曳船・被曳船の旋回運動時における索のたるみについて

正会員 安川 宏 紀*
横尾 亮 介**

正会員 平田 法 隆*
Ahmad Fitriadhy***

Slack Towline of Tow and Towed Ships during Turning

by Hironori Yasukawa, *Member*
Ryosuke Yokoo

Noritaka Hirata, *Member*
Ahmad Fitriadhy

Summary

Concern for safety, phenomenon of a slack towline on tow-towed ships during maneuvering is important subject to be studied. This paper is aimed at clarifying a mechanism of slack towline, which comes into derivation of slack towline criteria. By applying the steady turning theory of tow and towed ships presented by Fitriadhy et al (2011)³⁾, a simple formula was proposed for appearance limit of slack towline during turning. The formula can explain the slack towline criteria on the towing cable length, turning radius of the tug, size of the towed ship, relation with the course stability of the towed ship and so on. For the validation of the formula, it was compared with results by the tank test and nonlinear time domain maneuvering motion calculation for tow and towed ships. The theoretical tendency of the slack towline appearance limit is qualitatively agreed with the results by the tank test and nonlinear calculation. The present formula is useful for a better understanding of the mechanism of slack towline during turning.

1. 緒 言

河川輸送等における曳航バージの航行安全性や海難事故等により航行不能となった船舶の曳航に関連して、曳船・被曳船の操縦性の問題が多くの研究者によって取り扱われてきた。このような曳船・被曳船の運動については、曳航中の針路安定性(振れまわり運動特性)と並んで曳航索がたるんだときの被曳船の挙動の把握が重要である。曳航索にたるみが発生すると、被曳船に制動力が働かなくなるため、被曳船は制御不能となる。このような状況に陥ることの無いように、曳船は慎重な操作が必要となる。

重廣等¹⁾は曳航索がたるんだときの曳船・被曳船系の挙動を自由航走模型実験により検討している。被曳船が針路安定な場合と不安定な場合の2通り、ならびに索長が曳船自身の旋回径よりも長い場合と短い場合の2通り、計4通りについて、曳船・被曳船系の旋回運動実験を行った。被曳船が針路不安定の上、索長が旋回径よりも長い場合には、旋回運動の途中で被曳船は停止し、曳

船のみが旋回を続け被曳船に衝突するという結果が得られている。

曳船・被曳船系の航行安全のためには、索にたるみが発生し、被曳船に対する制動力が働かない場合の曳船・被曳船系の操縦運動を理解することが重要である。そのためには、曳船・被曳船系の操縦運動や索張力に関する理論を構築し、比較的平易な式を用いて、現象を理解することが有効である。しかしながら、曳船・被曳船系の操縦運動時の索のたるみに関する理論は存在しないように思われる。

安川等²⁾は、曳航索を1本のトラス要素として取り扱い、曳船と被曳船間の運動連成を考慮して、線形化された運動方程式を導き、さらに Fitriadhy 等³⁾は曳船・被曳船系の定常旋回について議論している。本論文では、この定常旋回の理論式を基に、旋回運動時における曳航索のたるみが発生する条件式を提示する。その妥当性を確認するため、水槽試験ならびに Yasukawa 等⁴⁾⁵⁾が開発した曳船・被曳船系の非線形運動時刻歴計算結果と比較する。

2. 曳船・被曳船系の定常旋回と索のたるみの発生条件

2.1 線形化された運動方程式

Fig.1 に、本論文で使用する曳船(タグ)と被曳船の座標系を示す。タグは被曳船を曳航しながら、船速 U で前

* 広島大学大学院工学研究院

** 川崎重工業(研究当時、広島大学大学院工学研究科)

*** Universiti Malaysia Terengganu

Fig. 1 Coordinate systems for tow and towed ships

進しているものとする。空間に固定された座標系 $O-XY$ と、タグや被曳船に固定された座標系を考える。鉛直下向きに Z 軸をとる。タグの重心位置に固定された座標系を $G_1-x_1y_1$ 、被曳船の重心位置に固定された座標系を $G_2-x_2y_2$ とする。タグの方位は ψ_1 、被曳船の方位は ψ_2 とし、 X 軸に対する索の傾斜角を θ_1 と表す。タグにおける索の曳航点は $O-XY$ 系において (X_0, Y_0) 、タグに固定された座標系において $(l_T, 0)$ とする。同様に、被曳船における索の連結点は $O-XY$ 系において (X_1, Y_1) 、被曳船に固定された座標系において $(l_B, 0)$ とする。また、被曳船の重心座標は、 (X_2, Y_2) とする。

タグと被曳船の横運動と回頭運動は微小であると仮定する。そのとき、タグと被曳船の前後方向の運動は、抵抗と推進力の釣り合いの式となり無視できる。タグと被曳船の横流れと旋回運動に関する線形化された運動方程式は次のように表される²⁾。

$$(m_1 + m_{y1})\dot{v}_1 = Y_{v1}v_1 + [Y_{r1} - (m_1 + m_{x1})U]\dot{\psi}_1 + X_{uu2}U^2(\theta_1 - \psi_1) + Y_{\delta}\delta_1 \quad (1)$$

$$(I_1 + J_{z1})\ddot{\psi}_1 = N_{v1}v_1 + N_{r1}\dot{\psi}_1 + X_{uu2}l_TU^2(\theta_1 - \psi_1) + N_{\delta}\delta_1 \quad (2)$$

$$(m_2 + m_{y2})\left(-l\ddot{\theta}_1 - l_B\ddot{\psi}_2 + l_T\ddot{\psi}_1 + \dot{v}_1\right) = -Y_{v2}l\dot{\theta}_1 + [Y_{r2} - Y_{v2}l_B + (m_{y2} - m_{x2})U]\dot{\psi}_2 + [Y_{v2}l_T - (m_2 + m_{y2})U]\dot{\psi}_1 - X_{uu2}U^2(\theta_1 - \psi_2) + Y_{v2}[v_1 + U(\psi_1 - \psi_2)] \quad (3)$$

$$(I_2 + J_{z2})\ddot{\psi}_2 = -N_{v2}l\dot{\theta}_1 + (N_{r2} - N_{v2}l_B)\dot{\psi}_2 + N_{v2}l_T\dot{\psi}_1 - l_BX_{uu2}U^2(\theta_1 - \psi_2) + N_{v2}[v_1 + U(\psi_1 - \psi_2)] \quad (4)$$

ただし、 v_1 はタグの横流れ速度、 l は索長である。また、 m は質量、 I は慣性モーメント、 m_x, m_y, J_z は付加質量ならびに付加慣性モーメントである。 X_{uu} は抵抗係数、 Y_v, Y_r, N_v, N_r は線形の操縦流体力微係数を意味する。なお、添字 1 のついたものがタグを意味し、添字 2 のついたものは被曳船を意味する。また、 Y_{δ}, N_{δ} はタグの舵力係数、 δ_1 はタグの舵角である。

2.2 曳船・被曳船の定常旋回に関する基礎式

ここで、 $\gamma = \theta_1 - \psi_2$ 、 $\sigma = \psi_1 - \theta_1$ とおき、上の式を変形する。今、定常旋回を考えているので、 $\dot{v}_1 = \ddot{\psi}_1 = \ddot{\theta}_1 = \ddot{\psi}_2 = 0$ 、定常旋回の角速度を r とすれば、 $\dot{\psi}_1 = \dot{\theta}_1 = \dot{\psi}_2 = r$ であるので、これらを上の式に代入すると、 v_1, r, γ, σ を未知数とする次に示す連立方程式が得られる³⁾。

$$0 = Y_{v1}v_1 + [Y_{r1} - (m_1 + m_{x1})U]r - X_{uu2}U^2\sigma + Y_{\delta}\delta_1 \quad (5)$$

$$0 = N_{v1}v_1 + N_{r1}r - X_{uu2}l_TU^2\sigma + N_{\delta}\delta_1 \quad (6)$$

$$0 = [Y_{v2}(l_T - l - l_B) + Y_{r2} - (m_2 + m_{x2})U]r + Y_{v2}v_1 + U(Y_{v2} - X_{uu2}U)\gamma + Y_{v2}U\sigma \quad (7)$$

$$0 = N_{v2}v_1 + [N_{v2}(l_T - l - l_B) + N_{r2}]r + U(N_{v2} - l_BX_{uu2}U)\gamma + N_{v2}U\sigma \quad (8)$$

これを解くことにより、タグと被曳船の定常旋回運動が求まる。

見通しの良い式を得るため、(7) 式と (8) 式から γ を消去し、得られた式を (5) 式と (6) 式に代入すると、次式が得られる。

$$0 = (Y_{v1} + X_{uu2}U)v_1 + [Y_{r1} - (m_1 + m_{x1})U + X_{uu2}U(l_T - K_{\sigma 2})]r + Y_{\delta}\delta_1 \quad (9)$$

$$0 = [N_{r1} + X_{uu2}U(l_T - K_{\sigma 2})l_T]r + (N_{v1} + X_{uu2}Ul_T)v_1 + N_{\delta}\delta_1 \quad (10)$$

ただし、

$$K_{\sigma 2} = l + l_B + \frac{C_2}{X_{uu2}U(N_{v2} - l_BY_{v2})} - \frac{N_{r2} - l_B\{Y_{r2} - (m_2 + m_{x2})U\}}{N_{v2} - l_BY_{v2}} \quad (11)$$

式中、 $C_2 \equiv N_{r2}Y_{v2} - N_{v2}[Y_{r2} - (m_2 + m_{x2})U]$ である。この $K_{\sigma 2}$ がタグの運動に及ぼす被曳船と索の影響を表す。(9)(10) 式は、被曳船との連成影響を考慮したタグの定常旋回運動を表しており、 v_1 と r について解くと次式が得られる。

$$v_1 = \delta_1 \frac{N_{\delta}[Y_{r1}^* - (m_1 + m_{x1})U] - Y_{\delta}N_{r1}^*}{C_1^*} \quad (12)$$

$$r = \delta_1 \frac{Y_\delta N_{v1}^* - N_\delta Y_{v1}^*}{C_1^*} \quad (13)$$

ただし,

$$Y_{v1}^* = Y_{v1} + X_{uu2}U \quad (14)$$

$$Y_{r1}^* = Y_{r1} - X_{uu2}U(K_{\sigma 2} - l_T) \quad (15)$$

$$N_{v1}^* = N_{v1} + X_{uu2}Ul_T \quad (16)$$

$$N_{r1}^* = N_{r1} - X_{uu2}U(K_{\sigma 2} - l_T)l_T \quad (17)$$

$$C_1^* = N_{r1}^* Y_{v1}^* - N_{v1}^* [Y_{r1}^* - (m_1 + m_{x1})U] \quad (18)$$

(12)(13) 式を, 付録 A に示したタグ単独の定常旋回の式 (A5)(A6) 式と比較すると, 被曳船との運動連成影響によって, 操縦流体力微係数が見かけ上変化したことが分かる. (14)~(17) 式の右辺第 2 項が, 被曳船との運動連成による操縦流体力微係数の見かけの変化を表し, $K_{\sigma 2}$ や X_{uu2} を介して被曳船の影響が考慮される.

被曳船に関する定常旋回時の運動 (γ, σ) に関する解は次のように表される.

$$\gamma = -\frac{r}{U} \frac{C_2}{X_{uu2}U(N_{v2} - Y_{v2}l_B)} \quad (19)$$

$$\sigma = \frac{r}{U}(K_{\sigma 2} - l_T) - \frac{v_1}{U} \quad (20)$$

2.3 無次元化

得られた式は次元を持っているので, それらを無次元化する. 索長 l , 被曳船での曳航点 l_B はそれぞれ被曳船の船長 L_2 で, タグでの曳航点 l_T はタグの船長 L_1 で無次元化する. タグの質量, 付加質量, 流体力微係数等はタグの船長 L_1 , 喫水 d_1 , 船速 U ベースで, 被曳船の質量, 付加質量, 流体力微係数等は被曳船の船長 L_2 , 喫水 d_2 , 船速 U ベースで無次元化する. そのとき, 無次元化されたタグの横流れ速度と回頭角速度 ($v'_1 = v_1/U$, $r'_1 = rL_1/U$) は次のように表される.

$$\frac{v'_1}{\delta_1} = \frac{N'_\delta(Y_{r1}^* - m'_1 - m'_{x1}) - Y'_\delta N_{r1}^*}{C_1^{*'}} \quad (21)$$

$$\frac{r'_1}{\delta_1} = \frac{Y'_\delta N_{v1}^* - N'_\delta Y_{v1}^*}{C_1^{*'}} \quad (22)$$

ただし,

$$Y_{v1}^* = Y_{v1}' + \frac{X'_{uu2}}{S_L S_d} \quad (23)$$

$$Y_{r1}^* = Y_{r1}' - \frac{X'_{uu2}}{S_L S_d} (K'_{\sigma 2}/S_L - l'_T) \quad (24)$$

$$N_{v1}^* = N_{v1}' + \frac{X'_{uu2}}{S_L S_d} l'_T \quad (25)$$

$$N_{r1}^* = N_{r1}' - \frac{X'_{uu2}}{S_L S_d} (K'_{\sigma 2}/S_L - l'_T) l'_T \quad (26)$$

$$C_1^{*'} = N_{r1}^{*'} Y_{v1}^{*'} - N_{v1}^{*'} (Y_{r1}^{*'} - m'_1 - m'_{x1}) \quad (27)$$

$$K'_{\sigma 2} = l' + l'_B + \frac{C'_2 - X'_{uu2}\{N'_{r2} - l'_B(Y'_{r2} - m'_2 - m'_{x2})\}}{X'_{uu2}(N'_{v2} - l'_B Y'_{v2})} \quad (28)$$

ただし, $C'_2 = N'_{r2} Y'_{v2} - N'_{v2} (Y'_{r2} - m'_2 - m'_{x2})$, また $S_L = L_1/L_2$, $S_d = d_1/d_2$ である.

同様に, 被曳船に関する定常旋回時の運動 γ, σ は

$$\gamma = -\frac{r'_1}{S_L} \frac{C'_2}{X'_{uu2}(N'_{v2} - Y'_{v2}l'_B)} \quad (29)$$

$$\sigma = \frac{r'_1}{S_L} (K'_{\sigma 2} - l'_T S_L) - v'_1 \quad (30)$$

となる.

2.4 索がたるむ条件

以上の諸式を用いて, 曳航索がたるみ, 被曳船が旋回できなくなる条件について考える. 曳航索がたるみ, 被曳船が旋回できなくなる状態とは, タグに作用する索張力の進行方向成分が負となる場合であると考えられる. 逆に, 曳航索がたるまない条件を考えると, タグ位置における索の傾角の絶対値が $\pi/2$ よりも小さい, すなわち, $|\sigma + v'_1| \leq \pi/2$ と表すことができる. この式に, (30) 式や (28) 式を代入すると次式が得られる.

$$\begin{aligned} & \frac{|r'_1|}{S_L} \left[l' + l'_B - l'_T S_L + \frac{C'_2 - X'_{uu2}\{N'_{r2} - l'_B(Y'_{r2} - m'_2 - m'_{x2})\}}{X'_{uu2}(N'_{v2} - l'_B Y'_{v2})} \right] \\ & \leq \frac{\pi}{2} \end{aligned} \quad (31)$$

この式が, 被曳船の定常旋回が可能となる条件である.

(31) 式から, 索がたるみやすい条件を考えよう. この式の左辺の $[]$ の項は, 常識的な索長を選ぶとき正となり, それを前提として議論する. その場合には, 次のことが言える.

- タグの無次元旋回角速度 r'_1 の絶対値が大き過ぎる場合, すなわち, タグの旋回半径が小さくなると索がたるみやすくなる.
- S_L が小さ過ぎる場合, すなわち, タグよりも被曳船が大きい場合には索がたるみやすくなる.
- $l' + l'_B - l'_T S_L$ が大き過ぎる場合. これは直進航行時のタグと被曳船の重心距離が大きき場合には, 索がたるみやすくなることを意味する. 一般に, 索長 l が大きくなると索がたるみやすくなる事が分かる.

- C_2' が小さい場合、すなわち、被曳船自身の針路安定性が劣る場合には索がたるみやすくなる。

このように、(31) 式は、曳航索たるみの発生条件とタグの旋回半径、被曳船のサイズ、曳航索長、被曳船自身の針路安定性等との関連を説明できる。

3. 対象とする船

Table 1 に示す主要目を持つタグと被曳船を対象に、索がたるむときの運動シミュレーション計算ならびに索のたるみの発生条件に関する検証を行う。タグは、文献⁶⁾における押船とする。被曳船はバージ船であり、船尾にスケグを付けた既に検討の対象とした船である⁷⁾。Table 2 に、計算に用いた抵抗係数、線形の操縦流体力微係数、付加質量係数を示す⁸⁾。タグ、被曳船の流体力特性は、水槽試験によって得られたものである。これら流体力係数は船の操縦性の分野で通常用いられるそれぞれの船の L, d, U をベースに無次元化されている。タグ、被曳船ともに、船単独で見たとき針路安定である。

Table 1 Principal dimensions of tow and towed ships

	tow ship(tug)	towed ship
Ship length L (m)	40.0	60.96
Breadth B (m)	9.0	21.34
draft d (m)	2.2	2.74
Volume ∇ (m ³)	494.7	3292.4

Table 2 Resistance coefficient, hydrodynamic derivatives on maneuvering and added mass coefficients

symbol	tow ship(tug)	towed ship
X'_{uu}	-0.0330	-0.0641
Y'_v	-0.3579	-0.4373
Y'_r	0.1270	0.1355
N'_v	-0.0698	-0.0491
N'_r	-0.0435	-0.0742
m'_x	0.0187	0.0391
m'_y	0.1554	0.2180
J'_z	0.0056	0.0124
Y'_δ	-0.050	—
N'_δ	0.025	—

4. 索がたるむときの非線形時刻歴運動シミュレーション計算結果

旋回運動時に発生する索のたるみに関する状況を把握するため、Yasukawa 等⁴⁾⁵⁾が開発した非線形時刻歴運動計算法を用いて、索のたるみを含む曳船・被曳船の運動シミュレーション計算を行う。

4.1 非線形時刻歴運動計算法の概要

本計算法は、曳船と被曳船、それらを連結する索 3 者の力学的な相互干渉を考慮して、それらの運動を模擬するものである。計算法の構築にあたり、次のような仮定を設けている。

- 曳船と被曳船は剛体である。
- 曳船・被曳船ならびに索の挙動は水平面内の二次元平面的な動きで表される。
- 索は有限個に分割された集中化マスのピン結合で表される。すなわち、索の曲げ、ねじり、伸びは無視できる。

本計算法では、索をピン結合のトラスの集合体(二次元ランプドマス)としてモデル化しているため、ピン部分において索が折れ曲がることや、索を表すトラスの軸力が 0 となるような状況を模擬することができる。すなわち、索がたるむような状況を模擬できるという特徴を有する。なお、索の挙動は二次元平面的なものであると仮定しているので、索の垂直方向への変形は考慮できない。この非線形時刻歴運動計算法は、曳航されるバージ船型の運動を、実用上の精度で予測可能であることを確認している⁷⁾⁹⁾。

4.2 計算結果

被曳船(バージ船)を曳航しながらタグが旋回するときのシミュレーション計算を行った。その際、被曳船の船長で無次元化された索長(l')を 1,2,3,4 と変化させた。 $l'_B = 0.8$, $l'_T = -0.2$ とした。

Fig.2 に l' が 1,2,3 のときのタグと被曳船の旋回航跡ならびに船速や方位等の時刻歴結果を示す。タグと被曳船は、 X 軸上を正の方向に船速 7kn で直進航行し、タグの重心位置が原点に到達したときに舵角 15deg に転舵して、旋回運動を開始させる。その後、タグと被曳船は定常旋回状態に入り、円状の旋回航跡を描く。索長が長くなると、船の航跡が左舷側(Y/L が負)の領域に大きく入り込むようになる。同様な様子は重廣等の実験結果¹⁾においても見ることができる。また、 $l' = 1$ においては、被曳船の旋回航跡はタグの航跡のわずかに外側に位置するが、 $l' = 3$ のように索長が長くなると、被曳船の旋回航跡はタグの航跡の内側に位置するように変化する。時刻歴結果のグラフでは、タグと被曳船の前進方向速度成分(u_1, u_2)、タグと被曳船の船体斜航角(β_1, β_2)、2 船の方位角の差($\psi_1 - \psi_2$)、タグ連結点における索張力(T_C)の時刻歴結果を示している。索長 $l' = 1$ の場合、被曳船の船速(u_2)は、タグの船速(u_1)とほぼ同じように変化する。また、運動の途中から、索張力(T_C)とタグと被

Fig. 2 Effect of towline length on turning performance of towing system ($\delta_1 = 15\text{deg}$)

曳船の方位角の差 ($\psi_1 - \psi_2$) はほぼ一定となり、定常旋回運動に移行している。すなわち、タグが被曳船をうまく曳引していることが分かる。一方、 $l' = 3$ のように索長が長くなると、転舵直後に索張力 (T_C) が減少し、その結果、タグの船速 (u_1) が一時的に増加して、タグと被曳船の方位角の差 ($\psi_1 - \psi_2$) も一時的に増大する。その後、索張力 (T_C) が大きく増加した後に定常旋回運動に移行する。

Fig.3 に l' が 4 のときのタグと被曳船の旋回航跡ならびに船速や方位等の時刻歴結果を示す。旋回の開始の時点では、タグの曳航に被曳船が追従しているように見えるが、旋回の発達とともに索張力 (T_C) は減少、それに伴って、タグの船速 (u_1) は徐々に増加し、一方、被曳船の船速 (u_2) は減少する。その間、タグと被曳船の方位角の差 ($\psi_1 - \psi_2$) は急激に増加して行き、その後、旋回開始から 100s 付近で索張力 (T_C) はほぼゼロとなり、タグは被曳船の運動を全く制御できなくなる。被曳船が停止するところ (240s 付近) で、大きな索張力 (T_C) が発生している。

5. 索のたるみの発生条件式の検証

本論で述べた理論式 (31) 式を用いて、索のたるみが発生する条件に関する計算を行い、検証を行う。

5.1 水槽試験の概要

検証用の実験結果を取得するために水槽試験を行った。Fig.4 に水槽試験の概観図、Fig.5 に水槽試験の状況写真を示す。広島大学曳航水槽に設置されている旋回運動試験 (Circular Motion Test: CMT) 用の副曳引車の旋回装置を用いて、Fig.4 に示すような旋回腕 (Rotating Arm) を作り、それに被曳船につながれた曳航索の先端を連結した。旋回腕の中心部は、副曳引車の旋回装置に連結され、回転できるようになっている。 r'_1 が 1.0, 1.5, 2.0, 2.5 となるように旋回半径 R を変化させ、また索長 l' が 0.5, 1.0, 1.5, 2.0 となるように変化させ、強制的に定常旋回させて、そのときに発生する索のたるみの観察を行った。水槽試験は、Table 1 に示した実船の被曳船 (バージ船) に対して長さ 1.2m の模型を用いた。試験では、 $l'_B = 0.5$ とした。バージ模型船の運動と索のたるむ様子はビデオで記録した。

Fig. 3 Slack towline case of towing system ($l' = 4$, $\delta_1 = 15^\circ$)

Fig. 4 Schematic diagram of tank test

Fig. 6 Appearance limit of slack towline of a towed barge during turning

Fig. 5 A photograph of test situation

5.2 索のたるみの発生条件の比較

(31) 式に具体的に数値を入れ、索がたるむ条件について計算を行った。Fig.6 に、 $l' + l_B'$ を横軸にとり、旋回運動ができなくなる限界の r_1' の計算結果を示す。 r_1' が大きくなると、タグの旋回半径が小さくなることを意味する。図中、linear theory と書かれた実線が、(31) 式で表される定常旋回運動の限界線である。破線は非線形時刻

歴運動計算 (nonlinear cal.) の結果である。図示された限界線の上側もしくは右側の領域では索がたるんでしまい、旋回ができなくなることを意味する。図中の $\bigcirc \times$ は実験結果であり、 $\bigcirc$ は索のたるみが発生しなかったこと、 $\times$ は索のたるみが発生したことを意味する。

$l' + l_B'$ が大きくなるにつれて、索にたるみが発生しない r_1' の値は小さくなり、索のたるみが発生しやすくなる。一方、 $l' + l_B'$ が小さくなるにつれて r_1' の値は大きくなり、索のたるみが発生しにくくなる。このような傾向は、線形理論、非線形計算結果、実験結果の3者で一致している。特に、非線形計算結果は実験結果と良い一致を示している。一方、線形理論値は索のたるみが発生する領域が狭く、定量的には実験結果に一致していない。その理由は、線形理論解には操縦流体力特性や索の運動等における非線形影響が含まれていないことが挙げられる。(31) 式は曳船・被曳船系の定常旋回運動の線形解を

ベースとした近似式であるため、ある程度の差異は免れないようである。以上の結果より、索にたるみが発生せずに被曳船の旋回性能を保持するためには、タグの旋回半径を大きく保つこと、また $l' + l'_B$ を小さくすれば良いことが分かった。ただし、 l' や l'_B を小さくしすぎると針路安定性を損なう²⁾ ので注意が必要である。

6. 結 言

本論文では、曳航索を1本のトラス要素として取り扱い、曳船と被曳船間の運動連成を考慮した定常旋回の理論³⁾を応用して、旋回運動時における曳航索のたるみの発生限界式を示した。この理論式は、曳航索たるみの発生条件と曳航索長、タグの旋回半径、被曳船のサイズ、被曳船自身の針路安定性等との関連を説明できる。本理論式の妥当性を確認するため、水槽試験ならびに曳船・被曳船系の非線形運動時刻歴計算結果と比較した。その結果、本理論式による索のたるみの発生条件の傾向が、タグの旋回半径と索長との関連において、水槽試験や非線形計算結果と一致することを確認した。本理論式は、曳航索のたるみの現象の理解にとって有益であることが分かった。

しかしながら、本理論式は、定量的には実験結果に一致しておらず、水槽試験の結果と比べて、索のたるみが発生する領域が狭いものとなっている。計算精度向上のための理論の改良が今後の課題である。

謝 辞

本研究は文部科学省科学研究費(基盤研究(B)23360386)の補助を受けて実施されたものである。また、本研究で実施した水槽試験において、広島大学土橋 誠技官の御助力を得た。ここに記して感謝の意とする。

参 考 文 献

- 1) 重廣律男, 上田耕平, 中山 博: 曳航・被曳航船系の停止および急旋回運動に関する実験的研究, 関西造船協会誌 第230号(1998), pp.165-175.
- 2) 安川宏紀, 山田竜太郎: 曳船・被曳船系の針路安定性と運動応答, 日本船舶海洋工学学会論文集 第9号(2009), pp.167-176.
- 3) Fitriadhy, A. and Yasukawa, H.: Turning Ability of a Ship Towing System, Ship Technology Research, Vol.58 (2011), pp.112-123.
- 4) Yasukawa, H., Nakamura, N., Hirata, N. and Koh, K. K.: Maneuvering Simulations of Tow and

Towed Ships in Still Water, International Conference on Towing & Salvage of Disabled Tankers (TSDT'07), Glasgow (2007), pp.73-82.

- 5) Fitriadhy, A. and Yasukawa, H.: Course Stability of a Ship Towing System, Ship Technology Research, Vol.58 (2011), pp.4-24.
- 6) Koh, K. K., Yasukawa, H., Hirata, N. and Kose, K.: Maneuvering Simulations of Pusher-Barge Systems, J. Marine Science and Technology, Vol.13, No.2 (2008), pp.117-126.
- 7) 安川宏紀, 平田法隆, 中村暢昭, 松本之良: 被曳船の振れまわり運動シミュレーション, 日本船舶海洋工学学会論文集 第4号(2006), pp.137-146.
- 8) 安川宏紀, 中村暢昭: 風圧下における被曳船の針路安定性解析, 日本船舶海洋工学学会論文集 第6号(2007), pp.313-321.
- 9) 安川宏紀, 平田法隆, 田中健二, 橋詰泰久, 山田竜太郎: 風圧下における被曳船振れまわり運動の回流水槽試験, 日本船舶海洋工学学会論文集 第6号(2007), pp.323-329.

付 録

A1. 曳船単独の定常旋回

曳船単独時の定常旋回運動を考える。曳船は通常のプロペラと舵を備えた船と仮定する。曳船の定常旋回と言っても特別のものではなく、通常の船の定常旋回と同じになる。ここでは基礎となる式を整理しておく。

曳船は、水面上の二次元平面的な動きをするものとし、船体は剛体と仮定する。曳船は船速 U で定常的に航走しているとすれば、船の横流れ速度 v_1 と回頭角速度 r に関する線形化された運動方程式は次のように書かれる。

$$(m_1 + m_{y1}) \dot{v}_1 + (m_1 + m_{x1}) U r = Y_{v1} v_1 + Y_{r1} r + Y_{\delta} \delta_1 \quad (A1)$$

$$(I_1 + J_{z1}) \dot{r} = N_{v1} v_1 + N_{r1} r + N_{\delta} \delta_1 \quad (A2)$$

ただし、 m_1 は曳船の質量、 I_1 は慣性モーメントである。 m_{x1} , m_{y1} , J_{z1} は付加質量ならびに付加慣性モーメントである。式中、 Y_{v1} , Y_{r1} , N_{v1} , N_{r1} は線形の操縦流体力微係数である。 Y_{δ} , N_{δ} は舵力係数、 δ_1 は舵角である。

定常旋回運動を考えるため, (A1)(A2) 式において $\dot{v}_1 = \dot{r} = 0$ とすると,

$$0 = Y_{v1}v_1 + [Y_{r1} - (m_1 + m_{x1})U]r + Y_{\delta}\delta_1 \quad (\text{A3})$$

$$0 = N_{v1}v_1 + N_{r1}r + N_{\delta}\delta_1 \quad (\text{A4})$$

が得られる. この連立方程式を v_1 と r について解けば次式が得られる.

$$v_1 = \delta_1 \frac{N_{\delta}[Y_{r1} - (m_1 + m_{x1})U] - Y_{\delta}N_{r1}}{C_1} \quad (\text{A5})$$

$$r = \delta_1 \frac{Y_{\delta}N_{v1} - N_{\delta}Y_{v1}}{C_1} \quad (\text{A6})$$

ただし, $C_1 \equiv N_{r1}Y_{v1} - N_{v1}[Y_{r1} - (m_1 + m_{x1})U]$ である. (A5)(A6) 式は, ある舵角 δ_1 とそのときの定常旋回状態における横流れ速度 v_1 ならびに回頭角速度 r との関係を表している.

(A5)(A6) 式を用いて, 付録に示した曳船の単位舵角あたりの無次元化された回頭角速度 (r'_1/δ_1) ならびに単位舵角あたりの無次元化された横流れ速度 (v'_1/δ_1) を計算した. v'_1 と r'_1 は, $r'_1 \equiv rU/L_1$ (L_1 は曳船の船長) ならびに $v'_1 \equiv v_1/U$ と定義される. 本船の場合, r'_1/δ_1 と v'_1/δ_1 はそれぞれ 3.54, -1.85 であった. 従って, 舵角 (δ_1) が 10deg の場合, $r'_1 = 0.62$, 船体斜航角 $\beta_1 (\equiv -v'_1) = 18.5\text{deg}$ となり, 本船は優れた旋回性能を有することが分かる.