EC_{\omega 2} = a EC_{\omega 1} \quad (\text{式中、} a = \mu(1 - \sqrt{(2-\mu)/\mu})/Y_{1P})$$

$$\bar{k}_w = \frac{m_1 \omega_{1j}^2 \sqrt{\mu(2+\mu)}}{Y_{1P}(1+\mu)^2} d, \quad \bar{C}_w = 2\mu m_1 \omega_{1j} h d \quad (11)$$

4. 適用例 Table.1に示す諸元をもつ両端単純支持曲がりばりについてスパン10等分点に9組ばね・ダンパーを配置した場合について制振対象モードを1次モードとした場合の動吸振曲がりばりの調整値をTable.2に示す。また、対象曲がりばりのスパン中央点のたわみ及びねじりの共振曲線をそれぞれFig.4及びFig.5に示す。図よりその制振効果は明かである。

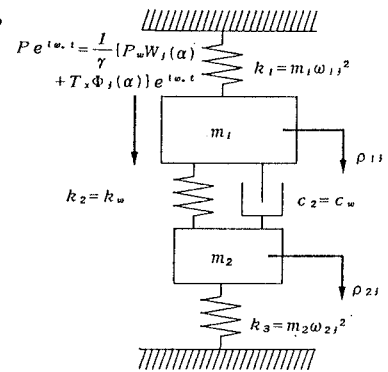


Fig.3 2質量3ばね系

Table.1 対象曲がりばりの諸元

$R_o = 30.04(m)$	$R_s = 30.08(m)$	$\theta_o = 50^\circ$
$m_1 = 8.76 \times 10^2 (Ns^2/m^2)$	$I_{p1} = 1.45 \times 10^3 (Ns^2 \cdot m^2)$	
$E I_1 = 1.42 \times 10^{10} (N \cdot m^2)$	$G J_1 = 8.61 \times 10^9 (N \cdot m^2)$	
$EC_{\omega 1} = 1.25 \times 10^8 (N \cdot m^4)$		

Table.2 動吸振曲がりばりの調整値

$m_2 = 1.75 \times 10^2 (Ns^2/m^2)$	$I_{p2} = 2.90 \times 10^2 (Ns^2 \cdot m^2)$
$E I_2 = 4.84 \times 10^8 (N \cdot m^2)$	$G J_2 = 2.94 \times 10^8 (N \cdot m^2)$
$EC_{\omega 2} = 4.27 \times 10^6 (N \cdot m^4)$	$\epsilon = 1.29(m)$
$\bar{k}_w = 0.663 \times 10^6 (N/m)$	$\bar{C}_w = 0.779 \times 10^6 (Ns/m)$

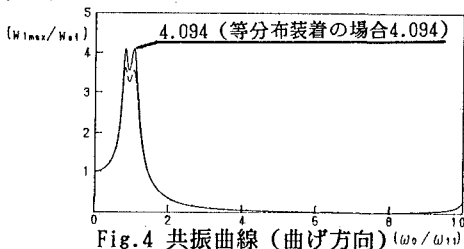


Fig.4 共振曲線 (曲げ方向) (ω/ω_{11})

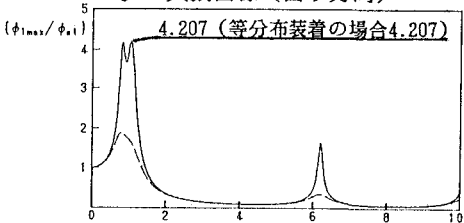


Fig.5 共振曲線 (ねじり角方向) (ω/ω_{11})

内部減衰
実線... 0 %
破線... 2 %

【参考文献】

- 1)長迫・倉田・鈴木: 動吸振曲がりばりによる曲がりばりの振動制御について、土木学会第47回年次学術講演会講演概要集第1部、pp562~pp563(1992.9)
- 2)T.Aida, et al: Approximate Vibration Control of Beams by Beam-Type Dynamic Vibration Absorbers, Journal of Soil and Vibration (投稿中)
- 3)T.Aida, et al: Vibration Control of Beams by Beam-type Dynamic Vibration Absorbers, Journal of Engineering Mechanics, ASCE, Vol.118, No2, pp248~pp258