力とモーメントの働く片持ばり形動吸振器*

松久 寛^{*1}, 張 維明^{*2}, 田島辰哉^{*2}
本田善久^{*1}, 佐藤 進^{*1}Cantilever-Type Dynamic Vibration Absorbers Considering
the Effects of Force and MomentHiroshi MATSUHISA, Weiming ZHANG, Tatsuya TAJIMA,
Yoshihisa HONDA, and Susumu SATO

Cantilever-type dynamic vibration absorbers apply not only a force but also a moment to a main vibratory system. The vibration response of the main system with this type of absorber is analyzed using receptance matrices. By analogy with a conventional absorber of one degree of freedom, a method of optimal tuning of the natural frequency and damping of the absorber is derived. An index, the equivalent mass ratio which shows the effectiveness of the absorber, is defined. Numerical calculation and experimentation are carried out, and their results suggest that the cantilever-type absorber can be more effective than the conventional absorber.

Key Words: Vibration, Dynamic Absorber, Cantilever, Equivalent Mass Ratio, Receptance Method

1. 緒 言

片持ばり形動吸振器は、主振動系に、力およびモーメントを作用させる。もし、力およびモーメントがともに主振動系の振動を抑制するように作用するなら、力だけで振動を抑制する従来の質点とばねからなる一自由度形動吸振器よりも効果的に制振することができると考えられる。また、はりの長さの変更などによる固有振動数の調節が容易であるという利点をもつ。

従来の一自由度形動吸振器に関してはすでに多くの研究がなされている⁽¹⁾。一方、はり形の動吸振器についてもいくつかの研究がなされている⁽²⁾⁽³⁾。しかし、これらの動吸振器は支持点に関して左右対称のものであり、モーメントは考慮されていない。振動を抑制するために片持ばり形動吸振を用いた、アクティブコントロールシステムについての研究⁽⁴⁾や振り子式制振装置を用いた準能動制振法についての研究⁽⁵⁾もなされているが、それらもモーメントについては考慮されていない。

そこで本報では、力およびモーメント両方が作用す

る片持ばり形動吸振器の理論解析をレセプタンス法で行う。主系および動吸振器を一自由度に近似し従来の一自由度の動吸振器の理論を利用して、動吸振器の最適固有振動数や最適減衰を決定する方法を導く。さらに、動吸振器の制振効果を示す等価質量比という指標を求める。

主系の片持ばりに、片持ばり形動吸振器を取付けた場合について数値計算を行うことにより、動吸振器の各パラメータ、すなわちはりの長さや質量などと制振効果との関係を調べる。また、いかなる条件のときに片持ばり形動吸振器のほうが、従来の一自由度の動吸振器よりも有効であるかを調べる。さらに、実験によって、理論的に得た特性を確かめる。

2. 理 論 解 析

2・1 動吸振器のレセプタンス 図1のように支持点に関して非対称な形の動吸振器は主系に力およびモーメントを与える。支持点の変位を $Y_{exp}(i\omega t)$ 、傾きを $\phi_{exp}(i\omega t)$ 、動吸振器が主系から受ける力を $F_{exp}(i\omega t)$ 、モーメントを $M_{exp}(i\omega t)$ とすると、定常状態での振動応答はつぎのマトリックスで与えられる。

$$\{Z\} = [H]\{P\} \cdots \cdots \cdots (1)$$

* 昭和62年8月25日 韓日振動会議において講演、原稿受付
昭和62年12月21日。

^{*1} 正員、京都大学工学部 (〒606 京都市左京区吉田本町)。

^{*2} 学生員、京都大学工学部。

図 1 片持ばり形動吸振器

$$\{Z\} = \begin{Bmatrix} Y \\ \phi \end{Bmatrix}, \quad \{P\} = \begin{Bmatrix} F \\ M \end{Bmatrix}$$

$[H]$ は 2×2 のレセプタンスマトリックスである。ここでは減衰は構造減衰として扱い、ヤング率などを $E^* = E(1 + i\eta)$ (η : 損失係数) と複素数で表す。よって以下の解析は複素数の領域で行うものとする。

動吸振器の数例を図 1 に示す。動吸振器 [1] は剛体でできており、その一端に並進と回転のばねが取り付けられたものとする。動吸振器 [2] は集中質量がはりの端にあるものであり、動吸振器 [3] は片持ばりである。

動吸振器 [1] の場合、レセプタンスマトリックス $[H]$ はつぎのようになる。

$$[H] = \begin{bmatrix} -\frac{1}{k^*} + \frac{1}{m\omega^2} + \frac{L^2}{J\omega^2} & -\frac{L}{J\omega^2} \\ -\frac{L}{J\omega^2} & -\frac{1}{k_r^*} + \frac{1}{J\omega^2} \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 m は動吸振器の質量、 J は重心まわりの慣性モーメント、 L は重心と支持点間の距離、 k, k_r はそれぞれ、並進、回転に対するばね定数であり、 $k^* = k(1 + i\eta)$ 、 $k_r^* = k_r(1 + i\eta)$ は複素ばね定数、 η はばねの損失係数である。

動吸振器 [2] の場合、はり部分の質量は無視できるものとする、レセプタンスマトリックスはつぎのようになる。

$$[H] = \begin{bmatrix} \frac{1}{m\omega^2} - \frac{L^3}{3E^*I} + \frac{L^2}{J\omega^2} & \frac{L^2}{2E^*I} - \frac{L}{J\omega^2} \\ \frac{L^2}{2E^*I} - \frac{L}{J\omega^2} & \frac{1}{J\omega^2} - \frac{L}{E^*I} \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 E^*I は複素曲げ剛性、 L ははり部分の長さである。

動吸振器 [3] の場合、レセプタンスマトリックスはつぎのようになる。

$$[H] = \begin{bmatrix} h_{11} & h_{12} \\ h_{21} & h_{22} \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (4)$$

図 2 主振動系

$$h_{11} = (-\cos \beta L \sinh \beta L + \sin \beta L \cosh \beta L) / A$$

$$h_{12} = h_{21} = -\beta \sin \beta L \sinh \beta L / A$$

$$h_{22} = \beta^2 (\cos \beta L \sinh \beta L + \sin \beta L \cosh \beta L) / A$$

$$A = E^* I \beta^3 (1 - \cos \beta L \cosh \beta L)$$

$$\beta^4 = \omega^2 \rho s / E^* I$$

ここで、 L は動吸振器の長さ、 ρ は密度、 s は断面積である。

2.2 連成振動 図 2 のような主系の変位、傾きと外力、外モーメントの関係もまたつぎのようにマトリックスを用いて表せる。

$$\{Z_i\} = [G_{ij}] \{P_j\} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで、 i, j はそれぞれ測定点、力およびモーメントの働く点を表す。主系が図 2 [1] の場合、レセプタンスマトリックスはつぎのように固有関数の線形和で与えられる。

$$[G_{ij}] = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{(\bar{\omega}_m^{*2} - \omega^2) \Delta_m} \begin{bmatrix} Y_{mi} Y_{mj} & Y_{mi} \phi_{mj} \\ \phi_{mi} Y_{mj} & \phi_{mi} \phi_{mj} \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで、 $\phi_m = \partial Y_m / \partial x$ 、 $\bar{\omega}_m^{*2} = \bar{\omega}_m^2 (1 + i\zeta)$ 、 $\Delta_m = \bar{\rho} \bar{s} \int Y_m^2 dx$ 、 Y_m は固有関数、 $\bar{\omega}_m$ は固有角振動数、 $\bar{\rho}$ は密度、 $\bar{s}$ は断面積、 ζ は損失係数であり、添字 m は m 次モードを示し、バーは主系を示す記号とする。

主系が図 2 [2] の場合、レセプタンスマトリックスはつぎのようになる。

$$[G_{ij}] = \begin{bmatrix} \frac{1}{\bar{K}^* - \bar{m}\omega^2} + \frac{(x_i - \bar{L})(x_j - \bar{L})}{\bar{K}^* - \bar{J}\omega^2} & \frac{x_j - \bar{L}}{\bar{K}^* - \bar{J}\omega^2} \\ \frac{x_i - \bar{L}}{\bar{K}^* - \bar{J}\omega^2} & \frac{1}{\bar{K}^* - \bar{J}\omega^2} \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここで、 $\bar{m}$ は質量、 $\bar{J}$ は慣性モーメント、 $2\bar{L}$ は剛体の長さ、 $\bar{K}^*$ 、 $\bar{K}$ はそれぞれ並進、回転の複素ばね定数である。この式も固有関数と固有振動数を用いれば式(6)のように書き直せる。すなわち、 $\bar{\omega}_1^2 = \bar{K}/\bar{m}$ 、 $\bar{\omega}_2^2 = \bar{K}/\bar{J}$ 、 $\Delta_1 = \bar{m}$ 、 $\Delta_2 = \bar{J}$ 、 $Y_1 = 1$ 、 $Y_2 = x - \bar{L}$ とすればよい。ただし、この系は二自由度であるので固有関数は二つである。

主系には複数の動吸振器を取付けることができるので、ここでは、 N 個の動吸振器の場合を考える。この場合式(5)はつぎのようになる。

$$\{Z_i\} = \sum_{j=1}^N [G_{ij}]\{P_j\} + \{G_{i0}\}\{P_0\} \quad \dots\dots\dots (8)$$

$\{P_0\} = \{F_0, M_0\}^T$ は外力および外モーメントである。

式(1)を N 個の動吸振器について立て、式(8)を N 箇所の取付位置について立てるとつぎのようになる。

$$\{Z_N\} = [H_{NN}]\{P_N\} \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$\{Z_N\} = [G_{NN}]\{P_N\} + \{G_{N0}\}\{P_0\} \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで

$$\{Z_N\} = \begin{Bmatrix} Z_1 \\ \vdots \\ Z_N \end{Bmatrix}, \quad \{P_N\} = \begin{Bmatrix} P_1 \\ \vdots \\ P_N \end{Bmatrix}, \quad \{G_{N0}\} = \begin{Bmatrix} G_{10} \\ \vdots \\ G_{N0} \end{Bmatrix}$$

$$[G_{NN}] = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} & \cdots & G_{1N} \\ G_{21} & G_{22} & \cdots & G_{2N} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ G_{N1} & G_{N2} & \cdots & G_{NN} \end{bmatrix},$$

$$[H_{NN}] = \begin{bmatrix} H_1 & & 0 \\ & H_2 & \\ & & \ddots \\ 0 & & & H_N \end{bmatrix}$$

である。 G_{ij} は主系のレセプタンスマトリックス、 H_{ij} は動吸振器のレセプタンスマトリックスである。式(9)、(10)より、動吸振器から主系の受ける力およびモーメントはつぎのように求められる。

$$\{P_N\} = [H_{NN} - G_{NN}]^{-1}\{G_{N0}\}\{P_0\} \quad \dots\dots\dots (11)$$

式(11)を式(8)に代入すると、任意の点での変位、傾きを与えるつぎの式が得られる。

$$\{Z_i\} = \{G_{iN}\}[H_{NN} - G_{NN}]^{-1}\{G_{N0}\}\{P_0\} + \{G_{i0}\}\{P_0\} \quad \dots\dots\dots (12)$$

ここで、 $\{G_{iN}\} = \{G_{i1}, G_{i2}, \dots, G_{iN}\}$ である。

2・3 動吸振器の最適調整 動吸振器を最適調整

する場合、固有振動数と減衰をとともに最適にする必要がある。主系も動吸振器もともに一自由度の場合の最適調整法はすでに確立されている⁽¹⁾。ここで取扱っている系は主系、動吸振器とも分布系および多自由度系である。そこで、この場合には、固有振動数近傍ではその固有モードで振動していると近似して、一自由度の最適理論を用いる。いま、簡便のため主系の $x = x_1$ にただ一つの動吸振器を取付けるとし、外力だけが働き外モーメントは零とする。モード m について考えると、 ω が $\bar{\omega}_m$ に近いとき主系のレセプタンスマトリックスは近似的につぎのようになる。

$$[G_{ij}] = \frac{1}{(\bar{\omega}_m^{*2} - \omega^2)} \begin{bmatrix} Y_{mi}Y_{mj} & Y_{mi}\phi_{mj} \\ \phi_{mi}Y_{mj} & \phi_{mi}\phi_{mj} \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (13)$$

ここで固有関数は正規化されているとする ($\Delta_m = 1$)。この式を式(8)に代入するとつぎのようになる。

$$Y_i = \frac{Y_{mi}}{(\bar{\omega}_m^{*2} - \omega^2)} \{Y_{m1}F_1 + \phi_{m1}M_1 + Y_{m0}F_0\} \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$\phi_i = \frac{\phi_{mi}}{(\bar{\omega}_m^{*2} - \omega^2)} \{Y_{m1}F_1 + \phi_{m1}M_1 + Y_{m0}F_0\} \quad \dots\dots\dots (15)$$

また、 Y_1 、 ϕ_1 、 F_1 、 M_1 は動吸振器のレセプタンスの関係式(1)を満たす。

$$\begin{Bmatrix} Y_1 \\ \phi_1 \end{Bmatrix} = [H] \begin{Bmatrix} F_1 \\ M_1 \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (16)$$

この式の両辺に $[H]^{-1}$ を掛け、力およびモーメントを求めると、つぎのようになる。

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ M_1 \end{Bmatrix} = \frac{1}{h_{11}h_{22} - h_{12}h_{21}} \begin{bmatrix} h_{22} & -h_{12} \\ -h_{21} & h_{11} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Y_1 \\ \phi_1 \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (17)$$

ここで、 h_{ij} は行列 $[H]$ の ij 要素である。動吸振器の固有振動数 ω_a は、 $\eta = 0$ とし、 $[H]$ の行列式を零として求められるので、式(17)の右辺第1項はつぎのように書き換えることができる。

$$\frac{1}{h_{11}h_{22} - h_{12}h_{21}} = \frac{a}{\prod_a (\omega_a^{*2} - \omega^2)} = \sum_a \frac{a\omega^2}{(\omega_a^{*2} - \omega^2)} \quad \omega_a^{*2} = \omega_a^2(1 + i\eta) \quad \dots\dots\dots (18)$$

動吸振器[1]の場合には $a_a (a=1, 2)$ はつぎのようになる。

$$a_1 = \frac{k^*k_r^*\omega_1^{*2}}{\omega_1^{*2} - \omega_1^2}, \quad a_2 = \frac{k^*k_r^*\omega_2^{*2}}{\omega_1^{*2} - \omega_2^2} \quad \dots\dots\dots (19)$$

ω が ω_a の近傍にあるときは、式(18)より式(17)はつぎのように近似できる。

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ M_1 \end{Bmatrix} = \frac{a_a\omega^2}{(\omega_a^{*2} - \omega^2)} \begin{bmatrix} h_{22} & -h_{12} \\ -h_{21} & h_{11} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Y_1 \\ \phi_1 \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (20)$$

この式(20)を用いると、変位を表す式(14)はつぎのよ

うに変形できる。

$$Y_i = Y_{sti} \frac{1 - \omega^2/\omega_a^{*2}}{(1 - \omega^2/\omega_m^{*2})(1 + \mu - \omega^2/\omega_a^{*2}) - \mu} \quad (21)$$

$$Y_{sti} = F_0 Y_{m0} Y_{mi}/\bar{\omega}_m^{*2} \dots \dots \dots (22)$$

$$\mu = \frac{\alpha_a}{\bar{\omega}_m^{*2}} [Y_{m1}^2 h_{22} - 2 Y_{m1} \Phi_{m1} h_{12} + \Phi_{m1}^2 h_{11}] \dots \dots \dots (23)$$

式(21)の分子は動吸振器の損失係数が小さいなら $\omega = \omega_a$ で主系の振幅はほぼ零になることを示している。この式の分母を零にする ω の値は二つあり、そこで Y は大きな値をとる。この Y の二つのピークを最小にする ω_a および η が最適振動数と最適損失係数になる。式(21)は従来一自由度の主系に一自由度の動吸振器を付けた場合の式⁽¹⁾と同じ形になっており、この理論を用いると最適条件はつぎのように求められる。

$$\omega_a/\bar{\omega}_m = 1/(1 + \mu) \dots \dots \dots (24)$$

$$\eta = 2\sqrt{3\mu/8(1 + \mu)^3} \dots \dots \dots (25)$$

ただし、ここでは式(23)で $\omega = \omega_a$, $\eta = 0$ と近似して等価質量比 μ を求めている。

式(24)、式(25)を満足するように動吸振器を調整したとき、最大振幅 Y はつぎようになる。

$$Y(x_i) = Y_{st}(x_i)\sqrt{1 + 2/\mu} \dots \dots \dots (26)$$

ところで、動吸振器なしの場合、共振点での主系の振幅はつぎようになる。

$$Y(x_i) = Y_{st}(x_i)/\zeta \dots \dots \dots (27)$$

3. 数 値 計 算

数値計算の例として図3のように主系[1]と動吸振器[1]を組合せた場合を考える。主系の片持ばりは鋼製とし、長さ0.3 m、厚さ 5.6×10^{-3} m、幅 1.9×10^{-2} m、損失係数は $\zeta = 0.01$ とした。動吸振器は、質量 $m = 6.3 \times 10^{-3}$ kg、長さ $L = 1.9 \times 10^{-2}$ m、重心周りの慣性モーメント $J = 2.0 \times 10^{-6}$ kg・m² とした。そして、これらの値を標準値とする。

まず動吸振器自身の特性を調べる。動吸振器が固定された基盤に取付けられたとし ($Y = \Phi = 0$)、減衰がないとすると動吸振器の重心の変位 U 、傾き Θ はつぎの自由振動の式を満たす。

$$\left. \begin{aligned} (-m\omega^2 + k)U - kL\Theta &= 0 \\ -kLU + (-J\omega^2 + k_r + kL^2)\Theta &= 0 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (28)$$

動吸振器の固有振動数はつぎようになる。

$$\omega_1^2, \omega_2^2 = \frac{1}{2} \left\{ \frac{k_r}{J} + \frac{kL^2}{J} + \frac{k}{m} \right. \\ \left. \mp \sqrt{\left(\frac{k_r}{J} + \frac{kL^2}{J} + \frac{k}{m} \right)^2 - 4 \frac{kk_r}{mJ}} \right\} \dots \dots \dots (29)$$

ばねを分布ばねとし、その分布幅を d とすると並進ば

ねと回転ばねのばね定数 k, k_r はつぎの関係を満たす。

$$k_r = kd^2/12 \dots \dots \dots (30)$$

このとき固有振動数はつぎようになる。

$$\omega_1^2 = 0.38k, \quad \omega_2^2 = 610k \dots \dots \dots (31)$$

並進ばねのばね定数 k は式(24)に示す最適条件を満足するように調節することとする。これらの振動モードはつぎようになる。

$$\left. \begin{aligned} (U/\Theta)_1 &= 1.002L \\ (U/\Theta)_2 &= -0.35L \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (32)$$

すなわち、第1モードはおもに回転、第2モードはおもに並進から成り立っているといえる。

動吸振器の取付方向は2とおりある。ここでは、自由端が図3のように主系のはりの自由端向きのものを外向き、逆向きを内向きと呼ぶ。また、動吸振器は、はりの自由端に取付け、加振位置、測定位置も自由端とする。

図4は動吸振器の第1（回転）モードを主系の片持ばりの第1モードに同調させたときの振動応答曲線である。図4から動吸振器は大きな制振効果を持つことがわかる。また、外向きのほうが内向きよりも大きな制振効果を持つ。これはつぎのように説明できる。

式(8)の制振応答はつぎのように簡単に書くことができる。

$$Y = g_1 F + g_2 M + g_3 F_0 \dots \dots \dots (33)$$

ここで F, M は動吸振器から与えられる力およびモーメント、 F_0 は外力である。外向きの場合、式(33)の右辺第1項と第2項は第3項と逆位相になり、 F, M の両方が制振効果を持つ。しかし、内向きの場合、第2項が第3項と同位相になりモーメントが制振効果を持たなくなる。また、外向きの場合、標準値で第2項の大きさは第1項の1/5程度であるが、動吸振器の長さの増加とともに第2項の寄与は大きくなり、長さが主系の1/2になると第2項の大きさは第1項の3/4程度となる。図4に示すように、等価質量比は外向きで $\mu = 0.1$ 内向きで $\mu = 0.05$ となる。これらの値を式(26)、(27)に代入し $Y_{st} = 0$ dB とすると、ピーク値は、 $Y_{outward} = 13.2$ dB, $Y_{inward} = 16.1$ dB, $Y_{without} = 40.0$ dB と計算される。これらの値は図4と良く一致している。

図3 動吸振器付き片持ばり

動吸振器の第2（並進）モードを片持ばりの第1モードに同調させた場合、動吸振器は約20 dBの制振効果を示す。この場合、動吸振器の向きは制振効果にほとんど影響しない。これは式(33)において、モーメントによる第2項は、力による第1項に比べ十分小さいので、第1項だけが制振効果を与えるとみなせるからである。また、 $L=0$ のときの制振効果は最大となるが、このときは従来の一自由度の動吸振器と同じことになる。したがって、並進モードを用いると従来の一自由度の動吸振器より効果は悪くなる。よって、本論文では第2（並進）モードについてはこれ以上論じない。

動吸振器は三つのパラメータ、 m, L, J を持つ。質量 m の振動応答に対する効果を図5に示す。図5でわかるように m の値が大きいほどピークの値が下がる。 L は m と同様長くなるほど制振効果が大きくなる。

動吸振器の各パラメータ m, L, J と等価質量比 μ との関係を図6に示す。図6中の丸印は、本章冒頭に示した標準サイズに対応する点である。 μ は、ほぼ m, L

に比例する。また、 J に関して μ はあまり変化しない。同じ質量 m を持つ従来の一自由度形動吸振器の等価質量比は $\mu=0.1$ である。それゆえ図6より考えて片持ばり形動吸振器は、たとえば質量が主系の約1/40のとき、長さ L が主系の1/10以上ならば、従来の一自由度の動吸振器より効果的であるといえる。

動吸振器の取付位置と等価質量比 μ との関係を図7に示す。傾きの影響も少しあるが、当然のことであるが、一般的に振幅の大きい位置に取付ければ効果的である。

図8は二つの動吸振器を片持ばりの自由端に取付け、一つは主系のはりの第1モードに、もう一つは第2モードに同調させた場合の変位応答曲線である。どちらのピークも明らかに減少している。よって、分布系または多自由度系の主系に制振の必要なモードのそれぞれに対して動吸振器を付けることによって総合的な制振ができる。

4. 実験

数値解析を実証するために簡単な実験を行った。主系の片持ばりは長さ0.3 m、幅 1.9×10^{-2} m、厚さ 6.0×10^{-3} m、動吸振器は $L=2.95 \times 10^{-2}$ m、 $m=13.8 \times 10^{-3}$ kg、 $J=4.0 \times 10^{-6}$ kg $\cdot$ m²のものを用いた。はりの自由端近傍を非接触形電磁加振器で加振し、同点近傍

図4 回転モード動吸振器の制振効果
($m=6.3 \times 10^{-3}$ kg, $L=0.04$ m, $J=2.0 \times 10^{-6}$ kg $\cdot$ m²)

図5 回転モード動吸振器制振効果に対する m の影響
($L=0.03$ m, $J=2.0 \times 10^{-6}$ kg $\cdot$ m²)

図6 動吸振器の各パラメータと等価質量比の関係
($m_s=6.3 \times 10^{-3}$ kg, $L_s=0.04$ m, $J_s=2.0 \times 10^{-6}$ kg $\cdot$ m²)

図7 動吸振器の取付位置と等価質量比の関係
($m=6.3 \times 10^{-3}$ kg, $L=0.04$ m, $J=2.0 \times 10^{-6}$ kg $\cdot$ m²)

図 8 二つの動吸振器による制振

の変位をうず電流式変位計で測定した。変位応答曲線を図 9 に示す。損失係数は主系 $\zeta=0.004$ 、動吸振器 $\eta=0.095$ である。ピークの値は 37 dB 下がっている。動吸振器の固有振動数はほぼ式 (24) で与えられる最適値になっているが損失係数は式 (25) の最適値になっていない。もし損失係数も最適値に合したならば応答曲線は理論計算でのべたような、もっとピークの小さい曲線になるであろう。

5. 結 言

片持ばり形動吸振器の理論解析をレセプタンス法を用いて行った。従来の一自由度の動吸振器理論への近似により、固有振動数、損失係数の最適値を求めた。ま

図 9 片持ばり形動吸振器による制振実験結果

た、動吸振器の制振効果を示す指標、等価質量比を導いた。片持ばり形動吸振器は、はりが長くなると従来の一自由度形動吸振器よりも制振効果が大きくなる。たとえば、質量が主系(片持ばり)の約 $1/40$ のとき、長さ L が主系の $1/10$ 以上ならば、従来の一自由度の動吸振器より制振効果が大きい。また、実験を行い理論の妥当性を検証した。

文 献

- (1) Den Hartog, J. P., *Mechanical Vibrations*, 1st ed., (1934), 103, McGraw-hill.
- (2) Snowdon, J. C. and Nobile, M. A., *Acoustica*, 44 (1980), 98.
- (3) Jacquot, R. G. and Foster, J. E., *Trans. ASME*, 99 (1977), 138.
- (4) Glaser, D. J. and Nachtigal, C. L., *Trans. ASME*, 101-3 (1979), 362.
- (5) 背戸・滝田, 機論, 51-471, C (昭 60), 3043.

討 論

〔質問〕 背戸 一 登〔防衛大学校〕

質問者らも片持ばり形動吸振器について長年研究(付1)(付2)しているので大変興味深く拝読した。

(1) 貴論文 2939 ページ右欄 9 行めにおいて指摘のように、動吸振器の取付点は振幅の大きい位置に取付けるのがよいことは、すでに質問者らが多自由度系の制振法(付3)~(付7)で明らかにしていることでもある。これは、各モードの最大振幅が生ずる点が最も等価質量が小さいことが根拠(付8)となっている。その観点からすれば、はりの二次モードの腹の振幅は先端の振幅と同程かむしろ大きくなるのが一般的である。しかるに、図 7 では先端で質量比が腹の部分の 4 倍程度になっている理由は何か。

(2) 最近の動吸振器の設計問題は、いかに減衰項を具現化するかにあると思うが、図 9 で、減衰が不足

しているのはどのような方法によったためか。

〔回答〕 (1) ご指摘のように一自由度系の動吸振器ならば、動吸振器の等価質量比は取付点の振幅に依存する。しかし本論文で取り上げた動吸振器は並進運動と回転運動を含めた二自由度系であり、取付点の振幅のみならず傾きも影響する。すなわち、等価質量比は式 (23) に示すように各モードの振幅と傾きの関数になる。したがって、等価質量比は図 7 に示すように必ずしも振幅の大きいところが大きくなるわけではない。

(2) 本実験では動吸振器として片持ばりを主系にゴムを介して取付けた。したがって、そのゴムが減衰の役割も果たしており、動吸振器としての損失係数は一定で 0.095 である。ご指摘のようにこの方法では減衰を最適に調整することはできない。減衰もコントロ

ールするには、貴論文(付9)(付10)のような磁気ダンパを使用するなどの必要があると思う。

〔質問〕 原 要一郎〔佐世保高等専門学校〕

(1) 電磁加振力の作用点近くにうず電流式変位計をセットした場合、加振器の電磁力の変位計への影響があると思われるが、どのような方法でその影響を除かれたのか、お教え願いたい。

(2) 図9の結果を見ると、 $\omega \rightarrow 0$ のとき変位 $\rightarrow 0$ となっているが、式(21)からすると、 $\omega \rightarrow 0$ のとき、 $Y_i \rightarrow Y_{sti}(\neq 0)$ と思われるが、いかがか。

〔回答〕 (1) 本論文では実験方法を詳しく説明

していなかったが、電磁加振器(電話受話器のスピーカを利用したもの)とうず電流式変位計(電子応用製GAP-SENSER PU-05)は主系のはり(厚さ6mm)をはさんで反対側に置いてあり、この状態では電磁力の変位計への影響はなかった。

(2) 本実験で用いた加振器の電力増幅器の周波数特性は2Hz以上であり、 $\omega=0$ の近傍では加振していない。図9では固有振動数近傍での動吸振器の有無による差を表現しようとしていたので、振動数の低い所や高い所には十分注意を払っていなかった。本来ならば図9の $\omega=0$ 近傍での値は書くべきではなかった。

(付1) 背戸・山之内, 機論, 44-378 (昭53), 542.

(付2) 背戸, 機論, 45-397, C (昭54), 1010.

(付3) 背戸・ほか2名, 機論, 50-458, C (昭59), 1962.

(付4) 背戸, 機論, 50-458, C (昭59), 1970.

(付5) 背戸・山下, 機論, 52-481, C (昭61), 2318.

(付6) 大熊・ほか3名, 機論, 52-484, C (昭61), 3184.

(付7) 山下・ほか3名, 機論, 52-484, C (昭61), 3191.

(付8) 背戸・ほか3名, 機論, 53-485, C (昭62), 52.

(付9) 背戸・山之内, 機論, 44-378 (昭53), 542.

(付10) 背戸, 機論, 45-397, C (昭54), 1010.