動吸振器による配管系の振動制御*

(第2報, 広帯域制振配管系の実現)

山下繁生*¹, 猿渡克己*², 背戸一登*¹

Vibration Control in Piping System by Dual Dynamic Absorbers (2nd Report, Realization of Piping Systems with Unresonant Characteristics)

Shigeo YAMASHITA, Katsumi SAWATARI, and Kazuto SETO

This paper shows the design method for constructing the piping system with well-suppressed resonance peaks through the wide range of frequency. The piping system is strongly influenced by sources of excitation for blade vibrations since it is usually made flexible and has a low damping property. Thus, many problems, like fatigue damage or noise caused by vibration, happen frequently in the piping system. In order to suppress resonance peaks and obtain high damping in them, dual dynamic absorbers proposed in the previous paper are applied. In this paper, it is confirmed theoretically by the transfer matrix method that the piping system with seven resonance peaks within 100Hz is well suppressed by using five dynamic absorbers. The effectiveness of the five optimally designed dual dynamic absorbers is also demonstrated experimentally.

Key Words: Vibration, Vibration Control, Piping System, Dual Dynamic Absorber, Vibration Mode, Optimum Design, Transfer Matrix

1. 緒 言

配管系は、熱膨張に対する伸縮の自由度をもたせる関係上柔軟でたわみやすく作られており、多くの共振点をもつ。そのため、配管系は振動源からの影響を受けやすくその振動は複雑となり共振による疲労損傷や振動騒音などの問題を引き起こすこととなる。したがって、それを防止するために支持金具を用いて要点を抑える方法がとられてきたが、そのために配管系の配置が大いに制約を受けることとなっている。

また、原子力プラントの安全性を確保するうえで配管系の耐震設計は重要であるが、現状では地震応答を支配する配管系の減衰量を正しく見積もることができないので、配管の肉厚を厚くして安全係数を過大にしたり、支持金具を多用したりしてきた。しかし、地震動は支持金具を介して配管系に多点から伝達されることになるので、必ずしも良好な方法ではない。そこで支持金具によらない配管系の合理的な設計法の出現が望まれている。

このような状況のもとで、最近配管系を高減衰粘弾

性体⁽¹⁾で支持したり、動吸振器の導入⁽²⁾⁽³⁾によって、外部から積極的に減衰を付与し、配管を柔構造のままで地震などの外力に対してその振動を抑制しようとする動きがでてきた。

一方、著者らは動吸振器による多自由度系の制振法に関する新しい理論⁽⁴⁾を展開し、はり構造物⁽⁵⁾、 Γ 形構造物⁽⁶⁾、平板^{(7)~(9)}などの振動制御に応用して、この理論の有用性を実証してきた。この方法はモード解析によって各次数のモード形を求め、制振対象モードにおける動吸振器の最適設置場所と、その場所の等価質量を求めて動吸振器を最適設計するものである。前報では、この理論が配管系の制振にも良く適合することを簡単な三次元配管系の低次モードの制振によって示した。

本報では、より複雑な配管系が広帯域にわたって振動を起こさないように高次モードまでの振動制御を試みる。第1報では動吸振器の取付方向を直角座標系の各軸方向に限定したものであったが、複雑な配管系ではパイプの切断面上で任意の方向に取付けることが要求される。そこで、本報では任意の方向に取付け可能な新しい動吸振器の伝達マトリックスを示し、これを用いて複雑な配管系の高次の共振ピークまで抑制できる一般性のある動吸振器の設計法を得た。また、この

* 平成元年4月5日 第66期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和63年5月17日。

*¹ 正員、防衛大学校 (〒239 横須賀市走水1-10-20)。

*² 学生員、防衛大学校。

結果の有効性は実験によって検証されたので報告する。

2. 配管系の振動解析

2.1 配管モデルの形状 本報で制振の対象とする配管モデルの形状を図1に示す。これは第1報において用いたモデルをよりいっそう複雑にしたもので、全長3200 mm、外径30 mm、内径20 mmの銅管であり、両端は垂直壁で固定されている。この配管系モデルをいっさい支持金具を用いることなく動吸振器をもって制振する。

2.2 伝達マトリックス表示 伝達マトリックス法によるモード解析を行うため、図2に示すような要素分割を行う。すなわち、7個のパイプを25のパイプ要素に区分し、6個の座標変換要素を加えた合計31要素に分割する。

三次元空間におけるパイプ要素の伝達マトリックスは、図3に示した変数と座標の定義に基づけば、点a、b間の伝達マトリックスは次のようになる。

$$\mathbf{Z}_a = \mathbf{B}_a \cdot \mathbf{Z}_b \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに

$$\begin{Bmatrix} X \\ N \\ \theta \\ T \\ Y_y \\ \phi_y \\ M_y \\ F_y \\ Y_x \\ \phi_x \\ M_x \\ F_x \\ 1 \end{Bmatrix}_a = \begin{bmatrix} L & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & P_y & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & P_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ N \\ \theta \\ T \\ Y_y \\ \phi_y \\ M_y \\ F_y \\ Y_x \\ \phi_x \\ M_x \\ F_x \\ 1 \end{Bmatrix}_b \quad \dots\dots\dots (1)'$$

ただし X : 軸方向変位, N : 軸力, θ : ねじれ角

T : トルク, Y : 横たわみ, ϕ : たわみ角

M : 曲げモーメント, F : せん断力

を表す。添字 y, x は、 y 方向, x 方向を示している。また、 L, M, P_y, P_x は軸方向、ねじれ方向、曲げ方向の部分伝達マトリックスを表し、 f_y, f_x は y 方向, x 方向に作用する外力項を定義する。 0 は零行列を表している。 L, M, P_y, P_x は第1報に詳しく記述してあるのでここでの説明は割愛する。

次に座標変換要素であるが、直交座標の変換には x 軸, y 軸, z 軸まわりの3種類があるが、ここでは y 軸まわりに β だけ回転した場合の2個のパイプ要素の端子a, b間の変数と座標の定義を図4に示す。これ

図1 配管モデルの形状

図2 配管の要素分割

図3 パイプ要素の変数と座標の定義

図4 Y軸回りの座標変換と変数の定義

を伝達マトリックスで表せば式(4)のようになる。

$$\mathbf{Z}_a = \mathbf{T}_a \cdot \mathbf{Z}_b \quad \dots\dots\dots (2)$$

ただし

$$\begin{Bmatrix} X \\ N \\ \theta \\ T \\ Y_y \\ \phi_y \\ M_y \\ F_y \\ Y_x \\ \phi_x \\ M_x \\ F_x \\ 1 \end{Bmatrix}_a = \begin{bmatrix} C & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & S & 0 & 0 \\ 0 & C & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & S & 0 \\ 0 & 0 & C & 0 & -S & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C & 0 & S & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & S & 0 & 0 & C & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -S & 0 & 0 & C & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -S & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -S & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -S & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ N \\ \theta \\ T \\ Y_y \\ \phi_y \\ M_y \\ F_y \\ Y_x \\ \phi_x \\ M_x \\ F_x \\ 1 \end{Bmatrix}_b \quad \dots\dots\dots (2)'$$

ここで, $C = \cos \beta$, $S = \sin \beta$ である。

2.3 配管系のモード解析 以上のような用意の後, 伝達マトリックス法によってこの配管系の振動特性および振動モード形の解析を行う。

図5は, 先に求められたパイプ要素と座標変換要素に基づいて, 各要素の伝達マトリックスと状態ベクトルを定義したものである。ここで $\mathbf{B}_i$ は i 番目のパイプ要素の伝達マトリックス, $\mathbf{T}_j$ は j 番目の座標変換マトリックスを示し, $\mathbf{Z}_k$ は節点 k の状態ベクトルを表す。ここで図5に基づいて, 伝達マトリックス演算を行えば,

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{Z}_{31} &= \mathbf{H}_{31} \cdot \mathbf{Z}_{32} \\ \mathbf{Z}_{30} &= \mathbf{H}_{30} \cdot \mathbf{Z}_{32} \\ &\vdots \\ \mathbf{Z}_2 &= \mathbf{H}_2 \cdot \mathbf{Z}_{32} \\ \mathbf{Z}_1 &= \mathbf{H}_1 \cdot \mathbf{Z}_{32} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$\mathbf{Z}_1 = \mathbf{H}_1 \cdot \mathbf{Z}_{32} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで,

$$\mathbf{H}_{31} = \mathbf{B}_{25}, \mathbf{H}_{30} = \mathbf{B}_{24} \cdot \mathbf{H}_{31}, \mathbf{H}_{29} = \mathbf{T}_6 \cdot \mathbf{H}_{30}, \dots, \mathbf{H}_2 = \mathbf{B}_2 \cdot \mathbf{H}_3, \mathbf{H}_1 = \mathbf{B}_1 \cdot \mathbf{H}_2$$

なお, 両端末の状態ベクトル $\mathbf{Z}_1$, $\mathbf{Z}_{32}$ は両端固定な

図5 配管モデルの伝達マトリックス表示

図6 加振点のコンプライアンス

図7 理論解析による振動モード形

ので次のようになっている。

$$Z_1 = \{0 \ N \ 0 \ 0 \ M_y \ F_y \ 0 \ 0 \ M_x \ F_x \ 1\}_1 \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$Z_{32} = \{0 \ N \ 0 \ 0 \ M_y \ F_y \ 0 \ 0 \ M_x \ F_x \ 1\}_{32} \quad \dots\dots\dots (6)$$

式(4)～(6)により Z_{32} の未知変数 N , M_y , F_y , M_x , および F_x は既知となり、パイプの各節点の状態ベクトルは式(3)によって求めることができる。

図6は、節点 Z_9 を上下方向に加振したときの加振点でのコンプライアンスを示す。0～100 Hz の範囲に7つの共振ピークが認められる。本報では、5次までの共振ピークを5個の動吸振器で制御することを試みる。

構造物の制振を行うために、共振周波数における振動モードを知ることが第1段階であることは、第1報において述べた。式(3), (4)の伝達マトリックス演算を行うことにより、各共振周波数での配管系の振動モード形を求めることができる。ここでは、5次までを制御するのであるから5次までの振動モード形を求める必要がある。

図7には、上記の演算の結果求められた1次から5次までの各固有振動数に対する振動モード形を示す。これより、最大振幅が生じる点は、次の節点上にあることがわかる。

- 1次モードでは、節点 Z_{16}
- 2次モードでは、節点 Z_{16}
- 3次モードでは、節点 Z_{11}
- 4次モードでは、節点 Z_{21}
- 5次モードでは、節点 Z_{11}

なお、図7には各モードの最大振幅が生ずる各節点上の平面内で最大振幅の生ずる方向を δ_r で示している。 δ_r は Y_y からの角度である。

2.4 動吸振器の設置場所とその点の等価質量

動吸振器は、各振動モードの最大振幅を生ずる場所のその振幅方向に設置する。図7は、その設置場所と

図8 付加質量と等価質量の関係

設置方向を示すものである。

次に動吸振器設置場所の等価質量を求めるために著者らが提案した一自由度質量感応法⁽¹⁰⁾を用いた。これは、各モードの最大振幅点に付加質量を取付けることにより固有振動数が変化することを利用した等価質量同定法の一つであり、次の式により求める。

$$M_i = m_{ai} \cdot \frac{\Omega_{ai}^2}{\Omega_{ni}^2 - \Omega_{ai}^2} \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここに M_i は i 次の等価質量、 m_{ai} は i 次の付加質量、 Ω_{ni} と Ω_{ai} は質量 m_{ai} の付加前と後の固有振動数である。図8は式(7)によって求められた付加質量と等価質量の関係を示している。これにより各モードごとの動吸振器設置場所の等価質量は、以下のようになる。

$$M_1 = 3.87 \text{ kg}, M_2 = 3.03 \text{ kg}, M_3 = 2.28 \text{ kg}$$

$$M_4 = 4.26 \text{ kg}, M_5 = 2.53 \text{ kg}$$

各固有振動数は決まっているので等価剛性も次のように決定される。

$$K_1 = 3.44 \times 10^4 \text{ N/m}, K_2 = 7.20 \times 10^4 \text{ N/m}$$

$$K_3 = 8.86 \times 10^4 \text{ N/m}, K_4 = 4.96 \times 10^5 \text{ N/m}$$

$$K_5 = 3.83 \times 10^5 \text{ N/m}$$

3. 二重動吸振器の設計と制振効果の解析

3.1 二重動吸振器の設計 本報においても、単一動吸振器に比べ制振効果と制振安定性に優れた二重動吸振器を5個用いる。各モードの等価質量と等価剛性は先に求められたので、あとは質量比 μ_i を定められ

表1 各動吸振器の最適設計諸元

Mode	absorber 1			absorber 2		
	m(kg)	k(N/m)	c(Ns/m)	m(kg)	k(N/m)	c(Ns/m)
1st	0.1	725	1.579	0.1	927	1.991
2nd	0.1	1863	2.785	0.1	2454	3.737
3rd	0.1	2880	3.868	0.1	3950	5.557
4th	0.1	9621	5.263	0.1	12189	6.803
5th	0.1	11476	7.551	0.1	15492	10.395

図9 動吸振器の座標変換

ば二重動吸振器の設計式⁽¹¹⁾に基づいて設計すればよい。ここでは各質量比を次のように定めた。

$$\mu_1=0.027, \mu_2=0.033, \mu_3=0.043$$

$$\mu_4=0.023, \mu_5=0.040$$

表1には、この質量比 μ_i によって設計された各動吸振器の諸元を示す。 m_i, k_i, c_i は各動吸振器の質量、ばね定数、減衰係数を表す。

動吸振器の取付け方向は、動吸振器をより効果的に作用されるために動吸振器設置場所の最大振幅方向とする。

3・2 動吸振器の伝達マトリックス表示 上記のように設計された動吸振器の制振効果を確認するために、二重動吸振器の伝達マトリックス D_r を導入する。

$$D_r = D_{1r} \cdot D_{2r} \dots\dots\dots (8)$$

ここに、 D_{1r}, D_{2r} は単一動吸振器の伝達マトリックスであり、添字の $1r \cdot 2r$ は r 次の1番め、2番めの動吸振器であることを表す。

ここで動吸振器をパイプの切断面上で任意の方向に取付けられるように、図9に示すパイプの Y_y 軸方向と δ_r だけ回転させた単一動吸振器の伝達マトリックスを導くと次のようになる。なお、 D_{1r}, D_{2r} はともに式(1)'と同じ構造である。

$$D_{1r}, D_{2r} = \begin{bmatrix} L & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M & 0 & 0 \\ 0 & 0 & D & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (9)$$

ここで

$$L = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -m_d \omega^2 & 1 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (10)$$

$$M = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (11)$$

図10 加振点のコンプライアンスの比較

$$D = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ P_{11} & 0 & 0 & 1 & P_{12} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ P_{21} & 0 & 0 & 0 & P_{22} & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (12)$$

ただし

$$P_{11} = D_a \cos^2 \delta_r - m_d \omega^2 \sin^2 \delta_r$$

$$P_{12} = -(D_a + m_d \omega^2) \sin \delta_r \cos \delta_r$$

$$P_{21} = -(D_a + m_d \omega^2) \sin \delta_r \cos \delta_r$$

$$P_{22} = D_a \sin^2 \delta_r - m_d \omega^2 \cos^2 \delta_r$$

なお、動吸振器の項は前報と同様に次式で表される。

$$D_a = \frac{N_R - jN_I}{D_d} \dots\dots\dots (13)$$

図11 加振点のアクセラランス

図12 実験モード解析法による各振動モード形

表 2 各動吸振器の形状諸元

	Mode				
	1st	2nd	3rd	4th	5th
l1 (mm)	36.6	26.7	23.2	31.0	29.2
l2 (mm)	33.7	24.4	20.8	28.6	26.4
t (mm)	0.1	0.1	0.1	0.2	0.2

図 13 二重動吸振器の形状

ここに

$$N_R = \omega_d^2(\omega_d^2 - \omega^2) + 2\zeta_d\omega_d\omega$$

$$N_I = 2\zeta_d\omega_d\omega^3$$

$$D_d = -[(\omega_d^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta_d\omega_d\omega)^2]/m\omega^2$$

m_d は、付属部を含む動吸振器全体の質量、 m , ζ_d は吸振器質量および減衰率、 ω_d は動吸振器の固有振動数を示している。

動吸振器設置後の応答計算には、式(8)を式(3)の動吸振器設置場所に代入してやればよい。

3.3 制振効果 図10は、5個の動吸振器を各設置場所に取り付けたときの加振点である Z_0 の Y_x 方向のコンプライアンスを示す。比較のために動吸振器無付加時のコンプライアンスを破線で示す。1次～5次までの共振ピークは五つの動吸振器によって良く抑制されていることが理解できる。

4. 実験

4.1 実験装置の振動特性 実験で用いた配管モデルの形状は、図1に示したものと同じに作られている。このモデルを実験的モード解析法によって解析した結果を図11, 12に示す。図11は加振点におけるアクセラランスを示している。なお、加振点および測定点は理論解析における加振点・測定点と同一である。

100 Hz までの範囲に7つの共振ピークが存在し、その応答の傾向も理論解析と対応していることがわかる。また、図11には1次から5次までの各共振周波数における振動モード形を示している。これも図7と比較して良く一致しており、理論解析で得られた動吸振器の設計値が利用できることがわかる。

4.2 二重動吸振器の構造 本研究で使用した動吸振器の構造を図13に、その形状諸元を表2に示す。

図 14 加振点のアクセラランスの比較

図 15 インパルス加振による加速度波形の比較

動吸振器1個当たりの重量は350 gと小さく配管系に及ぼす負担重量は軽微である。作動原理などは第1報で記述してあるのでここでは説明を割愛する。

4.3 実験結果 表2の諸元で設計された5個の二重動吸振器を理論解析で得られた各設置場所に取り付ける。図14には、 Z_0 を加振したときの加振点でのアクセラランスを示している。比較のため、動吸振器無付加時の応答を破線で示しておく。5個の二重動吸振器によって1次から5次までの共振ピークが良く抑制され、さらに加えて6次、7次の高次もこれら動吸振器がフードダンパとして作用するため、共振ピークが抑制されていることがわかる。図14は図10と良く対応しており、理論で示された制振効果が実験によって確認することができた。

また、図15に示した加速度波形のインパルス応答の比較によっても5個の二重動吸振器のもたらす効果が直感的に理解できる。

5. 結論

本報では、複雑に振動する配管系の振動制御に動吸振器による多自由度系の制振理論を適用することによ

って、次の知見を得た。

(1) パイプの切断面上で任意の角度をもって取付けることのできる動吸振器の伝達マトリックスを得た。これによって、より複雑な配管系の制振へこの理論の適用が可能になった。

(2) 5個の動吸振器によって5次までの共振ピークを最適に抑制し、加えて高次の共振ピークまでの抑制できることを示すことによって、本理論が広帯域にわたる配管系の制振に適していることを示した。

(3) 本理論の有効性は実験によって確認され、支持金具を用いることなく配管系の制振ができ、合理的な配管系の耐震設計が可能であることを示した。

文 献

- (1) Kunieda, M., *Trans. 8th Int. Conf. SMiRT*, K(6) (1987), 345-350.
- (2) Hara, F. and Seto, K., *Trans. 8th Int. Conf. SMiRT*, K 2 (1987), 947-952.
- (3) 背戸・ほか2名, 機論, 54-508, C (1988), 2966.
- (4) 背戸・ほか2名, 機論, 50-485, C (1984), 1962.
- (5) 背戸, 機論, 50-458, C (1984), 1970.
- (6) 背戸・山下, 機論, 52-481, C (1986), 2318.
- (7) 大熊・ほか3名, 機論, 52-484, C (1986), 3184.
- (8) 山下・ほか3名, 機論, 52-484, C (1986), 3191.
- (9) Seto, K., ほか, *Proc. Int. Noise '87*, 1 (1987), 579.
- (10) 背戸・ほか3名, 機論, 53-485, C (1987), 52.
- (11) 岩浪・背戸, 機論, 50-449, C (1984), 44.

討 論

〔質問〕 小林 博 栄 (㈱石川島播磨重工業)

配管系の制振に関し、動吸振器の適用について実用上有用な研究成果を挙げられたことに敬意を表す。

一般に(特に原子力では)配管系の耐震計算には応答スペクトル法が採用されており、そのなかで減衰比が重要なパラメータとなる。動吸振器の設置によって配管系のみかけの減衰比はどの程度大きくなると考えてよいのか。

〔回答〕 周波数応答における共振ピークの高さを調べるにより、その系の減衰比を求めることができる。一自由度系振動モデルでは最大振幅倍率 M_p は次式で表せる。

$$M_p = \frac{1}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}}$$

また、一自由度系モデルに質量比 μ の二重動吸振器を取付けたときの最大振幅倍率 $(X/X_{st})_{\max}$ は、

$$\left(\frac{X}{X_{st}}\right)_{\max} = 0.827(\mu + 0.02)^{-0.62}$$

この2つの式から二重動吸振器を取付けたときの見かけの減衰比が求められる。付表1に質量比と系全体の見かけの減衰比 ζ' の関係を示す。

多自由度系ではコンプライアンス曲線から共振ピーク値の $1/n$ となる周波数 ω_1, ω_2 から減衰比 ζ' が求められる。

$$\zeta' = \frac{1}{2\sqrt{n^2-1}} \cdot \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_n}$$

ここで、本文図10のコンプライアンス曲線から $n = \sqrt{2}$ として求めたものを付図1に示す。 $\omega_1 = 10.6$ Hz, $\omega_2 = 13.8$ Hz, $\omega_n = 12.8$ Hz であり、一次の見かけの減衰比は $\zeta' = 0.125$ と見積られる。

〔質問〕 岡田 旻 (㈱日揮)

一般に、正弦波応答のピーク値は著しく減衰の増減の影響を受けるので、減衰増加が応答値の低下に大きな効果となって現れ、本研究もそれを裏付けているが、地震波のような不規則波に対しては今回の動吸振器の効果はどのようになるか。

〔回答〕 本報では広帯域に渡って振動を制御できる配管系を実現したわけで、どんな周波数の入力があっても配管自体の共振が起こり難くなっているため、不規則波入力に対しても振動制御効果はあると考える。

本報で用いた試験体は固定部分の間隔が約2メートルと長く加振台に固定することができなかったため、

付表1 二重動吸振器の質量比 μ と見かけの減衰比 ζ' の関係

μ	0.02	0.05	0.1	0.15	0.2	0.25	0.3
ζ'	0.117	0.167	0.236	0.299	0.356	0.418	0.481

付図1 一次共振点付近のコンプライアンス曲線

付図2 試験体の形状

インパルスハンマによる加振しか実施していないが、付図2に示す前報で用いた形状の試験体を加振台に固定して1~200 Hzのランダム加振した結果得られた周波数応答および時間応答の比較を付図3および付図4に示しているがその効果は良く理解できる。これから、動吸振器は地震波のような不規則波に対しても効果を発揮することができると考えられる。

なお、この試験体では3個の2重動吸振器を取付けている。

〔質問〕 藤田 勝久・伊藤 智博

〔(株)三菱重工業〕

(1) 表1に示されている動吸振器の最適諸元のうち、付加質量の設定根拠は何か。一次~五次モードまで同一質量となっているのは、特別な理由によるものか。

(2) 動吸振器を取りつけることにより、オリジナルの振動系がかなり変化してくると考えられる。それについてはどのように対処されるか、また、この影響により運悪く逆効果になる場合も生じないか。

(3) 非常に興味深い研究と考えられるが、地震動エネルギーによって励起される振動モードは、必ずしも低次からの順番ではない。その点を考慮した、例えば刺激係数をパラメータとして制振プライオリティをつけるような方法を考えればより有効と考えられる。また、プラントには非常に多くの配管系があり特にコールド配管は2スパンはりなどの簡略化により耐震設計をする方が合理的なので、1~2コの動吸振器の活用の実用化を期待する。

〔回答〕 (1) 二重動吸振器を取付けたときの最大振幅倍率は、質量比 μ の関数として次式で表される。

$$\left(\frac{X_i}{X_{st}}\right)_{\max} = 0.827(\mu_i + 0.02)^{-0.62}$$

付図3 アクセランスによる動吸振器有無の比較(▽点)

付図4 加速度波形によるランダム応答の比較(▽点)

この最大振幅率をどれくらいにするかで質量比(吸振器質量)が決定される。質量比が大きくなるほど、制振効果は良くなるが、動吸振器はできるだけ軽い方が動吸振器を取付けることによる特性変化が小さいので、ここでは質量比を0.02~0.05にしている。

(2) 動吸振器を取付けることによって、構造物の固有振動数等が変化するので、あらかじめ動吸振器の付加質量分を考慮して動吸振器を設計しているので、逆効果となることはない。なお、その設計方法は「動吸振器による多自由度系の制振(第3報)」に示しているので参照されたい。

(3) ご指摘のとおり、実用的には問題となるモードに対してのみ動吸振器を設計すればよい。本報では、広帯域のランダム波に対応できるように、ある振動数帯域にある全てのモードの振動制御を行ったが、この設計法は任意のモードに対応できるので、対応するモードの振動制御が可能である。