

(昭和 60 年 5 月 日本造船学会春季講演会において講演)

浮遊式海洋構造物の動揺軽減システムの研究

正員 沼田 敏 晴* 正員 工藤 君 明**
正員 佐尾 邦 久*

Study on motion suppression system for marine structures

by Toshiharu Numata, *Member* Kimiaki Kudo, *Member*
Kunihisa Sao, *Member*

Summary

In recent years, ocean exploration and development activities have moved into deeper and more exposed seas, with progress of offshore technology. In these offshore construction works, it is very important to minimize the downtime of work vessels which have special functions, such as crane, pipe laying, diving support, etc.. Therefore, the reduction of motions of such vessels and floating structures has much significance on progress of offshore projects. In order to reduce the motions of floating structures, the effectiveness of new motion suppression system is dealt with based on modified Bell's type tanks which are composed of air chamber, water columns opened to sea and air duct between tanks.

In this paper, as fundamental study, hydrodynamic forces acting on rectangular barge and its water columns in tanks are calculated by two-dimensional singular distribution method. Then, after modelization of air flow in chamber and duct, motion equations are derived. Results of calculation are compared with the experimental data. The results of motion calculation agree well with experimental ones.

The results of this study are following.

- (1) The main factor of effects of this motion suppression system is shift of resonant period of structure to longer due to reduced $\overline{GM}$.
- (2) The magnitude of rolling amplitude of structure with motion suppression system at its resonant period becomes abt. 1/5 compared with amplitude without suppression system.
- (3) By handling of valve in air duct, very high performance of motion characteristic of structure on overall range of frequency is obtained.

1 緒 言

海洋資源の開発は近年ますます盛んになり、海洋開発技術の発展に伴い、より多くの資源を求めてより深い海へ、より外洋へと手を広げはじめている。その要求を満足すべく、大水深用構造物の開発および水中技術が発達する一方で、移動可能な浮遊構造物が見直されている。大水深海域における作業台船としては、半潜水型の浮体の動揺性能が優れているが、半潜水型浮体は復原力および載荷重量を大きくするために、その構造自体が大型化せざるを得ず、構造の複雑さも加わって建造コストが非常に高いものとなっている。

半潜水型に比べて軽量小型で建造コストも比較的安価なものに、船型、Jack-up 式構造物がある。特に Jack-

up 式構造物は、据付後固定構造物となるために、その安定性の面からも大水深用 Jack-up 式構造物の開発を望む声は高い。他方、大水深用 Jack-up 式構造物は、長大な脚を有しているので、脚を上げた浮遊状態での曳航時とか、目的地において脚と海底とが接触する据付時などでは脚の強度が問題となる。しかし、これらの問題は浮遊時の動揺性能を向上させ、脚に加わる荷重を小さくすることができれば解決でき、さらに、いわゆる波待ちの時間を短縮することが可能となる。また、海上作業にはクレーン船、Pipe Lay バージなどの作業台船による作業に伴い、これら作業船の稼働効率は工事の成否に大きくかかわってくる。したがって、これら浮遊式海洋構造物・作業台船などの動揺性能の向上、すなわち動揺軽減は、直接的に稼働効率を向上させるばかりでなく、安全性も高めることになるために、浮遊海洋構造物に対する動揺軽減システムの開発は重要である。

* 三井海洋開発(株)技術本部第2部

** 海洋科学技術センター

のみを表わすものとする。

なお数値計算においてグリーン関数の無限積分は、浮体境界線上の微分方程式に置き換えて求める工藤⁵⁾の方法を用いた。

速度ポテンシャルが求まれば、浮体表面上の圧力は

$$p = -i\rho_w \omega \psi \quad (5)$$

と求まり、この圧力を全体浮体表面および水柱底部で積分することによって、流体力が求められる。

したがって、 j モードの動揺によって k 方向に誘起される付加質量、造波減衰係数は、

$$\omega^2 a_{kj} - i\omega b_{kj} = -i\rho_w \omega \int_S \phi_j n_k dS \quad (6)$$

k 方向の波浪強制力は、

$$e_k = \rho_w g \zeta_a \int_S (\phi_0 + \phi_0) n_k dS \quad (7)$$

として求まる。積分範囲 S は $k=1, 2, 3$ のときは全体浮体表面 C を、 $k=4, 5$ のときは水柱底部 B を意味する。

2.3 数値計算例

対象とする浮体モデルを幅・喫水比 ($B/d=$)6.0の箱型断面とする。減揺タンクは浮体喫水・タンク高さ比 ($d/d_t=$)2.0, タンク幅・高さ比 ($B_{tk}/d_t=$)1.0の断面形状とし、浮体外部に張り出した形状とした。

Fig. 2 に浮体の横揺れ付加慣性モーメントを、Fig. 3 に横揺れ強制モーメントを示す。これより、浮体外部にタンクを取り付ければ、タンク水の動揺を考えなくて

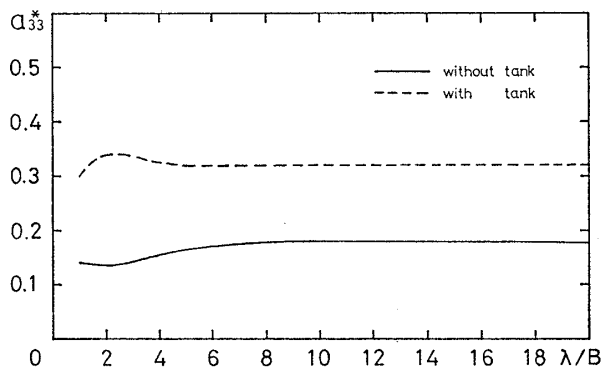


Fig. 2 Added moment of inertia for rolling of model

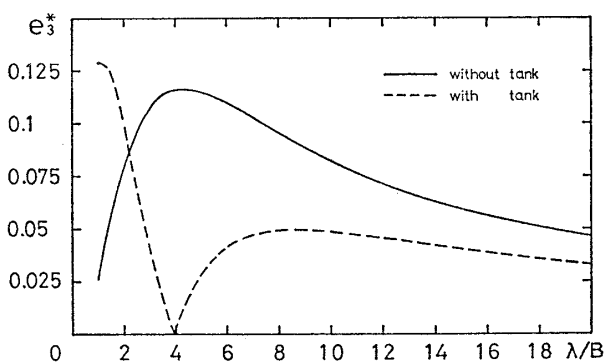


Fig. 3 Wave exciting moment for rolling of model

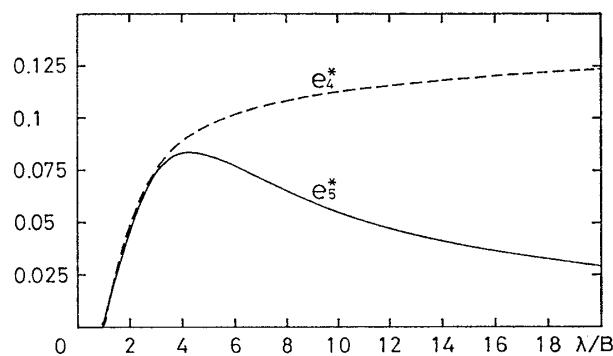


Fig. 4 Wave exciting force for heaving of tank water

も、横揺れ付加慣性モーメントは増大し、長い波では波浪強制力は減少しており、一般的には、これだけで減揺効果を期待することができる。Fig. 4 に減揺水槽水柱に働く対称、反対称モードの波浪強制力を示す。

流体力は以下の無次元係数で表示してある。

$$\left. \begin{aligned} a_{33}^* &= a_{33}/1/2\rho_w\pi b^4 \\ e_3^* &= e_3/\rho_w g \zeta_a B b \\ e_4^* &= e_4/\rho_w g \zeta_a B \\ e_5^* &= e_5/\rho_w g \zeta_a B \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

ただし、 ρ_w は流体 (水) の密度。 B は浮体水線幅、 b は半幅を表わす。

2.4 水柱変位と内部圧力

本節では、タンクおよびダクト内の空気圧力と水柱変位の相互関係を記述する。

両舷に対称に配置された減揺タンク内の水柱変位と内部圧力の関係を、まず第一に一方のタンクから他方へダクトを通して空気の流れが起こる反対称モードと、流れは起こらずに空気が圧縮される対称モードに分けて考える。

2.4.1 空気の流れによる管内損失 (反対称モード)

空気は一方のタンクから他方へなめらかに流れるとして、圧縮性は無視できると仮定する。また、ダクトの曲り損失および管内摩擦損失も無視する。このとき減揺タンクシステムを構成するタンク・ダクト内の空気は、タンク内水柱の変位によりタンクからダクト入口を経てダクト中央のオリフィスを通り他方のタンクへ流入する。空気流の損失はすべてこの3個所で生じるものとする。流れによる圧力損失は、流量を一定として運動量保存則により求められる⁶⁾。水柱の反対称上下揺変位を h とすると、

(1) ダクト入口損失

$$p_1 - p_3 = \frac{1}{2} \rho_a S_t^2 \left\{ \left(\frac{1}{S_d} - \frac{1}{A_I} \right)^2 + \frac{1}{S_d^2} - \frac{1}{S_t^2} \right\} \dot{h}^2 \quad (9)$$

(2) オリフィスによる損失

$$p_3 - p_4 = \frac{1}{2} \rho_a S_t^2 \left(\frac{1}{A_C} - \frac{1}{S_d} \right)^2 \dot{h}^2 \quad (10)$$

(3) ダクト出口損失

$$p_4 - p_2 = \frac{1}{2} \rho_a S_t^2 \left\{ \left(\frac{1}{S_t} - \frac{1}{A_{OT}} \right)^2 + \frac{1}{S_t^2} - \frac{1}{S_d^2} \right\} \dot{h}^2 \quad (11)$$

と表わされる。ここで、 $p_1 \cdots p_4$ はそれぞれの損失場所前後の圧力であり、 p_1, p_2 はタンク内圧力、 p_3, p_4 はダクト内圧力である。また、 S_d はダクト断面積、 S_t は減揺タンク片舷の水線面積、 ρ_a は空気密度である。さらに、 A_I, A_C, A_{OT} はダクト入口、オリフィス後方における縮流、ダクト出口の拡散流の断面積を示している。これらを通口面積との比を用いた縮流係数をもって表わすと、

$$A_C = C_C A_O \quad (12)$$

$$A_I = C_S S_d \quad (13)$$

とおける。これを用いて式(9)(10)(11)を整理し、両舷のタンク内圧力の差でまとめて表わすと、

$$p_1 - p_2 = \frac{1}{2} \rho_a S_t^2 \left\{ \left(\frac{1}{S_d} - \frac{1}{C_S S_d} \right)^2 + \left(\frac{1}{S_d} - \frac{1}{C_C A_O} \right)^2 + \left(\frac{1}{S_t} - \frac{1}{A_{OT}} \right)^2 \right\} \dot{h}^2 \quad (14)$$

となる。

2.4.2 空気の圧縮効果(対称モード)

両舷の水柱が同時に同方向に変位したとすると、その変位は空気の圧縮効果によって生じたものである。

タンク・ダクト内の初期圧力を P_0 で表わすと、

$$P_0 = P_a + \rho_w g \eta \quad (15)$$

となる。ただし、 P_a は大気圧、 η は静止水面から減揺タンク内水柱水面までの距離である。

水柱変位と内部圧力の関係は、ボイルの法則によって記述できるとすると、水柱の対称変位 Δh と圧力増分 Δp は、

$$\Delta p = \frac{P_0 S_t}{(d_t - T) S_t + l_d S_d} \cdot \Delta h \quad (16)$$

と関係づけられる。ここで、 $(d_t - T) S_t$ は片舷タンク内の空気容積であり、 $l_d S_d$ はダクト半長内の空気容積である。式(16)に(15)を代入し、大気圧 $p_a = 0$ とすると、

$$\Delta p = \frac{\rho_w g \eta S_t}{(d_t - T) S_t + l_d S_d} \cdot \Delta h \quad (17)$$

と表わされる。

2.5 運動方程式

運動方程式を浮体と減揺タンク内の水柱を一体とした全体浮体の動揺と、浮体と相対的な水柱の動揺として記述する。また、全体浮体の左右揺、横揺、水柱の反対称上下揺を反対称モード、全体浮体の上下揺、水柱の対称上下揺を対称モードとして2つのモード群として導く。

2.5.1 反対称モードの運動方程式

$$(M + m_{11}) \ddot{X}_1 + n_{11} \dot{X}_1 + m_{13} \ddot{X}_3 + n_{13} \dot{X}_3 + m_{15} \ddot{X}_5 + n_{15} \dot{X}_5 = e_1 L_{pp} e^{i\omega t} \quad (18)$$

$$(Mr_T^2 + m_{33}) \ddot{X}_3 + n_{33} \dot{X}_3 + Mg \overline{GM} \ddot{X}_3 + (m_{35} + ml_T) \ddot{X}_5 + n_{35} \dot{X}_5 + 2N \rho_w g S_t l_T X_5 + m_{31} \ddot{X}_1 + n_{31} \dot{X}_1 = e_3 L_{pp} e^{i\omega t} \quad (19)$$

$$(m + m_{55}) \ddot{X}_5 + n_{55} \dot{X}_5 + 2N \rho_w g S_t X_5 + m_{51} \ddot{X}_1 + n_{51} \dot{X}_1 + (m_{53} + ml_T) \ddot{X}_3 + n_{53} \dot{X}_3 + 2N \rho_w g S_t l_T X_3 + N(p_1 - p_2) S_t = e_5 L_{TK} e^{i\omega t} \quad (20)$$

ただし、 M は全体浮体の質量、 r_T は全体浮体の横慣動半径、 m はタンクの水柱等価浮体質量、 l_T は浮体中心から水柱中心線までの距離、 N はタンク・ダクト系の数、 $\overline{GM}$ は横メタセンター高さを表わす。

2.5.2 対称モードの運動方程式

$$(M + m_{22}) \ddot{X}_2 + n_{22} \dot{X}_2 + \rho_w g A_w X_2 + (m_{24} + m) \ddot{X}_4 + n_{24} \dot{X}_4 + 2N \rho_w g S_t X_4 = e_2 L_{pp} e^{i\omega t} \quad (21)$$

$$(m + m_{44}) \ddot{X}_4 + n_{44} \dot{X}_4 + 2N \rho_w g S_t X_4 + (m_{42} + m) \ddot{X}_2 + n_{42} \dot{X}_2 + 2N \rho_w g S_t X_2 + 2N \Delta p S_t = e_4 L_{TK} e^{i\omega t} \quad (22)$$

ただし、 A_w は全体浮体の水線面積、 L_{pp} は全体浮体全長、 L_{TK} は減揺タンクの取付け長さを表わす。

式(20)、(22)の左辺最終項は、2.3節でモデル化した減揺タンク内における圧力項であり、式(14)、(17)で表わされる。また、各流体力係数は、二次元ポテンシャル論により求めた j 方向の動揺によって k 方向に誘起される流体力 a_{kj} 、 b_{kj} を用いて

$$\left. \begin{aligned} m_{kj} &= a_{kj} \cdot L_{pp} \\ n_{kj} &= b_{kj} \cdot L_{pp} \end{aligned} \right\} (k=1, 2, 3) \quad (23)$$

$$\left. \begin{aligned} m_{kj} &= a_{kj} \cdot L_{TK} \\ n_{kj} &= b_{kj} \cdot L_{TK} \end{aligned} \right\} (k=4, 5) \quad (24)$$

としたものである。

運動方程式は、各動揺を式(1)より正弦運動とし、ダクト内の圧力項は等価線形化できるものとして解くことができる。

3 実験結果および考察

減揺タンクの効果を確認し、前章で行ったモデル化を検証した上で、設計手法を確立するために規則波中での模型実験を行った。

3.1 実験模型および実験状態

実験は海洋科学技術センターの波動水槽 ($L \times B \times d = 40 \times 4 \times 2$ m) で実施した。

模型は断面形状が長手方向に一樣な二次元箱型模型であり、二次元性の確保のために模型全長を水槽幅とほぼ同一とした。模型の主要目を Table 1 に、概略図を Fig. 5 に示す。浮体模型は鋼板、減揺タンクはアクリル

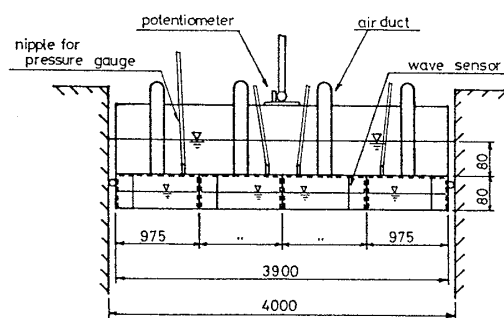


Fig. 5 Experimental model and arrangement of motion suppression system

Table 1 Principal particulars of experimental model

a) Bare hull			
Length	L_{pp}	3.9 m	
Breadth	B	0.96 m	
Depth	D	0.25 m	
Draft	d	0.16 m	
Displacement	W	600 kg	
V. C. G.	KG	0.167 m	
	GM	0.392 m	
Rad. of gyration	r_T	0.29 m	
b) Closed or Operating Condition			
Hull			
Length	L_{pp}	3.9 m	
Breadth	B	0.96 m	
Draft	d	0.16 m	
Displacement	W	650 kg	
V. C. G.	KG	0.164 m	
	GM	0.356 m	
(without free water effects)			
Rad. of gyration	r_T	0.304 m	
Tank			
Breadth	B_{tk}	0.08 m	
Depth	dt	0.08 m	
Water column height	T	0.038 m	
Length of one tank	L_{TK}	0.975 m	
Thickness	t	0.004 m	
No. of tank sets	N	4	

にて製作した。タンク間をつなぐダクトは、硬質塩ビパイプを用いた。減揺タンクは、左右対称に浮体長手方向に同一のものを、4組取り付け付けた。各ダクトには浮体中心線上にフランジを取り付け、ここに板厚1mmの開孔エンピ板をはさみ込んで、オリフィスの効果を調べた。また、減揺タンクは、タンク底部を除いて完全気密になるように注意した。

実験状態は、減揺タンクを装備しない裸殻状態、減揺タンクは装備しているが作動しない状態、減揺タンクを

Table 2 Experimental condition

Wave height (cm)	5.0
Wave direction	beam sea
Wave length/breadth (λ/B)	1.0~15.0
Dia. of duct (cm)	4.0
Area of orifice/area of duct (A_o/S_d)	1/1, 2/3, 1/4, closed
Area of duct/area of tank (S_d/S_t)	1/55.4
Height of measuring point	0.32 m

作動した状態の3状態とした。いずれの状態でも喫水が同一となるようにおもりを調整した。

Table 2 に示すように、入射波の周期をかなり広範囲にとった。減揺タンク作動状態では、タンク・ダクト面積比は1状態とし、オリフィスの面積を4種類として、しぼりの効果を調べた。入射波高は基準波高を5.0 cmとし、波高影響は特定の周波数についてのみ調べた。また、減揺タンク内の初期水位はタンク高さの半分とした。

計測項目は入射波、浮体の左右揺、上下揺、横揺、減揺タンク内部の相対水面変位を波上、波下側で計測した。また、各空気室の圧力をモニターとして計測した。

3.2 実験結果と計算値の比較

実験結果は、上下揺、左右揺および減揺タンク内水面振幅については入射波振幅で、横揺振幅は入射波の最大波傾斜で除して表示する。

3.2.1 裸殻状態

裸殻状態の上下揺、左右揺、横揺の振幅比を Fig. 6, 7, 8 に示す。実験と計算値はよく一致している。なお、横揺の実験値が $\lambda/B=8.0$ 付近で1.0よりも小さくなっているが、本解析モデルではうまく表わすことができなかった。図中の破線は造波減衰のみを考慮したもので、横揺は同調点の $\lambda/B=3.0$ 付近で非常に高い値となった。実線は、横揺れ速度の二乗に比例する非線形減衰⁷⁾を考慮したもので、減衰の大きさは N 係数に換算した場合

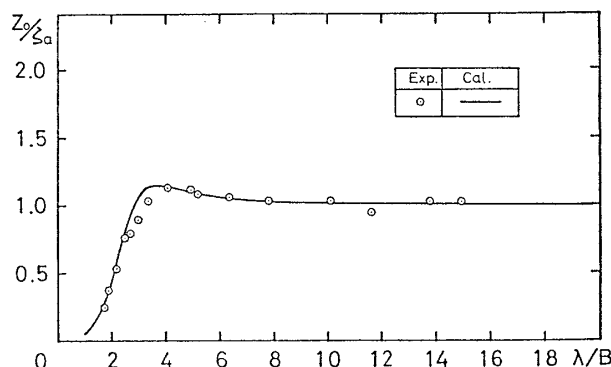


Fig. 6 Heaving amplitude of model on bare hull condition

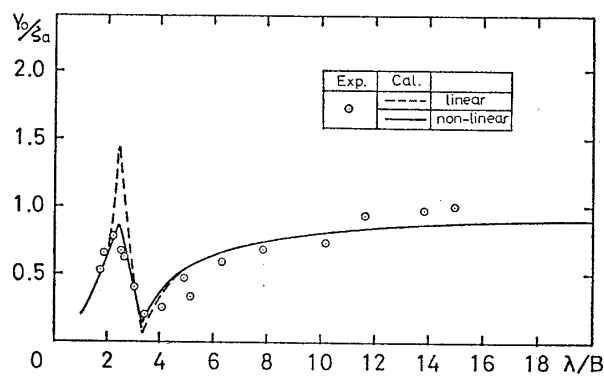


Fig. 7 Swaying amplitude of model on bare hull condition

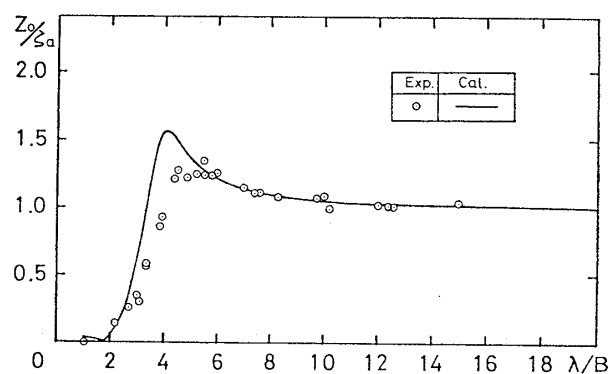


Fig. 9 Heaving amplitude of model on closed condition

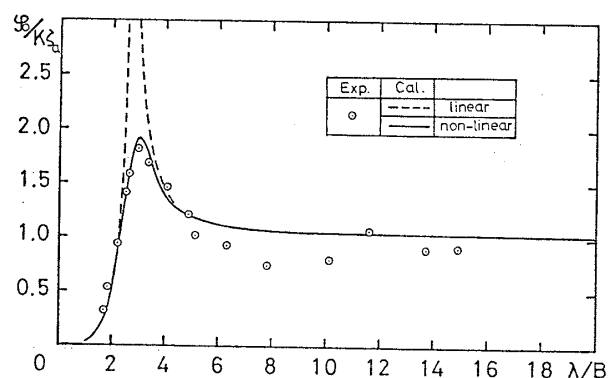


Fig. 8 Rolling amplitude of model on bare hull condition

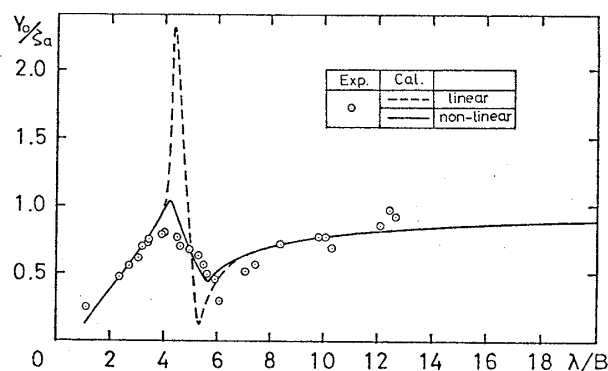


Fig. 10 Swaying amplitude of model on closed condition

$N_{10}=0.042$ に相当する値を用いた。

3.2.2 減揺タンク非作動状態

減揺タンクは装備しているが作動していない状態，すなわちダクト内のオリフィスを閉じた状態である。

Fig. 9 に上下揺の振幅比を示す。実験値には計算値のような顕著なピークは現われていない。これは減揺タンクにより，非線形減衰が無視できなくなったためと考えられる。

Fig. 10 は左右揺の振幅比である。裸殻の場合と比べて横揺連成の効果が大きく現われているが，横揺の非線形減衰を考慮すると計算値もよく実験値と合ってくる。

Fig. 11 に横揺れ振幅比を示す。裸殻の場合と比べて，同調周期が長波長側に移り，短波長での振幅は小さくなっている。計算値では $\lambda/B=3.0$ 付近で振幅が 0 となる点が現われている。これは波強制力を受けない点であるが，実験では入射波と横揺の相対速度に比例する減衰があるために 0 にはならない。計算値での非線形減衰は，裸殻と同様に横揺れ速度の二乗に比例するものとしたために振幅が 0 になる点が現われる。計算で用いた N 係数は $N_{10}=0.105$ であり，裸殻と比べてかなり大きい値となった。

タンク内水面の振幅比を Fig. 12 に示す。この状態の内部水面変位は，空気の圧縮効果によってのみ現われるものである。実験値では波上側と波下側で異なった結果

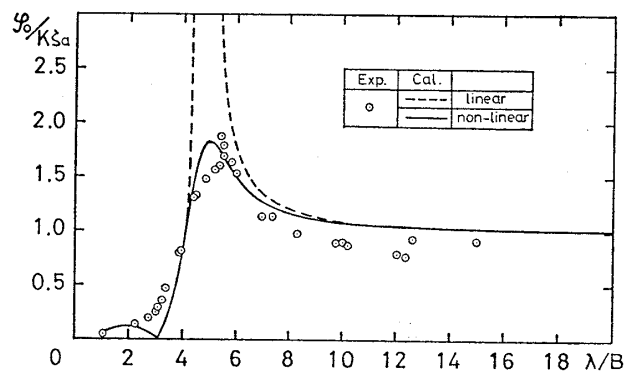


Fig. 11 Rolling amplitude of model on closed condition

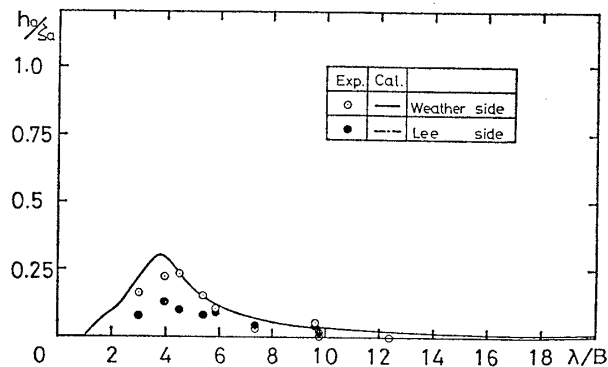


Fig. 12 Heaving amplitude of tank water on closed condition

が現われているが、計算値では両者は一致する。これは、圧縮効果は対称モードのみに考慮するという仮定のためであるが、オリフィスを閉じた場合には反対称モードにも圧縮効果が生じるために、波上と波下側の振幅に差が現われるものと考えられる。

3.2.3 減揺タンク作動状態

この状態における計算では、式(14)中の縮流係数を評価しなければならない。本モデルは、細長いタンクと大きくしぼられたダクトとの空気流通であり、縮流、拡散の係数を単純にタンク水線面積とダクト断面積の比で決定することはできない。なぜならば、タンク内の空気は水面上昇に伴い、ダクトに流入する前にダクト入口へ向かって横の流れを生じる。また、ダクト出口ではダクトより吹き出した空気が直接水面にぶつかり、この後横方向に拡がると考えられる。そこで、ここではタンクの横幅を直径とする円筒を考え、その範囲の空気が急縮小、あるいはその逆として係数を次のように定めた⁸⁾。

$$\text{入口縮流係数} \quad C_2 = 0.63 \quad (25)$$

$$\text{出口拡散流} \quad A_{OT} = 3.236 S_d \quad (26)$$

$$\text{オリフィス縮流係数} \quad \left. \begin{aligned} C_C &= 1.0 \quad (A_o/S_d = 1/1) \\ &= 0.72 \quad (A_o/S_d = 2/3) \\ &= 0.625 \quad (A_o/S_d = 1/4) \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

オリフィスの大きさを $A_o/S_d = 1/1, 2/3, 1/4$ とした3種類の結果について以下に示す。

Fig. 13 に上下揺の振幅比を示す。上下揺はオリフィスの大きさによる差は実験、計算共にほとんどなく、オリフィスを閉じた状態とほとんど同じ結果となった。

Fig. 14 には左右揺の振幅比を示す。実験と計算値はよく一致している。

Fig. 15 に横揺振幅比を示す。減揺タンクを作動させると、同調周期は長周期側に大きく移ることがわかる。実験値と計算値は $\lambda/B = 6.0$ から 8.0 付近を除いてよく一致しており、モデル化が妥当であることを示している。このとき非線形減衰は減揺タンク非作動の場合と同

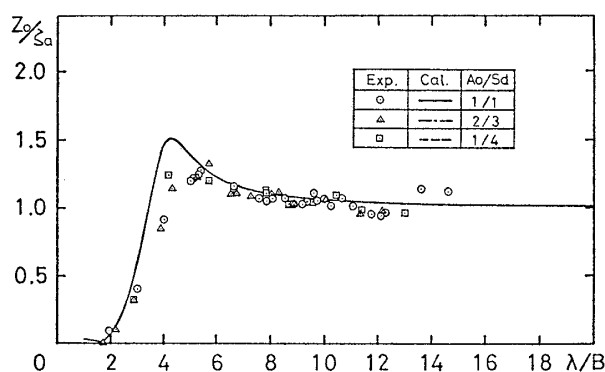


Fig. 13 Effects of orifice size for heaving amplitude of model on operating condition

一とした。オリフィスを絞り、ダクト内の損失を大きくすると、短周期で横揺振幅は大きくなり、同調付近では逆に小さくなるのがわかる。

横揺振幅の波高影響を調べた結果を Fig. 16 に示す。波高が高くなると内部損失が大きくなり、オリフィスの断面積を小さくした場合と同様の効果をもたらすことがわかる。

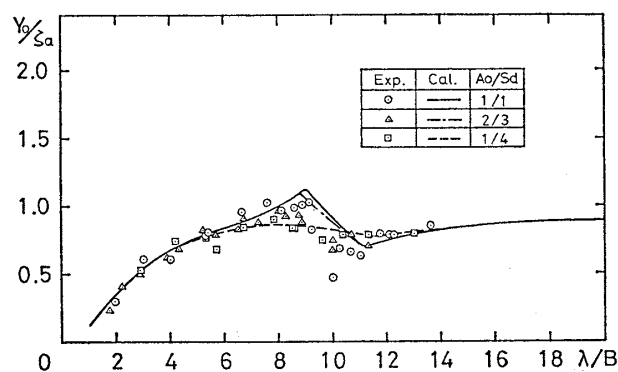


Fig. 14 Effects of orifice size for swaying amplitude of model on operating condition

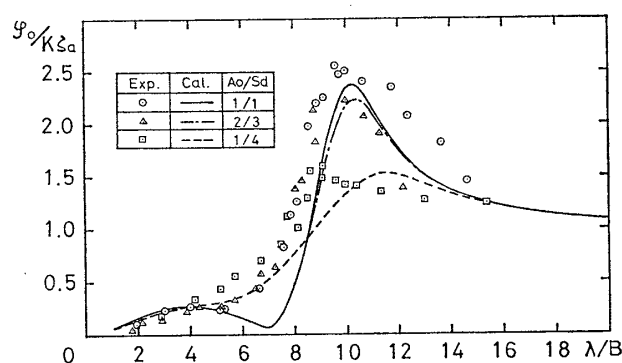


Fig. 15 Effects of orifice size for rolling amplitude of model on operating condition

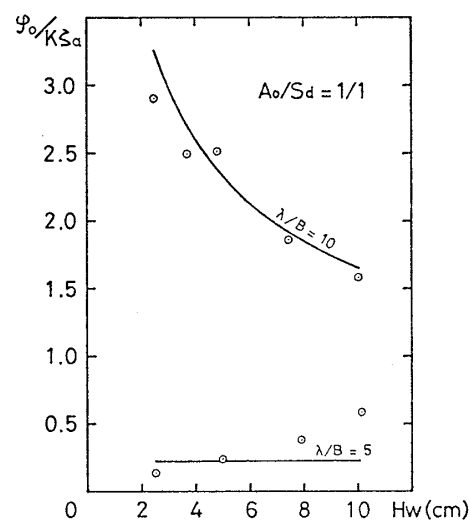


Fig. 16 Effects of wave height for rolling amplitude

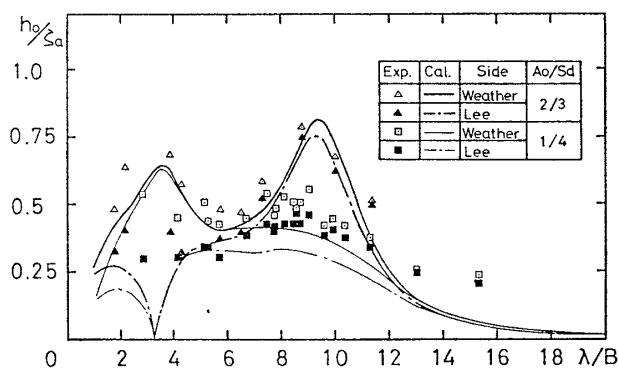


Fig. 17 Effects of orifice size for heaving amplitude of tank water on operating condition

Fig. 17 にタンク内部水面の変位を示す。これは、対称モードと反対称モードを重ね合わせたものとなるから、

$$\text{波上側 } h_0 = |x_4 - x_5| \quad (28)$$

$$\text{波下側 } h_0 = |x_4 + x_5| \quad (29)$$

として求められる。この振幅は $\lambda/B=3.0$ 付近と $\lambda/B=10.0$ 付近に2つのピークを持ち、長周期側のピークはオリフィスを小さくすると急激に小さくなる。解析モデルはこれらの傾向をよく表わしているといえる。

4 減揺タンクの効果

Fig. 18 に裸殻、減揺タンク非作動、作動 ($A_o/S_d=1/1$) の3状態の横揺振幅比を比較して示す。

裸殻と減揺タンク非作動の状態の違いは、形状の違いによる差であるが、喫水下に張り出しを設けることにより、振幅の小さい範囲を比較的長い波まで広げることができ、性能の向上となる。

減揺タンクを作動させると、タンク内の遊動水影響により、横揺固有周期が大きく長周期側に移る。さらに、同調より短周期側では、浮体の横揺振幅は非常に小さくなる。この状態ではタンク内水柱が大きく動揺していることが観測されている。

またこの図から、減揺タンクを装備作動させることに

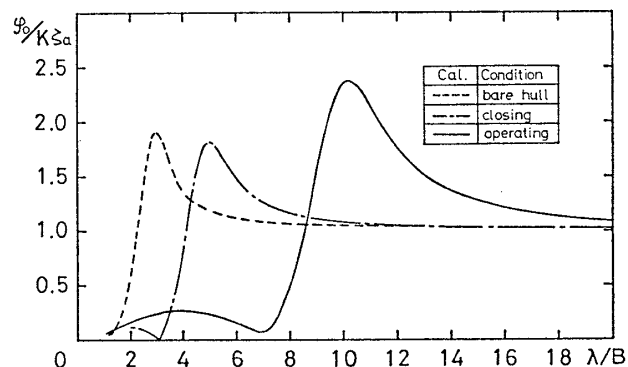


Fig. 18 Comparison of rolling amplitude among tank conditions

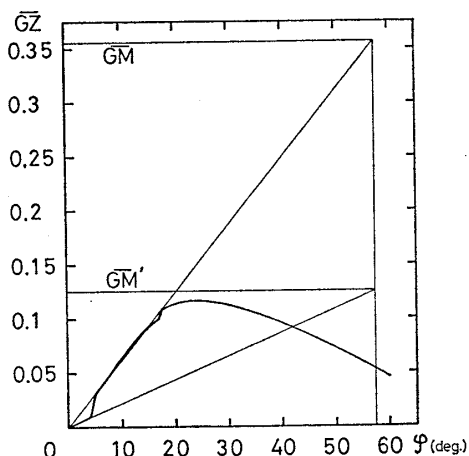


Fig. 19 $\overline{GZ}$ curve of experimental model

より、浮体の横揺れに対して非常に大きな減揺効果をもたらすことがわかる。また、減揺タンクを作動させた場合、長周期の波で大きな同調を生じるが、ダクト内のオリフィスの位置にバルブを取り付け、長周期の波に対しては、このバルブを閉じる操作をすれば、全周波数で非常に揺れの小さいものにする事ができる。

さて、遊動水の影響は $\overline{GM}$ の減少として現われ、復原力が低下する。この $\overline{GM}$ の減少率を通常の減揺タンクと同様にすると、このモデルの $\overline{GM}$ 減少率 μ は、

$$\mu = 2N\rho_w g S_t l_T^2 / W \overline{GM} = 0.624 \quad (30)$$

となり、通常の船舶の減揺水槽の設計標準値 $\mu=0.15 \sim 0.25$ に比べてかなり大きな値である。そのため、安全性に問題があるかのごとく見受けられるが、実際には浮体が静的に傾斜すると、タンク内水面がタンク上面に達し、遊動水影響が半分に回復するので大きな問題はない。

Fig. 19 に本実験模型の $\overline{GZ}$ 曲線を示す。これより、この角度は約 4° であり、静的にはわずかの傾斜で $\overline{GM}$ が回復できる。

一方、波高を高くしていくとタンク内水面の変位が大きくなり、水面がタンク上面に達するかあるいは、タンク底部からの空気の流れにより減揺効果そのものが失われてしまう。

したがって、極端な幅広浅喫水浮体や大波高に対して、安全性を保ちながら空気流出を防止する工夫が必要である。

5 結 言

浮遊式海洋構造物、作業台船の動揺軽減システムの開発を目的とした基礎研究として、空気室水柱の動揺を利用した SLO-ROL 型減揺タンクをモデルとした研究により、以下の結果を得た。

- 1) この型の減揺タンクの減揺効果は非常に大きく、

横揺動揺振幅を減揺タンク非装備の浮体に比べて同調付近で約 1/5 にすることができる。

- 2) この減揺効果の主たる要因は $\overline{GM}$ の減少効果であり、同調周期を長周期側に大きく移す効果をもたらす。
- 3) $\overline{GM}$ の減少に伴う復原力の低下は、ある角度傾斜すると片舷の減揺タンクが満水となり遊動水の影響が除かれることにより、 $\overline{GM}$ が回復する。
- 4) タンク間を結ぶダクト内に遮断バルブを設け、長周期域でバルブを閉じて非作動状態にすることにより、広範囲の波に対して極めて高性能な減揺システムとすることができる。
- 5) 減揺タンクを喫水下に付加的に取り付けることにより波浪強制力の軽減、付加質量、減衰係数の増大を伴い動揺性能の向上となる。
- 6) 本研究で用いたモデル化は妥当であり、実用設計の手段となりうる。

また、問題点として以下の項目が挙げられる。

- 1) 極端な幅広浅喫水浮体、大波高に対してタンク下部から空気もれが生じる。これは三次元的にタンクが縦横に広がる場合には特に注意が必要であり、浮体形状と性能の要求範囲に応じて検討が必要である。
- 2) バージなどの作業船の下部に張り出しがあることにより、他船舶の接舷、本船の接岸などの操船上の問題が生じ、この点に対する検討を要する。

今後、以上の問題点をふまえた上で、Jack-up などの海洋構造物の検討および実用化への検討を加える。

終りに、本研究は三井海洋開発（株）と海洋科学技術センターの共同研究として実施したものであることを付記し、終始御援助いただいた海洋科学技術センター海洋利用技術部および三井海洋開発（株）技術本部第2部の諸氏に感謝の意を表します。また、模型実験で御助力いただいた東海大学海洋学部大学院生、長崎洋康氏、論文作成にあたり御助力いただいた三井海洋開発（株）河野由子嬢にお礼申し上げます。

参 考 文 献

- 1) 渡辺恵弘：減揺水槽の設計に就て，造船協会々報 第46号（1930）。
- 2) 渡辺四郎：動揺軽減法（2）減揺水槽その他，日本造船学会，耐航性に関するシンポジウム（1969）。
- 3) Szajnberg, R, Greiner, W, Mian, F.; Barge mounted petrochemical and synthetic fuel complex, Second International Symposium on Ocean Engineering and Ship Handling, (1983)。
- 4) 工藤君明：海明型波力発電装置の最適設計，日本造船学会論文第156号（1983）。
- 5) 工藤君明：波浪エネルギー一次変換装置の流体力学，海洋科学技術センター，第1回波浪エネルギーシンポジウム（1983）。
- 6) 谷 一郎：流れ学，岩波全書。
- 7) 姫野洋司：横揺れ減衰力，日本造船学会，第2回耐航性に関するシンポジウム（1977）。
- 8) 管路・ダクトの流体抵抗出版分科会編：技術資料，管路・ダクトの流体抵抗，日本機械学会（1979）。