

海中構造物に対する船舶衝突防止施設に関する研究

永井 莊七郎*・小田 一紀**

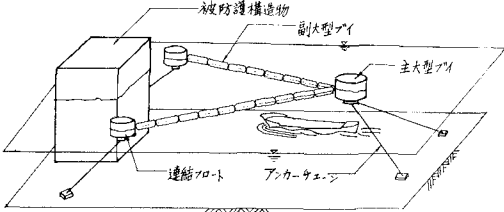
1. 緒 言

本州四国連絡橋の橋脚をはじめ、火力発電所や原子力発電所の取水塔など、海中に構造物が建設される機会が最近しだいに増加する傾向にある。特にこれらの構造物が船舶の輻輳する場所に建設されると、構造物への船の衝突によって予期せぬ大事故に発展する可能性がある。

本州四国連絡橋の建設予定地点である明石海峡では、昭和46年7月の調査によると1日平均船舶通航隻数は2024隻、備讃瀬戸東部で1462隻、来島海峡で1135隻に及ぶ。このような狭水道で橋脚の建設工事が始められると工事用仮設構造物に船が接触したり、あるいは完成後の長大な橋脚に衝突する危険性が十分に考えられる。すでに今までに行なわれてきた海底地質調査用のボーリング・タワーへの接触事故も数多く、構造物と船の安全のために衝突事故防止対策が強く望まれていた。

言うまでもなく、航行安全対策として、船舶が構造物に接近する以前に、構造物自体に付設された各種航行援助施設や構造物の前後に設置される灯浮標などによって十分な環境整備が行なわれるべきであるが、万一これらの規制を突破した船舶の安全を守る防護対策が講じられるべきである。

接近する船の大きな衝撃力を与えないで、ゆるやかにその運動を誘導するような機能をもつ施設として、特に水深が深い海域においては、係留された浮き構造物のものが杭構造物のものより適していることは論をまたないであろう。現場に比較的早く、簡単に設置できる点で浮き構造物のものはすぐれている。このような構造物のものと、図一1に示すような船舶衝突防止施設が考えられた。これは適当な浮力をもち、船腹への単位面積当りの反力を



図一1 船舶衝突防止施設の概観図

軽減させるような特性を有するフロートをロープで連結し、その両端をアンカーされた大型ブイで引っ張る簡単な形式のものである。原理的には連結フロートに接触した船の運動方向を連結フロートの反力によって漸次構造物から遠ざかる方向に誘導する機能を有し、船の運動を急激に停止させる構造ではないので、船に対する反力も比較的小さくてすむ。

本来この種の問題は土木工学と船舶工学の両分野にまたがる性質のものであるが、著者らが水槽における模型実験と船体運動に関する近似理論によって検討した結果、総トン数1000~2000G/T程度の船の海中構造物への衝突に対しては、かなり有効な防護施設として役立つことが明らかになった。

紙数の関係上、本論文においては主として理論的解析の要点を記す。

2. 船舶衝突防止施設への船舶の想定進入条件

(1) 対象船舶のトン数

昭和46年7月および8月に神戸商船大学と海上保安庁によって実施された、瀬戸内海の主な狭水道における通航船舶に関する調査結果¹⁾は表一1に示すとおりであ

表一1 狭水道1日平均船舶通航隻数

狭水道	調査年月	貨物船等					旅客船 フェリー	漁船	合計
		~500 G/T	500~3000	3000~10000	10000~20000	20000G/T~			
明石海峡	46.7	986 (48.7%)	121 (6.0%)	18 (0.9%)	3 (0.1%)	4 (0.2%)	255 (12.6%)	637 (31.4%)	2024
備讃瀬戸東部	46.7	807 (55.1%)	207 (14.1%)	11 (0.8%)	3 (0.2%)	4 (0.3%)	369 (25.2%)	61 (4.2%)	1462
来島海峡	46.7	369 (32.5%)	132 (11.6%)	11 (1.0%)	1 (0%)	0 (0%)	239 (21.0%)	383 (33.8%)	1135

()内は総数に占める割合である。

* 正会員 工博 大阪市立大学教授 工学部土木工学科
** 正会員 工修 大阪市立大学講師 工学部土木工学科

る。

表—1によれば、いずれの狭水道においても 3 000 G/T 以上の大型船は数のうえでは非常に少ない。数万トンないしはそれ以上の超大型船の進入に対して、前述のような構造形式の衝突防止施設で衝突を防ぐことは、その有する運動量が巨大なためにきわめて困難である。これらの超大型船に対しては別途に安全対策を講ずる必要がある。したがって、この研究においては 1 000~2 000 G/T 程度の船舶を対象とした。

(2) 対象船舶の進入速度および進入方向

運輸省大臣官房情報管理部発行の「船舶統計」(昭和45年)によると、トン数が大きいほど一般に船速は速くなるが、総じて 1 000~3 000 G/T の範囲では、全体の 83~87% の船が 10~14 kt の航海速力で航行している。しかし一般に荒天時や濃霧など、構造物への衝突が予想されるようなときには、航海速力は通常より小さいであろうし、また船長は障害物を至近に確認した場合はエンジンを停止するか、または逆転して行脚を減殺すると思われるので、衝突防止施設への進入速度は前述の統計値よりも小さいと考えて差しつかえないであろう。したがって本研究においては、1 000~2 000 G/T の船舶の進入速度を 8~12 kt と決定した。

一方、船舶の進行方向は一般に航路などで規制されて

いるので、ほぼ一定している。衝突防止施設の中心軸を主航路方向に一致させて付設するものと考え、船は主航路方向に対して最大 $\pm 10^\circ \sim 15^\circ$ 程度の傾きをもって衝突防止施設へ進入すると仮定した。

3. 理論的考察

(1) 座 標 系

衝突防止施設に関する座標系を図—2 のようにとる。

ここに、

X, Y : 主ブイ A_0 の中心に原点を有する直角座標軸

x_G, y_G : 船の重心 G に取り付けた座標軸

A_{Bl}, A_{Br}, B_B, C_B : 各ブイのアンカー点

l_{AB}, l_{AC} : 主ブイと副ブイの初期中心距離

初期条件として

A_0, B_0, C_0 : 各ブイの初期位置

P_0 : 初期接触位置

u_{G0}, v_{G0} : 初期接触時の船の重心の x_G, y_G 軸方向の速度成分

u_0, v_0 : 初期接触時の船と連結フロートの接触点の x_G, y_G 軸方向の速度成分

ω_0 : 初期接触時の船の z_G 軸 (x_G-y_G 面に垂直) 回りの角速度

ϕ_0 : Y 軸に対する船の初期旋回角度

任意時間後の諸元

A, B, C : 接触後任意時間後の各ブイの位置

P : 任意時間後の接触位置

u_G, v_G : 任意時間後の船の重心の x_G, y_G 軸方向の速度成分

u, v : 任意時間後の船の連結フロートの接触点の x_G, y_G 軸方向の速度成分

ω : 任意時間後の船の重心軸回りの角速度

ϕ : 任意時間後の Y 軸に対する船の旋回角度

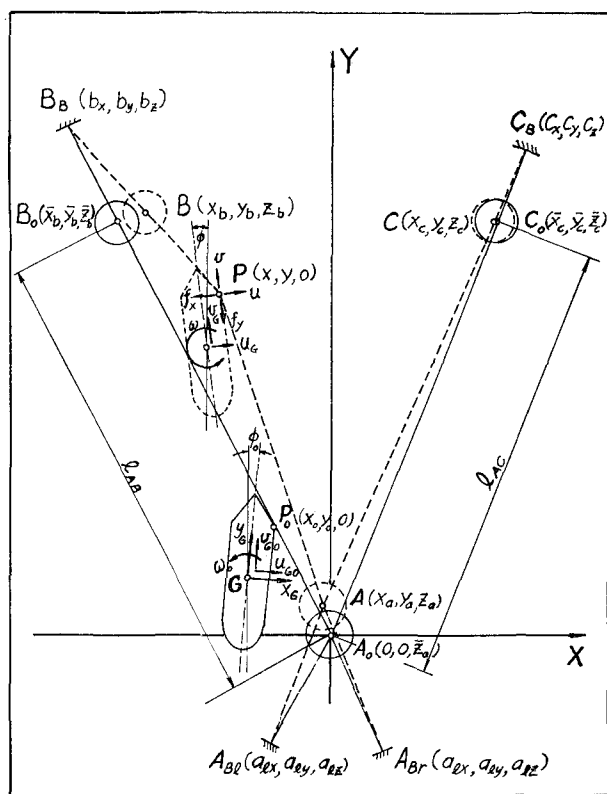
f_0 : 船の推進力 (一定)

f_x, f_y : 接触点 P において船が連結フロートから受ける反力の x_G, y_G 軸方向の成分

(2) 仮 定

理論の簡単化のために次の仮定を設ける。

- (1) 連結フロートと船腹の間に働く摩擦抵抗は無視する。
- (2) 連結フロートに船が接触中の主ブイ A の移動は非常に小さい。
- (3) したがって連結フロート AC の移動は無視する。
- (4) 各ブイの係留鎖は直線とみなする。



図—2 座 標 系

- (5) 各ブイに働く諸力は一点に集中し、したがって各ブイには転倒モーメントは働かないものとする。
- (6) 連結フロート AB および副ブイ B の移動に伴う流体抵抗は無視する。
- (7) 船体の横傾斜に対する外力モーメントは無視する。
- (8) 船の推進力は接触中は一定とする。また舵角は常に零度とする。
- (9) 連結フロートのロープの伸びは無視する。

(3) A点に働く力および力のつり合い式

図-3 に示すように、A点に働く力は、2本の係留鎖に働く張力 T_{Al} , T_{Ar} , 2本の連結フロートのロープに働く張力 T_{AP} , T_{AC} およびブイに働く純浮力（ブイの自重を差し引いた浮力） P_A である。A点に働く力の X , Y および Z 軸（水面に原点を有し、鉛直下向きにとる）方向のつり合い式は次式のように表わされる。

$$\begin{aligned} X \text{ 軸方向: } T_{AP} \sin \theta_{AP} + (T_{Al})_H \sin \theta_{Al} \\ = T_{AC} \sin \theta_{AC} + (T_{Ar})_H \sin \theta_{Ar} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\begin{aligned} Y \text{ 軸方向: } T_{AP} \cos \theta_{AP} + (T_{Al})_H \cos \theta_{Al} \\ = -T_{AC} \cos \theta_{AC} + (T_{Ar})_H \cos \theta_{Ar} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$Z \text{ 軸方向: } P_A = (T_{Al})_V + (T_{Ar})_V \quad \dots\dots\dots (3)$$

仮定 (2), (3) に従って、 $\theta_{AC} \approx (\theta_{AC})_0$, $\theta_{Al} \approx (\theta_{Al})_0$, $\theta_{Ar} \approx (\theta_{Ar})_0$, また $T_{AC} \approx (T_{AC})_0$ と置くことができる。ここに $(\theta_{AC})_0$, $(\theta_{Al})_0$, $(\theta_{Ar})_0$ はそれぞれの初期角度、 $(T_{AC})_0$ は連結フロート AC のロープに働く初期張力を表わす。これらの近似によって式 (1) および式 (2) より $(T_{Ar})_H$ を求めると式 (4) が得られる。

$$\begin{aligned} (T_{Ar})_H = \operatorname{cosec} \{(\theta_{Ar})_0 + (\theta_{Al})_0\} \\ \times [T_{AP} \sin \{\theta_{AP} + (\theta_{Al})_0\} \\ - (T_{Al})_H \sin \{(\theta_{AC})_0 - (\theta_{Al})_0\}] \quad \dots\dots (4) \end{aligned}$$

今連結フロート A_0B_0 , A_0C_0 および主ブイ A_0 の係留鎖が Y 軸に対して対称に設置されるときは、

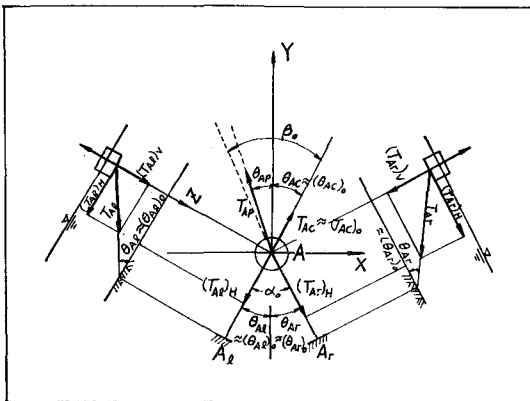


図-3 A点に働く力のつり合い

$$(\theta_{Al})_0 = (\theta_{Ar})_0 = \alpha_0, (\theta_{AC})_0 = \beta_0 \quad \dots\dots\dots (5)$$

と書ける。ここに $2\alpha_0$, $2\beta_0$ はそれぞれ主ブイ A_0 の係留鎖の初期水平開き角度および連結フロート A_0B_0 , A_0C_0 の初期開き角度 ($\angle B_0A_0C_0$) である。

式 (5) を式 (4) に代入し、そして $(T_{Ar})_H = T_{Ar} \sin \theta_{Ar}$ の関係を用いると式 (6) を得る。

$$\begin{aligned} T_{Ar} = \sec \theta_{Ar} \cdot \operatorname{cosec} 2\alpha_0 \\ \times \{T_{AP} \sin(\alpha_0 + \theta_{AP}) + (T_{AC})_0 \sin(\alpha_0 - \beta_0)\} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (6)$$

再び仮定 (2) に従って、主ブイ A の鉛直変位による係留鎖 AA_r の鉛直傾き角度 θ_{Ar} の変化も無視すると $\theta_{Ar} \approx (\theta_{Ar})_0$ と置くことができ、式 (6) は次のように表わせる。

$$\begin{aligned} T_{Ar} = \sec(\theta_{Ar})_0 \cdot \operatorname{cosec} 2\alpha_0 \\ \times \{T_{AP} \sin(\alpha_0 + \theta_{AP}) + (T_{AC})_0 \sin(\alpha_0 - \beta_0)\} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (7)$$

式中 $(\theta_{Ar})_0$ は係留鎖 AA_r の初期鉛直傾き角度である。同様に、係留鎖 AA_l に働く張力 T_{Al} も式 (8) のように求められる。

$$\begin{aligned} T_{Al} = \sec(\theta_{Al})_0 \cdot \operatorname{cosec} 2\alpha_0 \\ \times \{T_{AP} \sin(\alpha_0 - \theta_{AP}) - (T_{AC})_0 \sin(\alpha_0 + \beta_0)\} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (8)$$

また主ブイ A の純浮力 P_A は

$$\begin{aligned} P_A = \tan(\theta_{Al})_0 \cdot \operatorname{cosec} 2\alpha_0 \\ \times \{T_{AP} \sin(\alpha_0 - \theta_{AP}) - (T_{AC})_0 \sin(\alpha_0 + \beta_0)\} \\ + \tan(\theta_{Ar})_0 \cdot \operatorname{cosec} 2\alpha_0 \\ \times \{T_{AP} \sin(\alpha_0 + \theta_{AP}) + (T_{AC})_0 \sin(\alpha_0 - \beta_0)\} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (9)$$

係留鎖 AA_l , AA_r の初期鉛直傾き角 $(\theta_{Al})_0$, $(\theta_{Ar})_0$ が等しいときこれを θ_{A0} と置くと、式 (7), (8), (9) は結局次のように書くことができる。

$$\begin{aligned} T_{Ar} = \sec \theta_{A0} \cdot \operatorname{cosec} 2\alpha_0 \\ \times \{T_{AP} \sin(\alpha_0 + \theta_{AP}) + (T_{AC})_0 \sin(\alpha_0 - \beta_0)\} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$\begin{aligned} T_{Al} = \sec \theta_{A0} \cdot \operatorname{cosec} 2\alpha_0 \\ \times \{T_{AP} \sin(\alpha_0 - \theta_{AP}) - (T_{AC})_0 \sin(\alpha_0 + \beta_0)\} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$\begin{aligned} P_A = 2 \tan \theta_{A0} \cdot \operatorname{cosec} 2\alpha_0 \\ \times \{T_{AP} \sin \alpha_0 \cos \theta_{AP} - (T_{AC})_0 \cos \alpha_0 \cdot \sin \beta_0\} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (12)$$

(4) B点に働く力および力のつり合い式

ブイの係留鎖の上端に働く張力が大きいときは、仮定 (4) が成り立ち、図-4 に示すように、係留鎖は直線とみなしうる。このとき係留鎖上端に働く張力 T_B , 連結フロートのロープに働く張力 T_{AB} およびブイ B に働く純浮力 P_B は次のように表わすことができる。

$$P_B = A_B(b_z - \sqrt{S_B^2 - L_B^2}) - W_B \quad \dots\dots\dots (13)$$

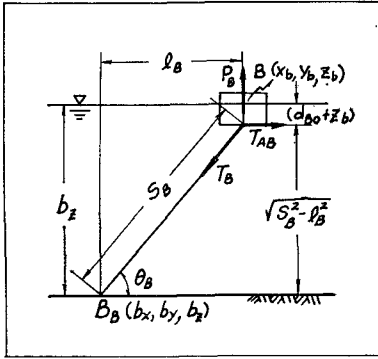


図-4 B点に働く力のつり合い

ただし、 b_z : アンカー点 B_B における水深

S_B : プイ B の係留鎖の長さ

l_B : プイ B とアンカー点 B_B との水平距離 (離出距離)

$$\left. \begin{aligned} T_{AB} &= P_B \cdot \cot \theta_B \\ T_B &= P_B \cdot \operatorname{cosec} \theta_B \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (14)$$

図-4 より

$$\left. \begin{aligned} \cot \theta_B &= l_B / \sqrt{S_B^2 - l_B^2} \\ \operatorname{cosec} \theta_B &= S_B / \sqrt{S_B^2 - l_B^2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (15)$$

式(13), (15)を(14)に代入すると

$$T_{AB} = l_B \{ A_B (b_z - \sqrt{S_B^2 - l_B^2}) - W_B \} / \sqrt{S_B^2 - l_B^2} \dots\dots\dots (16)$$

$$T_B = S_B \{ A_B (b_z - \sqrt{S_B^2 - l_B^2}) - W_B \} / \sqrt{S_B^2 - l_B^2} \dots\dots\dots (17)$$

となる。

また仮定(2)に従って、主プイ A の移動が小さいとみなして、図-5 に示す幾何学的関係より式(16), (17)中の l_B は次式のように、接触点 P の座標 (x, y) の関数で表わすことができる。

$$l_B = \sqrt{x^2 + y^2} + \sqrt{(x - b_x)^2 + (y - b_y)^2} - l_{AB} \dots\dots (18)$$

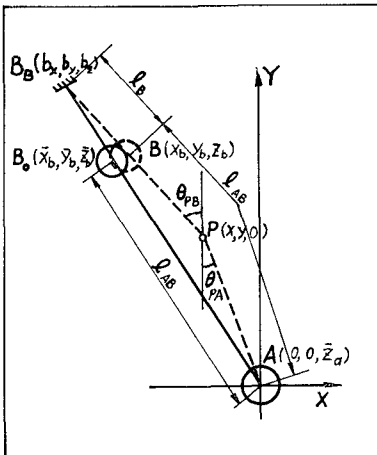


図-5 仮定(2)に基づく幾何学的関係

このとき仮定(9)に従って、連結フロートのロープの伸びは無視する。

(5) 船体に働く外力およびモーメント

a) 推進力

船体が連結フロートに衝突するときの状況は容易には決めがたいので、仮定(8)に従って、船は連結フロートに対して、舵角は零度で、航海速力に近い一定速度でまっすぐ進入すると考える。このときの推進力 f_0 は y_G 軸方向に一定速度 v_{G0} で進行するときの、式(20)で与えられる船体抵抗に等しい。すなわち、

$$f_0 = C v_{G0}^2 \dots\dots\dots (19)$$

この推進力は船体が連結フロートに接触中は一定とする。

b) 船体抵抗

ここで取り扱う抵抗とは、船体の速度に関する摩擦抵抗や造波抵抗を表わし、加速度に関する抵抗は、いわゆる付加質量効果として船体の運動方程式に含まれるので、ここでは取り扱わない。

また船体の x_G 軸方向の並進速度 u_G , z_G 軸回りの回転の角速度 ω は小さいので、これらに関する抵抗は理論式の簡単化のために無視し、 y_G 軸方向の速度 v_G に関する抵抗のみを考慮する。

速度 v_G で y_G 軸方向に進行する船体に働く全抵抗 R_T は摩擦抵抗および造波抵抗、渦抵抗などを含む剰余抵抗の和として、一般に式(20)で与えられる。

$$R_T = C v_G^2 \dots\dots\dots (20)$$

ここに、

$$C = \frac{1}{2} \rho (C_F S + r_R F^{2/3}) \dots\dots\dots (21)$$

式中、

ρ : 流体密度

C_F : 摩擦係数

S : 浸水面積

r_R : 剰余抵抗係数

F : 排水容積

C_F に対して各種の実験式が与えられているが、たとえば K. E. Shoenherr²⁾ によれば式(22)で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} 0.242 / \sqrt{C_F} &= \log(R_n \cdot C_F) \\ \text{または近似的に} \\ C_F &= 0.463 (\log R_n)^{-2.6}, \quad (R_n = 10^6 \sim 10^8) \end{aligned} \right\} \dots\dots (22)$$

ただし、 $R_n = L V_G / \nu$ ($L = L_{pp}$, ν : 動粘性係数)

また剰余抵抗係数 r_R は山県²⁾を用いると式(23)で与えられる。

$$r_R = k_p \{ r_{R0} + (d r_R)_{B/L} + (d r_R)_{B/d} \} \dots\dots\dots (23)$$

ここに、

k_p : 単螺旋船で 1, 双螺旋船で 1.10~1.20

r_{R0} : 標準船型に対する剰余抵抗係数

$(d r_R)_{B/L}$, $(d r_R)_{B/d}$: それぞれ B/L および B/d が標

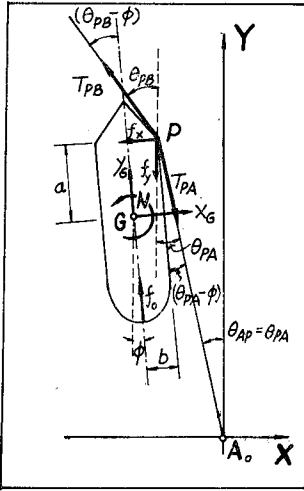


図-6 船体に働く外力

準船型と異なるときの
の剰余抵抗係数の修
正量である。

c) ロープの張力
に基づく反力および
モーメント

任意の接点 P にお
いて船が連結フロ
ートから受ける反力
の x_G, y_G 軸方向の
成分 f_x, f_y は図一
6 に示すように、P
点の両側に働くロー
プの張力の x_G, y_G
軸方向の成分和に等
しく、式(24)および

式(25)で与えられる。

$$f_x = T_{PB} \sin(\theta_{PB} - \phi) - T_{PA} \sin(\theta_{PA} - \phi) \quad \dots (24)$$

$$f_y = T_{PA} \cos(\theta_{PA} - \phi) - T_{PB} \sin(\theta_{PB} - \phi) \quad \dots (25)$$

ここに、 T_{PA}, T_{PB} はロープの PA および PB 部分
に働く張力であって、連結フロートと船腹の間に摩擦力
が働かないという仮定(1)のもとでは、 $T_{PA} = T_{PB}$ とな
り、これらを T_{AB} で表わすと、式(24)、(25)は次のよ
うに変形される。

$$\left. \begin{aligned} f_x &= T_{AB} \{ (\sin \theta_{PB} - \sin \theta_{PA}) \cos \phi \\ &\quad - (\cos \theta_{PB} - \cos \theta_{PA}) \sin \phi \} \\ f_y &= T_{AB} \{ (\cos \theta_{PA} - \cos \theta_{PB}) \cos \phi \\ &\quad + (\sin \theta_{PA} - \sin \theta_{PB}) \sin \phi \} \end{aligned} \right\} \dots (26)$$

ところで、図-5 に示した幾何学的関係によって、

$$\left. \begin{aligned} \sin \theta_{PA} &= -x / \sqrt{x^2 + y^2} \\ \cos \theta_{PA} &= y / \sqrt{x^2 + y^2} \\ \sin \theta_{PB} &= (x - b_x) / \sqrt{(x - b_x)^2 + (y - b_y)^2} \\ \cos \theta_{PB} &= (y - b_y) / \sqrt{(x - b_x)^2 + (y - b_y)^2} \end{aligned} \right\} \dots (27)$$

を得る。

式(27)を式(26)に代入すると、

$$\left. \begin{aligned} f_x &= T_{AB} \left\{ \left(\frac{x - b_x}{\sqrt{(x - b_x)^2 + (y - b_y)^2} + \frac{y}{\sqrt{x^2 + y^2}} \right) \cos \phi \right. \\ &\quad \left. + \left(\frac{y - b_y}{\sqrt{(x - b_x)^2 + (y - b_y)^2} - \frac{y}{\sqrt{x^2 + y^2}} \right) \sin \phi \right\} \\ f_y &= T_{AB} \left\{ \left(\frac{y - b_y}{\sqrt{(x - b_x)^2 + (y - b_y)^2} - \frac{y}{\sqrt{x^2 + y^2}} \right) \cos \phi \right. \\ &\quad \left. - \left(\frac{x - b_x}{\sqrt{(x - b_x)^2 + (y - b_y)^2} - \frac{x}{\sqrt{x^2 + y^2}} \right) \sin \phi \right\} \end{aligned} \right\} \dots (28)$$

またこれらの反力によって z_G 軸回りに働く旋回モー
メント N は式(29)で表わされる。

$$N = a \cdot f_x - b \cdot f_y \quad \dots (29)$$

ここに、 a, b : それぞれ z_G 軸回りの f_x および f_y の
モーメントアーム。ただし図-6 に示すように、船は連
結フロートと常に同じ船腹上の位置 P で接触するものと
仮定する。したがって a, b は定数である。

(6) 連結フロートに接触中の船体の運動方程式

a) 船体の一般運動方程式

図-7 に示すように、船の
重心 G を通り、慣性主軸の方
向に x_G, y_G, z_G 軸をとり、各
軸方向の速度を u_G, v_G, w_G 、
各軸回りの角速度を ω_x, ω_y 、
 ω_z とし、船の質量を m 、各軸

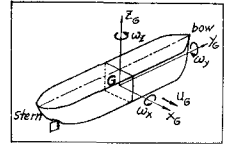


図-7 船の慣性主軸

方向の並進運動に対する付加質量を m_x, m_y, m_z およ
び各軸回りの慣性モーメントを I_x, I_y, I_z 、付加慣性モ
ーメントを J_x, J_y, J_z で表わすと、船の運動方程式は一
般に次のように書くことができる³⁾。

並進運動

x_G 軸方向

$$(m + m_x) \dot{u}_G = (m + m_y) \omega_z v_G - (m + m_z) \omega_y w_G + F_x$$

y_G 軸方向

$$(m + m_y) \dot{v}_G = (m + m_z) \omega_x w_G - (m + m_x) \omega_z u_G + F_y$$

z_G 軸方向

$$(m + m_z) \dot{w}_G = (m + m_x) \omega_y u_G - (m + m_y) \omega_x v_G + F_z$$

回転運動

x_G 軸回り

$$(I_x + J_x) \dot{\omega}_x = (m_y - m_z) \omega_G v_G + (I_y - I_z + J_y - J_z) \omega_y \omega_z + L$$

y_G 軸回り

$$(I_y + J_y) \dot{\omega}_y = (m_z - m_x) u_G w_G + (I_z - I_x + J_z - J_x) \omega_z \omega_x + M$$

z_G 軸回り

$$(I_z + J_z) \dot{\omega}_z = (m_x - m_y) u_G v_G + (I_x - I_y + J_x - J_y) \omega_x \omega_y + N$$

ここに、 F_x, F_y, F_z はそれぞれ x_G, y_G, z_G 軸方向に船
体に働く外力、また L, M, N は各軸回りに働く外力モ
ーメントを表わし、船体の運動に対する速度および角速
度に関する抵抗をも含めたものである。

b) 連結フロートに接触中の船体の運動方程式

連結フロートに接触した船体の運動は、連結フロート
からの反力によって、 x_G, y_G 軸方向の並進(横漂流およ
び前進)、および z_G 軸回りの回転(旋回)が主であって、
連結フロートからの反力が船の重心からあまり離れてい
ない吃水面内に働くので、 x_G 軸および y_G 軸回りの回転
運動はほとんど生じないと考えられる。したがって ω_x

$=\omega_y=0$, $\omega_G=0$ と置くと, 式(30), (31)より連結フロートに接触中の船体の運動は次の3式で表わすことができる。

$$\left. \begin{aligned} x_G \text{ 軸方向の並進:} \\ (m+m_x)\dot{u}_G &= (m+m_y)\omega_z v_G + F_x \\ y_G \text{ 軸方向の並進:} \\ (m+m_y)\dot{v}_G &= -(m+m_x)\omega_z u_G + F_y \\ z_G \text{ 軸回りの回転:} \\ (I_z+J_z)\dot{\omega}_z &= (m_x-m_y)u_G v_G + N \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (32)$$

式(32)中の第1, 第2式の右辺の第1項は船体が z_G 軸回りに回転しながら並進する際に生ずる遠心力の影響項であるが, 連結フロートに接触中の船体の旋回運動は比較的緩慢であるので, この項は小さい。また第3式の右辺第1項の不安定モーメントは u_G が非常に小さく微小であると仮定すると, 結局連結フロートに接触中の船体の運動方程式は式(33)のように近似化できる。

$$\left. \begin{aligned} (m+m_x)\dot{u}_G &= F_x \\ (m+m_y)\dot{v}_G &= F_y \\ (I_z+J_z)\dot{\omega}_z &= N \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (33)$$

式(33)右辺の外力項はすでに求められている式(19), (20)および式(28)を用いて次のように表わされる。

$$\left. \begin{aligned} F_x &= -f_x \\ F_y &= f_0 - f_y - C v_G^2 \\ N &= a \cdot f_x - b \cdot f_y \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (34)$$

ここに, F_x , F_y はそれぞれ x_G , y_G 軸の正方向に働くものを正とし, N は反時計回回転方向に働くものを正とする。

式(34)を式(33)に代入すると,

$$\left. \begin{aligned} M_x \dot{u}_G &= -f_x \\ M_y \dot{v}_G &= f_0 - f_y - C v_G^2 \\ I \dot{\omega}_G &= a \cdot f_x - b \cdot f_y \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (35)$$

ここに,

$M_x = m + m_x$: x_G 軸方向の並進運動に対する船体の見掛質量

$M_y = m + m_y$: y_G 軸方向の並進運動に対する船体の見掛質量

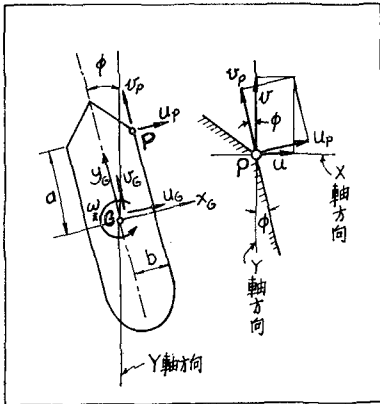


図-8 速度の関係

$I = I_z + J_z$: z_G 軸回りの回転運動に関する船体の見掛慣性モーメント

ここで, 船の重心点の速度 u_G , v_G を連結フロートとの接触点 P の X , Y 軸方向の速度成分 u , v で表わすと次のようである。

図-8 において, u_P , v_P を接触点 P の x_G , y_G 軸方向の速度成分とすると,

$$\left. \begin{aligned} u_P &= u_G - a \omega_z \\ v_P &= v_G + b \omega_z \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (36)$$

の関係が成り立つ。

また P 点における X 軸, Y 軸方向の速度成分 u , v と u_P , v_P の間には次の関係がある。

$$\left. \begin{aligned} u &= u_P \cos \phi - v_P \sin \phi \\ v &= u_P \sin \phi + v_P \cos \phi \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (37)$$

式(36), (37)より, u_P , v_P を消去すると

$$\left. \begin{aligned} u_G &= u \cos \phi + v \sin \phi + a \omega_z \\ v_G &= v \cos \phi - u \sin \phi - b \omega_z \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (38)$$

を得る。

式(38)の関係を用いて船体の運動方程式(35)を書き換えると, 結局次の6元1階常微分方程式を得る。

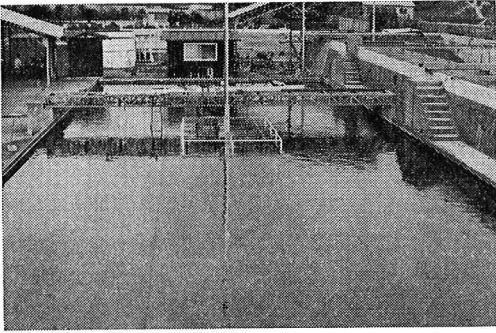
$$\left. \begin{aligned} \dot{x} &= u \\ \dot{y} &= v \\ \dot{\phi} &= \omega_z \\ \dot{u} &= - \left\{ \frac{\cos \phi}{M_x} + \frac{a}{I} (a \cos \phi + b \sin \phi) \right\} f_x \\ &\quad + \left\{ \frac{\sin \phi}{M_y} + \frac{b}{I} (a \cos \phi + b \sin \phi) \right\} f_y \\ &\quad - \frac{\sin \phi}{M_y} \{ f_0 - C(v \cos \phi - u \sin \phi - b \omega_z)^2 \} - v \omega_z \\ \dot{v} &= - \left\{ \frac{\sin \phi}{M_x} + \frac{a}{I} (a \sin \phi - b \sin \phi) \right\} f_x \\ &\quad - \left\{ \frac{\cos \phi}{M_y} - \frac{b}{I} (a \sin \phi - b \cos \phi) \right\} f_y \\ &\quad + \frac{\cos \phi}{M_y} \{ f_0 - C(v \cos \phi - u \sin \phi - b \omega_z)^2 \} + u \omega_z \\ \dot{\omega}_z &= \frac{1}{I} (a \cdot f_x - b \cdot f_y) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (39)$$

式(39)中の f_x , f_y は式(16), (18)および式(28)によって接触点 P の座標 (x, y) の関数で与えられるので, 任意の初期条件に対して, Runge-Kutta-Gill 法を用いて式(39)を数値解析することができ, 船体の運動や, 各部に働く張力が求められる。

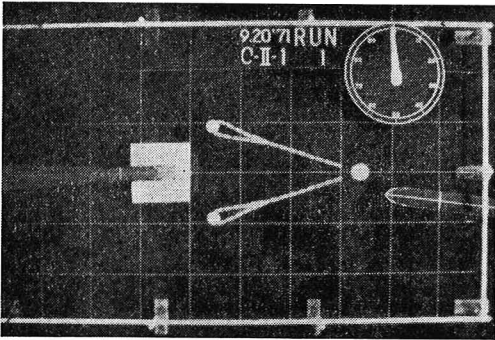
4. 模型実験

紙数の関係上, 模型実験の詳細な説明は省略する。

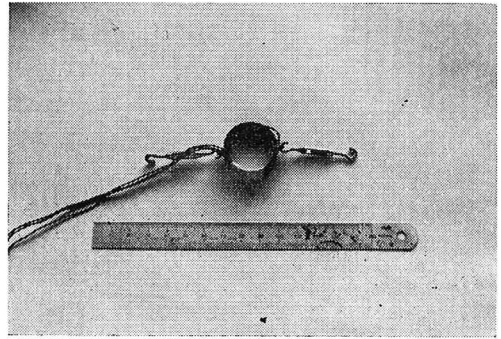
実験は図-9に示すような, 長さ 42.0m, 幅 12.0m, 深さ 75cm のコンクリート製の造波水槽で行なった。船体模型は実物に換算すると総トン数約 880G/T (1400



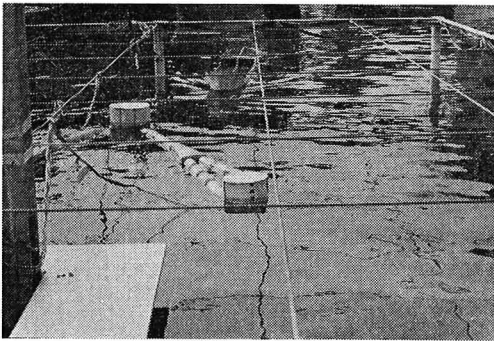
図—9 実験水槽全景



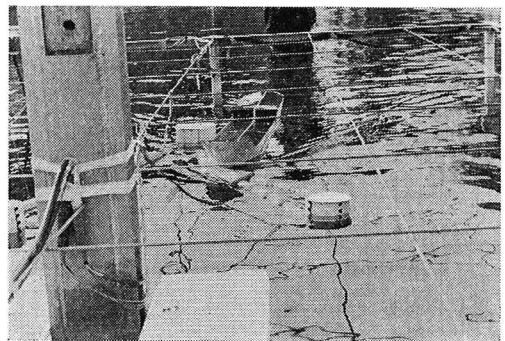
図—10 衝突防止施設全体の俯瞰写真



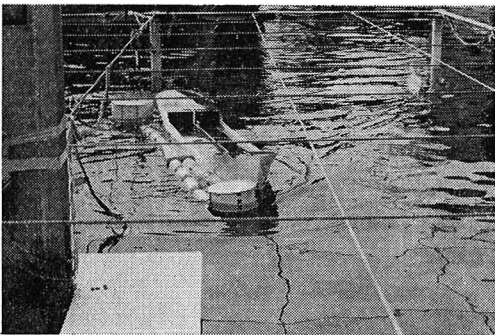
図—11 張 力 計



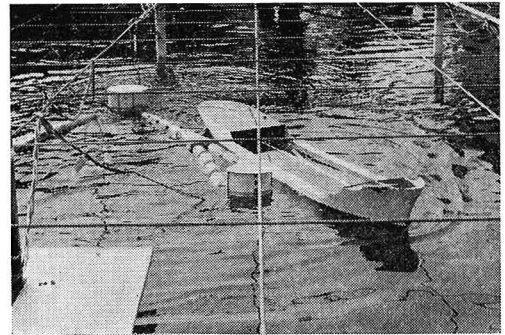
(a) 連結フロートに進入する前の状況



(b) 衝 突 直 後



(c) ほぼ進路変更を終えたところ



(d) 連結フロートから離れた直後

図—12 衝突防止施設に衝突する前後の船体の運動状態
(手前の白い板はボーリング・タワーを想定したもの)

DWT) の貨物船の縮尺 1/50 のものを用い、リモート・コントロール装置によって船の運動を制御した。衝突防止施設の模型は水槽のほぼ中央に設置し、これに衝突する船の運動を解析するため、水面上 15cm の所に直径 5mm のクレモナ・ロープを 50cm 間隔に張り、碁番目を設け、水面上 6.0m の位置に取り付けられた 16mm シネカメラによって、図—10 に示すように撮影した。撮影された船体運動はフィルム解析装置によって読み取った。各部に働く張力は、図—11 に示すような、厚さ 1.0mm、直径 30mm、幅 10mm のしんちゅう製のリング・ゲージを用いて計測した。

図—12(a), (b), (c) および (d) は衝突防止施設に衝突

する前後の船体の運動状態を示す。

5. 理論値と実験値の比較

図-13 は模型実験において計測された事項を示している。これらのうち、簡単のため連結フロートのロープに働く張力の最大値 $(T_{AB})_{\max}$ および副ブイ B の X 軸方向の変位の最大値 $(\delta_B)_{\max}$ の2つについて、その理論値と実験値を比較したものが図-14 および 図-15 である。これらの図に示された実験値は、ほぼ次のような初期条件を有する実験から得られたものである。

$$\begin{aligned} l_{AB} &= 120 \sim 160 \text{ cm}, & \beta_0 &= 35^\circ \sim 47^\circ \\ v_{G0} &= 37.5 \sim 73.6 \text{ cm/sec}, & \phi_0 &= +1.5^\circ \sim -11.5^\circ \\ \lambda_0 &= 0.14 \sim 0.66, & (T_{AB})_0 &= 203 \sim 601 \text{ g} \end{aligned}$$

また理論の数値解析は大阪市立大学計算センターの FACOM 270-30 によって行なった。数値計算における

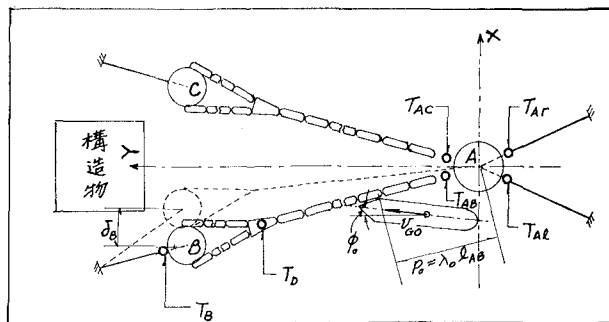


図-13 模型実験における計測事項

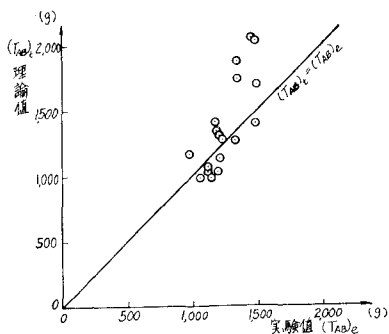


図-14 $(T_{AB})_{\max}$ の理論値と実験値の比較

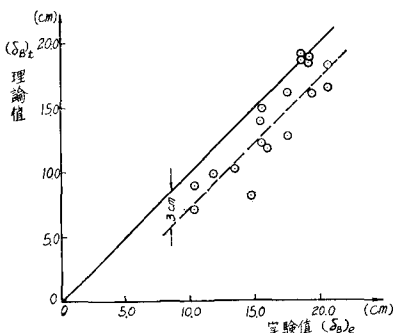


図-15 $(\delta_B)_{\max}$ の理論値と実験値の比較

時間のきざみ $\Delta t = 0.05 \text{ sec}$ である。

(1) $(T_{AB})_{\max}$ について

図-14 によると、連結フロートのロープに働く張力の最大値は比較的良好に一致しており、その差はほぼ $\pm 20\%$ 程度以内である。ただし張力が大きくなると、理論値は実験値より大きくなる傾向が見られる。このような傾向はいずれも、連結フロートと長さ l_{AB} が短かく、しかも進入角度 ϕ が比較的大きい場合に生じている。理論式の誘導過程において、船体の運動方程式中の右辺の遠心力項および不安定モーメント項は、 ω_z および u_G が小さいとみなして省略したが、連結フロートに相対的な進入角度が大きい場合は船体は短い進行距離の間で、比較的大きな旋回を行なうので遠心力項および不安定モーメント項は無視できなくなるためと考えられる。

(2) $(\delta_B)_{\max}$ について

図-15 によれば、副ブイ B の最大変位 $(\delta_B)_{\max}$ の理論値は実験値よりほぼ一様に約 3 cm 程度小さい。実験においては連結フロートの末端の副ブイ B に船が衝突しないように変形フロートを用いて図-13 に示すように副ブイを保護した。理論においては主ブイ A と副ブイ B とは 1 本の連結フロートで結ばれ、1 本の直線として取り扱っている。連結フロートの末端部における状態の相違が理論値が実験値より小さくなった主たる原因と考えられる。

6. 結 言

衝突防止施設に接触したときの船体の運動方程式を数値解析して得られた船体の運動、副ブイの変位、ロープに働く張力などの理論値は縮尺 1/50 の模型実験から得られた実験値と比較的良好に一致した。ただし、係留鎖の緊張度が弱いとき、あるいは進入角度が大きいときは理論の近似度は悪くなる。

この研究成果に基づいて設計された船舶衝突防止施設が、現在、本州四国連絡橋公団の明石海峡海底調査用ボーリング足場「創成 2 号」の東側に設置されている。昭和 48 年度中に、この施設を用いて現地実験をする予定であるが、今回の論文で省略した内容も含めて、今後別な機会にこれらの結果を発表したいと考えている。

終りに、この研究において実験作業と理論の数値計算に終止協力を得た小川俊介君と川本 清君ならびに太田 亘君に厚く謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 日本海難防止協会編：架橋予定海域における船舶交通の動態調査，本州四国連絡橋架橋航行安全調査報告書
- 2) 関西造船協会編：「造船設計便覧」，pp. 334～336
- 3) 元良誠三：「船体運動力学」