(昭和61年11月　日本造船学会秋季講演会において講演)

倉内流体運動を利用した防振法に関する基礎的研究

正員　松　浦　義　一*　　正員　松　本　亙　平**
水　内　　充**　　正員　有　馬　健　次***
城　市　　浩****　　林　　茂　弘*

On a Mean to Reduce Excited-Vibration with the Sloshing in a Tank

by Yoshikazu Matsuura, *Member*　Kouhei Matsumoto, *Member*
Mitsuru Mizuuchi　Kenji Arima, *Member*
Hiroshi Jouuichi　Shigehiro Hayashi

Summary

Few hydrodynamic vibration damper have been developed. As far as the authors know, one is the U-type hydrodynamic vibration damper developed by the NPL of England, and the other is the spring and hydrodynamic damper devised by the authors. The former is the prototype damper for the actual war ship, and the latter is model. Recently Bauer showed that rectangular container filled with two immiscible liquids is very available for reducing vibration.

This paper deals with experimental and theoretical investigation into a method to reduce vibration with the sloshing in a tank. The authors carried out exciter test of the off-shore structure model with the rectangular tank filled partially with water, and also calculated damper effect of the sloshing with the theory, in which the sloshing is simplified into mass-spring systems. The authors obtained the conclusion that the sloshing works as dynamic damper for reduction of vibration and the above-mentioned theory, which was developed for estimating dynamic strength of a tank on land, gives coupled natural frequency in good agreement with measured one.

1　緒　　言

振動防止技術として，流体の性質を利用した動吸振器の開発例は数少ない。著者らの知る限り，船体振動に対して，実機では英国の NPL が艦艇に設置したU字型流体ダンパーのみであり[1),2)]，模型に関しては著者らの開発した流体・ばね式ダンパーであろう[3)]。最近，Bauer は2種類の混合しない流体を入れた容器において，流体境界面での振動によるスロッシングが大きい動吸振効果を与えることを理論的に示した[7)]。

著者らは，船体あるいは海洋構造物などが持つ倉内流体を動吸振器として利用することを考えた。そこで，本論文では比較的低い固有振動数を持つ底置型海洋構造物を対象に，倉内流体のスロッシングによる防振方法について検討する。海洋構造物の単純な鋼製モデルとアクリル製長方形水槽を用いた模型実験を実施し，動吸振器効果を調査する。また，陸上タンクの地震解析などに実施されている倉内流体の等価質点系モデル解析法を適用して[4),5)]，模型実験について理論的解析を行い，本解析法の妥当性を検証する。

* 大阪大学工学部
** (株) 日立造船技術研究所
*** (株) ニチゾウテック
**** 久保田鉄工 (株)

2　模　型　実　験

2.1　実験に用いた模型

2.1.1　海洋構造物模型

Fig. 1 に海洋構造物模型の概略を示す。本模型は脚部分に2枚の板を，プラットフォームと基部にみぞ型鋼を各々用いて，ボルトで組み立てたものである。(以後，OS模型と呼ぶ。) 本模型の固有振動数はプラットフォームの取付け位置の高さと載荷物重量で調整する。

Fig. 2 はプラットフォームの取付け高さ L あるいは載荷物重量 W_H を変えて得られた OS 模型の1次固有振動数 f_H の実測論を示す。f_H は L が大きくなると指数

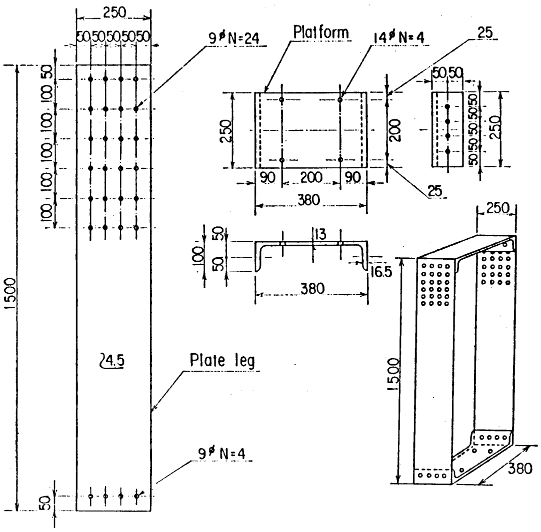


Fig. 1　OS model

関数的に低くなり，W_H が大きくなると低くなる。共振曲線より求めた対数減衰率 δ_H は，ボルト組み立てなどの理由により少し大きい値を示し，$\delta_H \fallingdotseq 0.1$ である。

2.1.2　防振用水槽模型

（1）　形状と寸法

Fig. 3 は防振用水槽模型（以後，SHD 模型と呼ぶ）の詳細図である。本模型は流体の動きを観察できるアクリル板で製作した。長方形外箱の中央に仕切板を取り付け，左右2個の同じ部屋を持つようにした。同図中の表に示すように，仕切板は幅が 180 mm，板厚が 8 mm，2 mm と幅 100 m，板厚 8 mm の3種類用意した。板

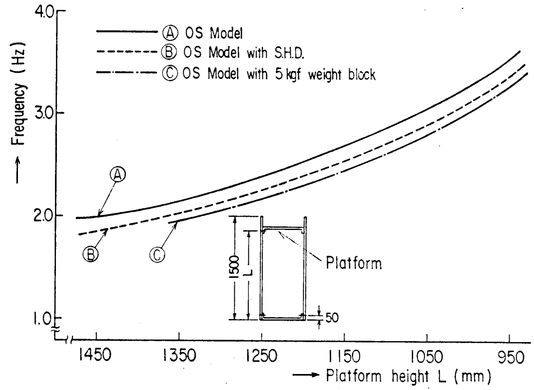


Fig. 2　Measured natural frequency of OS-model

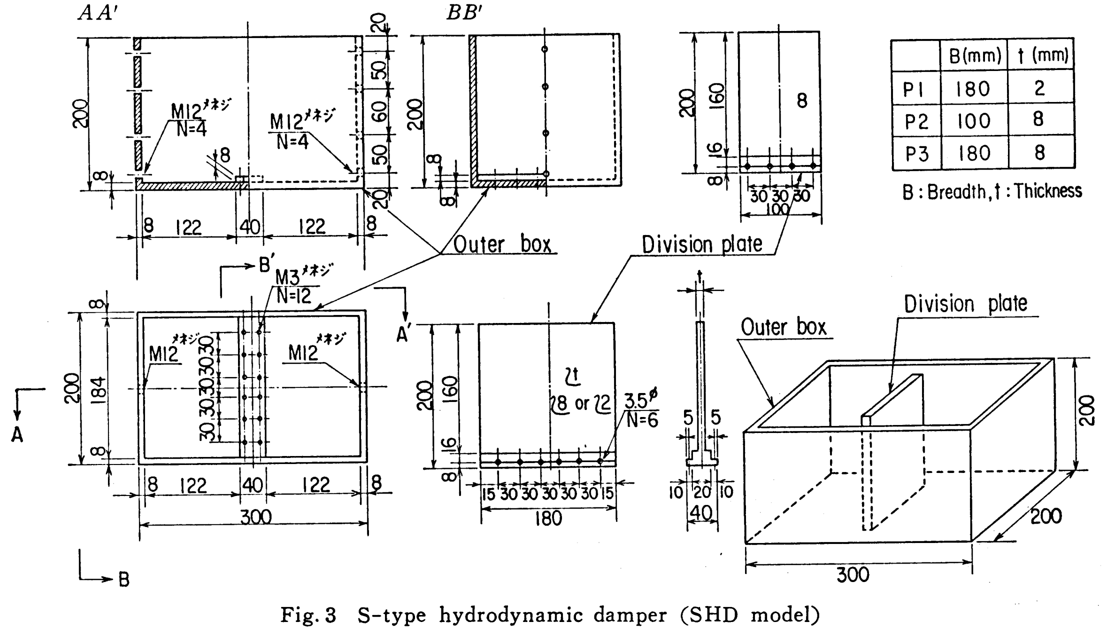
厚 2 mm の P1 はたわみ易く，その変形が防振効果に及ぼす影響を見るためのものである。

（2）　振動特性

本模型を振動台に固定して，振動特性の計測実験を実施した。外箱の水面の動きをサーボ型水位計，仕切板と振動台の動きを圧電型加速度計で各々計測した。（Fig. 6 に示す計測方法である）

Fig. 4（a），（b）は仕切板のない場合（実験 P0）と仕切板 P2 のある場合（実験 P2）の起振振動数に対する波高の実測値を示した図である。実験 P0 では，波高のピーク値が非常に鋭く，固有振動数 f_D が明瞭であるが，実験 P2 では，仕切板の存在が波高を小さくすると共に，小さいピーク値を発生させるようである。

Fig. 5 に仕切板が f_D に与える影響についてまとめた。仕切板が入ることにより，仕切板のない自由表面長



	B(mm)	t (mm)
P1	180	2
P2	100	8
P3	180	8

Fig. 3　S-type hydrodynamic damper (SHD model)

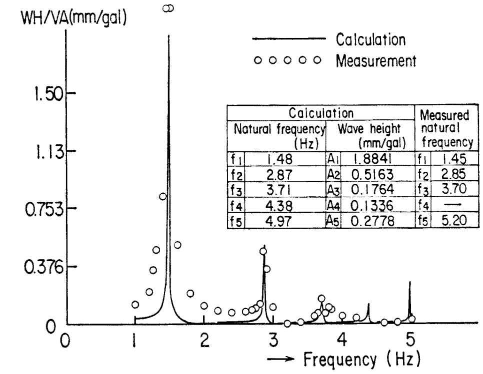


Fig. 4(a) Wave height of SHD-model (P 0)

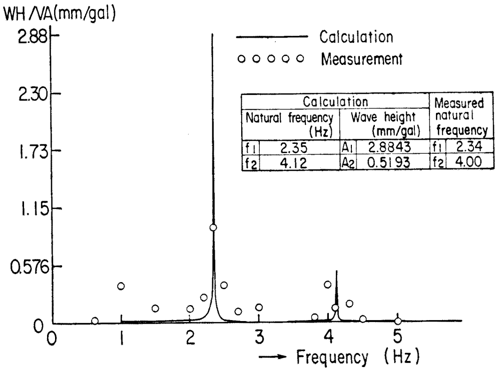


Fig. 4(b) Wave height of SHD-model (P 2)

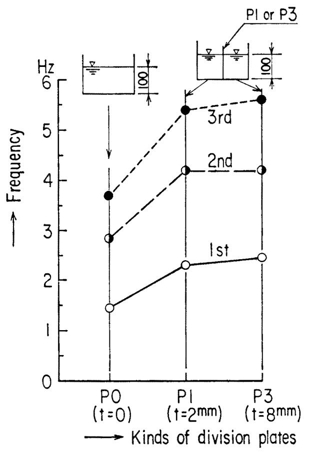


Fig. 5 Effect of division plate on the natural frequency of SHD-model

さが半分に短かくなるが，仕切板両端部と外箱内面とのすきまからの水の出入りで，f_D は2倍にならず，1.4～1.7 倍程度になっている。また，仕切板がたわみ易いP1から外箱板厚と同じ P3 になると，f_D は若干高くなるようである。

2.2 動吸振効果確認実験

2.2.1 実験方法

Fig. 6 に動吸振効果確認実験（以後，ダンパー効果確認実験と呼ぶ）の計測要領を示す。SHD 模型，サーボ式水位計，SHD 模型内の水の総重量に等しいウェイトを OS 模型に載荷した時の振動応答と，Fig. 6 のように，SHD 模型設置後の振動応答との比較を行う。OS 模型を振動台に固定した強制変位加振であり，OS 模型や SHD 模型の各計測値を振動台の加速度（VA）で割った値で検討する。

Table 1 はダンパー効果確認実験の種類・条件を示す。OS 模型のプラットフォームの取付け高さを3種類，1,400 mm，1,100 mm，900 mm（各々 H, M, L とする。）に設定した。仕切板なしの実験 P 0 を除いて，振動数比 $\nu(=f_D/f_H)$ について，H で $\nu \fallingdotseq 1.5$，M で ν

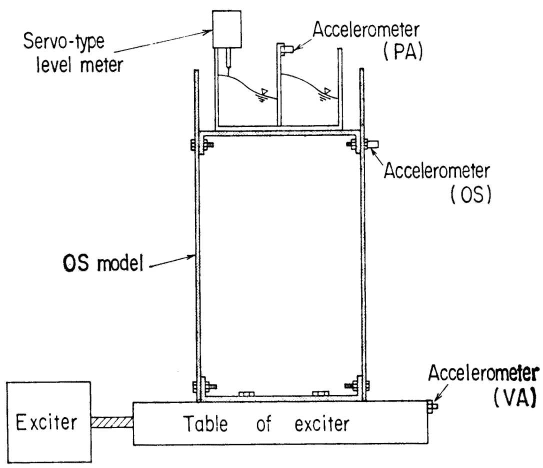


Fig. 6 Experimental apparatus

Table 1 Experiment condition

Exp. Name	S-type hydrodynamic damper: Division plate B(mm)	t(mm)	f_{D1}(Hz)	f_{D2}(Hz)	OS model: L(mm)	f_H(Hz)	M_H(g)	$\nu=f_D/f_H$
P3 - H	180	8	2.45	4.20	1400	1.65	31.49	1.48
P2 - H	100	8	2.60	3.65				1.58
P1 - H	180	2	2.30	4.20				1.39
P0 - H			1.45	2.85				0.88
P3 - M	180	8	2.45	4.20	1100	2.25	31.89	1.09
P2 - M	100	8	2.60	3.65				1.16
P1 - M	180	2	2.30	4.20				1.02
P0 - M			1.45	2.85				0.64
P3 - L	180	8	2.45	4.20	900	3.00	37.25	0.82
P2 - L	100	8	2.60	3.65				0.87
P1 - L	180	2	2.30	4.20				0.77
P0 - L			1.45	2.85				0.95

B : Breadth
t : Thickness
f_{D1} : 1st natural frequency of S.H.D.
f_{D2} : 2nd natural frequency of S.H.D.
f_H : 1st natural frequency of OS model

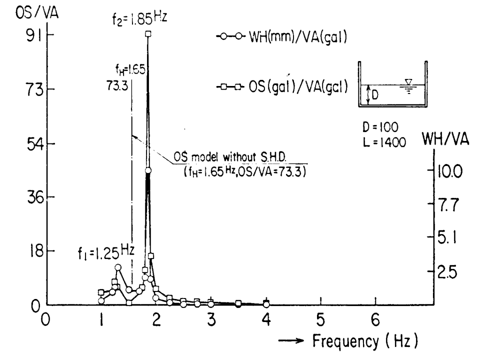


Fig. 7(a) Measured resonance curve of OS-model with SHD-model (P 0-H)

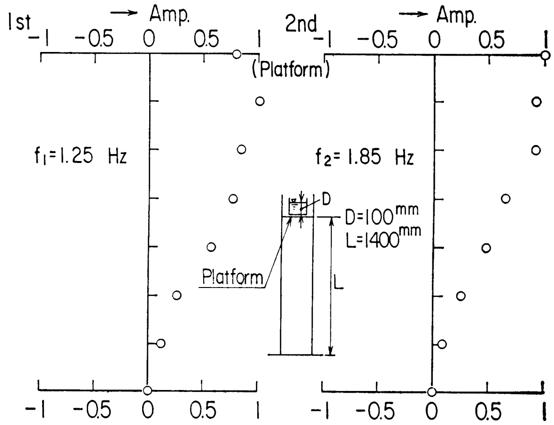


Fig. 7(b) Measured mode shape of OS-model with SHD-model (P 0-H)

≒1.1, L で ν≒0.8 とした。仕切板のない実験 P0-L は, f_D の2次振動について防振効果を検討しようとするものである。

2.2.2 実験結果とその考察

Fig. 7 は SHD 模型の水の波高 WH と OS 模型プラットフォームの動き OS の共振曲線および共振時における OS 模型の振動モードの実測例を示す。共振曲線の図中には, SHD 模型設置前の OS 模型の固有振動数と応答量をも併記した。SHD 模型を OS 模型に設置すると, 両者が連成して, Fig. 7(b) の振動モードの実測例が示すように, 1次振動モードを持つ2個の固有振動が現われる。また, その応答量の大きさが設置前に比べて小さくなっている。また, Fig. 8 は SHD 模型の2次振動を対象にした場合の連成効果を示している。このことは, 著者らが先に実施した模型実験と同様であり[3], スロッシングを利用した動吸振器が可能であることを示している。

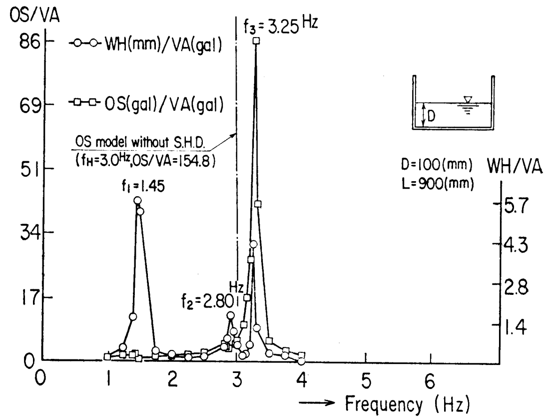


Fig. 8 Measured resonance curve of OS-model with SHD-model (P 0-L)

Table 2 は SHD 模型の設置前後の実験結果をまとめた表である。同表中のはじき合い比 α, ダンパー効果 E, 共振応答比 $R_{1,2}$ は

$$\left.\begin{aligned}\alpha&=(f_2-f_1-|f_H-f_D|)/f_H\\E&=(1-A_f/A_H)\times100\\R_{1,2}&=A_{1,2}/A_H\times100\end{aligned}\right\}\qquad(1)$$

Table 2 Experimental result

Exp. Name	Before setting damper model			After setting damper model					Response ratio		Damper effect (%)	Spring off ratio (α)	Freq-ratio ν (f_D/f_H)
	f_H (Hz)	A_H (gal/gal)	f_D (Hz)	f_1 (Hz)	A_1 (gal/gal)	f_2 (Hz)	A_2 (gal/gal)	Response af f_H(Hz)	R_1 (%)	R_2 (%)			
P3-H	1.65	73.31	2.45	1.60	58.09	2.45	2.89	27.30	79.24	3.95	62.76	0.030	1.48
P2-H			2.60	1.70	16.15	2.65	1.47	10.17	22.03	2.00	86.13	0	1.58
P1-H			2.30	1.60	50.73	2.35	5.54	9.70	69.20	7.55	86.77	0.165	1.39
P0-H			1.45	1.25	7.88	1.85	91.27	3.26	10.74	124.51	95.55	0.242	0.88
P3-M	2.25	87.18	2.45	2.10	50.93	2.55	30.12	6.18	58.42	34.56	92.91	0.111	1.09
P2-M			2.60	2.25	8.75	2.65	8.79	8.75	10.03	10.08	89.97	0.022	1.16
P1-M			2.30	2.10	13.33	2.55	26.01	2.51	15.29	29.83	97.12	0.198	1.02
P0-M			1.45	1.40	4.50	2.45	157.70	6.58	5.17	180.90	92.46	0.111	0.64
P3-L	3.00	154.25	2.45	2.20	2.69	3.25	64.07	7.60	1.74	41.38	95.09	0.167	0.82
P2-L			2.60	2.45	3.23	3.25	45.48	4.94	2.08	29.37	96.81	0.133	0.87
P1-L			2.30	2.20	2.59	3.20	51.36	6.89	1.67	33.17	95.55	0.100	0.77
P0-L			2.85	2.80	4.81	3.25	86.61	5.96	3.10	55.93	96.15	0.100	0.95

で表わされるものである[3),6)]。αは SHD 模型設置の連成効果による固有振動数の移動量，E は f_H での OS 模型の応答減少量の比率，$R_{1,2}$ は SHD 模型設置後の共振時応答 $A_{1,2}$ の設置前での応答量 A_H に対する減少率を各々意味する。

振動数比 ν が1に近い値をとる実験では，Eおよびαは若干の例外を除き大きい値になる傾向が見られ，文献3)，6）で得た傾向と同じである。しかし，共振応答比 $R_{1,2}$ が仕切板のない実験 P 0-H，P 0-M の2次振動で100% を越える結果になり，増幅効果を示すことになっている。また，実験P 0-L の場合の R_2 もやはり他と比較すると見劣りするようである。仕切板があると防振効果が大きくなる理由は，見掛上の減衰率が大きくなるためによるものと考えられる。

3 理論解析法

3.1 倉内流体の速度ポテンシャル

Fig. 9 に示す長方形倉内に，完全流体があると仮定すれば，その速度ポテンシャルϕは，内部領域で，

$$\frac{\partial^2\phi}{\partial x^2}+\frac{\partial\phi^2}{\partial z^2}=0 \qquad (2)$$

を満足すると同時に，自由表面上（$z=h$）では

$$\frac{\partial^2\phi}{\partial t^2}+\lambda\frac{\partial\phi}{\partial t}=-g\frac{\partial\phi}{\partial z} \qquad (3)$$

を満足する。ただし，λは速度に比例して生じる抵抗力の係数である。水槽が，Fig. 9 に示すように，強制変位外力 $X\sin\omega t$ を受けると，ϕ は次の境界条件を満たす必要がある。

$$-\frac{\partial\phi}{\partial x}=X\omega\cos\omega t \quad (x=0, a) \qquad (4)$$

$$-\frac{\partial\phi}{\partial z}=0 \quad (z=0) \qquad (5)$$

ϕは式（4）を考慮して，x, z のみの関数 ϕ_1, ϕ_2 を用いて

$$\phi=\phi_1\cos\omega t+\phi_2\sin\omega t \qquad (6)$$

の形で表わす。式（6）を式（2），（3）と式（4），（5）に代入すると，

$$\left.\begin{aligned}\frac{\partial^2\phi_1}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\phi_1}{\partial z^2}=0\\ \frac{\partial^2\phi_2}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\phi_2}{\partial z^2}=0\end{aligned}\right\} \qquad (7)$$

$$\left.\begin{aligned}\left(-\omega^2\phi_1+\lambda\omega\phi_2+g\frac{\partial\phi_1}{\partial z}\right)_{z=h}=0\\ \left(-\omega^2\phi_2+\lambda\omega\phi_1+g\frac{\partial\phi_2}{\partial z}\right)_{z=h}=0\end{aligned}\right\} \qquad (8)$$

$$\left(\frac{\partial\phi_1}{\partial x}+X\omega\right)_{x=0,a}=\left(\frac{\partial\phi_2}{\partial x}\right)_{x=0,a}=0 \qquad (9)$$

$$\left(\frac{\partial\phi_1}{\partial z}\right)_{z=0}=\left(\frac{\partial\phi_2}{\partial z}\right)_{z=0}=0 \qquad (10)$$

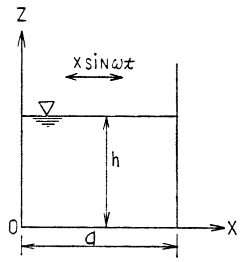


Fig. 9 The coordinate system of a rectangular tank

を得る。式（7），（9），（10）を満足する ϕ_1, ϕ_2 は次式のようになる。

$$\phi_1=-X\omega\cdot x+\sum_{m=0}^{\infty}A_m\cos\left(\frac{m\pi x}{a}\right)\cosh\alpha z \qquad (11)$$

$$\phi_2=\sum_{m=0}^{\infty}B_m\cos\left(\frac{m\pi x}{a}\right)\cosh\alpha z \qquad (12)$$

ここに，A_m, B_m は未定定数であり，αは

$$\alpha=\frac{m\pi}{a} \quad (m=0, 1, 2, \cdots) \qquad (13)$$

である。

未定定数 A_m, B_m を決定するために，式（11），（12）を式（8）に代入して整理すれば，

$$X\omega^3\cdot x=\sum_{m=0}^{\infty}\{P_mA_m-Q_mB_m\}\cos\alpha x \qquad (14)$$

$$X\omega^2\lambda x=\sum_{m=0}^{\infty}\{P_mB_m+Q_mA_m\}\cos\alpha x \qquad (15)$$

になる。ただし，P_m，Q_m は

$$\left.\begin{aligned}P_m=\omega^2\cosh\alpha h-g\alpha\sinh\alpha h\\ Q_m=\lambda\omega\cosh\alpha h\end{aligned}\right\} \qquad (16)$$

である。式（14），（15）がすべての x で成り立つためには，

$$P_mA_m-Q_mA_m=\frac{\omega}{\lambda}(P_mB_m+Q_mA_m) \qquad (17)$$

の関係が成り立つ必要がある。すなわち，

$$B_m=-A_m\frac{\lambda}{\omega}\frac{g\alpha\sinh\alpha h}{\lambda^2\cosh\alpha h+\omega^2\cosh\alpha h-g\alpha\sinh\alpha h} \qquad (18)$$

式（18）を式（14）に代入すると，

$$X\omega^3x=\sum_{m=0}^{\infty}\frac{A_m}{G_m}\cos\alpha x \qquad (19)$$

を得る。ただし，G_m は

$$G_m=\frac{(\lambda^2+\omega^2)\cosh\alpha h-g\alpha\sinh\alpha h}{(\omega^2\cosh\alpha h-g\alpha\sinh\alpha h)^2+\lambda^2\omega^2\cosh^2\alpha h} \qquad (20)$$

である。式（19）の両辺に $\cos\alpha x$ を乗じて，$0\leq x\leq a$ で積分すると未定定数 A_m，B_m は次のように求められる。

（i） $m=2n$

$$A_m=B_m=0 \qquad (21)$$

（ii）　$m=2n-1$

$$\left.\begin{aligned} A_m&=-\frac{4aX\omega^3}{\pi^2}\cdot\frac{G_m}{m^2}\\ B_m&=-\frac{4aX\omega^2\lambda}{\pi^2}\cdot\frac{H_m}{m^2}\end{aligned}\right\}\tag{22}$$

ただし，

$$H_m=\frac{-g\alpha\sinh\alpha h}{(\omega^2\cosh\alpha h-g\alpha\sinh\alpha h)^2+\lambda^2\omega^2\cosh^2\alpha h}\tag{23}$$

したがって，速度ポテンシャル ϕ は

$$\phi=(-X\omega x+\sum_m\tilde{A}_m\cos\alpha x\cdot\cosh\alpha z)\cos\omega t+(\sum_m\tilde{B}_m\cos\alpha x\cdot\cosh\alpha z)\sin\omega t\tag{24}$$

となる。係数 $\tilde{A}_m$, $\tilde{B}_m$ は

$$\left.\begin{aligned}\tilde{A}_m&=-\frac{4aX\omega^3}{\pi^2}\cdot\frac{1}{m^2}\cdot\frac{1}{\cosh\alpha h}\cdot\frac{\lambda^2+\omega^2-\omega_m{}^2}{(\omega_m{}^2-\omega^2)^2+\lambda^2\omega^2}\\ \tilde{B}_m&=-\frac{4aX\omega^2}{\pi^2}\cdot\frac{1}{m^2}\cdot\frac{1}{\cosh\alpha h}\cdot\frac{-\omega_m{}^2}{(\omega_m{}^2-\omega^2)^2+\lambda^2\omega^2}\end{aligned}\right\}\tag{25}$$

である。ただし，

$$\omega_m{}^2=g\alpha\tanh\alpha h\tag{26}$$

$$(m=2n-1\,;\ n=1,2,\cdots)$$

とする。

タンク内の水の波高を η とすれば

$$\frac{\partial\phi}{\partial t}+\lambda\phi=g\eta\tag{27}$$

が成り立つ。式（24）を式（27）に代入すると，η が求まる。ここでは実験結果と対応させるために，$x=a$ において単位入力加速度当りの波高 η_0 を求めると，

$$\eta_0=\frac{a}{g}\sqrt{\left\{1-\frac{4}{\pi^2}\sum_m\frac{1}{m^2}\frac{\omega^2(\omega^2-\omega_m{}^2)}{(\omega_m{}^2+\omega^2)^2+\lambda^2\omega^2}\right\}^2+\left\{\frac{4}{\pi^2}\sum_m\frac{\lambda\omega^3}{(\omega_m{}^2-\omega^2)^2+\lambda^2\omega^2}\right\}^2}\tag{28}$$

になる。

3.2 等価質点系モデル

Fig. 9 の長方形倉内において，起振方向側壁にかかる動水圧 P_x より全水平力 Q_x を算定して，等価質点系モデルを導き出すことにする[5]。

動水圧 p_x は

$$p_x=p_a-p_0=e\{X\omega^2a-2\sum_m(\lambda B_m-\omega A_m)\cosh\alpha z\}\times\sin\omega t-\rho\{\lambda X\omega a+2\sum(\omega B_m+\lambda A_m)\cosh\alpha z\}\times\cos\omega t\tag{29}$$

であり，全水平力 Q_X は

$$Q_X=\int_0^h\int_0^b p_x dydz=X\omega^2\rho abh\left[1-\frac{8}{\pi^2h}\sum_m\frac{\tanh\alpha h}{m^2\alpha}\times\frac{-\omega^2(\omega_m{}^2-\omega^2)+\lambda^2(\omega_m{}^2+\omega^2)}{(\omega_m{}^2-\omega^2)^2+\lambda^2\omega^2}\right]\sin\omega t-X\omega^2\rho abh\times\left[\frac{\lambda}{\omega}-\frac{8}{\pi^2h}\sum_m\frac{\tanh\alpha h}{m^2\alpha}\cdot\frac{\lambda\omega^3+\lambda\omega(\lambda^2-2\omega_m{}^2)}{(\omega_m{}^2-\omega^2)^2+\lambda^2\omega^2}\right]\times\cos\omega t\tag{30}$$

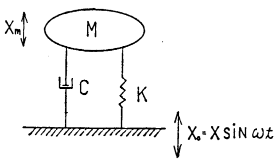


Fig. 10　One mass-spring model

と与えられる。一方，Fig. 10 に示す1質点系モデルに強制変位外力 $x_0=X\sin\omega t$ を受けた場合には，質点 M の応答加速度 $\ddot{x}_m$ は

$$\ddot{x}_m=-X\omega^2\frac{\omega_p{}^2(\omega_p{}^2-\omega^2)+4N^2\omega^2}{(\omega_p{}^2-\omega^2)^2+4N^2\omega^2}\sin\omega t-X\omega^2\times\frac{2N\omega^3}{(\omega_p{}^2-\omega^2)^2+4N^2\omega^2}\cos\omega t\tag{31}$$

である。ただし，

$$\omega_p{}^2=K/M,\quad 2N=C/M\tag{32}$$

このモデルにおいて，ばねで連結された質点が壁に加える力 Q_{xm} は

$$Q_{xm}=C(\dot{x}_m-\dot{x}_0)+K(x_m-x_0)=-M\ddot{x}_m\tag{33}$$

であり，$C=0$, $K=\infty$ の場合の力 Q_{x0} は

$$Q_{x0}=-M\ddot{x}_m=-M\ddot{x}_0\tag{34}$$

である。すなわち，Q_{xm} は応答加速度に比例し，Q_{x0} は入力加速度に比例する。式（30）を入力加速度に比例する項と応答加速度に比例する項に分け，式（33），（34）を考慮すれば，Fig. 11 に示すような，固定液質量 M_0，変動液質量 M_m，すなわち，

$$M_0=\rho abh\left[1-\frac{8}{\pi^2h}\sum\frac{\tanh\alpha h}{m^2\alpha}\right]\tag{35}$$

$$M_m=\rho abh\frac{8}{\pi^2h}\frac{\tanh\alpha h}{m^2\alpha}\tag{36}$$

とばね定数 K_m，減衰率 C_m，すなわち，

$$K_m=M_m\omega_m{}^2,\quad C_m=\lambda M_m\tag{37}$$

からなる等価質点系モデルが得られる。Fig. 11 中の等価質点の高さ h_0, h_m は動水圧による起振方向側壁へのモーメントから得られる。

Fig. 12 は，式（35），（36）で示される M_0 と M_m が

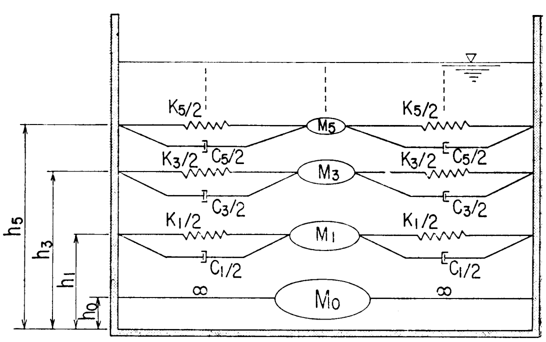


Fig. 11　Equivalent mass-spring model of SHD-model

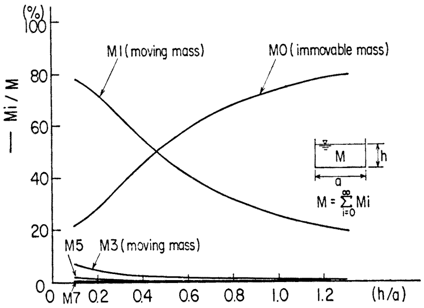


Fig. 12 Equivalent mass of water in SHD-model

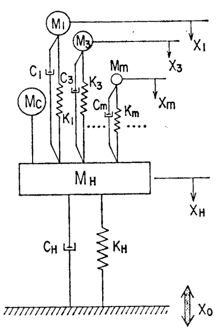


Fig. 13 Calculation model of OS-model with SHD-model

全体質量 M に占める割合を h/a についてまとめた図である。h/a が大きくなるにつれて，M_0 が大きくなる傾向を示している。言い代えると，水深が深くなるにつれて全体の水に占める変動水の比率が小さくなる。

3.3 防振効果解析法

OS 模型に設置した SHD 模型の防振効果を理論解析するために，Fig. 13 に示すように，OS模型を1質点系モデルに簡略化して，前節で得た倉内流体の多質点系モデル（Fig. 11）を結合した計算モデルを考える。ただし，Fig. 13 の倉内流体モデルの記号は Fig. 11 のものと同じであるが，OS 模型についての記号は次のものである。

M_H：等価質量，K_H：等価ばね定数

C_H：等価減衰係数，x_H：プラットフォームの変位

OS 模型が強制変位外力 x_0 を受ける場合，次の運動方程式

$$\left.\begin{aligned} &M_m\ddot{x}_m+C_m(\dot{x}_m-\dot{x}_H)+K_m(x_m-x_H)=0\\ &M_{H0}\ddot{x}_H+C_H(\dot{x}_H-\dot{x}_0)+K_H(x_H-x_0)\\ &\quad+\sum_m\{C_m(\dot{x}_H-\dot{x}_m)+K_m(x_H-x_m)\}=0 \end{aligned}\right\} \tag{38}$$

が成り立つ。ただし，

$$M_{H0}=M_H+M_0 \tag{39}$$

である。強制外力を $x_0=xe^{i\omega t}$ として $x_m=X_me^{i\omega t}$, $x_H=X_He^{i\omega t}$ を求めると

$$X_m=\frac{\omega_m{}^2(\omega_m{}^2-\omega^2)+\lambda^2\omega^2-\lambda\omega^3 i}{(\omega_m{}^2-\omega^2)^2+\lambda^2\omega^2}X_H \tag{40}$$

$$\begin{aligned} X_H=&\Biggl[\Biggl[\omega_H{}^2(\omega_H{}^2-\omega^2)+4N_H{}^2\omega^2-\omega^2\sum_m\frac{M_m}{M_{H0}}\\ &\times\frac{\omega_H{}^2\{\omega_m{}^2(\omega_m{}^2-\omega^2)+\lambda^2\omega^2\}-2N_H\lambda\omega^4}{(\omega_m{}^2-\omega^2)^2+\lambda^2\omega^2}\Biggr]\\ &-\omega^2\Biggl[2N_H\omega+\sum_m\frac{M_w}{M_{H0}}\\ &\times\frac{\omega_H{}^2\lambda\omega^3+2N_H\omega\{\omega_m{}^2(\omega_m{}^2-\omega^2)+\lambda^2\omega^2\}}{(\omega_m{}^2-\omega^2)^2+\lambda^2\omega^2}\Biggr]i\Biggr]X_0\\ &\div\Biggl[\Biggl[\omega_H{}^2-\omega^2\Biggl\{1+\sum_m\frac{M_w}{M_{H0}}\\ &\times\frac{\omega_m{}^2(\omega_m{}^2-\omega^2)+\lambda^2\omega^2}{(\omega_m{}^2-\omega^2)^2+\lambda^2\omega^2}\Biggr\}\Biggr]^2\\ &+\Biggl[\omega^2\Biggl\{\sum\frac{M_m}{M_{H0}}\frac{\lambda\omega^3}{(\omega_m{}^2-\omega^2)^2+\lambda^2\omega^2}\Biggr\}+2N_H\omega\Biggr]^2\Biggr] \end{aligned} \tag{41}$$

を得る。ここに，

$$\omega_H{}^2=\frac{K_H}{M_{H0}},\quad 2N_H=\frac{C_H}{M_{H0}} \tag{42}$$

である。

3.4 ダンパー効果の理論的検討

Fig. 14 は f_H を持つ OS 模型に，f_D を持つ SHD 模型を設置した場合の連成固有振動数 $f_{1,2}$ を重量比 R について示した図である。ただし，$\lambda=0.001$ として計算した。同図から，SHD 模型の水深比 h/a の大きさによる $f_{1,2}$ と f_H, f_D との関係の変化が分る。h/a が極端に小さい範囲では，f_D と f_H が離れているので，両者間の連成は生じなくて，SHD 模型が重量としてのみ効くために，f_2 が f_H より低くなり，f_1 は f_D と余り差がない状態である。しかし，$f_D=f_H$ となる h/a では連成効果は大きく，式（1）で表わされるはじき合い比 α が最大である。動吸振器機能を発揮させるには，やはり f_D が f_H と一致させることである。また，重量比 R が大きくなるにつれ，機械式動吸振器と同様に α が

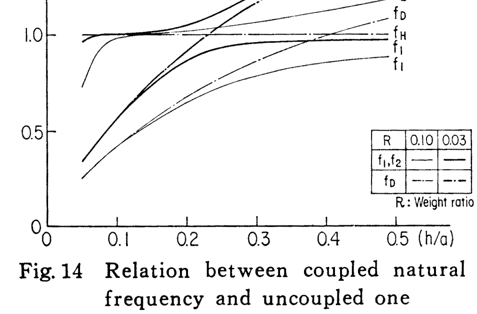


Fig. 14 Relation between coupled natural frequency and uncoupled one

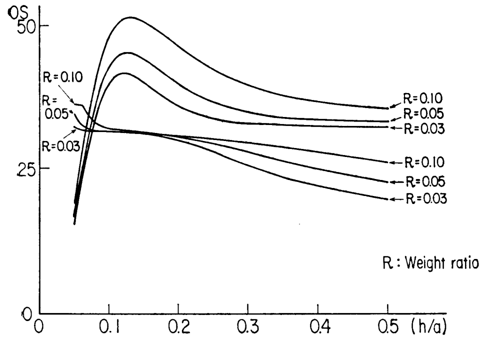
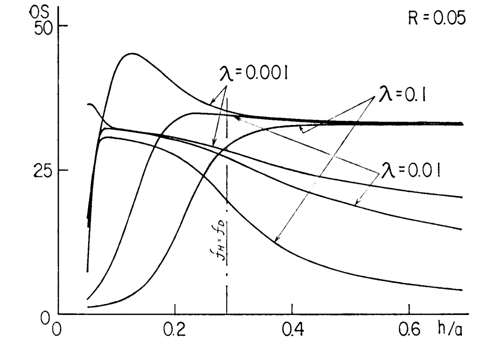


Fig. 15　Relation between response of OS-model and h/a



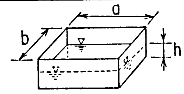
Effect of λ on response of OS model

Fig. 16　Effect of on response of OS-model

Table 3　Measured and calculated natural frequency of SHD-model

Exp. Name		Natural frequency 1st	2nd	3rd	Data for calculation a(mm)	b(mm)	h(mm)
P0	ft	1.48	2.87	3.71	284	184	100
	fe	1.45	2.85	3.70			
P3	ft	2.35	4.12		138		
	fe	2.45	4.20	5.60			
P2'	ft	2.35	4.12		140		
	fe	2.34	4.00	4.30			
P1	ft	2.35	4.12		141		
	fe	2.30	4.20	5.40			

ft : Theoretical natural frequency
fe : Measured natural frequency



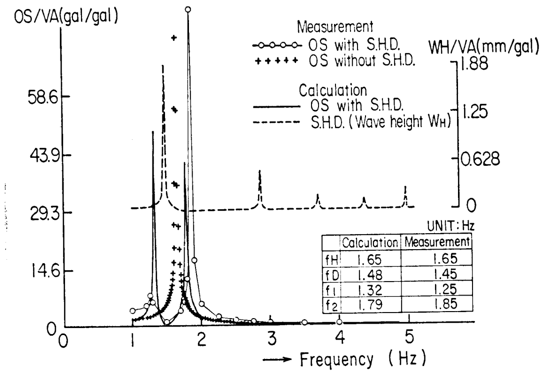


Fig. 17　Measured and calculated resonance curve of OS-model with SHD-model (P 0-H)

大きくなることが分かる。

OS 模型の応答量について，$\lambda=0.001$ として R を変化させた計算値を Fig. 15 に，$R=0.05$ と一定にして λ を変えた場合の計算値を Fig. 16 に各々示した。小さい値の λ では，1 次振動応答量は h/a が 0.1 付近では急激な変化をしているが，h/a が大きくなると余り変化をしない。また，2 次振動応答量は h/a にほとんど関係なしにほぼ一定である。応答量を低く抑えるためには λ の値を大きくする必要があることが Fig. 16 より分かる。

4　実験値と理論値との比較

4. 1　防振用水槽模型の固有振動

Fig. 4 には，式 (28) で表わされる SHD 模型の波高の理論値を示し，実測値との比較を行った。Fig. 4(a) の仕切板のない場合には，固有振動数のみならず，波高についても良く一致している。しかし，仕切板のある場合の Fig. 4(b) では，固有振動数はほぼ一致しているが，波高に関して実測値に比べて理論値がかなり大きい。これは理論値を求める際に用いた λ の値を 0.001 と小さく仮定したためであろう。

Table 3 は固有振動数の実測値と理論値を比較した表である。仕切板のない場合 (P 0)，両者は非常に良く一致しているが，仕切板がある場合には少しの差が認められる。これは自由表面の減少ということのみとして，仕切板の影響を入れたためである。この仕切板の影響については今後の課題である。

4. 2　防 振 効 果

Fig. 17 は Fig. 7 に示した仕切板なしの SHD 模型設置前後の実験結果について，理論解析を行ったものである。連成固有振動数 f_1，f_2 の差は理論値より実測値の方が少し大きい。また，応答値の実測値，理論値は余り一致していないが，これは計算に使用した λ の値によるものであろう。($\lambda=0.001$ とした)

Fig. 18 は仕切板 P 1 付 SHD 模型の f_D と OS 模型の f_H との比 ν を 1 に近い場合 (実験 P 1-M) の理論値と実測値の比較を示す。f_1 と f_2 の差，あるいは α は実測値より理論値が大きく，また f_1 の実測値は理論値より少し高い。これらは SHD 模型の振動質量として求めた値が，実際の値に比べて大きいためであろう。OS 模型の理論応答値は実測値より大きく，理論に用いた λ の値が小さいことによる。仕切板の影響は見掛けの振動質量を小さくすると共に，見掛け上の減衰率を大きくする傾向にある。

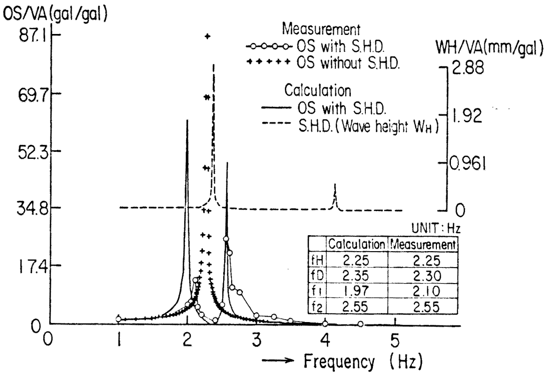


Fig. 18 Measured and calculated resonance curve of OS-model with SHD-model (P 1-M)

Table 4 Measured and calculated natural frequency of OS-model with SHD-model

Exp. Name		Natural frequency			Data for calculation		
		1 st	2 nd	3 rd	M_H(g)	K_H	C_H
P0-H	ft	1.32	1.79		31.47	3384.5	7.086
	fe	1.25	1.85				
P0-M	ft	1.43	2.25	2.88	31.89	6373.5	7.586
	fe	1.40	2.45				
P0-L	ft	1.46	2.82	3.01	37.25	13235.1	8.732
	fe	1.45	2.80	3.25			
P3-H	ft	1.50	2.45		31.49	3384.5	7.086
	fe	1.60	2.45	4.80			
P3-M	ft	1.97	2.55		31.89	6373.5	7.586
	fe	2.10	2.55				
P3-L	ft	2.26	2.98		37.25	13235.1	8.732
	fe	2.20	3.00				
P1-H	ft	1.50	2.45		31.49	3384.5	7.086
	fe	1.60	2.35				
P1-M	ft	1.97	2.55		31.89	6373.5	7.586
	fe	2.10	2.55				
P1-L	ft	2.26	2.98		37.25	13235.1	8.732
	fe	2.20	3.20				

ft : Theoretical natural frequency Unit : Hz
fe : Measured natural frequency

Table 4 に連成固有振動数の実測値と理論値の比較を全ての実験ケースについてまとめた。理論値は 1, 2 ケースを除いて誤差5%以内で実測値と一致しており，本理論解析法は固有振動数の推定には十分実用に耐えられると考える。ただし，応答量の推定法については今後の課題である。

5 結 論

倉内流体のスロッシングを動吸振器として利用することが可能かどうかについて検討するために，模型実験および理論解析を実施し，次の事柄を明らかにした。

（1） 倉内流体のスロッシングは，その水槽を持つ構造物と連成振動を行い，動吸振器として挙動する。

（2） スロッシングと構造物の固有振動数を一致させると，その連成効果が大きい。

（3） 倉内中央に設けた仕切板は，見掛け上の振動質量を小さくするが，減衰率を大きくさせるのでダンパー効果を上げるには有効である。

（4） スロッシング流体を等価多質点系モデルに置換する理論解析は，スロッシングのダンパー効果の解析に有効である。

本文中の検討で問題提起した，適当な λ の値の推定，仕切板の理論解析法の確立，スロッシングの実機への具体的適用方法などについて，今後研究を行う予定である。最後に，理論解析するに当り，日立造船情報システム（株）木下篤氏より貴重な資料を提供して載き，大変参考になった次第であり，感謝の意を表したく思います。

参 考 文 献

1) Hydrodynamic Vibration Damper, Shipping World and Shipbuilder (May, 1974).
2) 平野雅洋：Hydrodynamic Vibration Damper について，三井造船技報，No. 87（昭 49）
3) 松浦義一，松本亘平，水内 充，有馬健次，城市浩：動吸振器による振動防止法に関する研究（流体式動吸振器の場合），関西造船協会誌，第 199 号（昭和 60 年 12 月）.
4) Housner, C. W.: Dynamic Pressure on Accelerated Fluid Containers, Bulletin of the Seismological Society of America (1957).
5) Abramson, H. N., Chu, W. H., Ransleben, G. E.: Representation of Fuel Sloshing in Cylindrical Tanks by an Equivalent Mechanical Model, ARS J. Vol. 31 (1961).
6) 松浦義一，松本亘平，水内 充，有馬健次，城市浩：動吸振器による振動防止法に関する研究（機械式動吸振器の場合），関西造船協会誌，第 197 号（昭和 60 年 6 月）.
7) Bauer, H. F.: Oscillation of Immiscible Liquids in a Rectangular Containers: a New Damper for Excited Structures, J. S. V., Vol. 93, No. 1 (1984).