

(昭和 58 年 11 月 日本造船学会秋季講演会において講演)

# 単錨泊時の潮流による船体振れまわり 運動の実用的計算法

正員 藤 野 正 隆\* 正員 牧 岳 彦\*\*

A Practical Method to Predict the Slewing Motion of a Ship under the  
Single Point Mooring

by Masataka Fujino, *Member* Takehiko Maki, *Member*

## Summary

It is well known that at the single point mooring or anchoring the slewing motion of a ship is caused by action of the wind or the current. During the slewing, the extraordinary tension occurs in the mooring line when the ship's yaw angle becomes nearly maximum, and incurs, as the case may be, the breakdown of mooring lines or unforeseen drift of anchors. However, there exist only a few published papers related to the slewing motion, and theoretical predictions of slewing motions and tension of mooring lines do not agree well with the observed ones.

In this paper, a new mathematical model is proposed to describe the current forces acting on a ship under the slewing motion, and validity of the proposed model is examined through comparing the ship motions and the tension of mooring line predicted by the present method with those measured at the model experiment performed in the water basin.

Prior to advent of the mathematical model proposed in this paper, the current force acting on a ship during the slewing was experimentally determined in the wind tunnel or the water basin as functions of relative inflow angle of the current.

As the result of examining the prediction through the present method, it is verified that the method proposed in this paper is of a great practical use compared with the previous method, because the proposed method enables us to evaluate various effects of changing the mooring conditions such as ship's displacement, ship's trim, the length of mooring line, current speed, etc. on the slewing motion with ease and with accuracy.

## 1 緒 言

単錨泊中の船が、風、潮流等による外力を受けて、一種の自励振動である振れまわりを起こすことは周知のとおりである。また、振れまわりがある程度以上大きくなると船の yaw angle が最大になる付近で索に過大な張力が発生することもよく知られており、それにより索の破断や、走錨が起こる可能性もあり、操船者の間で恐れられている (Fig.1 参照)。

このように振れまわりは種々の問題を含む訳であるが過去における研究例は少なく、特に単錨泊中の振れまわりに関しては、東京商船大<sup>1)</sup>における実験的研究と、その実験に関する SR-155 部会<sup>2)</sup>における計算例があるだ

けであり、しかも両者の一致度は必ずしも十分とはいえない。

また、最近の石油備蓄基地の建設計画等にもとない CALM や SALM 等の一点係留システムにおいての振れまわりが注目を浴び、いくつかの研究例が報告されてい

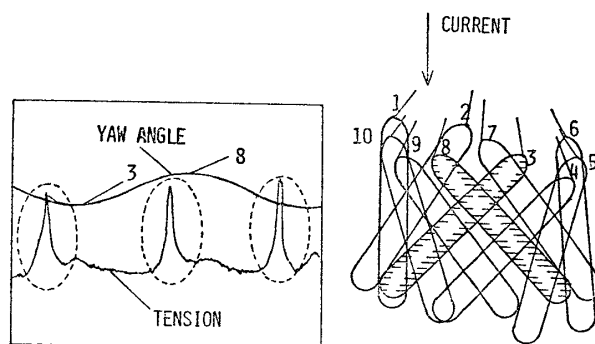


Fig.1 An example of slewing motion

\* 東京大学工学部

\*\* 三井海洋開発(株) (研究当時、東京大学大学院工学系研究科)

るが、ブイを介した振れまわりの場合、ブイが一種のダンパーの働きをするため、単錨泊ほど過大な張力は発生せず、張力の精度よい推定はあまり必要なく、いずれも運動を主に取り上げている。

以上をふまえて本研究では、単錨泊時の振れまわりの中でも、実験上、また理論上取り扱いやすい潮流中の振れまわりを取り上げ、運動および張力の精度よい推定法を示す。と同時に索の性質や、船の姿勢が振れまわりに及ぼす影響を、実験および計算によって調べる。また、今日まで用いられてきた、潮流力モデルにかわる流体力モデルを示し、その有効性を確かめるとともに、そのモデルを用いた、取扱いの簡単な振れまわりの簡易計算法を示す。

## 2 振れまわり運動の計算法

### 2.1 運動方程式

今日まで振れまわり運動の計算に用いられてきた運動方程式では、潮流力を船と潮流の相対流速の2乗と潮流の入流角の関数である潮流力係数の積の形で推定していた<sup>3),4)</sup>。しかし、そのような推定方法には、次のような欠点があった。

- 1) 数多くの風洞実験等を行い潮流力係数を実験的に求めねばならない。
- 2) 潮流力に対する船の旋回運動の影響を正確に評価しにくい。
- 3) 船の姿勢変化および有限水深等の影響を潮流力に取り込みにくい。

そこで、本研究では以上のような点を補うために、今日まで操縦運動の推定に用いられてきた流体力微係数を用いた潮流力推定法を試みた。

座標系を Fig. 2 のようにとる。平水中の振れまわりを取り扱うので、平面運動のみを考え、張力によるトリム変化等は考慮しない。左辺を慣性項、右辺を外力の項とすると運動方程式は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} m(\dot{u} - vr - x_G r^2) &= X_H + T_x \\ m(\dot{v} + ur + x_G \dot{r}) &= Y_H + T_y \\ (I_G + m x_G^2) \dot{r} + m x_G (\dot{v} + ur) &= N_H + P \cdot T_y \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$m$ : 船の質量,  $I_G$ : 重心まわりの船の慣性モーメント,  $X_H, Y_H, N_H$ :  $x$  方向,  $y$  方向の流体力および  $z$  軸まわりの流体モーメント,  $P$ : 船体中心から索取付点までの距離,  $x_G$ : 船体中心から重心までの距離。

さて、今静水中を運動する船を考えると、船に働く流体力は次のように表わすことができる。

$$\left. \begin{aligned} X_H &= -m_x \dot{u}_s + m_y v_s r + m_y \alpha r^2 + X(u_s) \\ &\quad + X_{vr} v_s r \\ Y_H &= -m_y \dot{v}_s - m_y \alpha \dot{r} - m_x u_s r + Y_v v_s \end{aligned} \right\}$$

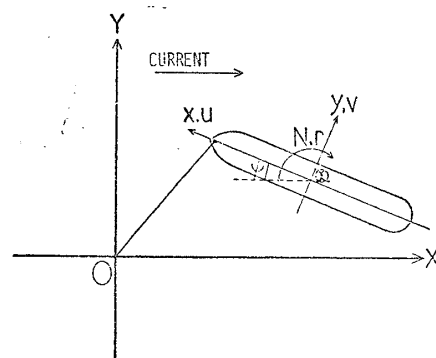


Fig. 2 Co-ordinate system

$$\left. \begin{aligned} &+ Y_r r + C_D \int_{-L/2}^{L/2} (v_s + r x) |v_s \\ &+ r x| dx \\ N_H &= -m_y \alpha \dot{v}_s - J_{zz} \dot{r} - m_y \alpha u_s r + N_v v_s \\ &+ N_r r + C_D \int_{-L/2}^{L/2} (v_s + r x) |v_s \\ &+ r x| x dx \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$\alpha$ : 船体中心から横方向付加質量中心までの距離,  $C_D$ : 船体の横方向抗力係数,  $m_x, m_y$ :  $x$  方向,  $y$  方向の付加質量,  $J_{zz}$ :  $z$  軸まわりの付加慣性モーメント,  $X(u_s)$ : 直進時の船体抵抗。

ここで、積分項は非線形流体力を表わし、 $u_s, v_s$  は水に対する船の相対速度である。このような対水速度の考え方を用いると、(2)式は潮流中におかれた船に働く流体力の表示にも用いることができる。速度  $V_c$  の潮流中に、潮流方向に対し角度  $\phi$  をもって運動する船の対水速度は

$$\left. \begin{aligned} u_s &= u + V_c \cos \phi & v_s &= v - V_c \sin \phi \\ \dot{u}_s &= \dot{u} - V_c r \sin \phi & \dot{v}_s &= \dot{v} - V_c r \cos \phi \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

と表わせる。(3)式を(2)式に代入すると運動方程式は(1)式より

$$\left. \begin{aligned} \text{surge: } (m + m_x) \dot{u} &= X(u + V_c \cos \phi) + (X_{vr} \\ &+ m_y + m) v r - (X_{vr} + m_y - m_x) \\ &\quad \times V_c r \sin \phi + (m x_G + m_y \alpha) r^2 + T_x \\ \text{sway: } (m + m_y) \dot{v} &+ (m x_G + m_y \alpha) \dot{r} = Y_v v \\ &+ \{ Y_r - (m + m_x) u + (m_y - m_x) \\ &\quad \times V_c \cos \phi \} r - V_c Y_v \sin \phi \\ &+ C_D \int_{-L/2}^{L/2} (v - V_c \sin \phi + r x) \\ &\quad \times |v - V_c \sin \phi + r x| dx + T_y \\ \text{yaw: } (I_G + J_{zz} + m x_G^2) \dot{r} &+ (m x_G + m_y \alpha) \dot{v} \\ &= N_v v + \{ N_r - (m x_G + m_y \alpha) u \} r \\ &- N_v V_c \sin \phi + C_D \int_{-L/2}^{L/2} (v - V_c \sin \phi \\ &+ r x) |v - V_c \sin \phi + r x| x dx + P T_y \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$T_x, T_y$  は後に述べる張力計算法により求まるので(4)式を解くことにより、振れまわりのシミュレーション計

算ができる。

さて、このような操縦微係数を用いた潮流力モデルには次のような特徴がある。

- 1) 比較的簡単な実験により微係数が求まるとともに、微係数については過去の実験データも多く、場合によっては実験を行わずに潮流力が推定可能である。
- 2) 運動方程式の物理的意味が明解であり、有限水深、姿勢変化による影響等が取り入れやすい。

なお、斜航時の船に働く流体力の実験値と(2)式による計算値を Fig. 3 に示すが、これによれば横流れ角が  $45^\circ$  付近までは実験と計算の一致度は良い。平水中を斜航する船は、潮流中に斜めにおかれた船と同じ流体力を受けると考えられるので、今回示したモデルは潮流中で  $-45^\circ < \psi < 45^\circ$  において有効と考えられ、索があまり長くない一点係留時、または、単錨泊時の振れまわりには十分適用できるものと考えられる。

## 2.2 張力計算法

本論文では、索に働く流体力および索の3次元変形が振れまわりに及ぼす影響を調べるため、

- 1) 索の運動、流体力は全く考慮せず、また、索は常に鉛直平面内でしか変形しないとする“静的カタナリー計算法”
- 2) 索の運動、流体力、3次元変形をすべて考慮した

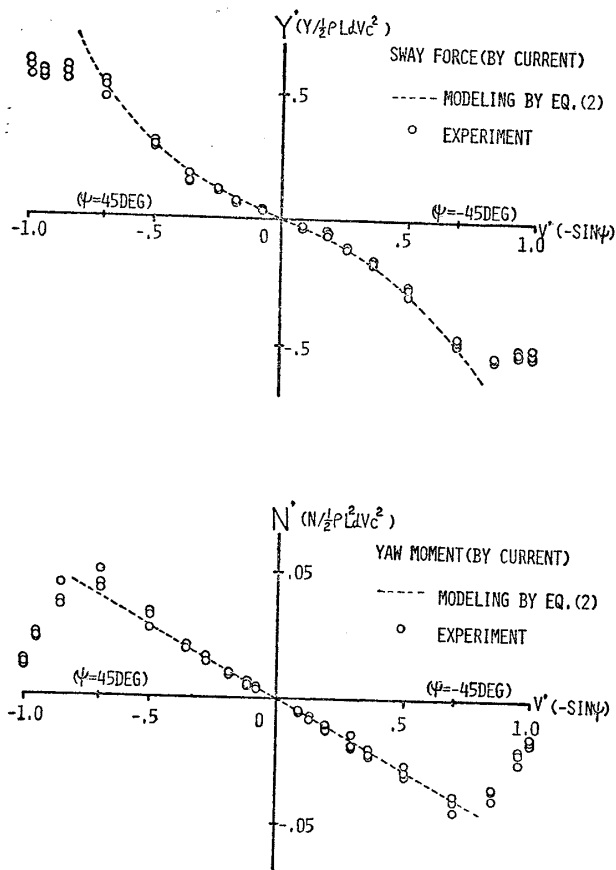


Fig. 3 Modeling of current force

## “Lumped Mass 法”

以上の2方法を用いて張力を計算し、振れまわりに及ぼす種々の影響を検討した。

### 2.2.1 カテナリー計算法

庄司<sup>5)</sup>によると伸びを考慮したカタナリー近似による索の張力は次のように求まる。

索の釣り合い条件、幾何学的条件よりカタナリーは次式で表わされる (Fig. 4(a) 参照)。

$$\left. \begin{aligned} S &= \frac{T_0}{W} \sinh \frac{W}{T_0} \left( X - \frac{T_0 S}{EA} \right) \\ Z &= \frac{T_0}{W} \left\{ \cosh \frac{W}{T_0} \left( X - \frac{T_0 S}{EA} \right) - 1 \right\} \\ &\quad + \frac{T_0^2}{2EA W} \sinh^2 \frac{W}{T_0} \left( X - \frac{T_0 S}{EA} \right) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$$T_X = T_0, \quad T_Z = WS, \quad T = \sqrt{T_X^2 + T_Z^2}$$

$S$ : 索長,  $A$ : 索断面積,  $E$ : 索のヤング率,  $W$ : 索の単位長さ当り水中重量,  $T_0$ : 水底固定点での張力。

ただし、以下の計算では次の近似を用いる。

$$\operatorname{arcsinh} X = X - \frac{X^3}{6}, \quad \sqrt{1+X^2} = 1 + \frac{1}{2} X^2 \quad (6)$$

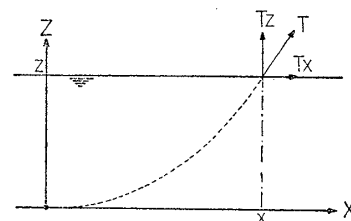
また、水深と索長の関係より、索張力を次の3ケースに分けて考える (Fig. 4(b) 参照)。

#### ① 水底で索がたるむ場合

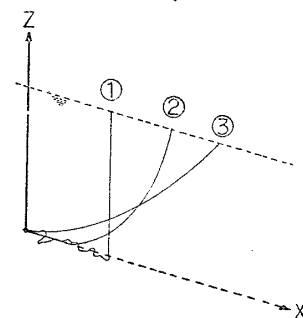
$$T_X = 0, \quad T_Z = WZ \quad (Z: \text{水深}) \quad (7)$$

#### ② 索の一部が水底を這い、他の部分はカタナリーを描く場合

$$\left. \begin{aligned} T_X^6 + EA \left( 5 - \frac{2}{S} X \right) T_X^5 + (EA)^2 \left\{ 10 - \frac{8}{S} X \right. \\ \left. + \left( \frac{X}{S} \right)^2 \right\} T_X^4 + (EA)^3 \left\{ 10 - \frac{12}{S} X \right. \end{aligned} \right\}$$



(a) Co-ordinate system for catenary



(b) Condition of line

Fig. 4 Co-ordinate system for catenary and various conditions of mooring line

$$\left. \begin{aligned} &+3\left(\frac{X}{S}\right)^2 T_X^3 + (EA)^4 \left(1 - \frac{X}{S}\right) \\ &\times \left(5 - \frac{3}{S} X\right) T_X^2 + (EA)^5 \left(1 - \frac{X}{S}\right)^2 T_X \\ &- \frac{2WZ^3(EA)^5}{9S^2} = 0 \\ T_Z &= \sqrt{\frac{2WZT_X}{1 + \frac{T_X}{EA}}} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

③ 水底を這う部分がなく、全体がカタナリーを描く場合

$$\left. \begin{aligned} &T_X^5 + EA \left(3 - \frac{X}{S}\right) T_X^4 + (EA)^2 \left(3 - \frac{2}{S} X\right) \\ &\times T_X^3 + \left\{ (EA)^3 \left(1 - \frac{X}{S} - \frac{1}{2} \left(\frac{X}{S}\right)^2\right) \right. \\ &\quad \left. - \frac{EAW^2S^2}{24} \right\} T_X^2 - \frac{(EA)^2 W^2 S^2}{12} T_X \\ &\quad - \frac{(EA)^3 W^2}{24} S^2 = 0 \\ T_Z &= \frac{ZT_X}{\left(1 + \frac{T_X}{EA}\right)S} + \frac{WS}{2} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

ここで、索のたるみがなくなる距離  $X_1$  は

$$X_1 = S - Z + \frac{WZ^2}{2EA} \quad (10)$$

また索が水底を這わなくなる距離  $X_2$  は

$$X_2 = S + \frac{WS^3}{2ZEA - WS^2} - \frac{(2ZEA - WS^2)^2}{6S(EA)^2} \quad (11)$$

である。

船の索取付位置と原点との距離を  $X_1, X_2$  と比較し、(7)~(9)式を解くことにより(1)式中の張力  $T_X, T_Y$  が求まる。なお、先にも述べたが、索は船の索取付位置と水底固定端を含む鉛直な面内でカタナリーを描いているとしており、3次元変形は考慮していない。

## 2.2.2 Lumped Mass 法

Lumped Mass とは、索をいくつか分割し、それをバネと質点におきかえ、各質点に対する運動方程式を解くことにより索の運動および張力を求めようとするものである。本論文では、中嶋<sup>6)</sup>による動的解析法を用いた。

中嶋によると、 $j$  番目の質点の運動方程式は次のように表わされる。左辺は慣性項、右辺は外力項を表わす (Fig. 5 参照)。

$$\begin{bmatrix} I_{1j} & I_{2j} & I_{3j} \\ J_{1j} & J_{2j} & J_{3j} \\ K_{1j} & K_{2j} & K_{3j} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_j \\ \ddot{y}_j \\ \ddot{z}_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{Xj} \\ F_{Yj} \\ F_{Zj} \end{bmatrix} \quad (12)$$

ただし

$$\begin{aligned} I_{1j} &= M_j + A_{nj} \cos^2 \bar{\alpha}_j + A_{tj} \sin^2 \bar{\alpha}_j \\ I_{2j} &= J_{1j} = (A_{tj} - A_{nj}) \sin \bar{\beta}_j \sin \bar{\alpha}_j \\ I_{3j} &= K_{1j} = (A_{tj} - A_{nj}) \sin \bar{\gamma}_j \sin \bar{\alpha}_j \\ J_{2j} &= M_j + A_{nj} \cos^2 \bar{\beta}_j + A_{tj} \sin^2 \bar{\beta}_j \end{aligned}$$

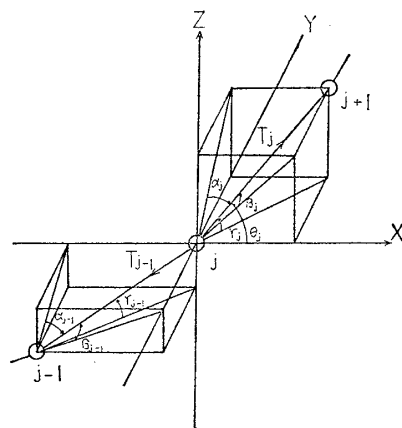


Fig. 5 Co-ordinate system for lumped mass method

$$\begin{aligned} J_{3j} &= K_{2j} = (A_{tj} - A_{nj}) \sin \bar{\beta}_j \sin \bar{\gamma}_j \\ K_{3j} &= M_j + A_{nj} \cos^2 \bar{\gamma}_j + A_{tj} \sin^2 \bar{\gamma}_j \\ \bar{\alpha}_j &= (\alpha_j + \alpha_{j-1})/2 \\ \bar{\beta}_j &= (\beta_j + \beta_{j-1})/2 \\ \bar{\gamma}_j &= (\gamma_j + \gamma_{j-1})/2 \\ A_{nj} &= \rho \frac{D_c^2 \pi}{4} \bar{l}_j C_{hn} \\ A_{tj} &= \rho \frac{D_c^2 \pi}{4} \bar{l}_j C_{ht} \\ F_{Xj} &= T_j \sin \alpha_j - T_{j-1} \sin \alpha_{j-1} + f_{dXj} \\ F_{Yj} &= T_j \sin \beta_j - T_{j-1} \sin \beta_{j-1} + f_{dYj} \\ F_{Zj} &= T_j \sin \gamma_j - T_{j-1} \sin \gamma_{j-1} + f_{dZj} - \delta_j \\ C_{hn} &: \text{法線方向付加質量係数} \\ C_{ht} &: \text{接線方向付加質量係数} \\ D_c &: \text{索の等価円断面直径} \\ f_{dj} &: \text{流体抗力} \\ \delta_j &: \text{索の単位長さ当り水中重量} \\ M_j &: j \text{ 番目の質点の質量} \\ \bar{l}_j &: \text{分割された索の部分長} \end{aligned}$$

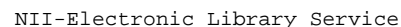
(12)式を索長の拘束条件、水底固定端、船の索取付点の位置の3つの拘束条件の下で差分近似を用いて解けば索の運動および張力  $T_X, T_Y$  が求まる。

## 2.3 シミュレーション計算法

シミュレーション計算法のフローチャートを Fig. 6, Fig. 7 に示す。運動方程式はルンゲ・クッタ・ジル法を用いて解いた。

Input data としては次の諸量が必要である。

- 船の主要目、各操縦微係数
  - 船の初期状態
  - 索の特性 (長さ、断面積、ヤング率等)
  - 潮流速、および、水深
  - time step の長さおよびシミュレーション時間
- カタナリー法および Lumped Mass 法での 1 step 当りの時間間隔  $\Delta t$  および計算時間 (模型スケールで 200



実験は、東京大学船舶航海性能試験水槽において行われたが、当水槽では一様な潮流を発生させることが不可能であったため、静水中で船を曳航することにより潮流中に係留された船の運動と同様の運動が得られると考え、曳航による振れまわり実験を行った。

実験は、曳航電車および追跡電車の2台の電車を用いて行った。前方に置かれた曳航電車より水中にベニヤ板を水平につるし(水底のかわりとする)、ベニヤ板に固定したチェーンで船を曳航し、運動は追跡電車側で、光源追跡装置および方位ジャイロを用いて計測した。このような方法では、水槽の長さとの関係で、本実験の場合約3周期の振れまわりしか計測できなかったが、初期条件を種々に変えて計測を行うことにより、3周期目ではほぼ定常振れまわり運動に入ることを確認した。2～3周期目で定常振れまわり運動に入るとは過去の実験およびシミュレーション計算上でも確認されている。例として Fig. 9 に初期条件を故意に変えたときの振れまわり運動計算結果を示した。

実験に用いた索は、ナイロン糸に平行に装飾用チェーンを結びつけることにより、ヤング率、重量ともに想定した実船の係留索と相似になるようにした。

実験状態は Table 3 に示すとおりであり、Condition

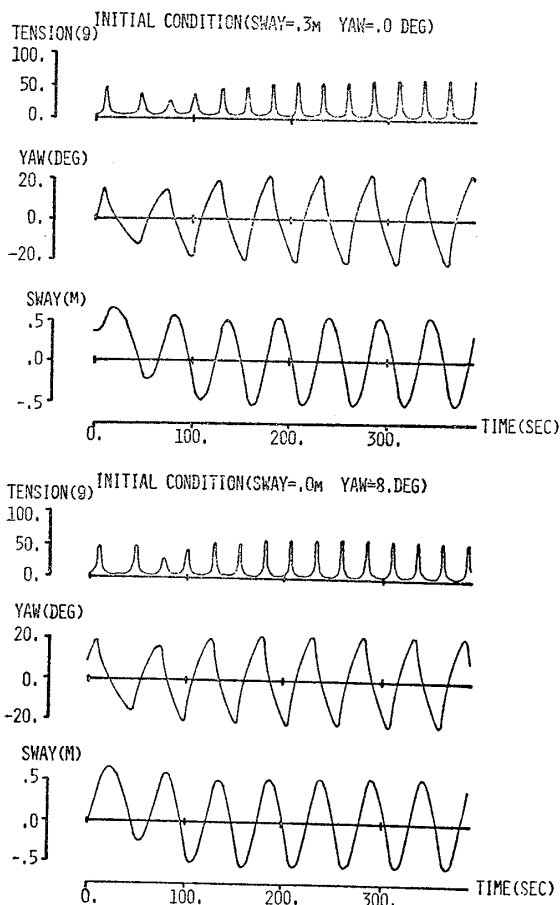


Fig. 9 Time histories of sway and yaw motions, and tensions of mooring line (under different initial conditions)

Table 3 Conditions of experiments

CONDITION	DISPLACEMENT (K9)	CURRENT VEL. (M/S)	LENGTH (M) OF CHAIN	TRIM (M)	R.G.Y. (M)	L.C.G. (M)
A	24.0	0.2	2.0	0.0	0.411	-0.052
B	28.0	0.2	2.0	0.0	0.399	-0.040
C	20.0	0.2	2.0	0.0	0.422	-0.050
D	24.0	0.1	2.0	0.0	0.411	-0.052
E	24.0	0.15	2.0	0.0	0.411	-0.052
F	24.0	0.25	2.0	0.0	0.411	-0.052
G	24.0	0.3	2.0	0.0	0.411	-0.052
H	24.0	0.2	1.5	0.0	0.411	-0.052
I	24.0	0.2	1.0	0.0	0.411	-0.052
J	24.0	0.2	2.0	0.01	0.394	-0.013
K	24.0	0.2	2.0	0.02	0.385	0.010

R.G.Y.: Radius of gyration for yaw  
L.C.G.: L.C.G. from midship (for e+)  
TRIM : Bow down +

Aを基準にし、種々にパラメータを変化させることで、振れまわり運動に対する、トリム影響、排水量影響、索長影響、潮流速影響を調べた。

### 3.2 シミュレーション計算に用いた各微係数

シミュレーションに用いる各操縦微係数は次のように決定した。

- 1)  $m_x, m_y, J_{zz}$ : 元良チャート<sup>7)</sup>により求めた。  
 $m_x = 0.0539 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{sec}^2$ ,  $m_y = 1.82 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{sec}^2$   
 $J_{zz} = 0.496 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{sec}^2$
- 2)  $Y_v, N_v, Y_r, N_r$ : 斜航試験および CMT 試験より求めた。  
 $Y_v' = -0.304$ ,  $Y_r' = 0.0714$ ,  $N_v' = -0.0573$   
 $N_r' = -0.0225$

なお、力およびモーメントはそれぞれ  $\rho L d U^2 / 2$ ,  $\rho L^2 d U^2 / 2$  で除し、無次元化した。

- 3)  $X(u)$ : 直進中抵抗試験より求めた。

$$X(u) = -\frac{1}{2} C_X \rho L d u^2 \quad (C_X = 0.022)$$

- 4)  $C_D$ : 斜航時の流体力を(2)式で近似するとき、誤差の自乗が最小になるよう定めた。

$$C_D = -0.58$$

- 5)  $X_{vr} + m_y$ : 長谷川<sup>8)</sup>の  $(X_{vr} + m_y) / m_y - C_b$  の図表より推定した。

$$X_{vr} + m_y = 1.09 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{sec}^2$$

微係数に対するトリム影響は、線形項のみに対して考え、井上<sup>9)</sup>の方法により推定した。even keel 時の各微係数を  $Y_{v0}', Y_{r0}', N_{v0}', N_{r0}'$  とすると、トリムがついたときの値は次式で求められる。

$$\left. \begin{aligned} Y_v' &= Y_{v0}' (1 + 0.67 \tau') \\ N_v' &= N_{v0}' (1 - 0.27 \tau' / l_v) \\ Y_r' &= Y_{r0}' (1 + 0.80 \tau') \\ N_r' &= N_{r0}' (1 + 0.39 \tau') \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

$\tau' = \tau/d$  ( $\tau$ : 船尾トリムを正としたトリム量

$d$ : 船体中央での吃水)

$$l_v = 2d/(\pi \cdot d + 1.4 C_b \cdot B)$$

### 3.3 実験値と計算値の比較

#### 3.3.1 カテナリー法, Lumped Mass 法による計算値と実験値の比較

Fig. 10~12に定常振れまわり運動1周期間の船体運動と、索張力の実験値および2種の張力計算法によるシミュレーション計算結果を示す。図は yaw angle の zero cross point を一致させ比較してある。これを見ると実験と計算の一致度は位相のずれを除き、周期、振幅ともほぼ良いといえる。Lumped Mass 法によるものとカテナリー法によるものの差として、Lumped Mass 法による計算値の方が実験値との位相のずれが少なく、振幅がカテナリー法のものより1~2割小さくなることがあげられる。その理由として、カテナリー法が2次元の静的

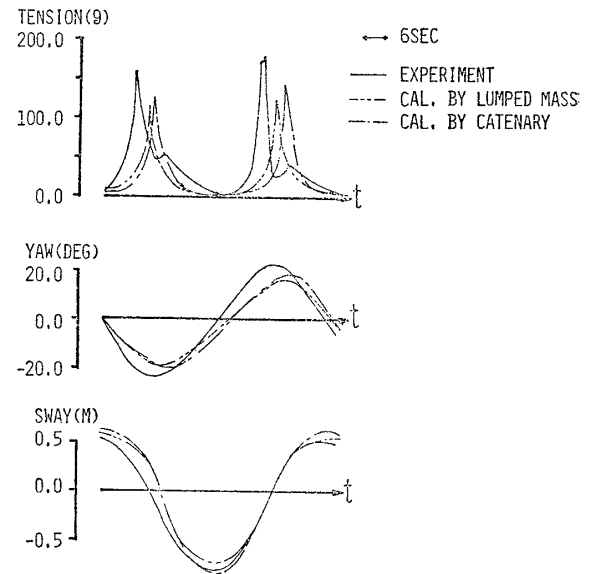


Fig. 12 Ship motions and tension of mooring line (condition G)

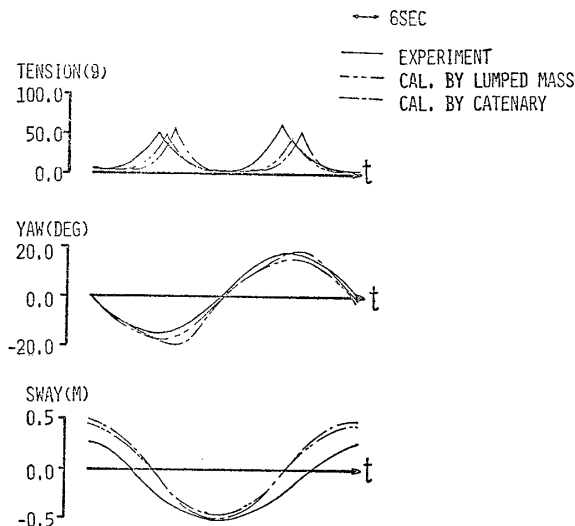


Fig. 10 Ship motions and tension of mooring line (condition A)

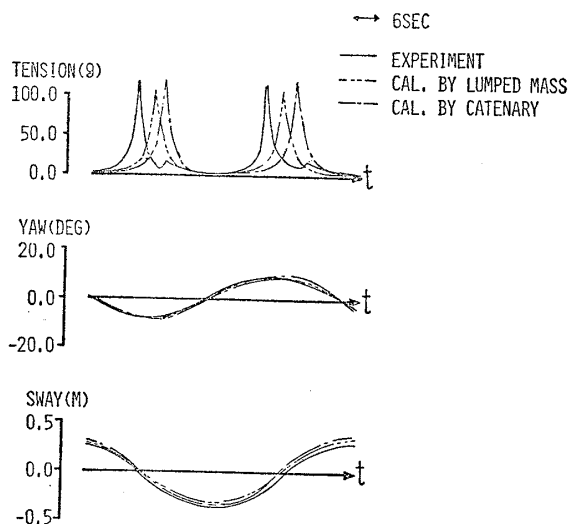


Fig. 11 Ship motions and tension of mooring line (condition I)

状態を仮定しているのに対し Lumped Mass 法によるものは、索に働く流体力および索の3次元変形を考慮していることが考えられる。またカテナリー法, Lumped Mass 法の差異があまりないのは、係留浮体に波が作用する場合等と異なり、船の運動が非常に長い周期のものであり、索に働く動的外力の効果が小さいためと考えられる。また実験と計算値の位相差については、今回のモデルでは索に働く流体力が十分正確に表わされていない、水底における摩擦が考慮されていない等が原因となっているものと思われる。

#### 3.3.2 種々のパラメータが振れまわり運動に及ぼす影響

Fig. 13~16に潮流速、排水量、索長、トリムがそれぞれ振れまわりに及ぼす影響を実験値および計算値で示す。3.3.1で述べたように Lumped Mass 法とカテナリー法の振幅の差は顕著でないので、計算はすべてカテナリー法を用いたシミュレーション計算によった。また、当初(4)式において船体中心と付加質量中心の距離 $\alpha$ は無視していたが、後にその影響が少なくないとわかったため、 $\alpha$ を $\alpha G$ に等しいと仮定した場合( $\alpha = \alpha G$ )と $\alpha = 0$ とした場合の両方を示してある。

全体的に計算値は実験値の傾向をよくとらえており、潮流速変化を除いて、計算値は実験結果より若干過大評価する傾向があるが、定量的にも一致度はよいといえる。船首トリムの増加、排水量の増加、索長の増加、潮流速の増加は、各々振れまわりを大きくすることが実験および計算によりわかり、これは、振れまわりを起こす要因とよく対応している (Appendix 参照)。ここで注目すべき点は、索長を短くすると振れまわりはおさえられるが、逆に索には過大な張力が働くことであり (Fig. 15

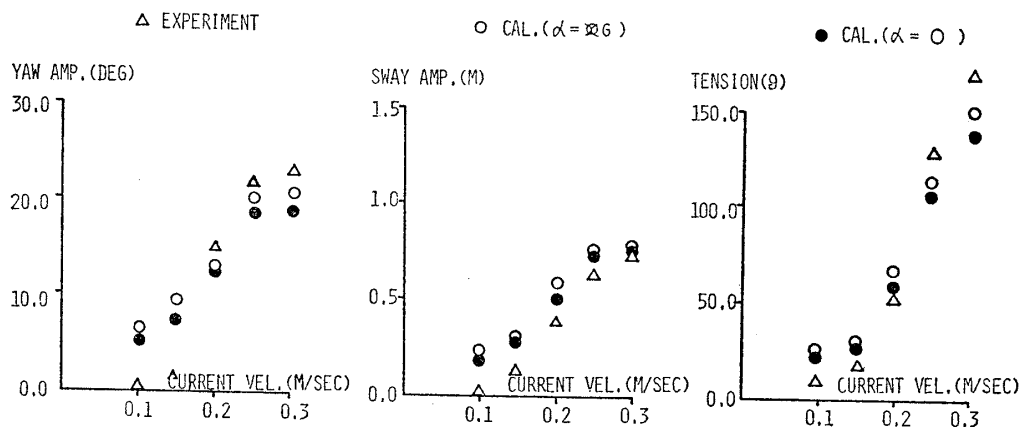


Fig.13 The effect of current velocity

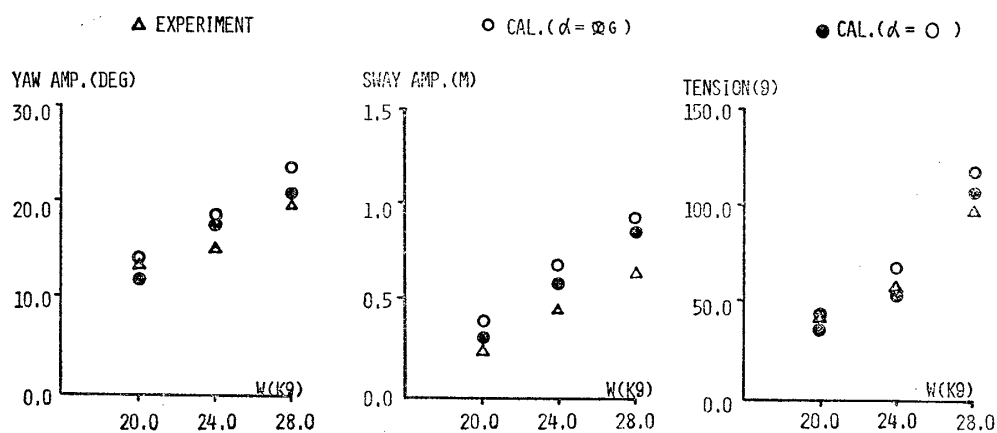


Fig.14 The effect of displacement

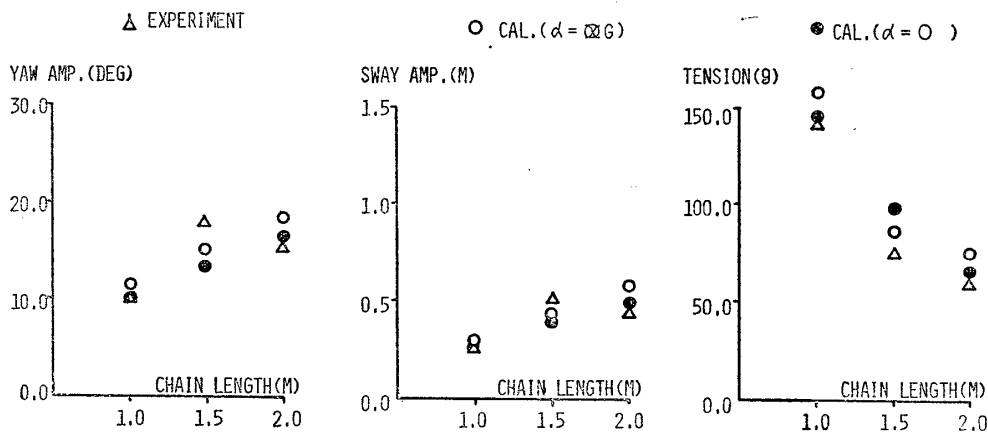


Fig.15 The effect of chain length

参照),安全面からいうと振れまわりをおさえるために索を短くするのは必ずしも得策でないことがわかる。また  $\alpha$  を考慮すると  $\alpha=0$  の値に対し計算値が 10~20% 大きくなり, この影響はかなり大きいといえる。本研究では,  $\alpha$  の近似値として  $\alpha=0.6$  を用いたが本計算を適用するためには  $\alpha$  を個々の船について正確に求めておく必要がある。潮流速変化に対する計算と実験の一致度が悪いのは, 船体に働く流体力に対する潮流速変化の効果

が本解析に用いた数学モデルでは十分にはとらえられていないためと思われる。特に surge の運動が振れまわり全体に及ぼす影響は大きいと思われ, 潮流速が小さい場合等を考慮した運動方程式の改良が必要であろう。

#### 4 双錨泊時の振れまわりに対する数値実験

一般に振れまわりをおさえるために V 字形に錨を 2 つうつ双錨泊という方法がとられる。そこで双錨泊の際の

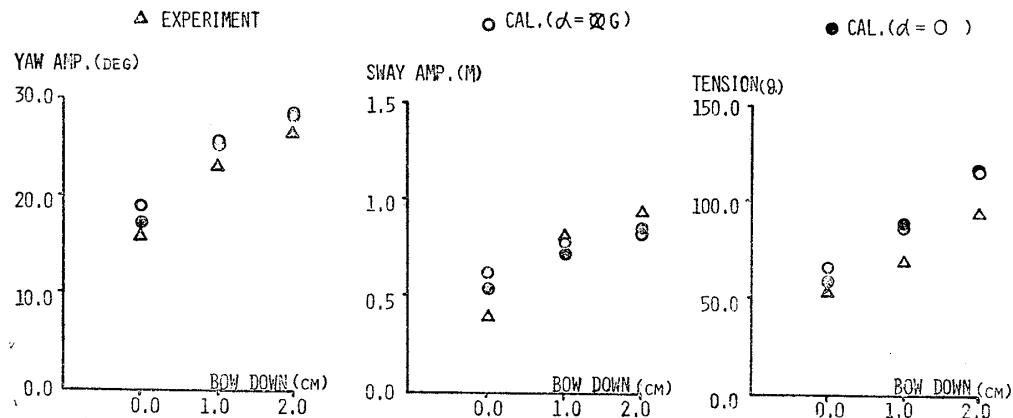


Fig. 16 The effect of trim

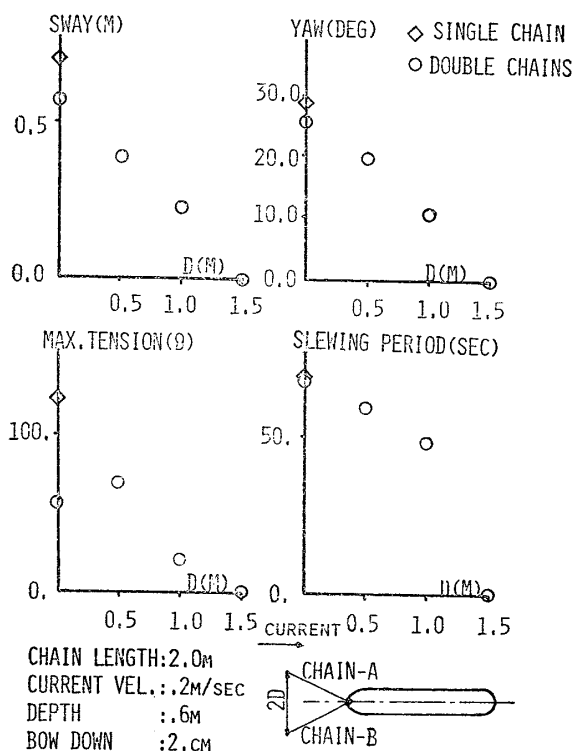


Fig. 17 The effect of distance between two anchoring points

2つの錨の距離を種々に変え、それによる振れまわりの相違を単錨泊のものと比較した。結果を Fig. 17, 18 に示す。結果をみると双錨泊の効果は大きく、錨のひらきが大きくなると振れまわりがおさえられることがわかる。しかし、sway と yaw, yaw と索張力の関係等は単錨泊時のものと同一である。ただし、単錨泊の際には1周期に張力のピークが二度生じたものが、双錨泊では2本の索に1回ずつ交互にピークの出ることがわかる。

## 5 結 言

本研究の結果以下のような結論が得られた。

1) 今日まで振れまわり計算に用いられてきた潮流力モデルに代わる操縦微係数を用いた流体力モデルを示

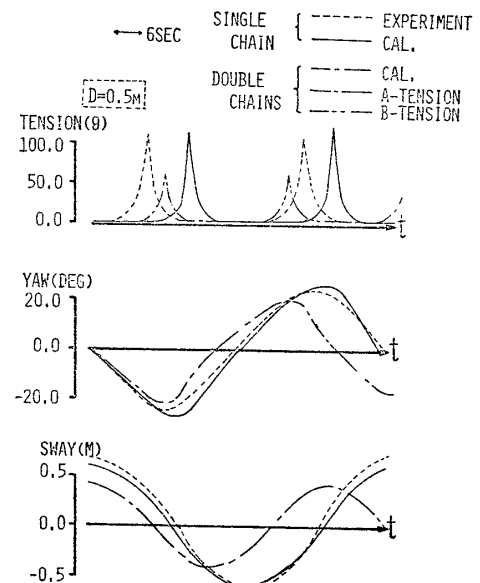


Fig. 18 Comparison between single chain and double chains anchoring

し、実験と計算の比較により、そのモデルの有効性を示した。潮流力モデルに比べ取扱いが容易であり、また、潮流力モデルでは今まで困難であった振れまわりに与えるトリム影響の計算等が簡単にでき、種々の影響を取り入れやすく、実用的な簡易計算法であるといえる。

2) カテナリー法, Lumped Mass 法の2種類の張力計算法を用いることにより振れまわりに及ぼす、索に働く流体力、索の3次元変形の影響を調べた。それにより実用的振れまわり計算に対しては簡単なカテナリー計算で十分であることがわかった。

3) 索長影響等、種々の影響を考慮し単錨泊時の振れまわりを検討した結果、運動振幅、周期、張力とも実験値と一致度のよい推定値を得ることができた。今後、振れまわりによる走錨の研究等に本計算法が有効であると思われる。

本研究をすすめるにあたり、御助力いただいた東京大

学工学部船舶工学科運動性能研究室 小柳雅志郎助手、  
和田孝、川村武男両技官および大学院生諸氏、また、実  
験計測機器の面で便宜をいただいた運輸省船舶技術研究  
所 吉野泰平氏に心から御礼申し上げる。

なお、計算には、東京大学大型計算機センター-HITAC  
M-200H/280Hを使用した。

### 参 考 文 献

- 1) 米田謹次郎，他：荒天錨泊法に関する研究，東京  
商船大学研究報告第11号（昭和35年）。
- 2) 宝田直之助，他：各種係留方式の計算について，  
第2回海洋工学シンポジウム（昭和51年）。
- 3) 宝田直之助，他：船舶の一点係留について，日本  
造船学会誌，第595号（昭和54年）。
- 4) 小保方準，他：一点係留時の船体の振れまわり運  
動と安定性について，関西造船協会誌，第182号  
（昭和57年）。
- 5) 庄司邦昭：係留浮体の運動と係留索の張力に関す  
る研究，東京大学船舶工学科博士論文（昭和50  
年）。
- 6) 中嶋俊夫：質点系モデルによる各種係留ラインの  
動的解析に関する研究，東京大学船舶工学科博士  
論文（昭和55年）。
- 7) 元良誠三：船体運動に関する付加質量及び付加慣  
性モーメントについて，造船協会論文集，第105  
号，第106号（昭和34年）。
- 8) 長谷川和彦：On a Performance Criteria of  
Autopilot Navigation，関西造船協会誌，第178  
号（昭和55年）。
- 9) 井上正祐，他：トリム時の船体微係数の推定，西  
部造船会々報，第55号（昭和53年）。

### Appendix

振れまわりを起こす要因について特性方程式を用いて  
調べてみる。

船が Fig. 19 中の点線のように張力  $T_0$  と船体抵抗が  
釣り合った状態にあるものとし、これに、実線のように  
微小変位が与えられた場合を考える。微小運動を対象と

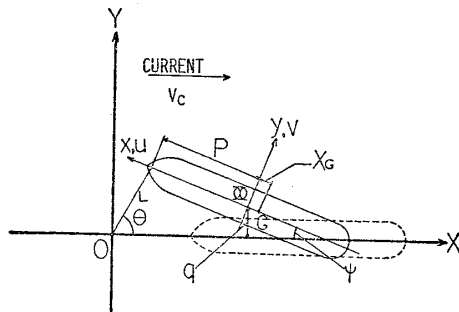


Fig. 19 Co-ordinate system

するので、線形項のみを残し、加速度に関する流体力連  
成項を省略すれば、次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} \text{sway: } m(\dot{v} + ur + x_G \dot{r}) &= Y_v \dot{v} + Y_v v_s \\ &+ Y_r r + T_y \\ \text{yaw: } (I_G + m x_G^2) \dot{r} + m x_G (\dot{v} + ur) &= N_r \dot{r} + N_r r + N_v v_s + P T_y \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

$V_c \gg 0$ ,  $\phi \approx 0$  とすると

$$\left. \begin{aligned} u_s &= V_c & \dot{u}_s &= \dot{u} - V_c r \phi \\ v_s &= v - V_c \phi & \dot{v}_s &= \dot{v} - V_c r \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

これを (14) 式に代入すれば

$$\left. \begin{aligned} (m + m_y) \dot{v} + m x_G \dot{r} &= Y_v v + (Y_r + m_y V_c) r \\ &- Y_v V_c \phi + T_y \\ (I_G + J_{zz} + m x_G^2) \dot{r} + m x_G \dot{v} &= N_v v + N_r r \\ &- N_v V_c \phi + P T_y \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

張力は微小変位に対し釣り合いの位置のときの値  $T_0$   
のまま変化がないとすると

$$T_y = T_0 \left\{ \left( 1 + \frac{b}{L} \right) \phi + \frac{q}{L} \right\} \quad (17)$$

また

$$\left. \begin{aligned} \dot{q} &= u \sin \phi + v \cos \phi \approx u \phi + v \\ v &= \dot{q} & \dot{v} &= \dot{q} & r &= \dot{\phi} & \dot{r} &= \dot{\phi} \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

ここで

$$q = C_1 e^{\sigma t} \quad \phi = C_2 e^{\sigma t} \quad (19)$$

とおくと (16)~(18) 式より、次の特性方程式が得られ  
る。

$$D_0 \sigma^4 + D_1 \sigma^3 + D_2 \sigma^2 + D_3 \sigma + D_4 = 0 \quad (20)$$

$$D_0 = (m + m_y)(I_G + J_{zz}) + m m_y x_G^2$$

$$D_1 = -(m + m_y) N_r - Y_v (I_G + J_{zz} + m x_G^2) \\ + m x_G (N_v + Y_r + m_y V_c)$$

$$D_2 = Y_v N_r - N_v (Y_r - m V_c) - m x_G Y_v V_c \\ + T_0 / L \{ I_G + J_{zz} + m x_G^2 - m x_G (L + 2P) \\ + P(m + m_y)(L - P) \}$$

$$D_3 = T_0 / L \{ (L + P)(N_v - P Y_v) + P(Y_r + m_y V_c) \\ - N_r \}$$

$$D_4 = V_c T_0 (N_v - P Y_v) / L$$

(20) 式が Routh-Hurwitz の判定条件を満たせば、  
微小撓乱は減衰し振れまわりは起こらない。すなわち、

$$\left. \begin{aligned} D_0, D_1, D_2, D_3, D_4 &> 0 \\ D_1 D_2 D_3 - D_1^2 D_4 - D_0 D_3^2 &> 0 \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

$D_0 \sim D_4$  の物理的意味を考え、索がカタナリーをなし  
ているという条件、井上らによる微係数へのトリム影響  
等を考慮に入れて、(21) 式で与えられた条件を具体的  
に検討してみると、振れまわり運動を起こしやすくなる  
要件として次の諸点があげられる。

- ① 重心が船体中心より後方にある。
- ② 前トリムがついている。
- ③ 索取付位置が船体中心に近い。
- ④ 索が長い、軽い。
- ⑤ 錨泊時での水深が深い（ただし、索長一定の条件  
下で）。
- ⑥ 潮流速が大きい。