水中動吸振器の設計条件に関する研究

藤　原　太　陽*・小　林　義　和

A Study on Design Condition of Vibration Absorber Used in Water

Taiyou Fujiwara* and Yoshikazu Kobayashi

(2007年11月30日受理)

In order to obtain the optimal condition for designing a vibration absorber used in water, a two-degree-of-freedom system composed of a main vibration system and a vibration absorber in water was considered. There are six design parameters affecting the optimal condition of the absorber in water, Quasi-Newton method was applied to the system to determine the optimal combination of those six parameters. The result indicates that among the six parameters, two parameters greatly affect the performance of the absorber in water. Moreover, drag and added-mass coefficients ware examined by experimental investigation to utilize theoretical results for various practical cases.

1. 緒　言

海洋開発の発展に伴い水中振動物体の振動抑制に対する要求が高まっている。本研究では振動抑制の様々な方法のなかで動吸振器を用いた場合を対象とする。空気中での動吸振器の最適設計問題は多くの研究者によって検討されているが，水中でのそれはほとんど行われていないのが現状である。小林・麻生らは深海底鉱物資源採掘システムの縦振動を抑制するための水中動吸振器の最適設計問題[1]について検討しており，水中動吸振器の設計には6つのパラメータが必要であることを明らかにした。正木らの研究[2]では最適化手法の一つである準ニュートン法を用いてこれら設計パラメータを最適化し，ペナルティ法による不等式拘束条件の上限値に収束するパラメータが大きいほど主振動系の振幅を低減できるという結論が得られている。本研究では異なる不等式拘束条件のもとで最適化を行い，様々な水中動吸振器の最適設計条件について検討することとした。また，6つの設計パラメータのなかには付加質量係数と抗力係数という未知数が含まれており，最適な設計パラメータが決定されても実際の設計へと適用することは容易ではない。本研究ではこれら2つの未知数を明らかにする第一歩として，実際に水中で物体を鉛直方向に振動させ，その実験の測定値より2つの未知数を算出していくことを目的とする。

* 秋田高専専攻科学生

2. 理論解析

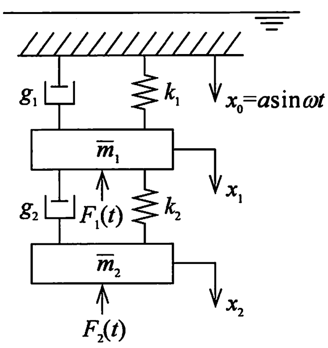

図1　解析モデル

本研究で対象とするモデルは図1のようになり，この二自由度系の運動方程式は次式で表される。

$$\left.\begin{aligned}&\bar{m}_1\ddot{x}_1+(g_1+g_2)\dot{x}_1+(k_1+k_2)x_1\\&\qquad -g_2\dot{x}_2-k_2x_2+F_1(t)=g_1\dot{x}_0+k_1x_0\\&\bar{m}_2\ddot{x}_2-g_2\dot{x}_1-k_2x_1+g_2\dot{x}_2+k_2x_2+F_2(t)=0\end{aligned}\right\}\qquad(1)$$

ここで，k_i，g_i，$\bar{m}_i$，$F_i(t)$，x_i（$i=1$：主振動系，$i=2$：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，質量の鉛直方向変位である。また，x_0 は主振

動系の上端に作用する強制変位であり，本研究では $x_0 = a\sin\omega t$ と仮定した。

非定常流体力 $F_i(t)$ $(i=1,2)$ はモリソンらの式[3]によると次式で表される。

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

ここで C_{Mi} は付加質量係数，C_{Di} は抗力係数であり，m_{ai}，ρ，S_i はそれぞれ $\overline{m}_i$ により置換される周囲の水の質量，周囲の水の密度，$\overline{m}_i$ の横断面積である。ただし，本研究では式(2)の第二項をエネルギ法[4]によって線形化した次式によって非定常流体力を評価した。

$$\begin{aligned}F_i(t)&\cong C_{Mi}m_{ai}\ddot{x}_i+\left(\frac{4\rho C_{Di}S_ia_i}{3\pi}\omega\right)\dot{x}_i\\&=\widetilde{m}_i\ddot{x}_i+c_i\dot{x}_i \qquad (i=1,2)\end{aligned} \quad (3)$$

ここで，a_i，ω は $\overline{m}_i$ の振幅，角振動数で，$\widetilde{m}_i$，c_i は付加質量，等価粘性減衰係数である。

いま，$\overline{m}_i$ の付加質量 $\widetilde{m}_i$ を考慮した総質量を次式のように定義する。

$$m_i=\overline{m}_i+\widetilde{m}_i \qquad (i=1,2) \quad (4)$$

また，以下の無次元量を定義すると，

$$\left.\begin{aligned}&X_1=\frac{x_1}{a},\ X_2=\frac{x_2}{a},\ T=\omega t,\ \Omega=\omega\sqrt{\frac{m_1}{k_1}}\\&\gamma=\frac{k_2}{k_1},\ \delta=\frac{g_2}{g_1},\ \overline{G}_1=\frac{g_1}{\sqrt{m_1k_1}},\ \mu=\frac{m_2}{m_1}\\&\overline{S}=\frac{C_{D2}S_2}{C_{D1}S_1},\ C_1=\frac{c_1}{m_1\omega},\ C_2=\frac{c_2}{m_2\omega}\end{aligned}\right\} \quad (5)$$

無次元運動方程式は次のようになる。

$$\left.\begin{aligned}&\ddot{X}_1+\left(\frac{\overline{G}_1}{\Omega}+\frac{\overline{G}_1\delta}{\Omega}+C_1\right)\dot{X}_1+\frac{1}{\Omega^2}(1+\gamma)X_1\\&\quad-\frac{\overline{G}_1\delta}{\Omega}\dot{X}_2-\frac{\gamma}{\Omega^2}X_2=\frac{\overline{G}_1}{\Omega}\cos T+\frac{1}{\Omega^2}\sin T\\&\ddot{X}_2-\frac{\overline{G}_1\delta}{\mu\Omega}\dot{X}_1-\frac{\gamma}{\mu\Omega^2}X_1\\&\quad+\left(\frac{\overline{G}_1\delta}{\mu\Omega}+C_2\right)\dot{X}_2+\frac{\gamma}{\mu\Omega^2}X_2=0\end{aligned}\right\} \quad (6)$$

ここで，$\dot{X}_1$，$\dot{X}_2$ はそれぞれ T に関する一階微分である。

次に式(6)の定常解を次式のように仮定する。

$$\left.\begin{aligned}X_1&=A_1\cos T+B_1\sin T\\X_2&=A_2\cos T+B_2\sin T\end{aligned}\right\} \quad (7)$$

式(7)を式(6)に代入した後，余弦項と正弦項に分けて整理することで次の連立方程式が得られる。

$$\left.\begin{aligned}&(1+\gamma-\Omega^2)A_1+\{\overline{G}_1\Omega(1+\delta)+\Omega^2C_1\}B_1\\&\quad-\gamma A_2-\overline{G}_1\Omega\delta B_2=\overline{G}_1\Omega\\&-\{\overline{G}_1\Omega(1+\delta)+\Omega^2C_1\}A_1+(1+\gamma-\Omega^2)B_1\\&\quad+\overline{G}_1\Omega\delta A_2-\gamma B_2=1\\&-\gamma A_1-\overline{G}_1\Omega\delta B_1\\&\quad+(\gamma-\mu\Omega^2)A_2+(\overline{G}_1\Omega\delta+\mu\Omega^2C_2)B_2=0\\&\overline{G}_1\Omega\delta A_1-\gamma B_1\\&\quad-(\overline{G}_1\Omega\delta+\mu\Omega^2C_2)A_2+(\gamma-\mu\Omega^2)B_2=0\end{aligned}\right\} \quad (8)$$

この連立方程式を解いて A_1，A_2，B_1，B_2 を求めれば $\overline{m}_i$ の振幅を求めることができる。しかし，前述のように C_1 と C_2 は $\overline{m}_i$ の振幅の関数となっているため，このままでは連立方程式を解くことはできない。

そこで，$\dot{X}_1$，$\dot{X}_2$ の振幅を次の α，β で定義する。

$$\alpha=\sqrt{A_1^2+B_1^2},\quad \beta=\sqrt{A_2^2+B_2^2} \quad (9)$$

C_1，C_2 は α，β を用いて次式で表される。

$$C_1=C_0\alpha,\quad C_2=\frac{\overline{S}}{\mu}C_0\beta \quad (10)$$

C_0 は次式で表される無次元粘性減衰係数である。

$$C_0=\frac{4\rho C_{D1}S_1a}{3\pi m_1} \quad (10)$$

α，β の値を予め仮定し，式(8)～式(11)の関係から繰り返し計算によって α の値を求めることができる。

以上の解析から，強制変位と主振動系の定数（a，ω，m_1，k_1）が分かれば，水中での動吸振器の設計パラメータは μ，γ，δ，$\overline{G}_1$，$\overline{S}$，C_0 の6つであることが分かる。

3. 最適化

3.1 目的関数

水中動吸振器の設計問題では，主振動系の減衰のほかに周囲流体による減衰が存在する。そのため，振動数応答曲線に2定点が存在せず，空気中の動吸振器の設計手法である定点理論[5]を適応することができない。しかし，過去の研究[1]より，振動数応答曲線の最大値は2つの極大値の大きさが等しいときに最小となり，定点理論と同様の手法が適用できることが分かっている。本研究では前述の6つの設計パラメータからなるベクトル $\mathbf{p}=(\mu,\gamma,\delta,\overline{G}_1,\overline{S},C_0)$ と無次元振動数 Ω の関数である主振動系の振幅 α において，振動数応答曲線の最大値 α'（式(12)）を求め，この α' の値を最小とする $\mathbf{p}$ を準ニュートン

法の１つである DFP（Davidon-Fletcher-Powell）法により決定することとした。

$$\alpha'(\mathbf{p})=\max[\alpha(\mathbf{p},\Omega)] \qquad \varepsilon\le\Omega\le\Omega_m \tag{12}$$

ここで，ε と Ω_m は Ω の範囲を規定する量である。

3.2 ペナルティ法[6)]

最適化を行う場合には設計パラメータはある範囲内の値しか取り得ない。この範囲は一般的に不等式拘束条件によって与えられており，この不等式拘束条件を満足させる方法として本研究ではペナルティ法を用いている。ここで，先の目的関数 $\alpha'(\mathbf{p})$ に次に示すようなペナルティ関数を加えた新たな目的関数 $\overline{\alpha}(\mathbf{p})$ を定義する。

$$\overline{\alpha}(\mathbf{p})=\alpha'(\mathbf{p})+r\sum_{i=1}^{n}\{\max[0,h_i(\mathbf{p})]\}^2 \tag{13}$$

ここで，$h_i(\mathbf{p})$ は不等式拘束条件を表し，$\mathbf{p}$ が拘束内にあれば負の値，拘束外にあれば正の値となるような関数となっている。また，n は拘束条件数を，r はペナルティ係数を表している。ペナルティ係数 r は繰り返しとともに増加させるものとする。

3.3 最適化理論[7)]

DFP 法を用いて最適化を行う場合は次のような勾配とヘッシアンの計算が必要となる。$\mathbf{p}=\overline{\mathbf{p}}$ での勾配 $\overline{\alpha}_p(\overline{\mathbf{p}})$ とヘッシアン $\overline{\alpha}_{pp}(\overline{\mathbf{p}})$ は次のようになる。

$$\overline{\alpha}_p(\overline{\mathbf{p}})=\left[\frac{\partial\overline{\alpha}(\overline{\mathbf{p}})}{\partial p_1},\ \frac{\partial\overline{\alpha}(\overline{\mathbf{p}})}{\partial p_2},\ \cdots\ \frac{\partial\overline{\alpha}(\overline{\mathbf{p}})}{\partial p_n}\right]^T \tag{14}$$

$$\overline{\alpha}_{pp}(\overline{\mathbf{p}})=\begin{bmatrix}\dfrac{\partial^2\overline{\alpha}(\overline{\mathbf{p}})}{\partial p_1^2} & \dfrac{\partial^2\overline{\alpha}(\overline{\mathbf{p}})}{\partial p_1\partial p_2} & \cdots & \dfrac{\partial^2\overline{\alpha}(\overline{\mathbf{p}})}{\partial p_1\partial p_n}\\ \dfrac{\partial^2\overline{\alpha}(\overline{\mathbf{p}})}{\partial p_1\partial p_2} & \ddots & & \vdots\\ \vdots & & \ddots & \vdots\\ \dfrac{\partial^2\overline{\alpha}(\overline{\mathbf{p}})}{\partial p_1\partial p_n} & \cdots & \cdots & \dfrac{\partial^2\overline{\alpha}(\overline{\mathbf{p}})}{\partial p_n^2}\end{bmatrix} \tag{15}$$

ここで，添字 p および pp はそれぞれ一階微分，二階微分を示す。

DFP 法とはヘッシアン $\overline{\alpha}_{pp}(\overline{\mathbf{p}})$ の近似行列を目的関数の値と勾配 $\overline{\alpha}_p(\overline{\mathbf{p}})$ の計算値から求めて最適化を行う，準ニュートン法の一種である。次数が大きい場合や目的関数が複雑な場合に利用できるため，本研究では DFP 法を使用している。なお，勾配 $\overline{\alpha}_p(\overline{\mathbf{p}})$ は直接求めることが難しいので数値微分[8)]によって求めている。

3.4 DFP 法の計算アルゴリズム[9)]

DFP 法の計算アルゴリズムは以下のようになる。始めにヘッシアンの逆行列を $\mathbf{H}_i$ と定義し，$k=0$ とする。

Step 1) 設計変数の初期点 $\mathbf{p}_0$ と正値対称な $\mathbf{H}_0$ を与える。

Step 2) $\overline{\alpha}_p(\overline{\mathbf{p}}_0)$ を求める。$\overline{\alpha}_p(\overline{\mathbf{p}}_0)\cong 0$ なら終了。

Step 3) $\mathbf{d}_k=-\mathbf{H}_k\overline{\alpha}_p(\overline{\mathbf{p}}_k)$ として探索方向を決定し，$\overline{\alpha}(\mathbf{p}_k+\nu_k\mathbf{d}_k)$ を最小とする ν_k を直線探索で求め，$\mathbf{p}_{k+1}=\mathbf{p}_k+\nu_k\mathbf{d}_k$ とする。

Step 4) $\overline{\alpha}_p(\mathbf{p}_{k+1})$ を求める。$\overline{\alpha}_p(\mathbf{p}_{k+1})\cong 0$ なら終了。

Step 5) $\mathbf{s}_k=\mathbf{p}_{k+1}-\mathbf{p}_k$，$\mathbf{y}_k=\overline{\alpha}_p(\mathbf{p}_{k+1})-\overline{\alpha}_p(\mathbf{p}_k)$ とおき，次の DFP 公式より $\mathbf{H}_{k+1}$ を求める。

$$\mathbf{H}_{k+1}=\mathbf{H}_k+\frac{\mathbf{s}_k\mathbf{s}_k^T}{\mathbf{y}_k^T\mathbf{s}_k}-\frac{\mathbf{H}_k\mathbf{y}_k\mathbf{y}_k^T\mathbf{H}_k}{\mathbf{y}_k^T\mathbf{H}_k\mathbf{y}_k} \tag{16}$$

Step 6) ペナルティ係数を $r_{k+1}=\lambda r_k$（$\lambda>1$）と更新し，$k=k+1$ として Step 3）へ。

最適化の全体の工程をまとめると，図２のフローチャートのようになる。

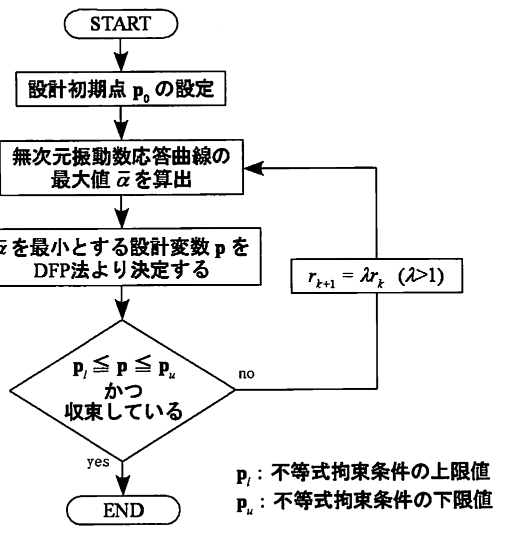

図２ フローチャート

4. 計算結果

$$\text{拘束条件}:\begin{cases}0.01\le\mu\le1.0 & 0.01\le\overline{G}_1\le0.10\\ 0.01\le\gamma\le1.0 & 0.01\le\overline{S}\le2.0\\ 0.01\le\delta\le1.0 & 0.01\le C_0\le0.05\end{cases} \tag{17}$$

表 1　式(17)の拘束条件における計算結果

		μ	γ	δ	$\overline{G}_1$	$\overline{S}$	C_0	$\overline{\alpha}$	計算数
①	初期値	0.5	0.5	0.5	0.05	1.0	0.05		
	収束値	0.45436	0.31635	1.00000	0.10000	2.00000	0.05001	1.64123	31
②	初期値	2.0	2.0	2.0	0.20	4.0	0.10		
	収束値	0.45506	0.31660	0.99998	0.10000	2.00000	0.05001	1.64123	31
③	初期値	1.2	0.7	0.4	0.03	3.0	0.16		
	収束値	0.45497	0.31656	1.00000	0.10000	2.00000	0.05001	1.64125	34

実際の設計を考慮し，設計パラメータに式(17)のような不等式拘束条件を与えた。計算条件として，ペナルティ係数の初期値 $r_0=500$，更新割合 $\lambda=1.2$ とし，探索の初期点を任意に与えたときの計算結果を表 1 に示す。

表 1 の結果から，探索の初期値が異なる場合でも設計パラメータと主振動系の振幅はほぼ同じ値に収束しており，μ と γ を除く 4 つのパラメータは拘束条件の上限値に収束することが分かる。

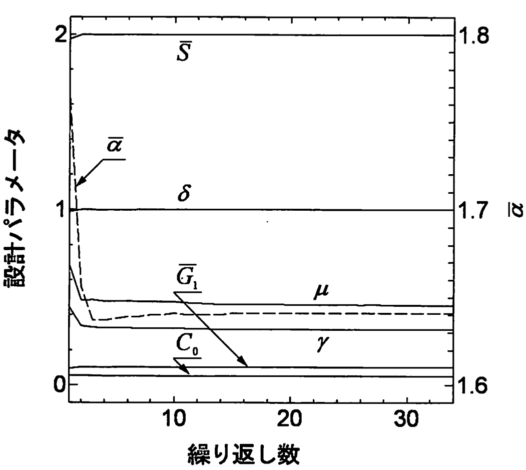

図 3　表 1 ③での探索履歴

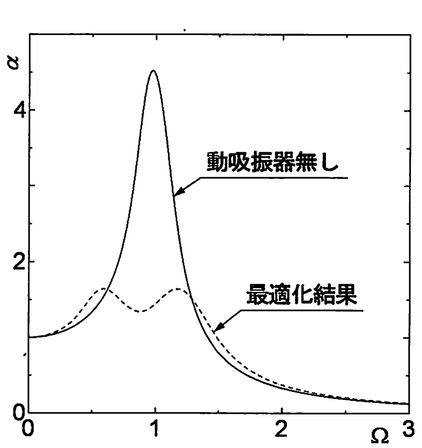

図 4　振動数応答曲線

図 3 は表 1，③の結果の探索履歴を示しており，いずれのパラメータも繰り返し数が10回を越えた辺りからは大きな変化は見られない。図 4 は動吸振器の無い場合の振動数応答曲線と動吸振器の最適化後の振動数応答曲線を表している。振幅 $\overline{\alpha}$ が大幅に低減されており，最適化後の 2 つの極大値の大きさは等しくなっていることが見て取れる。

不等式拘束条件の上限値に収束するのは拘束外に振幅 $\overline{\alpha}$ を最小とする点があるからだと考えられる。そのため，上限値に収束するパラメータはその値が大きいほど $\overline{\alpha}$ を低減できると考えられる。そこで δ，$\overline{G}_1$，$\overline{S}$，C_0 について上限値をそれぞれ単独で1.5倍として最適化を行うことで，$\overline{\alpha}$ がどのように変化するかについて調べた。

表 2 の計算結果より，上限値に収束しているパラメータはいずれもその値を大きくすることで $\overline{\alpha}$ を低減できることが分かる。また，$\overline{\alpha}$ に対し C_0 と $\overline{G}_1$ の影響が特に大きいことが分かる。

以上の結果より，式(17)の不等式拘束条件のもとでは δ，$\overline{G}_1$，$\overline{S}$，C_0 を可能な限り大きくし，$\overline{\alpha}$ を最小とするよう μ と γ を最適化すれば良いと言える。

しかし，実際の設計においては常に μ と γ の値を自由に設定できるとは限らない。また，拘束条件に

表 2　主振動系の振幅 $\overline{\alpha}$ への影響度

		×1.0	×1.5
δ	δ	1.00000	1.50000
	$\overline{\alpha}$	1.64123	1.59852
	$\Delta\overline{\alpha}/\Delta\delta$		−0.0854
$\overline{G}_1$	$\overline{G}_1$	0.10000	0.15000
	$\overline{\alpha}$	1.64123	1.54446
	$\Delta\overline{\alpha}/\Delta\overline{G}_1$		−1.9354
$\overline{S}$	$\overline{S}$	2.00000	3.00000
	$\overline{\alpha}$	1.64123	1.56121
	$\Delta\overline{\alpha}/\Delta\overline{S}$		−0.0800
C_0	C_0	0.05001	0.07554
	$\overline{\alpha}$	1.64123	1.52170
	$\Delta\overline{\alpha}/\Delta C_0$		−4.6819

表 3　式(18)～(20)の拘束条件における計算結果

		μ	γ	δ	$\overline{G}_1$	$\overline{S}$	C_0	$\overline{\alpha}$
	初期値	0.5	0.5	0.5	0.05	1.0	0.05	
条件 1	収束値	0.30000	0.30345	0.35914	0.10000	2.00000	0.05001	1.71136
条件 2	収束値	0.31671	0.20000	1.00000	0.10000	0.57583	0.05000	1.87255
条件 3	収束値	0.30000	0.20001	0.95330	0.10000	0.64448	0.05001	1.88084

表 4　条件 1 における $\overline{\alpha}$ への影響度

		×1.0	×1.5
μ	μ	0.30000	0.45000
	$\overline{\alpha}$	1.71136	1.64130
	$\Delta\overline{\alpha}/\Delta\mu$		−0.4671
$\overline{G}_1$	$\overline{G}_1$	0.10000	0.15000
	$\overline{\alpha}$	1.71136	1.64544
	$\Delta\overline{\alpha}/\Delta\overline{G}_1$		−1.3184
$\overline{S}$	$\overline{S}$	2.00000	3.00000
	$\overline{\alpha}$	1.71136	1.62662
	$\Delta\overline{\alpha}/\Delta\overline{S}$		−0.0847
C_0	C_0	0.05001	0.07500
	$\overline{\alpha}$	1.71136	1.58118
	$\Delta\overline{\alpha}/\Delta C_0$		−5.2093

表 5　条件 2 における $\overline{\alpha}$ への影響度

		×1.0	×1.5
γ	γ	0.20000	0.30000
	$\overline{\alpha}$	1.87255	1.65010
	$\Delta\overline{\alpha}/\Delta\gamma$		−2.2245
δ	δ	1.00000	1.50000
	$\overline{\alpha}$	1.87255	1.81982
	$\Delta\overline{\alpha}/\Delta\delta$		−0.1055
$\overline{G}_1$	$\overline{G}_1$	0.10000	0.15000
	$\overline{\alpha}$	1.87255	1.71339
	$\Delta\overline{\alpha}/\Delta\overline{G}_1$		−3.1832
C_0	C_0	0.05000	0.07500
	$\overline{\alpha}$	1.87255	1.76618
	$\Delta\overline{\alpha}/\Delta C_0$		−4.2548

よっては μ，γ がそれらの上限値に収束することも考えられる。そこで先の結果をもとに μ，γ が上限値に収束するよう，次の式(18)～式(20)のような拘束条件を設定し最適化を行った。計算条件を先の最適化と同じ条件として行った計算結果を表 3 に示す。

$$\text{条件 1}:\begin{cases}0.01\leq\mu\leq0.3 & 0.01\leq\overline{G}_1\leq0.10\\ 0.01\leq\gamma\leq1.0 & 0.01\leq\overline{S}\leq2.0\\ 0.01\leq\delta\leq1.0 & 0.01\leq C_0\leq0.05\end{cases}\tag{18}$$

$$\text{条件 2}:\begin{cases}0.01\leq\mu\leq1.0 & 0.01\leq\overline{G}_1\leq0.10\\ 0.01\leq\gamma\leq0.2 & 0.01\leq\overline{S}\leq2.0\\ 0.01\leq\delta\leq1.0 & 0.01\leq C_0\leq0.05\end{cases}\tag{19}$$

$$\text{条件 3}:\begin{cases}0.01\leq\mu\leq0.3 & 0.01\leq\overline{G}_1\leq0.10\\ 0.01\leq\gamma\leq0.2 & 0.01\leq\overline{S}\leq2.0\\ 0.01\leq\delta\leq1.0 & 0.01\leq C_0\leq0.05\end{cases}\tag{20}$$

表 3 の結果を見ると，いずれの拘束条件においても 4 つのパラメータが上限値に収束していることが分かるが，そのパラメータは条件によって異なっており，μ，γ が上限に収束することで δ，$\overline{S}$ が上限から外れた値で収束することが見て取れる。

拘束条件の上限値に収束するパラメータは異なるものの，条件 1～3 においてもそれらのパラメータが大きいほど $\overline{\alpha}$ を低減できると考えられる。そこで，条件 1 と 2 について先程と同様に拘束条件の上限値に収束するパラメータをそれぞれ1.5倍として最適化を行い，$\overline{\alpha}$ に対してどのように影響を及ぼすかを調べた。

表 4 と表 5 の結果を見ると，表 2 の結果と同様，拘束条件の上限値に収束するパラメータはその値を大きくすることで主振動系の振幅 $\overline{\alpha}$ を低減できることが分かる。そのなかでも C_0 と $\overline{G}_1$ の影響が特に大きく，次いで γ の影響が大きいと言える。

5. 実験

5.1 実験の目的

前章では 6 つの設計パラメータの最適化を行ってきた。しかし，前述のように設計パラメータの中には付加質量係数 C_M と抗力係数 C_D という未知数が含まれている。先の最適化においてはこれら 2 つの未知数が分かっているものとして計算を行ったが，実際の設計に適用するためにはこれら 2 つの未知数について検討する必要がある。そこで，本研究ではこれらの未知数を明らかにする第一歩として，最も簡単な水中一自由度振動系の実験を行った。

5.2 実験装置及び実験方法

実験装置は図 5 のようになる。この装置を測定用の窓を取り付けたドラム缶内に入れて水で満たし，

モータの回転をクランクシャフトの偏心により直線運動に変えて加振する。測定は，ドラム缶の窓から試験片をデジタルビデオカメラで撮影し，横に取り付けたメジャーを基準とし振幅を求める。振動数は回転数計（タコメータ）によりシャフトの回転数を測定して算出している。構造減衰率は試験片を自由振動させ，対数減衰率[10]を用いて求めた。

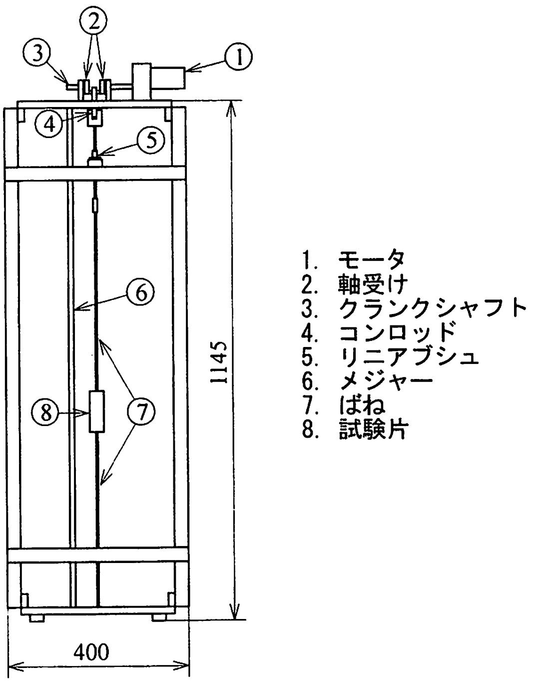

図5　実験装置

5.3　付加質量係数と抗力係数

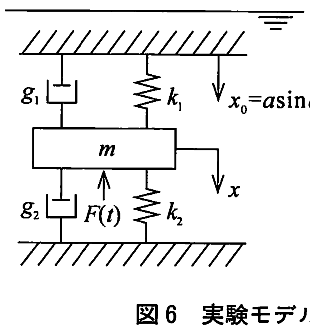

図6　実験モデル

実験モデルは図6のようになる。ここで，k_1，k_2 はばね定数，g_1，g_2 は構造減衰係数，m は試験片質量，$F(t)$ は周囲の流体によって生じる非定常流体力，x は質量の鉛直方向変位，x_0 はばね上端に作用する強制変位である。

麻生らの方法[11]に従って付加質量係数 C_M と抗力係数 C_D を導出すると以下のようになる。

$$C_M=\frac{1}{m_a}\left[\frac{1}{\omega_R^2}\sqrt{K^2-\left(\frac{a}{A_R}\right)k_1^2}-m\right] \tag{21}$$

$$C_D=\frac{3\pi}{4A_R\omega_R^2 S_l\rho}\left[\sqrt{\left(\frac{a}{A_R}\right)^2(2k_1^2+\omega_R^2 g_1^2)-2K^2\left\{1-\sqrt{1-\left(\frac{k_1}{K}\right)^2\left(\frac{a}{A_R}\right)^2}\right\}}-\omega_R G\right] \tag{22}$$

ここで，K と G は式(23)で表されるばね定数と構造減衰係数の和である。また，m_a は試験片により置換される周囲の水の質量，ρ は周囲の水の密度，S_l は試験片の横断面積，A_R と ω_R は共振時の応答振幅と角振動数を表している。

$$K=k_1+k_2,\quad G=g_1+g_2 \tag{23}$$

式(21)と式(22)から，実験の際に測定した共振時の応答振幅 A_R と角振動数 ω_R を用いることで付加質量係数 C_M と抗力係数 C_D を求めることができる。

5.4　実験と考察

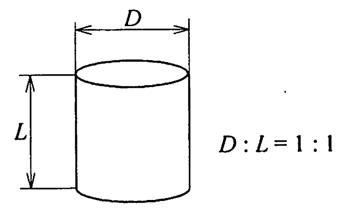

図7　試験片形状

本実験で使用する試験片は図7のような直径 D と高さ L の比が1：1の円柱の試験片を使用する。試験片の材質はアルミニウム合金で寸法と質量は表6の3種類の試験片で実験を行う。ばねは表7のような3種類のばねを使用し，強制変位の振幅 $a=5$［mm］で一定とし実験を行った。

過去に同様の実験を行っている麻生らの研究[11]では Strouhal 数の逆数である Keulegan-Capenter 数（K_C）を用いて抗力係数 C_D と付加質量係数 C_M を評価している。本実験でも得られた実験結果の妥当性について比較検討を行うため，K_C で C_D と C_M を評価することとした。

試験片の最大速度を $U_m=A\omega$，直径を D，共振時の周期を T とすれば，K_C は次式で定義される。

$$K_C=U_mT/D \tag{24}$$

本実験のように，試験片が調和振動する場合では K_C は次式で表される。

$$K_C = 2\pi A/D \tag{25}$$

表6　試験片一覧

	$D:L$ [mm]	m [kg]
1	30：30	0.070
2	34：34	0.095
3	38：38	0.128

表7　ばね一覧

	K [N/m]	質量 [kg]
A	171.5	0.084
B	234.6	0.082
C	368.6	0.112

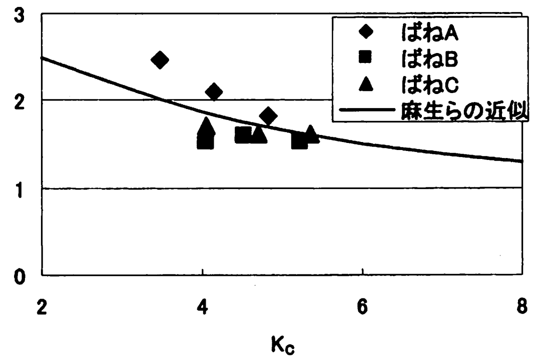

図8　実験結果（C_D）

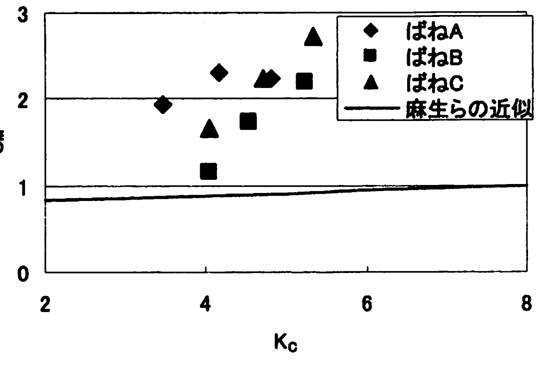

図9　実験結果（C_M）

前述の条件で実験を行い，抗力係数 C_D と付加質量係数 C_M の値を K_C でまとめると図8と図9のグラフのようになる。ここで，グラフの麻生らの近似曲線は $D:L=1:1$ の円柱型試験片での実験結果の近似を表している。C_D の値に関しては過去の麻生らの近似と比較しても近い値が得られている。しかし，C_M の値に関しては過去の麻生らの近似と比較すると明らかに大きな値を示している。この C_M に関する結果の違いについて考察した結果，式(21)より，ばねの質量が実験に影響するのではないかと考えられる。実際に表7を見ると，試験片上下のばねは試験片と同程度の質量があることが分かる。そこで，ばねの質量の影響を少なくするため，より軽い表8に示すばねを使用して実験を行った。なお，使用するばね以外の条件は先の実験と同じ条件とした。

表8　ばね一覧・2

	K [N/m]	質量 [kg]
D	46.3	0.025
E	67.3	0.034
F	168.2	0.051

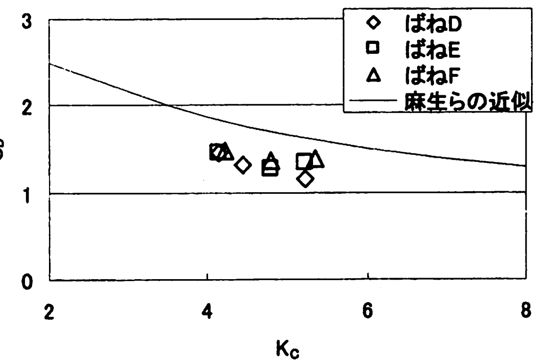

図10　実験結果・2（C_D）

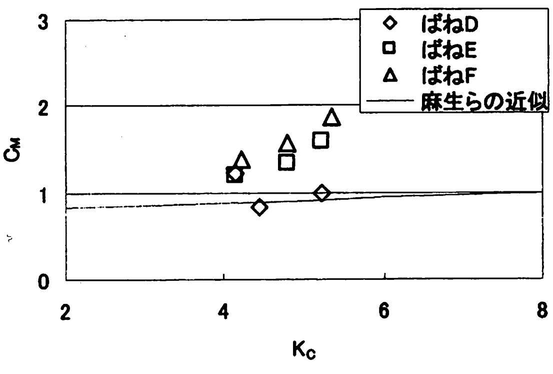

図11　実験結果・2（C_M）

表8のばねを用いて行った実験結果をまとめると図10と図11のグラフのようになる。麻生らの近似と比較すると，C_D に関しては若干小さな値を示しているが，C_M に関しては先の実験より近似に近い値が得られている。以上の結果から，本研究の実験においては試験片上下に取り付けられたばねの質量を考慮していく必要があると言える。

6. 結言

本研究では水中動吸振器の設計条件について検討するため，水中で振動する二自由度系について理論的に解析を行い，それにより判明した水中動吸振器の設計パラメータについて様々な不等式拘束条件のもと最適化を行った。また，最適化の結果を実際の設計に適用するには流体力に含まれている抗力係数と付加質量係数という未知数を明らかにする必要がある。本研究ではその第一歩として，水中一自由度系の振動実験から抗力係数と付加質量係数の算出を行った。

本研究で得られた結論は以下の通りである。

(1) 設計パラメータの最適化において，常に4つのパラメータが不等式拘束条件上限値に収束しており，それらの値を大きくすることで主振動系の振幅を低減できる。

(2) 設計パラメータのうち，$\overline{G_1}$ と C_0 は常に不等式拘束条件上限値に収束し，主振動系の振幅低減に対する効果も大きいことから，水中動吸振器の設計では特に重要なパラメータである。

(3) 抗力係数と付加質量係数の測定において，試験片の上下に取り付けられたばねの質量が実験に影響すると考えられる。したがって，より正確な測定を行うには実験の際にばねの質量を考慮する必要がある。

今後は抗力係数と付加質量係数をより正確に測定できるように実験装置の改良を行うとともに，K_c の他にも試験片の質量や横断面積について抗力係数と付加質量係数の関係を明らかにしていくことが課題として挙げられる。

参考文献

1) 小林義和・麻生和夫・大日方五郎，「水中動吸振器の最適条件」，日本機械学会論文集 C 編，65-630，pp.544-550，(1999)

2) 正木寿幸・矢田部亮・小林義和，「水中動吸振器の最適設計（解析と実験による検討）」，東北学生会第35回学生員卒業研究発表会講演論文集，pp.151-152，(2005)

3) Morion, J.R., O'brien, M.P., Johnson, J.W., and Schaaf, S.A., "The Force Exerted by Surface Wave on Piles", Petro. Trans. AIME, 189, pp.149-154, (1950)

4) 麻生和夫・谷順二・長南征二・林一夫，「機械力学」，朝倉書店，(1986)，pp.41-42.

5) 背戸一登・丸山晃市，「振動工学」，森北出版株式会社，(2002)，pp.179-182.

6) 社団法人 日本機械学会，「構造・材料の最適設計」，技報堂出版株式会社，(1989)，pp.53-55.

7) 嘉納秀明，「システムの最適理論と最適化」，コロナ社，(1987)，pp.21-27.

8) Robert L. Ketter, Sherwood P. Prawel, Jr., "Modern Methods of Engineering Computation", McGraw-Hill Book Company, (1969), pp.227.

9) 嘉納秀明，「システムの最適理論と最適化」，コロナ社，(1987)，pp.91-98.

10) 麻生和夫・谷順二・長南征二・林一夫，「機械力学」，朝倉書店，(1986)，pp.27-28.

11) 麻生和夫・菅勝重・森雅裕，「水中で軸方向に振動する円柱の抗力係数と付加質量係数」，日本機械学会論文集 C 編，54-507，pp.2628-2632，(1988)