

山口大学 学生員○長 迫 大喜、正員 會 田 忠 義
川崎重工業(株) 正員 鈴 木 章 公

1. まえがき 面外振動する曲線部材の制振のために、1自由度系の動吸振装置を単一あるいは複数個装着して、たわみとねじれを制御する方法が考えられ、有効な手段一つであろう。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御方法を曲がりばりに試みたものである。すなわち、対象とする曲がりばりと同じ境界条件をもち、質量分布及び剛性分布ともに相似な曲がりばり(動吸振曲がりばり)を対象曲がりばりに連結ばね・ダンパーにより装着して動吸振装置とするもので、本報文では動吸振曲がりばりの調整法を提示するとともにその制振効果を示す。

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 をもち曲げ剛性が 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 G_2 及びせん断中心 S_2 の半径が対象曲がりばりのそれと等しく、曲げ剛性が EI_2 、ねじり剛性が GJ_2 、そり剛性が $EC_{\omega 2}$ である曲がりばり(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。運動方程式を立てるに当たって部材断面の主軸(y)が曲率面に平行であり、曲率半径方向の変位(v)は他の変位に比べて十分に小さいと仮定する。中心角 α の位置の断面のせん断中心に鉛直荷重 $P_w e^{i\omega \cdot t}$ 及びねじりモーメント $T_x e^{i\omega \cdot t}$ が作用するとき、運動方程式は次式で表される。

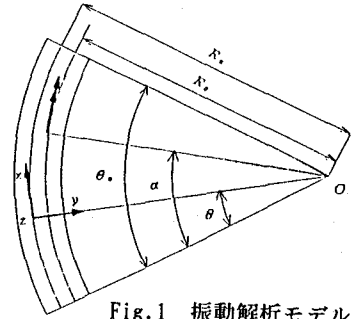


Fig.1 振動解析モデル

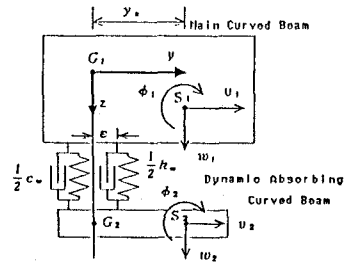


Fig.2 断面図

(対象曲がりばりの運動方程式)

$$m_1 R_s^4 (\ddot{w}_1 + y_s \ddot{\phi}_1) + (EI_1 + EC_{\omega 1} / R_s) w_1'''' - GJ_1 w_1'''' + EC_{\omega 1} / R_s^2 \cdot \phi_1'''' - (EI_1 - GJ_1) R_s \phi_1'''' + c_w \{ (\dot{w}_1 - y_s \dot{\phi}_1) - (\dot{w}_2 - y_s \dot{\phi}_2) \} R_s^4 + k_w \{ (w_1 - y_s \phi_1) + (w_2 - y_s \phi_2) \} R_s^4 = P_w R_s^4 e^{i\omega \cdot t} \delta(\theta - \alpha), \quad (1)$$

$$(I_{p1} + m_1 y_s^2) R_s^2 \ddot{\phi}_1 - m_1 y_s R_s^3 \ddot{w}_1 + EC_{\omega 1} / R_s^2 \cdot w_1'''' + (EI_1 + GJ_1) w_1'''' + EC_{\omega 1} / R_s \cdot \phi_1'''' + GJ_1 \phi_1'''' + EI_1 \phi_1'''' + [\{ c_w \dot{\phi}_1 - c_w y_s (\dot{w}_1 - y_s \dot{\phi}_1) \} - \{ c_w \dot{\phi}_2 - c_w y_s (\dot{w}_2 - y_s \dot{\phi}_2) \}] R_s^3 + [\{ k_w \phi_1 - k_w y_s (w_1 - y_s \phi_1) \} - \{ k_w \phi_2 - k_w y_s (w_2 - y_s \phi_2) \}] R_s^3 = T_x e^{i\omega \cdot t} \delta(\theta - \alpha). \quad (2)$$

(動吸振曲がりばりの運動方程式)

$$m_2 R_s^4 (\ddot{w}_2 + y_s \ddot{\phi}_2) + (EI_2 + EC_{\omega 2} / R_s) w_2'''' - GJ_2 w_2'''' + EC_{\omega 2} / R_s^2 \cdot \phi_2'''' - (EI_2 + GJ_2) R_s \phi_2'''' + c_w \{ (\dot{w}_2 - y_s \dot{\phi}_2) - (\dot{w}_1 - y_s \dot{\phi}_1) \} R_s^4 + k_w \{ (w_2 - y_s \phi_2) + (w_1 - y_s \phi_1) \} \times R_s^4 = 0, \quad (3)$$

$$(I_{p2} + m_2 y_s^2) R_s^2 \ddot{\phi}_2 - m_2 y_s R_s^3 \ddot{w}_2 + EC_{\omega 2} / R_s^2 \cdot w_2'''' + (EI_2 + GJ_2) w_2'''' + EC_{\omega 2} / R_s \cdot \phi_2'''' + GJ_2 \phi_2'''' + EI_2 \phi_2'''' + [\{ c_w \dot{\phi}_2 - c_w y_s (\dot{w}_2 - y_s \dot{\phi}_2) \} - \{ c_w \dot{\phi}_1 - c_w y_s (\dot{w}_1 - y_s \dot{\phi}_1) \}] R_s^3 + [\{ k_w \phi_2 - k_w y_s (w_2 - y_s \phi_2) \} - \{ k_w \phi_1 - k_w y_s (w_1 - y_s \phi_1) \}] R_s^3 = 0. \quad (4)$$

上式中、 m_1 、 m_2 は対象曲がりばり及び動吸振曲がりばりの単位長さ質量、 I_{p1} 、 I_{p2} 、は両曲がりばりの

単位長さ当たりの質量の慣性モーメントであり、 $k_\phi = k_w \epsilon^2$ 、 $c_\phi = c_w \epsilon^2$ である。今、両曲がりばりの質量及び剛性分布に関して次の相似の条件を満たすとき、

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

両曲がりばりの固有関数は等しい関数形で表され、対象曲がりばり及び動吸振曲がりばりの*i*次の固有円振動数をそれぞれ ω_{1i} 、 ω_{2i} 、とすると、式(6)の関係が成り立つ。

$$\omega_{2i}^2 = \mu/\alpha \cdot \omega_{1i}^2 \quad (6)$$

今、*i*次の固有振動形のたわみ及びねじりの関数形をそれぞれ $W_i(\theta)$ 、 $\Phi_i(\theta)$ で表し、両曲がりばりの連結時の強制振動変位を次式で表す。

$$w_1(\theta, t) = \sum_{i=1}^N W_i(\theta) \rho_{1i}(t), \quad w_2(\theta, t) = \sum_{i=1}^N W_i(\theta) \rho_{2i}(t)$$

$$\phi_1(\theta, t) = \sum_{i=1}^N \Phi_i(\theta) \rho_{1i}(t), \quad \phi_2(\theta, t) = \sum_{i=1}^N \Phi_i(\theta) \rho_{2i}(t) \quad (7)$$

式(7)及び(8)を式(1)-(4)に代入し直交条件を用いて整理すると次式になる。

$$m_1 \gamma (\ddot{\rho}_{1j} + \omega_{1j}^2 \rho_{1j}) - c_w \gamma (\dot{\rho}_{1j} - \dot{\rho}_{2j}) + k_w \gamma (\rho_{1j} - \rho_{2j}) = (P_w W_j(\alpha) + T_x \Phi_j(\alpha)) e^{i\omega \cdot t}$$

$$m_2 \gamma (\ddot{\rho}_{2j} + \omega_{2j}^2 \rho_{2j}) - c_w \gamma (\dot{\rho}_{2j} - \dot{\rho}_{1j}) + k_w \gamma (\rho_{2j} - \rho_{1j}) = 0, \quad j=1, 2, \dots, N \quad (9)$$

上式はFig. 3に示す2質量3ばね系の運動方程式と同じである。

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¹⁾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、対象曲がりばりの制限振幅 δ 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剛性 EI_2 、 GJ_2 、 $EC_{\omega 2}$ 並びに連結ばね・ダンパーの特性が次式で与えられる。

$$EI_2 = \alpha EI_1, \quad GJ_2 = \alpha GJ_1, \quad EC_{\omega 2} = \alpha EC_{\omega 1},$$

$$\alpha = \mu (1 - \sqrt{(2-\mu)/\mu} / Y_{1P}),$$

$$k_w = m_1 \omega_{1j}^2 \sqrt{\mu(2+\mu)} / Y_{1P} (1+\mu)^2, \quad c_w = 2\mu m_1 \omega_{1j} h. \quad (10)$$

4. 適用例

Table 1に示す諸元をもつ曲がりばりについて制振対象モードを1次モードとして設計した動吸振曲がりばりの剛性及び連結ばね・ダンパーの特性をTable 2に示す。また、対象曲がりばりのスパン中央のたわみの共振曲線をFig. 4に示す。図よりその制振効果が明かである。

$$(W_{1max}/W_{st})$$

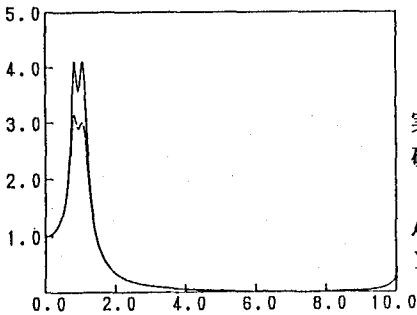


Fig. 4 共振曲線 (ω_0/ω_{11})

実線：内部減衰考慮なし
破線：内部減衰考慮
($h=5\%$)

$\mu = 0.2$
 $Y_{1P} = 4.0$

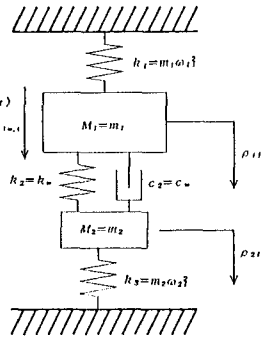


Fig. 3 2質量3ばね系

Table 1 対象曲がりばりの緒元

$R_o = 30.04 (m)$	$R_s = 30.08 (m)$	$\theta_o = 50^\circ$
$m_1 = 8.76 \times 10^2 (Ns^2/m^2)$		
$EI_1 = 1.42 \times 10^{10} (N \cdot m^2)$		
$GJ_1 = 8.61 \times 10^9 (N \cdot m^2)$		
$EC_{\omega 1} = 1.25 \times 10^8 (N \cdot m^4)$		
$I_{p1} = 1.45 \times 10^3 (Ns^2 \cdot m^2)$		

Table 2 動吸振曲がりばりの調整値

$EI_2 = 4.86 \times 10^8 (N \cdot m^2)$
$k_w = 2.51 \times 10^5 (N/m)$
$k_\phi = 4.16 \times 10^5 (N \cdot m)$
$c_w = 2.96 \times 10^3 (Ns/m)$
$c_\phi = 4.90 \times 10^3 (Ns \cdot m)$
$e = 1.29 (m)$

参考文献：1) T. Aida, et al: Vibration Control of Beams by Beam-Type Dynamic Vibration Absorbers, Journal of Engineering Mechanics, ASCE, Vol. 118, No. 2, pp. 248-258.