

特別寄稿

第4 台風下における内航船の錨泊に関する検討

九州大学大学院工学研究院

海洋システム工学部門

貴島 勝郎

1. まえがき

2005年の米国における巨大ハリケーンを始めとして、我が国では2004年に台風が10個も上陸するなど、世界規模で異常な気象現象が起こっている。2004年の台風では多くの船舶が被害を受け、人命安全、環境破壊、水産資源等の問題に波及して大きな社会問題になった。

従来から、台風接近に伴う船舶の係留・錨泊に関しては種々の方法が採用されてきているが、船舶の大きさと外乱の関係、即ち風速、波浪、気圧等の要素が係留や錨泊に対してどのような影響を与えるのかについて、その詳細について検討されたことが未だ無いように思われる。従って、これらの要素を考慮した錨泊に関する系統的な検討が必要と思われる。

本検討資料は、このような問題を背景に、設計段階で適用されてきた船の操縦性能推定法を応用して、台風時のような強風下、厳しい気象・海象条件下での船舶、特に内航船の錨泊時の問題を詳細に検討することにより、台風接近時の安全な錨泊方法に関する資料の提供および操船者への安全性に関する指針や判断基準等の情報提供に資することを目的とする。

本検討資料では、499型の一般貨物船、749型の油タンカーおよび694型のカーフェリーを対象として検討を行う。ただし、ここでは外力のパラメータとして、風速、波高、波長および守錨のための推力(プロペラ回転数)の変化を考慮している。また、錨泊時の船体運動としては、簡略のために水平面内の運動のみを考慮した。強風下、厳しい気象・海象条件下では、上下揺れやそれに伴う錨鎖の運動も考慮すべきであると考えられるが、ここでは水平面内の運動、いわゆる横運動のみを考慮している。さらに、船型については一般的な内航船型を仮定し、錨についても一般的なものを想定して計算を行っている。

2. 運動方程式

図1に示す座標系における船体の運動を表す運動方程式は下記の通りである。

$$\left. \begin{aligned} (m + m_x)\dot{u} - (m + m_y)vr &= X \\ (m + m_y)\dot{v} + (m + m_x)ur &= Y \\ (I_{zz} + i_{zz})\dot{r} &= N \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ここで、

u, v, r : 船速 U の x, y 軸方向成分および回頭角速度

m, m_x, m_y : 船の質量および x, y 軸方向の付加質量

I_{zz}, i'_{zz} : 重心まわりの船の慣性モーメントおよび付加慣性モーメント

X, Y, N : 船体に作用する外力の x, y 軸方向成分ならびに回頭モーメント

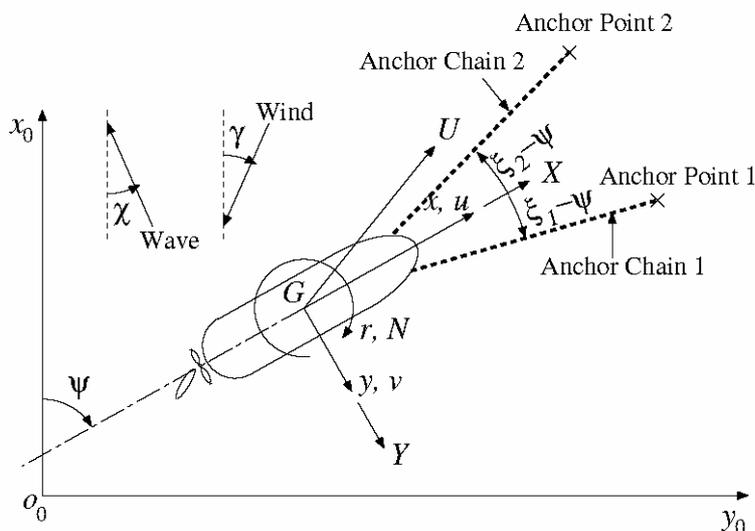


図1 座標系

(1) 式の右辺の外力については、下記のような成分で表した。

$$\left. \begin{aligned} X &= X_H + X_P + X_A + X_W + X_T \\ Y &= Y_H + Y_A + Y_W + Y_T \\ N &= N_H + N_A + N_W + N_T \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ここで、添字の H, P, A, W, T はそれぞれ船体に作用する流体力、プロペラ推力、風圧力、波漂流力および錨鎖の張力を表している。なお、本計算においては、舵力については考慮していない。

3. 各種流体力の表現

3.1 船体に作用する流体力

船体に作用する流体力 X_H, Y_H, N_H については、厳密には大斜航角時に船体に作用する流

体力を表現することが可能な数学モデルを用いる必要があるが、本計算においては、比較的大型船型を対象として、九州大学において開発された船体流体力の推定式を用いた。

3.2 プロペラ推力

プロペラ推力については、九州大学において通常使用している数学モデル[1]を使用した。

3.3 風圧力

船体に作用する風圧力 X_A, Y_A, N_A については、次式のように表した。

$$\left. \begin{aligned} X_A &= \frac{1}{2} \rho_a A_T V_W^2 C_{Wx} \\ Y_A &= \frac{1}{2} \rho_a A_L V_W^2 C_{Wy} \\ N_A &= \frac{1}{2} \rho_a L_{OA} A_L V_W^2 C_{Wz} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ここで、 ρ_a は空気の密度、 V_W は相対風速、 L_{OA} は船の全長、 A_T, A_L は水面上の船体の正面投影面積および側投影面積である。また、 C_{Wx}, C_{Wy} は x, y 軸方向の風圧力係数、 C_{Wz} は z 軸まわり風圧モーメント係数であり、ここでは藤原らの推定式[2]を用いた。

3.4 波漂流力

漂流力 X_W, Y_W, N_W については、Newman[3]による推定式を用いて、次式のように表した。

$$\left. \begin{aligned} X_W &= \frac{\rho g K^3}{4} \int_L B(x) \left(\zeta_A e^{iKx \cos \chi} + i\zeta_3 - ix\zeta_5 \right) \int_L B(\xi) \left(\zeta_A e^{-iK\xi \cos \chi} - i\zeta_3^* + i\xi\zeta_5^* \right) \\ &\quad \times \{ J_0(Kx - K\xi) \cos \chi + iJ_1(Kx - K\xi) \} d\xi dx \\ Y_W &= \frac{\rho g K^3}{4} \int_L B(x) \left(\zeta_A e^{iKx \cos \chi} + i\zeta_3 - ix\zeta_5 \right) \int_L B(\xi) \left(\zeta_A e^{-iK\xi \cos \chi} - i\zeta_3^* + i\xi\zeta_5^* \right) \\ &\quad \times J_0(Kx - K\xi) \sin \chi d\xi dx \\ N_W &= -\frac{1}{2} \frac{\rho g K \zeta_A^2 \sin \chi}{I_0 I_2 - I_1^2} \int_L x B(x) \int_L B(\xi) (I_2 - I_1 x + I_0 x \xi) \sin \{ K(x - \xi) \cos \chi \} d\xi dx \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} \zeta_3 &= \frac{i\zeta_A}{I_0 I_2 - I_1^2} \int_{-L/2}^{L/2} B(x) (I_2 - I_1 x) e^{iKx \cos \chi} dx \\ \zeta_5 &= \frac{i\zeta_A}{I_0 I_2 - I_1^2} \int_{-L/2}^{L/2} B(x) (I_1 - I_0 x) e^{iKx \cos \chi} dx \\ I_n &= \int_{-L/2}^{L/2} B(x) x^n dx \quad \text{for } n = 0, 1, 2 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

ここで、 K は波数、 ζ_A は波振幅、 $B(x)$ は任意の x 座標における船幅、 J_0, J_1 は第1種 Bessel 関数である。

波漂流力の計算に際しては船長方向各横断面の水線幅が必要となるが、計算対象船の水線面形状の詳細は不明であるため、既存のコンテナ船型に対するデータを計算対象船の縮尺に合わせて使用した。

3.5 錨鎖の張力

2本の錨鎖の張力 $T_i (i=1, 2)$ を求めるに際して、錨鎖はアンカー位置とベルマウス位置を通る鉛直面内に存在するものとするものと仮定した。この仮定の下で、船舶に作用する錨鎖の張力以外の全外力の錨鎖方向の成分と錨鎖の張力が釣り合うものと仮定すると、単錨泊の場合の錨鎖の張力 T は次式のように表すことができる。

$$T_1 = -(X_H + X_P + X_A + X_W) \cos(\xi_1 - \psi) - (Y_H + Y_A + Y_W) \sin(\xi_1 - \psi) \quad (6)$$

一方、双錨泊の場合の2本の錨鎖の張力 $T_i (i=1, 2)$ は次式のように表すことができる。

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= \frac{-(X_H + X_P + X_A + X_W) \sin(\xi_2 - \psi) + (Y_H + Y_A + Y_W) \cos(\xi_2 - \psi)}{\cos(\xi_1 - \psi) \sin(\xi_2 - \psi) - \sin(\xi_1 - \psi) \cos(\xi_2 - \psi)} \\ T_2 &= \frac{-(X_H + X_P + X_A + X_W) \sin(\xi_1 - \psi) + (Y_H + Y_A + Y_W) \cos(\xi_1 - \psi)}{(\cos(\xi_2 - \psi) \sin(\xi_1 - \psi) - \sin(\xi_2 - \psi) \cos(\xi_1 - \psi))} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

ここで、 ξ_i は錨鎖 i と空間固定座標系の x_0 軸がなす角度、 ψ は回頭角である。このとき、錨鎖の張力 T_i の x, y 軸方向成分 X_i, Y_i および錨鎖の張力によって船体に作用するモーメント M は次式により表される。

$$\left. \begin{aligned} X_T &= \sum_i^2 T_i \cos(\xi_i - \psi) = \sum_i^2 T_{ix} \\ Y_T &= \sum_i^2 T_i \sin(\xi_i - \psi) = \sum_i^2 T_{iy} \\ N_T &= \sum_i^2 (-T_{ix} \cdot y_{bi} + T_{iy} \cdot x_{bi}) \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

ここで、 x_b, y_b は船体固定座標系 $G-xy$ におけるベルマウスの座標である。

ベルマウス位置とアンカー位置の水平距離 ℓ_h が、錨鎖の全長 ℓ_c から水底とベルマウスの鉛直距離 H を差し引いた距離より短くなった場合 ($\ell_h < \ell_c - H$: 図2 参照) には、錨鎖がベルマウス位置より鉛直下方に垂れた状態にあるものと考えられるため、この状態における張力は $T=0$ と仮定した。

一方、ベルマウス位置とアンカー位置の直線距離 ℓ_d が錨鎖の全長 ℓ_c より長くなった場合 ($\ell_d > \ell_c$: 図2 参照) には、後述するアンカーによる把駐力が錨鎖の張力としてそのまま作用するものと仮定した。

4. 錨鎖の係駐力

錨鎖の係駐力については、文献[4]に従って推定を行った。図2に示すように、錨鎖がアンカーとベルマウスを通る鉛直面内においてカテナリー形状をなすものとする、そのカテナリー長 S および係駐部の長さ ℓ は次式により与えられる。

$$\left. \begin{aligned} S &= \sqrt{H^2 + 2 \left(\frac{X_T}{w'_c} \right) H} \\ \ell &= \ell_c - S \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

ここで、 w'_c は錨鎖の水中重量であり、文献[4]に従って錨鎖の重量 w_c の 0.87 倍 ($w'_c = 0.87 w_c$) とした。このとき、アンカーおよび錨鎖による係駐力 P は次式で与えられる。

$$P = w'_a \cdot \lambda_a + w'_c \cdot \lambda_c \cdot \ell \quad (10)$$

ここで、 w'_a はアンカーの水中重量である。また、 λ_a および λ_c はそれぞれ JIS 型ストックレスアンカーの標準把駐係数、錨鎖の摩擦抵抗係数であり、表1 および表2 に示す値を用いた[4]。

表1 アンカーの標準把駐係数

底質	λ_a
砂	3.5
泥	3.0

表2 錨鎖の摩擦抵抗係数

底質	λ_c
砂	0.75
泥	1.0

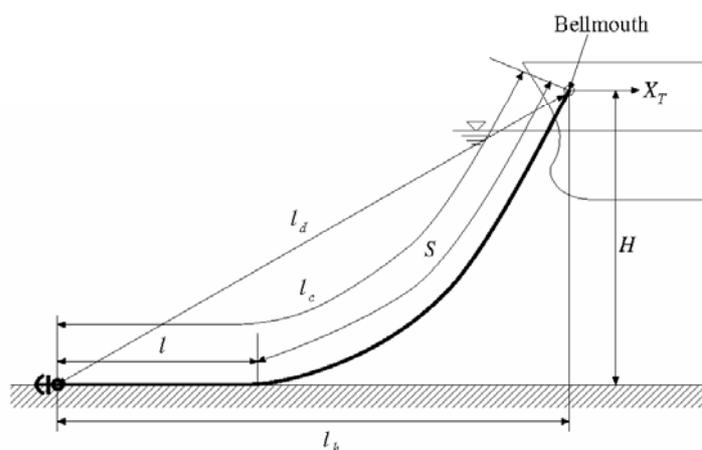


図2 係駐力に関するパラメータ

5. 計算対象船

499 型一般貨物船, 749 型油タンカーおよび 694 型カーフェリーの主要目と風圧力の推定に用いた各種パラメータをそれぞれ表 3~8 に示す。

表 3 499 型一般貨物船の主要目

全長	L_{OA}	(m)	75.5
垂線間長	L_{PP}	(m)	70.0
全幅	B	(m)	12.5
吃水	d	(m)	3.992
方形係数	C_b		0.691

表 4 499 型の風圧力推定のための各種パラメータ

正面投影面積	A_T	(m^2)	96.98
上部構造を除いた側投影面積	A_L	(m^2)	256.34
上部構造の側投影面積	A_{OD}	(m^2)	66.13
midship から側投影面積の面積中心までの距離	C	(m)	12.50
吃水線から側投影面積の面積中心までの高さ	H_C	(m)	2.99
midship から上部構造の側投影面積の面積中心までの距離	C_{BR}	(m)	27.75
吃水線から上部構造の側投影面積の面積中心までの高さ	H_{BR}	(m)	15.09

表 5 749 型油タンカーの主要目

全長	L_{OA}	(m)	74.25
垂線間長	L_{PP}	(m)	69.95
全幅	B	(m)	11.2
吃水	d	(m)	4.73
方形係数	C_b		0.666

表 6 749 型の風圧力推定のための各種パラメータ

正面投影面積	A_T	(m^2)	65.70
上部構造を除いた側投影面積	A_L	(m^2)	234.92
上部構造の側投影面積	A_{OD}	(m^2)	83.80
midship から側投影面積の面積中心までの距離	C	(m)	-6.10
吃水線から側投影面積の面積中心までの高さ	H_C	(m)	2.77
midship から上部構造の側投影面積の面積中心までの距離	C_{BR}	(m)	-29.23
吃水線から上部構造の側投影面積の面積中心までの高さ	H_{BR}	(m)	11.02

表 7 694 型カーフェリーの主要目

全長	L_{OA}	(m)	61.35
垂線間長	L_{PP}	(m)	55.0
全幅	B	(m)	14.0
吃水	d	(m)	2.8
方形係数	C_b		0.568

表 8 694 型の風圧力推定のための各種パラメータ

正面投影面積	A_T	(m^2)	149.10
上部構造を除いた側投影面積	A_L	(m^2)	483.01
上部構造の側投影面積	A_{OD}	(m^2)	394.01
midship から側投影面積の面積中心までの距離	C	(m)	1.55
吃水線から側投影面積の面積中心までの高さ	H_C	(m)	4.21
midship から上部構造の側投影面積の面積中心までの距離	C_{BR}	(m)	2.21
吃水線から上部構造の側投影面積の面積中心までの高さ	H_{BR}	(m)	9.70

6. 計算結果と考察

6.1 シミュレーション計算条件

前節までに示した方法に基づいて、外乱下における船舶の振れ回り運動のシミュレーション計算を行った。

計算対象海域の水深は 14m、海底の土質は砂とし、簡単のためベルマウスの位置は吃水位置と仮定した。また、499 型一般貨物船および 749 型油タンカーについては、1 節あたりの長さ 25.0m、単位長さあたりの重量 22.43kg/m の錨鎖ならびに重量 1,180kg の従来型ストックレスアンカー、694 型カーフェリーについては、1 節あたりの長さ 25.0m、単位長さあたりの重量 24.54kg/m の錨鎖ならびに重量 1,280kg の従来型ストックレスアンカーを用いて、単錨泊および双錨泊を行う場合についてシミュレーション計算を行った。なお、錨鎖の節数については、6, 8, 10 の 3 通りについて検討を行った。

外乱として風と波(うねり)を考慮し、表 9 に示す外乱条件の下でシミュレーション計算を行った。また、振れ回り運動中にプロペラを使用しない場合と、プロペラを回転させることにより、外乱に対する把駐力の不足を補う場合について検討を行った。このとき、プロペラ推力としては、平水中における船速

表 9 外乱の条件

風速	20, 30, 40 (m/s)
風向	真北から ($\gamma = 0.0^\circ$)
波高	2, 3, 4 (m)
波長	20, 40, 60, 80, 100 (m)
波の入射角	真北から ($\chi = 180^\circ$)

1~6kt に対応する推力を与えた。これらのシミュレーション計算においては、船のピッチングやヒービング等の縦運動が錨鎖に及ぼす影響については、考慮していない。

6.2 499 型一般貨物船

単錨泊の場合のシミュレーション計算結果を表 10~12 に、双錨泊の場合のシミュレーション計算結果を表 13~15 に示す。表中の“○”は、走錨することなく錨泊が可能であった場合、“×”は走錨した場合、“□”は把駐力の不足を補うために与えられたプロペラ推力が過剰であった場合をそれぞれ表している。

まず波長の影響について見ると、波長(λ)と船長(L)の比(λ/L)が 1 より小さくなるにつれて波漂流力は大きくなる傾向があるため、プロペラ推力を使用している場合であっても、船長より波長が短い範囲においては走錨を生じていることが分かる。一方、風圧力は風速の 2 乗に比例して大きくなるため、風速が速くなるにつれて、走錨せずに錨泊可能な状態を表す領域が小さくなっている。

双錨泊においては、錨鎖の節数が長くなるに従って、錨泊可能な状態を表す領域がやや広がる傾向が見られるが、単錨泊の場合については節数による差はほとんど見られない。

3.5 節(錨鎖の張力)で述べたように、シミュレーション計算においては、ベルマウス位置とアンカー位置の直線距離 l_i が錨鎖の全長 l より長くなった場合には、アンカーによる把駐力が錨鎖の張力としてそのまま作用するものと仮定している。従って、ある一定の外乱条件下においては、錨鎖の節数の長短に関わらず索張力の大きさがアンカーによる把駐力と等しくなるため、その結果として、全ての錨鎖の節数の場合に対して、走錨を生じる外乱条件がほぼ等しくなったものと考えられる。従って、錨鎖の取り扱いについては、今後さらなる検討が必要である。

6.3 749 型油タンカー

単錨泊の場合のシミュレーション計算結果を表 16~18 に、双錨泊の場合のシミュレーション計算結果を表 19~21 に示す。

499 型一般貨物船に対する計算結果と比較すると、走錨を生じる外乱の条件に多少の差は見られるが、各パラメータが錨泊運動に及ぼす影響は、定性的には同様な傾向を示している。

6.4 694 型カーフェリー

単錨泊の場合のシミュレーション計算結果のうち錨鎖の節数 6 節の場合を表 22~24 に、双錨泊の場合のシミュレーション計算結果を表 25~27 に示す。

499 型一般貨物船および 749 型油タンカーと比較して、694 型カーフェリーは大きな上部構造物を有するため風圧面積が広く、錨泊時の運動に及ぼす風圧力の影響が大きくなる。従って、ひとたび振れ回り運動によって船首斜め方向から風を受けるようになると、振れ回り運動が急速に発達することになる。

また、走錨せずに錨泊することが可能であった計算条件において、プロペラ推力のみを増加させた場合、制御力を増加させることになるため、本来は走錨せずに錨泊可能となることが期待されるが、走錨を生じているケースも見られる。これは、外乱と船体運動のタイミングによっては、把駐力の不足を補うためのプロペラ推力が振れ回り運動を抑制するために有効な方向に作用せず、その結果として走錨を生じているものと考えられる。

7. あとがき

内航船の錨泊時の安全性に関連して、台風のような厳しい海象条件下における錨泊時の振れ回り運動等に及ぼす外乱の影響について、シミュレーション計算に基づいて検討を行った。

本検討では、種々の条件について仮定を設けている。即ち、まず船体の振れ回り運動において錨鎖の運動は考慮せず、いわゆる横運動のみを考慮している。また、内航船の主機特性、プロペラ性能等については標準的な性能・特性を考慮している。さらに、振れ回り運動中の錨鎖の運動やそれらの運動に伴う係駐力の変化等は考慮していない。従って、厳密にはこのような要素が錨泊時の船体の振れ回り運動や走錨等に影響を及ぼすことも考えられるが、ここでは概略の目安として、風や波などの外乱が船の振れ回り運動にどの程度寄与するのかについて検討している。

計算対象船とした499型一般貨物船については、単錨泊の場合には錨鎖の節数を増やしても走錨を生じる外乱の条件に大きな差は現れなかった。一方、双錨泊の場合については、単錨泊の場合よりも厳しい外乱条件下での錨泊が可能となるという結果が得られた。749型油タンカーについても、499型一般貨物船と同様な傾向が見られた。694型カーフェリーについては、他2隻の計算対象船と比較して風圧面積が大きいため、風による影響を大きく受け、単錨泊の場合には走錨を生じやすくなるが、双錨泊の場合には、錨鎖の節数を増加させるにつれて走錨を生じることなく錨泊が可能となる外乱の条件の範囲が広がるという結果が得られた。

参考文献

- [1] 貴島勝郎, 名切恭昭: 船舶操縦性能推定の実用的計算法に関する研究, 西部造船会々報, 第105号(2003), pp. 21-31
- [2] 藤原敏文, 上野道雄, 二村 正: 船体に働く風圧力の推定, 日本造船学会論文集, 第183号(1998), pp. 77-90
- [3] Newman, J. N. : The Drift Force and Moment on Ships in Waves, Journal of Ship Research, Vol. 11, No. 1(1967), pp. 51-60
- [4] 本田啓之輔: 操船通論, 成山堂書店(1986)

