

接岸時大型タンカーの付加質量

林 泰 造*・白井増次郎**

1. ま え が き

近年タンカーの寸法は著しく大型となっており、ドルフィンの設計にはその付加質量の正確な推定が不可欠となっている。

接岸水域の水深が船舶の吃水深に比べて十分大きいときには、船舶の付加質量は深水域においてとる付加質量の式を用いて計算される。しかし、タンカーの著しい大型化の結果、ドルフィン前面の水深はタンカーの吃水深に比べて一般には十分に大きいとは言えなくなっており、時には船舶の吃水深がドルフィン前面水深の80%にも及ぶこともある。船底と水域の水底との間隔が小さいときには、その船舶の付加質量は深水域における値とは異なってくる。そのような場合の船舶の付加質量に関するいろいろな研究がなされている^{1)~7)}。筆者らもこの大型タンカーの付加質量につきこの数年来理論的ならびに実験的研究を行ってきた^{8),9)}が、このたびその研究が一応完成したので本報はその報告として取りまとめたものである。

2. 現象的考察

大型タンカーがその軸線と垂直の方向に一定速度でドルフィンに向けてタグ・ボートで曳かれ(または押され)てゆくとき、ドルフィン側の舷側を過る鉛直断面を過る水流(図-1)の連続性の考察から、船底下には当然船底下をくぐり抜けて沖側に向けて流れるかなりの逆流が生じているはず

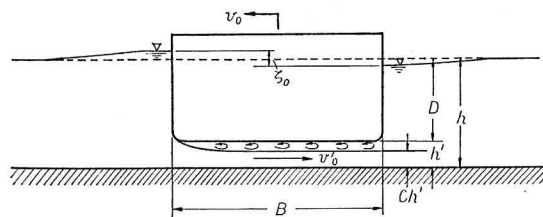


図-1 一定速度で移動中の船舶と船底下の逆流

* 正会員 工博 中央大学教授理工学部土木工学科・埼玉大学客員教授
工学部地盤水理実験施設

** 正会員 工博 大成建設(株)技術研究所嘱託

であると考えられる。

本論文では、船舶の長さは船腹幅に比べて十分大きく、流れは船舶軸線に垂直な面内の2次元流と考えてもよい場合を取り扱う。そうすると、船舶が未だ減速をはじめない前の、一定速度で移動中における水流の連続性の方程式はつぎのように書き表わされる。

$$Dv_0 = Ch' \cdot v'_0 \dots\dots\dots (1)$$

ただし、 D : 船舶の吃水深、 v_0 : 船舶の定常速度、 h' : 船底と水底との間の距離(船底下のクリアランス)、 C : 船底下をくぐり抜ける流れの断面収縮係数、 v'_0 : 船底下の水流(縮脈流)の収縮断面平均流速、である。

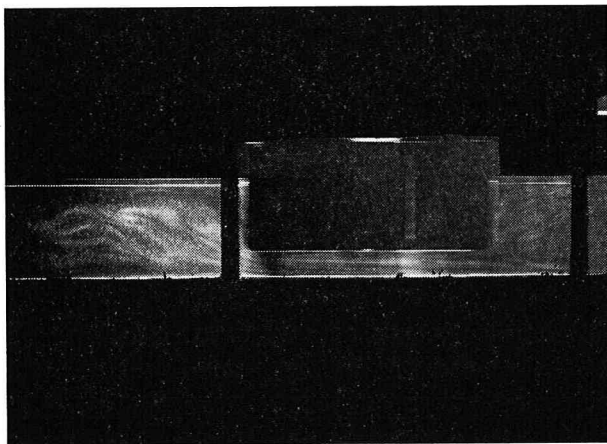
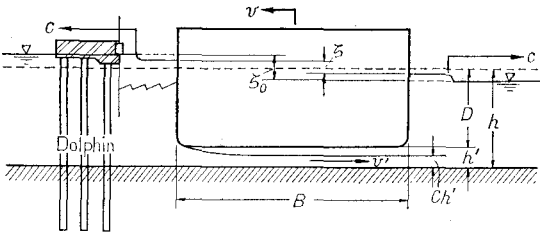


写真-1 一定速度で移動する模型船のまわりの流況(船の運動は右から左へ、左舷側水面下に光っている線は曳いているワイヤー、 $h/D=1.4$ 、船のフルード数 0.0285)

写真-1は模型船舶が一定速度で動いているときの船体まわりの流況をアルミニウム粉末により可視化したものである。明らかに、船底下には相当な速度の逆流が生じていることが認められる。

船舶がドルフィンと接触した瞬間から船舶は減速しはじめる。しかし、この時にもなお船底下の逆流はその慣性のためにそれまでの速度のままで逆流を続けようとする。この結果、水量の連続性から、ドルフィン側の舷側水面は下降して負の段波が起り、逆に沖側舷側の水面は上昇して正の段波を生じ(図-2)、このような状態は



図—2 船舶の減速により生ずる負の段波と正の段波（時間の経過とともに ζ の値は減少し、やがて負の値となってゆく。 ζ_0 は $t=0$ における ζ の値）

船底下の逆流が両舷側水面を結ぶ負の動水勾配によりやがて静止するに至るまで継続する。そしてドルフィン側舷側ではこのようにしてもたらされた水面低下により舷側に作用していた静水圧はその分だけ減少し、また沖側舷側では逆に水面上昇分だけ静水圧は増大する。この結果、船舶にはドルフィン方向への静水圧が作用することとなり、この分だけ船舶の接岸時の衝撃力は増加する。ところでこの分は船底下の逆流の慣性に基因したものであるから、船底下の逆流の慣性が付加質量に重要な影響をもつものであることが判る。

そこで、これらの考察に基づき次節の理論的解析を行う。

3. 理論的解析

船舶の軸線方向単位長さ当りの部分船体について考える。この運動方程式は次式で表わされる。

$$\rho DB \ddot{v} = -kx - \rho g D \zeta - \tau B \quad (2)$$

ここに、 ρ : 海水の密度、 B : 船体幅、 v : 船舶の瞬間速度、 k : 接岸施設、防舷材および船体の合計弾性変位のバネ定数、 x : 同システムの合計弾性変位、 g : 重力の加速度、 ζ : 両舷側における水位差（ドルフィン側水位の方が高いときを正とする）、 τ : 船底下の逆流により船底に作用する剪断力、でありこの τ は次式で表わされる。

$$\tau = (1/2)\rho(v+v')^2 C_f \quad (3)$$

ここに、 C_f : friction factor、 v' : 船底下の逆流の瞬間値、である。この式(3)を次式で近似する。

$$\tau = \beta(v+v') \quad (4)$$

ただし、 β : 後に式(3)と比較して定める定数、とする。

弾性変形 x と船舶の速度（接岸施設に接してから）の v との関係は明らかに次式で与えられる。

$$\dot{x} = v \quad (5)$$

つぎに、ドルフィン側の舷側を通る鉛直面を過る水流の連続性の方程式はつぎのように書き表わされる。

$$Dv - Ch'v' = -c \frac{1}{2}(\zeta_0 - \zeta) \quad (6)$$

ここに、 c : 段波の波速で $c = \sqrt{gh}$ (h は水深)、 ζ_0 : $t=0$ （船舶が接岸施設に接触しはじめた瞬間）における ζ の

値、である。式(6)の右辺はドルフィン側舷側水位が低下することにより船底下の逆流量に補給される水量の時間的割合を表わす。 $t \leq 0$ では式(6)は式(1)に帰する($t \leq 0$ では $\zeta = \zeta_0$, $v = v_0$, $v' = v'_0$ であるから)。

また、船底下の逆流水脈に対する運動方程式は次のように書き表わされる。

$$\rho B \dot{v}' = \rho g \zeta - \rho g h_f \quad (7)$$

ここに、 h_f : 逆流の損失水頭で、次式で表わされる。

$$h_f = \lambda v'^2 / 2g \quad (8)$$

ただし、 λ : 定数。上式を次式で近似する。

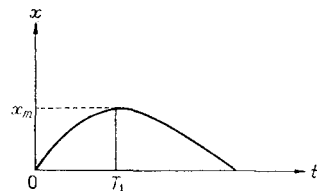
$$h_f = \alpha v' \quad (9)$$

ここに、 α : 式(8)と比較して後に定める定数、である。

以上記載した6個の方程式(2),(4),(5),(6),(7),(9)において、未知数は $v, v', x, \zeta, \tau, h_f$ の6個であるから、この方程式系は解くことができる。そこで、これらの6個の式から v, v', ζ, τ, h_f を消去して x のみを残すと次式をうる。

$$\begin{aligned} & \frac{c \rho D B^2}{g(2Ch' + c\alpha)} \ddot{x} + \left[\frac{B(2\rho g D^2 + c\beta B)}{g(2Ch' + c\alpha)} + \rho D B \right] \dot{x} \\ & + \left[\frac{Bck}{g(2Ch' + c\alpha)} + \frac{2\rho g D^2 + c\beta B}{c} \right. \\ & \left. - \frac{2D(2\rho g CDh' - c\beta B)}{c(2Ch' + c\alpha)} \right] x + kx \\ & = \rho g \zeta_0 \left[\frac{2\rho g CDh' - c\beta B}{g(2Ch' + c\alpha)} - \rho D \right] \quad (10) \end{aligned}$$

図—3に示すように、 x の時間的変化は接岸施設弾性系の変位が最大となる瞬間 T_1 に関して非対称である。



図—3 x の時間的変化

しかし $0 \leq t \leq T_1$ の範囲では x はほぼ正弦的であり $x \propto \exp(i\sigma t)$ ($0 \leq t \leq T_1$).....(11)

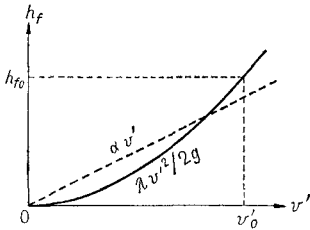
と近似することができる。したがって、

$$\ddot{x} = -\sigma^2 x \quad (12)$$

よって、式(10)で $\ddot{x}$ をもつ項は $\dot{x}$ をもつ項と合わせて減衰力を表わす項となるものであり、 $\dot{x}$ のかかる項のみが船舶の慣性力を与えるものとなることが判る。そこで $\ddot{x}$ の項の大カッコの中の各項に着目すると、第2項は単位長さ当りの船舶の質量 M_0 であるから、第1項はこれに加わる単位長さ当りの船舶の付加質量 M と解釈することができる。すなわち、

$$M = B(2\rho g D^2 + c\beta B) / [g(2Ch' + c\alpha)] \quad (13)$$

$$M_0 = \rho D B \quad (14)$$

図-4 h_f の直線近似

式 (13) 中の α は式 (9) が式 (8) の近似 (図-4) として, つぎの条件式から定めることができる。

$$\int_0^{T_1} \lambda \frac{v'^2}{2g} \cdot v' dt = \int_0^{T_1} \alpha v' \cdot v' dt \quad (15)$$

上式に $v' = v'_0 \cos(\pi/2 T_1 t) \cong (v_0/D) \cos(\pi/2 T_1 t)$ を代入すると α はつぎのように定められる。

$$\alpha = (4\lambda/3\pi)(v_0/g)(D/Ch') \quad (16)$$

同様の方法で式 (13) 中の β もつぎのように定められる。

$$\beta = (8/3\pi)\rho C_f v_0 \{1 + (D/Ch')\} \quad (17)$$

(16), (17) の両式と $c = \sqrt{gh}$ の関係式を式 (13) に代入すると次式をうる。

$$\frac{M}{M_0} = \frac{D}{Ch'} \frac{1 + (4/3\pi)C_f F_r (Bh/D^2) \{1 + (D/Ch')\}}{1 + (2/3\pi)\lambda F_r (h/D)(D/Ch')^2} \quad (18)$$

ここに F_r は次式で定義する船舶のフルード数である。

$$F_r = v_0 / \sqrt{gh} \quad (19)$$

ところで, $O(C_f) = O(10^{-2})$, $O(F_r) = O(10^{-2})$, $O(\lambda) = O(1)$, $O(Bh/D^2) = O(1)$, $O(D/h) = O(1)$, $O(D/Ch') = O(1) \sim O(10)$ であるから, 式 (18) は次式のように近似される。

$$\frac{M}{M_0} = \frac{D}{Ch'} \left[1 + \frac{2}{3\pi} \lambda F_r \frac{h}{D} \left(\frac{D}{Ch'} \right)^2 \right] \quad (20)$$

この式は書き直すとつぎのようになる。

$$\begin{aligned} \frac{M}{M_0} &= \frac{Ch'}{D} \left[\left(\frac{Ch'}{D} \right)^2 + \frac{2}{3\pi} \lambda F_r \left(1 + \frac{h'}{D} \right) \right] \\ &= C \left(\frac{h}{D} - 1 \right) \left[C^2 \left(\frac{h}{D} - 1 \right)^2 + \frac{2}{3\pi} \lambda F_r \frac{h}{D} \right] \end{aligned} \quad (21)$$

式 (8) において h_f の大部分は出口の損失 $v'^2/2g$ であると考えられることから, λ は近似的に

$$\lambda \sim 1 \quad (22)$$

と考えられる。図-5 は $\lambda=1$ および $C=0.5$ に対して式 (21) を図示したものである。

船の減速期間中においては, 船底下の逆流水脈の収縮比は定常運動時のそれより小さくなることが実験で認め

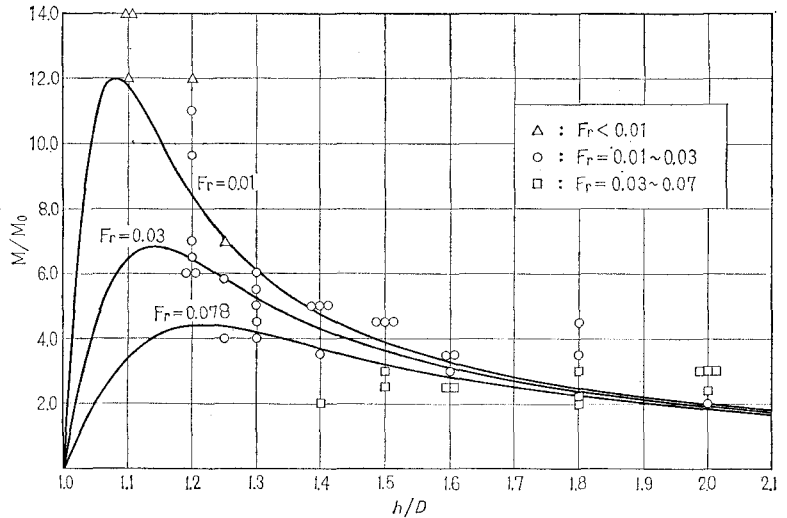


図-5 浅水域における大型タンカーの付加質量比

られる。このため, 本解析においては C の値として 0.5 をとった。

4. 実験

式 (21) の妥当性を検討するために実験を行った。使用した水槽は長さ 30 m, 幅 80 cm, 側壁高 90 cm の鋼製片面ガラス張りのもので, この中に図-6 において斜線を施した部分 (部分船体) に当る水槽幅一杯の模型船体 (寸法: 図-7) を浮べ, これにより実験を行った。

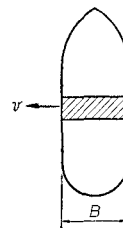


図-6 部分船体

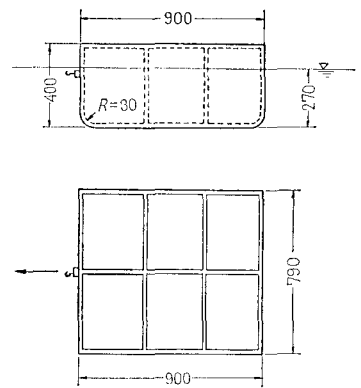


図-7 模型“部分船体”の寸法 (単位 mm)

模型船体は図-8 のように, つり下げられた重錘とワイヤーにより一定速度で曳行される。しかし, この重錘

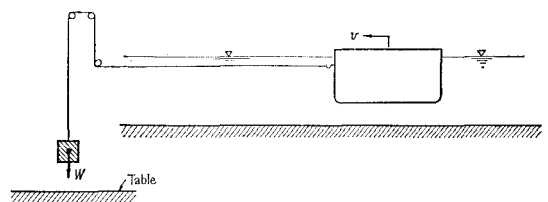


図-8 模型船体の曳行

が下降してテーブルに接した瞬間から曳行力はなくなり、船は減速運動に入る、そこで、この減速の割合を測定すれば、船体の運動を (2), (4), (5), (6), (7), (9) の 6 式に代えて、初めから付加質量 M_0 を導入して 1 変数の方程式として書き表わした式

$$(M_0 + M) \frac{dv}{dt} = -\varepsilon v^2 - F \dots\dots\dots (23)$$

を用いて M_0 の値を求めることができる。ただし、 εv^2 は流体摩擦力、 F ：模型船体と水槽側壁との間の固体摩擦力である。 ε および F の値については、定常実験から十分精密に値を測定しておくことができる。

実験は $h/D=1.2\sim 2.0$, $F_r=0.007\sim 0.07$ の範囲について行った (図-5)。同図において実験と理論の一致の度合は良好であり、理論の妥当性が検証されていると考えられる。

5. 結 論

大型タンカーが接岸時にその対称面に対する法線方向に移動するときは、その船底下にかなりの速度の逆流を生ずる。そして、この逆流水脈の慣性が接岸時の付加質量に重要な関係をもつ。

この場合の付加質量比 M/M_0 は式 (21) で表わされる。

附 記：本研究の実験遂行に当っては当時中央大学

学生であった 51 年度卒業生鈴木伴治、照井康晴、安田繁樹、橋本俊一の 4 君、および同 52 年度卒業生大越邦彦、福田晃の両君からの熱心な協力を得た。記して謝意を表する。

参 考 文 献

- 1) Grim, O.: Das Schiff und der Dalben, Schiff und Hafen, 1955.
- 2) Vasco Costa, F.: The berthing ship, The Dock and Harbour Authority, May 1964.
- 3) 若桑 訥：船舶の接岸力について、運研報告、第 11 巻、第 10 号、1961.
- 4) 大谷博包・堀井修身・上田 茂：大型タンカーの接岸力に関する一考察、第 21 回海講論文集、pp. 459~463, 1974.
- 5) 高 隆二・田川昌宏：船舶の接岸時付加質量、第 22 回海講論文集、pp. 571~577, 1975.
- 6) 高 隆二：船舶の接岸時付加質量 (2)、第 23 回海講論文集、pp. 581~584, 1976.
- 7) 高 隆二：船舶の接岸時付加質量 (3)、第 24 回海講論文集、pp. 414~417, 1977.
- 8) 白井増次郎・林 泰造：大型タンカー接岸時の仮想質量についての基礎的研究、第 19 回海講論文集、pp. 427~431, 1972.
- 9) Hayashi, T. and M. Shirai: Added masses of large tankers berthing to dolphins, Proc. 15th Conf. Coastal Eng. Chapter 162, pp. 2830~2839, 1976.