水中動吸振器の最適条件*

小林 義和^{*1}, 麻生 和夫^{*2}, 大日方 五郎^{*2}

The Optimum Condition of Vibration Absorber Used in Water

Yoshikazu KOBAYASHI, Kazuo ASO and Goro OBINATA

In order to obtain the optimum condition for designing a vibration absorber used in water, a two-degree-of-freedom system composed of a main vibrating-system and a vibration absorber in water has been considered as a first step. Then, the system has been assumed to vibrate vertically due to the forced displacement applied at its top, and the optimum condition for the absorber has been determined so as to minimize the amplitude of the main system. The result indicates that there are six design-parameters affecting the optimum condition of the absorber in water instead of four parameters in air. Among them, the parameters inherent in the absorber in water are the dimensionless hydrodynamic-damping coefficient for the main system and cross-sectional area ratio of the absorber's to the main system's. Moreover, the optimum conditions for designing absorbers in water are found for various cases by equalizing the double peak amplitudes of each response-curve. Finally, the performance of absorber in water is found to be greatly affected by the above-mentioned dimensionless hydrodynamic-damping coefficient than the others.

Key Words: Vibration-Control in Water, Vibration Absorber, Six Governing Parameters, Method for Obtaining the Optimum Condition, Optimum Combination of Parameters, Effects of Parameters

1. 緒 言

海洋開発の進展とともに、水中振動物体の振動制御の要求が高まってきている。そのためのさまざまな制御方法がある中で、一つの方法として動吸振器を用いたシステムがある。これまで、空気中における動吸振器の最適設計問題は多くの研究者によって広く研究され、確立されている。(たとえば⁽¹⁾⁽²⁾)。しかしながら、それらの理論は主振動系に減衰をもたないモデルに関して導かれたもので、現実の振動系に適用するにはやや不満が残るものであった。近年になって、主振動系の減衰を考慮した動吸振器の最適設計法^{(3)~(8)}が数多く示されているが、この場合、いわゆる定点理論が適用できないため、数値解析によって検討されているものが多い。以上のように、動吸振器に関する研究は盛んに行われてきたが、水中動吸振器の最適設計法についてはいまだ報告されていない。著者らはこれまで、動吸振器を用い、深海底マンガング塊採掘用揚鉤管の水中縦振動の抑制について研究^{(9)~(12)}を行ってきたが、

水中動吸振器の最適条件についての基本的研究が必要であることを痛感している。

本研究は、図1に示すように主振動系と動吸振器から構成される水中二自由度系について考察したもので、主振動系の上端に垂直方向の強制変位が作用する場合の系の挙動について理論的に解析したものである。また、主振動系の応答振幅のピークを最小化する

Fig. 1 Schematic diagram of vibrating system

* 原稿受付 1998年5月13日。

^{*1} 正員, 秋田大学大学院 (〒010-8502 秋田市手形学園町1-1)。^{*2} 正員, 秋田大学教授 工学資源学部。

E-mail: kobay@ipc.akita-u.ac.jp

方法について明らかにするとともに、それらに影響を及ぼす六つの設計パラメータの効果について検討し、水中動吸振器の最適条件を明らかにした。

2. 解 析

主振動系に及ぼす動吸振器の効果を明らかにするため、図1に示すような二自由度系を理論的に解析した。運動方程式は次式のようなものである。

$$\begin{cases} \bar{m}_1 \ddot{x}_1 + (g_1 + g_2) \dot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 - g_2 \dot{x}_2 \\ - k_2 x_2 + F_1(t) = g_1 \dot{x}_0 + k_1 x_0 \\ \bar{m}_2 \ddot{x}_2 - g_2 \dot{x}_1 - k_2 x_1 + g_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 + F_2(t) = 0 \end{cases} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 $k_i, g_i, \bar{m}_i, F_i(t), x_i (i=1: \text{主振動系 } 2: \text{動吸振器})$ はそれぞれ、ばね定数、ダンパの粘性減衰係数、質量、周囲の水によって生じる非定常流体力、鉛直方向の変位である。さらに、 x_0 は主振動系上端に作用する強制変位であり、本研究においては $a \sin \omega t$ を仮定した。

非定常流体力 $F_i(t)$ はモリソンらの式⁽¹³⁾ によると次式のように表される。

$$F_i(t) = C_{Mi} \bar{m}_{ai} \ddot{x}_i + 0.5 \rho C_{Di} S_i \dot{x}_i |\dot{x}_i| \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 C_{Mi}, C_{Di} は付加質量係数、抵抗力係数であり、 $\bar{m}_{ai}, \rho, S_i$ はそれぞれ、 $\bar{m}_i$ によって置換された周囲の水の質量、周囲の水の密度、 $\bar{m}_i$ の横断面積である。ただし、本解析では式(2)の第2項をエネルギー法⁽¹⁴⁾ によって線形化した次のような式によって非定常流体力を評価した。

$$\begin{aligned} F_i(t) &\cong C_{Mi} \bar{m}_{ai} \ddot{x}_i + \left(\frac{4 \rho C_{Di} S_i a_i}{3\pi} \omega \right) \dot{x}_i \\ &= \bar{m}_i \ddot{x}_i + c_i \dot{x}_i \quad (i=1, 2) \quad \dots\dots\dots (2') \end{aligned}$$

ここで、 a_i, ω は $\bar{m}_i$ の振幅、角振動数であり、 $\bar{m}_i, c_i$ は付加質量および等価粘性減衰係数である。

いま、それらの付加質量を考慮に入れた総質量を次式で定義する。

$$m_i = \bar{m}_i + \bar{m}_i \quad (i=1, 2) \quad \dots\dots\dots (3)$$

また、次のような無次元量を定義すると、

$$\left. \begin{aligned} X_1 &= \frac{x_1}{a}, X_2 = \frac{x_2}{a}, T = \omega t \\ \Omega &= \omega \sqrt{\frac{m_1}{k_1}}, \gamma = \frac{k_2}{k_1}, \delta = \frac{g_2}{g_1}, \bar{G}_1 = \frac{g_1}{\sqrt{m_1 k_1}} \\ \mu &= \frac{m_2}{m_1}, \bar{S} = \frac{C_{D2} S_2}{C_{D1} S_1}, C_1 = \frac{c_1}{m_1 \omega}, C_2 = \frac{c_2}{m_2 \omega} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (4)$$

無次元運動方程式は次のように表される。

$$\ddot{X}_1 + \left(\frac{\bar{G}_1}{\Omega} + \frac{\bar{G}_1 \delta}{\Omega} + C_1 \right) \dot{X}_1 + \frac{1}{\Omega^2} (1 + \gamma) X_1$$

$$- \frac{\bar{G}_1 \delta}{\Omega} \dot{X}_2 - \frac{\gamma}{\Omega^2} X_2 = \frac{\bar{G}_1}{\Omega} \cos T + \frac{1}{\Omega^2} \sin T \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$\begin{aligned} \ddot{X}_2 - \frac{\bar{G}_1 \delta}{\mu \Omega} \dot{X}_1 - \frac{\gamma}{\mu \Omega^2} X_1 + \left(\frac{\bar{G}_1 \delta}{\mu \Omega} + C_2 \right) \dot{X}_2 \\ + \frac{\gamma}{\mu \Omega^2} X_2 = 0 \end{aligned}$$

次に、式(5)の定常解を次式のように仮定する。

$$\begin{cases} X_1 = A_1 \cos T + B_1 \sin T \\ X_2 = A_2 \cos T + B_2 \sin T \end{cases} \quad \dots\dots\dots (6)$$

これらの式を式(5)に代入した後、それぞれ正弦項と余弦項について等置することにより、次のような連立方程式を得る。

$$\begin{cases} (1 + \gamma - \Omega^2) A_1 + \{ \bar{G}_1 \Omega (1 + \delta) + C_1 \Omega^2 \} B_1 \\ - \gamma A_2 - \bar{G}_1 \Omega \delta B_2 = \Omega \bar{G}_1 \\ - \{ \bar{G}_1 \Omega (1 + \delta) + C_1 \Omega^2 \} A_1 + (1 + \gamma - \Omega^2) B_1 \\ + \bar{G}_1 \Omega \delta A_2 - \gamma B_2 = 1 \\ - \gamma A_1 - \bar{G}_1 \Omega \delta B_1 + (\gamma - \Omega^2 \mu) A_2 \\ + (\bar{G}_1 \Omega \delta + \mu \Omega^2 C_2) B_2 = 0 \\ \bar{G}_1 \Omega \delta A_1 - \gamma B_1 - (\bar{G}_1 \Omega \delta + \mu \Omega^2 C_2) A_2 \\ + (\gamma - \Omega^2 \mu) B_2 = 0 \end{cases} \quad \dots\dots\dots (7)$$

ゆえに、この連立方程式を解いて A_1, A_2, B_1, B_2 を求めれば、 $\bar{m}_i$ の振幅を求めることができる。

しかしながら、 C_1 と C_2 は $\bar{m}_i$ の振幅の関数となっている。したがって、 X_1 と X_2 の振幅を次式のような α, β で定義すれば、

$$\alpha = \sqrt{A_1^2 + B_1^2}, \beta = \sqrt{A_2^2 + B_2^2} \quad \dots\dots\dots (8)$$

C_1 および C_2 は次式で表される。

$$C_1 = C_0 \alpha, C_2 = C_0 \frac{\bar{S}}{\mu} \beta \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここで、 C_0 は次式のような無次元粘性減衰係数である。

$$C_0 = \frac{4 \rho C_{D1} S_1 a}{3 \pi m_1} \quad \dots\dots\dots (10)$$

ゆえに、 α と β の初期値をあらかじめ仮定し、式(7)～(9)の関係から繰返し計算によって A_1, A_2, B_1, B_2 を決定することができる。

3. 最適動吸振器の決定法

上で述べた解析から、強制変位と主振動系の定数 (a, ω, m_1, k_1) がわかれば、動吸振器の設計パラメータは $\mu, \gamma, \delta, \bar{G}_1, C_0, \bar{S}$ の六つであることがわかる。なお、これらのパラメータのうち、最後の二つは水中で動吸振器を使用した場合の固有のパラメータである。ゆえに、水中動吸振器における最適な設計パラメータを決定するために、前述の手順にしたがって、以上の

Fig. 2 Frequency-response curves for various values of μ Fig. 4 Frequency-response curves for various values of δ Fig. 3 Frequency-response curves for various values of γ Fig. 5 Frequency-response curves for various values of $\bar{G}_1$

六つのパラメータについて振動数応答曲線を検討した。それらのうちの一例を図2～6に示す。これらの図は、六つのパラメータのうちの一つのパラメータのさまざまな値について、他のパラメータを固定して、 α と Ω の関係を示したものである。これらの図から、どの場合においても振動数応答曲線の最大値（振幅 α の最大値）は、二つの極大値が等しくなったときに最小となることがわかる。いま、主振動系の応答振幅を最小とするパラメータをもつ動吸振器が最適な吸振器と考えられる。したがって、以上の方法に基づいて振動数応答曲線の二つの極大値を等しくするようなパラメータを見つけることにより、水中動吸振器の最適条件を求めることができる。この手法は定点理論のものと同様である。しかしながら、本研究の場合は、主振動系に減衰があるほか周囲流体による減衰があるので、浅見らの報告⁽⁸⁾にもあるように、振動数応答曲線に2定点が存在せず、定点理論の理論的手法を適用することはできない。したがって、本研究では数値解析的手法により、振動数応答曲線の最大値を最小とするパラメータの値を求め、最適動吸振器の設計条件を求

Fig. 6 Frequency-response curves for various values of $\bar{S}$

めた。

4. 動吸振器の最適条件

本研究の最終的な目的は、主振動系の応答振幅を最小にするような前述の六つのパラメータの最適な組合せを見つけることである。しかしながら、取扱わなくてはならないパラメータが多いため、本研究では、六

Fig. 7 Optimum combination of γ and δ for various values of $\bar{S}$ in case that $\mu=0.25$, $\bar{G}_1=0.01$, $C_0=0.01$

Fig. 10 Optimum combination of γ and δ for various values of $\bar{S}$ in case that $\mu=0.50$, $\bar{G}_1=0.1$, $C_0=0.01$

Fig. 8 Optimum combination of γ and δ for various values of $\bar{S}$ in case that $\mu=0.50$, $\bar{G}_1=0.01$, $C_0=0.01$

Fig. 11 Optimum combination of γ and δ for various values of $\bar{S}$ in case that $\mu=0.25$, $\bar{G}_1=0.1$, $C_0=0.05$

Fig. 9 Optimum combination of γ and δ for various values of $\bar{S}$ in case that $\mu=0.25$, $\bar{G}_1=0.1$, $C_0=0.01$

Fig. 12 Optimum combination of γ and δ for various values of $\bar{S}$ in case that $\mu=0.50$, $\bar{G}_1=0.1$, $C_0=0.05$

Fig. 13 Optimum combination of γ and δ for various values of μ in case that $\bar{S}=0.5$, $\bar{G}_1=0.1$, $C_0=0.01$

Fig. 14 Optimum combination of γ and δ for various values of μ in case that $\bar{S}=2.0$, $\bar{G}_1=0.1$, $C_0=0.01$

つのパラメータのうち、主振動系の物理的性質等の制約より、比較的自由に選択できない量を含む三つのパラメータを固定し、他の三つのパラメータの最適な組合せについて検討することとした。つまり、六つのパラメータのうち、 $\bar{G}_1$ は主振動系に関する物理量のみからなる無次元量であり、 C_0 は主振動系の寸法、材質、形状に関する量と強制変位振幅からなる無次元量で、動吸振器の設計以前に定まる量である。また、 μ と $\bar{S}$ は主振動系質量の寸法、材質、形状や動吸振器の使用箇所等の制約より、他の無次元量 γ 、 δ に比較して選択の幅の狭い量である。したがって、本研究では、 $\bar{G}_1$ 、 C_0 、 μ または $\bar{G}_1$ 、 C_0 、 $\bar{S}$ の三つのパラメータを固定し、他の三つのパラメータの最適な組合せについて検討した。そこで、先に述べた方法にしたがって、数値解析的に主振動系の振動数応答曲線の二つの極大値を

等しくすることにより、最適動吸振器の設計パラメータを求めた。その結果を図7～14に示す。これらは、 $\bar{S}$ または μ のさまざまな値に対して、水中における最適動吸振器の γ と δ の組合せを示したものである。なお、その他のパラメータは固定している。図7～12では、まず三つのパラメータ μ 、 $\bar{G}_1$ 、 C_0 を固定し、 $\bar{S}$ の特定の値に対して、 δ - γ 曲線（実線）と δ - α 曲線（破線）を次に述べるような方法で作成した。始めに、以上で定めた μ 、 $\bar{G}_1$ 、 C_0 、 $\bar{S}$ の値のもとで任意の δ について γ を零から順次増加させて多数の振動数応答曲線を作成し、それらの曲線の2極大値を求め、それらが等しくなるときの γ の値、つまり、 δ と γ の組合せを求める。ここで、その δ と γ の組合せに相当する α の値を求めておく。さらに、 δ の値を変化させて同様な操作を行い、 δ の異なる値に対して δ と γ の組合せおよびそれらの値に相当する α を求める。以上で得られた多くの δ と γ 、 α の組合せより δ - γ 曲線および δ - α 曲線を得る。さらに、 $\bar{S}$ の異なる値に対して、同様な操作により δ - γ 曲線、 δ - α 曲線を得る。したがって、最適動吸振器を設計するには、所定の $\bar{S}$ の場合の δ - α 曲線の最小値を求め、その値に相当する δ - γ の組合せを使用すればよい。例えば、図7では、 $\mu=0.25$ 、 $\bar{G}_1=0.01$ 、 $C_0=0.01$ の場合であるが、この図の範囲では、 $\bar{S}$ が大きいほど δ - α 曲線の最小値が若干小さくなり、吸振効果が大きいことがわかる。いま、 $\bar{S}$ が2.0の場合について見ると、 δ - α 曲線の最小値に相当する δ の値は、その最小値を通る垂線と横軸との交点から6.63であり、そのときの γ の値は、その垂線と $\bar{S}=2.0$ の δ - γ 曲線との交点の縦座標より0.212であることがわかる。また、そのときの α の最小値が2.515であることがわかる。また、図13と14は、三つのパラメータ $\bar{S}$ 、 $\bar{G}_1$ 、 C_0 を固定し、特定の μ に対して同様の計算を行った結果である。なお、これらの操作はすべて計算機上で行った。

図7～12より、より大きな μ の値は、 α の値をより小さくすることがわかる。このことから、主振動体の質量に対する動吸振器の質量の比がより大きいほうが、吸振効果が大きいことがわかる。さらに、より大きな μ の値は、より大きな δ と γ の最適値を必要とする。また、図7、8と図9、10を比較すると $\bar{G}_1$ の増大とともに α が減少し、動吸振器の吸振効果が大きくなることがわかる。このとき、最適動吸振器の設計パラメータとしては、 δ の値がかなり小さくなる必要がある。また、図9、10と図11、12の比較より、無次元粘性減衰係数 C_0 が大きくなると、 α の値は著し

Table 1 Sensitivity analyses of parameters to the performance of absorber

$\bar{S}$	μ	$\bar{G}_1$	C_0	δ	γ	α
0.5	0.25→0.5	0.01	0.01	9.32→22.99	0.174→0.225	2.656→2.113
	$\Delta\mu=0.25$			$\Delta\delta=13.67$ $\Delta\delta/\Delta\mu=54.68$	$\Delta\gamma=0.051$ $\Delta\gamma/\Delta\mu=0.204$	$\Delta\alpha=-0.543$ $\Delta\alpha/\Delta\mu=-2.172$
0.5	0.25→0.5	0.1	0.01	0.98→2.239	0.158→0.208	2.303→1.897
	$\Delta\mu=0.25$			$\Delta\delta=1.259$ $\Delta\delta/\Delta\mu=5.04$	$\Delta\gamma=0.05$ $\Delta\gamma/\Delta\mu=0.2$	$\Delta\alpha=-0.406$ $\Delta\alpha/\Delta\mu=-1.624$
2.0	0.25→0.5	0.01	0.01	6.63→21.18	0.212→0.249	2.515→2.058
	$\Delta\mu=0.25$			$\Delta\delta=14.55$ $\Delta\delta/\Delta\mu=58.2$	$\Delta\gamma=0.037$ $\Delta\gamma/\Delta\mu=0.148$	$\Delta\alpha=-0.457$ $\Delta\alpha/\Delta\mu=-1.828$
2.0	0.25→0.5	0.1	0.01	0.72→2.12	0.192→0.226	2.197→1.859
	$\Delta\mu=0.25$			$\Delta\delta=1.4$ $\Delta\delta/\Delta\mu=5.6$	$\Delta\gamma=0.034$ $\Delta\gamma/\Delta\mu=0.136$	$\Delta\alpha=-0.338$ $\Delta\alpha/\Delta\mu=-1.352$
0.5	0.25	0.01→0.10	0.01	9.316→0.98	0.174→0.158	2.656→2.303
		$\Delta\bar{G}_1=0.09$		$\Delta\delta=8.336$ $\Delta\delta/\Delta\bar{G}_1=-92.62$	$\Delta\gamma=-0.016$ $\Delta\gamma/\Delta\bar{G}_1=-0.178$	$\Delta\alpha=-0.353$ $\Delta\alpha/\Delta\bar{G}_1=-3.92$
0.5	0.5	0.01→0.10	0.01	22.99→2.239	0.225→0.208	2.113→1.897
		$\Delta\bar{G}_1=0.09$		$\Delta\delta=20.75$ $\Delta\delta/\Delta\bar{G}_1=-230.5$	$\Delta\gamma=-0.017$ $\Delta\gamma/\Delta\bar{G}_1=-0.189$	$\Delta\alpha=-0.216$ $\Delta\alpha/\Delta\bar{G}_1=-2.40$
2.0	0.25	0.01→0.10	0.01	6.63→0.72	0.212→0.192	2.515→2.197
		$\Delta\bar{G}_1=0.09$		$\Delta\delta=5.91$ $\Delta\delta/\Delta\bar{G}_1=-65.7$	$\Delta\gamma=0.02$ $\Delta\gamma/\Delta\bar{G}_1=-0.222$	$\Delta\alpha=-0.318$ $\Delta\alpha/\Delta\bar{G}_1=-3.53$
2.0	0.5	0.01→0.10	0.01	21.18→2.12	0.249→0.226	2.058→1.859
		$\Delta\bar{G}_1=0.09$		$\Delta\delta=-19.06$ $\Delta\delta/\Delta\bar{G}_1=-21.18$	$\Delta\gamma=-0.023$ $\Delta\gamma/\Delta\bar{G}_1=-0.256$	$\Delta\alpha=-0.189$ $\Delta\alpha/\Delta\bar{G}_1=-2.10$
0.5	0.25	0.10	0.01→0.05	0.980→0.646	0.158→0.183	2.303→1.958
			$\Delta C_0=0.04$	$\Delta\delta=-0.334$ $\Delta\delta/\Delta C_0=-8.35$	$\Delta\gamma=0.025$ $\Delta\gamma/\Delta C_0=0.625$	$\Delta\alpha=-0.345$ $\Delta\alpha/\Delta C_0=-8.625$
0.5	0.5	0.10	0.01→0.05	2.24→1.99	0.208→0.218	1.897→1.727
			$\Delta C_0=0.04$	$\Delta\delta=-0.25$ $\Delta\delta/\Delta C_0=-6.25$	$\Delta\gamma=0.01$ $\Delta\gamma/\Delta C_0=0.25$	$\Delta\alpha=-0.17$ $\Delta\alpha/\Delta C_0=-4.25$
2.0	0.25	0.10	0.01→0.05	0.72→0.0	0.192→0.305	2.197→1.747
			$\Delta C_0=0.04$	$\Delta\delta=-0.72$ $\Delta\delta/\Delta C_0=-18.0$	$\Delta\gamma=0.113$ $\Delta\gamma/\Delta C_0=2.825$	$\Delta\alpha=-0.450$ $\Delta\alpha/\Delta C_0=-11.25$
2.0	0.5	0.10	0.01→0.05	2.12→1.61	0.226→0.291	1.859→1.605
			$\Delta C_0=0.04$	$\Delta\delta=-0.51$ $\Delta\delta/\Delta C_0=-12.75$	$\Delta\gamma=0.065$ $\Delta\gamma/\Delta C_0=1.625$	$\Delta\alpha=0.254$ $\Delta\alpha/\Delta C_0=-6.35$
0.5→2.0	0.2	0.10	0.01	0.697→0.401	0.144→0.180	2.399→2.286
$\Delta\bar{S}=1.5$				$\Delta\delta=-0.296$ $\Delta\delta/\Delta\bar{S}=-0.197$	$\Delta\gamma=0.036$ $\Delta\gamma/\Delta\bar{S}=0.024$	$\Delta\alpha=-0.113$ $\Delta\alpha/\Delta\bar{S}=-0.075$
0.5→2.0	0.2	0.10	0.01	0.0	0.510→0.589	3.369→2.410
$\Delta\bar{S}=1.5$					$\Delta\gamma=0.079$ $\Delta\gamma/\Delta\bar{S}=0.053$	$\Delta\alpha=-0.959$ $\Delta\alpha/\Delta\bar{S}=-0.639$
0.5→2.0	1.0	0.10	0.01	4.21→4.16	0.224→0.233	1.582→1.567
$\Delta\bar{S}=1.5$				$\Delta\delta=-0.05$ $\Delta\delta/\Delta\bar{S}=-0.033$	$\Delta\gamma=0.009$ $\Delta\gamma/\Delta\bar{S}=0.006$	$\Delta\alpha=-0.015$ $\Delta\alpha/\Delta\bar{S}=-0.01$
0.5→2.0	1.0	0.10	0.01	0.0	0.41→0.71	4.9→3.9
$\Delta\bar{S}=1.5$					$\Delta\gamma=0.30$ $\Delta\gamma/\Delta\bar{S}=0.2$	$\Delta\alpha=1.0$ $\Delta\alpha/\Delta\bar{S}=-0.667$

く減少するが、その場合、最適動吸振器の設計パラメータとして、より小さな δ とより大きな γ が必要となることがわかる。したがって、主振動系の周囲の水による減衰は動吸振器の挙動にかなり影響を及ぼすことがわかる。

次に、図13と14によると、最適な設計パラメータ δ と γ を選択した場合、動吸振器と主振動系の横断面積比に関する無次元量 $\bar{S}$ による主振動系の応答振幅比 α に及ぼす影響が非常に小さいことがわかる。さらに、 $\bar{S}$ が変化しても、最適なパラメータ δ 、 γ の値の差が非常に小さいことがわかる。

しかしながら、 $\delta=0$ の場合、 $\bar{S}$ を増大させると、図

7～12の結果から α の値がかなり減少することが明らかである。ゆえに、動吸振器にダンパを装備しない場合は、 $\bar{S}$ を増大させることにより効果的に α の値を減少させることができる。また、この場合、図13、14から、より小さな μ とより小さな γ の組合せが、 α の値をより低減させることがわかる。

次に、各パラメータの α に及ぼす影響度をみるため、図7～14の最適値に関するデータに基づいて表1に示すような感度解析を行った。六つのパラメータのうち $\bar{G}_1$ 、 C_0 、 μ 、 $\bar{S}$ を固定すると、最適動吸振器の設計条件 δ と γ の組合せが決まってしまうので、この表では、以上の四つのパラメータ $\bar{G}_1$ 、 C_0 、 μ 、 $\bar{S}$ について

感度解析を行った。さらに、表1では、これらの四つのパラメータのうちの三つのパラメータを固定して、一つのパラメータを変化させたときの主振動系の振幅に関する無次元量 α 、最適動吸振器のばね定数に関する無次元量 γ および減衰に関する無次元量 δ の平均変化率を求めて表示した。この表より、いずれの場合も、 $\Delta\alpha/\Delta C_0$ の絶対値が $\Delta\alpha/\Delta\bar{G}_1$ 、 $\Delta\alpha/\Delta\mu$ 、 $\Delta\alpha/\Delta\bar{S}$ の絶対値に比較してはるかに大きく、主振動系の振幅の低減に対する C_0 の影響度が非常に大きいことがわかる。次に、 $\bar{G}_1$ 、 μ の順に影響度が大きくなるが、それらは C_0 の影響度のそれぞれ約 1/3、1/4 程度である。また、 $\bar{S}$ の影響度が非常に小さいことがわかる。しかしながら、動吸振器にダンパを装備しない場合、つまり、 $\delta=0$ の場合は、 $\bar{S}$ は C_0 の影響度の約 1/12 程度の影響をおよぼすことがわかる。

さらに、表1の $\Delta\delta/\Delta\mu$ 、 $\Delta\delta/\Delta\bar{G}_1$ 、 $\Delta\delta/\Delta C_0$ 、 $\Delta\delta/\Delta\bar{S}$ または $\Delta\gamma/\Delta\mu$ 、 $\Delta\gamma/\Delta\bar{G}_1$ 、 $\Delta\gamma/\Delta C_0$ 、 $\Delta\gamma/\Delta\bar{S}$ の値からも、前述の各場合における δ と γ の最適値の増減に関する現象が明瞭である。

5. 結 言

水中動吸振器の最適な設計パラメータを解明するために、水中で振動する二自由度系を理論的に解析した。また、主振動系の応答振幅を最小とする動吸振器の最適設計条件は、主振動系の振動数応答曲線の二つの極大値を等しくするような条件であることを明らかにし、種々の場合における水中動吸振器の最適な設計パラメータを解明した。その結果得られた結論は次のようである。

(1) 水中動吸振器の設計には、六つのパラメータが必要となるが、それらのうち水中動吸振器の固有のパラメータは、無次元粘性減衰係数 C_0 および主振動系の断面積に対する動吸振器の断面積の比に関する無次元量 $\bar{S}$ の二つである。

(2) 水中動吸振器の最適条件は、主振動系質量の振動数応答曲線の二つの極大値を等しくする上記の六つのパラメータの組合せより求まる。

(3) 以上の六つのパラメータのうち、主振動系の減衰に関する無次元量 $\bar{G}_1$ 、主振動系の質量に対する動吸振器質量の比 μ および前述の二つの無次元量 C_0 、 $\bar{S}$ のいずれか三つの量が定まれば、本研究の手法により最適動吸振器の設計条件を求めることができる。

(4) それらのパラメータ $\bar{G}_1$ 、 μ 、 C_0 、 $\bar{S}$ のうち、 C_0 が水中動吸振器の性能に最も大きく影響し、続いて $\bar{G}_1$ 、 μ の順に影響を及ぼす。また、その性能に及ぼす $\bar{S}$ の影響は非常に小さい。

(5) 最適水中動吸振器を構成するダンパの減衰に関する無次元量 δ とばね定数に関する無次元量 γ の組合せとしては、 C_0 が大きい場合ほど小さな δ と大きな γ の組合せが必要であり、 $\bar{G}_1$ が大きい場合ほど小さな δ と γ の組合せが必要となる。また、 μ が増大する場合ほど大きな δ と γ の組合せが必要となる。

(6) 動吸振器にダンパを付加しない場合は、 $\bar{S}$ の影響が大きくなり、 $\bar{S}$ の増大とともに吸振効果が増大する。なお、その場合、より小さな動吸振器質量とばね定数の組合せが必要となる。

本研究を進める上で、多大のご援助を賜った秋田大学地域共同研究センターの菅 勝重助教授、秋田大学工学資源学部の成田 孝二技官および本学学生であった千葉 節夫〔現(株)ミクニアデック〕、長澤 亜紀〔現小松フォークリフト(株)〕の各氏に深く感謝の意を表する。

文 献

- (1) Den Hartog, J. P., *Mechanical Vibrations*, 3rd. ed. (1947), 112-113, McGraw-Hill.
- (2) Read, F. E., *Shock and Vibration Handbook*, I, (1961), 6 1-638., McGraw-Hill.
- (3) 池田健・五百井俊宏, 機論, **43**-369 (1977), 1707-1715.
- (4) Randall, S. E., ほか2名, *Trans. ASME, J. Mech. Des.*, **103**-4(1981), 908-913.
- (5) Thompson, A. G., *J. Sound Vib.*, **77**-3(1981), 403.
- (6) Soom, A. and Lee, Mind-san, *Trans. ASME, J. Vib. Acoust. Stress Reliab. Des.*, **105**-1(1983), 112-119.
- (7) 関口久美・浅見敏彦, 機論, **50**-452, C(1984), 607-617.
- (8) 浅見敏彦・細川敬延, 機論, **61**-583, C(1995), 915-921.
- (9) Aso, K., Kan, K., Doki, H. and Iwato, K., *Int. J. Offshore Polar Eng.*, **2**-4(1992), 309-317.
- (10) Aso, K., Kan, K., Doki, H. and Ohkoshi, T., *Int. J. Offshore Polar Eng.*, **4**-1(1994), 62-67.
- (11) Aso, K., Kan, K., Doki, H. and Natori, T., *Proc. 4th Int. J. Offshore Polar Eng. Conf.*, Osaka, Japan, I (1994), 70-75.
- (12) Aso, K., Kan, K., Doki, H. and Natori, T., *Proc. 5th Int. J. Offshore Polar Eng. Conf.*, The Hague, The Netherlands, I (1995), 303-309.
- (13) Morison, J. R., O'Brien, M. P., Johnson, J. W. and Schaaf, S. A., *Petro. Trans. AIME*, **189**(1950), 149-154.
- (14) Timoshenko, S. P., *Vibration Problems in Engineering*, 3rd. ed., (1955), 92-97., Van Nostrand.