

荒天下における航行不能船舶の 漂流防止等に関する研究

原 正一*、谷澤 克治**、山川 賢次*、星野 邦弘*、
湯川 和浩***、長谷川 純****、上野 道雄****、南 真紀子**、
桐谷 伸夫*、大松 重雄**、猿田 俊彦*****、岡本 三千朗*****

Drift Prevention of Disabled Ships in Rough Seas

by

Shoichi HARA, Katsuji TANIZAWA, Kenji YAMAKAWA,
Kunihiro HOSHINO, Kazuhiro YUKAWA, Jun HASEGAWA,
Michio UENO, Makiko MINAMI, Nobuo KIRIYA
Shigeo OHMATSU, Toshihiko SARUTA and Michio OKAMOTO

Abstract

The disabled tanker was broken into two parts due to rough waves and bow part of the ship drifted to the sea shore in the heavy oil leakage accident of Russian ship named Nakhodka January in 1997. The loaded heavy oil flew out of the bow section of the ship continuously and caused the biggest marine pollution in Japan. Approximately 6,250 kl heavy oil leaked out in this accident. If the technology for the recovery of the drifting bow part of disabled ship in rough waves had been available, the serious disaster would be prevented from occurring.

This report is based on the research results of 5 year research project sponsored by the Ministry of Land, Infrastructure and Transport from 1998 to 2003. The direct motivation of starting the project is Nakhodka incident. The purpose of this project is to predict the drift motion of disabled ships in rough sea and to tow them safely in order to prevent the secondary disaster such as collision, explosion and strand. The Optimum Towing Support System (OTSS), which can estimate the drift motion, towline tension, maneuvering method during tow and towing power of tow boats, has been developed to provide with the Japan Coast Guard and salvage companies. Further, the computer program for predicting the drift course considering wave effect has been also developed to be provided with the Japan Coast Guard.

* 環境・エネルギー研究領域、 ** 海上安全研究領域、 *** 海洋開発研究領域、
**** 輸送高度化研究領域、 ***** 研究当時 輸送高度化研究領域

原稿受付 平成 年 月 日

審査済 平成 年 月 日

目 次

1 . 緒言	2
2 . 曳航支援システムの技術要素	3
2 . 1 . 漂流運動の研究	3
2 . 1 . 1 . 航行不能船舶の定常漂流状態の推定	3
2 . 1 . 2 . 大波高時の漂流運動の研究	11
2 . 1 . 3 . 任意形状物体に働く漂流抵抗の推算	28
2 . 1 . 4 . 海上漂流体の形状認識技術の研究	42
2 . 2 . 最適曳航法の研究	47
2 . 2 . 1 . 曳航技術の研究	47
2 . 2 . 2 . 曳航索張力の推定法の研究	60
2 . 2 . 3 . 波浪中の曳航馬力推定法の研究	82
2 . 2 . 4 . 曳航時の操船法	88
3 . 漂流経路予測プログラムへの波漂流速度成分の追加	98
4 . 最適曳航支援システムの開発	104
4 . 1 . 最適曳航支援システムの概要	104
4 . 2 . 最適曳航支援システムの流れ	106
4 . 3 . 計算事例	109
4 . 3 . 1 . 船体最終姿勢の推定	109
4 . 3 . 2 . 漂流運動の推定	111
4 . 3 . 3 . 波漂流力と船体運動の推定	113
4 . 4 . 最適曳航支援システムの課題	119
4 . 5 . まとめ	120
5 . 結言	120
謝辞	121
付録 1	123
付録 2	143

1. 緒言

平成 9 年 1 月に発生したロシア船籍大型油タンカー「ナホトカ号」の海難事故では、荒天下の下、波浪により船体が折損、分離し、そのうちの船首部が漂流して海岸に漂着した。この間、船首部から積荷の重油が流出し続け、我が国における最大規模の海洋汚染被害をもたらした。船首部は、海岸に漂着した後も腐食や海底との摩擦により外板の損傷が進み、船首部内に残されていた大量の油が流出する危険性があるという状況が続いた。本事故では推定 6200 キロリットルの重油が流出しており、荒天下において漂流する船首部を海岸漂着前に回収する技術が無かったことが、被害をより深刻なものにしたとされている。

本事故のように、航行不能となった船舶が、有効な曳航手段を講じられないまま漂流、漂着し、油流出等による甚大な被害をもたらした例は数多

く、最近では、1999 年 12 月にフランスプレスト沖で発生した「エリカ号」の重油流出事故と 2002 年 11 月のスペイン西方沖の「プレスティージ号」の事故は、双方とも船体が「ナホトカ号」同様波浪によって 2 つに折損、沈没して周辺の沿岸域に壊滅的な環境被害をもたらした。

我が国は、大量の原油、液化ガス等を海外から輸入するとともに、国内で生産した化学薬品等を船舶により各地へ輸送、若しくは、海外へ輸出しており、また、周辺海域は諸外国の原油等の輸送ルートとなっている。そのため、我が国には日本国籍及び外国籍の油タンカー、LNG 船、ケミカルタンカー等が頻繁に往来している。更に、我が国周辺海域は気象海象が荒いうえ、往来する船舶には老朽船や運航技術の未熟なものが多数含まれているため、今後も、老朽化や衝突事故により船体が損傷や折損・分離を起こしたり、又は機関故障を起こすなどして、船体またはその一部が、漂流、漂着し、大規模な油流出事故、新たな衝突事故、爆発・火災事故等を引き起こすおそれがある。

そのため、荒天下における航行不能船舶の漂流防止技術及び曳航技術を早急に確立する必要がある。漂流経路を予測する技術、曳航索の設置方法、安定した姿勢を保ちながらの操船方法等を研究する必要がある。

研究は、大きく分けて漂流運動の研究と最適曳航法の研究の 2 つである。前者は、航行不能船舶等(損傷、折損・分離、転覆により異常形状となった船舶又はその一部)の漂流経路を予測するシステムを確立するために、以下の 4 項目の研究小項目を実施した。

- (1) 航行不能船舶の定常漂流状態の推定
- (2) 大波高時の漂流運動の研究
- (3) 任意物体の漂流抵抗の研究
- (4) 海上漂流体の形状認識技術の研究

また、後者はパソコンを使用した最適曳航支援システムを開発するために、その技術要素である 4 つの研究小項目を実施した。

- (1) 曳航技術の研究
- (2) 曳航索張力推定法の研究
- (3) 波浪中の曳航馬力の推定法の研究
- (4) 曳航時の操船法の件

これらの研究小項目について、第 2 章で詳細に述べる。

また、漂流運動の研究は、航行不能になった大型船を研究の主たる対象としているが、海難事故による漂流物には大型船舶以外にも、小型船舶、救命艇、救命筏、人体、流出油等があり、これらも海流と潮流、風、波の影響を受けて漂流する。海上保安庁海洋情報部では、漂流経路予測法の開発において、このような小さな漂流物も対象とした漂流予

測を行っている。現在、海洋情報部で開発・運用されている漂流経路予測システムでは、海流・潮流と風による漂流速度成分は考慮されているが、波による漂流速度は厳密には考慮されていない¹⁾。そこで、第3章では、本研究の成果を漂流経路予測システムの予測精度向上に役立てるため、波による漂流速度成分を漂流経路予測システムへ追加した推定法を紹介する。

第4章は、第2章で述べた技術要素をまとめて、ひとつの計算プログラムとした最適曳航支援システムについて紹介する。本システムは、海上保安庁およびサルベージ会社などの海難救助機関が遭難船舶を安全に曳航するための情報提供ツールである。すなわち、ある与えられた海象条件(波、風、流れの大きさと方向)において、種々の船舶の漂流運動の予測、曳航する際の曳航抵抗の推定、曳船の馬力推定および操船法に関して、最適な曳航法をとるための支援ツールとなる。

2. 曳航支援システムの技術要素

2.1 漂流運動の研究

2.1.1 航行不能船舶の定常漂流状態の推定

(1) はじめに

実海域において機関故障等の原因で航行不能状態となった船舶は、風や波、潮流の影響によって一般に漂流状態に陥る。航行不能船舶の漂流が重大な環境被害をもたらす座礁等の海難事故につながるようにするためには、気象海象等のデータを用いた漂流予測とこれに基づく航行不能船舶の曳航等の対策が必要となる。その際に基本となる漂流予測は、予測される海域における気象海象条件下でどちらの方向にどの程度の速度で漂流するかという定常漂流状態の予測になると考えられる。

著者らは、波浪中の定常漂流状態を解析することによって漂流運動に対する波の影響が無視できないことを示す¹⁾²⁾とともに、波浪中¹⁾²⁾および風波併存時と風潮流併存時³⁾の定常漂流状態は複数存在する可能性があることを示した。この事実はある一つの気象海象条件下において定常漂流状態は一般に唯一には決まらないことを意味する。この場合、漂流予測はいくつかの可能性を示すことになる。

一方、海上保安庁では航行不能船舶も含めた漂流物体に関する漂流予測をおこなっている。海上保安庁の漂流予測システムは、数多くの海難事故への対応等の実務経験の蓄積から改良が続けられてきた信頼性の高いシステムであり、これまでの漂流船舶の救助

や曳航対策等の海上保安業務において重要な役割を担ってきた。しかし、現在のこの漂流予測システムでは風と潮流の影響は考慮されるものの波の影響は考慮されておらず、また、著者らが示した複数の漂流状態の存在の可能性も考慮されていない。実際、予測とは異なる漂流状態を示す事例もあると聞く。

的確な漂流予測をおこなって二次的な海難事故を未然に防ぐためには、実海域における漂流運動の機構を明らかにし、その成果を漂流予測システム等に反映させていく必要があると考えられる。本報告では、航行不能船舶の漂流運動の機構を明らかにするために、はじめに、波と風、潮流を考慮した定常漂流状態を表す釣合方程式を示し、これを解くことによって一般に複数の解が存在することを示す。次に、波浪中での模型船を用いた漂流実験によって定常漂流状態が実際に複数存在することを実証する。さらに、実際の漂流事例を示し、この状態に対する推定計算をおこない実際の事例との比較検討をおこなう。

(2) 定常漂流状態を表す釣合方程式

とその解

(2-1) 定常漂流状態を表す釣合方程式

座標系を Fig. 2.1.1-1 に示す。Fig. 2.1.1-1 中の $O_E-X_EY_E$ が空間固定座標系、 $O-XY$ が船体固定座標系を表す。

船の定常漂流状態を表す方程式は次式で表される。

$$\begin{cases} X_0(U, \beta) + X_W(H_W, T_W, \chi) + X_A(U_{Ar}, \theta_{Ar}) = 0 \\ Y_0(U, \beta) + Y_W(H_W, T_W, \chi) + Y_A(U_{Ar}, \theta_{Ar}) = 0 \\ N_0(U, \beta) + N_W(H_W, T_W, \chi) + N_A(U_{Ar}, \theta_{Ar}) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

ここで X, Y, N は船に働く前後力と左右力、回頭モーメントを表し、添え字の $0, W, A$ は斜航により水より受ける斜航流体力と波漂流力、風による流体力をそれぞれ表す。 U, β は対水船速と対水斜航角、 H_W, T_W, χ は波高と波周期、波との出会角、 U_{Ar}, θ_{Ar} は相対風速と相対風向角をそれぞれ表す。

潮流速度と潮流方向を U_C, ψ_C 、対地風速と対地風向を U_A, ψ_A で表すと、これらは相対風速 U_{Ar} および相対風向 θ_{Ar} と、ベクトル表記によって次式で関係づけられる。

$$U_A - U = U_{Ar} + U_C \quad (2)$$

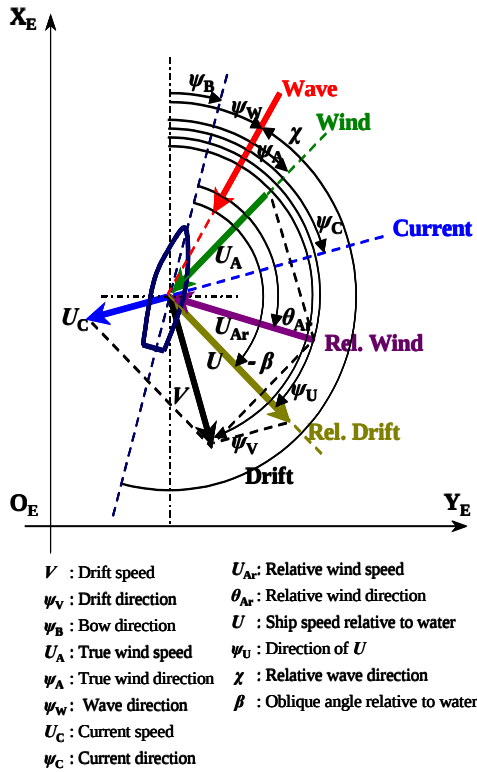


Fig. 2.1.1-1 Coordinate system.

船首方位を ψ_B で表すとこれは次式で表される。

$$\psi_B = \psi_U + \beta \quad (3)$$

波向きを上流方向を表す対地方向 ψ_W で表すと、波との出会角 χ は次式で表される。

$$\chi = \psi_W - \psi_B \quad (4)$$

対地漂流速度と対地漂流方向を V , ψ_V で表すと、これらはベクトル表記によって次式で表される。

$$V = U + U_C \quad (5)$$

(2-2) 釣合方程式の解法と計算例

風と波、潮流の複合外乱下を想定し、(1)式を解いて定常漂流状態を計算した。計算対象としたのは主要寸法を Table 2.1.1-1 に示す練習船である。

斜航流体力 X_0, Y_0, N_0 を水槽実験によって計測した結果¹⁾を Fig. 2.1.1-2 に示す。縦軸は $1/2\rho L d U^2$ および $1/2\rho L^2 d U^2$ による無次元

Table 2.1.1-1 Principal dimensions of a training ship.

Item	Scale
Length: L(m)	105.00
Breadth: B(m)	17.90
Draft: d(m)	5.96
trim(m)	0.0
lcb(%L aft from midship)	2.14
Displacement(ton)	5827.0

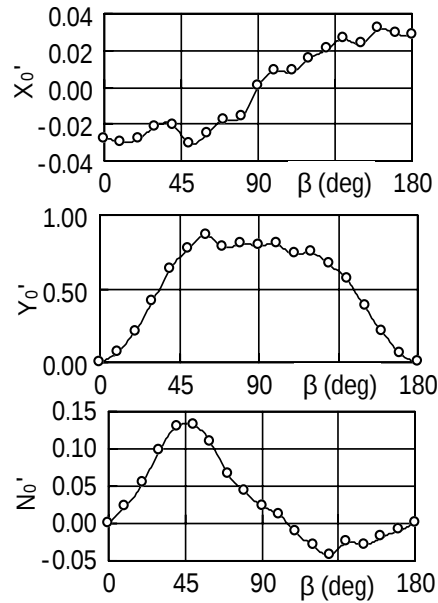


Fig. 2.1.1-2 Hydrodynamic forces and moment acting on underwater ship's hull due to oblique motion obtained by tank test for a training ship.

値を表す。波長船長比(λ/L)が 0.8 の規則波中の波漂流力 X_W, Y_W, N_W の計算結果¹⁾を Fig. 2.1.1-3 に示す。縦軸は $1/2\rho g L (H_w/2)^2$ および $1/2\rho g L^2 (H_w/2)^2$ による無次元値を表す。波漂流力の計算は前進速度 0 の状態での 3 次元特異点分布法によるものである。風による水面上船体に働く力 X_A, Y_A, N_A を風洞実験によって計測した結果⁴⁾を Fig. 2.1.1-4 に示す。縦軸は $1/2\rho_A U_{Ar}^2 L^2$ および $1/2\rho_A U_{Ar}^2 L^3$ による無次元値を表す。ここで、 ρ_A は空気の密度を表す。Fig. 2.1.1-2 と Fig. 2.1.1-3、Fig. 2.1.1-4 各図中の線は周期性を考慮したスプライン補間を表す。

定常釣合状態を表す(1)式を解くにあたっては、対地漂流速度 V と対地漂流方向 ψ_V 、船首方位 ψ_B を未知数として Newton-Raphson 法を用いた。その際、対地漂流速度 V の初期値はフルード数で 0.01 に対応する値とし、対地漂流方向 ψ_V と船首方位 ψ_B についてはそれぞれ全方位 360 度の 10 度刻み 36 種類すべての組み合わせを初期値とし

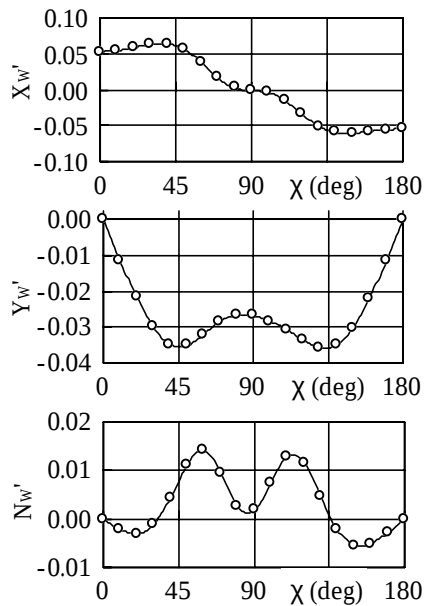


Fig. 2.1.1-3 Steady wave forces and moment calculated with 3-D. panel method for a training ship ($\lambda/L=0.8$)

て解いた。

波長船長比 $\lambda/L=0.8$ (波周期 T は 7.34s)、波高 2m、波向き $\psi_w=0$ 度、対地風速 $U_A=15\text{m/s}$ 、対地風向 $\psi_A=330$ 度、潮流速度 $U_C=0.514\text{m/s}$ (1.0kt)、潮流方向 $\psi_C=120$ 度の状態を対象に (1) 式を解いた。計算には Fig. 2.1.1-2 と Fig. 2.1.1-3、Fig. 2.1.1-4 の結果を用いた。計算結果を Table 2.1.1-2 に示す。解は全部で 4 個得られた。これらの解を図示したのが Fig. 2.1.1-5 である。図中の $\bullet$ を指す矢印の長さと方向が漂流速度と漂流方向を表し、船の絵が船首方位を表す。

一方向の長波頂規則波のみを仮定した場合の計算結果¹⁾²⁾では、外乱要因と水面下船体形状の対称性によって解の分布にも対称性が見られたが、Table 2.1.1-2 と Fig. 2.1.1-5 に示した計算結果では主として外乱要因の非対称性により解の対称性が崩れている。しかし、複数の解が得られるという基本的な特質は風と波と潮流の 3 つの要因を考慮した計算結果においても保持されることが確認された。

ただし、これらの解は (1) 式の数学的な解ではあるが、物理的な安定性をも保証するものではない。したがって、物理的な解の安定性は別途判断する必要がある。波浪中定常漂流状態の解の物理的な安定性の判定法については既に報告¹⁾したが、これを実行するためには回頭運動に関する流体力の斜航角 β に関する微分値等が必要となる。しかし、前進から後進までの広範囲の斜航運動中の

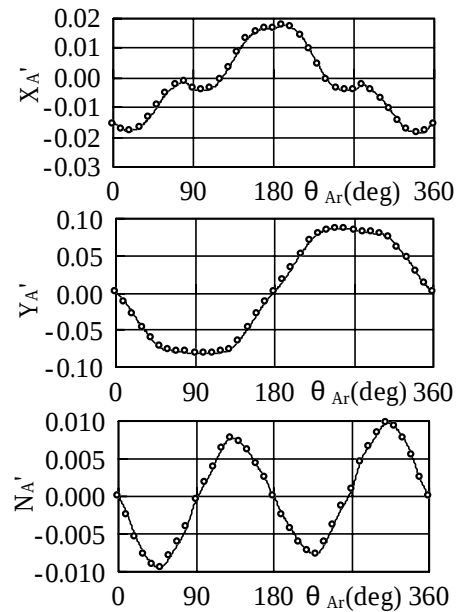


Fig. 2.1.1-4 Wind forces and moment obtained by wind tunnel test for a training ship.

Table 2.1.1-2 Solutions for steady drifting conditions of a training ship in wind, wave and current.

No.	$V(\text{kt})$	$\psi_V(\text{deg})$	$\psi_B(\text{deg})$	$\chi(\text{deg})$	$U_{Ar}(\text{m/s})$	$\theta_{Ar}(\text{deg})$	$\beta(\text{deg})$
1	3.96	162.5	153.6	-26.4	13.02	174.5	-0.8
2	4.00	165.3	-23.2	156.8	13.02	-9.2	-179.9
3	1.10	-147.0	-105.4	74.6	14.75	73.4	85.3
4	2.66	-113.7	75.6	-104.4	15.21	-110.8	-149.5

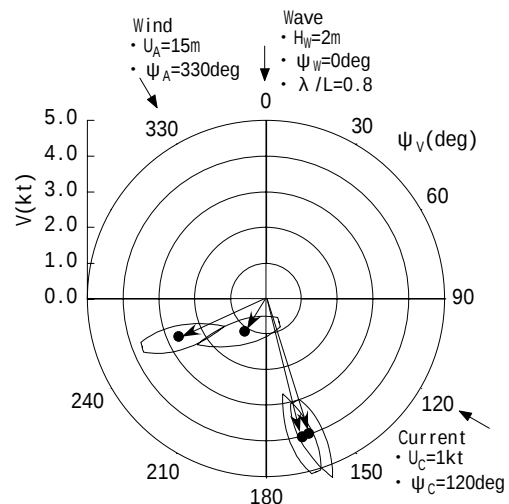


Fig. 2.1.1-5 Drifting velocity, direction and posture of a training ship in wind, wave and current.

回頭運動に関する流体力特性に関してはタグによる操船⁵⁾を対象とした報告例の他はほとんどない。本報告で取り上げた船型を対象とした定常漂流状態を表す解の物理的な安定性解析をおこなうためには、今後模型実験

等の方法で上記の回頭運動に関する流体力特性を調べる必要があると考えられる。

(3) 波浪中漂流運動の模型実験

本報告では、定常漂流状態を表す釣合方程式の個々の解の物理的安定性を論じるのではなく、複数の解が存在すること、すなわちある特定の外乱状態において複数の定常漂流状態が存在することを波浪中の模型実験によって確認した結果について述べる。なお、通常船舶ではない船首折損模型を用いた波浪中の漂流運動の計測⁶⁾⁷⁾では複数の漂流状態が存在することが確認されている。

(3-1) 実験状態

模型船による波浪中の漂流実験は海上技術安全研究所の角水槽において軽貨状態のタンカー模型を用いて実施した。模型船の主要寸法を Table 2.1.1-3 に示す。満載状態の排水量は 2275.6N(232.2kgf)であり、軽貨状態の排水量はその約 55%である。プロペラは停止状態、舵は中央位置で固定の状態とした。

実験は長波頂規則波中でおこなった。実験では、造波開始から模型船を緩やかにつかまえておき、波が水槽全体に伝わった段階で模型船を放して漂流運動を開始させる方法をとった。模型船を放す際には特定の方向に押し出すようなことはしなかった。模型船を放す際の波との初期出会角 χ_i は 7 種類変えて実験をおこなった。波および波との初期出会角 χ_i 等の設定条件を Table 2.1.1-4 に示す。使用した波は波長船長比 $(\lambda/L)0.4$ 、波高 0.04m の規則波である。

漂流運動は、超音波位置計測装置⁸⁾によって模型船の船体中心線上の 2 点の位置を 0.3 秒間隔で計測してそのデータを解析することによって得たほか、回頭角速度は角速度ジャイロによっても計測した。

角水槽において風の影響は排除できないが、以下に示す実験結果は風の影響が小さいと思われるデータである。

(3-2) 実験結果

実験結果を航跡の形で Fig. 2.1.1-6 に示す。Fig. 2.1.1-6 中の船の絵は 9 秒間隔の模型船の位置と船首方位を表す。Fig. 2.1.1-6 の航跡は過渡状態から定常に近い状態に至る経過を示すものと考えられる。どの程度定常に近い状態になっているかを見るために、実験番号 T5037 と T5042 の状態を例にとって、漂流速度 V と漂流方向 ψ_V 、斜航角 β 、船首

Table 2.1.1-3 Principal dimensions of a tanker model.

Item	Scale
Length: L(m)	2.970
Breadth: B(m)	0.539
Fore draft: df(m)	0.077
Aft draft: da(m)	0.122
Trim/L(%)	1.5
GM(m)	0.143
Displacement(N)	1251.5

Table 2.1.1-4 Experimental conditions.

λ / L	$H_w(\text{m})$	$\chi_i(\text{deg})$	Test No.
0.4	0.04	90	T5037
		0	T5038
		180	T5039
		-90	T5040
		20	T5042
		135	T5043
		-100	T5044

方位 ψ_B 、縦揺れ角(Pitch ang.)、横揺れ角(Roll ang.)、船首揺れ角速度(Yaw r.)の時系列を Fig. 2.1.1-7 と Fig. 2.1.1-8 にそれぞれ示す。Fig. 2.1.1-7 と Fig. 2.1.1-8 中の漂流速度等における $\circ$ は Fig. 2.1.1-6 中の船の絵を記した時点に対応する。なお、Fig. 2.1.1-8 では、表示の都合上、漂流方向 ψ_V については ψ_V-180 の値を示した。

Fig. 2.1.1-7 と Fig. 2.1.1-8 から、これらの漂流実験の計測後半ではほぼ定常漂流状態に達していると考えられる。

Fig. 2.1.1-6 に示した航跡後半の定常漂流状態を比較すると、実験番号 T5037 と T5039、T5043 は同じ状態で、実験番号 T5044 はそれと対称な状態と思われる。これらを状態 A と呼ぶ。一方、実験番号 T5038 と T5040 も同じ状態であって、T5042 はそれと対称な状態と思われる。これらを状態 B と呼ぶ。状態 A と状態 B は異なる状態と思われる。

上記の特徴をより明確にするために、定常漂流状態を平均値解析した結果を Fig. 2.1.1-9 に示す。Fig. 2.1.1-9 は、横軸に船首方位 ψ_B の平均値をとって、縦軸に漂流速度 V と漂流方向 ψ_V 、斜航角 β それぞれの平均値を示したものである。平均化処理は計測の最初の部分を除く定常漂流状態と考えられる部分でおこなった。なお、左舷側から波を受ける実験番号 T5038 と T5040、T5044 の状態に対する解析結果のうち、船首方位 ψ_B と漂流方向 ψ_V 、斜航角 β の解析結果は符号を逆転して記した。

Fig. 2.1.1-9 からは、状態 A と状態 B が明ら

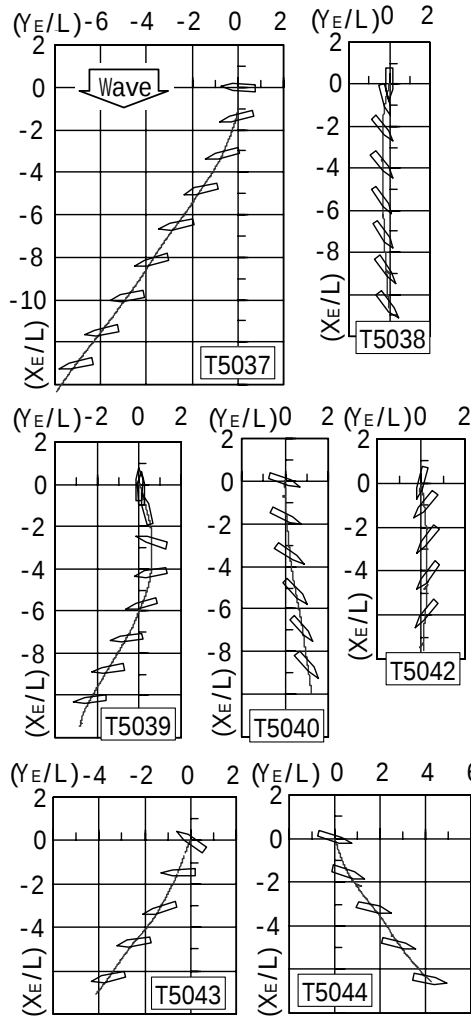


Fig. 2.1.1-6 Trajectories of drifting motion of a tanker model.

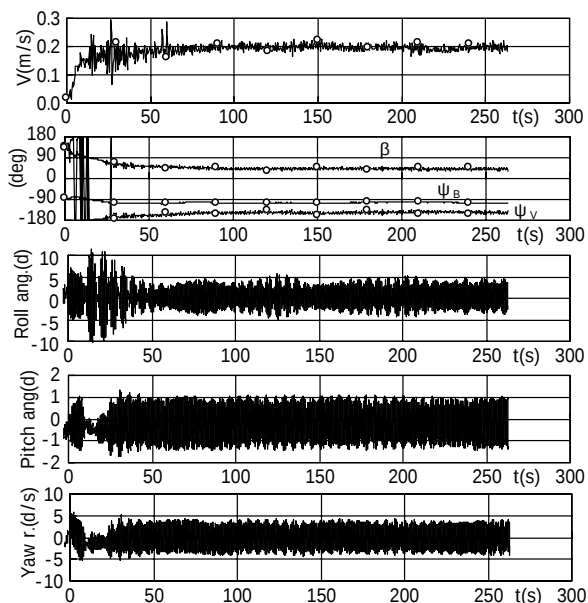


Fig. 2.1.1-7 Time history of T5037.

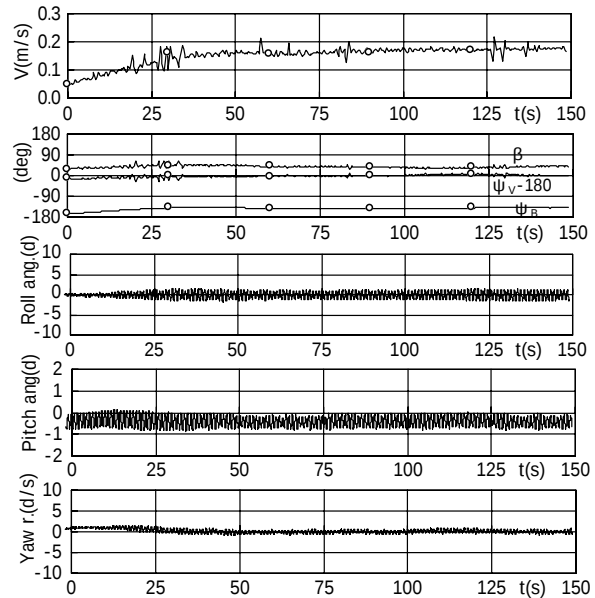


Fig. 2.1.1-8 Time history of T5042.

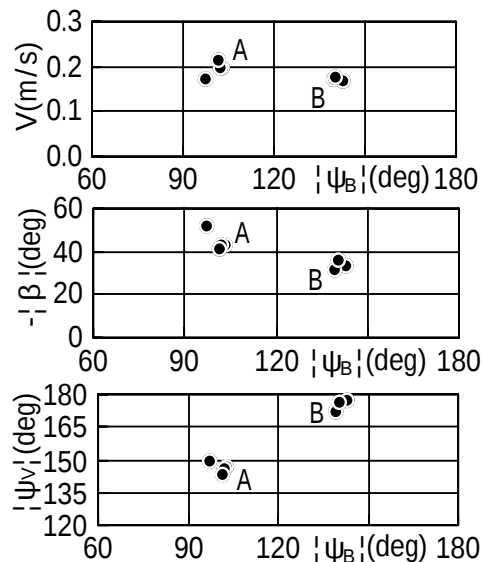


Fig. 2.1.1-9 Averaged values in steady drifting conditions of a tanker model.

かに異なる定常漂流状態を示していることがわかる。このことは、Fig. 2.1.1-7(状態 A)と Fig. 2.1.1-8(状態 B)中の縦揺れ角(Pitch ang.)、横揺れ角(Roll ang.)、船首揺れ角速度(Yaw r.)の時系列が異なった船体動揺振幅を示していることから確認できる。さらに、Fig. 2.1.1-9 の符号を逆転させて表示した結果とそのまま表示した結果がほぼ一致していることから、左右対称な漂流状態の存在が確認できる。

模型船を用いた以上の実験結果から、1つの波の条件下において複数の定常漂流状態が存在しうることが確認された。前項で理論

的に示したように、風や波、潮流といった複合外乱下においても複数の定常漂流状態が存在する可能性が考えられる。

(4) 漂流事例と推定計算

実際に報告された漂流事例を取り上げ、これに対応した定常漂流運動の推定計算をおこない、その計算結果を漂流事例と比較検討する。

(4-1) 漂流事例

1999 年 2 月の漂流事例を取り上げる。漂流船舶の主要寸法等を Table 2.1.1-5 に、漂流状況の写真を Photo 2.1.1-1 にそれぞれ示す。この漂流船舶を仮に A 号と呼ぶ。Table 2.1.1-5 と Photo 2.1.1-1 に示すように、A 号は左に約 32 度傾斜して右舷側から風を受ける状態で漂流したと報告されている。

漂流経路は Photo 2.1.1-1 に示すとおりである。A 号は与那国島南方、台湾東方の A1 点で 2 月 27 日 20:17 に SOS 信号を発信した後漂流を開始し翌 28 日 10:40 に A2 点で海上保安庁の巡視船に発見された。その後 A3 点を経て A4 点まで漂流を続け、A4 点から A7 点まで巡視船によって曳航された。なお、E1 から E4 までは非常用位置指示無線標識装置 EPIRB(Emergency Position Indicating Radio Beacon)の漂流経路、B は救命浮環の発見位置を表す。

Fig. 2.1.1-11 中には、漂流当時、緯度経度 10 分間隔の海域毎に巡視船によって計測された潮流の流速 U_C と流向 ψ_C も示している。流向 ψ_C は北を 0 度として時計回りに上流方向で表した。これらの計測値を平均すると流速 $U_C=1.65\text{kt}$ 、流向 $\psi_C=175.3$ 度となる。

風の状況に関しては、現場における巡視船での計測によって、2 月 28 日 6:00 には北北東の風 11m/s 、同日 9:00 には北東の風 11m/s

Table 2.1.1-5 Principal dimensions of a disabled ship.

Item		Scale
Length: L_{pp} (m)		105.52
Breadth: B(m)		18.20
Depth: D(m)		8.51
Draft, fore: d_f (m)	port	5.60
	stab.	3.60
Draft, aft: d_a (m)	port	7.00
	stab.	4.80
List (deg)		32.0
Gross tonnage (GT)		6788.0



(a) Port side



(b) Bow side

Photo 2.1.1-1 Disabled ship in drifting condition, wind from starboard side.

と報告されている。

以上、A1 点から A2 点までの A 号の漂流速度 V と漂流方向 ψ_v および潮流と風の状況を平均値でまとめると Table 2.1.1-6 の通りとなる。A 号はほぼ潮流を横切る形で漂流したことがわかる。なお、波に関する情報は得られていないが、Photo 2.1.1-1 の様子から波が漂流運動に大きな影響を与えることはなかったものと推測される。

(4-2) 推定計算

(4-2-1) 斜航流体力と風の力

前項で述べた漂流状態を推定するためには、対応する船型が横傾斜した状態における斜航流体力と風の力に関するデータが必要となる。しかし、横傾斜した船の斜航角が 0deg から 360deg までの斜航流体力データや風の力に関するデータが得られないため、ここでは、類似船型の横傾斜角 0deg の直立時のデータを用いて計算をおこなった。

斜航流体力としては Table 2.1.1-3 に示したタンカー模型の満載状態での水槽実験データを用いることとした。満載時の喫水は 0.179m である。Table 2.1.1-5 に示した A 号の長さ幅比と幅喫水比がそれぞれ 5.8 と 3.5 であるのに対し、Table 2.1.1-3 のタンカー模型のそれは 5.5 と 3.0 とやや異なる。水槽

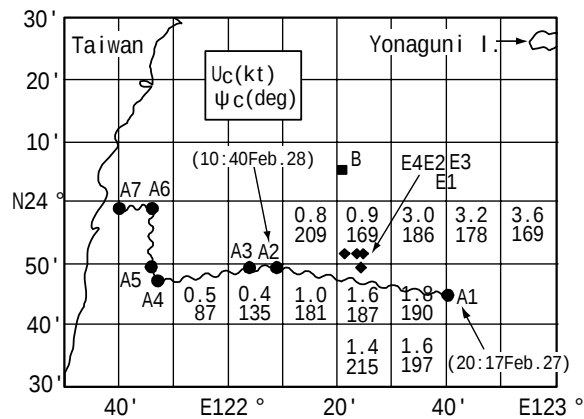


Fig. 2.1.1-10 Trajectory of a drifting ship; A1-A4 (A4-A7; towed path), EPIRB; E1-E4, B; life buoy and current data.

Table 2.1.1-6 Averaged drifting characteristics from point-A1 to point-A2 in Fig. 2.1.1-11.

	Item	Ave. val.
Ship	V(kt)	2.18
	$\psi_v(\text{deg})$	279.2
Current	$U_c(\text{kt})$	1.65
	$\psi_c(\text{deg})$	175.3
Wind	$U_A(\text{m/s})$	11.00
	$\psi_A(\text{deg})$	37.5

実験データを Fig. 2.1.1-11 に示す。図中の線は周期性を考慮したスプライン補間を表す。無次元化は Fig. 2.1.1-2 の場合と同じである。Fig. 2.1.1-2 の練習船のデータとは前後力成分の斜航角 90deg 付近を中心とした傾向に差が見られる。

風の力としては、ばら積み船の風洞実験データを用いることとした。この場合も横傾斜角は 0deg である。風洞模型の詳細は省略するが、長さ幅比が 5.8 で甲板上に 4 本のクレーンを持つ船型である。風洞実験データを Fig. 2.1.1-12 に示す。無次元化は Fig. 2.1.1-4 の場合と同じである。Fig. 2.1.1-4 の練習船のデータとは回頭モーメント成分の傾向が大きく異なる。

波の力に関しては前項で述べたように Photo 2.1.1-1 の様子から考慮しないこととした。

(4-2-2) 推定結果と漂流事例との比較検討

前項で述べた斜航流体力と風の力を(1)式に代入して解いた。計算結果を Table 2.1.1-7 に示す。解は 4 つ得られている。こ

Table 2.1.1-7 Solutions for steady drifting conditions of a disabled ship in wind and current.

No.	V(kt)	$\psi_v(\text{deg})$	$\psi_B(\text{deg})$	$U_{Ar}(\text{m/s})$	$\theta_{Ar}(\text{deg})$	$\beta(\text{deg})$
1	1.04	-37.3	-49.7	11.15	84.6	99.0
2	1.51	-102.7	-144.9	10.42	179.7	1.0
3	1.53	-99.7	35.9	10.44	-1.4	-179.9
4	1.52	-39.8	133.0	11.20	-99.4	-107.2

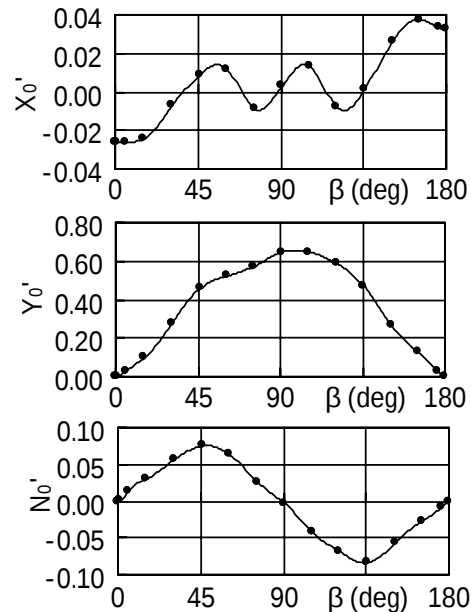


Fig. 2.1.1-11 Hydrodynamic forces and moment acting on underwater ship's hull due to oblique motion obtained by tank test for a tanker model.

れらを図示して Fig. 2.1.1-13 に示す。図中には計算結果とともに Table 2.1.1-6 に示した A 号の実際の平均漂流状態も示している。ただし、船首方位を表す船の絵は、巡視船からの報告に基づき、右真横から風を受ける船首方位 ψ_B が -52.5deg の状態となるように図示している。

巡視船からの報告のように右舷側から風を受ける の解は実際より漂流速度も小さく漂流方向にも差がある。 の解は の解とほぼ同じ漂流方向を示しているが、船首方位がほぼ逆となっており、漂流速度も実際よりまだ小さい。潮流を横切って漂流する との解は実際の漂流状態と漂流方向は近いが漂流速度が実際よりもやや小さく、風向との関係も報告されている状態とは異なる。

以上、観測された状態と推定計算で得られた解は漂流方向や風向きとの関係など個々に類似する点はあるものの、すべてが一致し

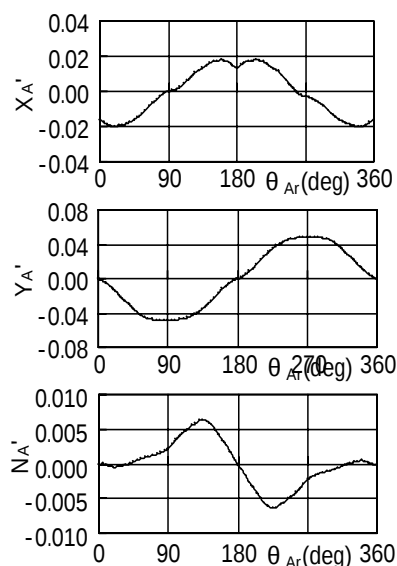


Fig. 2.1.1-12 Wind forces and moment obtained by wind tunnel test for a bulk carrier model.

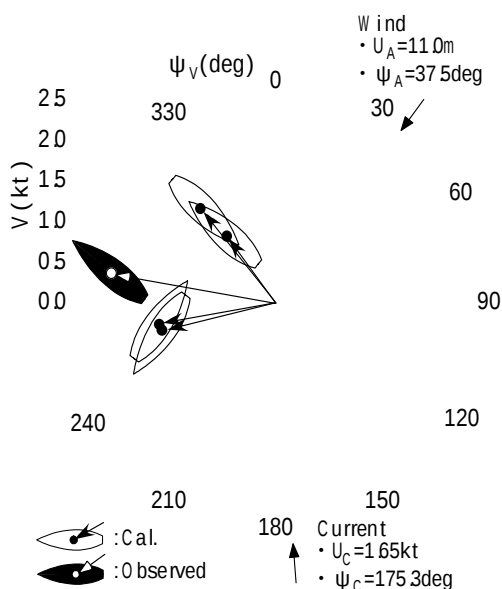


Fig. 2.1.1-13 Comparison of drifting condition, observed and estimated for a disabled ship in wind and current.

た解は得られなかった。実際の状態と推定計算結果との差は、主として横傾斜していない船体に対する流体力データを用いたことに起因すると考えられる。実際、Fig. 2.1.1-11の斜航流体力は斜航角に対する対称性を仮定しており、Fig. 2.1.1-12の風の力についてもほぼ相対風向角に対して対称なデータとなっているのに対し、大きく横傾斜した船体については斜航角や相対風向角に関する対称性は崩れると考えられる。より正確な推定をおこなうためには、何らかの方法で横傾斜

した船体に対する斜航流体力と風の力を推定する必要があると考えられる。

(5) 結言

航行不能船舶の定常漂流状態を斜航流体力と風の力、波の力を考慮して釣合方程式を解くことによって解析した。その結果、風と波と潮流の複合外乱下において複数の解が得られることを示した。解の物理的な安定性は別途解析する必要があるが、複数の解の存在は漂流状態も複数存在する可能性を示すものと考えられる。

複数の定常漂流状態の存在を調べるため、波浪中の漂流実験を実施した。その結果、同一の長波頂規則波の条件下で、左右対称な2組の定常漂流状態が確認された。この事実は著者らがこれまでに解析的に示してきた複数の定常漂流状態の可能性を実証する一例と考えられる。

実際の漂流事例を解析し、事例と同じ風と潮流の条件で定常漂流状態の推定計算をおこなった。対象とする横傾斜した航行不能船舶に関する流体力データが得られず、類似船型の直立時のデータを用いたため、得られた複数解には漂流速度と漂流方向、船首方位がすべて漂流事例と一致する解は得られなかった。

本報告で示した定常漂流状態の推定計算で得られる解は物理的に不安定な解も含むが、漂流状態の可能性を示す推定手法として、漂流する航行不能船舶に対する救助対策の立案等に役立てることが可能と思われる。

船舶が航行不能となる原因は様々で、本報告で示した例のように大きく横傾斜した状態のほかに大きなトリムがついた状態や船体の一部が折損した状態などもあり得る。海難事故現場において定常漂流状態の可能性を示す推定計算結果をより確実なものとするためには、多様な船型と船の状態に対する斜航流体力と風および波の力の推定法の開発が必要と考えられる。

参考文献

- 1) Ueno, M., Nimura, T. : On steady drifting motion of a ship in waves, Proceedings of 5th IFAC conference on manoeuvring and control of marine craft, (2000), pp. 393-398
- 2) 谷澤克治、上野道雄、南真紀子：波による漂流運動の推定法について、第74回船

舶技術研究所研究発表会講演集、(2000)、
pp. 315-318

- 3) 上野道雄、二村正：航行不能船舶の外乱
下定常漂流状態の解析、第2回海上技術安
全研究所研究発表会講演集、(2002)、pp.
345-346
- 4) 上野道雄、二村正、宮崎英樹、藤原敏文、
野中晃二、矢吹英雄：練習船の操縦性能に
関する模型実験と実海域実験、日本造船学
会論文集、第189号、(2001)、pp. 71-80
- 5) 高品純志：タグによる操縦運動とその計
算法について、日本造船学会論文集、第160
号、(1986)、pp. 93-102
- 6) 星野邦弘、原正一、山川賢次、湯川和浩：
船首折損船舶の波漂流力と漂流運動、第1
回海上技術安全研究所研究発表会講演集、
(2001)、pp. 37-42
- 7) 星野邦弘、湯川和浩、原正一、山川賢次：
折損タンカーの波漂流力と漂流運動、西部
造船会会報、第103号、(2000)、pp. 263-272
- 8) 二村正、上野道雄、藤原敏文、野中晃二、
小川陽弘：自由航走模型船の水中超音波に
よる位置計測システム、可視化情報学会誌、
第17巻、Suppl. 1、(1997)、pp. 317-320

2.1.2. 大波高時の漂流運動の研究

(1) はじめに

本節では波浪中を漂流する浮体の漂流速度の推定法ならびに漂流速度に及ぼす波高影響について報告する。

航行不能船舶の漂流に関連した研究報告では、OCIMF レポート¹⁾や HAZMAT レポート²⁾等が知られている。OCIMF レポートでは航行不能な状態に陥ったタンカーを対象に、漂流と曳航に関する研究成果がまとめられている。このレポートでは船体に働く波漂流力については模型試験等により詳細に検討されているが、漂流速度については実船の漂流速度の計測結果から海流・潮流成分を差

し引いて波と風による漂流成分を求め、これをまとめて Wind-Wave Drift Factor として取り扱っており、波による漂流速度成分を分離・分析していない。また、HAZMAT レポートでは OCIMF 方式で航行不能船舶の漂流運動のシミュレーション計算を行い、想定した航路内で船舶が漂流した際の Formal Risk Analysis を実施した結果を報告している。その他の研究報告でも波漂流力に関する報告は多いが、波による浮体の漂流速度に関する報告は見あたらないようである。

そこで、本研究では波による漂流速度推定法を開発するため、二次元水槽において漂流を許した状態で浮体の波浪中運動と漂流速度を計測した。また3次元浮体として、海上保安庁海洋情報部が漂流経路予測システムの検定に用いている小型漂流ブイの実物を用い、試験水槽で規則波ならびに不規則波中での漂流速度を計測した。これらの実験では、波高を微小波高から砕波を伴うような大波高域まで変化させた計測を行い、それらの解析結果から波による漂流速度推定法を導出した³⁾。

(2) 2次元浮体の波による漂流速度

(2-1) 水槽試験

海上技術安全研究所の二次元水槽(長さ=26m、幅=0.5m、水深=0.5m)において二次元浮体の波による漂流速度の計測を実施した。二次元水槽の概要を Fig. 2.1.2-1 に示す。本水槽には左端に吸収式造波機、右端に消波板、上面にレールが取り付けられている。供

Table 2.1.2-1 Principal dimensions.

Breadth	B	0.40	m
Length	L	0.49	m
Draft	d	0.20	m
Displacement	W	39.2	kg
Metercenter height	GM	0.054	m
Lewis Form parameter	H_0	1.00	
Lewis Form parameter	σ	1.00	
Natural Roll Period	T_r	1.32	s

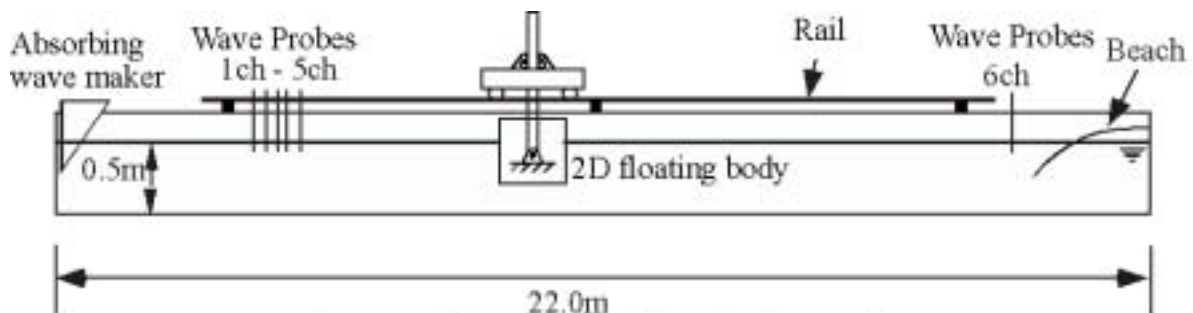


Fig. 2.1.2-1 Illustration of two dimensional wave tank

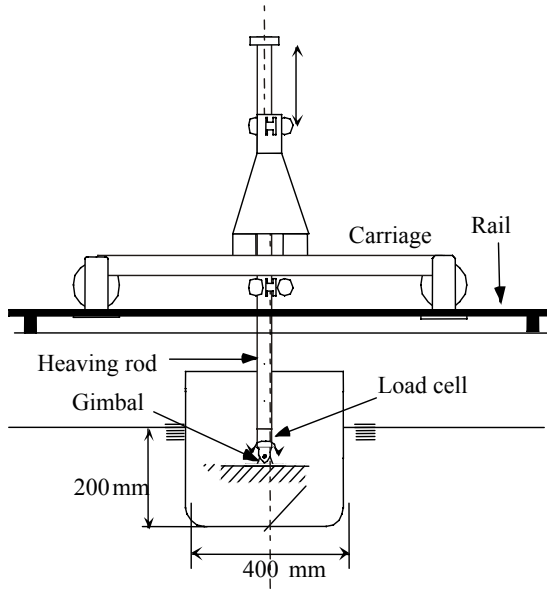


Fig. 2.1.2-2 Measuring equipment of 2D floating body motions.

試浮体にはルイスフォーム断面を有する二次元浮体を用いた。主要目を Table 2.1.2-1 に示す。浮体は Fig. 2.1.2-2 に示すようにジンバル、ロードセル、ヒープロッド、キャリッジで構成された軽量な動揺計測装置に取り付けられている。この動揺計測装置は水槽に取り付けられたレール上を滑らかに動き浮体の水平方向の運動を拘束しない。

漂流速度は、基準点を通過する時間をストップウォッチで計測し基準点間の平均速度として求めた。原点を造波機より 5.0m の位置にとり、基準点を 1.0m 間隔で設けた。計測区間の全長は 8.0m で、漂流速度は計測区間で一定値に収束した。

本試験では、規則波と不規則波の両方を用いた。規則波は無次元化波数 $kB/2$ が 0.4 ~ 2.0、波高 k_w が 2.0cm ~ 7.0cm のものである。波傾斜 k_w/λ では 0.010 ~ 0.064 となる。また、不規則波は波スペクトルとして ISSC スペクトルと呼ばれる Modified Pierson-Moskowitz 型の 2 パラメータスペクトルを用いた。ISSC スペクトルは有義波高 H_v と目視観測周期 T_v を用いて

$$\Phi_{\zeta\zeta}(\omega) = \frac{0.11}{2\pi} H_v^2 T_v \left(\frac{T_v \omega}{2\pi} \right)^{-5} \times \exp \left\{ -0.44 \left(\frac{T_v \omega}{2\pi} \right)^4 \right\} \quad (1)$$

で与えられる。この式は実海域の波浪スペクトルをモデル化している。水槽内にこの波

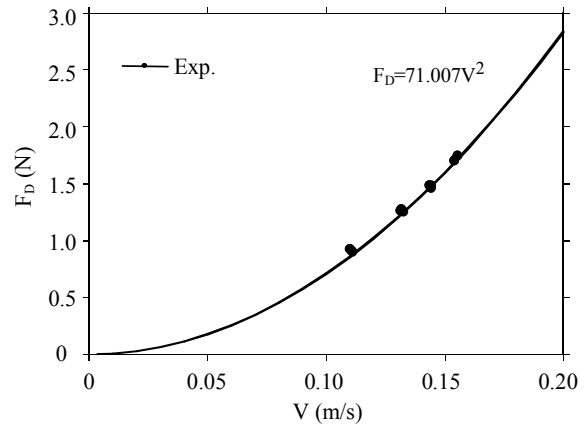


Fig. 2.1.2-3 Drag on the 2D body as a function of speed.

スペクトルを再現するにはスケールダウンする必要がある。水槽試験では T_v を 0.88sec、1.02sec、1.32sec、1.57sec と変化させて五つのスケールの不規則波を発生させた。これらは無次元化波数 $kB/2$ では、1.051、0.800、0.532、0.419 に相当する。本報では、 T_v に対応する波長を λ_v 、波数を k_v とし、さらに平均波高 $\bar{H}_w = 0.625 \bar{H}_v$ を用いて定義した H_w/λ_v を不規則波の代表波傾斜と呼ぶことにする。

予備試験として抗力係数を求めるために浮体を曳航し、速度と浮体にかかる流体抗力を計測した。流体抗力はジンバルとヒープロッドの間に取り付けられたロードセルを用いて計測した。Fig. 2.1.2-3 にその結果を示す。横軸は速度 V (m/s)であり、縦軸は流体抗力 F_D (N)である。実線は実験点の二次の回帰曲線で、本曳航試験によりこの浮体の抗力係数は $C_D=1.449$ と求められた。

(2-2) 二次元浮体の漂流速度計測結果

はじめに規則波中での実験結果を無次元化波数 $kB/2$ が 0.50、0.70、2.00 のものについて Fig. 2.1.2-4 に示す。横軸は波傾斜、縦軸は無次元化速度(フルード数、 $V/\sqrt{Bg}$)である。浮体の代表寸法として幅 $B=400mm$ を用いた。図中の黒丸は実験点で、実線は実験点の回帰直線であり、その係数 a を図中に示している。図より漂流速度はおおむね波高と線形の関係であるといえる。

次に、不規則波中での実験結果を無次元化波数が 0.419: $T_v=1.57sec$ 、1.051: $T_v=0.88sec$ のものについて Fig. 2.1.2-5 に示す。横軸は代表波傾斜、縦軸は Fig. 2.1.2-4 と同様のフルード数である。実線は実験点の回帰直線で不規則波においても波漂流速度は平均波高

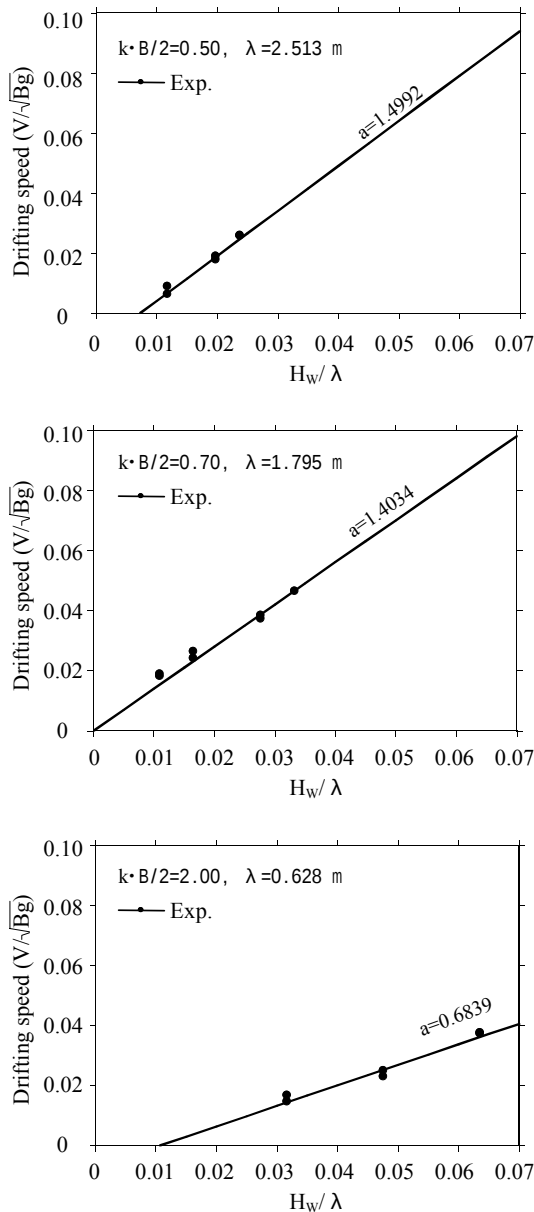


Fig. 2.1.2-4 Relation between wave slope and drifting speed
(2D body in regular waves).

とおおむね線形の関係があることがわかる。不規則波中の実験では実験毎に異なる時系列信号で造波しているため、入射波の時系列も実験毎に異なっているが漂流速度は安定しており再現性の高い実験結果が得られた。

最後に、Fig. 2.1.2-4 と Fig. 2.1.2-5 に示した回帰直線は、原点を通過していないがこれは摩擦の影響によるものと考えられる。計測装置全体では摩擦が 7g 程度あり浮体が動き出すためには波漂流力がこれ以上の大きさになる必要がある。波漂流力が最も大きくなる無次元化波数 0.7 付近では、摩擦の影響が相対的に小さいので回帰直線が原点の近くを通過している。

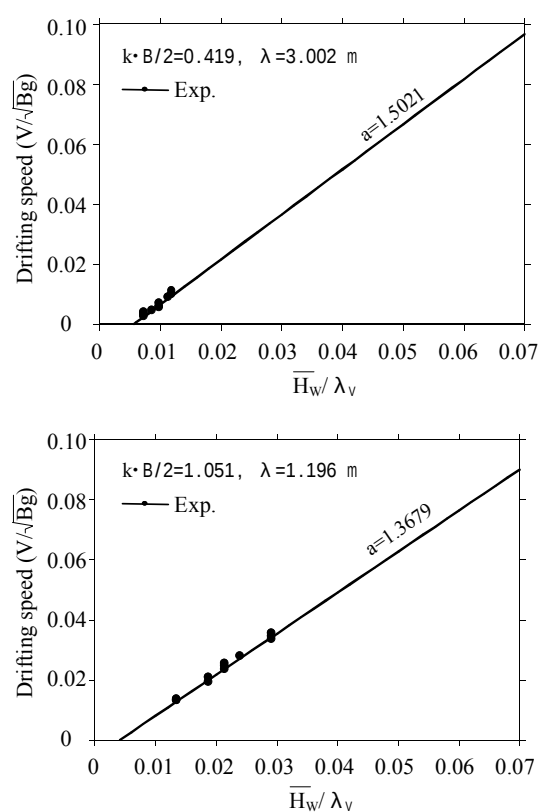


Fig. 2.1.2-5 Relation between wave slope and drifting speed
(2D body in irregular waves).

(3) 三次元浮体の波による漂流速度

(3-1) 水槽実験

三次元浮体の漂流速度は海上技術安全研究所動揺水槽(長さ=50m、幅=8.0m、水深=4.5m)で計測した。本試験に三次元浮体として用いた小型漂流ブイの写真ならびにその主要寸法を Fig. 2.1.2-6 に示す。このブイは高さ方向に少し潰れた球形の浮体で、赤道部にあたる箇所に取り付けられたフランジで上下の半球を接合する構造になっており、球内部には GPS 受信器、位置通報用無線送信器、バッテリー等が搭載されている。

底部に円筒形の足を有し、足の内側に喫水調節用の鉛の錘が取り付けられている。真水に浮いた状態での喫水線はフランジ部のすぐ下で、喫水は 184mm である。このブイの浮体としての特性を把握するため動揺周期の計測を試みたところ、減衰が強い事とフランジ部の水面からの出入りが障害となり厳密な計測が困難であったが、動揺周期の概ねの値は Heave が 0.7sec、Roll が 0.6sec であった。

漂流速度はブイが基準線を通る時間をストップウォッチで計測し、基準線間の平



Fig. 2.1.2-6 Spherical buoy used for the measurement.

均速度として算出した。基準線は水槽幅方向に糸を引き渡してたもので、造波機から 7.6m の位置を始点とし、そこから波下側に 5.0m 毎に設けた。漂流速度は短時間で定常値に収束し、計測された平均漂流速度の区間毎の差は殆どなかった。ただし、短波長の大振幅波中での実験では、砕波により造波機から離れるに従って波高が減少するため、漂流速度も減少する傾向にあった。試験では造波機面から 5m の位置に取り付けた容量式波高計で波高を計測した。そこで、本報では波高計に近い第一区間の平均速度を漂流速度の計測値としている。

次に、水槽試験では入射波として規則波と不規則波の両方を発生させ、漂流速度を計測した。水槽の造波機で造波可能な波長レンジは 0.5m から 10m である。Fig. 2.1.2-7 に規則波の実験点を縦軸に波高 H_w 、横軸に波長 λ をとって黒丸で示す。図中の直線は波傾斜 1/12 の線で、これを越える点では砕波が発生したと考えて良い。荒天時の実海域では風浪が完全発達し砕波が頻発すると考えられるため、水槽実験においても波傾斜の大きな領域までカバーした。不規則波中での漂流速度の計測には、波スペクトルとして二次元水槽試験と同様に ISSC スペクトルを用いた。本水槽試験では T_v を 0.80sec (波長 1m 相当)、1.13sec (波長 2m 相当)、1.39sec (波長 3m 相当) と変化させて三つのスケールの不規則波を発生させた。平均波高 $\bar{H}_w = 0.625\bar{H}_v$ と

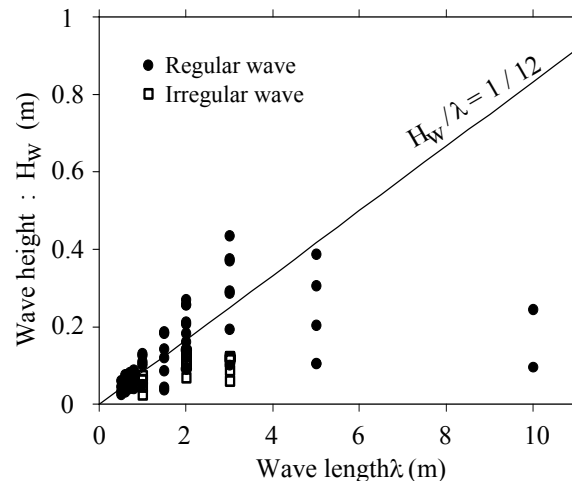


Fig. 2.1.2-7 Waves used for the drifting speed measurement of the buoy

($\lambda_v, \bar{H}_w$ are used on irregular waves).

の組み合わせは、Fig. 2.1.2-7 に白抜きの四角形で示す通りである。

(3-2) 三次元浮体の漂流速度計測結果

まず、規則波中でのブイの漂流速度 V の計測結果を Fig. 2.1.2-8 と Fig. 2.1.2-9 に示す。図の横軸は波傾斜、縦軸は無次元化漂流速度 (フルード数、 $V/\sqrt{Dg}$) である。ブイの代表寸法として球殻部の直径 $D = 304\text{mm}$ を用いた。

図中の実線は実験値の回帰直線で、係数 a はその回帰係数である。また、図中の破線は Stokes 波による自由表面での質量輸送速度である。

Fig. 2.1.2-8 に示す波長 $\lambda = 0.5\text{m} \sim 1.5\text{m}$ の短波長域では、ブイの漂流速度は概ね波高に比例して増加している事が分かる。また漂流速度は Stokes 波による自由表面の質量輸送速度よりも大きい。質量輸送速度は深さ方向に指数関数的に減少するので、短波長域では質量輸送によるブイの漂流速度成分は破線で示した値よりずっと小さいと考えられる。そこで、短波長域ではブイは主に波漂流力によって押し流されて漂流すると推測される。一方、Fig. 2.1.2-9 に示す波長 $\lambda = 2.0\text{m} \sim 10\text{m}$ の長波長域では、波長が長くなるに連れて漂流速度が波高の二乗に比例して増加するようになり、 $\lambda = 5.0\text{m}$ では Stokes 波による自由表面の質量輸送速度にほぼ近い値になっていることが分かる。波長が長くなるに連れて波漂流力は小さくなるので、長波長域ではブイは波による質量輸送により運ばれると

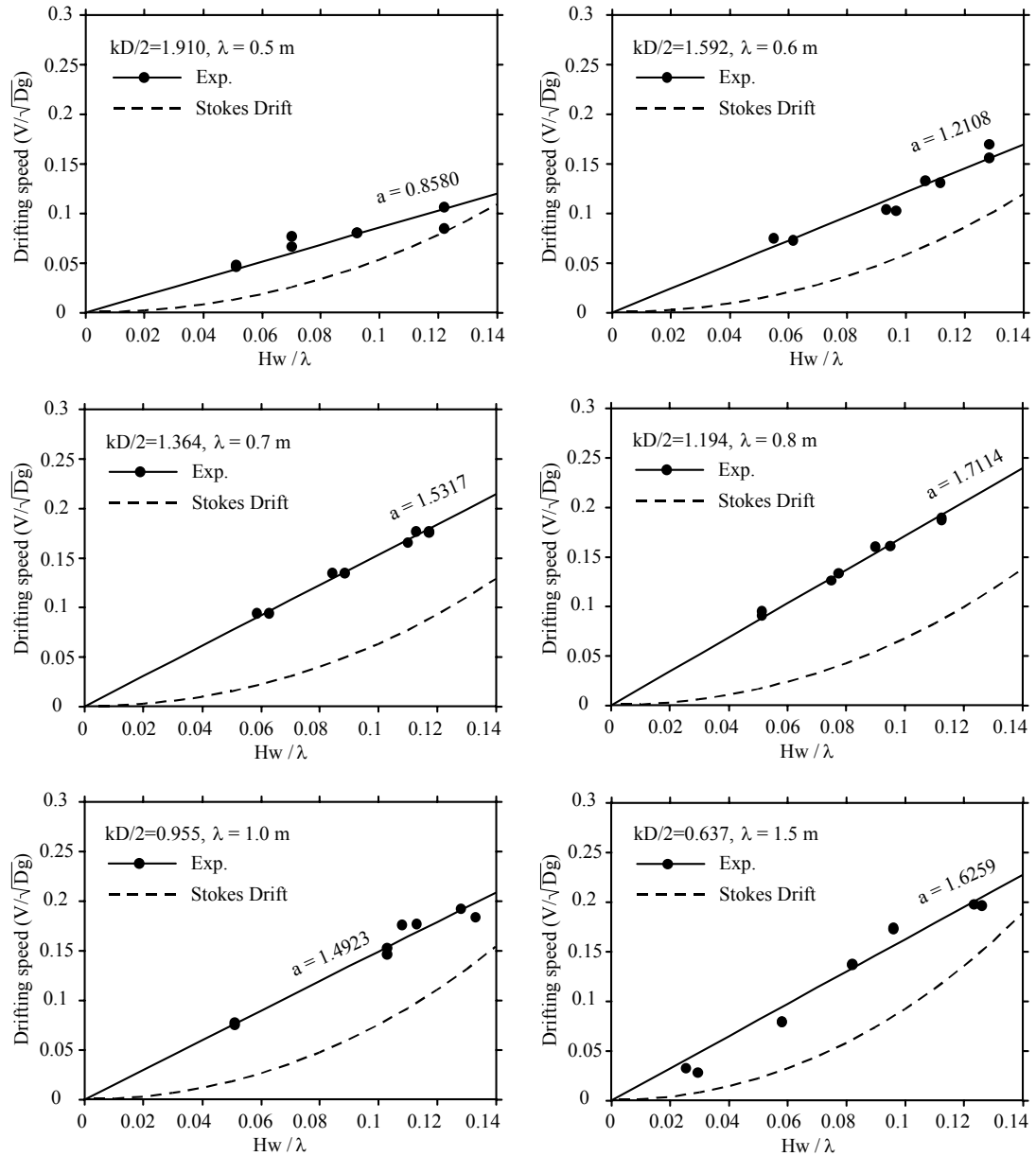


Fig.2.1.2-8 Relation between wave slope and drifting speed
(Buoy in regular waves : $\lambda=0.5\text{m} \sim 1.5\text{m}$)

推測される。

このように Fig. 2.1.2-8、Fig. 2.1.2-9 に示す計測結果から、波による漂流メカニズムは短波長域と長波長域とでは異なっていることが示唆され、波による漂流速度を推定するには両方の漂流メカニズムを考慮する必要があると考えられる。漂流速度の推定法については次々節で論じることとし、次節では大波高規則波中および不規則波中での漂流速度の計測結果について報告する。

(4) 大波高中での漂流速度

Fig. 2.1.2-8、Fig. 2.1.2-9 には波傾斜が

1/12 (0.083)以上の碎波が存在する大波高域での漂流速度もプロットされている。このような大波高域では大規模な碎波が発生している。

水槽実験を実施する前には、漂流速度は碎波による影響で増速し、波高に比例する関係から逸脱すると予測していた。しかし、図は大波高域でも漂流速度は波傾斜に比例する関係を保つことを示しており、評点間の平均的な漂流速度にとっては碎波はあまり大きな影響を及ぼさないことが分かった。この理由として、碎波は波頂で発生するが浮体は常時波頂に位置するわけではないこと、浮体が

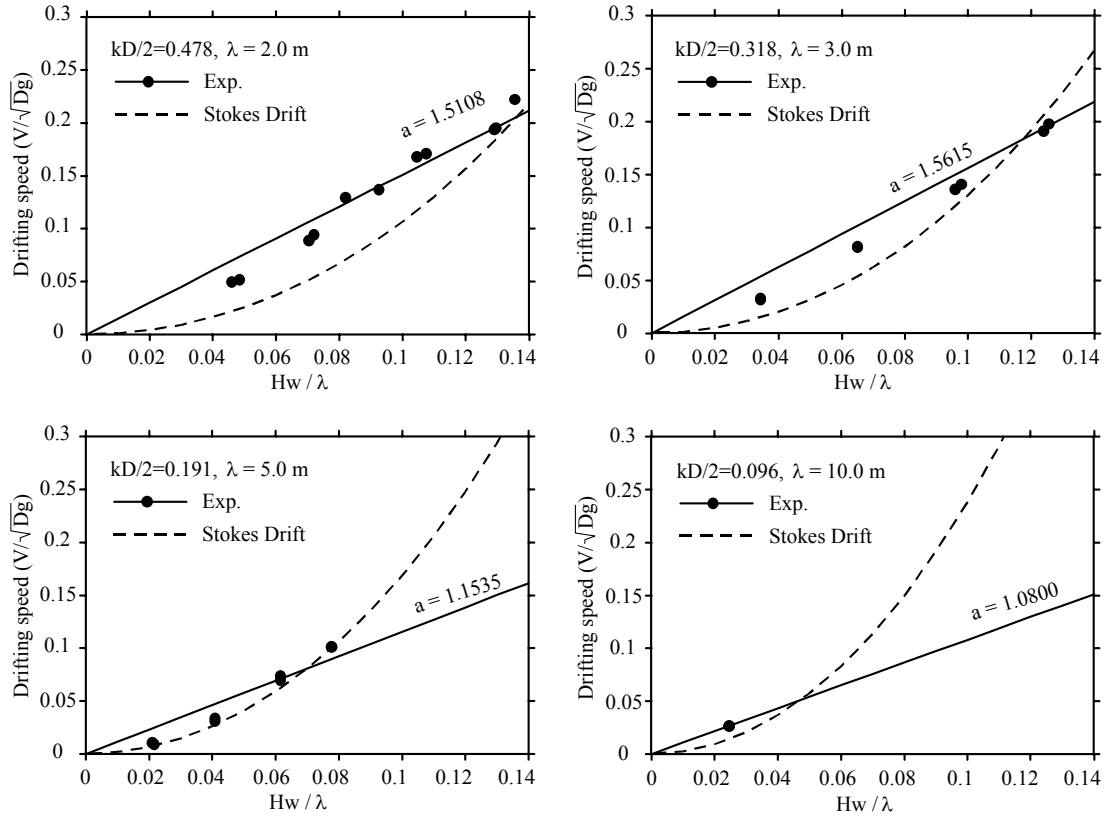


Fig.2.1.2-9 Relation between wave slope and drifting speed
(Buoy in regular waves : $\lambda=2.0\text{m} \sim 10\text{m}$)

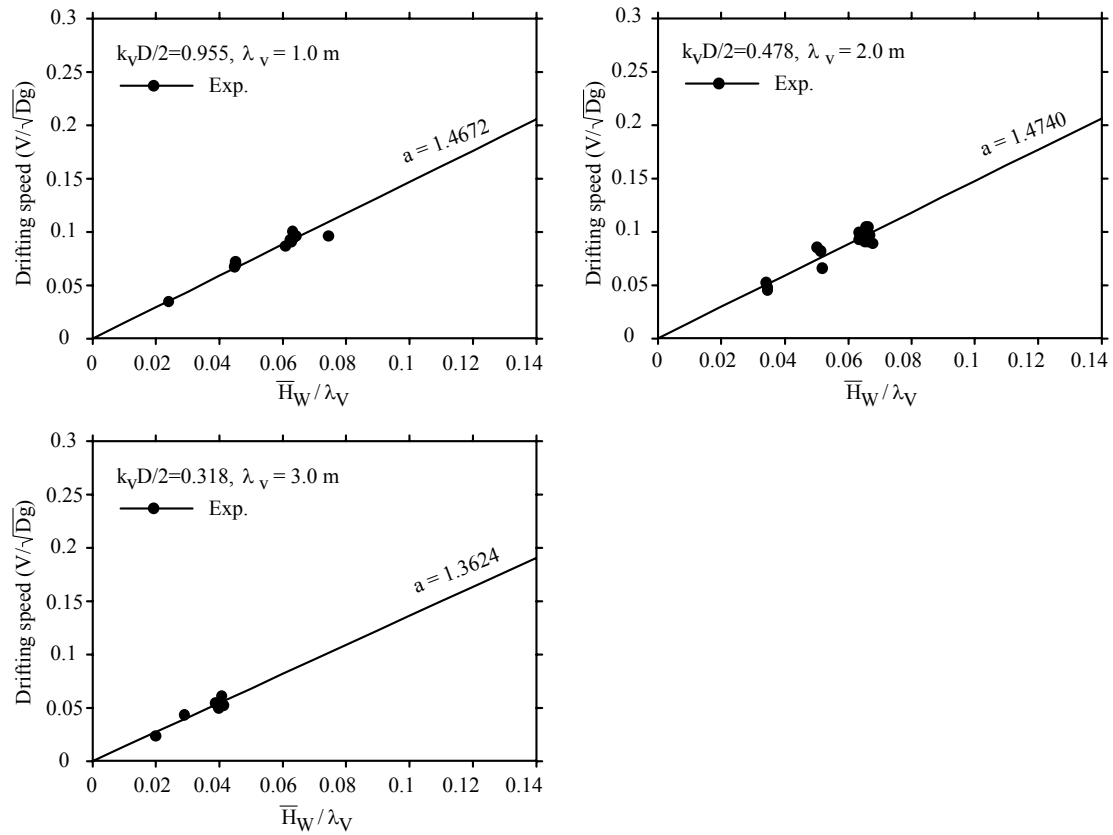


Fig.2.1.2-10 Relation between wave slope and drifting speed
(Buoy in irregular waves)

波頂付近にある時に大規模な砕波が発生すると、砕波流により瞬間的には加速されるが、砕波が通り過ぎると直ぐに漂流速度を失って停止することなどが上げられる。よって、波による漂流速度推定法の開発に当たっては、大波高域まで比例関係が保たれるとして差し支えないと考えられる。

次に不規則波中での漂流速度の計測結果を Fig. 2.1.2-10 に示す。横軸は代表波傾斜、縦軸は Fig. 2.1.2-8 と同じフルード数である。図から不規則波であっても、漂流速度は概ね平均波高に比例することが分かる。不規則波中の実験では、実験毎に異なる時系列信号を用いて造波している。よってブイが会う不規則波の時系列も実験毎に異なるが、漂流速

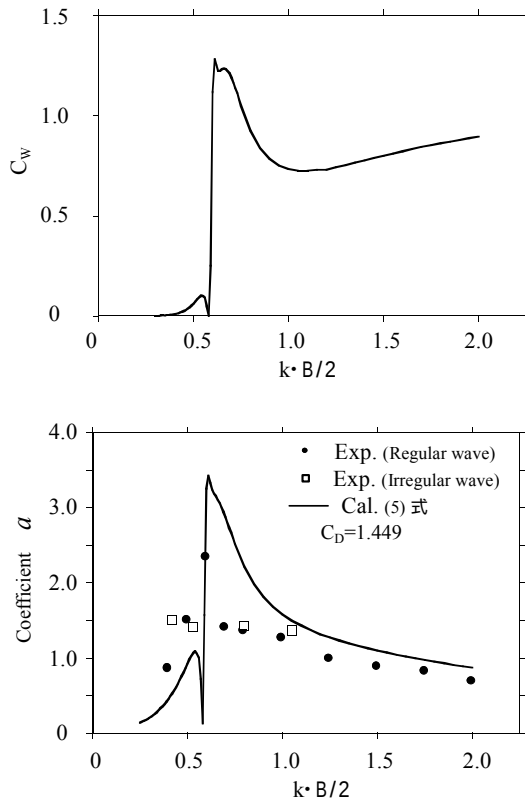


Fig. 2.1.2-11 Linear coefficient of wave drifting speed of the 2D body.

度は揃っており、再現性の高い計測結果が得られた。不規則波でも平均波高の高い点では大規模な砕波が発生している。しかし、規則波中と同様に、砕波により漂流速度が増加する傾向は見られず、漂流速度推定法の開発に当たっては不規則波中でも平均波高に比例関係を保つものとして良いと考えられる。

(5) 波による漂流速度の推定法

(5-1) 短波長域での漂流速度の推定式

前節で述べたように、短波長域では漂流速度は波高に比例する。これは、短波長域では漂流速度が波漂流力と流体抗力との釣り合いで決まるためと考えられる。波漂流力 F_W は波高の二乗に比例し、流体抗力 F_D は漂流速度の二乗に比例する。この関係を式で表すと

$$F_W = \frac{1}{8} \rho g D_R C_W H_\omega^2 \quad (2)$$

$$F_D = \frac{1}{2} \rho A C_D V^2 \quad (3)$$

と書ける。ここで A は浮体の水面下の投影面積、 C_D は浮体の抗力係数である。 D_R は浮体の代表寸法で二次元浮体では B 、三次元浮体のブイでは D となる。また C_W は無次元化波漂流力で波数の関数である。両者の釣り合いから漂流速度を求めると、

$$\frac{V}{\sqrt{D_R g}} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\lambda^2 C_W}{A C_D} \frac{H_\omega}{\lambda}} \quad (4)$$

となって漂流速度と波高との比例関係式が得られ、計測結果をうまく説明できる。曳航試験やデータベース等により C_D の値を求め、さらに C_W を理論計算もしくは数値計算等で推定すれば、(4)式で漂流速度の推定が可能であると考えられる。本報では(4)式右辺の波傾斜($\delta = H_\omega / \lambda$)にかかる係数

$$a = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\lambda^2 C_W}{A C_D}} \quad (5)$$

を一次の漂流速度係数と呼ぶことにする。

まず、二次元浮体の漂流速度を推定した結果を Fig. 2.1.2-11 に示す。図中の黒丸は Fig. 2.1.2-4 に示した計測値を $a\delta$ で一次回帰して求めた係数 a であり、実線は数値計算で求

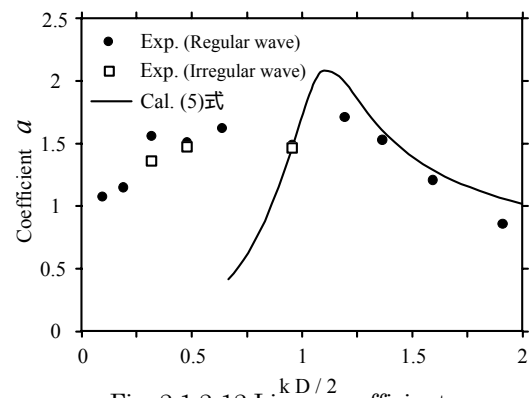


Fig. 2.1.2-12 Linear coefficient of wave drifting speed of the body.

めた C_w と曳航試験で求めた C_D により推定された一次の漂流速度係数である。一次の漂流速度係数の推定値は短波長域で実験結果とよく一致していることが分かる。

次に三次元浮体であるブイの漂流速度の推定結果を Fig. 2.1.2-12 に示す。ブイの抗力係数をデータベース⁴⁾から推定して $C_D = 0.9$ とし、無次元化波漂流力を球に働く波漂流力⁵⁾で近似して漂流速度を推定し図中に実線で示す。図中の黒丸は Fig. 2.1.2-8、Fig. 2.1.2-9 に示した計測値を一次回帰して求めた係数 a である。三次元浮体についても一次の漂流速度係数の推定値は短波長域で実験結果とよく一致していることが分かる。

(5-2) 長波長域での漂流速度の推定式

長波長域では波は浮体により殆ど散乱されず全透過するので、浮体に波漂流力は殆ど働かない。よって波漂流は波による質量輸送に起因するものと考えられる。Stokes 波による質量輸送速度 U は波傾斜 δ を用いて

$$U = c\pi^2\delta^2 e^{2kz} \quad (6)$$

$$c^2 = \frac{g}{k} \left(1 + \pi^2\delta^2 + \frac{1}{2}\pi^4\delta^4 \right) \quad (7)$$

で与えられる⁶⁾。ここで c は Stokes 波の位相速度で、この高次項を省略して U をフルード数で表すと

$$\frac{U}{\sqrt{D_R g}} = \frac{\pi^2\delta^2 e^{2kz}}{\sqrt{kD_R}} \quad (8)$$

となる。浮体の漂流速度 V は波による質量輸送速度を浮体の投影面で積分して求めた平均速度で近似できると仮定すると

$$\frac{V}{\sqrt{D_R g}} = b\delta^2 \quad (9)$$

$$b = \frac{\pi^2}{A\sqrt{kD_R}} \int_A e^{2kz} ds \quad (10)$$

で与えられる。係数 b を本報では二次の漂流速度係数と呼ぶことにする。

計測値の比較は、二次元浮体については水槽の造波能力を越え長波長域の実験が行えなかったため、三次元浮体についてのみ示す。Fig. 2.1.2-13 の黒丸は Fig. 2.1.2-9 に示した計測値を $a\delta + b\delta^2$ で二次回帰して求めた二次係数 b で、実線は(10)式より求めた二次の漂流速度係数の推定値である。計測値と比較

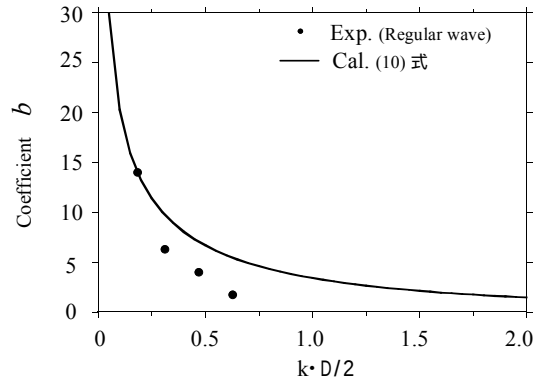


Fig. 2.1.2-13 2nd order coefficient of wave drifting speed of the buoy.

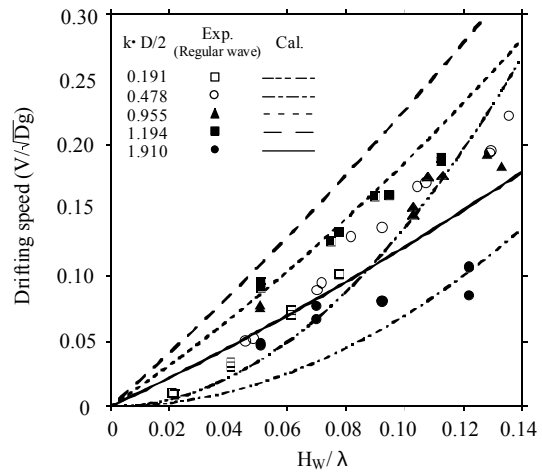


Fig. 2.1.2-14 Wave drifting speed of the buoy.

し、推定値は実験結果を良く説明しているといえる

(5-3) 全波長域での漂流速度の推定式

全波長域での漂流速度は短波長域と長波長域の漂流速度成分の足し合わせで推定できると仮定し漂流速度推定式をとす。

$$\frac{V}{\sqrt{D_R g}} = a\delta + b\delta^2 \quad (11)$$

Fig. 2.1.2-14 に(11)式による推定値を示す。一次の成分が卓越している短波長域や二次の成分が卓越している長波長域では計測値と推定値は概ね一致しているが、その間の領域ではそれらの値は良く一致していない。その原因として一次の漂流速度係数の推定に球に働く漂流力を用いていることが考えられる。本水槽試験に用いたブイには球形の浮体部分の他に円筒形の足及び喫水線付近

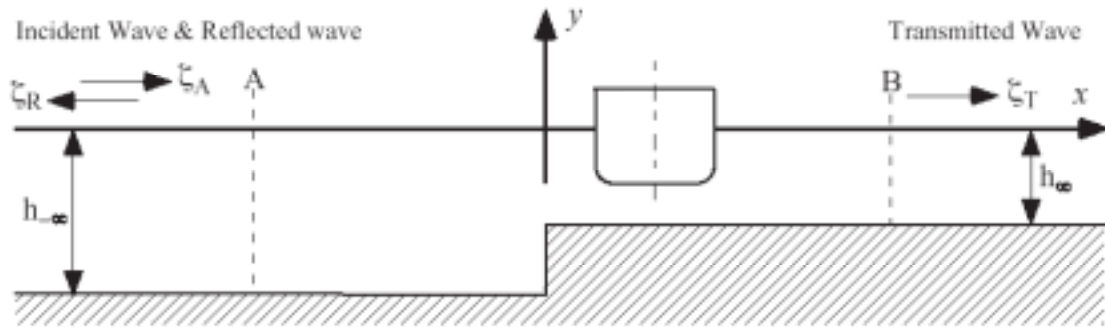


Fig. 2.1.2-15 Wave flume with a bottom step.

にフランジがついている。特にフランジ部は波浪中での動揺に伴い水から出入りするため、波漂流力に影響を及ぼしている可能性がある。

ブイに働く波漂流力を球に働く波漂流力で近似したため $kD/2$ で 0.5~1.0 間の漂流速度推定値が計測値から外れた値になったものと考えられるが、詳細な検討は今後の課題である。ブイではなく真球浮体を用いた実験を行うことも検討する必要がある。

(5-4) 不規則波中での漂流速度

不規則波中での漂流速度を規則波中での漂流速度と比較するため、不規則波の $\bar{H}_w$ と k_v とを規則波の波高と波数に対応させ、Fig. 2.1.2-11 と Fig. 2.1.2-12 に白抜き四角形で示す。この図から短波長域ならば不規則波であっても $\bar{H}_w$ と k_v を用いて規則波中での漂流速度と対応させると良い一致を示すことが分かる。よって、短波長域では規則波中での漂流速度の推定法を用いて不規則波中での漂流速度を推定しても大きな誤りはないものと考えられる。

(6) 水底形状を考慮した波漂流力推定法

漂流速度推定法の研究報告に引き続き、本節では波漂流力に及ぼす水底形状の影響についての研究成果を報告する。これは航行不能状態に陥った船舶が漂流して浅水域に至った場合、波漂流力がどのように変化するのかを調べることを目的とした研究である。

波漂流力は船舶海洋流体力学の最も古いトピックのひとつである。研究の初期には、丸尾⁷⁾は、波漂流力を浮体周辺の波のエネルギーと運動量の保存則の観点から研究し、波漂流力が発生する機構に明確な説明を与えた。Newman⁸⁾は、船舶に作用する波漂流力と定常 Yaw モーメントを導き、Serise 60 の船体形状についてそれらの値の計算を行っ

た。野尻と村山⁹⁾は、丸尾の理論を浅水域に拡張し、二次元の水槽実験により検証を行った。工藤と小林⁵⁾は、球と回転楕円体に働く波漂流力の研究を行った。これらの研究により得られた成果は、多くの研究者や技術者により海洋構造物や船舶に働く波漂流力の推定に利用されている。

以上の波漂流力の研究では浅水域での波漂流力を扱ったものはあるが、水深が異なる海域を想定しており、水深が大きく変化している箇所の前後で波漂流力がどのように変化するのかを扱った研究は見あたらない。そこで本研究では、沿岸海底地形の最も簡単な例としてステップ状に水深が浅くなる箇所が存在する場合をとりあげ、水底段差が波漂流力に与える影響を理論、実験、数値計算の3面から研究した。浮体にはルイスフォーム断面形状を有する2次元浮体を用いた。また波漂流力の解析ツールとして、時間領域非線形シミュレーション法を用いた。

(6-1) 波と漂流力との理論関係式

Fig. 2.1.2-15 に $x = 0$ において水底に段差を有する2次元水路を示す。段差の両側の水深は左右それぞれ $h_{-\infty}$ と h_{∞} である。入射波は、 $x = -\infty$ から ∞ に伝播する。段差と浮体により波のエネルギーの一部は反射し、残りは $x = \infty$ へ透過する。この研究では、理想流体を仮定し、浮体によるエネルギーの散逸はないものとする。また、波浪場は周期的定常状態にあるものとする。よって、入射波、反射波、透過波の波高 ζ_A 、 ζ_R 、 ζ_T は時間的、空間的に一定値をとる。

波エネルギー E は、

$$E = \frac{1}{2} \rho g \zeta^2 \quad (12)$$

と表現でき、波振幅 ζ の関数で水深 h に依存しない。しかし、波の群速度 V は、次のように水深に依存する。

$$V = V_c n \quad (13)$$

$$V_c = \frac{\omega}{k} \quad (14)$$

$$n = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{2kh}{\sinh 2kh} \right) \quad (15)$$

ここで、 V_c は波の位相速度、 ω と k はそれぞれ波周波数と波数、 n は波の群速度と位相速度との比である。検査面 A、B には含まれた領域における波エネルギーの保存則より、

$$(E_A - E_R)V_{-\infty} = E_T V_{\infty} \quad (16)$$

が成り立つ。ここで、 E_A 、 E_R 、 E_T はそれぞれ入射波、反射波、透過波のエネルギーであり、 $V_{\pm\infty}$ は $x = \pm\infty$ における群速度である。

(12)式~(15)式を(16)式に代入することにより次の関係式を得ることができる。

$$\frac{n_{-\infty}}{k_{-\infty}} (\zeta_A^2 - \zeta_R^2) = \frac{n_{\infty}}{k_{\infty}} \zeta_T^2 \quad (17)$$

一方、波漂流力 F_D は反射波の振幅を用いて、

$$F_D = n_{-\infty} \rho g \zeta_R^2 \quad (18)$$

で与えられることが知られている。そこで、(17)(18)式より、次の理論的な入射波、反射波、透過波と波漂流力の関係式が得られる。

$$\frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho g \zeta_A^2} = 2n_{-\infty} \left(\frac{\zeta_R}{\zeta_A} \right)^2 \quad (19)$$

$$= n_{-\infty} \left\{ 1 + \left(\frac{\zeta_R}{\zeta_A} \right)^2 \right\} \cdot n_{\infty} \frac{k_{-\infty}}{k_{\infty}} \left(\frac{\zeta_T}{\zeta_A} \right)^2 \quad (20)$$

$$= 2n_{-\infty} \left\{ 1 - \frac{k_{-\infty}}{k_{\infty}} \frac{n_{\infty}}{n_{-\infty}} \left(\frac{\zeta_T}{\zeta_A} \right)^2 \right\} \quad (21)$$

(6-2) 非線形数値造波水槽^{10),11),12),13),14)}

自由表面 S_f 、水槽左端壁面の造波機面 S_w 、ステップを有する水槽底面 S_b 、水槽右端壁面 S_s を境界とする 2 次元造波水槽を考える。本造波水槽では、 x 軸を静止時の自由表面にとり、上方向を z の正とする空間固定座標系 $o-xz$ を用い、計算は重力加速度 g 、流体密度 ρ 、入射する規則波の波長 λ を用

いて無次元化している。流体は均質で、非圧縮、非粘性、流れは非回転と仮定する。流体の運動は速度ポテンシャル ϕ 及び、その時間偏微分 $\partial\phi/\partial t \equiv \phi_t$ で表現される。 ϕ と ϕ_t は流体領域内でラプラスの式を満足する。

$$\nabla^2 \phi = \nabla^2 \phi_t = 0 \quad (22)$$

ϕ と ϕ_t にグリーンの恒等式を適用すると、2次元問題では $\ln r$ を核関数に用いて、

$$\begin{aligned} c(Q) \left\{ \begin{array}{l} \phi(Q) \\ \phi_t(Q) \end{array} \right\} \\ = \int_S \left\{ \begin{array}{l} \phi(P) \\ \phi_t(P) \end{array} \right\} \frac{\partial}{\partial n} \ln r(P, Q) \\ - \ln r(P, Q) \left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \phi(P)}{\partial n} \\ \frac{\partial \phi_t(P)}{\partial n} \end{array} \right\} dS \end{aligned} \quad (23)$$

が成り立つ。ここで、 P 、 Q は境界上の点、 n は流体領域外向きの法線方向、 $r(P, Q)$ は点 PQ 間の距離、 $c(Q)$ は、点 Q における境界の度角である。

造波機面 S_w では、境界条件として線形波のフラックスを与える。

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = - \frac{k \zeta_A \cosh k(z+h)}{\omega \cosh kh} \cos(kx - \omega t) \quad (24)$$

$$\frac{\partial \phi_t}{\partial n} = - \frac{k \zeta_A \cosh k(z+h)}{\cosh kh} \sin(kx - \omega t) \quad (25)$$

ここで、 k, ω, ζ_A はそれぞれ入射波の波数、角周波数、波振幅である。自由表面の幾何学的境界条件と力学的境界条件は、

$$\frac{D\phi}{Dt} = -z + \frac{1}{2} (\nabla \phi)^2 - v(x) (\phi - \phi_e) \quad (26)$$

$$\frac{Dx}{Dt} = \nabla \phi - v(x) (\eta - \eta_e) \quad (27)$$

で与えられる。ここで、 η は水面変位、 $v(x)$ は減衰係数、

$$v(x) = \begin{cases} \alpha\omega \left(\frac{x-x_0}{\lambda} \right)^2 & \text{for } x_0 \leq x \leq x_1 = x_0 + \beta\lambda \\ 0 & \text{for } x < x_0 \quad \text{or} \quad x > x_1 \end{cases} \quad (28)$$

で、減衰領域内の自由表面条件に人工的な減衰項が付加されている。減衰係数に含まれる α は減衰項の強さ、 β は減衰領域の長さを調節する無次元パラメータである。減衰項は、 $\alpha \sim 1$ 、 $\beta \geq 1$ で効率よく規則波を吸収し、波の反射率は波高比で 2% 以下である。 ϕ_e と η_e は速度ポテンシャルと自由表面変位の参照値であり、減衰項はこの参照値からの差 $\phi - \phi_e$ 、 $\eta - \eta_e$ を減衰させるように働く。減衰領域を固定壁の前に置き、単純な消波ビーチとする場合は、参照値を $\phi_e = 0$ 、 $\eta_e = 0$ とする。一方、造波機側に減衰領域を置き吸収式造波機として働かせる場合は、参照値を

$$\phi_e = \frac{\zeta_A \cosh k(h+z)}{\omega \cosh kh} \sin(kx - \omega t) \quad (29)$$

$$\eta_e = \zeta_A \cos(kx - \omega t) \quad (30)$$

とする。

物体表面の ϕ に関する幾何学的境界条件は、

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = n \cdot (\dot{v}_0 + \omega \times r) \quad (31)$$

となる。ここで、 $\dot{v}_0$ と ω はそれぞれ物体の速度と角速度である。物体表面の ϕ_t に関する幾何学的境界条件は、

$$\begin{aligned} \frac{\partial \phi_t}{\partial n} = & -k_n (\nabla \phi - \dot{v}_0 - \omega \times r)^2 \\ & + n \cdot (\dot{v}_0 + \dot{\omega} \times r) + n \cdot \omega \times (\omega \times r) \\ & + n \cdot 2\omega \times (\nabla \phi - \dot{v}_0 - \omega \times r) \\ & - \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{1}{2} (\nabla \phi)^2 \right) \end{aligned} \quad (32)$$

で与えられる。ここで、 k_n は物体表面の曲率であり、 $\dot{v}_0$ 、 $\dot{\omega}$ はそれぞれ物体の加速度と回転角加速度である。浮体表面において、 $\dot{v}$ と $\dot{\omega}$ は変動圧 ϕ_t の関数であるため、陽に計算できない。しかし、浮体の運動方程式を用いることにより、 $\dot{v}$ と $\dot{\omega}$ を (32) 式から消去して陰な浮体表面の境界条件が得られる。浮

体の慣性テンソルを M 、一般化法線方向ベクトルを $N = (n, n \times r)$ とすると、陰境界条件式は、

$$\begin{aligned} \frac{\partial \phi_t}{\partial n} = & NM^{-1} \int_{s_s} -\phi_t N ds \\ & + NM^{-1} \left\{ \int_{s_s} \left(-z - \frac{1}{2} (\nabla \phi)^2 \right) N ds + F_g \right\} \\ & + q - \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{1}{2} (\nabla \phi)^2 \right) \end{aligned} \quad (33)$$

となる。ここで、 F_g は重力や係留力等の浮体に働く外力の和である。 q は速度場の解から陽に求められる項で、

$$\begin{aligned} q = & -k_n (\nabla \phi - \dot{v}_0 - \omega \times r)^2 \\ & + n \cdot \omega \times (\omega \times r) \\ & + n \cdot 2\omega \times (\nabla \phi - \dot{v}_0 - \omega \times r) \end{aligned} \quad (34)$$

である。これらの境界条件下、 ϕ と ϕ_t に関するグリ・ンの恒等式を境界要素法を用いて数値的に解いて ϕ と ϕ_t の値を求めることができる。この計算法では時間積分に 4 次のルンゲ・クッタ法を用い、流体と浮体の運動を時間領域でシミュレートしている。また、自由表面の追跡には混合オイラーラグランジェ法(MEL)を用いている。

(6-3) 線形数値造波水槽

線形の数値造波水槽は、境界条件を除いて非線形の数値造波水槽とほぼ同じ数値シミュレーション法である。線形の数値造波水槽では、自由表面の境界条件式 (26)(27) は線形化され、

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = -z - v(x_e) (\phi - \phi_e) \quad (35)$$

$$\frac{dz}{dt} = \frac{\partial \phi}{\partial z} - v(x_e) (\eta - \eta_e) \quad (36)$$

となる。 ϕ_t についての物体表面の境界条件式 (32) と物体表面の陰の境界条件式 (33) も線形化され、

$$\frac{\partial \phi_t}{\partial n} = n \cdot (\dot{v}_0 + \dot{\omega} \times r) \quad (37)$$

と

$$\frac{\partial \phi_t}{\partial n} = NM^{-1} \left\{ \int_{s_s} (-\phi_t - z) N ds + F_g \right\} \quad (38)$$

となる。線形化により、境界形状は調和振動の平均の位置に固定できるため、時間ステップ毎に境界要素行列を再計算する必要がなく、線形シミュレーションは、非線形シミュレーションと比較して計算速度がきわめて速い。また、周波数領域の解法と同程度の精度を有し、様々な線形問題に適用できる。非線形計算、線形計算ともにシミュレーションは静止状態から始め、浮体の運動や波浪場が周期的定常状態に収束するまで継続した。

(6-4) 水槽実験

実験は海上技術安全研究所の浅水 2 次元水槽(長さ=26m、幅=0.5m、水深=0.5m)において実施した。水槽の右半分の部分には厚さ 10mm の剛なアルミ板とコンクリートブロックを用いて高さ 20cm の昇床を構築し、左半分の水深が 0.5m、右半分の水深が 0.3m となるようにした。また段差部は板で被い、波のエネルギーが昇床の下へ入り込まないようにした。本水槽の左端には吸収式造波機が、右端には消波ビーチが備えられている。吸収式造波機のエネルギー吸収率は、周波数にも依るが平均して 95%である。この値は、造波機と浮体の間の波の多重反射を含めた周期的に定常な波浪場を得るのに十分である。水面の上下動は、6 個の容量式波高計を用いて計測し、合田の方法¹⁵⁾を用いて入射波と反射波を分離した。

浮体としてルイスフォーム断面形状を有する 2 次元模型を用い、波漂流力の計測を行った。Table 2.1.2-2 に主要目を示す。Fig. 2.1.2-16 に示すように、浮体はジンバル、ロードセル、ヒープロッド、キャリッジで構成された動揺計測装置に取り付けられ、漂流を避けるため水平方向にだけ弱いバネで係留されている。計測項目は 3 自由度の浮体運動、波浪場、波漂流力である。波漂流力はヒープロッドとジンバルとの間に取り付けたロードセルを用いて直接測定した。水平方向に掛かる力の平均値が波漂流力である。

(6-5) 結果

本報では、特に断らない限り以下の図中では、線形計算によるものを実線、実験と非線形計算によるものを記号で示す。

・段差に働く波漂流力

段差自体に働く波漂流力を得るため、浮体のない状態での計測を行った。Fig. 2.1.2-17(a)に段差による波の反射係数と透過係数の計算値を計測値と比較して示す。横軸は、無次

Table 2.1.2-2 Principal dimensions of floating body.

Breadth	B	0.40	m
Draft	d	0.20	m
Lewis form parameter	H_0	1.00	
	σ	1.00	
Metacenter height	GM	0.065	m
Displacement /Length	W	80.0	kg/m
Radius of gyration	$\sqrt{I_{yy}/W}$	0.13	m
Natural roll period	T_r	1.23	sec

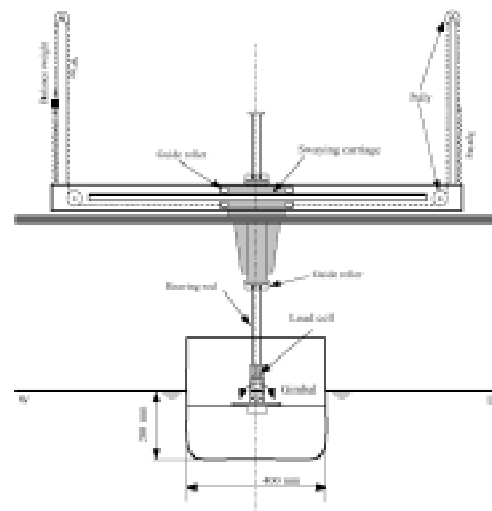
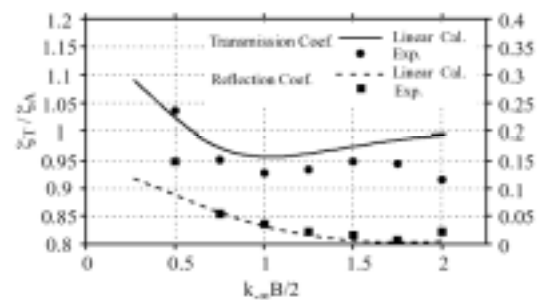
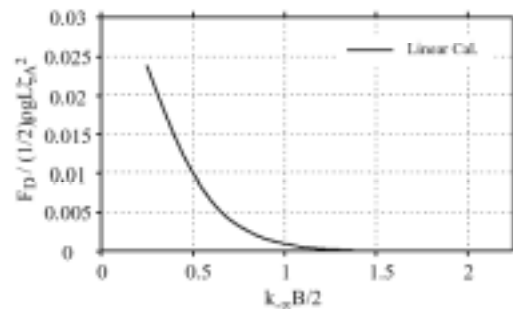


Fig. 2.1.2-16 Floating body and measuring equipment.



(a) Transmission and Reflection Coef. of bottom step



(b) Wave Drift Force acts on the bottom step

Fig.2.1.2-17 Wave reflection and transmission properties of the bottom step

元化波数 $k_{\infty}B/2$ である。本報では浮体の半幅 $B/2=0.2\text{m}$ を代表寸法として用いた。全般的に反射係数の計算値と計測値はよく一致している。透過係数は、短波長域、 $k_{\infty}B/2>1.5$ 、で、計測値が計算値よりも小さくなっている。これは段差上での弱い砕波によるものである。一方、長波長域 $k_{\infty}B/2<0.5$ 、での透過係数は、計測値、計算値ともに 1 を超えている。もし水深が一定であれば、透過係数が 1 を超えることはない。しかし、(6)式が意味するように、もし水深が $x = \pm\infty$ において異なっていれば、1 を超えることもあり得る。線形の数値計算による波の反射係数と透過係数は(6)式を満たしており、計測値とも良く一致している。Fig. 2.1.2-17(b)に(9)式と数値計算結果から推定した段差に働く波漂流力を示す。段差自体に働く波漂流力は長波長域においても非常に小さい値である。

・浮体に働く波漂流力

本報では、波数と浮体の段差に対する相対的な位置を主なパラメータとした。しかし、実験では装置の制約から次の 3 カ所での計測となった。

1. 段差上 ($x = 0\text{m}$)
2. 段差より 1m 波上側 ($x = -1\text{m}$)
3. 段差より 1m 波下側 ($x = 1\text{m}$)

浮体の位置による波漂流力の詳細な検討は線形数値計算により行った。Fig. 2.1.2-18 に $x = 0\text{m}$ に浮体がある場合の計測値と非線形、線形のそれぞれの計算結果を比較して示す。実験では浮体中心線の平均位置が概ね水底段差部の真上に来るように、錘を用いて浮体位置を調節した。非線形計算においても、弱い線形係留力に加え水平方向に一定の力を掛けて、浮体の位置がほぼ $x = 0\text{m}$ になるように調節した。Fig. 2.1.2-18(a,b,c)は、浮

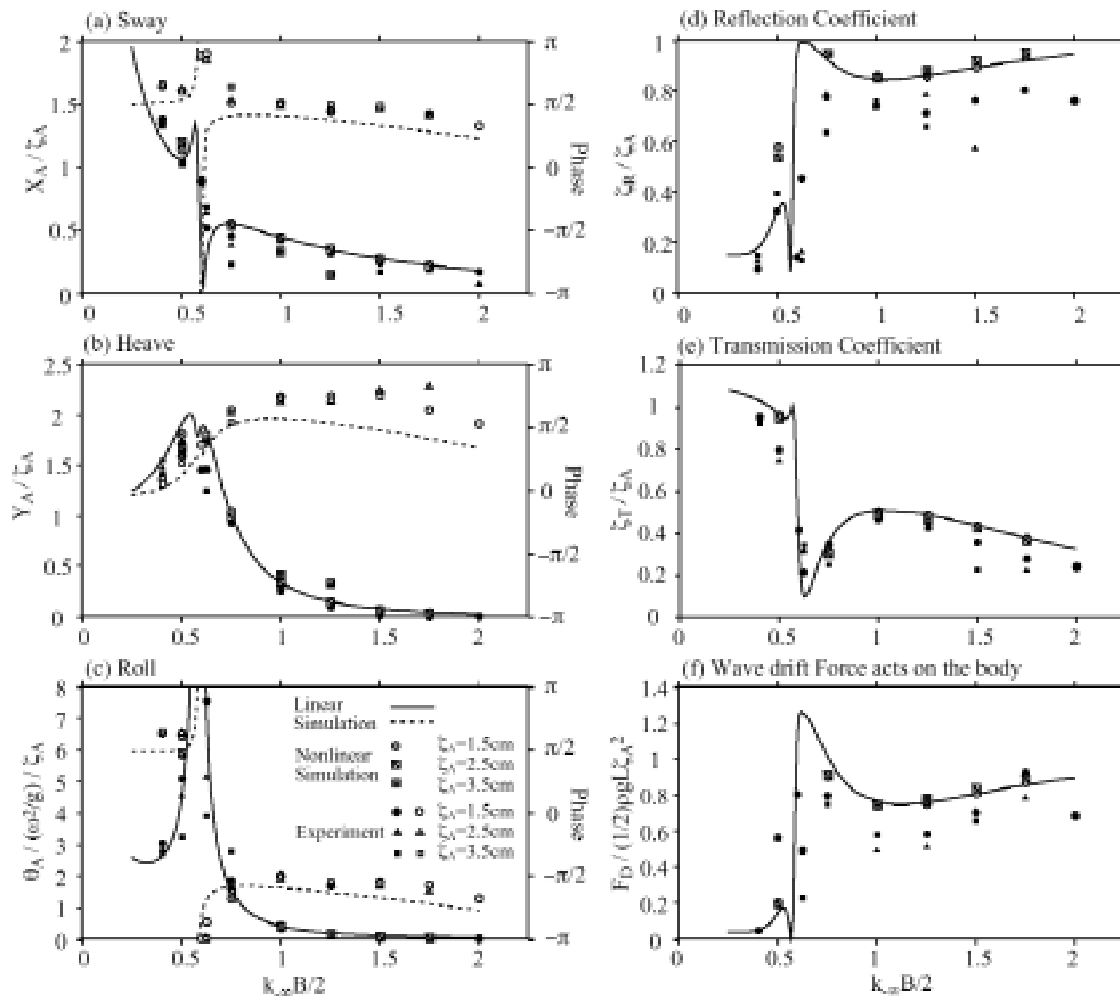


Fig. 2.1.2-18 Floating body motions, wave reflection and transmission coefficients and wave drifting force at $x = 0\text{m}$.

体運動の振幅と位相を示している。全般的に、運動の計算値と計測値はよく一致している。Fig. 2.1.2-18 (d,e)は、波の反射係数と透過係数を示している。短波長領域で反射係数の計算値が計測値を上回っているが、これは波上側の浮体表面と自由表面との交線近傍で弱い砕波が発生しているためと思われる。一方、透過係数の計算値は計測値と良く一致している。Fig. 2.1.2-18 (f)は、浮体に働く波漂流力を示している。計算値と計測値はよく一致している。

計測値はヒープロッドとジンバルとの間に取り付けたロードセルを用いて直接測定した値である。計算値は、計算で得られた透過係数と反射係数を(9)式に代入して求まる浮体と段差の両方に働く波漂流力から、Fig. 2.1.2-16(b)に示した段差単体に働く波漂流力を差し引いて計算した値である。浮体表面

の圧力積分により波漂流力を直接求めることもできるが、良好な推定値が得られなかった。そこで本報では、浮体から離れた波浪場の計算結果から波漂流力を推定した。

Fig. 2.1.2-18 から非線形計算が線形計算とほぼ同じ結果となることがわかる。これは波漂流力が概ね波振幅の 2 乗に比例していることを意味し、砕波が起こらない限りは険しい波でも高次の影響は顕著ではない。つまり、線形計算でも波漂流力の推定に十分であると考えられる。Fig. 2.1.2-19 と Fig. 2.1.2-20 はそれぞれ $x = 1\text{m}$ 、 $x = -1\text{m}$ の場合について Fig. 2.1.2-18 と同様の比較を行ったものを示している。計算値は線形計算のみである。計測値と計算値はこれらの場合についても全般的によく一致している。Fig. 2.1.2-18,19,20 から、波漂流力の計算値は信頼がおけると考えられる。

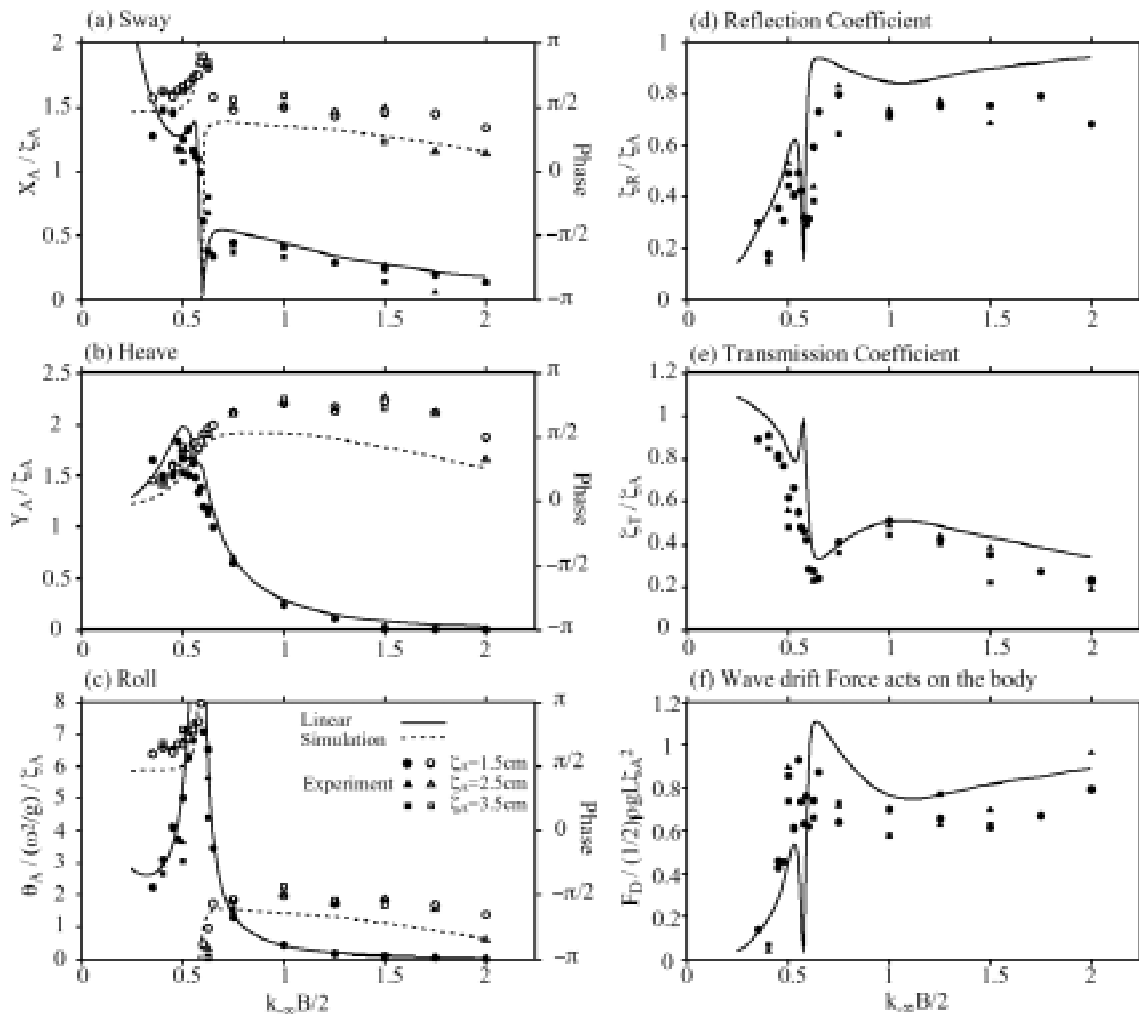


Fig. 2.1.2-19 Floating body motions, wave reflection and transmission coefficients and wave drifting force at $x = -1\text{m}$.

そこで次に、線形計算により波漂流力に対する水底段差の影響を詳しく評価した結果を示す。Fig. 2.1.2-21 に波周波数を固定して、浮体と段差との相対位置を変化させた場合の波漂流力の変化を示す。この図の横軸は浮体の中心線の段差に対する相対位置で、左右に一波長分、 $\lambda_{\infty} \leq x \leq \lambda_{\infty}$ の領域をとっている。波周波数が 4.772 rad/sec の場合には、浮体が段差を越えて浅い領域に入ると波漂流力が顕著に増加している。また、この場合には位置により漂流力が 2 分の 1 波長、 $\lambda_{\infty}/2$ で周期的に変化している。一方、波周波数が 5.345 rad/sec の場合には、波漂流力はどの位置でも非常に大きく、位置による変化は顕著ではない。このように、段差の影響は波周波数によって変わる。そこで全体像を把握す

るため、Fig. 2.1.2-22 に波漂流力を波数 $k_{\infty}B/2$ と浮体と段差との相対位置 kx の関数として 3 次的に示す。この図からは長波長域、 $k_{\infty}B/2 < 0.6$ 、でかつ浅い領域、 $x > 0$ 、で段差の影響が顕著であることが明確に読みとれる。この波長と領域では、波漂流力は振動し、いくつかのピークが現れるが、ピーク値自体はより短波長側に存在する最大値よりは小さい。浮体の相対位置に関わらず波漂流力が急激に大きくなっている波周波数は、ロールの共振周波数にあたり、またこの計算ではヒープの共振周波数もほぼ同じ周波数である。この共振点から長波長側は急激な変化があるが、短波長側はなだらかな変化を示し、段差の影響は短波長側ではほとんど見られない。

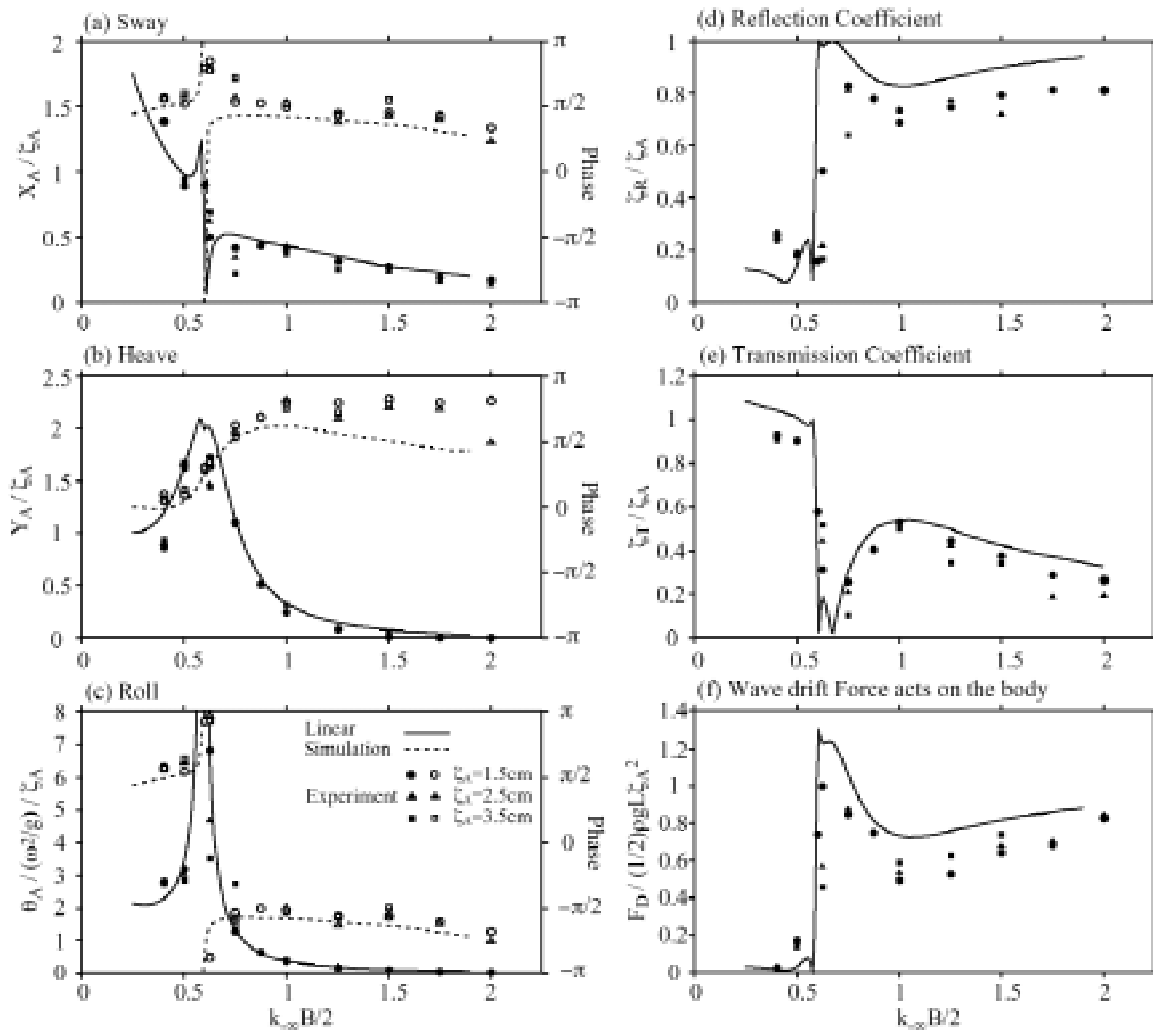


Fig. 2.1.2-20 Floating body motions, wave reflection and transmission coefficients and wave drifting force at $x = 1\text{m}$.

(7) おわりに

大波高時の漂流運動の研究で明らかになった事項をまとめて以下に示す。

まず、(2)から(4)の漂流速度推定法関連の研究では

- ・ 短波長域においては波漂流力による漂流速度流体抗力との釣り合いから決定され、波高に比例して増大する
- ・ 砕波を伴う大波高中においては、砕波による流れ成分により漂流速度がもっと速いものと予測していたが、それは瞬間

的なもので、平均的な漂流速度への影響は予想外に小さいことが分かった。短波長域においては砕波する場合にも漂流速度は概ね波高に比例する。

- ・ 長波長域においては、波の質量輸送速度成分が支配的である。漂流速度は波の質量輸送速度で与えられ、ほぼ波高の二乗に比例して増大する。
- ・ 短波長域の不規則波中での漂流速度は、 H_W と k_V を規則波の波高・波数に当てはめることで、規則波による漂流速度の推

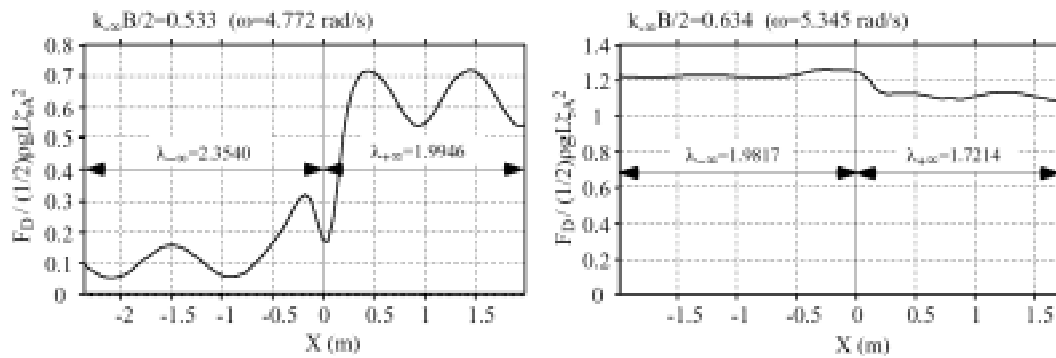


Fig. 2.1.2-21 Wave drift force as a function of relative location of the body to the floor step.

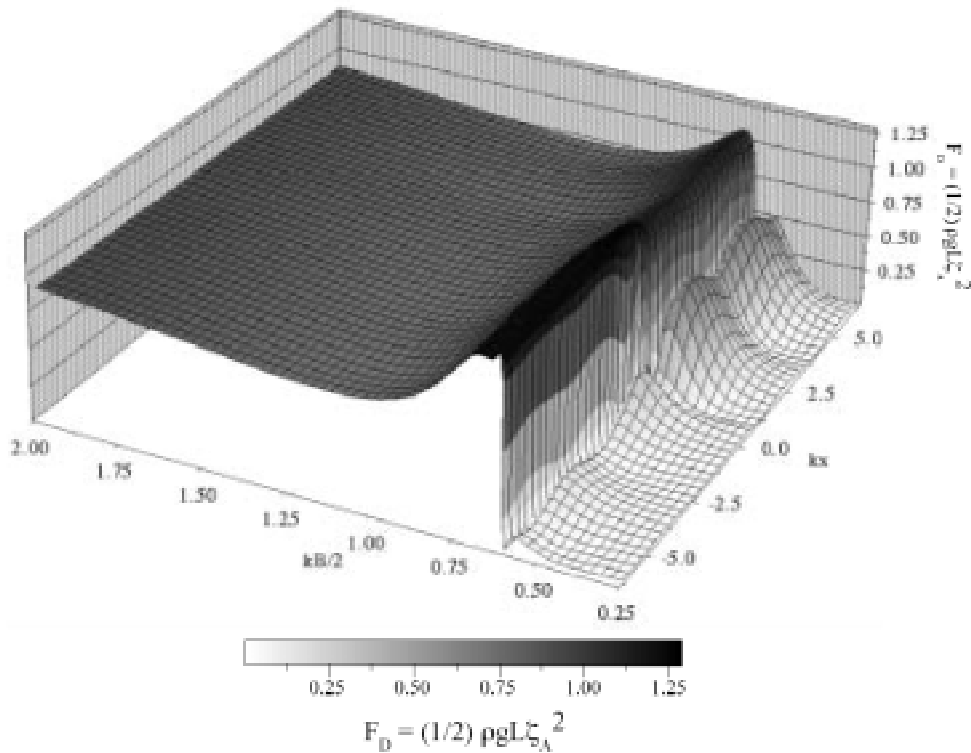


Fig. 2.1.2-22 Wave drift force as a function of wave number and relative location of the body to the floor step.

定値で近似できる。

等の知見を得、これに基づき全波長域で適用可能な波による浮体の漂流速度推定式を開発した。本研究で短波長域での漂流速度の推定に用いた波漂流力の計算結果には、漂流速度の影響が考慮されていないが、速度影響を考慮することにより推定精度が上げられると考えられる。

ブイの波漂流試験では、長波長域での漂流速度が Stokes 波の質量輸送速度でうまく説明できた。これは造波機が Stokes 波に近い性質の波を発生したためと考えられる。

Stokes 波は理想流体の有限振幅波であり、現実の粘性流体では条件によっては Stokes 波と質量輸送速度に大きな差があることが指摘されている⁶⁾。実海域に対応した波の質量輸送理論があれば、漂流速度の推定値もより正確になる。

不規則波中での漂流速度をさらに厳密に議論するためには、各組成波による浮体の漂流速度の重ね合わせで不規則波中での漂流速度を記述する必要がある。方向スペクトルの考慮を含めて今後の課題としたい。

次に(5)の浅水域での波漂流力に関する研究では、線形ならびに非線形数値造波水槽を 2 次元浮体の波漂流力の推定に用いて浮体に作用する波漂流力に対する水底段差の影響を理論、数値計算、実験の 3 面から研究した^{15),16),17),18)}。その結果

- ・ 水底段差が存在する場合の入射波、反射波、透過波、波漂流力の間に成り立つ理論的な関係式を求めた。
- ・ これまでに開発してきた非線形数値造波水槽をベースに、水底段差が存在する場合にも適用可能で高速な汎用線形計算法を開発し、浮体の線形動揺と浮体周りの線形波浪場の計算を実施した。
- ・ 本計算法による浮体の線形動揺と浮体周りの線形波浪場の計算結果は、非線形計算法による結果や、計測値と全般的によく一致した。
- ・ 波漂流力についても計算値と計測値はよく一致した。
- ・ 段差の影響は、段差上の浅い領域、 $x>0$ 、において、波数が浮体の共振点より低い場合、 $k_{\infty}B/2 < 0.6$ 、に顕著である。

等の知見を得た。本研究で用いた波漂流力の推定式(19),(20),(21)式と数値造波水槽を用いる手法は、任意の水底地形について適用可能な手法であり、段差以外にも、水底が傾斜している場合や、凹凸が存在する場合の波漂

流力の水底にも用いることができる柔軟な手法である。

参考文献

- 1) OCIMF : Disabled Tankers, Report of studies on ship drift and towage, Oil Companies International Marine Forum, ISBN 0 900886 63 3, (1981)
- 2) HAZMAT : Ship drift analysis for the Northwest Olympic Peninsula and the Strait of Juan de Fuca, Hazardous Materials Response and Assessment Division, Office of Ocean Resources Conservation and Assessment, NOAA}, HAZMAT Report 97-3, (1997)
- 3) 谷澤克治、南真紀子、井本泰司 : 波による浮体の漂流速度について、日本造船学会論文集、第 190 号、(2001), pp.151-160
- 4) 星野邦弘 : 浮体式海洋構造物に働く粘性流体力の推定法に関する研究、学位論文、九州大学、(1997)
- 5) 工藤君明、小林一也 : 三次元物体の波による漂流力 (第 1 報、第 2 報)、船論、第 141 号、(1977), pp.71-77, 第 144 号、(1978), pp.155-162
- 6) Kinsman, B. : Wind Waves, Dover Books on Earth and Science, (1965), pp.248-258
- 7) Maruo, H. : The drift of a body floating on waves, J.S.R., Vol.4, No.3, (1960), pp.1
- 8) Newman, J.N. : The drift force and moment on ships in waves, J.S.R., Vol.11, No.1, (1967), pp.51-60
- 9) 野尻信弘、村山敬一 : 規則波中の 2 次元浮体に働く波漂流力に関する研究、西部造船協会々報、第 51 号、(1975), pp.131-152
- 10) Cointe, R., Geyer, P., King, B., Molin, B. and Tramon, M. : Nonlinear and linear motions of a rectangular barge in perfect fluid, Proc. of the 18th Symp. on Naval Hydro., Ann Arbor, Michigan, (1990), pp.85-98
- 11) Tanizawa, K. : A Nonlinear Simulation Method of 3-D Body Motions in Waves, 日本造船学会論文集、第 178 号、(1995), pp.179-191
- 12) Kashiwagi, M. : Full-nonlinear simulation of hydrodynamic forces on a

- Heaving two-dimensional body, 日本造船学会論文集、第 180 号、(1996)、pp.373-381
- 13) Tanizawa, K. : Long time fully nonlinear simulation of floating body motions with artificial damping zone, 日本造船学会論文集、第 180 号、(1996)、pp.311-319
- 14) Tanizawa, K. and Clement, A : The report of NWT workshop, Proc. 10th ISOPE Conf., vol.3, Seattle, (2000), pp.175-184
- 15) 合田良実、鈴木康正、岸良安治、菊池治 : 不規則波実験における入・反射波の分離測定法、港湾技研資料、vol.248、(1976)、pp.3-24
- 16) 谷澤克治、南真紀子 : 非線形シミュレーションによる波漂流力の推定、第 72 回船研研究発表会講演集、(1998)、pp.181-184
- 17) Tanizawa, K., Minami, M. and Naito, S. : Estimation of wave drift force by numerical wave tank, Proc. 9th ISOPE Conf., vol.3, Brest, (1999)、pp.323-330
- 18) Tanizawa, K., Minami, M. and Naito, S. : Estimation of wave drift force by numerical wave tank, 2nd Report, Proc. 10th ISOPE Conf., vol.3, Seattle, (2000)、pp.237-244
- 19) 谷澤克治、南真紀子、沢田博史 : 波漂流力に及ぼす水底段差の影響について、日本造船学会論文集、第 187 号、(2000)、pp.67-75

2.1.3 任意形状物体に働く漂流抵抗の推算

(1) はじめに

海難事故などにより航行不能となった船舶は、波や流れによって漂流する。航行不能となった船舶が漂流する事によって生じる港湾施設などへの2次的災害や油流出等による環境汚染を最小限に食い止めるためには、漂流防止や漂流予測および航行不能船舶を安全な場所に曳航する技術確立が必要がある。漂流する船舶の漂流速度や漂流方向を推定するためには損傷船舶の漂流抵抗を知ることが必要不可欠である。本章では、任意形状物体の漂流抵抗の簡易推算法として、数値計算や実験によらずにデータベースから形状影響、3次元影響および流れの流入角度影響を含んだ形で最も正しいと思われる漂流抵抗を推定する方法¹⁾と予め準備した基本船型の漂流抵抗のデータベースを元にこれの形状影響等の修正を行う事により漂流船舶の漂流抵抗を推算する手法²⁾について報告する。任

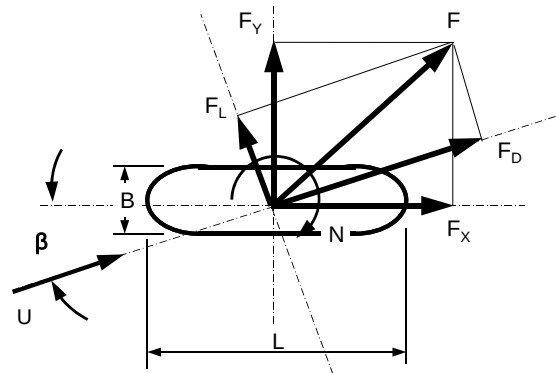


Fig.2.1.3-1 Coordinate system

意形状物体の漂流抵抗推算手法は、正確な船型がわかっていなくてもおよその形状から流体抵抗を知ることができるため、細かな精度を必要としないで現場でおおよその漂流抵抗を知る必要がある場合に便利であり、船舶以外の転落貨物等のあらゆる漂流物体の漂流抵抗の推算にも有効と考えている。しかしながら、この方法では最適曳航支援システムで用いるシミュレーションや曳航振れ回り運動の計算に使うような細かな推定精度はない。そこで後者の推定手法により推定の適用範囲は限定されるがベースとなる船型の流体力データを準備し、これを修正することで喫水影響、傾斜影響、折損影響等を考慮する方法も行い、ケースにより使い分けることとした。

(2) 各種形状物体の流体力係数から推定する方法

漂流抵抗の座標系をFig.2.1.3-1に示すように物体固定座標で定義し、前後方向成分X、左右方向成分Y、回頭モーメントNは次式により無次元化した。

$$X' = \frac{X}{\frac{1}{2}\rho L d U^2}, Y' = \frac{Y}{\frac{1}{2}\rho L d U^2}, N' = \frac{N}{\frac{1}{2}\rho L^2 d U^2} \quad (1)$$

Table2.1.3-1 Drag coefficients of various shapes of 2-dimensional bodies.

Shape U →	●	○	◐	◑	◒	◓	◔	◕	◖	◗	◘	◙
C _D	1.17	1.20	1.16	1.60	1.55	1.55	2.00	2.30	2.20	1.98	2.05	

Table2.1.3-2 Drag coefficients of various shapes of 3-dimensional bodies.

Shape U →	○	◐	◑	◒	◓	◔	◕	◖	◗	◘	◙	◚	◛
C _D	0.47	0.38	0.42	0.59	0.80	0.50	1.17	1.42	1.38	1.17	1.05		

なお、物体に作用する粘性抵抗を考える場合にFig.2.1.3-1の物体固定座標系ではなく、主流方向の流体抵抗を抗力 F_D として主流と直角方向に働く力を揚力 F_L とする方が物理的に理解しやすい。本報告では一旦、抗力と揚力の形で整理したのちに(2)式の形に変換を行う。

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho L d U^2}, C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2}\rho L d U^2}, C_N = \frac{N}{\frac{1}{2}\rho L^2 d U^2} = N' \quad (2)$$

(2-1) 形状影響

任意形状物体の漂流抵抗を推算するにあたって、以下の物体 2 次元および 3 次元の形状影響を考慮す

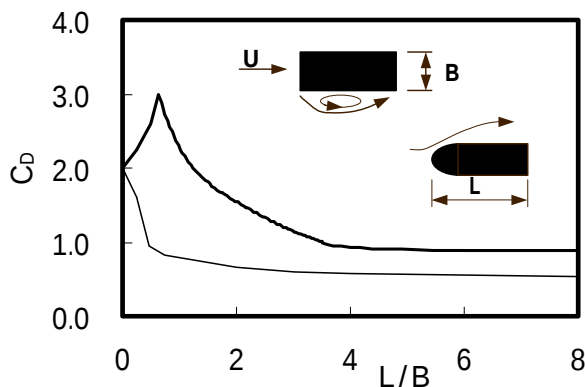


Fig.2.1.3-2 The change of viscous drag of the 2-D rectangle cylinder with different shape of the tip by L/B .

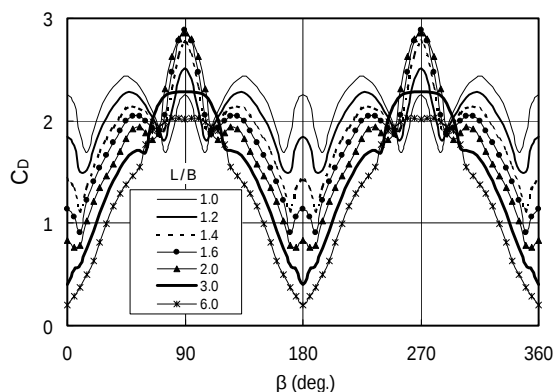


Fig.2.1.3-3 Drag coefficient of the 2-D rectangle object.

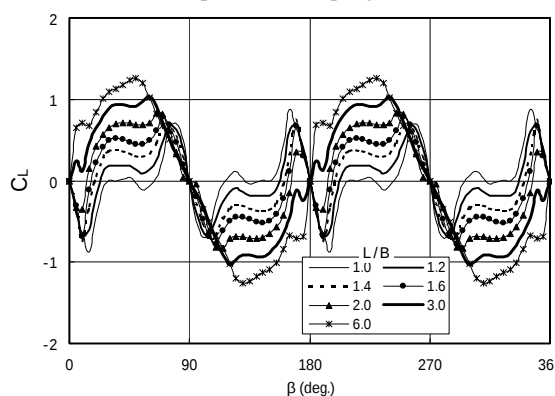


Fig.2.1.3-4 Lift coefficient of the 2-D rectangle object.

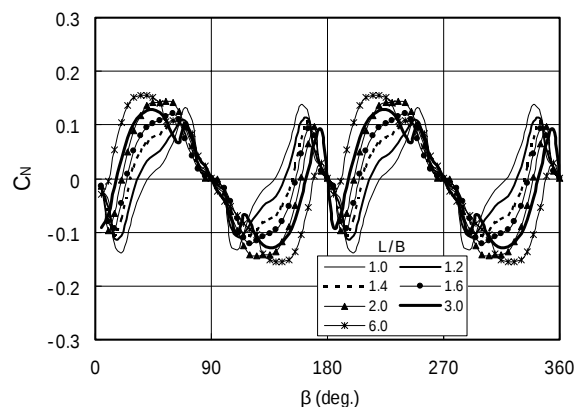


Fig.2.1.3-5 Moment coefficient of the 2-D rectangle object.

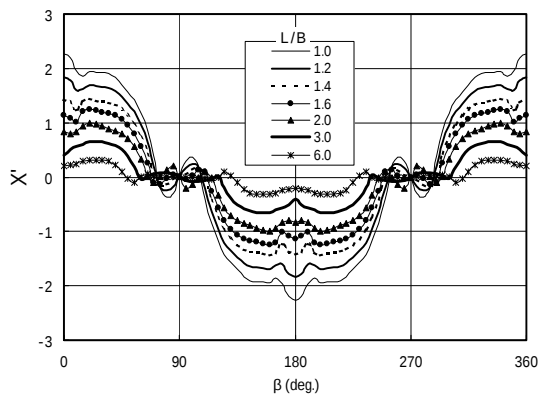


Fig.2.1.3-6 Longitudinal drag coefficient of the 2-D rectangle object.

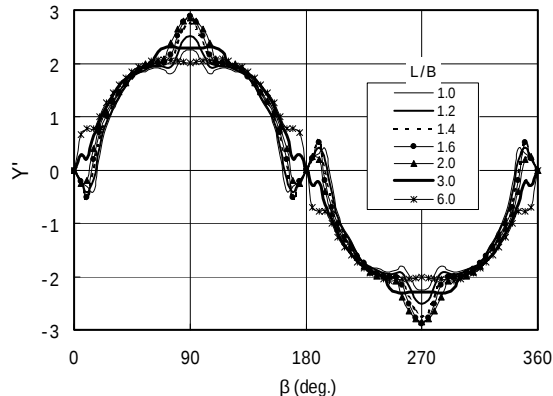


Fig.2.1.3-7 Lateral drag coefficient of the 2-D rectangle object.

る。

(2-1-1) 各種形状物体の粘性抵抗

Table2.1.3-1に各種2次元物体の粘性抵抗をTable2.1.3-2に各種3次元物体の粘性抵抗を示す。これらの数値は、各種ハンドブック等(参考文献3)~5)から整理したものである。任意形状物体の漂流抵抗を最も簡便に推定する方法として、Table2.1.3-1の係数に後述する3次元影響を考慮して修正する方法が考えられる。最も簡単な推定方法としてはTable2.1.3-2の値をそのまま使う事である。

(2-1-2) 2次元矩形物体の粘性抵抗

2次元物体の形状影響として代表的なものは、辺長比(L/B)の影響である。Fig.2.1.3-2に L/B による抗力係数に与える影響の代表例として、矩形柱および先端に丸みを持った矩形柱の場合を示す³⁾。図中で矩形柱の場合の L/B が0.6付近での抗力係数のピークは角がシャープな角を持つ場合の特徴である。Fig.2.1.3-2やTable2.1.3-1および2から求めた漂流抵抗では流れの作用方向変化の影響を考慮することが出来ない。そこで2次元矩形形状物体の粘性流体力の流れ流入角度変化による抗力および揚力の変化の実験値⁶⁾から、漂流抵抗の流入角度影響を考慮することにする。Fig.2.1.3-3~5に2次元矩形断面を有する物体の抗力係数 C_D 、揚力係数 C_L 、モーメント係数 C_N の流れの流入角度 β による変化を、参考文献4)のデータを基に補間して求めた結果を示す。図の線種と記号は辺・長比(L/B)の違いを示している。これらの値は既存の実験結果を補間して求めたものであり、データベースには図に示した値以外に L/B が0.2刻みで整理してファイルに保存してある。実用的にはこれらの表から最も近い L/B の値のものを引き出して利用する。

船の漂流抵抗としての取り扱いは、Fig.2.1.3-3~5の C_L や C_D の形ではなく、船体固定座標上の船長方向の流体力係数 X' と側面方向の流体力係数 Y' および回頭モーメント係数 N' の形で取り扱う方が便利である。Fig.2.1.3-3、4を X' 、 Y' に変換し、Fig.2.1.3-6と7に示す。 N' と C_N は同一であるため図面を省略した。

(2-1-3) 2次元物体形状影響

実際の船舶は船首、船尾に丸みをもった形状である。

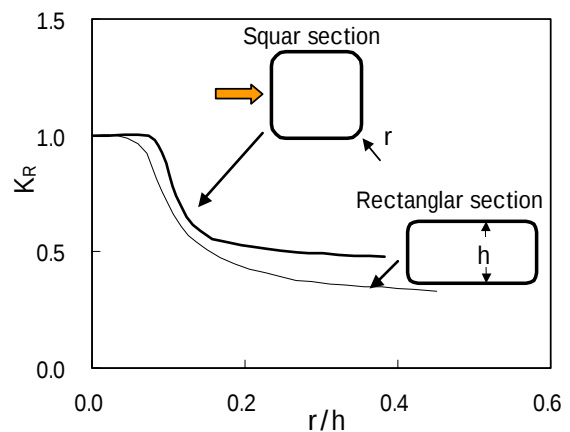


Fig.2.1.3-8 Effect of the rounding corner on the drag coefficient.

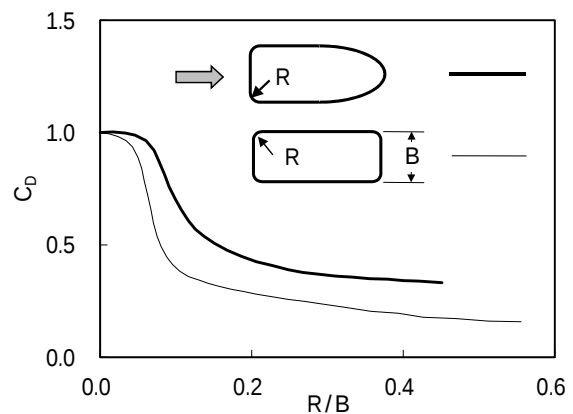


Fig.2.1.3-9 Effect of the rounding corner on the drag coefficient of 2-dimensional rectangle object.

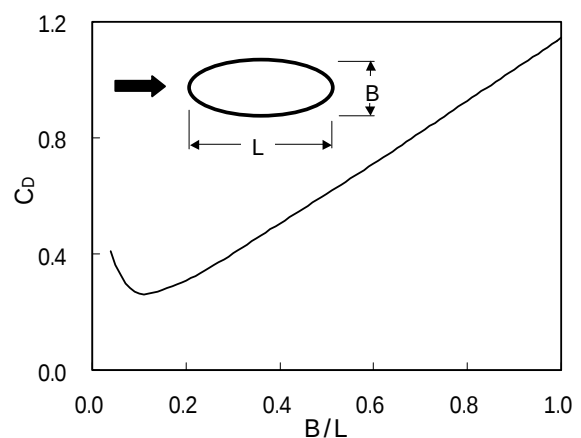


Fig.2.1.3-10 Drag coefficient of 2-D elliptic cylinder.

この丸みの影響を考慮するため簡易的に船首および船尾側の抗力係数を求める際に、Fig.2.1.3-5～7をFig.2.1.3-8またはFig.2.3.1-9を使って修正する。図は角に丸みが付いていない場合の抗力を1とした場合の抗力係数変化率 K_R の R/B （ R :丸みの半径、 B :流れ方向の物体の幅）による変化を示したものである。対象物によっては、船首・船尾の形状が大きく異なり、船尾形状が特殊なものもあり、角の丸みの影響は流れの流入角度によっても異なるが、本論では簡便に船首、船尾、船体側面でこの影響を別個に求め補間して与える。さらに簡便な方法として船体を船首・船尾で対称な形状として基本形状をFig.2.1.3-10の楕円形と仮定して求める方法もある。求めた2次元物体としての粘性抗力係数は、次節で説明する方法で3次元形状影響を考慮して最終的な抗力係数を求める。

(2-1-4) 3次元影響

3次元物体の形状影響として代表的なものは、喫水

変化による影響である。喫水影響はFig.2.3.1-11により喫水影響係数 K_{3D} を求めて、この係数を2次元物体として求めた抗力係数に乗ずることで考慮する。Fig.2.3.1-11から B/d が大きくなると K_{3D} は0.5に漸近していくことが判る。通常の船舶では B/D がかなり大きな値となるため、Fig.2.1.3-11の横軸の範囲から外れるが K_{3D} は全て0.5として推算している。

その他に3次元物体の影響として、流れの正面に破断面があり、内部に海水が入りこんでいる場合や物体間の相互干渉の影響がある。断面内部に海水が入り込んでいる場合には、漂流抵抗は一般的に大きくなる。Fig.2.1.3-12は、半円状の破断面がある場合の破断面深さによる抵抗の変化率を示したものである。 K は破断面がない場合の抵抗係数に対する破断面ありの場合の抵抗係数変化率を示す。図の横軸は破断面の深さと直径の比である。

物体間の相互干渉の影響は、転覆時の漂流抵抗推定時にデッキハウス等の船体付加物の寄与分を考慮

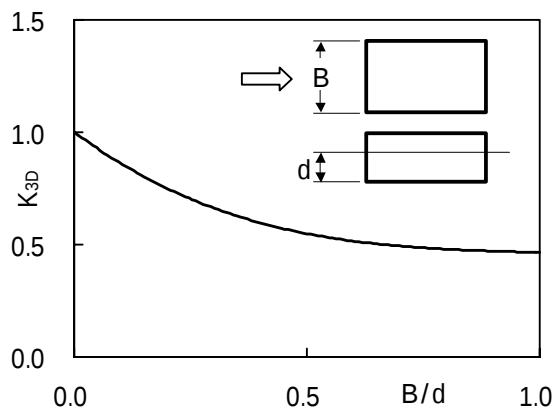


Fig.2.1.3-11 Three-dimensional effect (change of the drag coefficient by the draft).

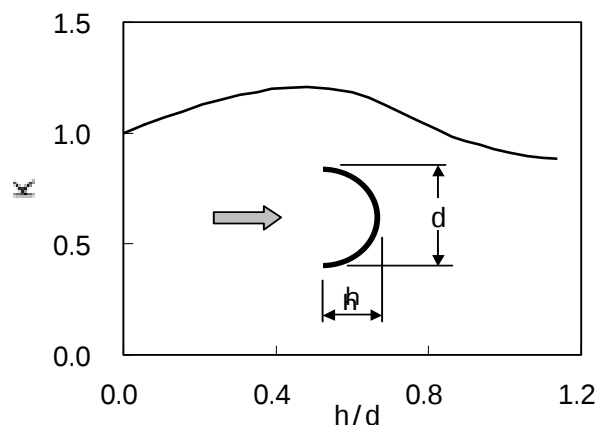


Fig.2.1.3-12 Effect of the fracture surface.

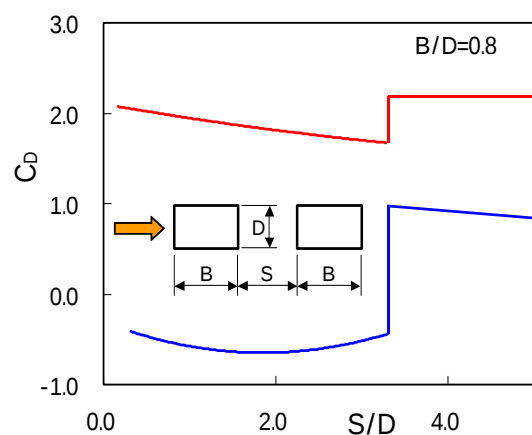
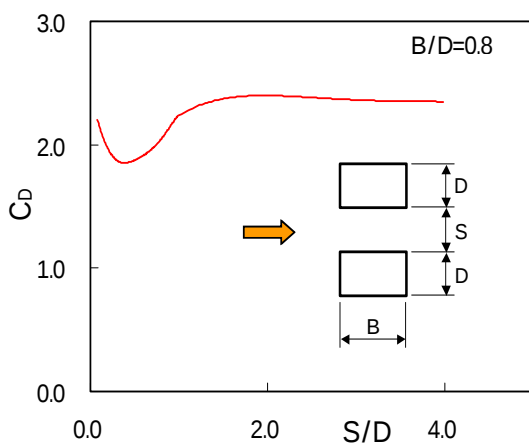


Fig.2.1.3-13 Interaction effects.

する場合に必要となる。船体付加物の漂流抵抗への考慮は以下の手順で行う。

2 次元漂流抵抗をデータベースより求める。

(Table2.1.3-1,2)

3 次元影響の考慮 (Fig.2.1.3-11)

相互干渉および流向の考慮 (Fig.2.1.3-13)

Fig.2.1.3-13 は、縦および横配列の角柱間の相互干渉影響である。データベースでは千鳥配列および円柱間の相互干渉影響も考慮できる。デッキハウス等の付加物の取り付け位置を考慮して、船体主要部分の漂流抵抗に加え全体の漂流抵抗を求める。

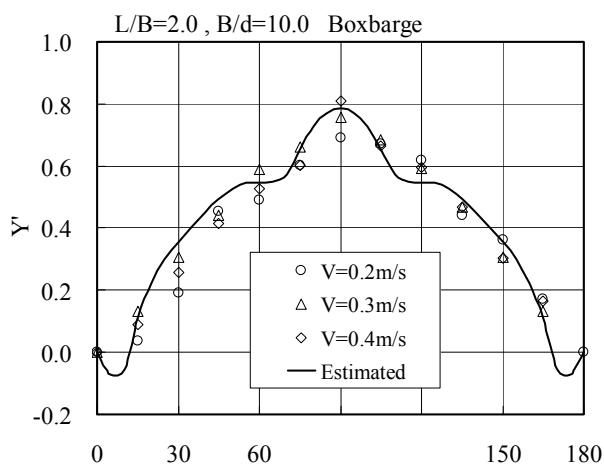


Fig.2.1.3-15 Comparison of measured value of Y' and estimate of the Boxbarge.

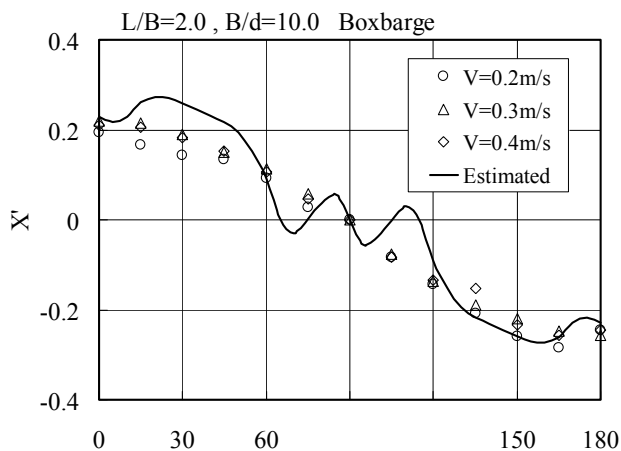


Fig.2.1.3-16 Comparison of measured value of X' and estimate of the Boxbarge.

(2-1-5) 漂流抵抗推算結果の一例

任意形状物体漂流抵抗推算方法による漂流抵抗の推算結果と模型実験結果の比較例をいくつか示す。まず、最も単純な箱型浮体の漂流抵抗推算結果の妥当性を検証する。実験は、Fig.2.1.3-14 に示ように箱型浮体を検力計を介して曳航台車に固定して曳航方向に対して β の角度を持たせて一定速度で曳航して流体反力を計測した。箱型模型の主要目と実験状態を

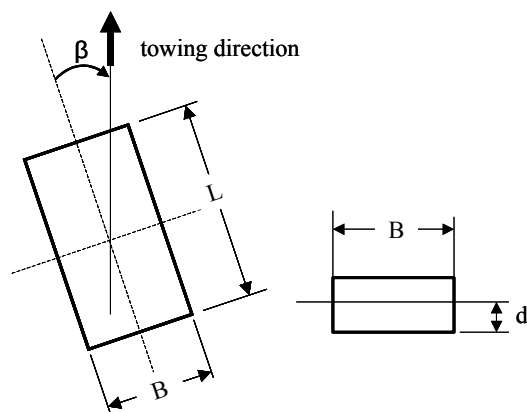


Fig.2.1.3-14 Model and outline of the experiment.

Table2.1.3-3 Disabled Ship in drifting condition.

	L(m)	B(m)	d	L/B
Model A	3.872	1.936	0.60	2.0
Model B	3.000	2.50	0.75	1.2

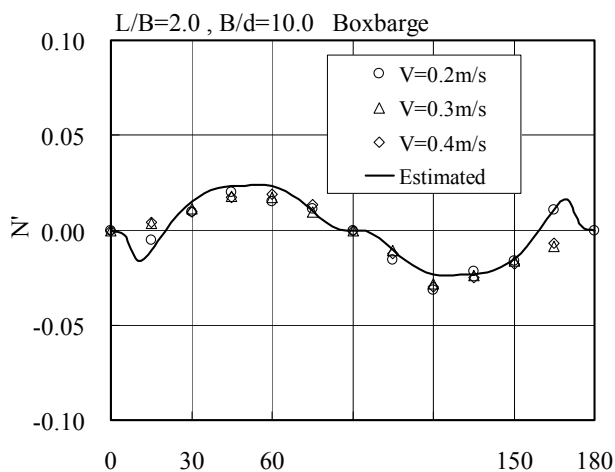


Fig.2.1.3-17 Comparison of measured value of N' and estimate of the Boxbarge.

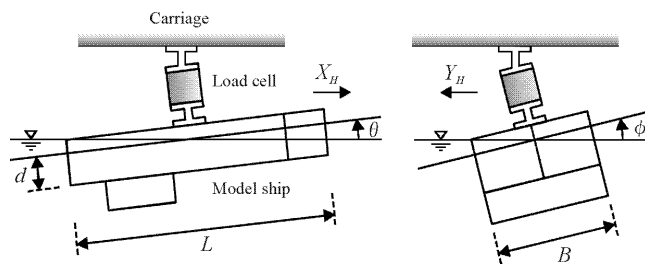


Fig.2.1.3-18 Model and setup of the experiment.

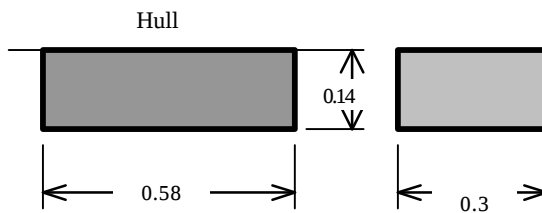


Fig.2.1.3-19 Deckhouse model.

Table2.1.3-3 に示す。曳航速度は 0.2、0.3 および 0.4m/sec の 3 段階に変化させて速度影響を検討した。

抵抗推算結果の妥当性を検証する。実験は、Fig2.1.3-14 に示ように箱型浮体を検力計を介して曳航台車に固定して曳航方向に対して β の角度を持たせて一定速度で曳航して流体反力を計測した。箱型模型の主要目と実験状態を Table2.1.3-3 に示す。曳航速度は 0.2、0.3 および 0.4m/sec の 3 段階に変化させて速度影響を検討した。

実験によって求めた漂流抵抗と本論の手法くつか示す。まず、最も単純な箱型浮体の漂流抵抗推算結果の妥当性を検証する。実験は、Fig2.1.3-14 に示ように箱型浮体を検力計を介して曳航台車に固定して曳航方向に対して β の角度を持たせて一定速度で曳航して流体反力を計測した。箱型模型の主要目と実験状態を Table2.1.3-3 に示す。曳航速度は 0.2、0.3 および 0.4m/sec の 3 段階に変化させて速度影響を検討した。

実験によって求めた漂流抵抗と本論の手法で推定した漂流抵抗の推算値との比較例として、Model A ($L/B=2.0$) の場合を Fig.2.1.3-15 ~ 17 に示す。推算値と実測値は図面を省略した

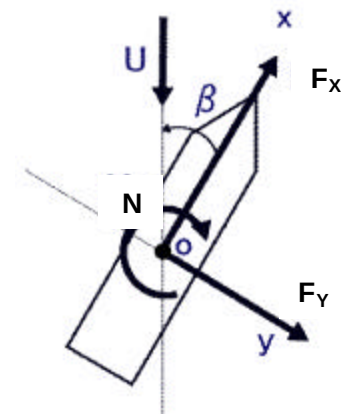


Fig.2.1.3-20 Coordinate system.

Table2.1.3-4 Principal dimensions of the model

L(m)	1.80
B(m)	0.30
d(m)	0.16

Table2.1.3-5 Experimental conditions

θ (deg.)	0	6	6
ϕ (deg.)	0	0	6
β (deg.)	$\pm 0, 3, 4, 6, 10, 20, 30, 60, 90, 120, 150, 180$		
U(m/sec)		0.206	

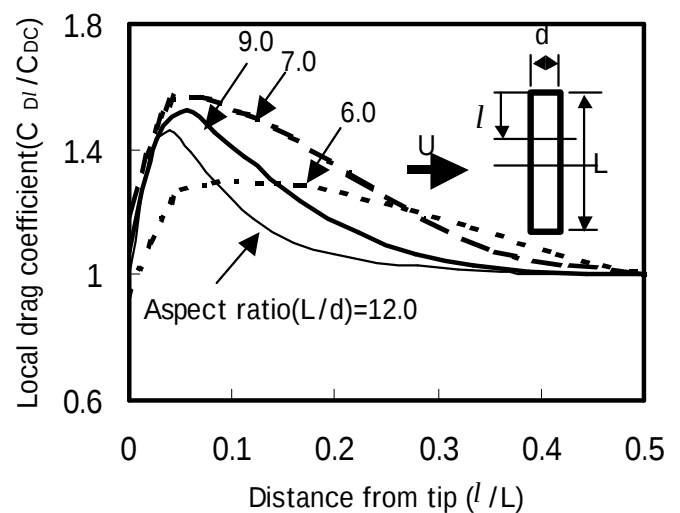


Fig.2.1.3-21 Axial distribution of local drag coefficient of the 3- dimensional cylinder.

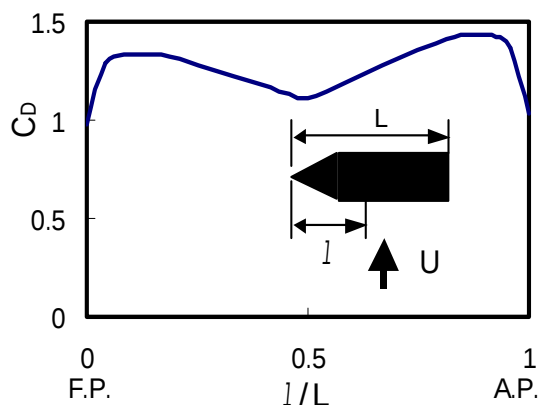


Fig.2.1.3-22 Estimated Distribution of local drag coefficient along the length.

Model B ($L/B=1.2$) を含めてよく一致し、単純な箱型浮体については喫水影響の大きい浅喫水の場合でも問題なく流入角度の影響を含め、実用的に十分な精度で漂流抵抗の推定ができることが判った。

箱型浮体の場合より複雑な形状をもつ任意形状物体について、漂流抵抗推算方法の検証を行った。任意形状物体の漂流抵抗推算法の検証のための実験に用いた模型船の主要寸法を Table 2.1.3-4 および Fig.2.1.3-18 に示す。実験は、曳航台車に傾斜治具（トリム角 θ およびヒール角 ϕ ）を取り付け、その下に 3 分力計を介して模型船を取り付けて曳航電車を一定速度で走らせ模型に働く流体反力計測した。実験状態を Table 2.1.3-5 に示す。実験は模型船の姿勢を 3 状態に変化させ、さらに偏角 β を変化させて斜航試験により流体力を求めた。

模型船は、縮率 1/100 を想定して長さ 1.8m、0.3m、型深さ 0.2m である。模型船の船部は三角形で、その他は一樣矩形断面形状の亚克力製模型である。上下対称な模型であるため、船体後半下部に Fig.2.1.3-19 に示すデッキハウス ($0.58\text{m}(L) \times 0.3\text{m}(B) \times 0.144\text{m}(H)$) を取り付け転覆状態を模擬した。流体力計測の座標系を Fig.2.1.3-20 に示す。模型船のデッキ上船体中央に原点を置いた物体固定座標系 $o\text{-}xyz$ を用いる。

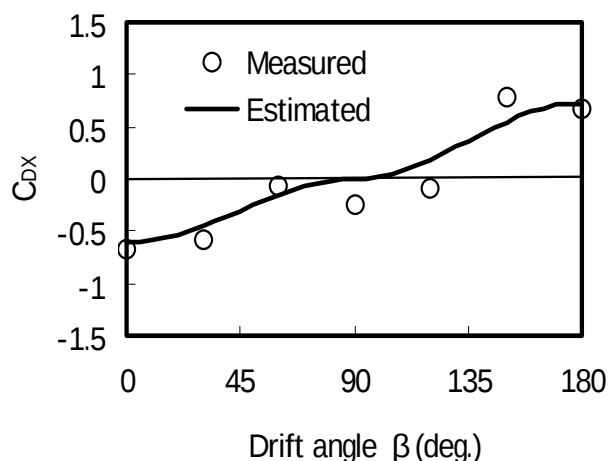


Fig.2.1.3-23 Comparison between measured and estimated C_{DX} of the model ship with deckhouse.

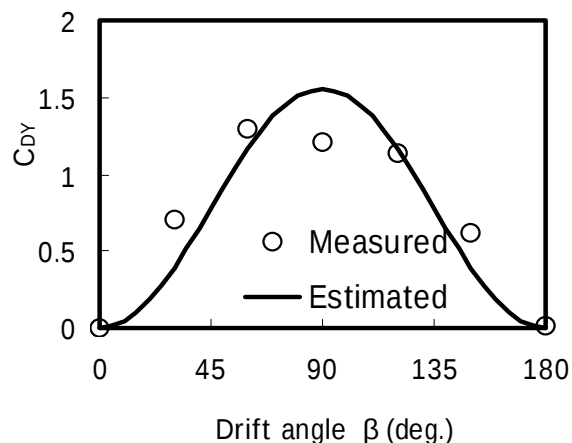


Fig.2.1.3-24 Comparison between measured and estimated C_{DY} of the model ship with deckhouse.

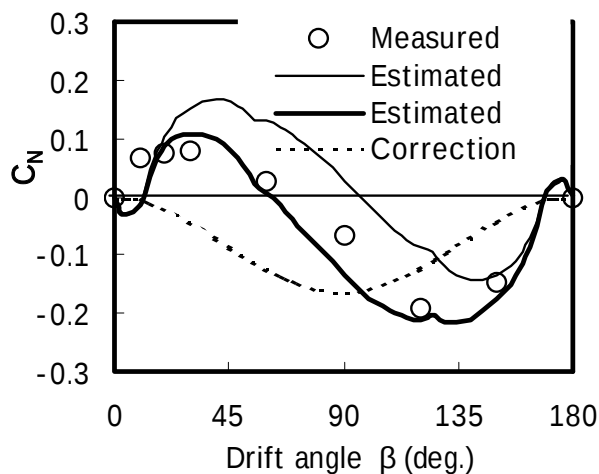


Fig.2.1.3-25 Comparison between measured and estimated C_N of the model ship with deckhouse.

次に船体横方向の抗力係数分布の推定について述べる。船体横方向の抗力係数の分布は3次元円柱の軸方向の抗力係数分布に関する実験データ⁷⁾より推定する。参考文献⁷⁾から作成した3次元円柱の抗力係数の軸方向分布を Fig.2.1.3.-21 に示す。図の縦軸は円柱中央部の抗力を1としたときの各部抗力係数の変化を示し、横軸は端部からの距離である。本論ではこれを部分的抗力係数と呼ぶことにする。図から円柱端部付近では、流れの3次元性の影響が強く現れて抗力係数が部分的に大きくなっていることが判る。これは円柱端から背後に主流が流れ込むことに伴う随伴渦の出発点が円柱端部の少し内側に入った点（Fig.2.1.3-21 の抗力係数分布のピーク点）にあるためであり、この位置で部分的に圧力が低下する。この影響はアスペクト比が小さくなるに従って小さくなり抗力係数の分布は一樣に近づいている。船側方向の抗力係数の分布として有限円柱のデータを用いる根拠はないが、3次元物体の抗力係数の軸方向分布データとして揃っているため今回の推算に取りあえずこのデータを用いた。全体の抗力係数を求めた後、Fig.2.1.3-21 から部分的抗力係数を船長方向に分配する。模型船の船首部は三角形であるので船首付近の部分的抗力係数の変化（増加）分を Table 2.1.3-1 から修正した。なお、角に丸みを持った影響は、Fig.2.1.3-8、9 から考慮することが出来る。求めた船体横方向の抗力係数分布を Fig.2.1.3-22 に示す。

漂流抵抗の推算例としてデッキハウス付き（転覆状態）の模型に作用する粘性流体力の推定を行う。デッキハウス部以外は、デッキハウス無しの流体力の推定値をそのままのまを用いて推算する。すなわち、船体とデッキハウスの相互干渉は考慮していない。デッキハウスに作用する粘性抗力も主船体の場合と同様に3次元矩形柱として求める。さらに、模型全体の流体力係数は主船体とデッキハウスの投影面積により比例配分して求める。推算した流体力係数を Fig.2.1.3-23～25 に示す。 C_{DX} は、推算値と実測値は良くあっている。 C_{DY} についても $\beta = 90^\circ$ で実験値に対して推算値が若干小さく見積もられているが実測値と推算値は全般的に良く一致している。

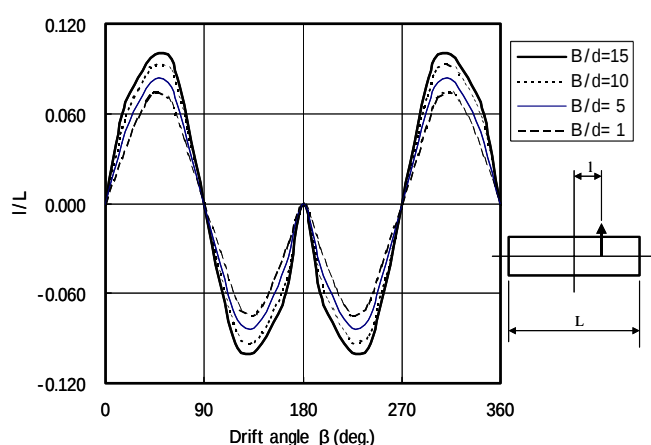
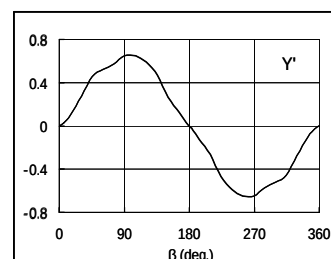


Fig. 2.1.3-26 Change by draft and drift angle of the moment lever

Lateral force coefficient



×

Moment lever

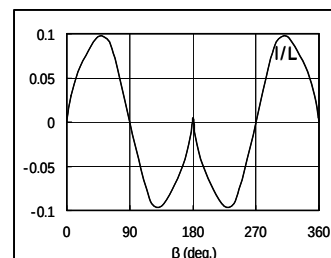


Fig.2.1.3-27 Method for estimating C_N from Lateral force coefficient and Moment lever.

Table2.1.3-6 Principal particulars of the model ship.

	VLCC
L(m)	3.000
B(m)	0.544
d(m)	0.181
C_B	0.803

C_N はデッキハウスが船尾付近に取り付けられているので、船体中央部に取り付けた検力計で計測されたモーメントにはこの影響が入って

くる。Fig.2.1.3-25 の細線は、この影響を考慮せず求めた推算結果であり、図中○印の実験値より少し C_N の正方向にシフトした値となっている。図中の破線はデッキハウスに作用する横力と計測点から作用点までの距離を用いて求めたモーメント係数の修正量である。図中の太線は、デッキハウスが計測点よりずれて取り付けられている影響を修正したもので、実測値と推算値は良く一致している。

(3) 基本船型の漂流抵抗のデータベースから求める方法

本手法は、通常船舶が損傷により沈下、傾斜 (Trim または Heel)、折損した場合の漂流抵抗

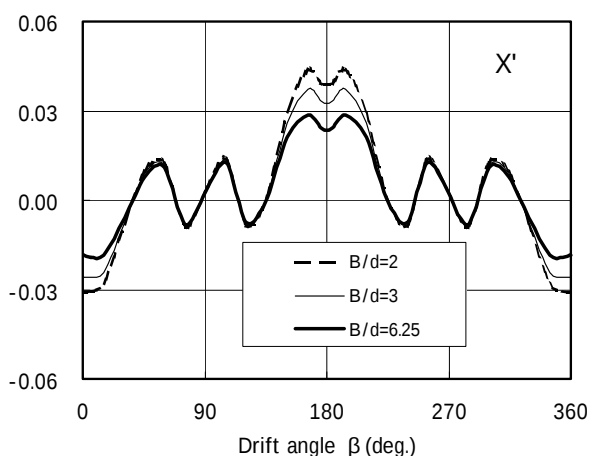


Fig.2.1.3-29 Estimated result of the change of X' by the draft of VLCC.

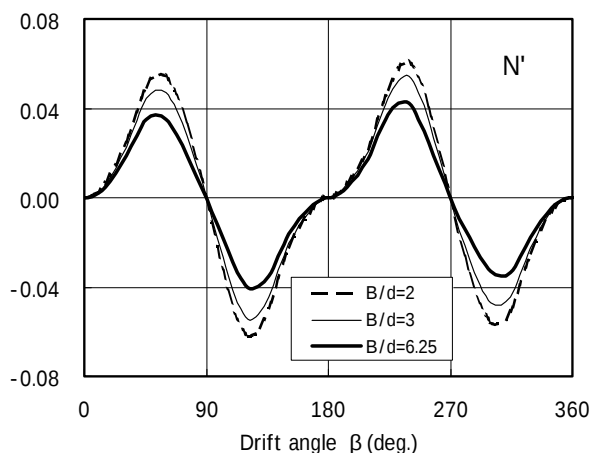


Fig.2.1.3-31 Estimated result of the change of N' by the draft of VLCC.

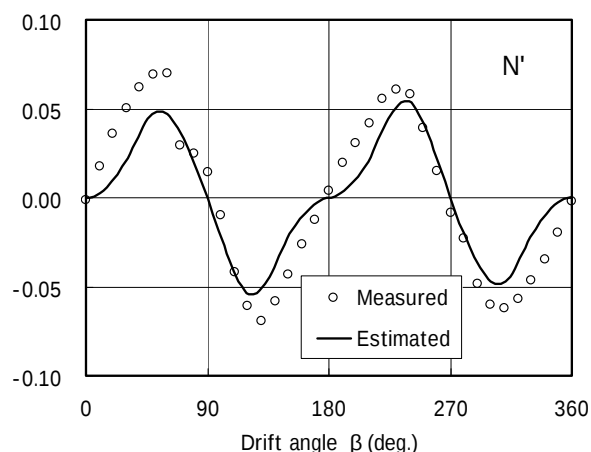


Fig. 2.1.3-28 Method for estimating C_N from lateral force coefficient and moment lever.

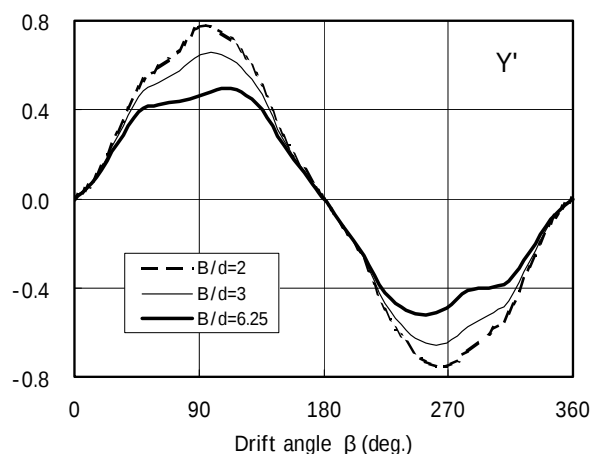


Fig.2.1.3-30 Estimated result of the change of Y' by the draft of VLCC.

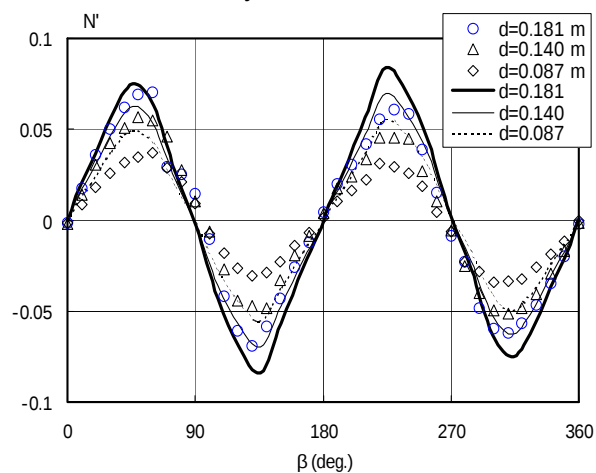


Fig. 2.1.3-32 Comparison of estimated result of the change of N' by the draft and measured value

を、非損傷時の通常船舶の漂流抵抗に関するデータベースを補正する事により求めるものである。推定の出発点が通常船舶であるため、任意形状物体の漂流抵抗推算法よりも一般的には精度が良いと考えられる。ただし、転覆した船舶の場合は任意形状物体の漂流抵抗推算法と組み合わせる必要がある。また、データベースの整備されていない船種については推定することができない。

(3-1) 喫水影響

通常の船型を有する損傷船舶は、浸水等によって沈下して喫水が大きく変化する可能性がある。 X' と Y' の喫水変化の影響に関しては、任意形状物体の3次元影響の考慮方法と同一の方法を用いることで求めることができる。 N' については、回頭モーメントの喫水影響に関する既存の実験結果が著者らの調べた範囲では極めて少なく、直接的に N' の喫水影響を推定する合理的な方法を見出すことが出来なかった。そこで、箱型浮体の着力点の喫水による変化 (Fig.2.1.3-26)^{8),9)}を用いることにした。 N' に関する実験データが得られていなくても Fig.2.1.3-27 のように Y' の実験データに Fig.2.1.3-26の係数を掛けることで N' を求めることができる。

Fig.2.1.3-27 の Y' はVLCC船型模型 (SR221C¹⁰⁾)に働く横力の計測結果である。実験供試模型の主要目を Table2.1.3-6 に示す。着力点係数は、Fig.2.1.3-26 から実験供試模型の $B/d=3.006$ の場合を内挿により求めた結果である。Fig.2.1.3-26により求めた N' の推定値と実測値との比較を Fig.2.1.3-28 に示す。図より箱型浮体の喫水による着力点位置の変化を使って求めた N' は、 β が小さい場合は実測の N' に比べて小さい値となる。これは β が小さい場合の船体まわりの流場が箱船と通常船舶の場合で大きく異なるためと思われる。しかしながら、通常の船舶において N' の値が求まっていない場合でも Fig.2.1.3-26の係数を使うことで Y' から N' の値を知ることが出来るた



Photo2.1.3-1 Experimental model that divided VLCC.

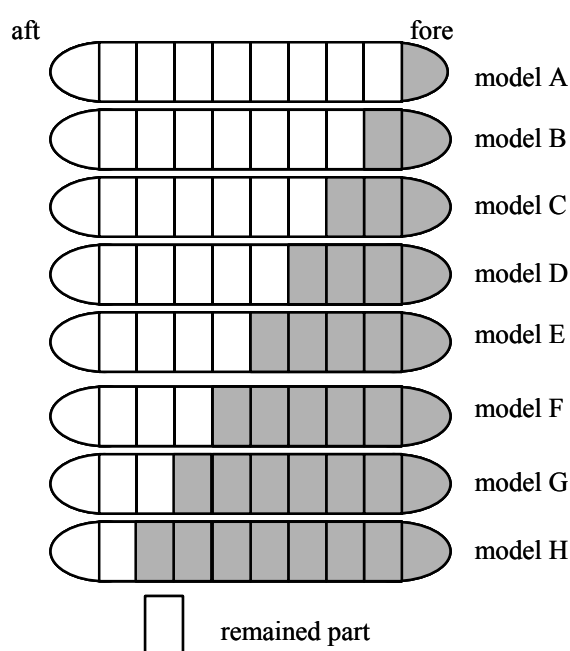


Fig. 2.1.3-33 Division condition of the model..

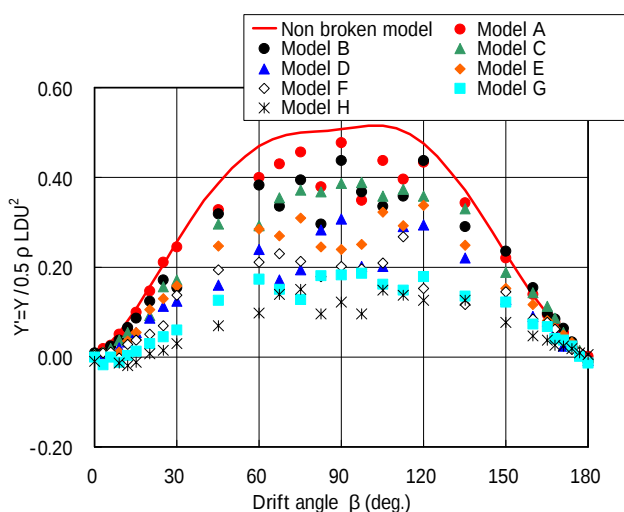


Fig. 2.1.3-34 Change of Y' by breakage.

め、事故現場で緊急を要する場合に便利である。 N' については、各種船型の漂流回頭モーメントに関する実験データを蓄積することにより Fig.2.1.3-26 のデータをチューニングし、推定法の精度向上を図る事を考えている。

Fig.2.1.3-29 ~ 31 は、Table2.1.3-6 の VLCC 船型の漂流抵抗を喫水影響を考慮して推定した結果である。喫水影響は、 X' については流れが船首および船尾方向から作用する場合に、また、 Y' は流れが横方向から作用する場合に大きくなる。 N' は $\beta=45、135、225、315\text{deg.}$ で喫水影響が大きく現れるが、この β では Y' の値の喫水影響がさほど大きな値ではないので、 N' は Y' に比べて喫水による影響が小さくなっている。Fig.2.1.3-32 に N の喫水変化影響の推定結果と実測値の比較を示す。実験結果は Fig.2.1.3-29 ~ 31 の VLCC 船型と同一であるがパイプ等の付加物がついており厳密な比較は出来ないが傾向は良く一致している。各種船型の喫水変化の影響等による漂流抵抗推定精度については、今後実験的な検証が必要ある。

(3-2) 折損による船長変化影響

船舶の折損による船長変化の影響を検討するために、分割模型による模型実験を実施した。実験に使用した模型は Table2.1.3-6 に示す VLCC 船型の模型を 10 分割したものである。折損の影響を漂流抵抗推算法に組み入れるには、模型辺長比 (L/B)、3 次元影響 (d/B 、 d/L) および流入角 β の影響を重ね合わせることで可能である。推定精度の検証のために、分割模型による折損船舶に働く流体力に関する模型実験結果と推定値の比較を行った。分割模型の概観を Photo2.1.3-1 に、計測した分割状態を Fig.2.1.3-33 に示す。分割模型による流体力の計測は Fig.2.1.3-33 の 8 状態 (Model A ~ H) と欠損部分なしの分割模型についての合計 9 状態について計測を行った。分割模型に働く流体力の計測は、各分割部分を 5 kgf の容量の 3 分力計を

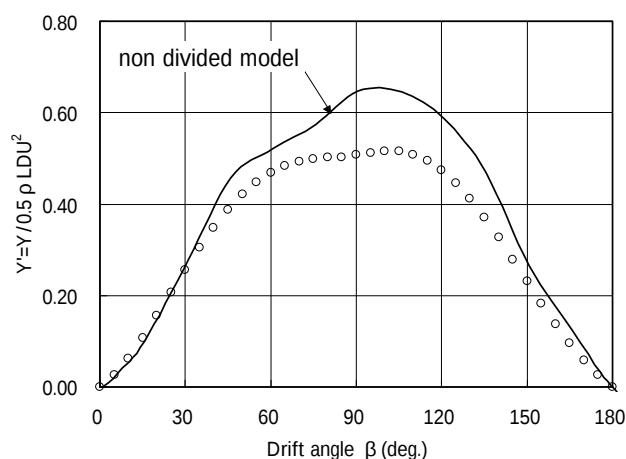


Fig.2.1.3-35 Effect of gap of the division model. .

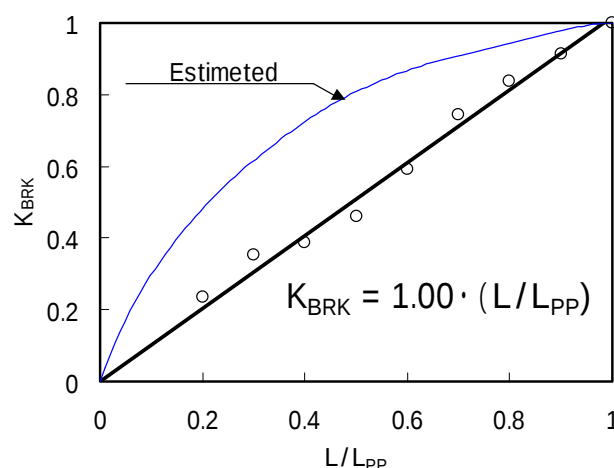


Fig.2.1.3-36 Rate of change of Y' by the breakage.

使って船長方向の流体反力 F_X と船幅方向の流体反力 F_Y を個別に計測し、模型全体に加わる流体力を折損前の船体中央部分で 100kgf の分力計で X 、 Y および船体中心軸まわりの回転モーメント N を計測した。なお、分割模型間の間隙は実験開始時にはラテックス製の薄ゴムで覆い流体の流れ込みの影響を阻止して計測したが、各分割模型の計測流体力に干渉影響が入ることが判ったため最終的には薄ゴムを取り除いて計測を行った。

Fig.2.1.3-34 に折損模型全体に働く左右方向漂流抵抗係数 Y' の β による変化を示す。図から Y' の応答は β により若干変動するが、折損・分離によって残存部船長が短くなるに従って

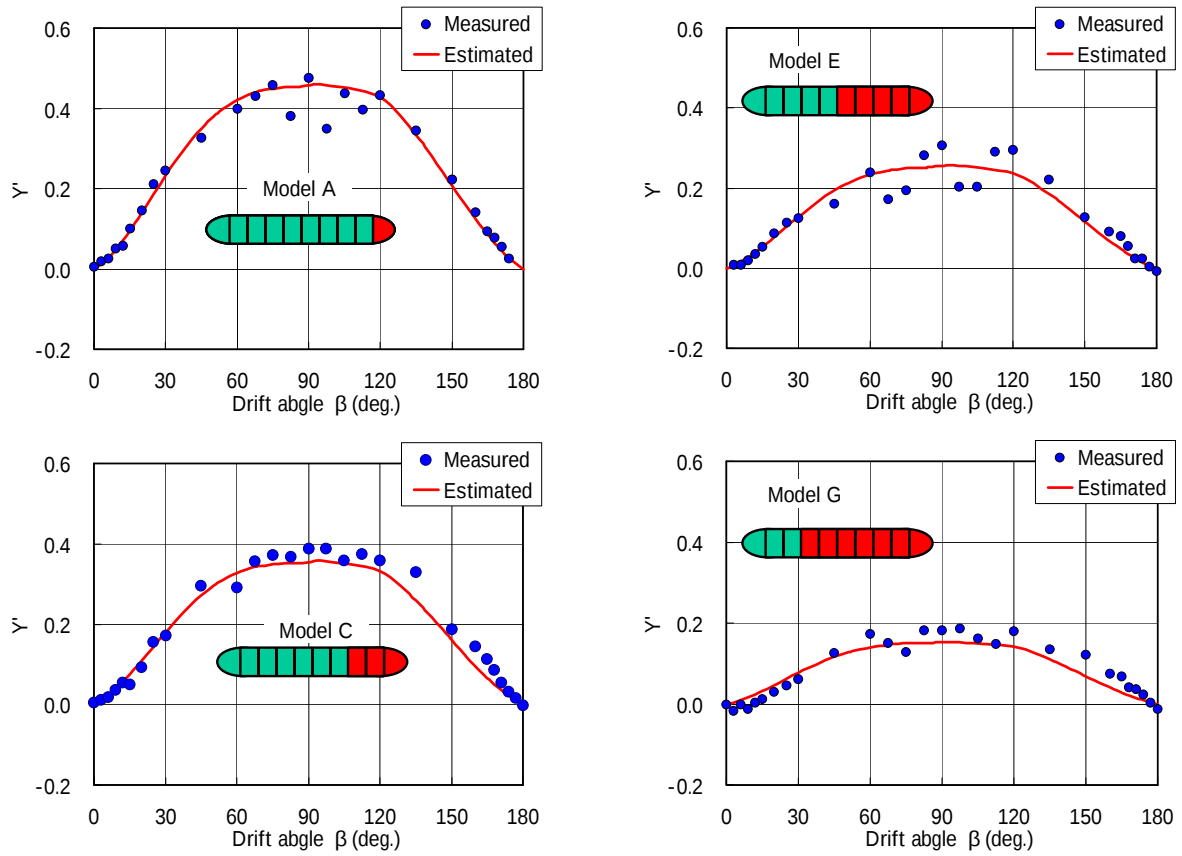


Fig.2.3.1-37 Comparison between measured and estimated value of Y' of the breakage ship.

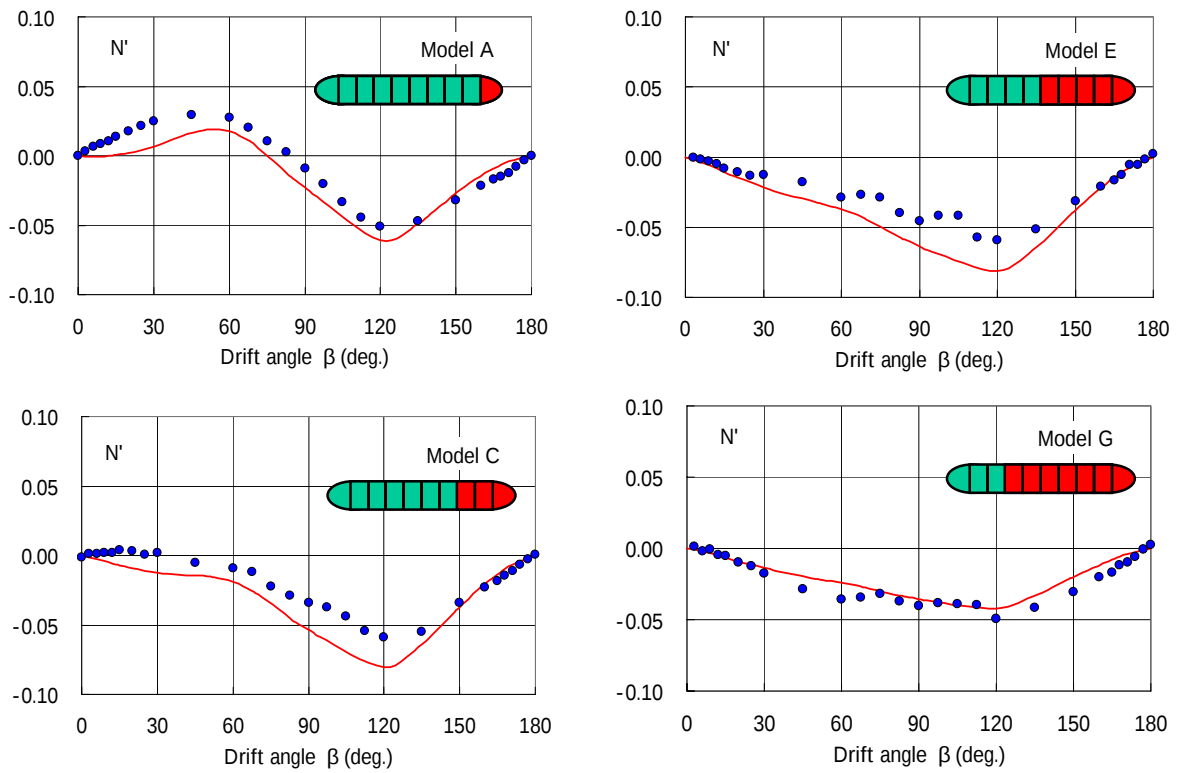


Fig.2.1.3-38 Comparison between measured and estimated value of N' of the breakage ship.

2.1.3-35 に示したように、分割模型で折損なしの場合の Y' は、分割なしの全体模型の Y' (Fig. 2.1.3-35) より若干小さくなっている。これは分割模型の間隙の影響が現れているものと思われる。

Fig.2.1.3-36 に $\beta = 180^\circ$ における Y' の実験結果と推算値との比較を示す。図の横軸は折損模型の船長 (L) を非折損時の船長 (L_{PP}) で割った値であり、縦軸は折損なしの分割模型全体の Y' に対する折損模型の Y' の減少率 K_{BRK} である。図中の細い実線は流体力データベースから推算した値である。折損により船長が短くなるに従って Y' が小さくなる現象は一致するが、本論で得られた実験値が L/L_{PP} が小さくなるに従って Y' の値が直線的に減衰するのに対して、推定結果は $L/L_{PP}=0.5$ 付近で膨らんだ形で小さくなっている。これは推定法のベースとなっているデータの長さ・幅比および幅・喫水比の影響係数がともに船の3次元性が増すにしたがって3次関数的に小さくなるためである。通常船舶の折損影響は Fig.2.1.3-36 の $\beta = 180^\circ$ の場合の直線を用いて考慮することとする。

Fig.2.1.3-37 に折損模型の Model-A、C、E、G の Y' の推定値と実測値の比較を示す。図から β の影響を考慮していないに関わらず、折損模型の残存部長さによる Y' の変化を Fig.2.1.3-36 の係数を使って、実用的精度で推定することが可能であることが判った。漂流回頭モーメント N' の計測は折損前の船体中央部に計測場

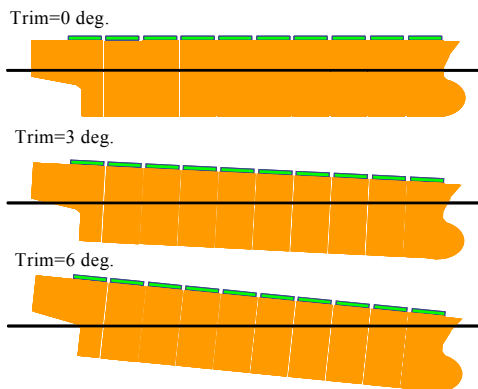


Fig.2.1.3-40 Experimental condition on evaluation of the trim effect.

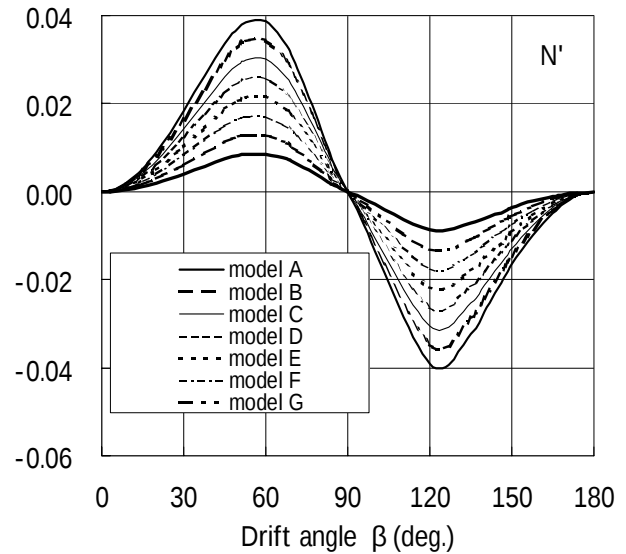


Fig.2.1.3-39 Change of the estimate of N' by the breakage.

所を固定して計測した。推定手法の確認のため推測した Y' を使って次式により検力計設置場所の N' を求めて実測値との比較を行った。

$$N' = Y' \left(\frac{l}{L} - \frac{L'}{L} \right) \quad (3)$$

ここで、 Y' は Fig.2.1.3-37 の Y' の推算値、 l/L は Fig. 2.1.3-26 から求めた着力点位置、 L' は検力取付け位置から折損模型中心位置までの距離である。

実測値と推算値の比較を行った例を Fig.2.1.3-38 に示す。 N' の実測値と推算結果は良く一致しており、 N' の推算手法の実用性が確認された。Fig. 2.1.3-39 に折損船舶の折損後の船体中心線上におけ

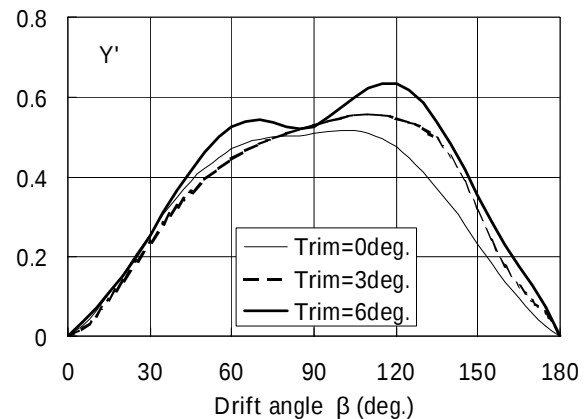


Fig.2.1.3-41 Change by Y' by Trim.

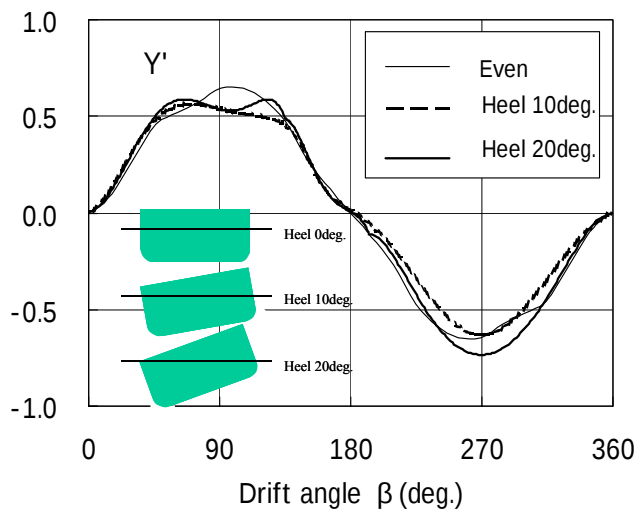


Fig.2.1.3-42 Change of Y' by Heel.

る N' の推定値の β による変化を示す。なお、図の N は折損による残存船舶の中心位置でのモーメント係数である。折損船舶の回頭モーメント係数 N' は、折損により船長が短くなるに従って大きくなることが判る。

(3-3) 傾斜の影響

航行不能船舶は、損傷による浸水により沈下する場合が多いが、浸水の大部分は船体の一部区画で起こるため縦あるいは横方向の船体定常傾斜が生じる。

[縦傾斜]

船体浸水による縦傾斜の影響を実験的に求めるため、Fig.2.1.3-40 に示すように Trim=0,3,6deg. の 3 状態で縦傾斜の影響に関する実験を行った。実験供試模型は、Fig. 2.1.3-33 の分割模型の折損なしの状態のものをを用いた。実際は、損傷により船体が傾斜する場合の多くは浸水による喫水変化も伴うが、純粋に傾斜の影響を見るために喫水変化なしの条件で実験を行った。縦傾斜による漂流抵抗の変化の代表例として Y' の変化を Fig.2.1.3-41 に示す。図より縦傾斜による Y' の変化は β によって複雑に変化することがわかる。図面を省略した X' 、 N' についても β によって複雑に変化している。縦傾斜による漂流抵抗の推定は Fig.2.1.3-41 と平均喫水変化の影響を重ね合わせて行い。傾斜角度については内挿および外挿により補間を行う。

[横傾斜]



Photo 2.1.3-2 Disabled Ship in drifting condition.

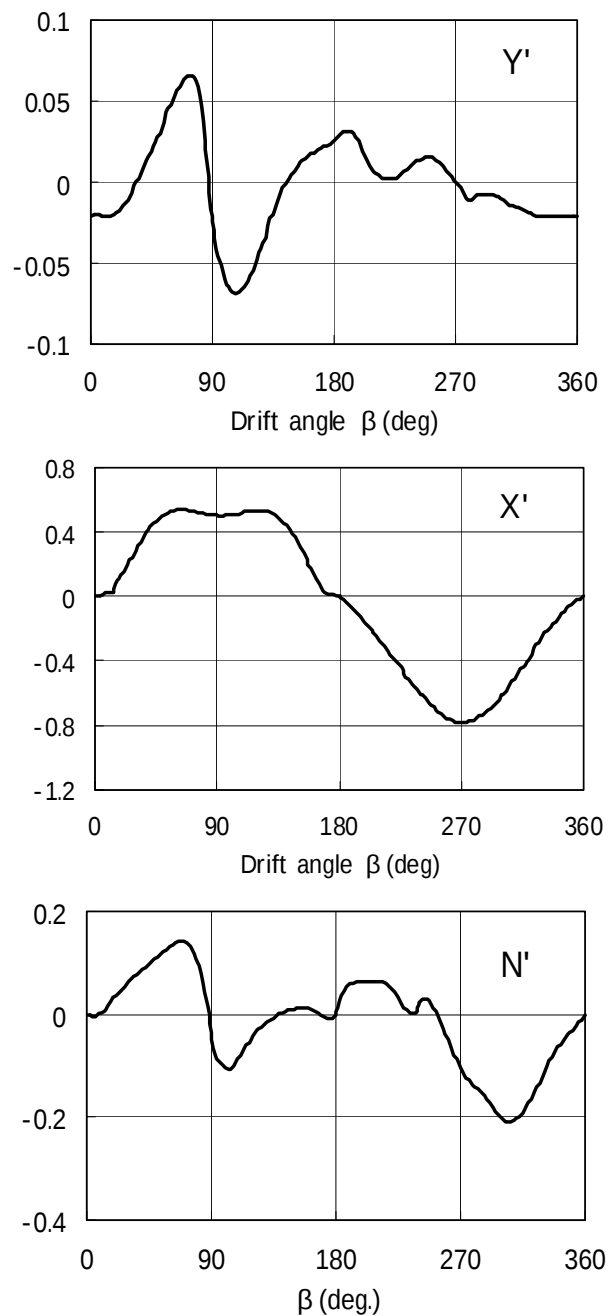


Fig.2.1.3-43 Prediction result of the drift resistance of the disabled ship.

横傾斜の影響を実験的に求めるために、Heel=0,10,20deg.の3状態について漂流抵抗を求める実験を行った。実験供試模型は、Fig. 2.1.3-33の分割模型の折損なしの状態のものをを用いた。Fig.2.1.3-42に横傾斜による漂流抵抗の変化の代表例として Y' の β による変化を示す。図より横傾斜による Y' の変化は β によって複雑に変化することがわかる。図面を省略した X' 、 N' についても β によって複雑に変化している。横傾斜による漂流抵抗の推定は縦傾斜の場合と同様に平均喫水変化の影響を重ね合わせて行い。傾斜角度については内挿および外挿により補間を行う。

(4) 実際の漂流船舶漂流抵抗の推算例

最後に実際の損傷船舶漂流事例の漂流抵抗推算結果を示す。本事例は、Photo2.1.3-2の1ようにHeel角約32deg.で非常に大きく横傾斜して右舷側から風を受ける状態で漂流した。漂流船舶の主要目は2章2.1.1節(4-1)のTable2.1.1-5を参照されたい。

損傷船舶の漂流抵抗の推算結果をFig.2.1.3-43に示す。船体の横傾斜により β の変化による流体力係数の変動が大きくなり、特に Y が0~180deg.の間で受圧面積が大きくなり抵抗係数が大きくなるとともに、変動振幅が大きくなっている事が通常船舶の場合の漂流抵抗と大きく異なっている。

(5) まとめ

傾斜、折損した船舶の漂流抵抗推定法を開発し、推算事例を示した。本推算手法は、傾斜影響等に関しては推算の根拠となるデータがまだまだ不十分であるが、最適曳航支援システム等の現場でおおよその漂流抵抗を知る上では、本報告で示した手法が非常に有効と思われる。今後、データの蓄積を行うことで推算精度の向上を図る予定である。

参考文献

- 1) 星野邦弘、原 正一、湯川和浩、山川賢次：損傷・転覆船舶に働く流体力の推定について、西部造船会会報 第99号(2000), pp.83-90.
- 2) 星野邦弘、原 正一、山川賢次、湯川和浩：傾斜、

折損した船舶の漂流抵抗推定法について、第3回海上技術安全研究所研究発表会講演集、(2003), pp.253-258.

- 3) Horner, S. F.: Fluid Dynamic Drag, Published by the Author, Chapter 3,8 (1965).
- 4) 岡島 厚ほか：構造基本断面の空力特性(その2), 日本風工学会誌 No.38(1989), pp.61.
- 5) 土木学会：水理公式集(1985), pp.73-74.
- 6) 中村泰治ほか：構造基本断面の空力特性(その1), 日本風工学会誌 No.37 (1989), pp.49-83.
- 7) 岡本啓史、八木田 幹：一樣流中に置かれた有限円柱まわりの流れに関する実験的研究、日本機械学会論文集 第38巻, 第313号(1972), pp.2259-2267.
- 8) 安藤定雄、星野邦弘：一樣矩形断面を有する海洋構造物の曳航時の3分力について、船舶技術研究所海洋開発工学部部内資料(未公表)(1983).
- 9) 安藤定雄、星野邦弘：箱船、全天候作業船の曳航試験、船舶技術研究所海洋開発工学部部内資料(未公表)(1980).
- 10) (社)日本造船研究協会：操縦運動時の船体周囲流場に関する研究、第22回研究部会報告書(1995).

2.1.4 海上漂流体の形状認識技術の研究

(1) 海上漂流体の形状計測・認識技術研究の背景

平成9年に日本海で発生したナホトカ号の海難事故においては、厳しい気象海象条件も災いして油の流出災害発生と同時に折損した船体部分が漂流をするに至り、災害の規模がより一層増大する事態となった。この先例より教訓とすべき点は、流出油に対する早急な回収技術の確立と共に、折損船体部分の漂流を阻止して二次災害の拡大を防ぐための技術開発であった。そこで、このような事態に対処できるように「荒天下における航行不能船舶の漂流防止等に関する研究」が開始された。

研究の主眼とするものは、海上漂流体の経路予測・曳航索選定設置・曳航・係留法等の確立であるが、それらを適切に実施するには、漂流体に測定機器を備え付けることの出来ない状況下で漂流体の形状や運動のデータを作業前及び作業中に継続して取得することが必要であり、海上漂流体を対象とする

曳航技術の開発において漂流物自体の形状を把握する事は重要な基本要件である。しかし海上を漂流する対象物の形状を直接計測する事は決して容易ではない。特に、漂流物が折損した船体部分であれば、海上に出現している気中部のみならず予想困難な水中部の形状も計測する事が求められていることとなる。

例えば気中における遠隔での形状計測は、一般的に写真測量の分野における基本技術として既に広く用いられているが、海上で運動する対象物を計測することなどを考慮すると、その特殊性は計測上の障害となるものでもある。従って、このような計測対象の特性や環境条件を考慮した形状計測・認識手法の確立が求められている。そこで、海上漂流物の形状及び運動データを遠隔地から取得することを目的とした没水体の形状認識技術に関する調査研究が実施された。

(2) 漂流体形状計測のための基本技術

海上漂流体の特徴は、海面上に露出している部分と海面下に没している部分から構成される半没水体であることにある。気中・水中という大きく異なる2つの環境に存在する対象物をひとつのセンシング機器や手法によって計測することは困難であるため、気中・水中のそれぞれに対して異なる手法によって計測し、後に合成することによって全体形状を構築することが現実的な選択と考えられる。そこで、漂流体の気中部分は可視光画像センサを用いた写真測量技術によって計測する事を考え、また水中部分はソナーを用いた水中音響計測技術によって計測して、それらを合成する手法を整理して以下に示した。

(2-1) 気中部形状計測の基本技術

写真測量における3次元画像計測問題では、ステレオ視法やスリット光投影法などが広く利用されている。特に2眼ステレオ視は人間の両眼視を工学的に実現したものであり、幾何学的な三角測量の原理によりモデルとして単純なものであることから、実行上の計算負荷が小さく特に簡便な手法として大きな価値を持つものである。

最も単純な標準ステレオモデルを考えるならば、その構成はFig. 2.1.4-1に示すように焦点距離が等しい画像センサ(カメラ)2台が光軸を平行に距離 d をもって配置され、それぞれの撮像画像面が同一平面上に存在するものである。ここで座標系 (X, Y, Z) に画像座標系を定めた場合、空間上の計測点 $P(x_p, y_p, z_p)$ が画像面上の2点、 $PL(x_L, y_L)$ と $PR(x_R, y_R)$ に投影された場合の関係を示すならば以下の通りである。

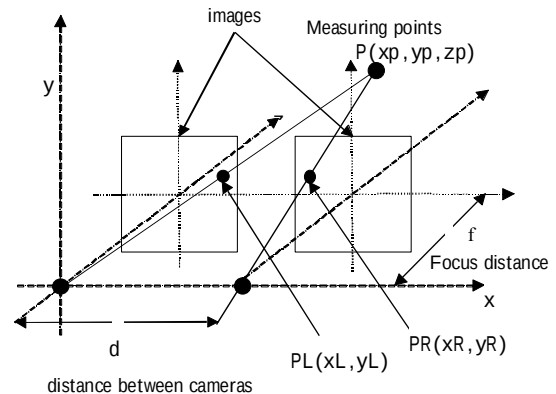


Fig. 2.1.4-1 Concept of binocular stereo vision.

$$x_p = d \cdot x_L / (x_L - x_R)$$

$$y_p = d \cdot y_L / (x_L - x_R) = d \cdot y_R / (x_L - x_R)$$

$$z_p = d \cdot f / (x_L - x_R)$$

ここで、 f は焦点距離であり、 d は基線長(カメラ間距離)そして x_L と x_R の差が視差となる。従ってカメラの特性と配置が固定され、焦点距離と基線長が明らかとなれば、それぞれの画像の投影座標から計測点 P の3次元座標位置 (x_p, y_p, z_p) が計算されるものである。

このような標準ステレオモデルでは、撮像画像面上において、

$$y_L = y_R$$

の関係が常に成立していることが明らかである。すなわち、それぞれの画像面上の投影点が同一の y 座標値を持つことであり、このような対応点を結ぶ直線はエピポーラ線と呼ばれるものである。このような対応点を持つ拘束条件(エピポーラ拘束)は、計測アルゴリズムの構築において大きな助けとなるものであり、計算手順の簡素化に有効なものとなる。

デジタル・スチル画像機器の高精度化の進展は著しく、安価で高分解能の機器が民生品として製品化されていることから、一般的な写真測量にはこのような高精度デジタル・スチル画像センサが使用されている。しかし海上漂流体を観測対象とするならば、多くの場合は損傷船体部分であることが想定されることから既知の形状情報に基づきいわゆる「教師つき処理」的なアプローチが可能になるものと考えられる。従って特に高精度センサを用いることが無くとも、例えばビデオ映像の画像情報(VGA画像: 640 * 480 [pixel])を使用することも可能であると推測される。またビデオ画像を採用した場合には、観測の容易さや静止画と連続画像の両方を取り扱える利点がある。そこでビデオ画像を用いた形状計測技術に注目して、海上漂流体気中部形状の計測を考えることとした。



Photo2.1.4-1 Example of multibeam echosounder.

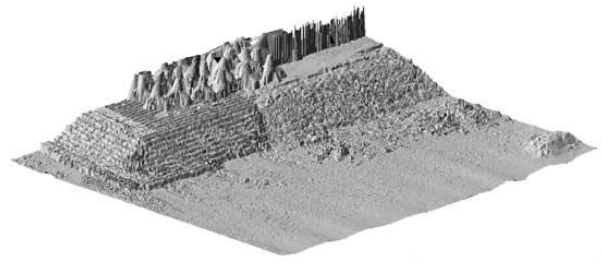
(2-2) 水中部形状計測の基本技術

水中の対象物の形状を遠隔より精度をもって計測することは決して容易ではなく、適用可能な既存技術も少ない。しかし水中音響技術の発展により、近年ではソナーを利用した水中での対象物の形状計測も可能となり、その可能性は飛躍的な高まりを見せている。アクティブな水中測深手法であるソナーは、特にナローマルチビーム・ソナーの出現により複数の狭角音響ビームを扇状に発して同時に測深することで点から線を計測することが可能となった。例えばサイドスキャン等の測定手段により、直接的に3次元モデルの作成も可能になっている。

Photo 2.1.4-1 にはナローマルチビーム・ソナーの設置状況とソナーヘッドを示し、Table 2.1.4-1 には機能仕様概略を示す。また、測深結果を3次元表示

Table2.1.4-1 Outline of function on multibeam echosounder system.

Multibeam Echosounder (RESON SEABAT 8125)	
ultrasonic wave	455 kHz
swath breadth of sonic beam	120°
beam width of sonic beam	0.5
resolution	6 mm
measuring frequency (MAX)	40 Hz
weight in water	5 kg
graphic display	real time
ship speed for observation (MAX)	10 kt.



(Toyo corporation : <http://www.toyo.co.jp/>)

Fig.2.1.4-2 3D Modeling using echosounding

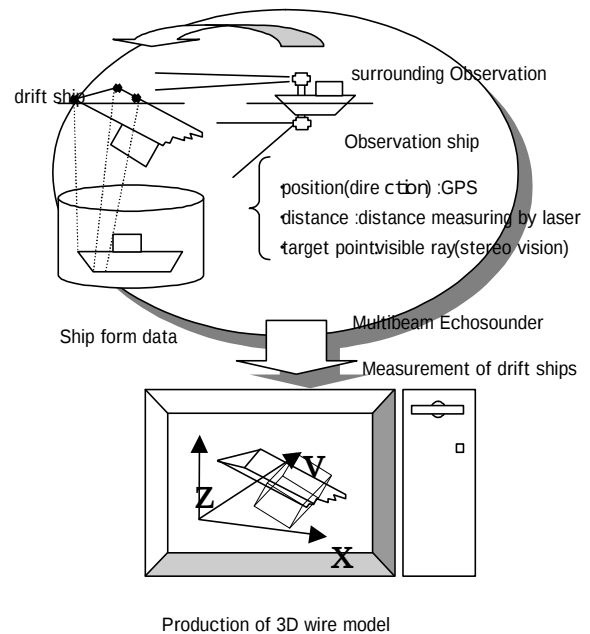


Fig. 2.1.4-3 Concept of shape measurement system for floating object.

したもの Fig. 2.1.4-2 に示した。図表より明らかなように、ナローマルチビーム・ソナーは海上漂流体の水中測量へ高い可能性を持つものであり、非常に有効な手段となるものではあるが、高価な機器である点に実用上の大きな問題を持っている。

横撮りの超音波発射では海面反射の影響を避けるためにも、ソナーヘッドの取り付け位置により測定データには水面下数 m の空白部分が発生する。音響ビームと海水表面との干渉により、この空白部分を無くすことは困難であるが、漂流船体部分を計測対象と考えた場合では形状認識の前処理において対象船の3次元モデルを水中に仮定し、それを切り捨てる形で水中部分の形状を決定すれば、空白部分は重大な障害とはならない。

(3) 漂流体形状計測システムの概念

海上漂流体に対して、気中部・水中部の両方から

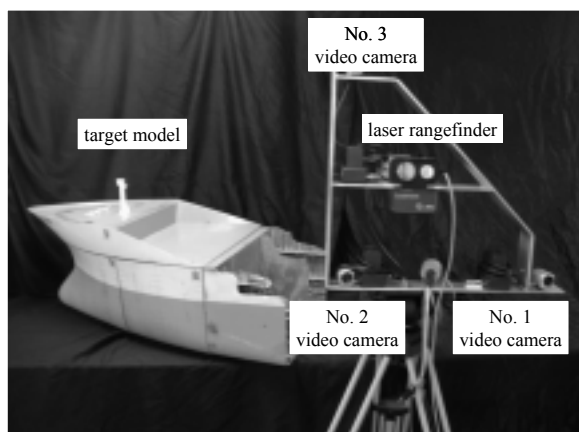


Photo 2.1.4-2 Outline of trinocular vision system for 3D measurement.

形状計測を実施するシステム(漂流体形状計測システム)の機能概念を Fig. 2.1.4-3 に示す。すなわち、海上の気中部分は可視光画像センサを用いて写真測量技術により形状計測を実施し、海面下の水中部分はソナーを用いて水中音響測深技術によって形状計測を実施するものである。そして後処理として、それらを合成して漂流体の形状認識をするシステムである。

言うまでもなく、可視光画像センサとソナーでは計測条件や計測精度が異なるため、両者の特徴を適切に組み合わせて実用的なシステムとする必要がある。ここで想定される計測手順を整理するならば、まず第一に GPS 測位装置により観測船上にある画像センサの位置と視線方位を測定しながら漂流体の海面部分の特徴点情報を複数箇所記録する。このときレーザー測距計によって校正用特徴点までの距離データを計測し、加えて同時にナローマルチビーム・ソナーにより水中部形状を計測する。次に、既存の船型データベースから漂流船舶の形状データを呼び出し、パターンマッチングにより計測した特徴点との対応点を確定する。これにより漂流船が破損していないと仮定した場合の海面下を含めた漂流対象船の姿勢を求めることが可能となる。最後にナローマルチビーム・ソナーにより計測した漂流対象船の水中部分の形状データから破損状況や断面位置を求めて全体形状からの欠損部の切り取りを実行することによって水中部形状を決定し、漂流体の 3 次元モデルを構築する手順となる。

(4) 漂流体形状計測システムの構築と評価

海上漂流体の水中部形状計測手法として水中音響測深技術に基づくナローマルチビーム・ソナーを用いた形状計測には、現在のところ他に代わる技術がなく、水中形状計測システムとしてハード/ソフトウェアにおいて十分に確立したものと指摘できるも

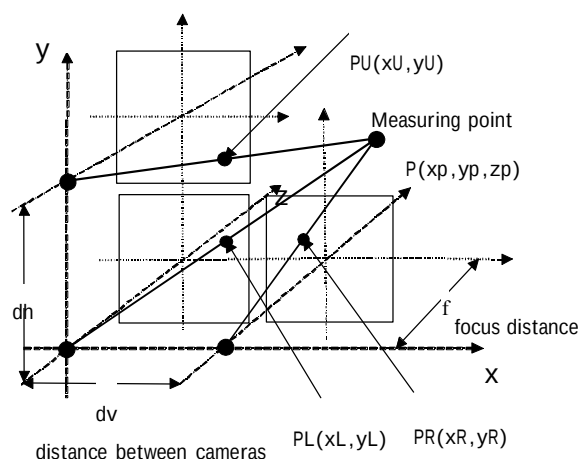


Fig. 2.1.4-4 Concept of trinocular stereo vision.

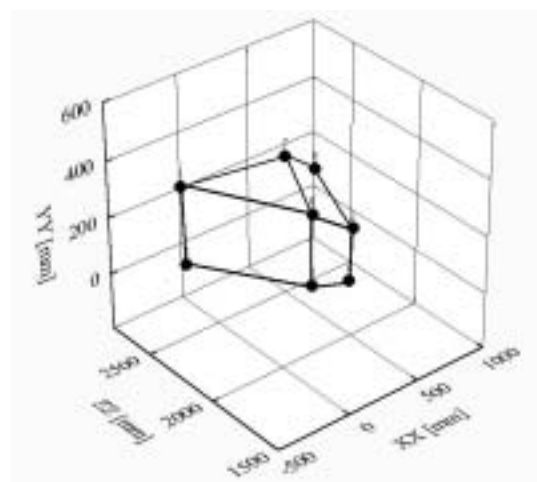


Fig. 2.1.4-5 3D modeling of floating model using trinocular vision system.

のである。そこで、漂流体の気中部形状計測に注目した実用性の高い 3 次元形状計測システムの構築と機能評価を実施した。

Photo 2.1.4-2 には漂流体気中部形状計測を想定した 3 眼視 3 次元形状計測システムを示した。この 3 眼視システムは、複眼ステレオ視手法を拡張したものであり、その原理を Fig. 2.1.4-4 に示す。画像センサの配置は標準ステレオモデルに準じたものであることから、目標点に対する位置計測が 2 重に行われることになり、精度向上に直接役立つものとなっているが、基本的な計算アルゴリズムは同様であり、計算負荷の少ない簡便で確実な測位方式である。画像センサとしては TV フォーマットの通常ビデオカメラを採用していることから、VGA サイズ (640*480 pixel) の画像データを取り扱うことになり、最新のデジタル画像センサを用いた場合のようなメガレベルの高分解能画像データには及ぶべくもないが、その反面としてパフォーマンスの良いシス

テムとなっている。しかし、精度向上の観点からは校正点用のレーザー測距の利用も考慮しており、い

わゆるハイブリッド方式を指向したものである。

データ処理システムとしては、任意時にキャプチャーされた画像データ 3ch.をパーソナルコンピュータに同時取り込みし、各画像上の対応点のポイントニングにより 3 次元データをリアルタイム生成するものである。Photo 2.1.4-2 に示した漂流体模型を対象として計測した結果を 3 次元表示として Fig. 2.1.4-5 に示した。VGA 画像データとしての精度限界はあるが、ほぼ数%程度の誤差で計測可能であることが明らかとなり、3 眼視システムの有効性が確認された。

(5) 漂流体形状計測技術に基づく漂流体の運動計測

漂流体の運動を把握することは、最適曳航方法を決定する上において重要な要件となるものである。一般的な動体計測技術が目的とするものは、移動対象物に対する形状認識や移動量の算出などであるが、ここでは計測対象物が常に既知であることから、マッチング処理によって得られる探索パターン画像の位置や大きさ、そして回転角度情報を評価することによって、漂流体の運動を間接的に把握することを考えた。

マッチング手法を処理アルゴリズムの観点より大別するならば、テンプレートマッチングと構造マッチングに分けることができる。テンプレートマッチングは画像データをそのまま重ね合わせる手法であり、最も基本的なアプローチであることから、マッ

チング処理の機能評価の側面からもこれを採用した漂流体の運動把握を実施した。

Photo 2.1.4-3 と Table 2.1.4-2 にマッチング処理に供した画像データとパターン画像情報を示した。現実には連続画像に対して逐次処理を施すことによって漂流体の運動を把握するものではあるが、Photo 2.1.4-3 中央の漂流体画像(A0)に対して、倍率 1.1 回転角-5 度(A1)と倍率 0.9 回転角+10 度(A2)をそれぞれ与えて加工したものを合成した画像を処理対象として使用した。図表よりパターン画像によるマッチング処理の有効性は明らかであり、高い精度をもって計測対象の姿勢・運動を把握することができるものと考えられる。現実には、多方向からの計測実施や角度補正、計測点の動揺補正などの課題は存在するが、非接触で簡便な画像情報の処理により漂流体の運動が把握できることは有効であると考えられる。

Table 2.1.4-2 Matching result using template matching processing.

	position X,Y [Pixel]	enlargement rate	inclined angle [deg]
A0	371. 90	1.00 (-1.0)	-0.5 (0.0)
A1	696. 85	1.10 (-1.1)	-5.06 (-5.0)
A2	110. 70	0.88 (-0.9)	10.1 (+10.0)

()内は設定真値を示す



Photo 2.1.4-3 Example of template matching processing.

2.2. 最適曳航法の研究

2.2.1. 曳航技術の研究

(1) 概要

海上輸送としての曳航は、A 地点から B 地点まで被曳船を曳航移送するものであり、計画的に曳船、曳航機材、曳航経路等を選定して最大限の準備をすることができる。救難曳航は、航行不能となった状況によって対応が異なる。機関故障によるもの、火災によるもの、油や化学薬品等の流出を伴うもの、衝突や座礁による損傷、折損したもの、転覆したものなど千差万別である。このような損傷船舶の救難活動は、乗員・乗客の人命救助と沿岸の汚染や海岸施設等の二次災害を回避するため安全な場所に曳航移送することである。

救難曳航で最も困難な作業は、いかにして漂流船舶に曳航索を取付けるかという問題である。救助を必要とする船舶では、乗組員の人手や甲板機器の活用が必ずしも可能なものではなく、救助隊員による漂流船舶への乗移りや曳航索具の引上げなど危険かつ困難な作業を伴う。

曳航技術研究委員会の中に設けた曳航技術ワーキンググループ（海上保安庁、サルヴェージ会社、ワイヤロープ製造会社、繊維ロープ製造会社および当所のメンバーで構成）では、曳航索の取付法およびロープの諸特性、曳航索の切断につながる摩耗特性、索の損傷事例および曳航事例も参考資料として示した。

(2) 曳航索の授受および取付および漂流する船舶の捕捉

(2-1) 曳航用ブラケットの取付強度

転覆して漂流するナホトカ号の船首部のように、曳航索取付可能な突起物のない船体に曳航索を取り付けるため、曳航用ブラケットを比較的簡便に固定する方法として鉚打銃による鉚止めが考えられる。この方法で固定した曳航用ブラケットの取付強度を実験的に検討した。

(2-1-1) 試験方法

供試体は、船体鋼板に見立てた鋼板（ $300 \times 300 \times 19\text{mm} / 9\text{mm}$ ）に曳航用ブラケット[シャックル取付用のアイプレート]を溶接した鋼板（ $200 \times 200 \times 6\text{mm}$ ）を鉚打銃で固定して作製した。曳航用ブラケットの形状・寸法は、強度 20tf 程度のシャックルが取り付くアイプレートをもつこと、鉚打銃による打鉚が可能なことと船体へのフィッティングが容易であることを考慮してアイプレート取付基板の厚さは 6mm とした。船体鋼板は 19mm と 9mm の 2 種類とした。供試体の寸法および形状を Fig.2.2.1-1 に、鉚の配置を Fig.2.2.1-2

に示す。

供試体の組立ては、ドライブビット 38 口径 440 型 No.3 鉚打銃、鉚は T-75 を使用した。（現在は生産が中止されている。）

強度試験は、 $0^\circ \sim 90^\circ$ の方向に引張荷重を加えて鉚が切断または抜けて曳航用ブラケットが変形するまでの荷重と変位を連続記録して破壊するまでの最大荷重を計測した。荷重の方向は、アイプレート取付基盤と平行な方向を 0° とし、垂直方向を 90 度とした。

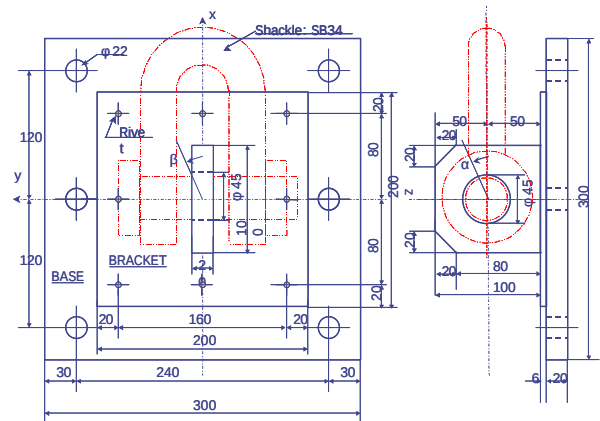


Fig.2.2.1-1 Dimension of towing bracket

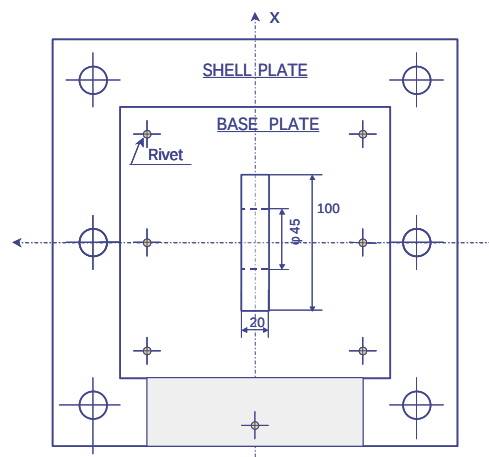


Fig.2.2.1-2 Arrangement of rivet

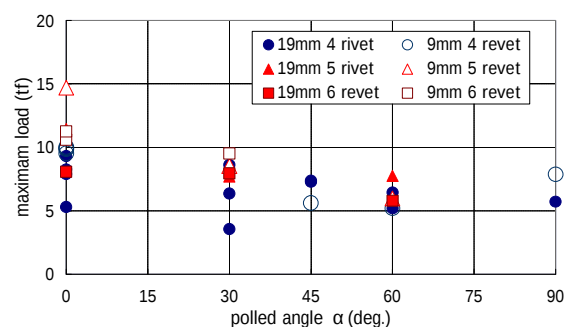


Fig. 2.2.1.3 Strength of bracket for tow

試験機は、当所の 50tf 引張試験機を使用した。

(2-1-2)試験結果

曳航用ブラケットの鉚止めによる取付強度試験結果を Fig.2.2.1-3 に示す。記号は、○、△、□の順に鉚数 4、5、6 本で、基板の厚み 19mm を黒記号と 9mm を白記号で示した。図の横軸は荷重の方向（引張角度）で、縦軸は破壊時の最大荷重の値である。

全体でバラツキがみられるのは、船体鋼板に載せたブラケットの基板の上からの打鉚で、不均一な仕上がりになるためである。船体鋼板が薄い方が取付荷重が大きいのは、鉚が貫通して鉚の平行部と船体鋼板の孔との接触部が打込み時に高熱を発生して溶着状態になっていると考えられる。孔の部分で鉚が締付けられて径が小さくなり、貫通部分が膨張して引抜強度を増しているようにみられる。鉚数が多い方が強度が大きいことは当然であるが、引張角度 α が小さい方が鉚を引き抜くモーメント成分が小さくなり強度が大きい。

Photo2.2.1-1 に船体鋼板の厚み 9mm、鉚の配置は Fig.2.2.1-2 の を除く ~ の 6 本、荷重は図の上部 x 軸方向に引張角度 $\alpha = 0^\circ$ で加えた試験結果を示す。破壊状況は、写真に見られるようにアイブレードの荷重側（鉚 ①、② 側）を支点に曲げモーメントが作用するので、荷重の反対側からめくられて破壊する。鉚 ③、④ は、引張りと曲げによる切断、鉚 ⑤ は抜け。鉚が切断した船体鋼板の状態は、打鉚時の熱によって同心円状の変色が見られる。荷重を加えた初期の段階では、剪断力と引張力が鉚に作用するが、基板の変形が進行すると引張力が大きくなって鉚が抜けるものとみられる。鉚 ①、② の間はアイブレードの中心線上の基板が変形して盛り上がっている。これはアイブレードに作用する力と鉚 ③、④ の保持力により鉚が切断するか抜けるまでに生じた曲げで、他の供試体についても同様の破壊形態である。

Photo2.2.1-2 は、船体鋼板厚み 9mm、鉚数 5 本、引張角度 0 度の試験結果である。上の写真は船体鋼板の鉚の痕跡で、鉚 ① は抜け、鉚 ②、③、④ は切断、鉚 ⑤ は抜けている。鉚 ⑤ は Fig.2.2.1-2 に示すように鉚打銃の構造上、鉚 ② と ③ の間に打鉚できないため鋼板を付加して穿孔して鉚をハンマーで打込んだ。したがって、鉚打銃による打鉚と同等の強度は得られないまでも、打鉚の位置の効果をみるために試みた。その結果、Photo2.2.1-1 と Photo2.2.1-2 を比較するとブラケットの基盤の変形が鉚 ⑤ により押さえられていることがわかる。このため強度が増加して破断時の荷重は 14.7tf となった。試験結果から 0 度方向に

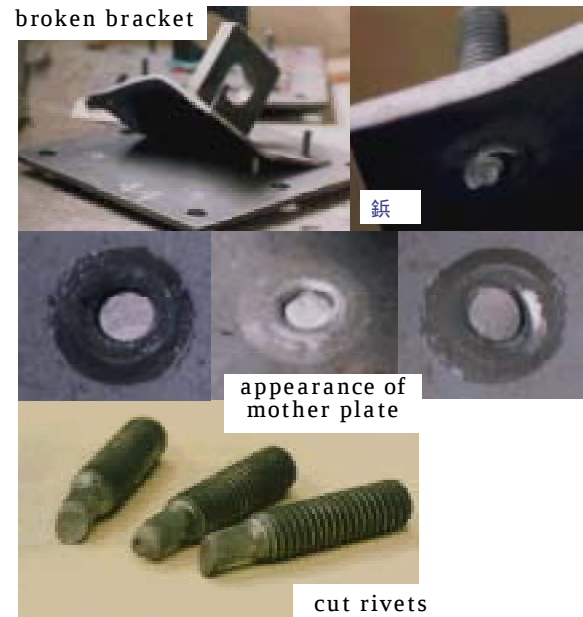


Photo 2.2.1-1 Broken appearance_1

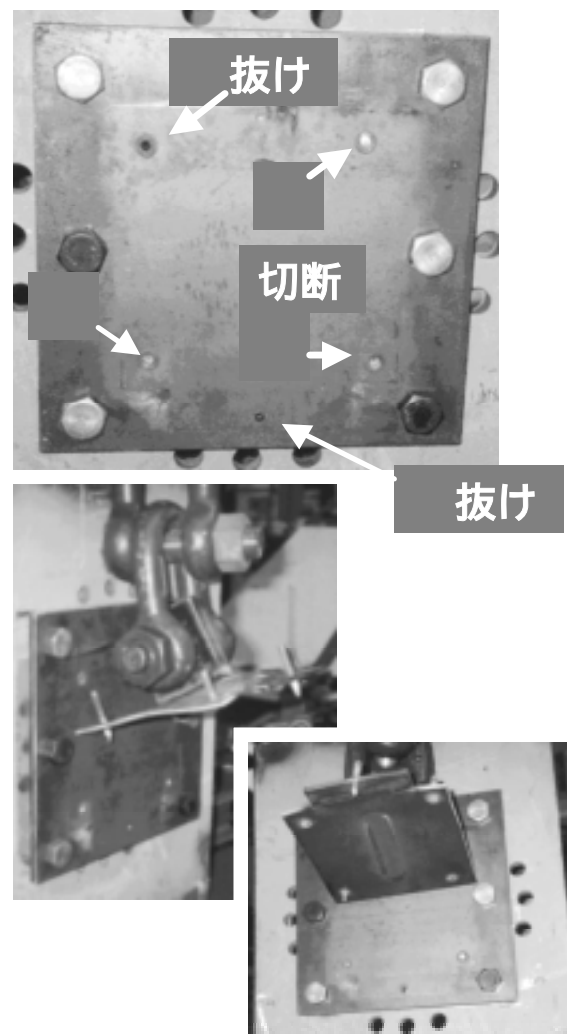


Photo 2.2.1-2 Broken appearance_2

荷重を加えた場合が最も大きく、10tfの近傍で安定している。角度が大きくなるにしたがってバラツキが大きくなり、強度が5tf程度に低下することがFig.2.2.1-3からわかる。

(2-1-3)まとめ

この実験の結果、鉚数が多く船体鋼板を貫通した方が取付強度が大きい。また引張角度が小さい方が取付強度が大きい。アイプレートを中心線上の鉚は強度増加に有効である。鉚留めしたブラケットは、一本の鉚が切断または抜けると順次に破壊が進行するので、各鉚に均等に荷重をもたせる最適なブラケットの設計が必要である。など、鉚止めについて知見が得られたが、静的荷重に対する最大取付荷重が14.7tfであった。実用の可能性は、曳船用ブラケット1個当たり20tf以上の安定した取付強度が必要である。また動的な荷重に対する強度の検討も必要と考えられる。さらに、現場で寸時の静穏な時間帯に可能な作業であるか否か、また打鉚により船体を貫通した場合の空気漏れの問題など課題が残されている。

(2-2) 火災船舶の二船による捕捉

ケミカルタンカー災害時の対応については、第三管区海上保安本部羽田特殊救難基地で具体的かつ詳細に検討されている⁴⁾が、水上からのアクセスは危険が伴う、ダイバーによる潜水作業で舵軸などに曳航索を取付ることが考えられるが、流れが強いところでは潜水作業は困難となる。

ここでは、Fig.2.2.1-4に概念図を示すように二船間の水面上に合成繊維ロープを張っておいて漂流する船舶を捕捉して、ロープの両端を曳船の曳航索に結着して曳航する方法について検討した。

(2-2-1)試験方法および結果

a) 捕捉

漂流船舶を静止させておいて曳航台車から捕捉用の索を垂らして1ノット(実機)相当の速度で台車を走行して捕捉する定性的な実験を試みた。漂流船舶の姿勢は、曳航力と波・風・流れによる力が漂流船体に作用して定まるが、本実験では任意の角度に模型船を放置しておき、曳航台車を走らせて、二点から水面に垂らした索で捕捉する方法を採った。目視観測の結果はFig.2.2.1-5の、ようになる。

漂流する船舶の姿勢は、波・風・流れの強さと向きによって船体の水面上および水面下の船体の受ける力が釣り合って安定するものであり、Fig.2.2.1-5の図のように二船間に索を張って漂流船舶を捕捉する場合、索の中点を目標の位置

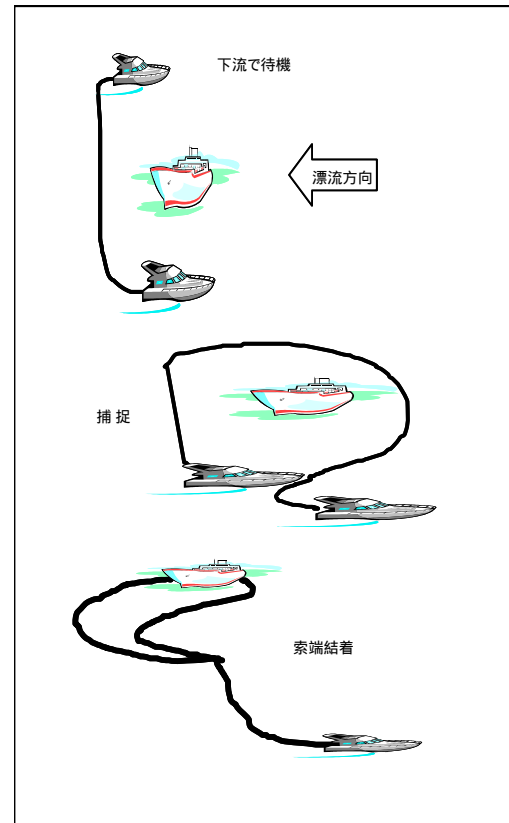


Fig.2.2.1-4 Schematic idea of catch of drift ship by two boats

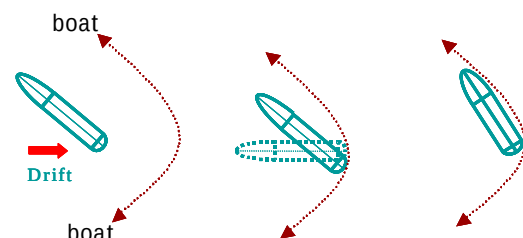


Fig.2.2.1-5 Catch of drift ship

(船尾等)に船体を捕捉することは難しい。また、図の点線のように船首を上流側に漂流している場合でも、索に接すると図のように左右のどちらかに倒れてしまい、船首を上流側に保持することが困難である。

b) 索端の結着

漂流船舶を捕捉して包み込んだ状態での結着作業は、捕捉索に張力が加わるなどの困難が伴うと考えられる。したがって、待ち受けて捕捉するのではなく、捕捉索に漂流船舶の荷重が加わる前に捕捉用の索端と曳航索を結着して、結着点を曳航に都合のよい位置に調整する方法が考えられるが、この作業が荒天下の現場で可能であるか否かの検討が必要である。この項目は、現場での作業性の問題であり、模型実験による検討は難しい。

c) 曳航

二船による漂流船舶の捕捉および捕捉索の両端末と曳航索との結着が完了したものととして、次の要領で曳航実験を行った。使用した模型船の主要目は、 $L \times B \times d = 2.5\text{m} \times 0.45\text{m} \times 0.15\text{m}$ である。

捕捉索は結着状態で船長($L=2.5\text{m}$)の1.6倍になる長さとして全長 8.0m のポリエチレンの水糸を用いた。水糸には浮力の補助とマーカーを兼ねて発泡ポリエチレンの薄片を 10cm 間隔で付着した。曳航索の長さは実機の 400m に相当する 4.0m(実機 400m) と曳航索の長さの影響を調べるため 2.0m(実機 200m) の水糸を用いた。波長 $\lambda=156\text{m}$ ($\lambda/L=0.62$)、波高 3.0m の規則波中で、波に向う方向 0 度と 30 度の方向に 2kt 相当の速力で曳航した。

曳航時の船体と捕捉索の状態は Fig.2.2.1-6 に示すように、捕捉索の中央部が船尾に位置する状態 ($\delta=0$) を基準に、捕捉索の中央部の船首までの移動量 (δ/L) をパラメータとした。Table 2.2.1.1 に捕捉索の中央部の移動量 δ とブライドルとなる左右の長さ a 、 b の値を示す。実験時の水槽の配置を Fig.2.2.1-7 に示す。

捕捉索の a 、 b をブライドルとする曳航時の船体はカイト曳航状態となり船体の切り上がりによって振れ角を生じるため実験時の計測は、触れ角 α と索張力 T を計測した。一般に船体の姿勢角 β は、船体の受ける波・風・流れによる流体力と索張力 T (分力として a 、 b に作用する張力) の釣り合いによって決まる。したがって、船体の姿勢角は、計測した触れ角 α と設定した捕捉索 a 、 b の長さから Table 2.2.1-2 のように求まる。曳航索

Table 2.2.1-2 Swing angle(α) and ship status angle(β)

曳航索長 (実機値)	波との 出会角 (曳航方向)	δ/L	振れ角 α (deg.)	船体の 姿勢角 β (deg.)
200m	0 deg.	0.0	3	34
		0.1	18	22
		0.3	27	21
		0.5	9	41
	30 deg.	0.0	9	30
		0.1	24	16
		0.3	28	19
		0.5	20	40
400m	0 deg.	0.0	7	30
		0.1	26	7
		0.3	41	23
		0.5	10	79
		0.7	-42	160
		0.9	-24	161
	30 deg.	1.0	-3	162
		0.5	-18	101
		0.7	-59	174
		0.9	-43	188
		1.0	-20	189

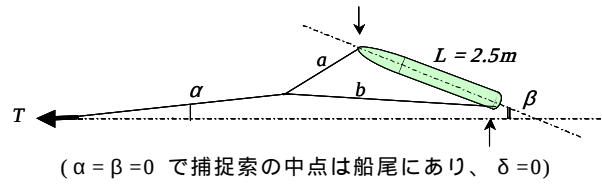


Fig.2.2.1-6 Towed ship and towline

Table 2.2.1-1 Parameter of experiment

δ (m)	0	0.25	0.75	1.25	1.75	2.25	2.5
δ/L	0	0.1	0.3	0.5	0.7	0.9	1.0
a (m)	1.50	1.75	2.25	2.75	3.25	3.75	4.00
b (m)	4.00	3.75	3.25	2.75	2.25	1.75	1.50

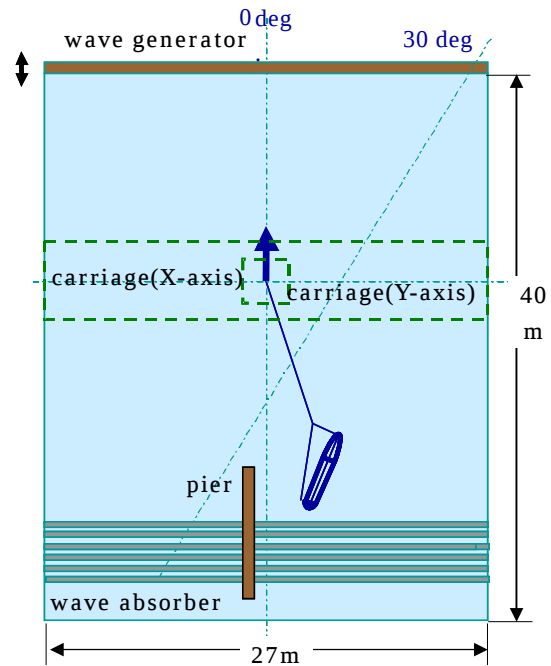


Fig. 2.2.1.7 Experimental arrangement in the basin

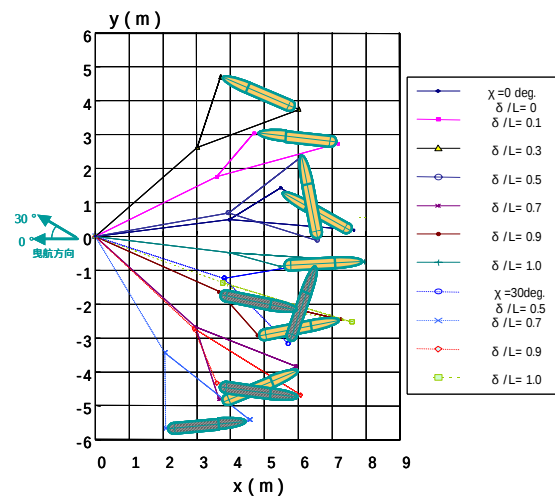


Fig.2.2.1-8 Ship status during tow ($L_H=4.0\text{m}$)

長 400m、速力 2kt 相当で曳航した時の船体の姿勢を Fig.2.2.1-8 に示す。船長(L)で無次元化した捕捉索の midpoint の船尾からの移動量 (δ/L) に対する振れ角 α および索張力 T を Fig.2.2.1-9 に、振れ角 α と船体の姿勢角 β を Fig.2.2.1-10 に示す。曳航索張力は船体形状や寸法によって大きく変わるので、傾向を知る参考のために模型の実測値を示した。

捕捉索は $\delta/L = 0$ または 1 では a 、 b は左右交互に変わり得るから曳航時の船体は不安定である。また、船体形状が前後非対称であるため $\delta/L = 0.5$ における挙動も不安定である。振れ角は、 $0 < |\delta/L| < 0.5$ の中間で最大値をもち、曳航索が長いほど大きくなる。波に対して 0 度方向と 30 度方向に曳航した結果を比較すると、索長 200m では顕著な差が見られないが、索長 400m では 30 度方向に曳航した場合、振れ角が約 20 度大きくなる。曳航索張力は $\delta/L = 0.5$ で最大となり、 $\delta/L = 0$ と 1 で最小となる。索長の相違による張力の変化はほとんど見られない。Fig.2.2.2-10 から船体の姿勢角は、曳航索長 200m では曳航進路 30 度の差は顕著ではないが、400m では曳航進路の影響が明確に現れている。

d) まとめ

- $\delta/L = 0$ または $\delta/L = 1$ では、振れ角および曳航索張力は最小となるが不安定状態で振れまわり運動を伴う可能性がある。
- $\delta/L = 0.5$ では曳航索張力が最大となり、安定度も良好ではない。
- 捕捉索の結着点は、 $\delta/L = 0.1$ または 0.9 程度の左右の非対称性をもたせて左右いずれかに傾けて曳航する方が曳航力の若干の増加は伴うが振れまわり運動を抑止できると考えられる。
- 曳航索の長さは船体の姿勢角および振れ角に影響する要素であるが、振れまわり運動および衝撃的な索張力の緩和等を勘案して決定されるものとする。
- 船首および船尾で捕捉索が船体と接する部分では擦れ（摩耗）対策が必要である。
- 二船で待ち受けての捕捉は、可能と思われるが、索端の結着作業が難しい。一方の端は細索（導索）を曳船となる船に渡して引き寄せる作業を伴うことから、漂流船舶を支えている状態での索端の結着は非常に困難と思われる。また囲い込んだまま二船による曳航は、両船の速力バランスおよび接触をさけるため、ある程度の 2 船間の距離を保持することが必要であり、荒天下での操船は危険が伴い困難が予想される。

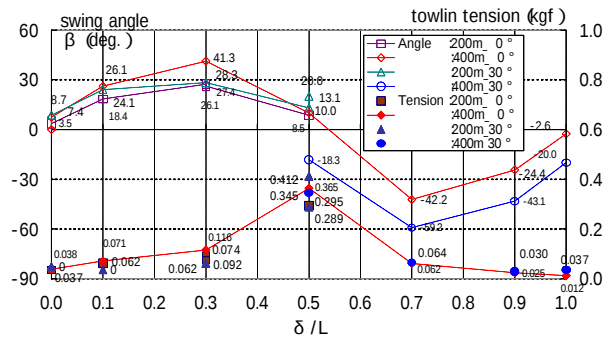


Fig. 2.2.1-9 Measurement of swing angle and towline force

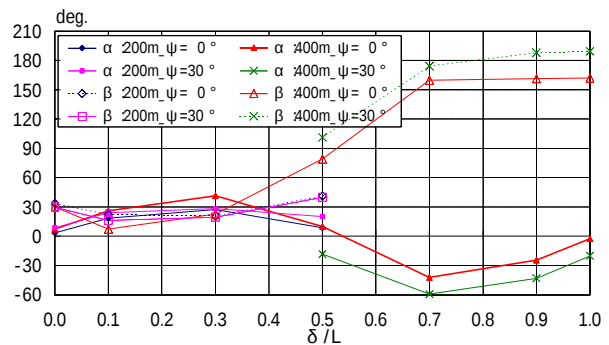


Fig.2.2.1-10 Swing and ship status during tow

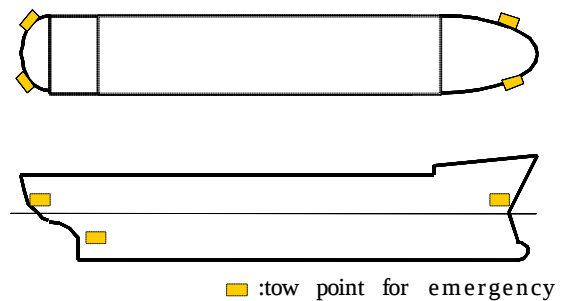


Fig.2.2.1-11 Arrangement of towing points for emergency tow

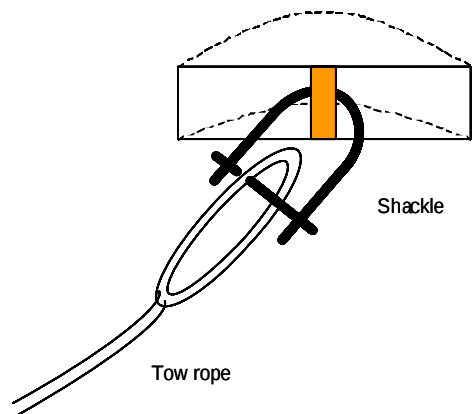


Fig.2.2.1-12 Idea of emergency tow point

(2-3)その他の検討事項

(2-3-1) 非常用曳航支点の装備について（提案）

遭難船舶に十分な強度を備えた曳航用ブラケットを取付けることの困難性は前述のとおりである。したがって、船舶の建造時に船体の要所に非常用曳航支点を装備することが合理的と考える。

装備箇所は船首水面上、船尾水面上・水面下および船首・船尾付近両舷。船首船尾ともに水面上の位置は、小型舟艇から人手が届く高さが適当であろう。曳航用支点の配置を Fig.2.2.1-11 に示す。曳航支点の強度は約 30tf 程度とし、形状例を Fig.2.2.1-12 に示す。

(2-3-2) 爆着による曳航用ブラケットの固定

爆着による曳航用ブラケットの固定について検討した。爆着に関する国内の現状は、A 社は爆着を中止しており技術者も絶えているが資料は残されている。B 社のみがクラッドの製造でわずかに使っている程度である。

曳航用ブラケットの爆着に関するメーカーの意見は、1)現場での母材(Fig.2.2.1-2 の Base Plate)の「焼きなまし」が必要、2)母材の厚さを 10 倍以上にする必要、3)母材の面積を大きくする必要、4)爆着によりアイプレート等を破壊する可能性あり、である。この結果、爆着適用の可能性はないことが明らかになった。

(2-3-3)捕船網

(2-2) では、二船間に渡した一本の合成繊維ロープにより漂流する航行不能船舶の捕捉法につい

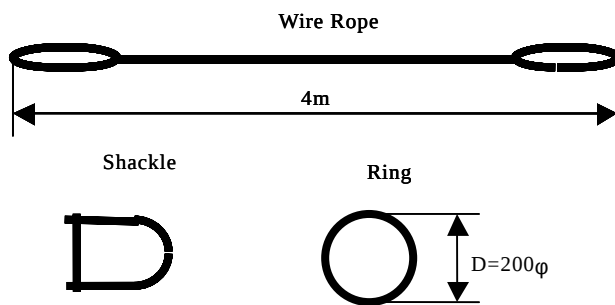


Fig.2.2.1-13 Parts of ship capture net

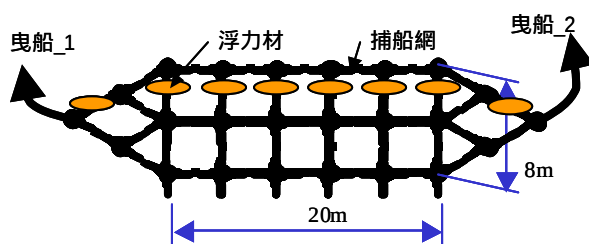


Fig.2.2.1-14 Example of ship capture net

て検討したが、一本のロープでは切断すると作業が継続不能となる。そのためロープで構成する捕捉網を使用することにより、捕捉網が部分的に損傷を受けても作業継続の可能性が期待できる。

提案した捕捉網は一例として Fig.2.2.1-13 の形状で、要素部材はロープ（両端をアイスプライス加工したワイヤロープまたは合成繊維ロープ）、シャックル、リング（ロープ接続の中継）で構成する。ロープは、IWRC 6×WS(36) 22.4φ 破断荷重 32tf、6m の両端 1m を折り返してアイスプライス加工して全長 4m 程度、重量約 2.2kg で人手による移動が容易かつ収納空間を最小（出動時は甲板通路保管可能）とする。捕船網は、Fig.2.2.1-14 に例示するように、必要に応じて要素部材を増減することによって寸法を調整が可能である。また、ロープに合成繊維ロープを使用することにより軽量化を図ることができる。ただし、本手法は荒天下において甲板上での組立作業や人手による進水作業の問題が大きい。

(2-4) 曳航索

(2-4-1) 曳航索の摩耗対策

曳航索の接触部における摩耗による強度の低下および摩耗対策に関する基礎資料を得るために、エッジ引張試験、小径曲げ (D/d) 引張試験および摩耗試験を行った。

a)試験方法

供試ロープは、超高分子ポリエチレン系ダイニーマトエルロープ（12 打ロープ）およびポリエチレン系ハイゼックスエイトロープ（8 打ロープ）をベースにポリエステルベルト編込みおよびワイヤ外装の保護対策の有無、比較試料としてワイヤロープを選んだ。ダイニーマトエルロープ（12 打ロープ）はワイヤロープに近い強度特性を持っており強度が高く、伸びが小さい。ハイゼックスエイトロープ（8 打ロープ）は強度が低い、伸びが大きい特性を有している。接触条件等を同一にするため、ロープ径はいずれも 22mm とした。供試ロープの仕様と外観写真を Table 2.2.1-3 および Photo 2.2.1-3 に示す。

静的引張試験、エッジおよび D/d 引張試験 エッジおよび D/d による軸方向摩耗試験の試験項目と試験方法を Table2.2.1-4 に示す。試験治具等の外観を Photo2.2.1.4 に示す。試験時の張力 2.5tf はハイゼックスエイトロープ ϕ 22mm の引張強さの安全率 2 倍に相当する荷重である。

b)試験結果

試料 ダイニーマトエルロープ、試料 ハイゼックスエイトロープ、試料 ワイヤロープ、各径 ϕ 22mm の静的引張試験結果を Table2.2.1-5 に、

Table 2.2.1-3 Rope specimen

試料No.	ロープの材料	ロープ構成	保護対策
	超高分子量ポリエチレン (ダイニマ)	トエルロープ (12打ロープ)	ナシ
	"	"	ポリエステルベルトカバー (厚さ3.8mm 幅25mm)
	"	"	ワイヤ外装被覆 (被覆+ワイヤブレード被覆)
	ポリエチレン (ハイゼックス)	エイトロープ (8打ロープ)	ナシ
	"	"	ポリエステルベルトカバー (厚さ3.8mm 幅25mm)
	ワイヤ	6×37 O/O	ナシ

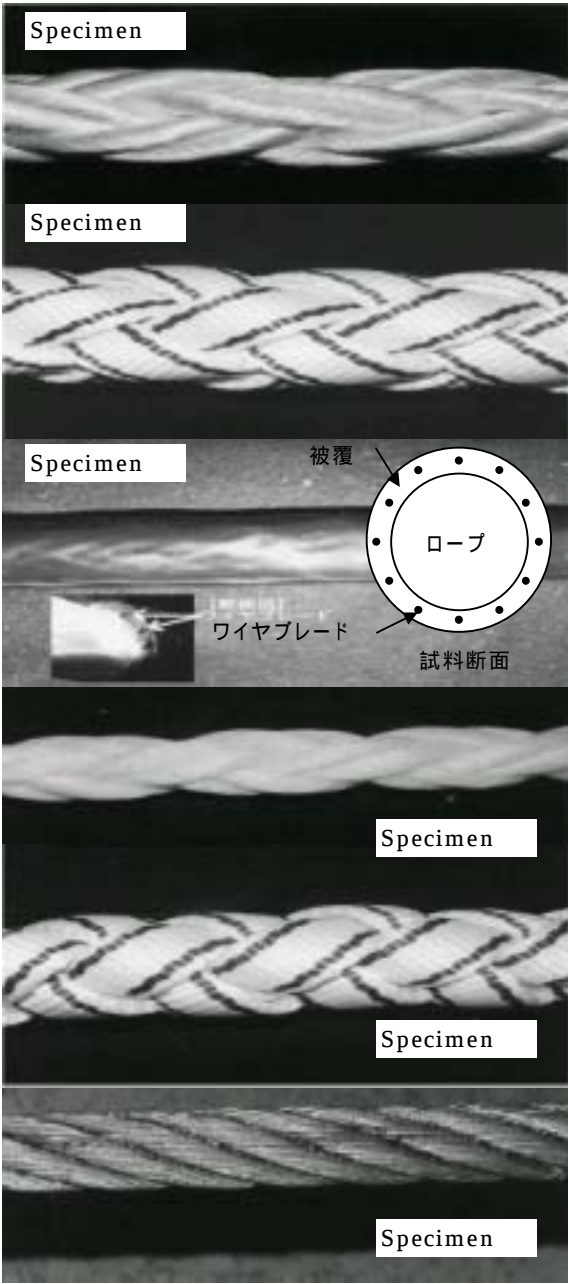
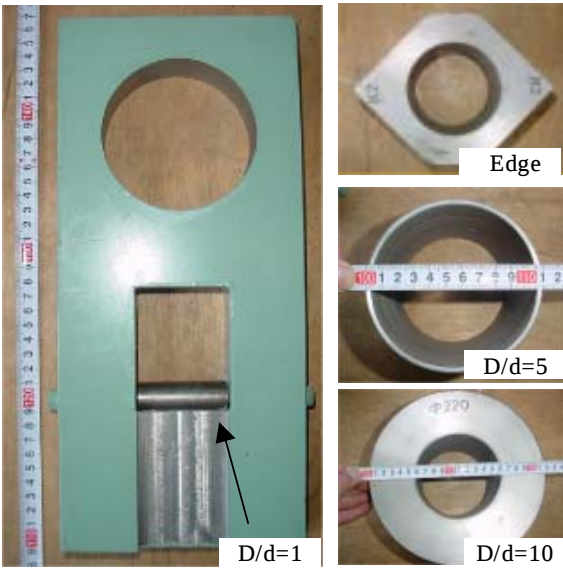


Photo 2.2.1-3 Rope specimen

Table 2.2.1-4 Test item and method

項目	対象	N数	総本数	測定項目	供試ロープの形状・試験条件
1) 静的引張試験	① ④ ⑥	3	9	・静的破断強度 ・荷重一伸び曲線	■ 繊維ロープ スライダ加工 ○ スライダ加工 ■ ワイヤロープ 合金加工 合金加工
2) エッジ引張試験 金具：角度90° R=2	全種	3	18	静的破断強度	← R=2 →
3) D/d引張試験 ・ D/d=1 (φ22) ・ D/d=5 (φ110) ・ D/d=10 (φ220)	全種	3	54	静的破断強度	← →
4) 軸方向摩擦試験 (エッジ)	全種	3	18	・360回後の 残存強度 ・外観観察	← 侵入角度：10° → ①金具：角度90° R=2 ②ロープ侵入角度：10° ③張力：2.5 t f ※1/2 カサットのSF=2 ④回数：360回(180往復) ⑤速度：発熱しない速度 ※繊維は湿潤状態/ヤワ
5) 軸方向摩擦試験 (D/d)	全種	3	18	・360回後の 残存強度 ・外観観察	← 侵入角度：10° → ①金具：D/d=1 (φ22) ②ロープ侵入角度：10° ③張力：2.5 t f ④回数：360回(180往復) ⑤速度：発熱しない速度 ※繊維は湿潤状態/ヤワ
計	繊維ロープ		96		
	ワイヤロープ		21		



(a) For tensile test



(b) For axial friction test

Photo2.2.1.4 Appearance of metal fittings

Table 2.2.1-5 Result for static tensile test

試料 No.	ロープ	ロープ径 (mm)	破断荷 (tf)	伸び率 (%)
	ダイニーマトエルロー	22	20.6	4.3
	ハイゼックスエイトロー	22	5.34	32.9
	ワイヤロープ (6×37 o/o)	22	29.9	4.3

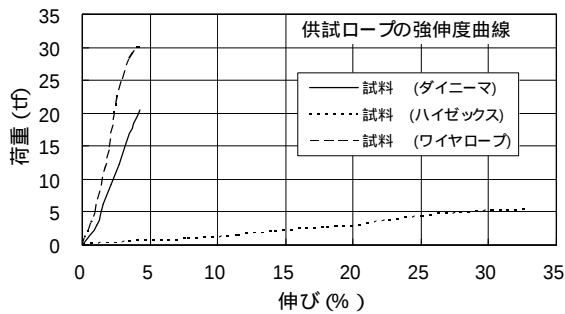


Fig. 2.2.1-15 Load and elongation curve

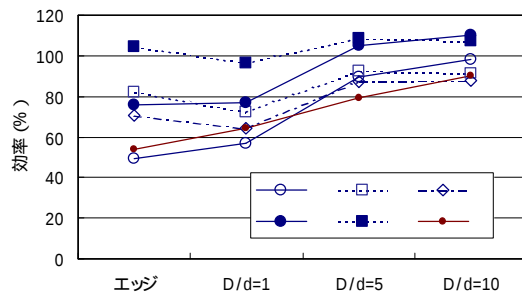


Fig. 2.2.1-16 Edge and D/d tensile test

Table 2.2.1-6 Edge and D/d tensile test result

試料 No.	ロープ	摩 耗 対 策	静的引張試験結果 (tf)	上段:1本当たりの破断荷重 (tf)			
				エッジ	D/d=1	5	10
	ダイニーマトエルロー	なし	20.6	10.1	11.7	18.5	20.3
		PET	20.6	49.0%	56.6%	89.6%	98.3%
		ベルト	20.6	16.9	14.9	19.1	18.8
	ハイゼックスエイトロー	なし	5.34	82.0%	72.3%	92.7%	91.3%
		PET	5.34	14.5	13.2	18.0	18.1
		ベルト	5.34	70.4%	64.1%	87.1%	87.9%
	ワイヤロープ (6×37 o/o)	なし	29.9	4.0	4.1	5.6	5.9
		PET	29.9	75.7%	77.0%	105.3%	110.2%
		ベルト	29.9	5.6	5.2	5.8	5.7
	ワイヤロープ (6×37 o/o)	なし	29.9	104.4%	96.6%	108.6%	107.6%
		PET	29.9	16.2	19.2	23.7	27.0
		ベルト	29.9	54.1%	64.2%	79.3%	90.3%

効率= [1本当たりの破断荷重 / 静的引張試験結果]

荷重 - 伸び曲線を Fig.2.2.1-15 に示す。ダイニーマトエルローは破断荷重 20.6tf、破断時の伸び 4.3%、ハイゼックスエイトローのそれは 5.3tf と 32%、ワイヤロープは 29.9tf と 3%である。試料 はワイヤロープに近い強度と伸びの特性をもっている。試料 は強度は低い伸びが大きく吸収エネルギーが大きい特性をもっている。

エッジ引張試験および D/d 引張試験結果を Table2.2.1-6 および Fig.2.2.1-16 に示す。効率は静的引張試験に対する強度比を百分率で表した。



Photo 2.2.1-5 D/d tensile test (specimen)



Photo 2.2.1-6 D/d tensile test (specimen)

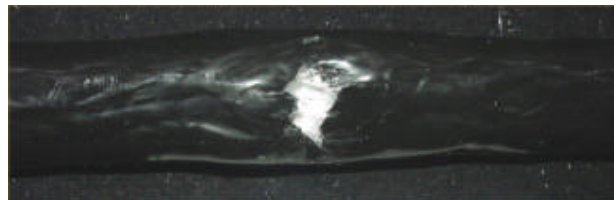


Photo 2.2.1-7 D/d tensile test (specimen)



Photo 2.2.1-8 D/d tensile test (specimen)



Photo 2.2.1-9 D/d tensile test (specimen)



Specimen D/d=1



Specimen Edge



Specimen D/d=1



Specimen Edge



Specimen D/d=1



Specimen Edge



Specimen D/d=1



Specimen Edge



Specimen D/d=1



Specimen Edge



Specimen D/d=1



Specimen Edge

Photo 2.2.1-10 Axial friction test

摩耗対策を施さない場合はエッジが最も厳しく、 $D/d=1$ 、5、10の順番で効率が大きくなる。摩耗対策を施すとエッジと $D/d=1$ が、また $D/d=5$ と10がほぼ同等になる傾向で、PETベルトや外装被覆が保護材となっていることがわかる。ダイニーマロープとハイゼックスロープを比較すると、効率はハイゼックスが高いが、残存強度の絶対値はダイニーマロープが大きい。Photo2.2.1-5に試料の D/d 引張試験後の状態を示す。Photo2.2.1-6～9に試料～のエッジ引張試験後の状態をそれぞれ示す。

Table2.2.1-7にエッジによる軸方向摩耗試験結果を、Photo2.2.1-10に試験後の外観を示す。ハイゼックスエイトロープは発熱しないようにシャワーをかけながら試験を実施したため、摩耗部の融着は見られなかったが、保護材のある試料についても10回余りで破断した。合成繊維ロープの保護材としてポリエステルベルトが有効であることが確認された。ワイヤロープは摩滅した素線の乱れにより4～5回で摩耗試験を停止した。残存強度は90%程度である。

Table2.2.1-8に D/d 軸方向摩耗試験結果を、Photo2.2.1-10に試験後の外観を示す。摩擦回数および残存強度についてエッジによる摩耗と比較

Table 2.2.1-7 Result of axial friction test (D/d)

試料 No.	ロープ	摩 耗 対 策	静的引張試験結果 (tf)	摩 擦 回 数	摩耗試験結果	
					摩耗状況	残存強度(tf) 効 率
	ダイニーマトエルロープ	なし	20.6	180	ロープ スレ小	19.6
					保護材 -	95.1%
		PETベルト	20.6	180	ロープ 影響なし	21.1
					保護材 スレ大	102.4%
	ハイゼックスエイトロープ	なし	5.34	4	ロープ スレ大	15.6
					保護材 被覆破れ	75.7%
		PETベルト	5.34	14	ロープ 破断	-
					保護材 -	-
	ワイヤロープ (6×37 o/o)	なし	29.9	5	ロープ 破断	-
					保護材 素線乱れ	26.4
					保護材 -	88.3%

Table 2.2.1-8 Result of axial friction test (edge)

試料 No.	ロープ	摩 耗 対 策	静的引張試験結果 (tf)	摩 擦 回 数	摩耗試験結果	
					摩耗状況	残存強度(tf) 効 率
	ダイニーマトエルロープ	なし	20.6	180	ロープ スレ大	14.8
					保護材 -	71.8%
		PETベルト	20.6	35	ロープ 影響なし	19.9
					保護材 スレ大	96.6%
	ハイゼックスエイトロープ	外装被覆	20.6	139	ロープ スレ大	9.9
					保護材 被覆破れ	48.1%
		なし	5.34	1	ロープ 破断	-
					保護材 -	-
	ワイヤロープ (6×37 o/o)	PETベルト	5.34	5	ロープ 破断	-
					保護材 -	-
		なし	29.9	4	ロープ 破断	-
					保護材 素線乱れ	26.8
					保護材 -	89.6%

1 40回、34回、31回の平均値。ベルトの擦れが大きくなり試験機が動かなくなったところで試験終了
2 180回クリア、180回クリア、56回破断。

すると合成繊維ロープに対しては、摩擦条件が緩和された結果が得られた。ワイヤロープに対しては、摩擦回数が増加したが、残存強度は同程度である。

c) まとめ

エッジ引張試験及び D/d 引張試験から伸びの少ないダイニーマトエルロープおよびワイヤロープの強度低下が大きく、伸びの大きいハイゼックスエイトロープの強度低下が小さい。しかし強度の絶対値はダイニーマトエルロープとワイヤロープの破断荷重が大きい。また保護材を取付けない裸のロープより、取付けたロープが良好であった(エッジ、 $D/d=1$ で、保護材を取付けたロープの効率が良かった)。

軸方向摩耗試験結果、ダイニーマトエルロープの耐摩擦性が良好である。またポリエステルベルトによる保護がロープ本体のスレを防止するのに有効であることが確認された。

曳航索の接触部による摩耗は、軸方向のみならず横方向の擦れも考えられる。横方向に対する検討も今後必要と考えられる。

(2-4-2) 曳航索の損傷事例

2002年1月、救難曳航を前提として巡視船による曳航実験を実施した。この実験では、船首部に曳航索を取ることが困難な状態を想定して、被曳船の船尾部から曳航索を引き出す船尾曳航を実施した。実験は巡視船 PLH-A(5,259 総トン)と巡視船 PL-C(993 総トン)がポリエチレン系のハイゼックスエイトロープ(φ75mm×400m、引張強さ46.5tf)で互いの船尾を繋いで交互に曳船—被曳船となって曳航した。この実験の一つの項目として実施中の巡回曳航時に、被曳船が PLH-A、



Photo. 2.2.1-11 Appearance of breakage parts of towline

PL-C のいずれの場合も被曳船側で曳航索の切断が発生した。この曳航索の切断部および索切断時の索張力について考察する。

a) 曳航索の配置

PL-C が曳船、PLH-A が被曳船となる曳航状態を曳航 とし、PLH-A が曳船、PL-C が被曳船となる曳航状態を曳航 とする。曳航 で曳航索が切断した被曳船 PLH-A 船尾の曳航索繰り出し状況を Fig.2.2.1-17 に、曳航 で曳航索が切断した被曳船 PL-C 船尾の曳航索繰り出し状況を Fig.2.2.1-18 示す。

b) 切断部の全体状況

曳航索の曳船側と被曳船側の切断部をつき合わせた状況を Photo2.2.1-11 に示す。写真の左側の対が曳航 で手前が曳船側、右側の対が曳航 で手前が被曳船側である。曳航 の切断部は摩耗対策と索の屈曲部の養生のために巻かれた毛布もろとも切断したことがわかる。曳航 でも類似の切断状況であった。

Photo2.2.1-12 の No.12、14、16 に曳航 における被曳船側の切断部を、同じく曳船側の切断部を No.18、20、21 に示す。曳航 における被曳船

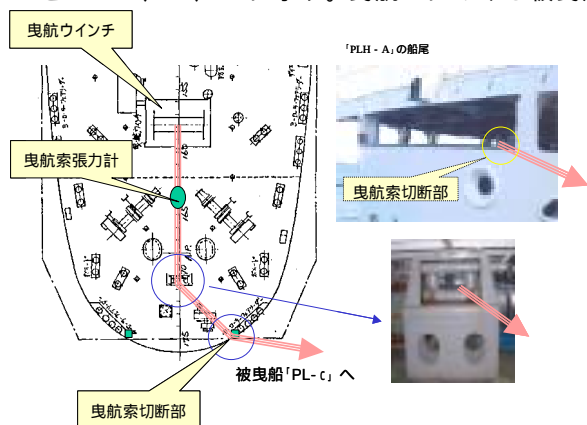


Fig. 2.2.1-15 Arrangement of towline on PLH-A

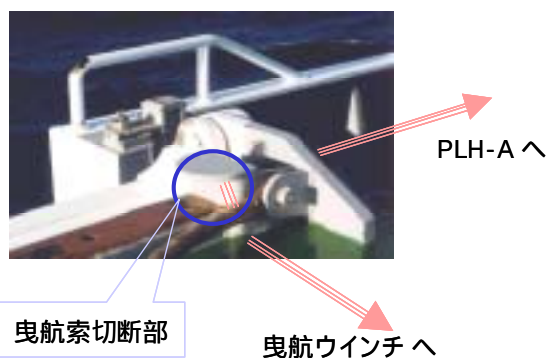


Fig. 2.2.1-16 Arrangement of towline on PL-C

側の切断部を Photo2.2.1-13 の No.30、31 に、同じく曳船側の切断部を No.36、37 に示す。また、類似の試料ロープを引張試験によって切断した切



Photo. 2.2.1-12 Appearance of breakage parts of towline at first tow operation

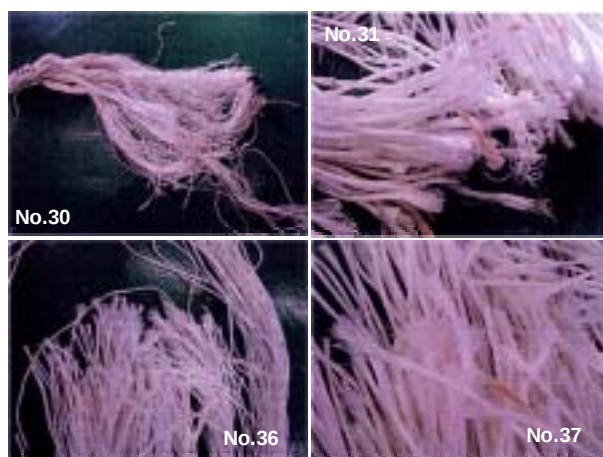


Photo. 2.2.1-13 Appearance of breakage parts of towline at second tow operation



Photo. 2.2.1-14 Appearance of breakage parts of breaking test

断部を Photo2.2.1-14 の No.43、44 に示す。曳航中に切断した索は、曳航、曳航ともに切断した端部のヤーンの長さが揃っているのに対して、引張試験によって切断した端部のヤーンは不揃いである。

c)切断部の破面

曳航における被曳船側の切断部の破面の状態を Photo2.2.1-15 の No.15、16 に、同じく曳船側の切断部を No.19、20 に示す。曳航における被曳船側の切断部の破面の状態を Photo2.2.1-16 の No.31、33 に、同じく曳船側の切断部を No.37、39 に示す。また、刃物によって切断した切断部を Photo2.2.1-17 の No.23、24 に示す。曳航実験で切断した破面は、摩滅して端部に曲がりや、ところによっては汚れが見受けられ、刃物による切断端と類似の破面が見られる。引張試験による切断部の破面は、毛羽立って千切れた破面になっている。

d)切断部の糸の状態

曳航実験による切断時と刃物による切断時の切断部近傍の糸は融着が見られず、引張試験による切断部近傍の糸は破断時に発生する熱による融着が見られる。Photo2.2.1-15 の No.15,19,20、Photo2.2.1-16 の No.31,33,37,39、Photo2.2.1-17 の No.23,24 および Photo2.2.1-18 の No.45,47 参照。

e)ロープの状態

曳航 および曳航 で切断したロープの内面は、摩耗痕等が非常に少なく、荷重(張力)による影響は少ないと見られる。すなわち新品に近いロープであったと見られる。曳航 で使用したロー



Photo. 2.2.1-17 Appearance of breakage parts of towline cut by knife



Photo. 2.2.1-18 Appearance of breakage parts of towline at first tow operation

プと曳航 で使用したロープは同一品である。Photo2.2.1-19 の No.25,26 が曳航、同 No.40,41 が曳航における切断部近傍の内部写真である。

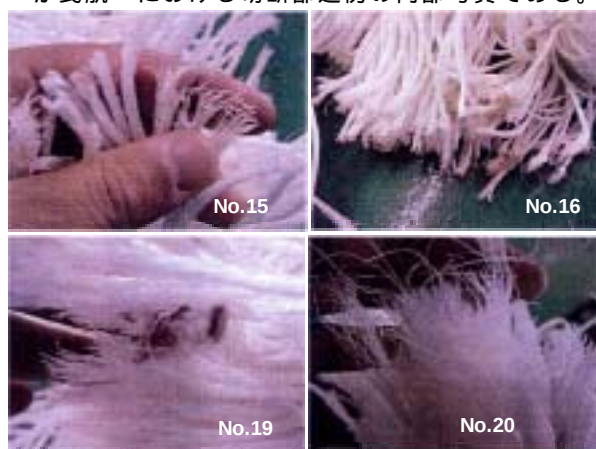


Photo. 2.2.1-15 Details of breakage parts of towline at first tow operation

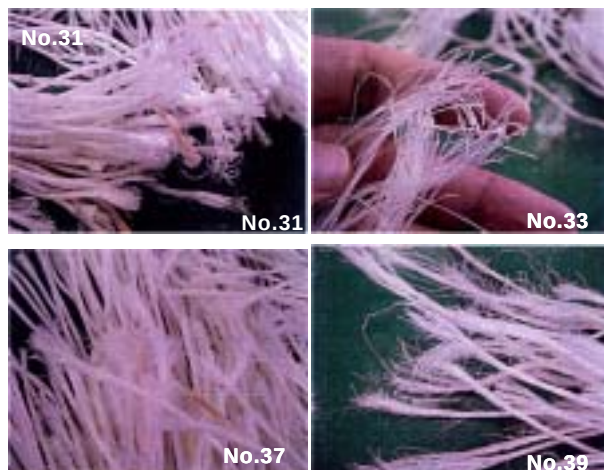


Photo. 2.2.1-16 Appearance of breakage parts of towline at second tow operation

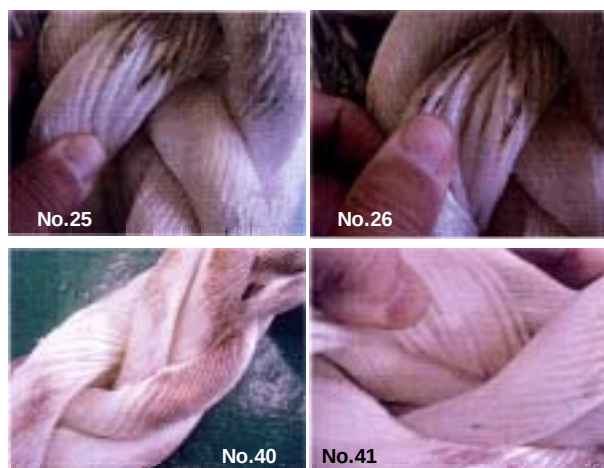


Photo. 2.2.1-19 Appearance of towline at first and second tow operations

f) 曳航索張力

曳航 および曳航 における曳航索切断時張力の計測値を Table2.2.1-9 に示す。曳航索切断時の索張力は曳船側の計測値が被曳船側の索張力より大きい。これは曳航力が被曳船側では屈曲する接触部における損失により張力計への張力の伝達が低下するためと考えられる。すなわち曳航索がエッジで屈曲するとせん断力が作用するため、索の強度が低下することと一致する。

g) 接触部の対策

曳航 では、Fig.2.2.1-15 に見られるヘリコプターデッキを支える柱に毛布による養生がされ、曳航索にも接触部分には毛布による外装補強がなされた。曳航 でも毛布で曳航索に外装補強がされた。しかし、外装補強の毛布も共に切断する結果となった。この補強は摩耗対策としてある程度の効果は期待されるが、角部の防護は想定されなかつたものと考えられる。大角度で曳航索が屈曲しないような操船法か、曳航索が船体と接触する角部に索径の 2.5 倍以上の曲率をもつ防護材による補強が必要である。(JIS F2007 ムアリングパイプの曲率半径 / 適用ロープの半径 = R/r 、麻ロープ：2.5、ワイヤロープ：6～7)

また、直線曳航であっても波による動揺や振れまわり運動による曳航索の摩耗を避けるため、曳航アーチ等曳航索がスライドする部分ではゴム製のスリーブがタグボートで効果を上げているようである。

h) まとめ

今回の曳航実験における曳航索の切断は、曳航では PLH-A 船尾曳航索繰出部端部のエッジによる摩滅、曳航 では、PL-C 船尾曳航索繰出部端部及び船尾ゲートの一部との摩滅による切断と判断される。

曳航索取付部の選定にあたっては、曳航時の船体の姿勢で索が接触する可能性のある船体部材には、曳航索径の 2.5 倍以上の曲率半径をもつ防護材による養生が効果的である。

(2-4-3) 曳航索について

一般に、長時間（期間）の曳航ではワイヤロープを主索として、衝撃力を吸収・緩和する目的のスプリングロープとしてナイロンロープやポリエチレン系のキョーレックスロープ等の合成繊維ロープ 100～200m が使用されている。また、曳船の船尾から繰り出したロープがプロペラに巻き込まれることを防ぐため、浮揚性のあるポリエチレン系のロープを使用している。

救難曳航に関して、荒天下における曳航索の取付作業は、曳航索を甲板上に引き上げて取り付け

Table2.2.1-9 Towline tension at break

曳航状態		曳航索張力 (tf)	
曳船	被曳船	PL-C側	PLH-A側
PL-C	PLH-A	23	15
PLH-A	PL-C	8	11

る場合も、また水面下に潜水作業で取り付ける場合も人手によるもので危険が伴う作業である。このような作業に適しているとみられる比較的新しい素材のロープとして、軽量かつ高強度でロープ径が小さいスーパー繊維系のロープ（例えば、超高分子量ポリエチレン・ダンラインロープ）がある。

ワイヤロープに関しては文献 5)、6)、7)、8) 等の充実した資料があるが、合成繊維に関する資料は十分ではない。したがって、曳航索として使用されるワイヤロープおよび合成繊維ロープに関する基本的な資料を付録 1 に添付する。

(2-4-4) 曳航事例

日本サルヴェージ㈱によって 1969 年 6 月から 1990 年 11 月までの 21 年間に実施された 115 件の曳航作業について、社内独自の書式で詳細に記録されている。その項目は付録 2 の Table 9 に例示するように、曳航行程の詳細記録をとる書式となっている。Fig.2.2.1-19 に被曳船の総トン数別件数、Fig.2.2.1-20 に曳航海域の割合を示す。国内の曳航が最も多いが全方向から国内に向けて、あるいは国外に向けての曳航経験が覗われる。その他の海域には、南米や北米から太平洋を越えての曳航例もある。貨物船と漁船が多く、この記録のほとんどが航行不能船舶の曳航であるので、曳航作業の参考となるものと考え、曳航記録を要約して編集した。その結果を付録 2 に添付する。曳航装置は、スケッチに寸法を加えて描かれたものをできるだけ再現可能なように記号化した。担当技師の所感は、貴重な記録であるから備考の欄に原文のまま記入した。

(3) 結言

- 1) 打鉄による曳航用ブラケットの取付は、実験室においても十分な強度が確保できたとは言いがたい。
- 2) 二船による漂流船舶の捕捉の可能性は見込まれるが、荒天下の海上で捕捉索と曳航索の結着や索の調整等は、厳しい作業であり実用性が乏しい。

- 3) 船舶建造時における非常用曳航支点の装備は、タンカーの船首および船尾側甲板上に設置が義務づけられている曳航用ブラケットと同様に有効な方法と考えられる。
- 4) ロープの摩耗試験では、軸方向の摩耗のみを検討したが、曳航時の摩耗は軸と直角方向の摩耗も重要な要素であり、試験方法を含めて、今後の研究が期待される。
- 5) ロープに関する資料は、曳航技術ワーキンググループで検討したロープに関する事項に基本的な事項を加えて、実用的な資料を目ざして添付した。
- 6) 曳航事例は、曳航索の配置や取付方法、曳航時の諸経験が簡潔に記録されており、曳航技術の参考資料として添付した。

参考文献

- 1) 高速鋼材鉚打銃（ドライビット）の陸上性能試験について、海上保安庁経理補給部工場、(1970)
- 2) 寺尾 裕：係留および曳航時の問題について―振れ回り安定化に関する覚書と提案―、日本造船学会運動性能委員会資料、(1998)
- 3) 寺尾 裕：Kite Towing System（非対称曳航法）の基礎的研究、関西造船協会誌 第 234 号 (2000)、pp.109-113
- 4) ケミカルタンカー災害救助者のための傾向と対策、第 1 編 基礎知識、第 2 編 検知方法、第 3 編 事故対応、第三管区海上保安本部羽田特殊救難基地、(1995)
- 5) ワイヤロープ便覧：白亜書房、(1967)
- 6) ワイヤロープハンドブック：日刊工業新聞社、(1995)
- 7) ロープ類の知識：東京タンカー(株)海務部編、成山堂書店、(1988)
- 8) 東京製綱株式会社：ワイヤロープ
- 9) 東京製綱繊維ロープ株式会社：合成繊維ロープ規格
- 10) 首藤洋一、徳永祐二、守谷敏之、鹿児島山隆、原正一、山川賢次：ワイヤロープおよび繊維ロープの摩耗による強度低下について、平成 15 年度資源・素材関係学協会合同秋季大会、(2003)、pp.319-322
- 11) 山川賢次、原正一、星野邦弘、湯川和浩、正野崎稔、馬淵巖、首藤洋一、守谷敏之、小松正博：実船における曳航時の索強度、平成 14 年度資源・素材関係学協会合同秋季大会、(2002)、pp.319-322

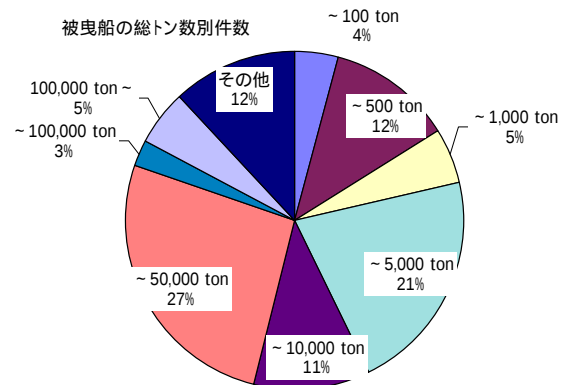


Fig. 2.2.1-19 Number of towed ships by gross tonnage

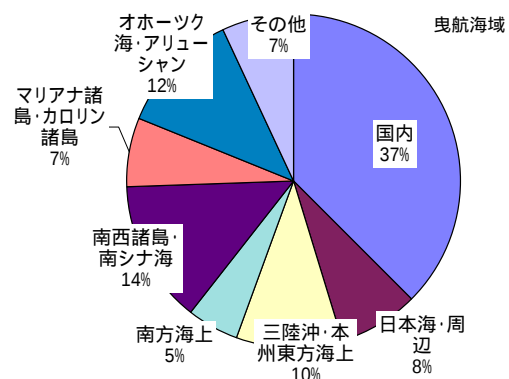


Fig. 2.2.1-20 Towing sea area

- 12) 本田健二：繊維ロープとその保守管理、港湾荷役、第 29 巻 第 4 号、(1984)、pp.403-411
- 13) 山川賢次、原正一、申鉉慶：曳航用合成繊維索の静的特性、平成 5 年度資源・素材関係学協会合同秋季大会 分科会資料、(1993)、pp.5-8
- 14) OCIMF：「MOORING EQUIPMENT GUIDELINES」Second Edition (1997)

2.2.2. 曳航索張力の推定法の研究

(1) 幾何学的船舶模型を用いた曳航実験

本節では、海難事故等で航行不能となった損傷船舶を安全に曳航するために必要な技術について検討するために、まず幾何学的船舶模型を使用して、平水中及び波浪中において曳航実験を行い、主に平水中曳航時の索張力及び平水中と波浪中のふれまわり運動の比較について調査した結果を述べる。

(1-1)実験の概要

使用した模型は、Fig. 2.2.2-1 に示すように、長さ 1.8m、幅 0.3m、型深さ 0.2m 及び標準喫水 0.16m で縮率 1/100 としたアクリル製の幾何的船

型(Table 2.2.2-1)である。本模型は、5つのブロックから構成され、異なる船首部形状を4種類製作した。それぞれの船首形状は、楔形、船首部に丸みをつけた形状、船首船底から船首先端に切り欠きを設けた形状及び箱型形状である。ここでは模型形状を有する船首部を用いて、その他のブロックは一樣箱型断面形状とした。船首から第2番目のブロックは船長方向に3分割されており、各区画に浸水可能なことから船体損傷時の曳航を模擬することができる。また、両舷の船側には、破孔を模擬する開口部が設けられており、開口部の蓋により水密を保つこともできる。ここで使用した損傷船舶とは、ナホトカ号のように船体が折損した状態も考慮し、船首部ブロックと第2ブロックに新たに製作した折損部模型を付加する状態についても実験を行った。さらに、上下対称模型であるため、船体後半下部に箱型形状の居住区画であるデッキハウス(長さ0.58m、幅0.3m、高さ0.144m)を設けて転覆状態を模擬した。すなわち、デッキハウスを付加しない場合は、正常に浮かんでいる状態となる。デッキハウスは、それが曳航運動に与える影響を調査するために、通常のタンカ・船型を有する上部構造物よりも正面及び側面風圧面積が約2倍程度大きなものとした。

模型は、船体中心線上の1点で釣糸を用いた曳航索(標準長さ1.78m)と接続されてコイルスプリング(ばね定数6.160g/cm)と曳航索張力計を介して曳引台車で曳航した。なお、船首側及び船尾側の両方に曳航点をとって曳航するために、同様の曳航索張力計測装置を船首尾に設けた。実験時の曳航速度は、実船換算で2kt、4kt及び6kt($F_n = 0.0245, 0.049, 0.0735$)と、一部平水中では8kt($F_n = 0.098$)についても計測を行った。以下、曳航速度は実船に対応した値を用いることにする。波浪条件としては、規則波中の波高は4mを標準とし、波長・船長比は0.5~2.0の範囲とした。実験での平水中の曳航姿勢は、イーブンキール、ヒール、船首トリム、船尾トリム、転覆状態、損傷状態を模擬して船側に破孔を設けた状態、折損状態など種々であり、これらの実験条件をまとめてTable 2.2.2-2に示す。波浪中においては、船尾大トリム(4.97°)及び船尾小トリム(2.72°)の2状態で船尾曳航を行った。ここで、小トリム状態とは、船尾後端が水面と接する状態である。なお、実験は海上技術安全研究所第3船舶試験水槽(長さ150m、幅7.5m、深さ3.5m)で行った。

計測項目は、曳航索張力、動揺(上下揺、前後揺、縦揺、左右揺、船首揺)、入射波である。曳航索張力は、リングゲージを用いて計測し、動揺については船体に設置した3つの非接触発光

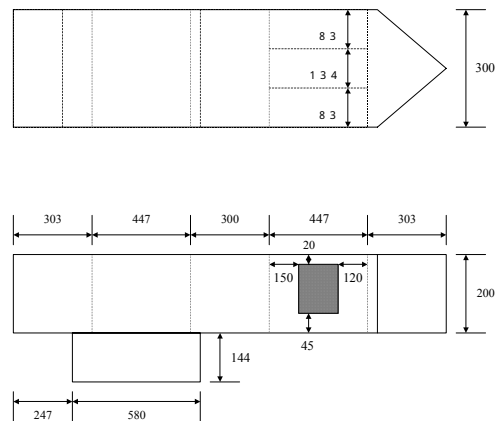


Fig. 2.2.2-1 Schematic idea of model ship.

Table 2.2.2-1 Principal dimension of the model ship.

length	1.80m
breadth	0.3m
draught	0.16m
depth	0.2m
KG	0.135m
GM	0.0428m

ダイオード(LED)センサーの動きを船体の横方向、上方向及び後方から3台のPSDカメラによってとらえて解析を行った。これは、LEDからの光をレンズを介して半導体位置検出素子(PSD)上に結像させることにより、結像位置に応じた電圧を出力することができる光学式の動揺計測装置である。

(1-2) 平水中解析結果及び考察

(1-2-1) 平水中曳航抵抗

平水中曳航時の索張力の計測は、基本的にばねのない状態で行った。Fig. 2.2.2-2に、船尾曳航時の実験状態の模式図を示す。設定した種々の曳航状態について、曳航抵抗を比較するために、曳航抵抗係数 C_d の定義を、 $C_d = T / (\rho B d V^2 / 2)$ (但し、 T は曳航抵抗、 ρ は水の密度、 B は船体の幅、 d は喫水で没水している場合は最も喫水の大きい船体底部から水面までの距離、 V は曳航速度)とする。また、曳航時にふれまわり運動が発生している場合には、船体に対する流れの入射角が変化するために曳航抵抗が変動する。この際には、比較が容易なように抵抗の最も小さい値を曳航抵抗 T として採

用した。平水中曳航実験で得られた曳航抵抗係数 C_d の船首曳航と船尾曳航の場合の結果を、船体の姿勢とふれまわり状態とともにそれぞれ Table 2.2.2-3 及び Table 2.2.2-4 に示す。この値は、各曳航速度における抵抗を最小二乗近似して求めたものである。Table 2.2.2-3 の 及び の状態でわかるように、ヒールの影響は曳航抵抗係数 C_d にはほとんどなく、イーブンキール状態と同程度であった。船尾トリム状態での船尾曳航の場合、デッキハウスの有無すなわち転覆している場合と転覆していない場合 (Table 2.2.2-4 の) では、前者の C_d のほうが 16% 程度大きくなった。これは、デッキハウスの存在により船体が 2 段の構造物となり、船尾端から発生する渦とデッキハウスの後端から発生する渦とが相乗した効果である。船尾トリム状態で船首曳航の場合 (Table 2.2.2-3 の)

るからであり、一般に、曳航速度が大きくなると抵抗係数は一定値に近づく。影本¹⁾は、拘束箱型船の場合、曳引速度が小さいと抵抗係数は大きくなり、抵抗が曳航速度の 2 乗よりはむしろ曳航速度に比例する実験結果を報告している。Fig. 2.2.2-4 に船尾曳航の場合について示す。船首曳航の場合と比較すると、曳航抵抗係数の大きさにかなり幅があることがわかる。また、Table 2.2.2-4 の 、 及び にみられるように、曳航速度が小さい場合に曳航抵抗係数が船首曳航の場合と逆に小さくなる結果も曳航状態によっては存在する。また、イーブンキールで折損した状態 (Table 2.2.2-4 の ~) では、隔壁が残った場合 (Table 2.2.2-4 の ~) と隔壁が破損し船体内部に水が滞留する場合 (Table 2.2.2-4 の ~) では、曳航速度の影響が大きいこともわかった。後者の場合、曳航抵抗係数が

Table 2.2.2-2 Experimental condition.

towing in still water	tow speed	2, 4, 6, 8 kt ($F_n = 0.0245, 0.0490, 0.0735, 0.0980$) (in Full-scale)
	tow direction	bow, stern
	ship condition	even keel, heel, trim by bow, trim by stern, capsize, damage (hole, broken)
towing in waves	tow speed	2, 4, 6 kt ($F_n = 0.0245, 0.0490, 0.0735$) (in Full scale)
	tow direction	stern
	ship condition	large trim by stern (4.97°), small trim by stern (2.72°)
	wave length/ship length	0.5 ~ 2.0
	wave height	4m (in Full scale)

では、転覆状態の方が正常に浮かんでいる場合よりも C_d が 60% 程度大きい。船体没水部にデッキハウスがないとスムーズな流れとなる船首曳航の場合は、デッキハウスの存在は船尾部に大きな渦を発生すると考えられ、このことが C_d の大きくなった要因である。船尾曳航との差は、デッキハウスと船尾後端との距離が小さいことと、デッキハウスの有無で船尾の流れが船首曳航の場合ほど大きく変化しなかったことであると思われる。

Fig. 2.2.2-3 に船首曳航の場合において、曳航速度 (実船換算で、2, 4, 6, 8kt) を横軸にとり各曳航速度に対する曳航抵抗係数を示す。図中の記号番号は、Table 2.2.2-3 に示す実験状態に対応している。この場合曳航抵抗係数が 0.4~0.6 付近に集中しているが、損傷転覆状態 (Table 2.2.2-3 の ~) の船体を曳航する際は曳航速度が小さい領域で、渦放出が非常に不安定となる。特に、船体がヒールした状態 (Table 2.2.2-3 の) の時、係数が曳航速度の小さい領域で、非常に大きくなっている。船首曳航の場合、曳航速度が 2kt~4kt では、それ以上の曳航速度の場合と比較して抵抗係数が同程度あるいは大きく不安定であった。これは、渦の発生が定常となるまでにある程度大きな速度の流れが必要とな

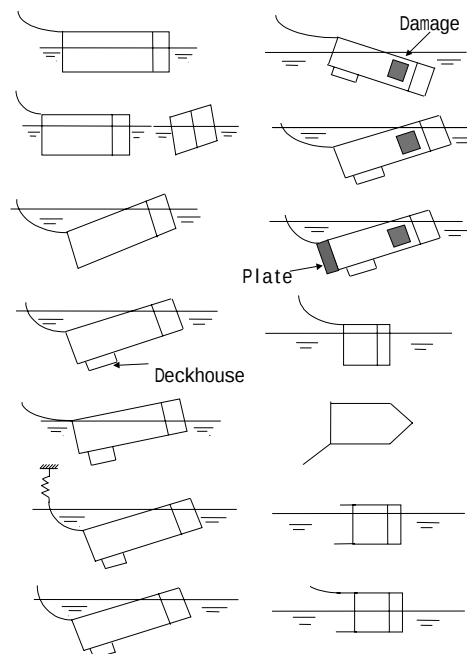


Fig. 2.2.2-2 Towing conditions in stern tow.

曳航速度に線形関係にあり、曳航抵抗は曳航速度の 3 乗に比例することになる。

損傷して浸水転覆した船舶を船尾曳航する際 (Table 2.2.2-4 の)、曳航点を船体中央から舷側にとってもふれまわりは解消せず、逆に変動

張力は大きくなる結果となった。一般に、曳航点を船体中央からずらすことにより、ふれまわりを止め変動張力を低減させることができる。しかしながら、転覆状態にある船舶については、水面下の形状により流れが複雑となり安定した状態での曳航とならなかった。したがって、索張力については、船体中央部に曳航点をとるよりも片曳きのほうが大きくなる可能性もあるといえる。

さらに、折損した船舶の曳航性能を把握する目的で、Fig. 2.2.2-5 に示すような折損状態を模擬した船首部模型を 2 種類製作した。これまでブロックが斜めに切断されたものと隔壁に平行

に切断されたものについて曳航抵抗を比較すると、図には示されていないが船尾曳航の場合で、イーブンキールの片曳き(左舷側)状態では、両者にほとんど差がなかった。また、曳航抵抗は Table 2.2.2-4 の ~ と同様に曳航速度のほぼ 3 乗に比例することがわかった。これは、船体曳航時に滞留水も曳航されその付加質量の影響が大きいからである。船首曳航の場合は、後者の状態で曳航速度 6kt になって船首部が没水しはじめ、ふれまわり運動を始めた。この時、曳航抵抗が急激に増加した。これは、曳航速度が増加したためにバランスがくずれ、水面に突っ込んだ状態となったため船首部重量が相対的に

Table 2.2.2-3 Towing resistance coefficient in bow tow.

	ship condition (stern tow)	T/V^2	unstable motion		condition (deg)		$C_d=T/1/2 \rho B d V^2$	
			in still water	waves	trim	heel	d (m)	C_d
	even keel	1.04	×	-	0	0	0.160	0.43
	heel	1.01	○	-	0	6.303	0.160	0.41
	trim by stern (without deckhouse)	1.19	×	-	4.93	0	0.237	0.33
	small trim by stern (capsize)	2.66	small	-	2.72	0	0.332	0.52
	trim by stern (capsize)	3.00	small	-	5.16	0	0.362	0.54
	large trim by stern (capsize, with coil spring)	2.66	small	-	4.97	0	0.359	0.48
	trim by stern (capsize, damage)	1.26	oblique	-	4.03	10.45	0.347	0.24
	large trim by stern (capsize, damage)	2.22	small	-	3.9	10.4	0.345	0.42
	trim by bow (capsize, damage)	2.96	small	-	7.14	23.72	0.391	0.50
	trim by bow (capsize, damage)	3.87	small	-	8.19	23.03	0.408	0.62
	even keel (break)	1.11	×	-	0	0	0.160	0.45
	even keel (break, attachment)	0.94	×	-	0	0	0.160	0.38
	even keel (break, attachment, shallow draft)	0.56	○	-	0	0	0.100	0.37

Table 2.2.2-4 Towing resistance coefficient in stern tow.

	ship condition (stern tow)	T/V^2	unstable motion		condition (deg)		$C_d=T/1/2 \rho B d V^2$	
			in still water	waves	trim	heel	d (m)	C_d
	even keel	2.65	○	-	0	0	0.160	1.08
	heel	2.45	○	-	0	6.3	0.160	1.00
	trim by stern (without deckhouse)	2.64	○	-	4.93	0	0.237	0.73
	trim by stern (capsize)	4.71	○	-	5.16	0	0.362	0.85
	small trim by stern (capsize)	3.45	○	○	2.72	0	0.332	0.68
	large trim by stern (capsize, with coil spring)	3.64	○	○	4.97	0	0.359	0.66
	large trim by stern (capsize, without coil spring)	3.23	○	○	4.97	0	0.359	0.59
	trim by bow (capsize, damage)	2.91	○	-	8.19	23.03	0.408	0.47
	trim by bow (capsize, damage)	2.19	○	-	7.14	23.72	0.391	0.37
	trim by stern (capsize, damage)	3.05	○	-	4.03	10.45	0.347	0.58
	large trim by stern (capsize, damage)	2.95	○	-	3.9	10.4	0.345	0.56
	heel (with plate)	4.07	○	-	0	2.3	0.160	1.66
	even keel (break)	2.17	○	-	0	0	0.160	0.89
	even keel (break)	2.59	○	-	0	0	0.160	1.06
	even keel (break, off-center tow)	3.01	oblique	-	0	0	0.160	1.23
	even keel (break, attachment, l=1.5m)	3.29	○	-	0	0	0.160	1.35
	even keel (break, attachment)	3.89	○	-	0	0	0.160	1.59
	even keel (break, attachment, shallow draft)	2.72	large	-	0	0	0.100	1.78

大きくなった結果と考えられる。

また、斜めに切断された浮体を半没水状態(船首のみ水面から出ている状態)で曳航した場合、船尾曳航ではイーブンキールの場合の抵抗と大きい差はなかった。これは言ってみればナホトカ号の船首部の漂流状態と考えることができ、その際の抵抗は大雑把に言って損傷していない船舶を曳航するのと同程度である。また、同じ切断部をもって浮かんでいる浮体の抵抗に近い。折損した浮体を曳航する場合、折損した側を曳航することを余儀なくされた際、曳航速度の 3

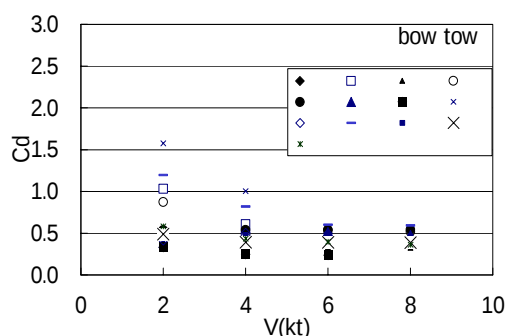


Fig. 2.2.2-3 Comparison of towing resistance coefficient in bow tow

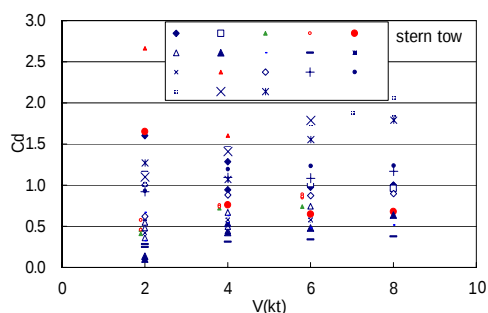


Fig. 2.2.2-4 Comparison of towing resistance coefficient in stern tow

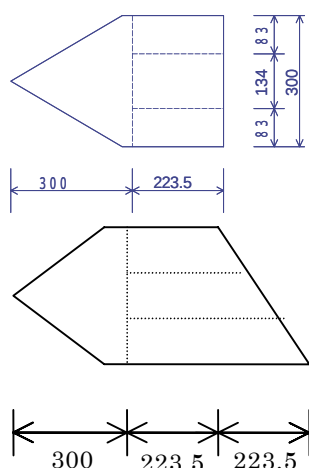


Fig. 2.2.2-5 Schematic idea of broken model ship

乗に比例して曳航抵抗が増大するため、できるだけ曳航速度を小さくする方がよい。船首曳航の場合でも曳航速度が大きくなると、曳航中にバランスをくずして不安定となり、船首部が没水してふれまわり運動を生じ曳航抵抗が急激に増加することも考えられる。波浪中においては、特に高波浪の際に大きな波を受けて不安定状態になることが予想され、曳航時にはさらに注意が必要である。折損船舶の曳航点を船尾部の船体中心から左舷側にとった場合に、ふれまわり運動はなくなり斜行状態となった。この際の曳航索張力は、斜めに曳航することによる流圧面積の増加のため大きくなった。

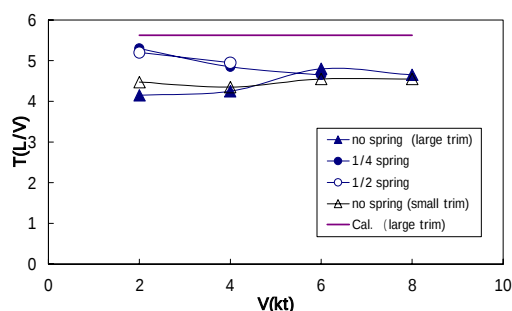


Fig. 2.2.2-6 Comparison of non-dimensional yaw period against towing speed.

(1-2-2) ふれまわり運動

曳航実験に使用したコイルのばね定数は、ふれまわり運動の周期に影響すると考えられる。一般に、弱いばねを使用すると、ふれまわり周期は相対的に長くなると考えられる。平水中の曳航実験では、2kt と 4kt でばねなしの場合とばね長が元の長さの 1/2 及び 1/4 の場合との比較を行った。それによれば、ふれまわり運動の周期は、4kt 以上の曳航速度ではばねの有無による変化は小さいことがわかった。また、2kt の場合、ばねなしの場合のふれまわり運動の周期がばね長を 1/2 と 1/4 にした場合と比較して小さかった。船尾大トリム状態で船尾曳航の場合(Table 2.2.2-4 の), 4kt 及び 6kt では平水中においてばねを用いたので、波浪中とのふれまわり周期の比較が可能であるためばねの有無による比較を行った。

一般に、平水中のふれまわり運動の周期と曳航速度は、反比例の関係にあり、曳航速度が小さいと特にふれまわり運動も不安定となる。著者らは、船尾大トリム状態において、別途拘束試験により操縦流体力を求めており²⁾³⁾、操縦流体力微係数を用いてシミュレーション計算を実施した。Fig. 2.2.2-6 に示すように、ふれまわり運動の周期を(船長/曳航速度)で無次元化すると、曳航時の船体の姿勢にかかわらず曳航速度

に対してほぼ一定となった。また、バネ強さの大小によっても大きく変化しないことがわかる。図中に示すシミュレーション計算結果²⁾は、実験値よりも若干大きい、ふれまわり周期の無次元値は曳航速度に関係なく一定である。このことは、原口ら⁴⁾⁵⁾の海洋構造物の曳航実験に関する報告でも確認されている。

平水中及び波浪中のふれまわり運動時のふれまわり周期、船首揺れ振幅及び左右揺れ振幅の実験結果を、船尾曳航時に船尾小トリム状態(Table 2.2.2-4 の)及び船尾大トリム状態(Table 2.2.2-4 の)についてそれぞれ Fig. 2.2.2-7~Fig. 2.2.2-12 に示す。シミュレーション計算との比較については、船尾小トリム状態では操縦微係数を求める実験を実施していないために、船尾大トリム状態の場合のみ実験結果とともに示す。平水中での船首揺れ及び左右揺れの結果は図には示さないが、曳航速度が 6kt 以下では曳航姿勢(トリムの大小)にかかわらずほぼ一定であった。この場合のトリムの比較は、船尾端がほぼ水面と一致する場合(船尾小トリム状態)と船底の 20%程度が没水する場合(船尾大トリム状態)であった。このため前者の実際の曳航状態では、沈下などの影響で船尾が若干没水した状態となっており、船尾大トリム状態の流れの様子と大きい差がなかったことが曳航姿勢の影響が見られなかった要因であると推測される。

Fig. 2.2.2-7 及び Fig. 2.2.2-8 に示すように、波浪中のふれまわり運動の周期は、曳航速度が 4kt 以上になると波長・船長比及び船体の状態(トリムの大小)によらずほぼ平水中のそれと変わらないが、計算値の方が実験値よりも若干大きい(Fig. 2.2.2-8)。Fig. 2.2.2-9~Fig. 2.2.2-12 に示すように、平水中と波浪中でふれまわり運動における船首揺れと左右揺れのそれぞれの振幅について比較を行った。なお、平水中の実験結果は曳航速度に対する影響が小さかったので、図中に曳航速度が 2kt~6kt の平均値として示した。船首揺れについては曳航速度が 4kt 以上になると平水中のそれと等しくなり、左右揺れについては波浪中のほうが平水中よりも小さくなった。2kt 以下では、船首揺れ及び左右揺れとも波浪中では波長・船長比によって変動があるが、平水中の値よりも小さくなった。また、4kt 以上では波長・船長比による変化は少なかった。これらのことは、曳航姿勢によらずあてはまることがわかった。

船首揺れと左右揺れの計算値をそれぞれ Fig. 2.2.2-10 及び Fig. 2.2.2-12 に示すが、計算値については、曳航速度に関係なくほぼ一定であったので平均値として示した。その結果、船首揺

の計算値は実験値よりも大きく、左右揺れはほぼ良い一致が得られた。船首揺れの両者の大きな差は、曳航抵抗の差と連動しており、曳航抵抗の推定とともに今後追究する必要がある。しかしながら、平水中のふれまわり運動を推定できれば、波浪中においても安全側にふれまわり運動を推定できることがわかった。さらに、波浪中では曳航速度によってふれまわり運動の振幅に若干差がでているのに対して、平水中では 2kt においても差が非常に小さかった。これは、相対的な流れの速度が 4kt 以上である程度大きくなると、平水中では船体から渦が安定して放出されるが、波浪中では波粒子運動による外乱のためふれまわり運動にも影響を受けると考えられる。さらに、2kt の場合は波による外乱のために流れによる渦の生成が不安定になったと考えられる。

以上のように、平水中のふれまわり幅は、曳航速度に関係なく一定となる。ただし、曳航速度が増加すると索張力が大きくなるため曳航索がワイヤロープのような曳航時に水中に没する材料の場合、索張力変動が曳航速度の 2 乗に比例して大きくなる⁶⁾のでむやみに速い速度で曳航できない。

(1-2-3) 平水中曳航抵抗とふれまわり運動

Fig. 2.2.2-13 は、船尾曳航、船尾大トリム状態(Table 2.2.2-4 の)でのふれまわり運動時の曳航抵抗の変化を、曳航速度をパラメータとして、横軸に船首揺れをとって示したものである。曳航速度 8kt 以下では、船首揺れの振幅はほとんど一定であることがわかる。ここでは、曳航索と曳引台車との間にばねが挿入されていないので、ふれまわり運動時の折り返し点で、索張力が瞬間的に緩んだ状態となり索張力になめらかな連続性がみられない。曳航速度が大きくなるにつれて、索張力変動が大きくなる傾向が顕著になっている。Fig. 2.2.2-14 は、やはり船尾大トリム状態(Table 2.2.2-4 の)で、船首及び船尾曳航時の同様な比較を曳航速度 6kt について行ったものである。船首曳航時には、ほとんどふれまわり運動が発生せず、索張力もほぼ一定であるのに対し、船尾曳航時は大きなふれまわり運動により索張力変動が大きくなり平均索張力も 5 倍程度大きい。このように、船尾トリム時については、曳航方向によって索張力に大きな違いが生ずるので注意が必要である。図中には、参考文献 2)におけるシミュレーション計算において用いられた索張力を同時に示した。これよりシミュレーション計算では、船首揺れが大きい範囲では実験値との差が大きく索張力を過大評価することがわかる。今後、この

点でシミュレーション計算の改良が必要である。さらに、Fig. 2.2.2-15 は、損傷状態 (Table 2.2.2-4 の)での Fig. 2.2.2-14 と同様な索張力変動の比較を、曳航速度 6kt について示したものである。この状態では、第 2 船体ブロックが浸水してトリムとヒールが同時に生じているが、両者とも船首揺れの振幅は同程度である。船尾曳航時には、索張力は左右で偏りがあり変動量も大きくなるが、逆に船首曳航時は、斜行状態となりふれまわり運動がほとんどない。

(1-2-4) まとめ

幾何学的船型を有する種々な損傷船舶模型を使用して、平水中及び波浪中において曳航実験

を行い以下のような結論を得た。

- (1) 波浪中におけるふれまわり運動の周期は、各曳航速度に対して曳航時の船体の姿勢 (トリムの大小) によらず平水中とほぼ等しい。
- (2) 波浪中における曳航時のふれまわり運動は、曳航速度が 6kt 以下の場合では平水中の場合よりも小さい。したがって、平水中のふれまわり運動が推定できれば、波浪中では安全側にふれまわり運動を推定することが可能である。
- (3) 折損した船体に滞留水が存在するような場合の曳航抵抗は、曳航速度のほぼ 3 乗に比例する。

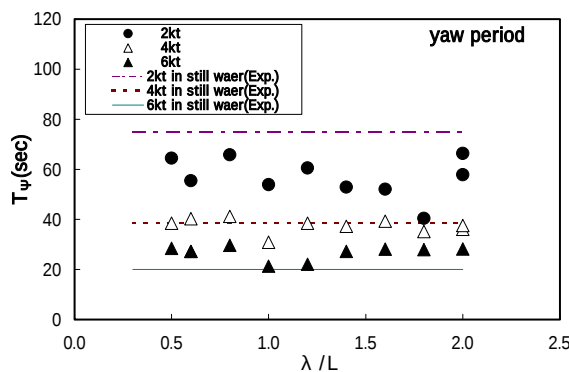


Fig. 2.2.2-7 Yaw period (small trim).

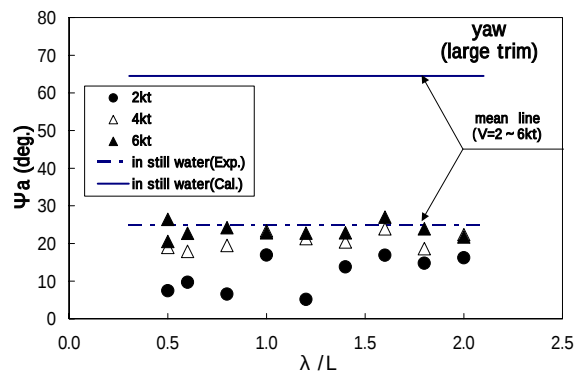


Fig. 2.2.2-10 Yaw amplitude (large trim).

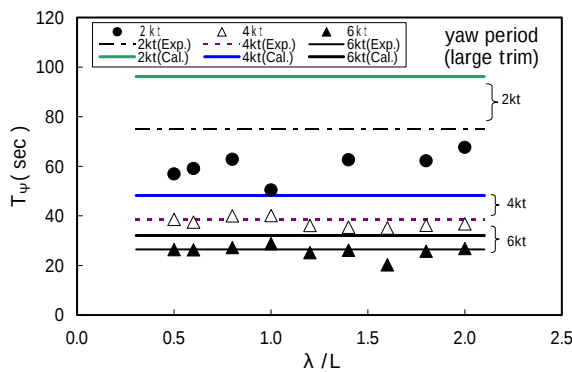


Fig. 2.2.2-8 Yaw period (large trim).

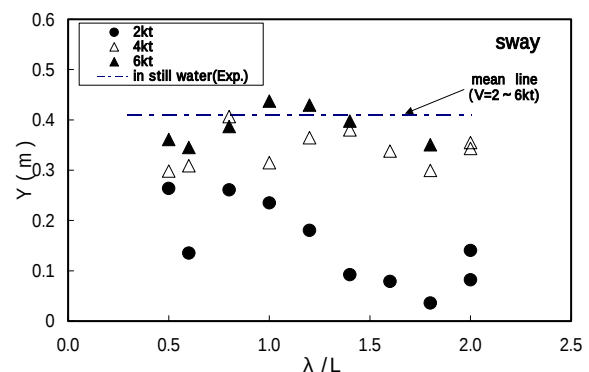


Fig. 2.2.2-11 Sway amplitude (small trim).

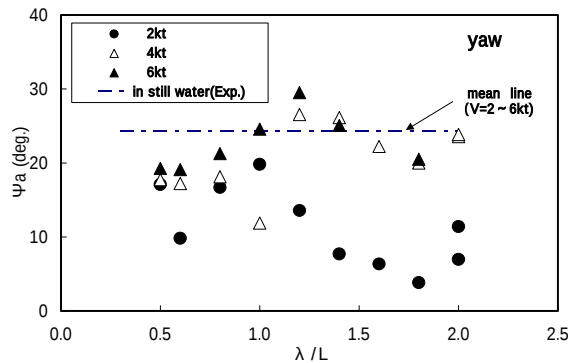


Fig. 2.2.2-9 Yaw amplitude (small trim).

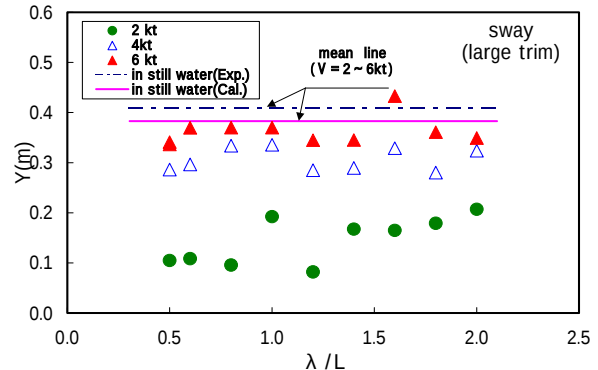


Fig. 2.2.2-12 Sway amplitude (large trim).

(1-3) 波浪中解析結果及び考察

前節では、幾何学的船型を有する船体の一部が損傷した模型を使用して、平水中及び規則波中向波状態において曳航実験を行い、主に曳航索張力及びふれまわり運動について検討を行った⁷⁾。また、曳航時の流体力係数を求め、流れの可視化とともに操縦運動方程式を解いてふれまわり運動の解析を行った²⁾。さらに、拘束した模型の流体力の推定法を示して実験値と比較し、両者はよく一致することがわかった³⁾。

ここでは、不安定な挙動が予想される追波状態についても曳航実験を行い、実海域での波浪を想定して不規則波中においても実験を実施した。また、波浪中の索張力増加についての実験

結果をまとめたのでその概要を紹介する。

(1-3-1) 実験の概要

使用した模型は2種類である。ひとつは前節⁷⁾と同寸法の縮率 1/100 で、長さ 1.8m、幅 0.3m、型深さ 0.2m、標準喫水 0.16m の幾何学的船型 (Fig. 2.2.2-1) である。船首部は模型状で、その他は一樣断面形状の亚克力製である。本模型は、5つのブロックから構成され、損傷船舶を想定して船首から第2及び第4番目のブロックが重心の変化を容易にできる機構を備えている。また、第2ブロックの両舷の船側には取り外し可能な板が設置されており、内部は船長方向に3分割されており各区画において浸水状態を模擬できる。模型は上下対称であるため、船体後半下部にデッキハウス(長さ 0.58m、幅 0.3m、高さ 0.144m)を設けて転覆状態を模擬した。もうひとつは、Fig. 2.2.2-5 の上図に示す折損模型である。船首部形状は幾何学的船型と同型であり、折損部を模擬した船体後半部が縦通隔壁により3分割された形状である。供試模型は、船体中心線上の1点で釣糸を用いた曳航索(標準長さ 1.78m)と接続されてコイルスプリング(ばね定数 6.160g/cm)と曳航索張力計を介して曳引台車で曳航した。Table 2.2.2-5 に、実験条件を示す。曳航速度は、波浪中では通常低速で曳航するため向波中で最大 6kt(実機換算)、また追波中で 7.8kt とした。平水中においては、損傷により船体が浸水状態となった状態を想定し、種々の条件の異なる船体姿勢で曳航を行った。ここで、本文中の曳航速度は、実船を意識した感覚的な捉え易さを考慮してすべて実機換算した値を用いている。予め GM を小さくして不安定な状態を再現して(重心高さ 0.1215m、メタセンター高さ 0.0121m)、船首第2ブロックの左舷側と中央の区画を浸水させ浸水以前の状態と船首及び船尾方向にそれぞれ曳航してその比較を行った。これは、船体の半分以上が水面下に没水した状態での曳航である。また、折損船舶模型の船尾曳航の際には、中央ではなく右舷に曳航点を取り挙動及び索張力の比較を行った。波浪中は、トリム角を 4.90°として船体姿勢(船首トリムと船尾トリム)と曳航方向(船首曳航と船尾曳航)の4種類のそれぞれの組み合わせによって曳航実験を行い、規則波中の向波状態での索張力増加を計測した。また、不安定な挙動が予想される追波状態での船尾曳航について、トリム角を 2.80°として規則波中と不規則波中で実験を行った。ここで、向波状態とは曳航方向と逆方向から波が入射する状態を、また追波状態は曳航方向と同じ方向から波が入射することを意味する。規則波中向波状態では、波長/

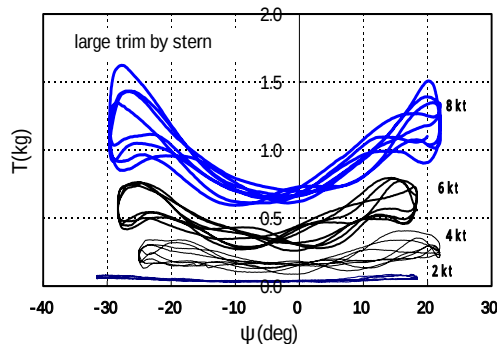


Fig. 2.2.2-13 Comparison of towline tension in different towing speed.

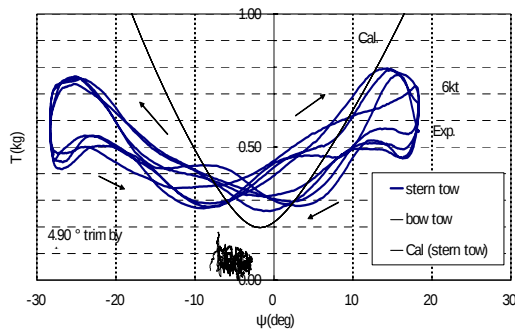


Fig. 2.2.2-14 Comparison of towline tension in different towing direction

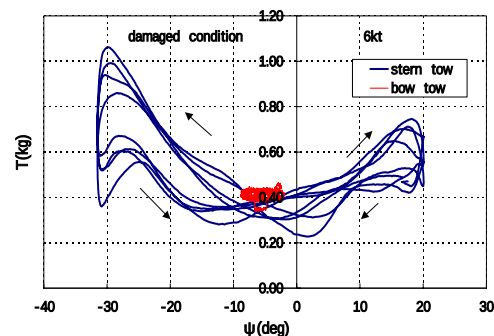


Fig. 2.2.2-15 Comparison of towline tension on damaged condition.

船長比が 1.0 について索張力増加に対する波高影響を調べた。また、前報で実施しなかった不規則波中の向波状態での実験も行った。なお、不規則波は、フィルターにより中心周波数を決めランダムノイズジェネレータによって発生させた。

実験は、海上技術安全研究所第 3 船舶試験水槽(長さ 150m、幅 7.5m、深さ 3.5m)及び動揺試験水槽(長さ 50m、幅 8m、深さ 4.5m)で行った。計測項目は、曳航索張力、動揺(上下揺、前後揺、縦揺、左右揺、船首揺)、入射波である。曳航索張力は、リングゲージを用いて計測し、動揺については非接触 LED センサーの動きを 2 台または 3 台の PSD カメラによってとらえて解析を行った。

(1-3-2) 波浪中船体運動

波浪中において、船体はばねを介して張力計と索につながれている。2.6kt と 5.2kt の場合で同一のばねを使用した。PSD センサーヘッドと船体との位置の関係上船体抵抗が大きくなる 7.8kt の時はばねの長さを半分とした。波浪中の追波状態における船体運動について、3 次元特異点分布法により上下揺、縦揺及び前後揺の船体運動の計算を行い、実験結果と比較したものを Fig. 2.2.2-16~Fig. 2.2.2-18 に示す。曳航時の船体姿勢は、船尾トリム 2.80°である。全般的に実験値のばらつきが大きく、実験結果と計算の一致は良くなく、広い周波数領域で計算値が実験値を大きく上回る結果となった。向波中の場合にもみられた傾向であるが、デッキハウスの存在による粘性減衰の影響が計算では考慮されていないことが実験結果との相違の要因のひとつであると考えられる。

(1-3-3) ふれまわり運動

不規則波中向波状態におけるふれまわり運動について、ふれまわり周期(船首揺れの周期)の計測結果を Fig. 2.2.2-19 に示した。船体姿勢

は船尾トリム 2.80°で、曳航方向は船尾である。図中には、これまでに得られた平水中及び規則波中の実験結果²⁾も同時に示されている。曳航速度は参考文献 7)の場合と若干相違している

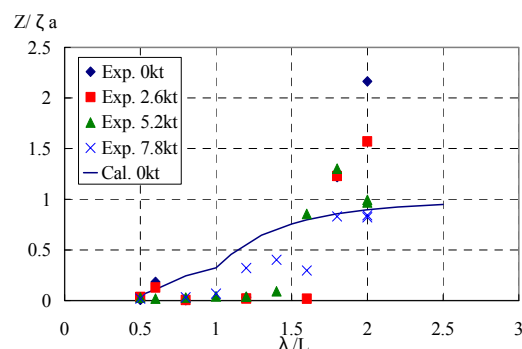


Fig. 2.2.2-16 Response Amplitude

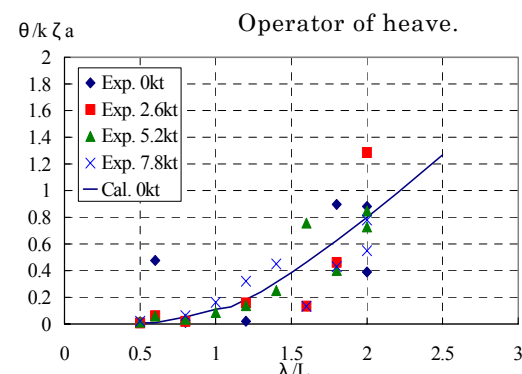


Fig. 2.2.2-17 Response Amplitude Operator of pitch.

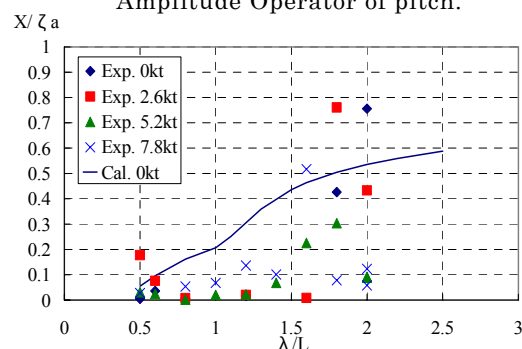


Fig. 2.2.2-18 Response Amplitude Operator of surge.

Table 2.2.2-5 Experimental condition.

towing in still water		tow speed	2.6, 5.2, 7.8 kt (Fn = 0.0316, 0.0632, 0.0948) (in full scale)
		tow direction	bow, stern
		ship condition	even keel, heel, trim by stern, capsizing, damage (hole, broken), change of GM
towing in waves	regular waves	tow speed	2.6, 5.2, 7.8 kt (Fn = 0.0316, 0.0632, 0.0948) (in full scale), 0.2, 4.6 kt (Fn = 0.0245, 0.0490, 0.0735) (in full scale)
		tow direction	bow, stern
		ship condition	trim by stern (2.80°), trim by stern (4.90°), trim by bow (4.90°)
		wave height	4m (in full scale)
		wave length/ship length	0.5 ~ 2.0
	irregular waves	wave direction	head, follow
		tow speed	2.6, 5.2, 7.8 kt (Fn = 0.0316, 0.0632, 0.0948) (in full scale)
		tow direction	bow, stern
		ship condition	trim by stern (2.80°)
		central frequency	0.7, 0.8, 1.0 (Hz)
		significant wave height	0.7 ~ 4.8m (in full scale)
		wave direction	head, follow

ので一概には言えないが、曳航速度が大きくなるとふれまわり運動の周期が短くなる傾向があることを考慮すると、ふれまわり周期については不規則波中であっても規則波中と同程度である。不規則波中の実験点に関する横軸の値は、中心周波数をもとに曳航速度を考慮して波との出会い波長から換算したものである。また、船首揺れの動揺振幅の実験結果を Fig. 2.2.2-20 に示す。平水中におけるふれまわり運動と比較すると、不規則波中のほうが小さいことがわかる。また、規則波中実験結果と比較して、曳航速度による差は小さいが波長範囲で船首揺れの動揺振幅に差がみられる。特に、短波長領域では大きくなる傾向がある。このことは、ある程度曳航速度が大きくなると(4kt 以上)、船首揺れの振幅に曳航速度による差がなくなる傾向を示した規則波中のそれと異なるものである。この原因は、波周期に応答する船体運動の影響も考えられるが関連性についての詳しいことは不明である。

一般に、追波中においては、曳航される転覆した船体の挙動は不安定となることが予想される。規則波中及び不規則波中において、ふれまわり運動中のふれまわり周期及びその動揺振幅を比較したものが Fig. 2.2.2-21 及び Fig. 2.2.2-22 である。ここで、追波中でも曳航速度が大きくなればふれまわり周期が短くなり、波周期にかかわらず曳航速度によってふれまわり周期は決定されることがわかる。この傾向は、向波中の場合と全く同じである⁷⁾。また、規則波中と不規則波中のふれまわり周期はほぼ同程度であった。

このことから、ふれまわり周期は、船体固有のものであり、外乱の状態にかかわらず一定であることがわかる。ただし、曳航速度が 2.6kt の場合の実験値は、運動が安定するのに時間がかかるため水槽の長さの制限により十分な実験計測時間がとれなかった。船首揺れの振幅については、曳航速度が大きくなるとその振幅も大きくなり、波周期が長くなると若干振幅が大きくなる傾向がある。また、5.2kt(フルード数 0.0632)以上の曳航速度の場合は船首揺れの周期、動揺振幅ともに波周期によらずあまり変化がなかった。不規則波中の追波状態では、向波状態とは逆に長波長領域で曳航速度による船首揺れの振幅の差が大きくなりばらつきもある。さらに、規則波中においても長波長領域で若干大きくなる傾向がみられるが、船体後方からの波粒子運動による不安定性の増大が一因であると考えられる。したがって、追波中のふれまわり運動は、ふれまわり周期については向波中と比較して差は小さいが、船首揺れの振幅は不規則波中において差が大きく、追波中のほうが向波中よりも船首揺れの振幅は長波長領域で大きくなり不安定性が増大する。規則波中及び不規則波中におけるふれまわり運動の周期を‘船長/曳航速度’で無次元化したものを Fig. 2.2.2-23 に示す。ふれまわり周期の無次元値は、曳航時の船体の姿勢にかかわらず曳航速度に対してほぼ一定値の 5.09 となった。ただし、曳航速度が 2.6kt の場合は、挙動が不安定なため一定値とはならなかった。バージについて曳引台車による曳航実験を行った原口らは、平水中ではふれまわり周期の無次元値については索長による顕著な差はみられず、不規則波中追波状態でふれまわり運動を起しやすいとしている^{4) 5)}。ただし、規則波中と比較してふれまわり運動が大きくなるかどうかは不明である。

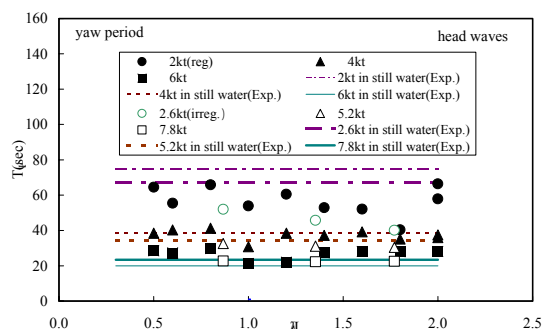


Fig. 2.2.2-19 Yawng period during unstable motion in head waves.

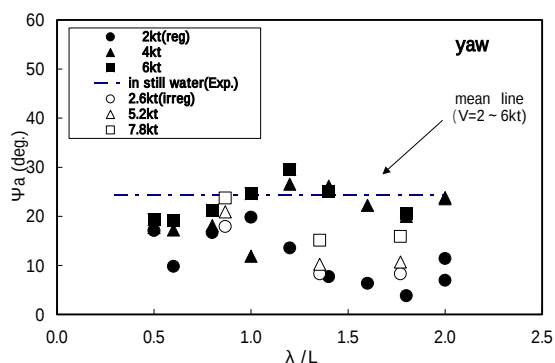


Fig. 2.2.2-20 Yawng amplitude during unstable motion in head waves.

規則波中において差が大きく、追波中のほうが向波中よりも船首揺れの振幅は長波長領域で大きくなり不安定性が増大する。規則波中及び不規則波中におけるふれまわり運動の周期を‘船長/曳航速度’で無次元化したものを Fig. 2.2.2-23 に示す。ふれまわり周期の無次元値は、曳航時の船体の姿勢にかかわらず曳航速度に対してほぼ一定値の 5.09 となった。ただし、曳航速度が 2.6kt の場合は、挙動が不安定なため一定値とはならなかった。バージについて曳引台車による曳航実験を行った原口らは、平水中ではふれまわり周期の無次元値については索長による顕著な差はみられず、不規則波中追波状態でふれまわり運動を起しやすいとしている^{4) 5)}。ただし、規則波中と比較してふれまわり運動が大きくなるかどうかは不明である。

(1-3-4) 索張力増加

平水中において、船首部損傷状態での船首曳航時の索張力の比較を Fig. 2.2.2-24 に示す。曳航時のふれまわり運動により索張力は変動するので、初期状態と浸水の第 1 段階、さらに浸水が進行した第 2 段階における最大値と最小値をプロットした。この場合は、元のイーブンキー

ル状態と比較して索張力は大きくなり、浸水が進み曳航速度が大きくなると極端に索張力が大きくなる。また、船尾曳航の場合を Fig. 2.2.2-25 に示す。イーブンキール状態よりも索張力は逆状態での曳航のためほとんどなくなっている。折損船舶の船尾曳航の場合、片曳き状態における索張力を Fig. 2.2.2-26 に示す。この場合も索張力の変動はほとんどない。図中に索張力を曳航速度に対する 2 次曲線近似及び 3 次曲線近似でそれぞれ破線と実線で示した。これより索張力は、曳航速度の 2 乗よりも 3 乗に比例するといえる。したがって、折損した破壊面の側を曳航する場合は、曳航速度を極力小さくすること

が肝要であることがわかる。

波浪中での索張力増加は、波の船体に対する入射角がふれまわり運動の周期で変動することから平均抵抗増加として考えることとする。抵抗増加の解析では、ふれまわり運動中の平均曳航抵抗から平水中曳航抵抗の最小値を差し引いた。したがって、索張力増加を安全側に評価していることになる。船体姿勢(船首トリムと船尾トリム、トリム角 4.90°)と曳航方向(船首曳航と船尾曳航)の 4 種類の組み合わせによって曳航実験を行い、波浪中の向波状態での索張力増加を計測した。この計測値と波漂流力の数値計算結果と比較した。波漂流力の計算手法について

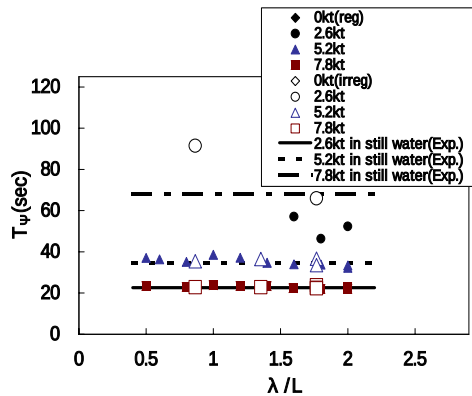


Fig. 2.2.2-21 Yawing period during unstable motion in following waves.

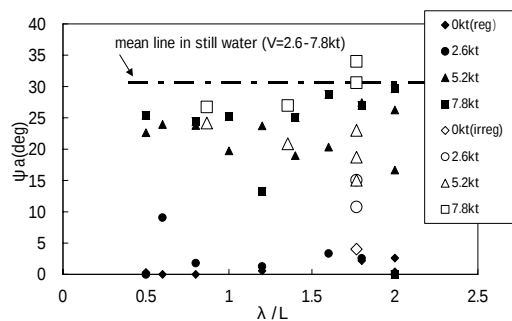


Fig. 2.2.2-22 Yawing amplitude during unstable motion in following waves

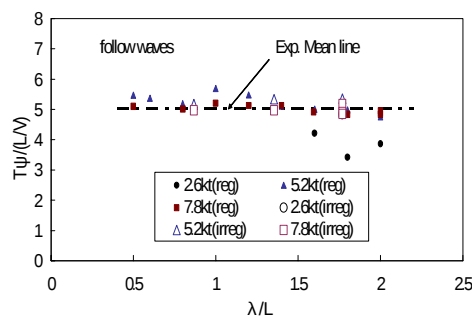


Fig. 2.2.2-23 Non-dimensional yawing period during unstable motion in following waves

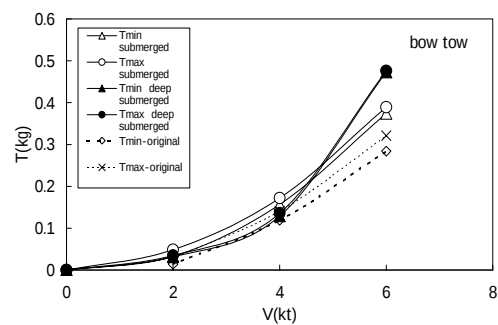


Fig. 2.2.2-24 Towline tension in still water (bow tow, bow trim, immersed and capsized condition).

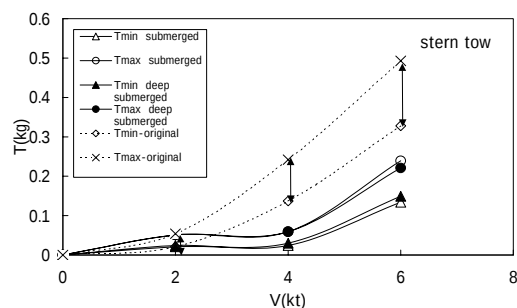


Fig. 2.2.2-25 Towline tension in still water (stern tow, bow trim, immersed and capsized condition).

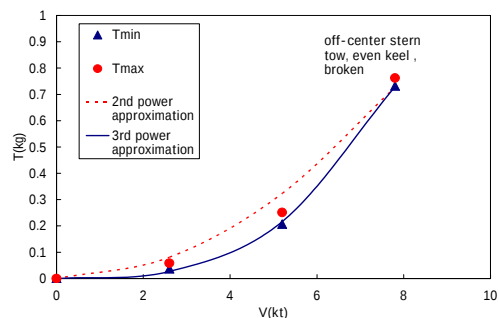


Fig. 2.2.2-26 Towline tension of broken ship in still water (stern tow, even keel, off-center tow).

は、波漂流力は丸尾の方法⁸⁾、水平面内重心まわりの波漂流モーメントは Newman⁹⁾の方法を用いた。また、付加質量係数、造波減衰係数及びコチン関数については、前進速度のない3次元特異点分布法を用いて求めた¹⁰⁾。まず、船尾トリム状態での船尾曳航の場合については、曳航速度をパラメータにして転覆状態と非転覆状態の比較を行った(Fig. 2.2.2-27 および Fig. 2.2.2-28)。図の縦軸は、索張力増加 T_{aw} を $\rho g B^2 h a^2 / L$ で無次元化した値を示す。ここで、 ρ は流体密度、 g は重力加速度、 $h a$ は波振幅、 B は船の幅及び L は船長を表す。波浪中のふれまわり運動は特に曳航速度が低速の場合に不安定で、索張力の増加はばらつきが大きい。しかしながら、両者の相違は明らかで、転覆状態のほうが全般的に波による索張力増加は大きく特に短波長領域ほど、また曳航速度が大きいほどその増加量は大きくなっている。転覆状態ではデッキハウスの存在による船体運動の差違が索張力増加の大小に関係しているものと考えられる。Fig. 2.2.2-27 における数値計算結果は、全般的に計測値よりも大きく、特にピークが $\lambda/L=1.1$ 付近にあり差が大きくなった。曳航速度が0の場合では、実測が難しく計算値と比較できない。一方、転覆時の Fig. 2.2.2-28 では、曳航速度によって計測値に差が現れ、短波長領域では計測値が計算値を上回った。

両者の平水中曳航抵抗の差は約2倍程度⁷⁾あり、転覆すると波による抵抗増加も大きくなり曳航速度の影響が短波長領域で顕著に現れる。また、転覆すると船首曳航の場合でも非転覆状態で船尾曳航の際の平水中索張力と同程度になることがわかっている⁷⁾。これは、デッキハウスの存在による決定的な流場の相違が原因である。トリム角による索張力増加の違いを検討するために、トリム角 2.80° の場合の結果を Fig. 2.2.2-29 に示す。Fig. 2.2.2-28 と比較して大きな差はなく両者ともに短波長領域で索張力が大きくなっているが、トリムによる索張力増加の顕著な差は見られなかった。曳航速度0の場合の計測値と計算値を比較すると、実験の傾向は似ているが、計算値のほうが計測値よりも大きい結果となった。

船首曳航の場合(Fig. 2.2.2-30)は、短波長領域で大きく $\lambda/L=1.5$ 付近でピークがあり、その値も船尾曳航と比較すると大きい。船首曳航では船体運動の大きくなる波長でピークがあると考えられ、船尾曳航の場合は運動のピークが明確に現れず短波長から長波長にかけて索張力増加がほぼ直線的に減少している。船首曳航では、水面上にでている船体からの波の反射による抵抗の増加がある。さらに、平水中の抵抗は船尾

曳航と比較して若干小さくなる程度であり⁷⁾、船体のふれまわり運動による索張力変動を考慮しても船首曳航時のほうが全体の抵抗が大きくなる可能性がある。計算結果は、計測値と比較的よく合致していることがわかる。

船首トリム状態で船首曳航の場合(Fig. 2.2.2-31)については、先に述べた船尾トリム状態と比較して応答のピークが見られず短波長領域でも極端に大きくなることはなく、索張力増加も他の状態と比較して小さかった。逆に Fig. 2.2.2-32 に示す船尾曳航の場合には水面上に出ている船体部分による反射波が大きく、短波長領域で索張力が増加したと考えられる。平水中抵抗は、船尾曳航時のほうが40%程度小さく⁷⁾波浪中における索張力増加は全般的に船首曳航のほうが逆に小さい。計算結果は、両者とも短波長領域では計測値より大きく、 $\lambda/L=1.2$ 以上の長波長領域では逆に計測値よりも大きくなった。

Fig. 2.2.2-33 は、横軸に波高、縦軸に波浪中の索張力増加に対する波高影響を示す。図中の実線は、2次近似曲線であり曳航速度によらず波浪による索張力増加が波高の2乗に比例することがわかる。また、図中の縦軸付近に、船尾トリム状態の船体を船首曳航する際のそれぞれの曳航速度における平水中の索張力を同時に示した。これより波浪による索張力の増加量と平水中での索張力との比較をすることができる。高波浪時には曳航速度を極端に小さくするのが一般的であるが、5~6mの波浪時には曳航速度の平水中抵抗の4~5倍の索張力増加が見込まれる。

これまで述べてきた波浪中の索張力増加は、平均的な索張力増加であり、実際の曳航時には波による船体の動揺に誘起される水中部分の曳航索の動揺によって変動索張力が発生する。索切断などの重大事故につながる要因は、変動索張力が索の破断強度を超える域まで達することが考えられ、索張力を精度良く評価することが重要である。

(1-3-5) まとめ

本節では、主に幾何学的船舶模型を用いて、平水中及び波浪中における損傷船舶(転覆状態を含む)の曳航時の挙動と索張力の増加について検討した。その結果、以下の結論が得られた。

- (1) 追波中のふれまわり運動は、ふれまわり周期については向波中と比較して差は小さいが、船首揺れの振幅は不規則波中において特に差が大きく、追波中のほうが向波中よりも船首揺れの振幅は長波長領域で大きくなり不安定性が増大する。

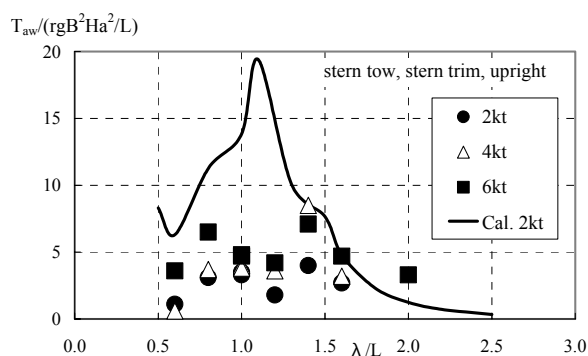


Fig. 2.2.2-27 Towline tension increase
in waves
(stern tow, stern trim, upright).

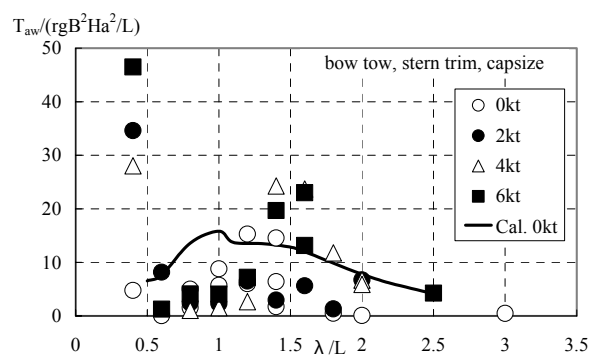


Fig. 2.2.2-30 Towline tension increase
in waves
(bow tow, stern trim, capsized).

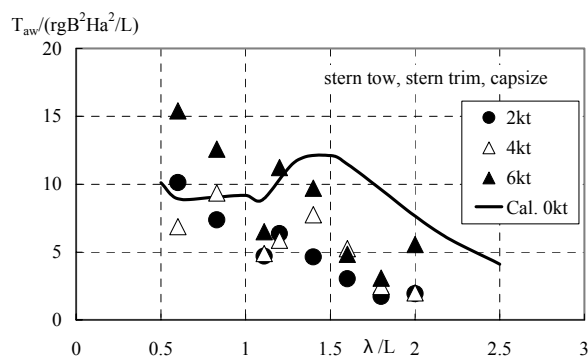


Fig. 2.2.2-28 Towline tension increase
in waves
(stern tow, stern trim, capsized).

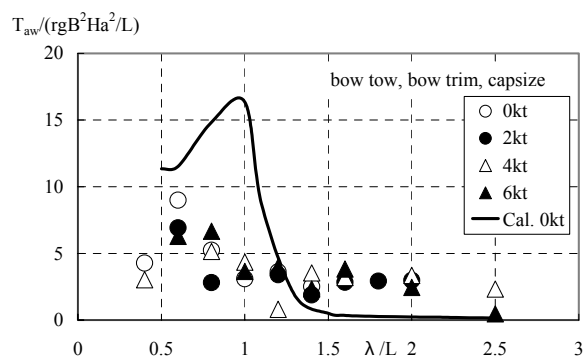


Fig. 2.2.2-31 Towline tension increase
in waves
(bow tow, bow trim, capsized).

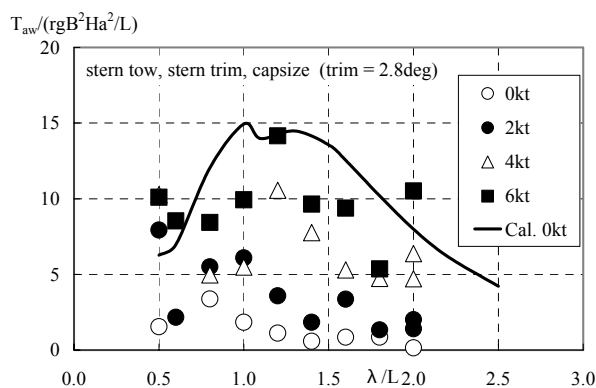


Fig. 2.2.2-29 Towline tension increase
in waves
(stern tow, stern trim, capsized, small trim).

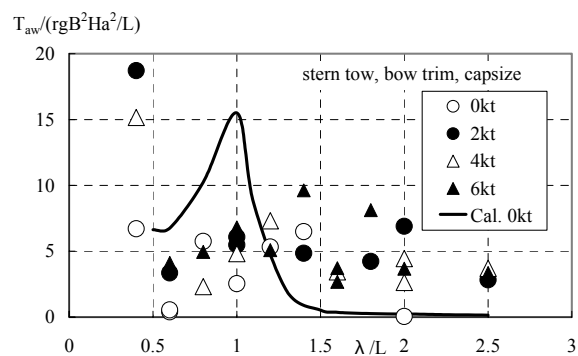


Fig. 2.2.2-32 Towline tension increase
in waves
(stern tow, bow trim, capsized).

- (2) 不規則波中向波状態の船尾曳航において、ふれまわり運動時の船首揺れ振幅は短波長領域で大きくなるが、平水中のそれと比較すると小さい。また、ふれまわり周期は規則波中の実験結果と差がない。
- (3) 波浪中で損傷船舶を曳航する際、転覆状態と正常に浮かんでいる状態ではデッキハウスの存在の有無により索張力増加には大きな差があり、転覆状態の船尾曳航時には短波長領域で両者の傾向が大きく異なる。

- (4) トリムしている状態で浸水していない船体部分に曳航点を取り曳航する際、曳航方向にかかわらず船体運動により索張力が短波長領域で増加する傾向がある。

(2) 巡視船の平水中曳航試験

海上保安大学校では、訓練船による曳航実験が毎年実施されている。今回、曳航実験に参加

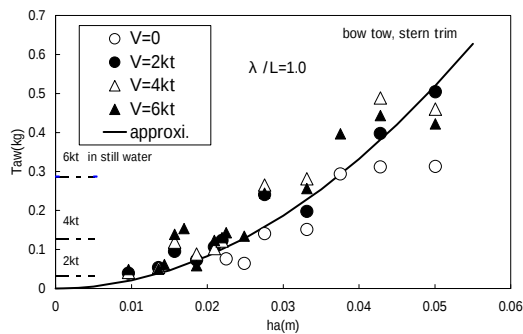


Fig. 2.2.2-33 Comparison of towline tension on damaged condition

し、曳航索張力及び KGPS(キネマティック GPS)による曳船、被曳船の水平距離の計測の機会を得たのでその結果を報告する。本実験の目的は、曳船と被曳船の距離を KGPS によって正確に計測し、曳航時及び旋回時の索張力との関係を明らかにすることであった。この実験計測結果と数値計算との比較を行い、両者の一致がよいことが確認できた。

(2-1) 実験方法

曳航実験には、Table 2.2.2-6 に示す訓練船「PL 型巡視船(PL-B)」と呉海上保安部の「PM 型巡視船 (PM-D)」を使用した。実験海域は、呉沖約 30km の宮島付近である。実験日程は、平成 12 年 12 月 13 日～14 日であり、曳航実験の計測は 12 月 14 日の 1 日で、前日に計測機器の準備を行った。

実験状態を Table2.2.2-7 に示す。曳船 PL-B による PM-D の直進曳航及び旋回曳航(船首曳航)(表中実験番号 ～)と曳船 PM-D による PL-B の直進曳航及び旋回曳航(船尾曳航)である。被曳船 PL-B の船尾に索をとり曳航する船尾曳航は、船尾の推進器に曳航索が絡む事故も考えられ、過去の実機実験では中々実現しにくかったが今回初めて試みることができた(実験番号 、)。

最後の実験状態 では、PL-B の曳航索を船尾から船首に移し替えて PL-B の旋回曳航を実施した。ただし、PM-D は 2 軸 1 舵であり、自船より排水量のかかなり大きい PL-B を曳航して旋回する際の舵効きが悪く旋回に失敗した。曳航索は、直径 65mm、長さ 165m のポリエチレンロープ(単位重量¹¹⁾: 2.125kg/m)を 2 本繋いで使用した。

(2-2) 計測項目及び計測方法

計測機器を使用した計測項目は、曳航索張力と曳船及び被曳船の位置である。この他に、船

舶に設置されている風速計による風の計測、波高及びうねりの目視観測、ログ速力、索の張り具合(曳航索が水面に接するまでの距離)の目視観測、被曳船が PL-B の際の船体中心からの曳航索角度を計測した。これは、船尾ブルワークに目盛りを打ち、一定時間間隔で曳航索位置の値を目視観測した。また、波浪計測を行うのが通常であるが、実験実施海域が瀬戸内海という静穏海域であるため特に実施しなかった。さらに、曳船の推進性能関係のデータ(機関出力、回転数、プロペラ翼角)も一定時間間隔で記録したが、詳しい解析結果については別途報告する。

索張力は、JISF3303 スタッド付き第 3 種直径 50mm チェインを用い、その平行部にストレインゲージを貼って防水加工した張力計を使用して計測した。計測は、PM-D の曳航支点がブリッジ後方部にありチェインリンクを設置することが困難なため、実験では PL-B の船首尾に 1 つずつ索張力計を設置した。船首側の張力計の設置は、2 つのボラードに 1 本ずつ布帯ベルトを巻きつけ、シャックルを介して張力計を取り付けた(Photo2.2.2-1)。曳航索は、パナマチョークを通り船外へ出した。また、船尾側については、船尾の曳航ビットのフックにシャックルを介して張力計を吊るした(Photo2.2.2-2)。また、PL-B に設置されている張力計の出力を取り出して記録し当所の張力計と比較した。

2 隻の船舶の位置計測に関する装置の配置図を Fig. 2.2.2-34 に示す。KGPS 及びパソコンをそれぞれ 5 台用意して、曳船及び被曳船の船首尾に 1 台ずつ設置し(トリンブル製 MS750)、海上保安大学校校舎の屋上に基準局として KGPS を 1 台(トリンブル製 4700)設置した。装置は、受信機とアンテナが対になっており、アンテナは PL-B については船首突端と船尾の曳航フックの真上の位置のヘリデッキ上に設置した。ヘリデッキ上にアンテナを設置する際は、三脚を用いて風等で転倒しないように土嚢を三脚上部から吊り下げた。PM-D 側については、曳航フックがブリッジ上にあるために設置スペースの制約からアンテナの設置位置が船体中央より 1.57m 右舷よりに設置した。データ収録は、2

Table 2.2.2-6 Main dimension of tow and towed ship.

	Patrol Vessel 'PL-B'	Patrol Vessel 'PM-D'
Length	107m	60m
Breadth	14m	7.8m
Depth	7.3m	4.3m
Draft	4.4m	2.65m
Gross tonnage	3000t	600t
Power	8000PS	3000PS

Table 2.2.2-7 Experimental conditions at sea.

Exp. No.	time	speed(kt)	Patrol Vessel 'PL-B'	Patrol Vessel 'PM-D'	rudder angle(deg)	tow ship
	1240 ~ 1255	0-8	straight	straight		PL-B
	1255 ~ 1311	6	course change	follow		PL-B
	1315 ~ 1333	7	right turn	straight	7	PL-B
	1336 ~ 1348	7	left turn	straight	7	PL-B
	1400 ~ 1432	2,4,6	straight	straight		PM-D
	1440 ~ 1448	2	straight	turn	7	PM-D
	1516 ~ 1544	3-5	straight	turn	7,15,30	PM-D

つの張力計についてはサンプリング周波数 100Hz とし、KGPS については 1Hz である。パソコンどうしの同期については、パソコンの時刻を合わせるによりデータ解析の際に処理した。KGPS のデータ解析は、曳船及び被曳船の船首尾のそれぞれ位置を取得し、基地局の座標位置を検出した。実験終了後、両船の時間、X、Y(日本平面直角座標系で座標変換した値)、H(高さ)のデータを解析し、曳船と被曳船の方位を求めた。

(2-3) 解析結果及び考察

実験当日は、天候は晴れで風速が 2~4m/sec であり、海上の波はほとんどないといった好天であった。また、Fig. 2.2.2-35 及び Fig. 2.2.2-36 に KGPS の精度チェックのために PL-B 及び PM-D のそれぞれの船首尾に設置したアンテナ間の距離の時間経過を示した。実際の距離は、それぞれ 110.64m 及び 50.2m であった。これより両船の位置情報が非常に不安定な領域と比較的安定な領域があることが判明し、安定領域でも細かな変動が絶えず観測された。PL-B の場合、最大で 10.6cm の変動が観測され、実際の距離の約 0.1% である。また、PM-D の場合、最大で 19.6cm の変動があり、約 0.4% にあたる。この誤差の原因は、曳船及び被曳船と基準局との距離が大きく、電離層及び大気の状態が計測された位置で異なるため基準局による位置補正が保証されなかったことによるものと考えられる。従って、今回の解析は KGPS で比較的安定な位置の解析結果が得られた時間帯 (Table 2.2.2-7 の実験番号) に限って報告する。

Fig. 2.2.2-37 に KGPS による PL-B 及び PM-D の船首方位の時間経過を示す。実験番号とから充分許容できる範囲内である。また、船尾曳航の際ふれまわり運動は見られず、PL-B は安定して追従していることがわかる。

Fig. 2.2.2-38 に、PL-B に設置した張力計と著者らが設置した張力計による索張力の比較を、時間経過を横軸にとって示す。両者は概ね一致しているが、Fig. 2.2.2-37 の 9000sec 付近の時点で突然前者の示す索張力が小さくなった。し



Photo 2.2.2-1 Tension meter installed at bow.

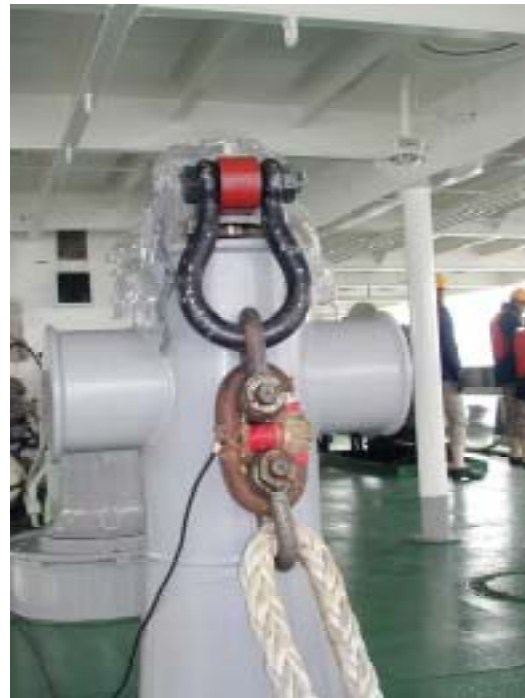


Photo 2.2.2-2 Tension meter installed at stern

かしながら、両者が一旦零近くまで小さくなったあとで正常に戻っており、原因は不明である。ポリエチレン製の曳航索は比重が 0.96 で水に浮くので、曳航索に張力がさほどかからない場合 Fig. 2.2.2-39 のように空中部分の索についてはカテナリー形状を保持する。図のように曳

船と被曳船の曳航点をそれぞれA及びBとして、ABの水平距離を l_1 とする。また、A点及びB点から水面に接するまでの曳航索長さをそれぞれ l_a 及び l_b 、それぞれに対応する水平距離を d_a 及び d_b とする。A点及びB点の水平曳航索張力をそれぞれ T_a 及び T_b とし、索張力を T_A 及び T_B とする。さらに、水面上に浮かぶ索長さを l_c として、次式が成り立つ¹²⁾。

$$l_a = \sqrt{h_a(h_a + 2\frac{T_a}{w})} \quad (1)$$

$$d_a = \frac{T_a}{w} \sinh^{-1} \frac{wl_a}{T_a} \quad (2)$$

$$l_b = l - l_a - l_c = \sqrt{h_b(h_b + 2\frac{T_b}{w})} \quad (3)$$

$$d_b = l_1 - l_c - d_a = \frac{T_b}{w} \sinh^{-1} \frac{w(l - l_a - l_c)}{T_a} \quad (4)$$

ただし、

$$T_a = T_b \quad (5)$$

$$T_A = \sqrt{T_a^2 + (wl_a)^2} \quad (6)$$

$$T_B = \sqrt{T_b^2 + (wl_b)^2} \quad (7)$$

である。曳航索の伸びを考慮して、曳航索のばね定数を k 、索の全長が l' と仮定すると、索長

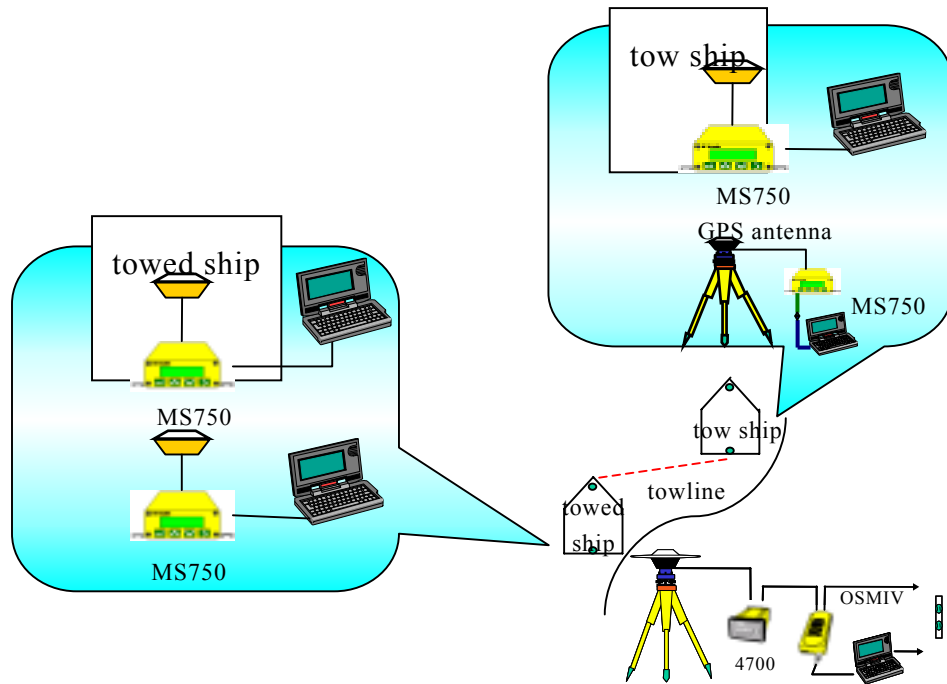


Fig.2.2.2-34 Measuring system using KGPS.

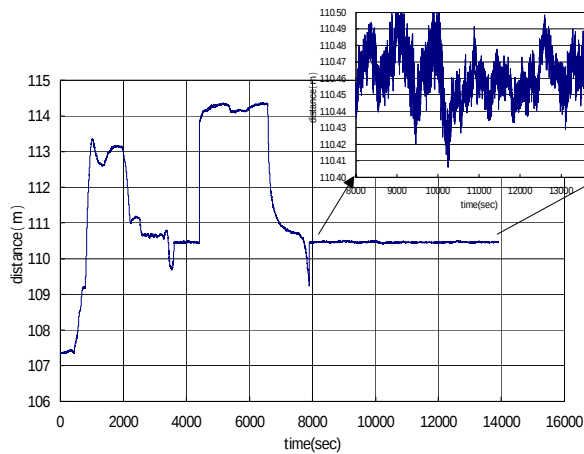


Fig. 2.2.2-35 Change of distance between two antennas in Patrol Vessel 'PL-B'.

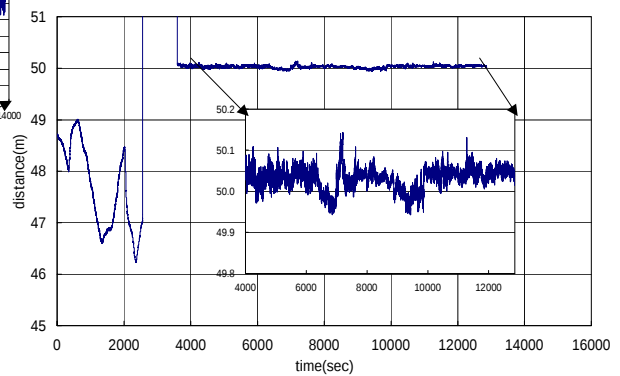


Fig. 2.2.2-36 Change of distance between two antennas in Patrol Vessel 'PM-D'.

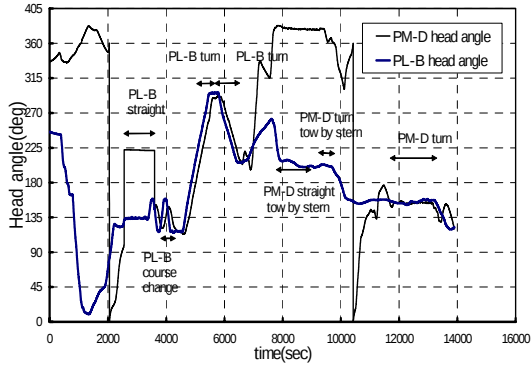


Fig. 2.2.2-37 Head angle of tow and towed ship.

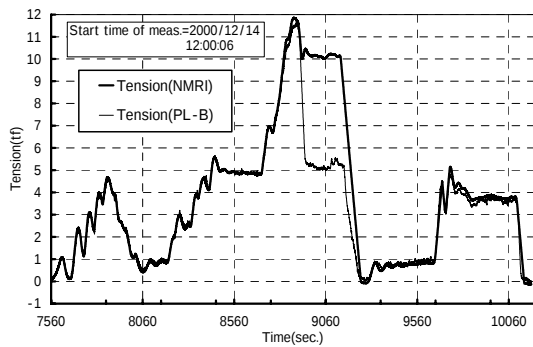


Fig.2.2.2-38 Time history of towline tension.

と曳航索張力との間に次式が成り立つ。

$$l' = l + \frac{\sqrt{T_a^2 + (wl_a)^2}}{k} \quad (8)$$

さらに、索が張ってくると索の中央部が水面から離れ索全体が空中に浮く状態となる。索の最下端の水面からの垂直距離を h' とすると、(1) 式及び(3)式は次のようになる。

$$l_a = \sqrt{(h_a - h')(h_a - h' + 2\frac{T_a}{w})} \quad (9)$$

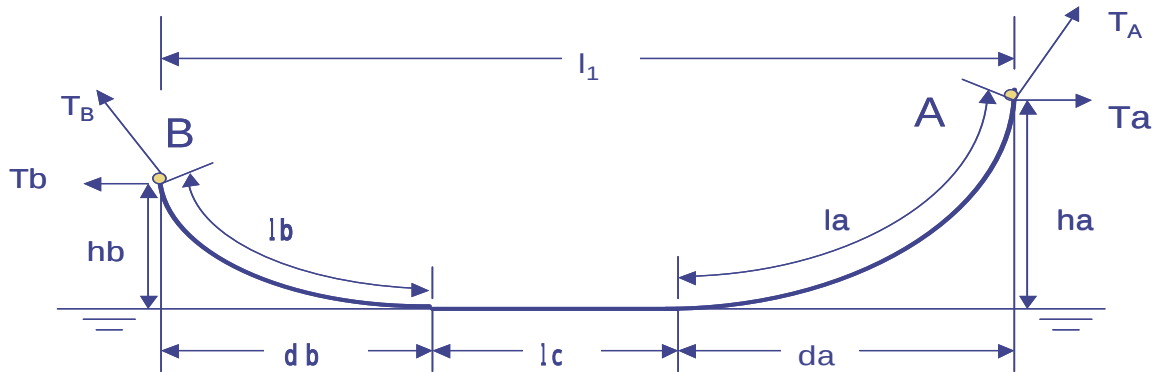


Fig. 2.2.2-39 Schematic idea of towline figure during towing.

$$l_b = \sqrt{(h_b - h')(h_b - h' + 2\frac{T_b}{w})} \quad (10)$$

また、

$$l_c = 0 \quad (11)$$

$$l_l = d_a + d_b \quad (12)$$

である。以上より、索の水平距離 l_1 と索張力 T_B 、 d_a 、 d_b 及び h' の関係を Fig. 2.2.2-40 に示す。使用したポリエチレンロープの強伸度曲線(伸び率と荷重の関係を表わした図表)から破断荷重の 30% でのバネ定数 k を求め 0.350(tf/m) とした。また、 h_a 及び h_b の値は、それぞれ 4.89m と 4.35m である。図より曳船と被曳船の距離が大きくなると徐々に d_a と d_b の距離の差が出始めて、 l_c が零になった後は曳航点の水面からの高さの違いによりその差が大きくなることがわかる。 l_1 が 353m の点で l_c が零になり、その後 h' が増加している。目視観測の結果から最大索張力が発生した点では、約 1m 程度水面上に索が飛び出していたことが観測されており計算結果ともほぼ一致している。索張力は、計測結果から得られた索の弾性係数を使用して求めたものであるが、2 船間の距離に対して直線状に増加していくことがわかる¹¹⁾。

曳航索の張り具合を目視観測で記録した結果について、横軸に経過時間、縦軸に被曳船 PL-B の曳航フック位置から索が接水する位置までの距離及び索張力を Fig. 2.2.2-41 に示す。実験状態は、PM-D の直進曳航(船尾曳航)で実験番号である。

曳航索張力と 2 船の水平距離の目視観測の結果は、よく対応していることがわかる。最大索張力の 11.6tf となった後、索のヒステリシスのためにその前後の索張力がほぼ同じであるにもかかわらず水平距離が最大張力発生後のほうが大きくなっている。索張力がピークに達する 8900sec 前後で索はすべて海面上にでているた

めデータの欠損がある。図中に曳航速度を示したが、6kt の設定で船に加速がつき増速の過程で索張力にピークがでたものと考えられる。Fig. 2.2.2-41 の下段の図は、両船の絶対位置から求めた KGPS によって計測された 2 船間の水平距離であるが、その値は索長をはるかに超えており正確ではない。しかしながら、両船間の距離と索張力は時系列でみると両者の相関は非常によいことがわかる。KGPS による正確な距離が計測できなかったため、曳船と被曳船の曳航支点間の距離と索張力の関係を比較できなかったが、Fig. 2.2.2-42 に横軸に索張力(T_B)をとり、縦軸に被曳船 PL-B の船尾曳航支点から索が海面に接する点までの目視観測による距離(d_b)を示し、数値計算結果と比較した。これよ

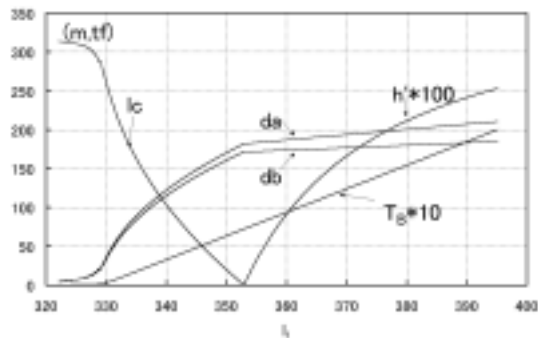


Fig.2.2.2-40 Numerical calculation of towline tension and figure.

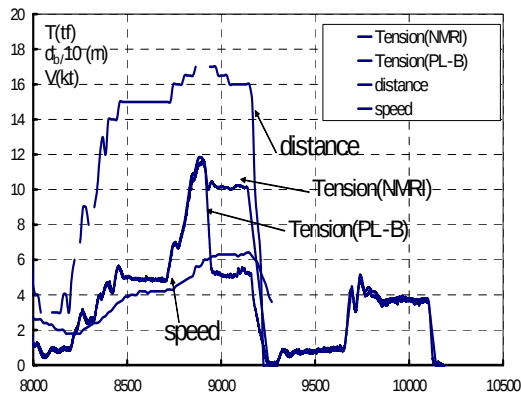


Fig. 2.2.2-41 Towline tension and distance between tow and towed ship.

り両者は目視観測による精度を勘案すればよい一致を示していることがわかる。

さらに、Fig. 2.2.2-43 に KGPS による 2 船間の水平距離の代わりに索の伸び率を横軸にとり、索張力との関係を示した。伸び率は、Fig. 2.2.2-41 の 8000sec 付近の索張力が最も小さくなった時刻での曳航支点間の距離を始点とし、索の初期長さを 330m として計算した。これより、負荷時と除荷時の勾配がほぼ等しく 2~3% の塑性伸びが観測できることなどの合成繊維索のヒステリシス特性が表現できているので、絶対距離から求めた索の伸びではなく相対的な伸び率と索張力の関係を調べることができると判断した。Fig. 2.2.2-43 よりヒステリシスループは伸びの大きくなる方向にずれる傾向があるが、合成繊維ロープの伸び荷重曲線は、一定レベルの荷重を繰り返すことにより塑性伸びとヒステリシスループの再現性が良好になることを著者らのポリエチレン索(直径 3mm)を使用した実験室レベルの研究で確認している¹³⁾¹⁴⁾。実験結果より大直径のポリエチレン合成繊維索のヒステリシスの特性がわかり、索の弾性係数は 0.320(tf/m)であり、最大で 12.5% の伸びがあったことがわかった。これは、強伸度曲線から求めた 0.350(tf/m)と 9% の差であり、強伸度曲線からある範囲の精度でパネ定数の推定が可能で

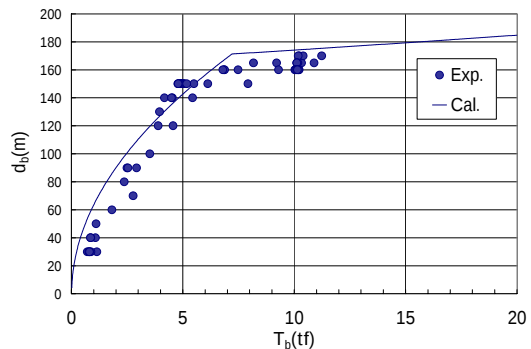


Fig.2.2.2-42 Comparison between towline tension and distance from towed point to sea surface.

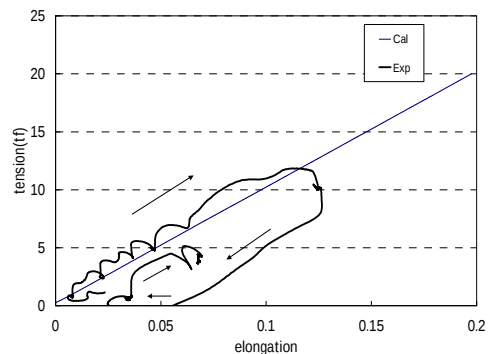


Fig. 2.2.2-43 Relation between towline tension and elongation.

あることがわかった。これは、著者らが過去に実施した曳航実験におけるポリエチレン曳航索の弾性係数 $0.357(\text{tf/m})$ と比較しても妥当な値と考えられる。バネ定数から合成繊維索の弾性係数を求めるためには、索の断面積が必要となる。ポリエチレン索の線密度は直径 65mm で $2125(\text{g/m})$ であり、比重 0.96 として弾性係数 E は $52.3(\text{kgf/mm}^2)$ となった。

(2-4) まとめ

KGPS を使用して、曳航実験時に曳船と被曳船の 2 隻の曳航支点間の水平距離を計測し、以下のことがわかった。

- (1) 穏やかな海象条件であったが、索張力と曳航支点間水平距離の関係について、実験結果と数値計算結果を比較し両者の良好な一致を得た。
- (2) 直径 65mm のポリエチレン索の弾性係数が $52.3(\text{kgf/mm}^2)$ となった。また、負荷時と除荷時の伸び荷重曲線における勾配がほぼ等しいことなどのヒステリシス特性を確認できた。

(3) 巡視船の波浪中曳航実験

(2) 節で紹介した訓練船による曳航実験¹⁵⁾は、実験海域が瀬戸内海であったために、海象は比較的穏やかな状態であった。今回、冬期の相模湾において巡視船を使用して、ムービングキネマティック GPS システムにより曳船と被曳船の距離を精度良く計測し、曳航索張力と比較した。この他、曳航時の船体運動も同時に計測した。また、曳航索張力の数値計算と計測値を比較した。

(3-1) 実験の概要

(3-1-1) 実験方法

曳航実験には、Table 2.2.2-8 に示す第 1 管区海上保安本部の巡視船「PL 型巡視船 (PL-C)」と第 3 管区海上保安本部の巡視船「PLH 型巡視船 (PLH-A)」を使用した実験海域は、伊豆大島の東方、北緯 34 度 44 分、東経 139 度 36 分を中心とする半径 5 海里の円内海域である (Fig. 2.2.2-44)。実験日程は、平成 14 年 1 月 7 日~10 日であり、7~8 日の両日は横浜防災基地岸壁において計測器設置等の実験準備を行い、9 日午後および 10 日午前と午後に曳航実験を行った。

曳航実験状態を Table 2.2.2-9 に示す。まず、1 月 9 日に、曳船 PL-C による被曳船 PLH-A の直進曳航及び旋回曳航(船首曳航、表中実験番号 T1~T4)を実施した。これは、曳船 PL-C が一定

速力で被曳船 PLH-A の船首を曳航し、次に任意の操舵角をとり、被曳船が 90 度回頭するまで旋回曳航した。曳航速力は 3 ノット及び 5 ノットとした。次に、1 月 10 日午前には、曳船 PL-C による被曳船 PLH-A の直進曳航及び旋回曳航(船尾曳航、表中実験番号 T6)を実施した。これは、曳船 PL-C が 3 ノットで被曳船 PLH-A の船尾を曳航して、操舵角 7 度で曳航旋回(約 90 度)した。最後に同日の午後に、この逆の曳船 PLH-A による被曳船 PL-C の直進曳航及び旋回曳航(船尾曳航、表中実験番号 T7~T10)を実施した。この実験は、曳船 PLH-A が被曳船 PL-C の船尾を 3 ノットで直進曳航して、操舵角 7 度で旋回するが被曳船 PL-C が回頭しなかったために、直進 3 ノットから操舵角 15 度で旋回、被曳船 PL-C が約 120 度回頭したところで終了した。今回は、通常の船首曳航だけではなく、波浪域においても船尾に曳航点をとる索取り法に制限された曳航を余儀なくされる事態を考慮して実験を行った(実験番号 T6~T10)。曳航索は、直径 75mm 、長さ 200m のポリエチレンエイトロープ(単位重量¹¹⁾: 2.82kg/m 、引張り強さ 46.5tf)を 2 本繋いで使用した。

Table 2.2.2-8 Principal dimension of tow and towed ship.

	Patrol Vessel PL-C	Patrol Vessel PLH-A
Length over all (m)	91.47	130.0
Maximum breadth (m)	10.5	15.5
Depth (m)	5.5	8.8
Gross tonnage (t)	993	5,259
Displacement (t)	1,500	5,317

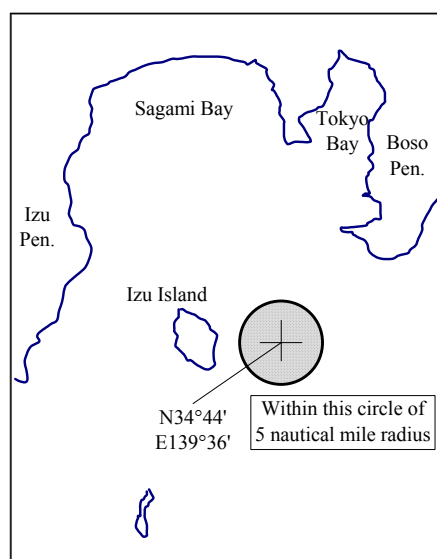


Fig. 2.2.2-44 Experimental site.

Table 2.2.2-9 Experimental conditions (tow).

date	Exp. No.	time	speed (kt)	Patrol Vessel PL-C	Patrol Vessel PLH-A	rudder angle (deg)	tow ship
2002/1/9	T1	13:39-14:05	3kt	straight	straight		PL-C
	T2	14:05-14:26	3kt	right turn	follow	7	PL-C
	T3	15:03-15:20	5kt	straight	straight		PL-C
	T4	15:20-15:44	5kt	right turn	follow	15	PL-C
2002/1/10	T5	9:42-9:52	3kt	straight	straight		PL-C
	T6	9:52-10:10	3kt	left turn	follow	15	PL-C
	T7	13:19-13:32	3kt	straight	straight		PLH-A
	T8	13:32-13:52	3kt	follow	right turn	7	PLH-A
	T9	14:07-14:25	3kt	straight	straight		PLH-A
	T10	14:25-14:50	3kt	follow	right turn	15	PLH-A

(3-1-2) 計測項目及び計測方法

PL-CおよびPLH-Aの計測機器を使用した計測項目について、Table 2.2.2-10 および Table 2.2.2-11 に示す。PL-C のヨー以外の船体運動は光ファイバージャイロで、また PLH-A のそれについては、ピッチ、ロールが音叉ジャイロ、ヒープ、スウェイ、サージは 3 軸加速度計により計測した。この他に、両船に装備されている計測器のデータが警救情報表示装置に集約され、針路、対船風向、対船風速、流向、流速、船速の値が 1 分毎にディスプレイ上に表示される。これをビデオ撮影し、実験終了後に解析した。なお、PL-C 側では索張力データについても記録した。

波浪計測は、PL-C の船体中央部右舷船速から約 3m 角材を突き出し、その先端に超音波波高計と船体上下揺れ補正用の加速度計と一緒に設置した。

さらに、曳船の推進性能関係のデータ(機関出力、回転数、プロペラ翼角)も一定時間間隔で記録したが、詳しい解析結果については別途報告する。

索張力は、JISF3303 スタッド付き第 3 種直径 50mm チェインを用い、その平行部にストレインゲージを貼って防水加工した張力計を使用して計測した。曳航索張力の計測には、PLH-A の船首尾に一つずつ索張力計を設置した。船首側の張力計の設置は、2 つのボラードに 1 本ずつ布帯ベルトを巻きつけ、シャックルを介して張力計を取り付けた。曳航索は、パナマチョークを通り船外へ出した。また、船尾側については、船尾の曳航ウィンチの直後にシャックルを介して張力計を取り付けた。

2 隻の船舶の位置計測に関する装置の配置図を Fig.2.2.2-45 に示す。KGPS4 台及びパソコ

Table 2.2.2-10 Measuring item and measuring device at Patrol Vessel PL-C.

measuring item	measuring device
wave height	ultrasonic wave probe
pitch	optical fiber gyro
roll	optical fiber gyro
sway acc.	optical fiber gyro
surge acc.	optical fiber gyro
heave acc.	optical fiber gyro
wave compensation	accelerometer

Table 2.2.2-11 Measuring item and measuring device at Patrol Vessel PLH-A

measuring item	measuring device
tension	tension meter
roll	vibrating structure gyro
pitch	vibrating structure gyro
sway acc.	3 axis accelerometer
surge acc.	3 axis accelerometer
heave acc.	3 axis accelerometer

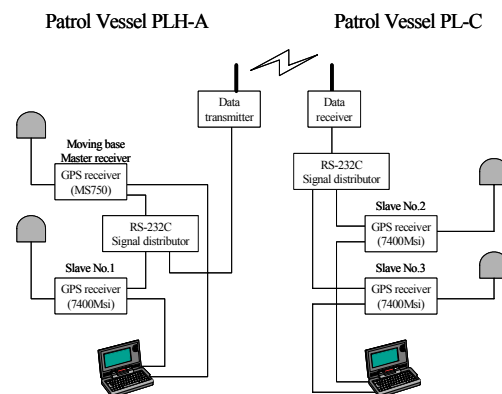


Fig.2.2.2-45 Moving KGPS system.

ン2台を用意して、KGPSは曳船及び被曳船の船首尾に1台ずつ設置した(トリンプル製MS750・1台、7400Msi・3台)。PLH-A側の1台をムービングベースマスター受信機とし、3台をスレーブ受信機とした。またPLH-A側の1台は、DGPS受信機を設置して、絶対位置の計測を行った。両船間のデータ伝送は、特定省電力無線送受信機で行った。装置は、受信機とアンテナが対になっており、アンテナはPLH-Aについては船首突端とヘリコプター甲板上の船尾端のそれぞれ船体中央に設置した。PL-C側については、船尾の曳航ウィンチドラムからヘリコプター甲板へ斜め後方に曳航索が繰り出されるために、曳航索の出口の船体前方のヘリコプター甲板上にアンテナを船体中央に設置した。この際、三脚を用いて風等で転倒しないように設置した。データ収録は、曳航索張力、船体運動についてはサンプリング周波数10Hzとし、KGPSについては5Hzである。パソコンどうしの同期については、パソコンの時刻を合わせるによりデータ解析の際に処理した。KGPSのデータ解析は、実験終了後、両船の時間、X、Y(日本平面直角座標系で座標変換した値)、H(高さ)のデータを解析し、曳船と被曳船の方位を求めた。

両船の漂流試験の際には、それぞれの船に搭載されている警報情報表示装置の速度、船首方位およびGPSによる位置情報を解析した。漂流時間は、約30分~1時間である。

(3-2) 解析結果及び考察(3-2-1) 曳航索のばね定数

実験当日の気象、海象については、風速が2~18m/sec、有義波高は1~2m程度であった。Fig.2.2.2-46に、実験番号T5~T6の諸量の時系列を示す。船尾曳航であるので2船の方位に180°程度ずれがある。PL-Cの船首揺れは、両振幅で2°程度であり、被曳船PLH-Aによる後方からの索張力で船尾が振られ、索張力に対応した船首揺れが生じたと考えられる。被曳船PLH-Aは、船尾曳航にもかかわらずふれまわり運動は発生せず安定した追従であった。しかしながら、波浪中の索張力変動は最大で13tf、最大索張力は18.8tfにもなった。また、操舵角7°での曳航旋回中に曳航索が切断した。曳航索の切断箇所は、PLH-A船尾の曳航レールとヘリコプター甲板の支柱のコーナー部であった¹⁶⁾。KGPSの精度チェックのためPL-CおよびPLH-Aのそれぞれの船首尾に設置したアンテナ間の距離の変動を計測した。両船ともに、平均で約5cm、最大で15cm程度であり、ほぼ波の周期で変動していることがわかった。この測定

誤差は、実際の計測距離と比較すると、PL-Cで0.3%、PLH-Aで0.12%となる。波浪域での船体に固定したGPSアンテナが、波に対する応答の形で位置測定の誤差として現れたと考えられる。

Fig.2.2.2-47およびFig.2.2.2-48に3ktで直進曳航時のKGPSで計測した2船間の距離と索張力の時系列と相関をそれぞれ示す。PL-Cの船尾に設置したアンテナは船尾端から17.17m船体前方船体中央線上にセットされ、PLH-Aのそれは船尾端であるが、曳航索端点と船尾端までの距離は12.8mである。この図より、曳航索張力の伸びに対する比を求めると、1.64tf/mとなった。この値が波浪中における曳航索のばね定数と考えられる。この値は、曳航索の強伸度曲線から求めた0.353tf/mと比較して約4.6倍にもなる。曳航索の張った状態での形状をビデオ撮影したものを解析すると、曳航索は空中に飛び出している時でも波によってその中央部下端を洗われており、抵抗を受けていることがわかる。船体運動、特にサージ運動によって索が弛んだ状態では、索の中央部が海表面に浮いた状態となるので波によって没することもあり得る

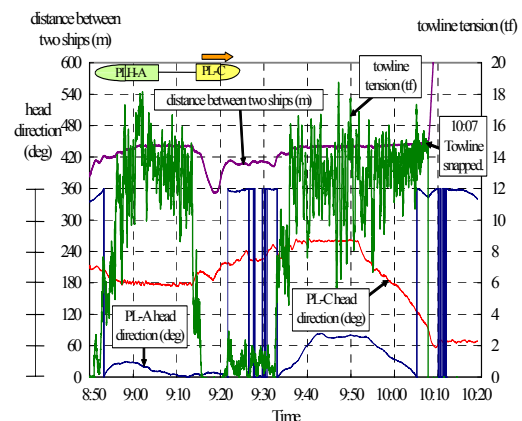


Fig.2.2.2-46 Distance between PL-C and PL-A, head direction and towline tension. (tow ship : PL-C, towed ship : PL-A, stern tow)

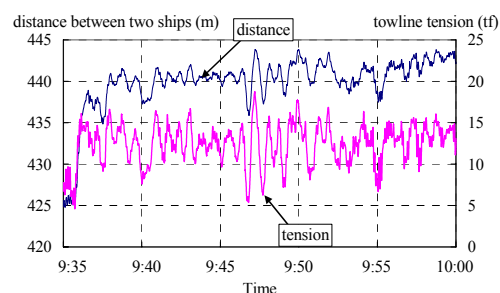


Fig.2.2.2-47 Time history of distance between two ships and towline tension (02/01/10).

ので、水中に索が没した直後に張った状態となると動的な張力を水から受けることになる。このように、曳航索が水から受ける動的な張力や波による抵抗によりばね定数が強伸度曲線から求めた値より大幅に大きくなったものと思われる。また、KGPS の位置計測データから曳航索の伸びは、14%程度である。

さらに、実験番号 T6~T10 の場合については、直進曳航時における PL-C の船尾曳航の場合もふれまわり運動は見られず、安定した状態で曳航された。またこの際、被曳船が PL-C となるため索張力が T5 あるいは T6 の場合と比較して小さくなり、索の中央部は常に海表面に浮いた状態となる。3kt での直進曳航時のばね定数は、1.66tf/m であり前述の場合のばね定数と比較してほとんど変化がなかった。両者の張力レベルが異なるにもかかわらず、計算されたばね定数が同じになるのは波による抵抗を受けた索の部分長さが後者のほうが大きいことによるものと考えられる。また、T10 の実験状態において、PL-C 船尾の曳航レールの左舷端部で曳航索が切断した。

(3-2-2) 索張力の数値計算

直進曳航時の曳航索張力と曳航索の形状についての数値計算を Fig.2.2.2-49 に示す。ポリエチレン製の索は、水に浮くので曳航索に張力がさほどかからない場合、空中部分の索についてはカテナリー形状を保持し、その他の部分は海面上に浮く。図中の記号は、Fig.2.2.2-39 に示すように、曳船と被曳船の曳航点をそれぞれ A 及び B として、AB の水平距離を l_1 とする。また、A 点及び B 点から水面に接するまでの曳航索長さをそれぞれ l_a 及び l_b 、それぞれに対応する水平距離を d_a 及び d_b とする。A 点及び B 点の水平曳航索張力をそれぞれ T_a 及び T_b とし、索張力を T_A 及び T_B とする。さらに、水面上に浮かぶ索長さを l_c 、 h' は索の最下端の水面からの垂直距離とする。

計算に使用した曳航索のばね定数は、0.353tf/m とした。索の強伸度曲線から求めたこの値は、Fig.2.2.2-48 から求めたばね定数と比較すると、22%程度である。これは、本計算が静的計算であるので、曳航索を局所的に捉えたばね定数、言い換えれば動的影響の入ったばね定数との相違によるものと考えられる。

また、直進曳航時の曳航索張力は、波周期よりも長い周期で変動している。Fig.2.2.2-47 の 1 月 10 日午前の曳航実験では、その周期は 49.8 秒であった。このような索張力変動は、曳船と

被曳船が曳航索を介して運動する 2 自由度系の固有振動周期を計算して求める。2 つの質量 m_1 と m_2 がばね定数 k のばねで連結されている場合、その固有振動周期 T は次式で表わされる。

$$T = \frac{2\pi}{\sqrt{k\left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}\right)}} \quad (13)$$

Table 2.2.2-8 より PL-C と PLH-A の質量を排水量から求めて、10%の付加質量を仮定する。また、ばね定数 k を実験結果から 1.64tf/m とすると、 T は 56.2 秒となった。これは、実測された 49.8 秒と 12%程度の差で、推定値は計測値と良く合っている。

(3-3) まとめ

巡視船を使用して波浪域における曳航実験および漂流実験を実施した。主に、曳航索張力、KGPS による曳船、被曳船の水平距離および船体運動の計測を行った。また、静的な数値計算を行い、計測値と比較した。その結果、次の結論を得た。

- (1) 波浪中における曳航時の曳航索のばね定数は、静水時のそれよりも 4.6 倍大きい値となっていることがわかった。

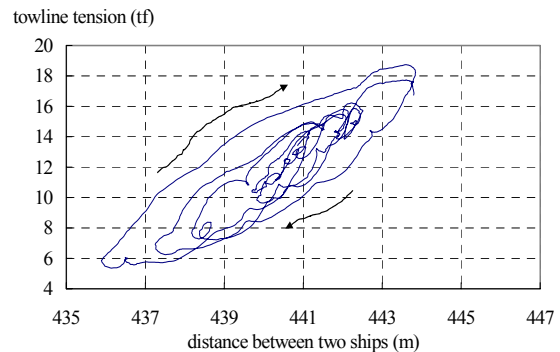


Fig.2.2.2-48 Relation between distance and towline tension. (9:45-9:50, 02/01/10)

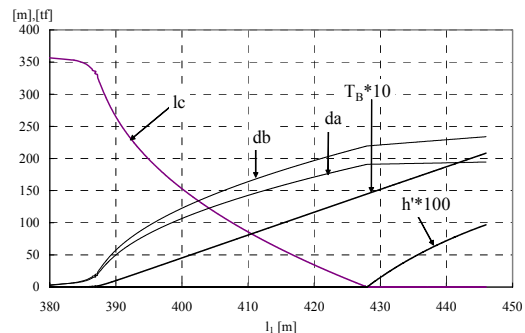


Fig.2.2.2-49 Numerical calculation of towline tension and figure.

- (2) 曳航索張力の曳航時の変動周期は、2 自由度系の固有振動周期を求めることにより求めることができる。

参考文献

- 1) 影本浩：箱型浮体の拘束直進、斜航、旋回時の抵抗について、船舶技術研究所報告、第 22 巻、第 3 号、(1985)、pp.87-105
- 2) 湯川和浩、星野邦弘、原正一、山川賢次：転覆した船に働く流体力とその曳航法に関する研究、日本造船学会論文集、第 186 号、(1999)、pp.145-156
- 3) 星野邦弘、原正一、湯川和浩、山川賢次：損傷・転覆船舶に働く流体力の推定について、西部造船会会報、第 99 号、(2000)、pp.83-90
- 4) 原口富博：海洋構造物の曳航の研究 (1) 平水中の曳航運動について、第 52 回船舶技術研究所発表会講演集、(1988)、pp.86-89
- 5) 原口富博、海洋構造物の曳航の研究 (1) 波浪中の曳航運動について、第 54 回船舶技術研究所発表会講演集、(1989)、pp.140-143
- 6) 原正一：曳航時の変動索張力の確率的手法による推定、関西造船協会誌、第 226 号、(1996)、pp.135-151
- 7) 原正一、山川賢次、星野邦弘、湯川和浩：損傷船舶の曳航に関する研究、関西造船協会誌、第 233 号、(2000)、pp.71-78
- 8) Maruo, H. : The Drift of a Body Floating on Waves, Journal of Ship Research, Vol.4, No.3, (1960)、pp.1-10
- 9) Newman, J.N. : The Drift Force and Moment on Ships in Waves, Journal of Ship Research. Vol.11, No.1, (1967)、pp.51-60
- 10) 原口富博、二村正：曳船およびバージの漂流力計測、船舶技術研究所報告、第 31 巻、第 3 号、(1994)、pp.114-150
- 11) ロープ類の知識、東京タンカー株式会社海務部編、成山堂
- 12) 道本順一、日當博喜、寺本定美、田中明：荒天下における曳船と被曳船の運動に関する研究(その 3、曳航索の形状変化を考慮した索張力変動の計算)、海上保安大学校研究報告、第 44 巻、第 1 号、(1998)、pp.13-24
- 13) 山川賢次、原正一、申鉦慶：曳船用合成繊維索の静的特性、資源素材学会秋季大会、(1993)、pp.5-8
- 14) Hyunkyoungh Shin, Kenji Yamakawa,

Shoichi Hara : Laboratory Tests on Synthetic Fiber Ropes, OMAE94, (1994), pp.441-448

- 15) 原正一、山川賢次、星野邦弘、湯川和浩：曳航時における巡視船の曳航索張力、関西造船協会論文集第 237 号、(2002)、pp.165-171
- 16) 山川賢次、原正一、星野邦弘、湯川和浩、正野崎稔、馬淵巖、首藤洋一、守谷敏之、小松正博：実船における曳航時の索強度、資源素材学会講演論文集、(2002)、pp.319-322

2.2.3. 波浪中の曳航馬力推定法の研究

曳航時の馬力推定は曳船の曳航能力推定ととらえることが出来る。そこで本節では、いわゆる伝達馬力や制動馬力を求めるのではなく、波浪中で曳航するための推力を曳船が発揮できるかを推定することとした。

(1) 模型船による水槽試験

曳航時の推進性能に関しては、近年の船型に関するデータがほとんど公表されていないため、模型船を使用した水槽試験によりデータ収集を計ることとした。本研究では主として巡視船による航行不能船舶の曳航が重要課題であると考え、巡視船模型による水槽試験を実施した。対象とした巡視船は本研究で実船試験を行う予定となっている 1000 トン型と呼ばれる船型である。その主要目を Table 2.2.3-1 に示す。

水槽試験は、三鷹第二船舶試験水槽(400m 水槽)にて平水中及び正面規則波中で実施し、被曳船の代わりに実船の 8.5mW.L. に相当する高さで水平後方に張力計を介して船尾端から曳航荷重を負荷した。

平水中で行った抵抗自航試験結果から自航要素を Fig. 2.2.3-1 に、実船馬力推定結果を Fig. 2.2.3-2 に示す。曳航荷重のない単独航走の制動馬力が 20 ノットで約 6850 馬力となっているが、実船用に最適設計されたプロペラではなく代替プロペラを使用していることもあり若干大きく推定していると考えられる。

Table 2.2.3-1 Principal dimensions

	Patrol Vessel (PL-C)	model
LOA	91.47m	6.8852m
Lpp	85.00m	6.3982m
Breadth	11.00m	0.8280m
Draft	4.00m	0.3011m
Displacement	1844t	767.4Kg

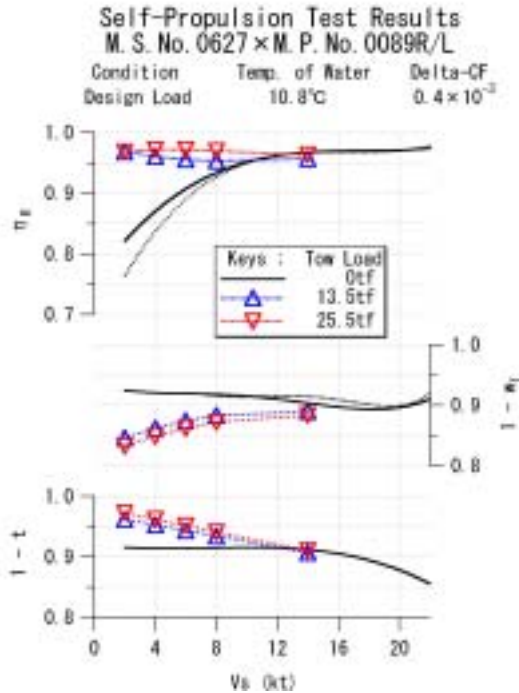


Fig. 2.2.3-1 Self-propulsion.

平水中試験から曳航時の推進特性として以下のような特徴を確認することができた。すなわち、自航要素のうち推力減少率 $1 - \eta$ は、同一速度では曳航荷重の違いによる変化は小さく、速度 0 (ボラード・プル状態) と設計速力との間ではほぼ直線的に変化していること。伴流率 $1 - w_T$ の場合は、設計速度に近づくにつれて曳航荷重の有無による影響は少なくなり、速度の低下とともに曳航荷重のない単独航走時の値よりも小さくなり、プロペラ面に流入する有効流速が遅くなっていることを示していること。これは単独航走のときよりもプロペラ上方あるいは側方の船体の影響が強く出ているためと考えられる。またプロペラ効率比 η_r は、単独航走の場合には低速で値が小さくなる傾向があるが、曳航荷重がある場合は設計速度付近の値とほぼ同じとなっていること。この単独航走時に η_r が小さくなる傾向は、プロペラ単独特性を求めた時よりも低い回転数で試験することによるプロペラ特性のレイノルズ影響を考える必要がある。なお、文献 1) には 2 隻の 1 軸曳船についての実験結果が紹介されている。上述の自航要素の傾向はこの文献中に示されている自航要素の傾向と定性的に良くあっており、2 軸巡視船の曳航時の推進性能についても 1 軸曳船の場合と同様と考えられる。

次に正面規則波中で行った抵抗自航試験結果

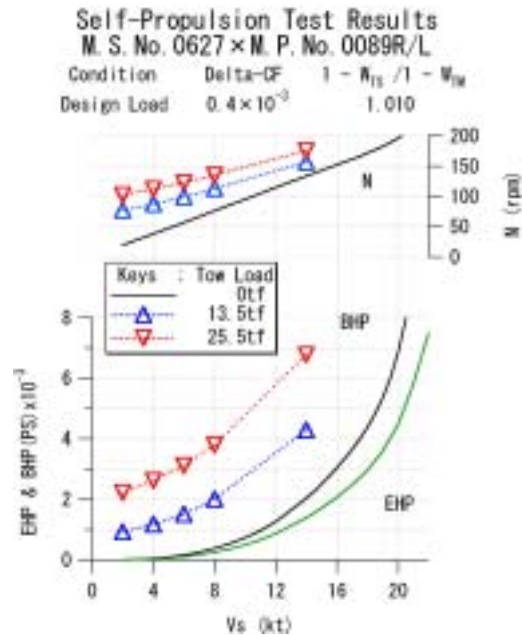


Fig. 2.2.3-2 Horse power estimation.

の一例として、実船で 2、4 及び 6 ノットに相当する速度での動揺振幅を Fig. 2.2.3-3 に示す。図から曳航荷重の有無は動揺振幅に余り影響しないこと、またストリップ法による計算結果との一致も良いことが分かった。なお曳航時のような低速では、縦揺れにより船首から発生する波が水槽側壁で反射され船尾に当たる水槽側壁影響が懸念されるため、図中に破線矢印で水槽側壁影響の現われ始める波長、実線矢印で波の伝搬速度が船速と一致する波長の位置をそれぞれ参考として示している。

Fig. 2.2.3-4 に自航試験結果の一例を示す。抵抗増加等は、以下の式により求めた。

$$\begin{aligned}
 R_{aw} &= (R_w - R_0) / (\rho g \zeta_w^2 B^2 / L_{pp}) \\
 T_{aw} &= (T_w - T_0) / (\rho g \zeta_w^2 B^2 / L_{pp}) \\
 Q_{aw} &= (Q_w - Q_0) / (\rho g \zeta_w^2 D B^2 / L_{pp}) \\
 N_{aw} &= (N_w - N_0) V D^3 / (g \zeta_w^2 B^2 / L_{pp}) \\
 R_0, T_0, Q_0, N_0 &: \text{in still water with tow load}
 \end{aligned}$$

水槽側壁影響は破線矢印と実線矢印の間で船体運動が大きくなる 6 ノットの場合に $\lambda / L_{pp} = 1.2$ 以上で若干現れているが、その他の速度では認められなかった。なお、曳航荷重付きの場合は、同じ曳航荷重をつけた平水中自航試験結

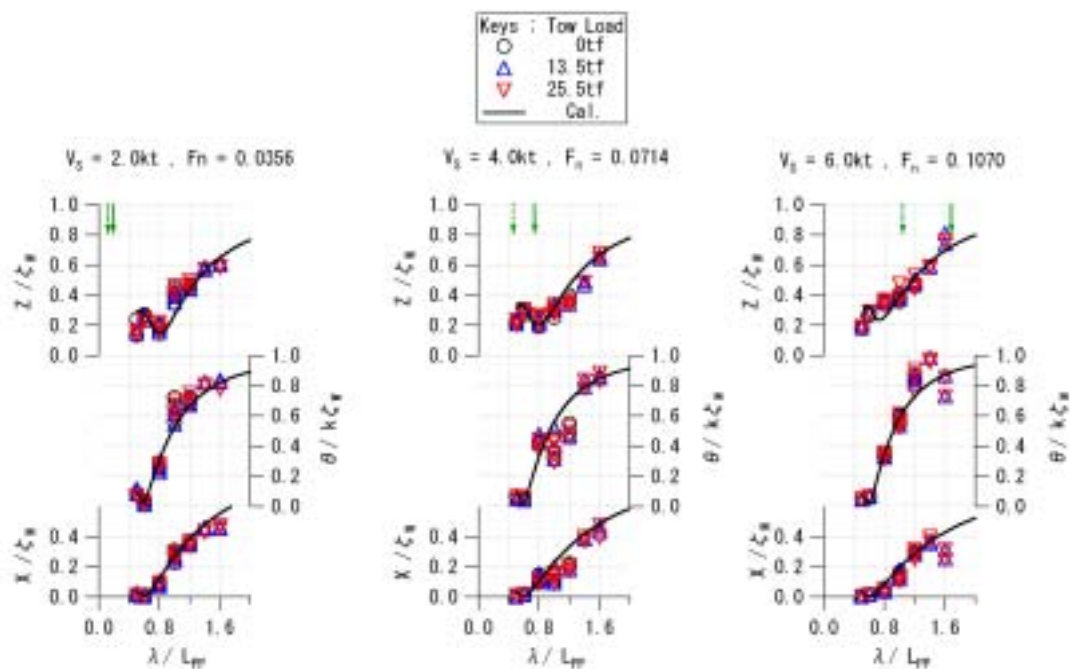


Fig. 2.2.3-3 Amplitude of heave , pitch & surge

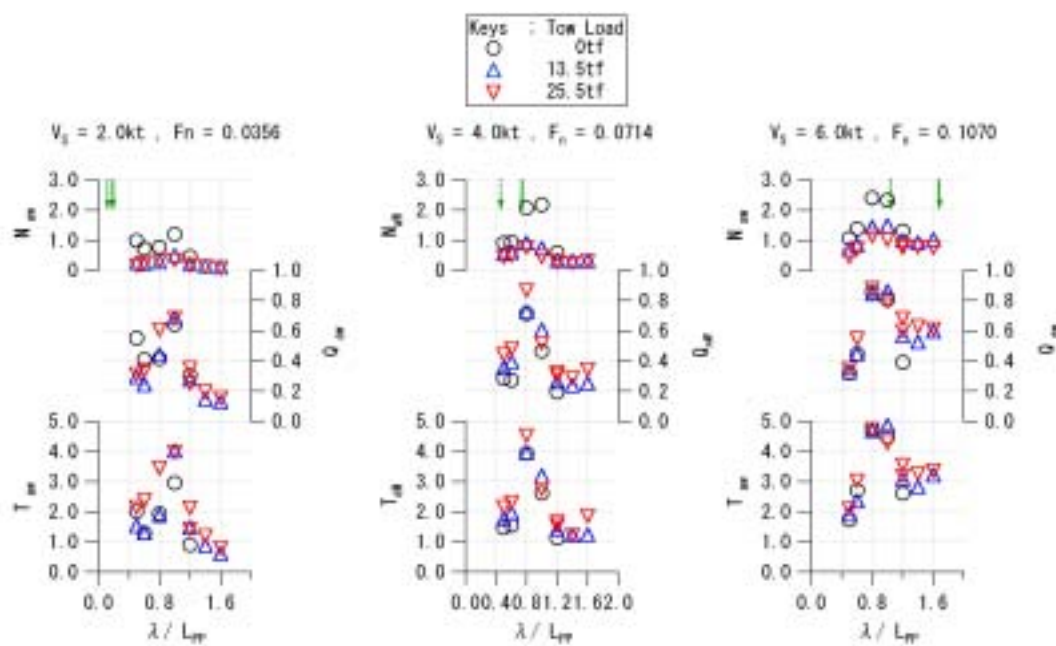


Fig. 2.2.3-4 Example of self-propulsion test results.

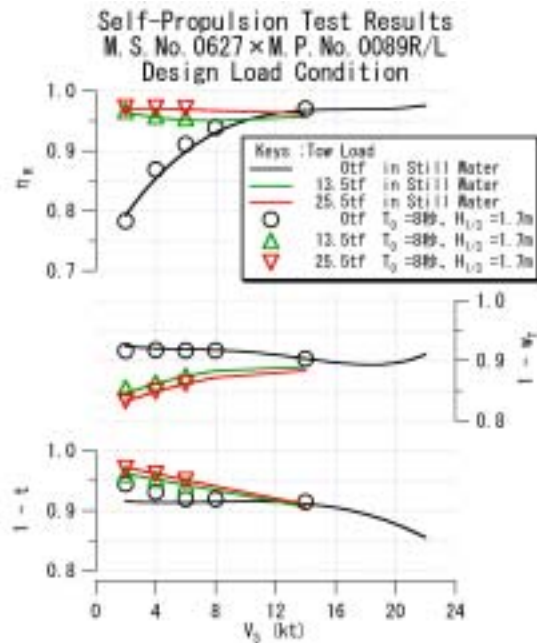


Fig. 2.2.3-5 Propulsive performance in irregular waves.

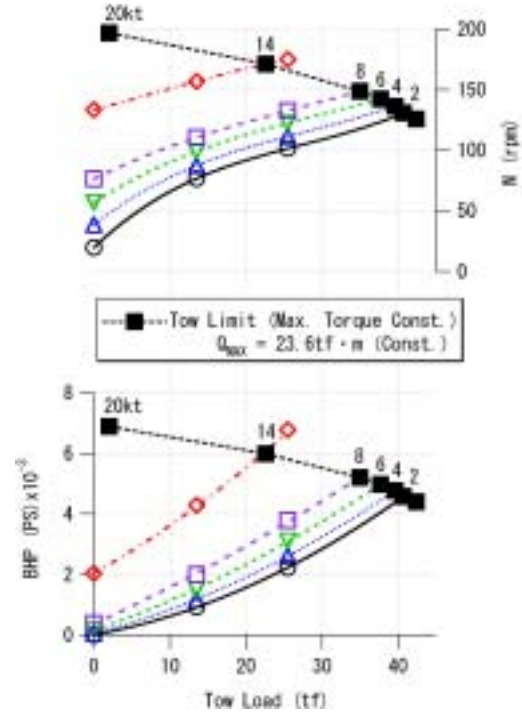


Fig. 2.2.3-6 Towing power in still water.

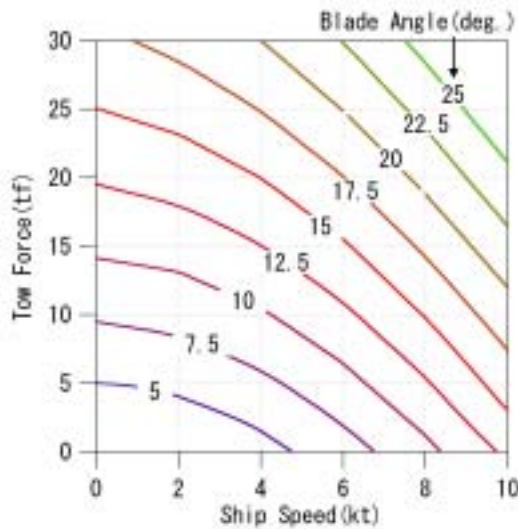


Fig. 2.2.3-7 Towing power of PL-C in still water (495rpm).

Table 2.2.3-2 Principal dimensions of Patrol Vessels.

	Patrol Vessel PLH-A	Patrol Vessel PL-B	Patrol Vessel PL-C	Patrol Vessel PM-D
length overall (m)	130	115.16	91.47	63.35
length (m)	123	107	85	60
breadth (m)	15.5	14	11	7.8
draught (m)	5.25	4.39	4	2.58
displacement (t)	4956	3259	1844	630

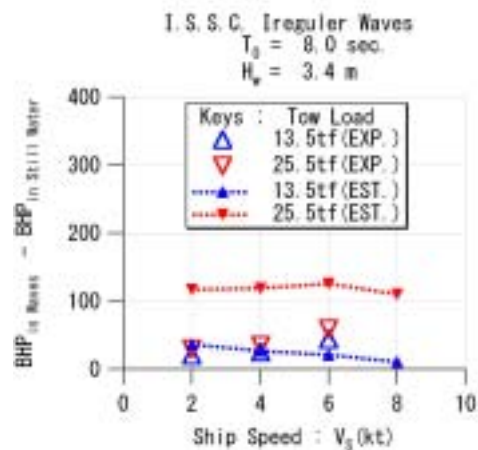


Fig. 2.2.3-8 Towing power in

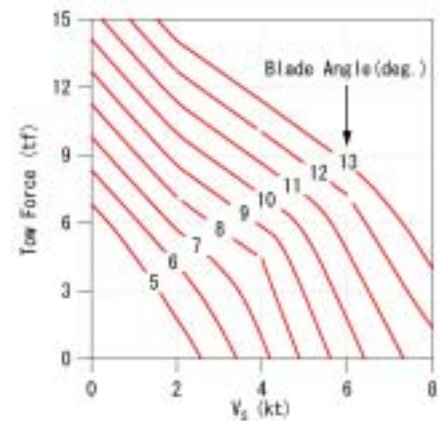


Fig. 2.2.3-9 Towing power of PM-D in still water (380rpm).

果からの増加量を示している。図から、曳航荷重を付けた場合に回転数の増加が少なくなっていることが認められる。これは前進係数(J_A)の小さいところで使用するためスラスト係数(K_T)が大きいのでスラスト増加が同じ場合に回転数の増加が少なくて済むことによる。次にスラスト及びトルク増加に関しては単独航走の場合よりも若干増えているがその差は小さい。また曳航荷重の違いによる差も、あまり明確でなかつ

た。規則波中での試験結果から短期予測により不規則波中での推進性能を推定した一例を Fig. 2.2.3-5 に示す。自航要素など曳航荷重付きの平水中試験結果と大きな差はないことが分かる。

以上の試験結果から文献 2) にならって平水中での曳航能力を推定した例を Fig. 2.2.3-6 に示す。基準ピッチのプロペラ特性に対しての推定値である。模型試験で行った曳航荷重約 25 トンで 14 ノットの曳航は実船では不可能であ

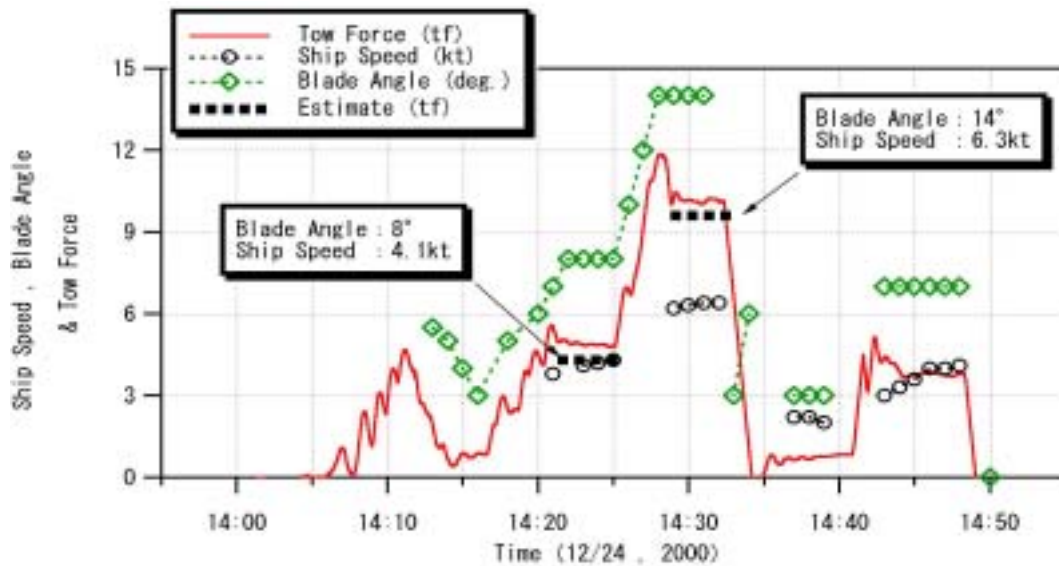


Fig. 2.2.3-10 Speed, pitch angle and towline tension in still water.

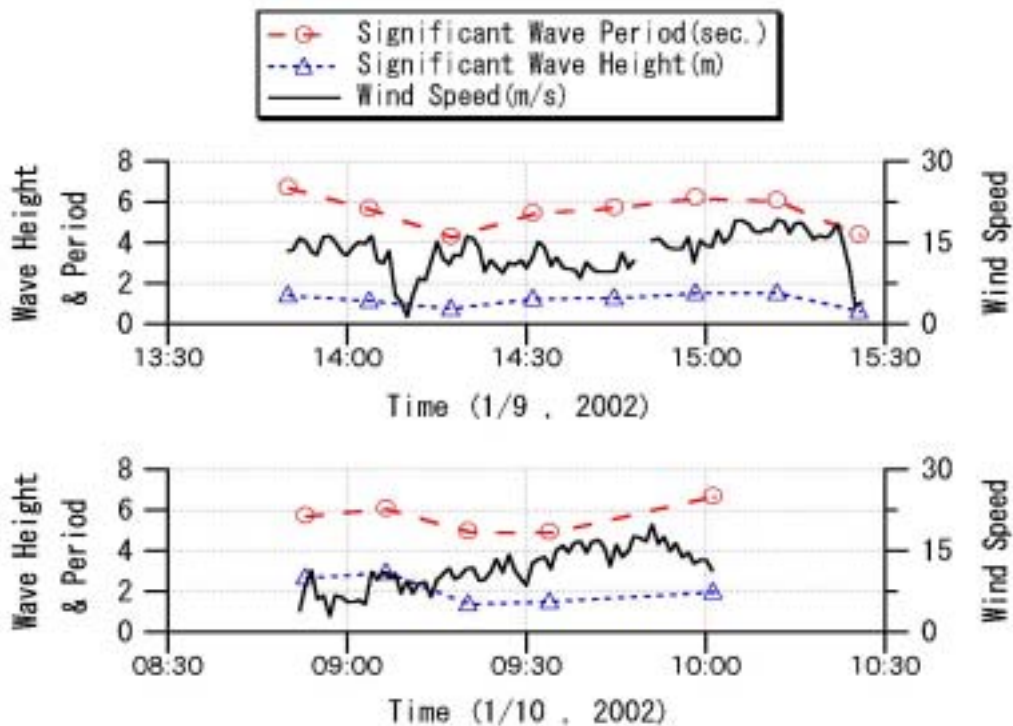


Fig. 2.2.3-11 Weather conditions.

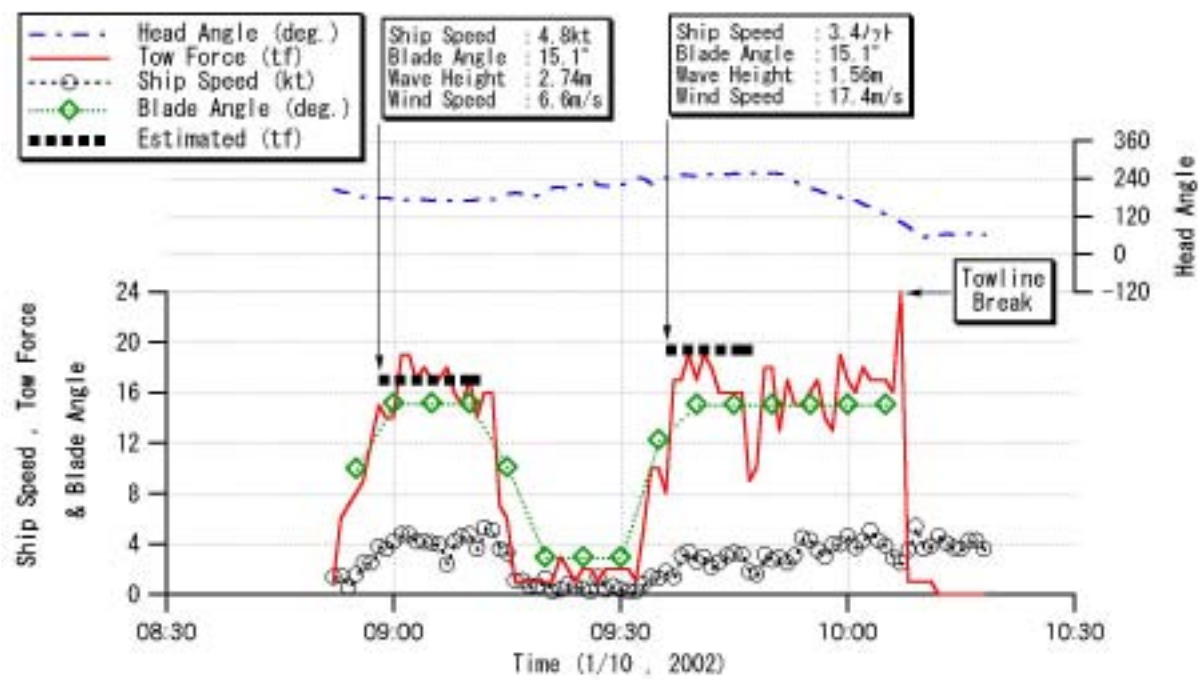
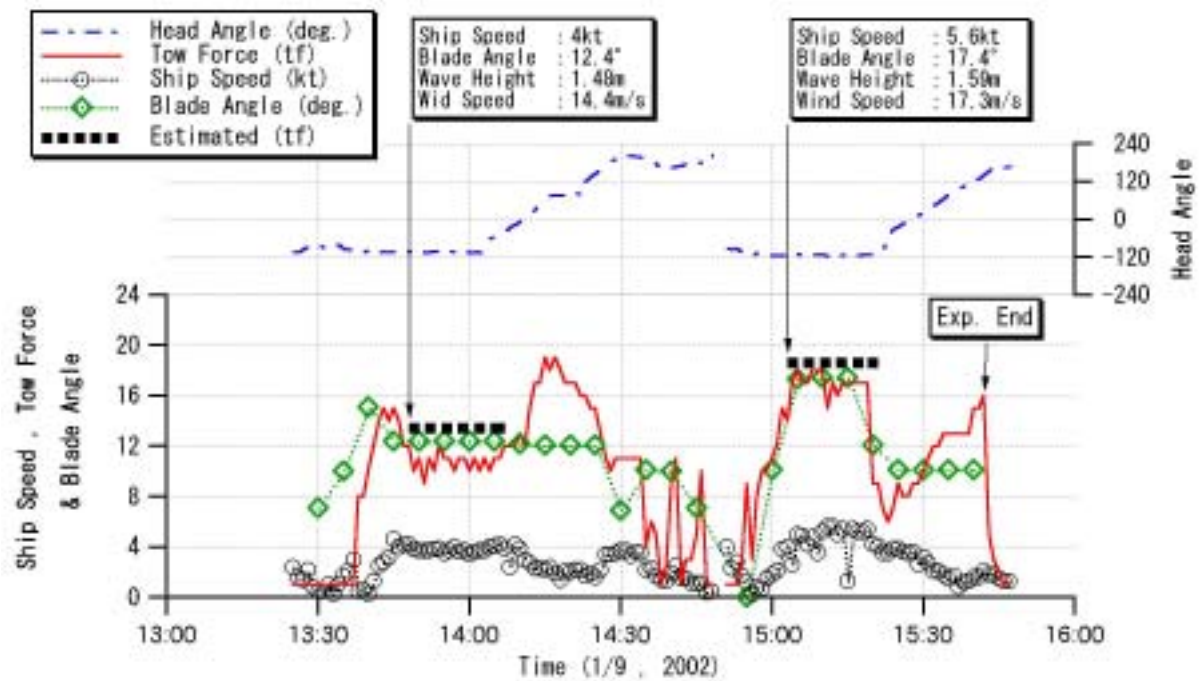


Fig. 2.2.3-12 Speed, Blade angle and Towline tension in waves.

ることが分かる。また、巡航速度の 20 ノットではシーマージン程度の余力があるのみとなっている。本例のような固定ピッチプロペラでの曳航はあまり例がないと考えられるので、Fig. 2.2.3-7 の様に可変ピッチプロペラに対応した推定が必要である。次に、波浪中での曳航能力の推定に関しては波浪中抵抗増加に基づくスラスト一致法により波浪中馬力増加を求めた。Fig. 2.2.3-8 に見られるように波浪中馬力増加がわずかであることから、平水中での曳航能力の推定が重要であることが分かった。

(2) 実海域曳航試験

曳航能力推定手法の確立のため、模型と実船との相関を得る目的で実船でのデータ収集を行い、推定曳航能力との比較を行った。試験に供された巡視船の主要目を Table 2.2.3-2 に示す。平水海域での実船試験は、2000 年 12 月に呉沖約 30km の宮島付近にて実施された。試験方策については、文献 3) に述べられている。本報告では PM-D が PL-B を曳航したケースから、推定結果と実船での計測結果とを比較検討した。曳船である PM-D の曳航能力の推定には、PM-D の通増速力試験結果・ボラードプル試験結果及び 1000 トン型の模型試験の自航要素の傾向を参考とし Fig. 2.2.3-9 に示すようなプロペラ翼角をパラメーターとした推定チャートを作成した。推定結果と計測結果の比較を Fig. 2.2.3-10 に示す。若干小さめな推定結果となっているが、実用的には十分であると言える。

波浪海域での実船試験は、2002 年 1 月に伊豆大島東方沖にて実施された。試験中の波浪状況を Fig. 2.2.3-11 に示す。有義波高と有義周期は、PL-C の舷側から突出した支柱の先の波高計(船体運動補正付)で計測した記録から得たものである。試験は、風上に向けて直進曳航を行った後、舵角をとって旋回試験を行った。本報告では PL-C が PLH-A を曳航したケースから、直進曳航時の推定結果と計測結果との比較検討を行った。PL-C の曳航能力の推定にあたっては、すでに模型船を使用した水槽試験を実施していることもあり、短期予測による波浪中抵抗増加まで考慮できたが、実海域での風速の影響については概略の風圧抵抗の修正にとどまった。推定結果と計測結果の比較を Fig. 2.2.3-12 に示す。風速が大きいときの推定値と計測値の一致度が悪い。今後の検討課題である。

(3) まとめ

巡視船による荒天下での航行不能船舶の曳航能力の推定を目的として、模型試験及び検証のための実船試験を実施し、以下の結論が得られ

た。

平水中自航要素に関しては、1000 トン型巡視船について 1 軸曳船模型の曳航時実験結果の傾向と良く一致した結果が得られた。1000 トン型以外の巡視船については、模型船による水槽試験を実施していないため、曳航支援システムの運用状況に応じて修正する必要があると考えている。

正面規則波中に関しては、抵抗・スラスト・トルクの増加は曳航荷重がない場合とほとんど変わらないこと、曳航荷重がある場合の回転数増加が少ない等の知見が得られた。これらから、波浪中曳航時の自航要素についても平水中曳航時と同様の傾向であることが分かった。

模型船を使用した水槽試験結果をもとにして平水海域及び波浪海域における実船の曳航能力の推定を行い、推定手法の確認を行うことができた。

今後は、より精度の高い推定に向けて、問題点の把握に努める予定である。

参考文献

- 1) 日本中型造船工業会：「船舶の抵抗および推進指導書第Ⅰ篇馬力計算法」、(1969)
- 2) 横尾幸一、矢崎敦生：「中小型船舶 プロペラ設計法と参考図表集」、成山堂、(1973)
- 3) 原正一、山川賢次、星野邦弘、湯川和浩、長谷川純：「曳航時における巡視船の曳航索張力」、関西造船協会論文集、第 237 号、(2002)、pp.165-171

2.2.4. 曳航時の操船法

(1) はじめに

1997 年に日本海で発生した「ナホトカ号」の海難事故や 1999 年にフランス北西部のブレスト沖で発生した「エリカ」号の海難事故では、積載していた油の流出により、沿岸一帯は多大な海洋汚染に見舞われた。その様に海難事故で損傷した船舶は、2 次災害を防止し、流出油による海洋汚染を最小限に留めるためにも、素早く安全な海域に曳航する必要がある。損傷船舶は、一般的にトリムやヒールなどの姿勢変化を伴っていると考えられる。ところが、姿勢変化を伴った損傷船舶の曳航法を取り扱った研究例は極めて少ない。しかも、前述した 2 件の海難事故ではいずれも荒天下で船体が折損しているが(Photo 2.2.4-1)、折損後に残った船首部の安定な曳航法や曳航時の運動を取り扱った研究は、過去に例がない。従って、海難事故の現場における曳航実務においては、曳航する側の経験に頼るところが非常に大きいのが現状であると考え

常波漂流力を考え、次式のように表す。

$$\left. \begin{aligned} X'_{Wi} &= C_{XWi}(\kappa, \lambda/L_i)gh_a^2/d_iU_i^2 \\ Y'_{Wi} &= C_{YWi}(\kappa, \lambda/L_i)gh_a^2/d_iU_i^2 \\ N'_{Wi} &= C_{NWi}(\kappa, \lambda/L_i)gh_a^2/d_iU_i^2 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ここで、 C_{XWi} 、 C_{YWi} および C_{NWi} は波との出会い角 κ と波長・船長比 λ/L_i の関数となる波漂流力係数、 h_a は波振幅を表す。

曳航索は全体にわたって空中でカタナリー曲線を形成し、常に鉛直平面内で変形するものと仮定する。曳航力 T 、曳船・被曳船の曳航点間距離 l および曳航索の長さ l_0 を Fig.2.2.4-2 に示すように定義すると、カタナリー理論より曳航点間距離 l と曳航力 T の間には、次式の関係が成り立つ。

$$l = \frac{2T}{\omega} \sinh^{-1} \left(\frac{\omega l_0}{2T} \right) \quad (4)$$

また、曳航索張力 T_0 は次式で表せる。

$$T_0 = \sqrt{T^2 + \left(\frac{\omega l_0}{2} \right)^2} \quad (5)$$

ただし、 ω は曳航索の単位質量を表す。ここで、曳航力 T による索の伸びを考慮し、ばね定数 k を用いると、新しい索長 l'_0 は次式で表せる。

$$l'_0 = l_0 \sqrt{\frac{T^2 + \left(\frac{\omega l_0}{2} \right)^2}{k}} \quad (6)$$

さらに、曳航索の自重に比べて曳航力 T がはるかに大きいことを考えると、(4)式および(6)式より曳航力 T とその無次元値は次の関係式から求めることができる。

$$\left. \begin{aligned} T^2 + \left(\frac{\omega^2 l_0^2}{2} \right) &= k^2 \left\{ \frac{\omega^2 l^3}{24T^2} - (l_0 - l) \right\}^2 \\ T'_i, T_{0i} &= \frac{T, T_0}{\frac{1}{2} \rho L_i d_i U_i^2} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

よって、曳航索により曳船・被曳船に働く前後力 X'_{Ti} 、横力 X'_{Ti} および回頭モーメント X'_{Ti} は、それぞれ次式で表せる。

Table 2.2.4-2 Location of tow and towed points.

Upright	33.0	56.0
Capsized	33.0	48.0

$$\left. \begin{aligned} X'_{T1} &= -T'_1 \cos(\psi_1 - \psi_2 - \varepsilon) \\ N'_{T1} &= T'_1 \sin(\psi_1 - \psi_2 - \varepsilon) \\ N'_{T1} &= -T'_1 \frac{a}{L_1} \sin(\psi_1 - \psi_2 - \varepsilon) \\ X'_{T2} &= T'_2 \cos \varepsilon \\ Y'_{T2} &= T'_2 \sin \varepsilon \\ N'_{T2} &= T'_2 \frac{f}{L_2} \sin \varepsilon \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

ただし、 a 、 f は曳船および被曳船の船体重心から曳航点までの距離であり、曳船と曳航索のなす角度 ε は次式で表せる。

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon &= \frac{1}{l} \left\{ U_2 \sin(\varepsilon + \beta_2) \right. \\ &\quad \left. - \frac{a}{L_1} r'_1 U_1 \cos(\psi_2 + \varepsilon - \psi_1) \right. \\ &\quad \left. - U_1 \sin(\psi_2 + \varepsilon - \psi_1 + \beta_1) \right. \\ &\quad \left. - \frac{f}{L_2} r'_2 U_2 \cos \right\} - \frac{U_2}{L_2} r'_2 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

また、回頭角 ψ_i と無次元旋回角速度 r'_i の間には、次式が成り立つ。

$$\dot{\psi}_i = \frac{U_i}{L_i} r'_i \quad (10)$$

従って、(1)式、(9)式および(10)式を連立して解くことで、曳航シミュレーション計算を行うことができる。

Table 2.2.4-1 Principal particulars.

	Tow Ship	Towed Ship (Wreckage)
L (m)	83.0	80.0
B (m)	10.5	58.0
d (m)	3.5	19.3
C_B	0.5028	
A_f (m ²)	130.0	
A_s (m ²)	525.0	
L_{OA} (m)	87.015	

Table 2.2.4-3 Calculation conditions.

Wind	North Wind, $V_A=15$ (m/s)
Wave	$H_{1/3}=3$ (m), $T_{H1/3}=9$ (sec.)



Photo 2.2.4-2 General view of towed ship.

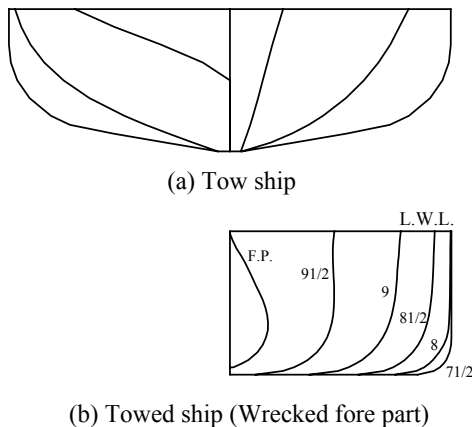


Fig.2.2.4-3 Bodyplans of tow and towed ships.

(3) 曳航シミュレーション計算の結果

(3-1) 計算対象船型

計算対象とした曳船・被曳船の主要目を Table 2.2.4-1 に示す。曳船は 2 軸 2 舵で CPP を有する改 1000 トン型の巡視船とした。また、被曳船は以前 SR221 研究部会で取り扱われた一般的な VLCC 船型 (SR221C 船型) が母船となっており³⁾、S.S.71/2 で折損した船首部を想定している。当所の海洋構造物試験水槽において、1/107 スケール模型を用いた拘束模型試験や波漂流力の計測試験を実施したため、実験で用いた模型船の概観と Bodyplan を Photo 2.2.4-2、Fig.2.2.4-3 に示す。シミュレーション計算では、被曳船が転覆した状態も取り扱うため、フォアキャスル上にマストやウインチ等も取り付けられており、S.S.8 から S.S.71/2 までが折損部分を模擬したものになっている。

(3-2) 計算条件

被曳船の姿勢は Upright、転覆ともに平

水中において曳船・被曳船の針路安定性が劣化する傾向にある船尾トリム 6(deg.) とし^{4),5)}、船首方向に曳航するものとする。曳航速度 U_1 は 1(knot) および 2(knot) とし、曳船の船長方向の抵抗変化に釣り合うだけの推力が得られるように、プロペラ回転数を変化させる。また、曳航索は直径 60(mm)、索長 600(m)、単位質量 15.8(kg/m) のワイヤロープとし、破断荷重時に索長 l_0 に対して 3.5% 伸びがあるものと仮定する⁶⁾。曳船・被曳船の船体重心から曳航点までの距離 a , f は Table 2.2.4-2 に示すとおりである。曳船の操舵方法については、次式に示すような比例操舵を行う。ただし、荒天下での操船という点から最大舵角は $\pm 20(\text{deg.})$ とし、両舷の舵角とプロペラ回転数は同一とした。

$$\delta_{l(p,s)} = K_1 r'_1 + K_2 (\psi_1 - \psi_m) + K_3 (\psi_1 - \psi_2 - \varepsilon) + K_4 d_l \quad (11)$$

ここで、 ψ_m は曳船の目標回頭角、 d_l は目標針路から曳船の船体重心までの距離、 $K_1 \sim K_4$ は比例定数である。また、風、波および潮流の条件は Table 2.2.4-3 に示すとおり「ナホトカ号」の事故発生時の海象条件⁷⁾に従う。

(3-3) 曳船・被曳船に働く力

Fig.2.2.4-4 に Isherwood の回帰式¹⁰⁾で推定した曳船、被曳船の風圧力係数 C_{XA} , C_{YA} および風圧力モーメント係数 C_{NA} を示す。計算では、フーリエ級数で風向 ψ_A の関数として用いた。ただし、折損時の被曳船については船体の大部分が没水しており、風圧面積が比較的小さいと考えられるため、計算する際には無視した。

Fig.2.2.4-5 に被曳船の船体に働く前後力 X'_{H2} 、横力 Y'_{H2} および回頭モーメント N'_{H2} の計測結果を示す⁵⁾。以前、実施した幾何学的な船体形状を有する損傷船舶模型を対象とした拘束模型試験では、転覆して船尾トリム 6(deg.) の姿勢変化を伴う場合、たえず負の回頭モーメントが働き、前後力 X'_{H2} 、横力 Y'_{H2} および回頭モーメント N'_{H2} の最大値は Upright の場合に比べて 2 倍程度大きいことが分かった⁴⁾。本節で計算対象とする折損タンカーの船首部模型についても同様な傾向が見られるが、特に転覆した場合に働く回頭モーメント N'_{H2} に関しては、Upright の場合に比べて 4 倍程度大きな値である。

また、Fig.2.2.4-6 に曳船・被曳船の波漂

流力係数 C_{XW1} , C_{YW1} および波漂流力モーメント係数 C_{NW1} を示す。曳船については 3 次元特異点分布法⁸⁾で推定した結果であり、曳航速度の影響は無視している。被曳船については、当研究所の運動性能部で開発された波力測定装置を用いた模型試験結果である⁹⁾。この装置は、Surge、Sway、Yaw の水平面内の運動を 3 つの独立した定トルクモーターにより、一定のばね定数で連続的な可変定荷重を加えることができるものであり、船首方向と波との出会い角が一定の定常波漂流力を計測するために、Yaw を拘束した状態で計測を行った。計測結果の傾向を見ると、Upright の場合と転覆した場合では、横方向および回頭モーメントに関する係数 C_{YW2} 、 C_{NW2} に大きな差は見られないが、前後方向の係数 C_{XW2} に差が生じており、転覆した場合は Upright の状態に比べて 2 倍程度大きな値となっている。計算では、風圧力係数と同様にフーリエ級数で波の向き ψ_W の関数として用いた。

(3-4) ふれまわり運動および 保針性能の検討

まず、風と波が被曳船のふれまわり運動および曳船・被曳船系の保針性能に及ぼす影響について調べた。風と波は同一方向から働くものとし、直進曳航時の曳船・被曳船に対して、その向きを $0 \sim 90(\text{deg.})$ まで $10(\text{deg.})$ 刻みに変化させて計算を行った。

Fig.2.2.4-7(a)~(d)および Fig.2.2.4-8(a)~(d)に計算結果の一例を示す。図は曳船・被曳船の 300(sec.)毎の航跡とその時系列を示したものである。(a)、(b)は曳航速度 U_1 が 1(knot)、そして(c)、(d)は曳航速度 U_1 が 2(knot)の結果であり、それぞれ風と波の向きは目標針路に対して $20(\text{deg.})$ と $60(\text{deg.})$ である。潮流は逆潮 1(knot)とし、6000(sec.)まで計算を行った。

被曳船が Upright の状態で風と波が $20(\text{deg.})$ の方向から働く場合、曳船は目標針路を航行することが可能であるが、被曳船は風と波の方向に対して大きな回頭角をとり、次第に大きなふれまわり運動を伴うようになる。曳航速度 U_1 が 2(knot)の場合にも曳船は目標針路を航行することが可能であるが、被曳船は振幅 1 船長程度のふれまわり運動を伴う。また、風と波が $60(\text{deg.})$ の方向から働く場合、被曳船の回頭角 ψ_2 はさらに大きくなり、曳船は被曳船の運動と共に船尾を大きく振られ、目標針路から外れてしまう。曳航索張力 T_0 は小さいが、

曳航速度 U_1 が 2(knot)になっても、曳船・被曳船系の運動は同様の傾向を示し、針路保持ができない。一方、被曳船が転覆しており、風と波が $20(\text{deg.})$ の方向から働く場合、被曳船は曳船の左舷側で斜航運動をする。しかし、曳航速度 U_1 が 2(knot)になると、被曳船は曳船の右舷側で振幅 2 船長程度のふれまわり運動を行う。曳船も曳航索を介して被曳船のふれまわり運動の影響を受け、船尾に負の回頭モーメントが働く。そのため、目標針路に対して偏角 β_1 が $-20 \sim 0(\text{deg.})$ の蛇行運動を繰り返し、保針性能が悪くなっていることが分かる。さらに、曳航索張力 T_0 の最大値が 300(tonf)まで達しているため、このような状態で実際に曳航することは非常に困難であると思われる。しかし、風と波が $60(\text{deg.})$ の方向から働く場合、曳船・被曳船は共に斜航しながら安定した姿勢で曳航することが可能になる(Fig.2.2.4-8(b),(d))。曳船は偏角 β_1 を $-20(\text{deg.})$ に保ちながら目標針路を航行することが可能であり、被曳船は 4 船長離れた位置を斜航運動し、ふれまわり運動は伴わない。そのため、曳航索張力 T_0 は曳航速度 U_1 が 1(knot)の場合に 60(tonf)、2(knot)の場合に 100(tonf)で変動が極めて小さいことが分かる。

Fig.2.2.4-9 は曳航索張力 T_0 の最大値、被曳船のふれまわり幅および曳船が要する有効馬力の変化をそれぞれまとめたものである。図中の○印は曳航速度 U_1 が 1(knot)、そして△印は 2(knot)の結果であり、×印は曳船が目標針路から外れて針路保持ができなかったことを示す。図より傾向を見ると、曳航速度 U_1 が 1(knot)の場合には曳船の舵効きがあまり良くないため、目標針路に対して風と波の働く角度が大きくなると針路保持しにくくなる。また、風と波の向きに応じて、被曳船がふれまわり運動を伴う場合と斜航運動をする場合に分かれるが、その過渡状態においては、曳船・被曳船系の運動が非常に不安定になる。例えば、被曳船が Upright の状態で曳航速度 U_1 が 1(knot)の場合には $20(\text{deg.})$ 、2(knot)の場合には $30(\text{deg.})$ がそれに相当する。同様に転覆した場合には、それぞれ $40(\text{deg.})$ と $50(\text{deg.})$ である。従って、被曳船を Upright の状態で曳航する場合には、風と波に対して $0 \sim 20(\text{deg.})$ の回頭角 ψ_1 を保ちながら曳航することで、比較的安定に曳航することが可能になる。風と波に対して $30(\text{deg.})$ 以上大きな回頭角 ψ_1 をとると、曳航索張力 T_0

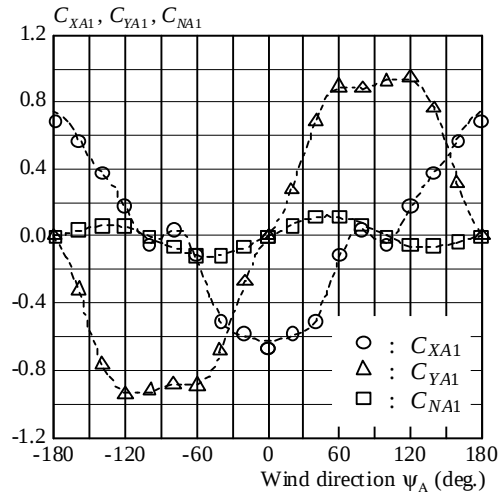


Fig.2.2.4-4 Wind force and moment coefficients acting

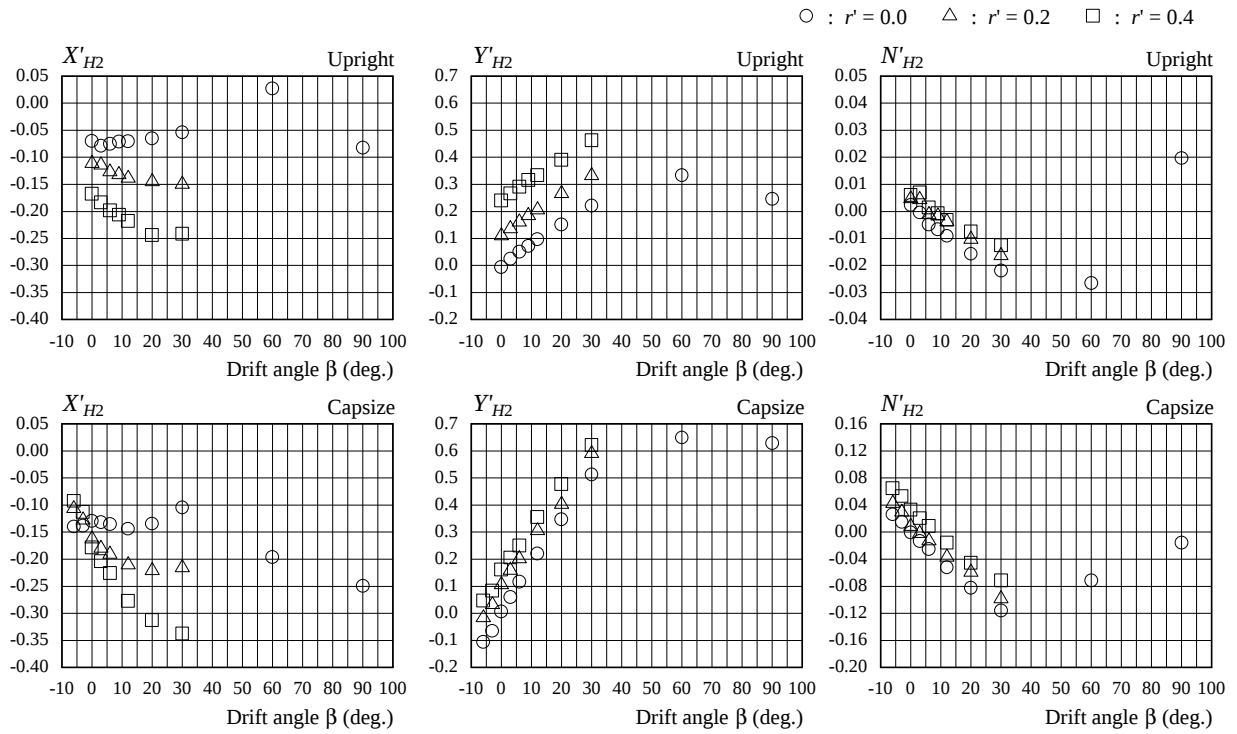


Fig.2.2.4-5 Hydrodynamic forces acting on towed ship (stern trim 6 deg.).

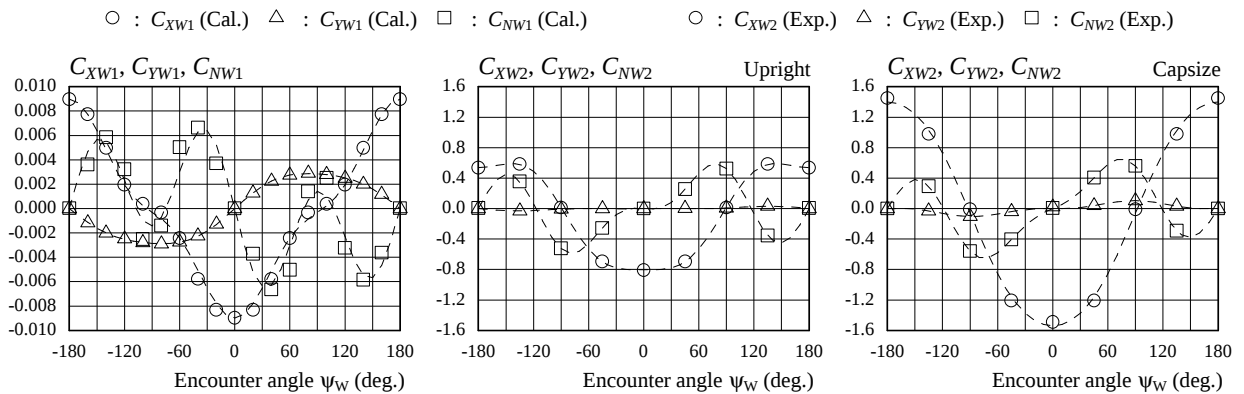


Fig.2.2.4-6 Wave drifting force and moment coefficients acting on tow and towed ships.

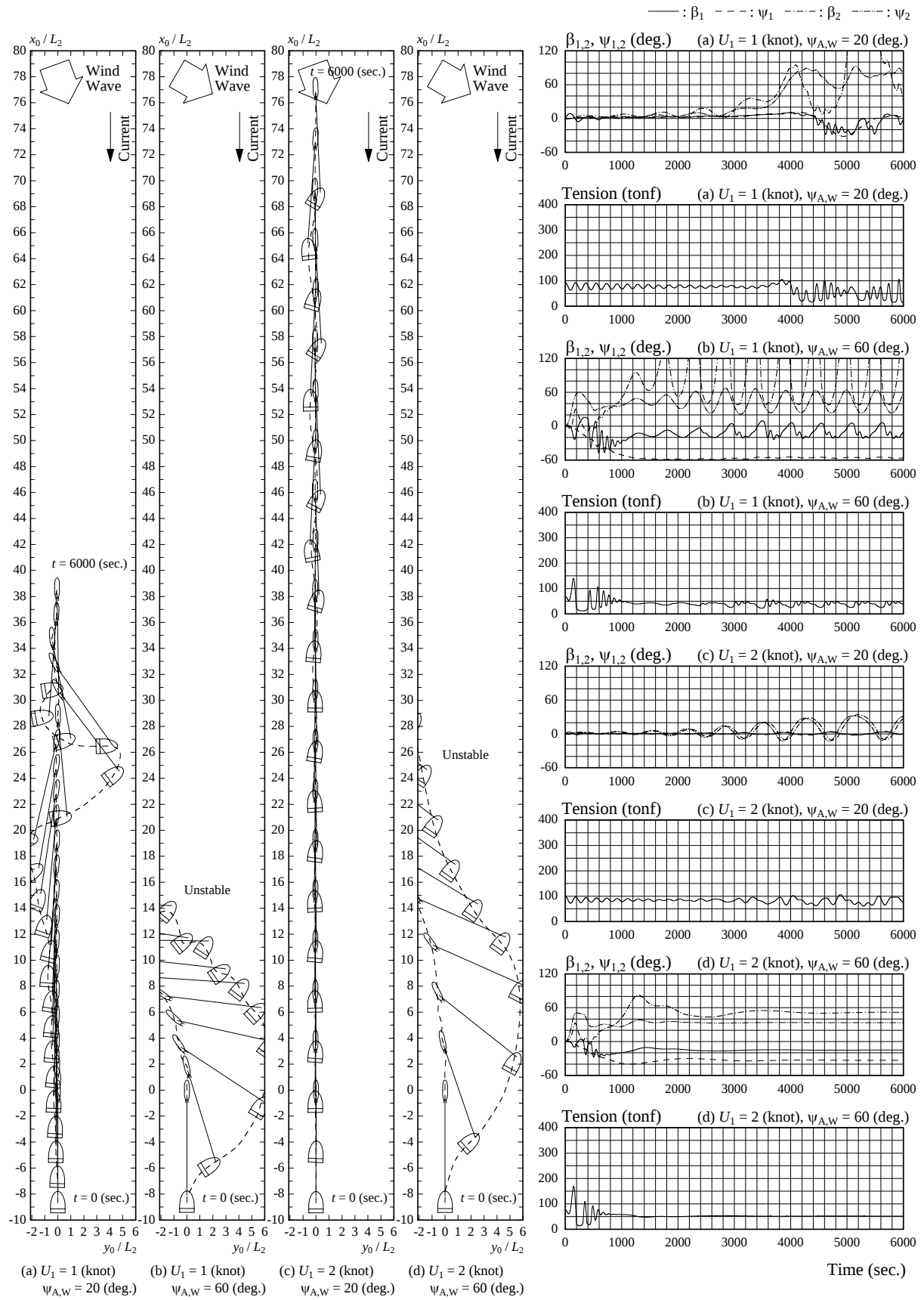


Fig.2.2.4-7 Trajectories of tow and towed ships and time histories of towing motion (Upright)

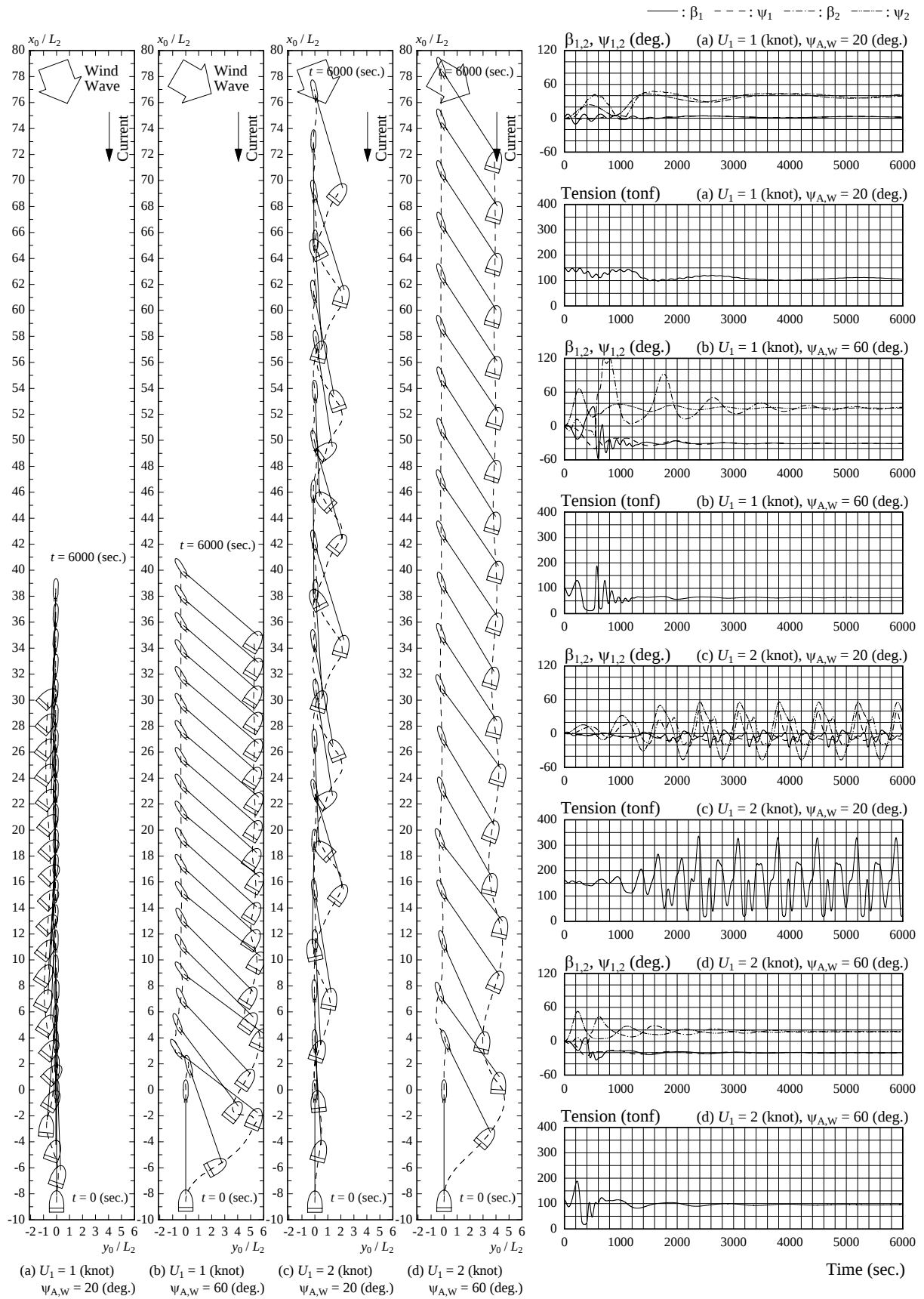


Fig.2.2.4-8 Trajectories of tow and towed ships and time histories of towing motion (Capsize)

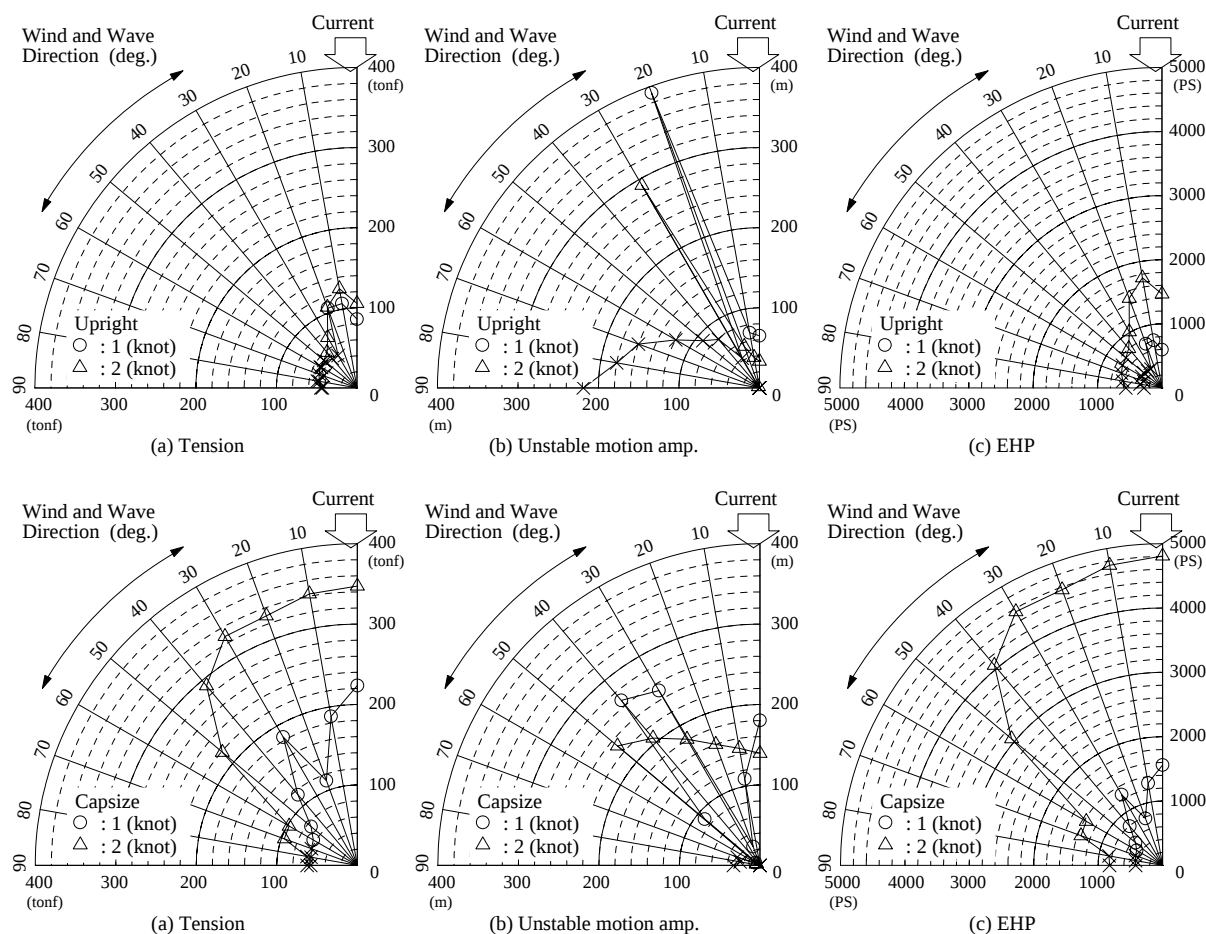


Fig.2.2.4-9 Estimation of towing tension, amplitude of unstable motion and EHP

は小さくなるが被曳船のふれまわり幅は大きくなり、曳船は針路保持ができなくなる。一方、被曳船を転覆した状態で曳航する場合には、なるべく風と波を正面近い角度で受けないように操船に注意し、風と波に対して $50 \sim 70(\text{deg.})$ の回頭角 ψ_1 を保ちながら曳航することで、比較的小さな曳航索張力 T_0 で安定に曳航することが可能になる。ただし、本研究では、曳航索の動的な影響は考慮しておらず、被曳船のふれまわり運動に伴う曳航索張力 T_0 の変化しか現れていないため、実際には図中の結果に比べてさらに大きな曳航索張力 T_0 が働くものと考えられる。従って、転覆した船首部を風と波に対して $0 \sim 50(\text{deg.})$ の方向に曳航することは実務上非常に困難であり、漂流しないように繋ぎ止める作業を行うことになるであろう。

Fig.2.2.4-9 では、例えば軸系や舵・推進器でのロスを考慮して、EHP の $20 \sim 30\%$ 増しの値から曳船の必要馬力を大まかに把握することができるため、曳航索張力 T_0 の値

と合わせて実務にあたる曳船や必要な曳航索を選択することが可能になる。また、被曳船のふれまわり幅と海難事故が発生した海域の海象条件から、風や波、潮流に対する安定な曳航法を推定することができる。今後は、さらにいろいろな海象条件に対する計算結果を集めてデータベース化することで、荒天下における折損タンカーの曳航実務に対する指針を与えることが可能になるとと思われる。

(4) まとめ

本節では、折損タンカーの船首部模型を対象とした水槽試験の結果を用いて、風、波および潮流の影響下における曳航シミュレーション計算を行い、被曳船のふれまわり運動や曳船・被曳船系の保針性能について検討を行った。その結果、目標針路に対する風と波の向きによっては、曳船・被曳船系の運動が非常に不安定になったり、目標針路から外れて針路保持ができなくなる場合もあり、操船に注意を要することが分か

った。すなわち、被曳船を Upright の状態で曳航する場合には、風と波に対して $0\sim 20(\text{deg.})$ の回頭角を保ちながら曳航することで、比較的安定に曳航することが可能である。一方、被曳船を転覆した状態で曳航する場合には、風と波に対して $50\sim 70(\text{deg.})$ の回頭角を保ちながら曳航することで、比較的小さな曳航索張力で安定に曳航することが可能である。

今後は、さらに船体運動の自由度を上げ、ランブドマス法により曳航索の動的な影響まで考慮して、荒天下における損傷船舶の最適な曳航法について検討を行う必要がある。

参考文献

- 1) Kijima, K., Katsuno, T., Nakiri, Y. and Furukawa, Y. : On the Manoeuvring Performance of a Ship with the Parameter of Loading Condition, 日本造船学会論文集、第 168 号、(1990)、pp.141-148
- 2) 李承建、藤野正隆、深沢塔一：2 軸 2 舵船の操縦数学モデルについて、日本造船学会論文集、第 163 号、(1988)、pp.109-118
- 3) (社)日本造船研究協会：操縦運動時の船体周囲流場に関する研究、第 221 研究部会(第 2 年度)報告書、(1995)
- 4) 湯川和浩、星野邦弘、原正一、山川賢次：転覆した船に働く流体力とその曳航法に関する研究、日本造船学会論文集、第 186 号、(1999)、pp.145-156
- 5) 湯川和浩、星野邦弘、原正一、山川賢次：折損タンカーの曳航に関する研究、船舶技術研究所 研究発表会講演集、第 74 回、(2000)、pp.309-314
- 6) 東京製綱：ワイヤロープ(第 16 回改訂版)
- 7) 気象庁：気象庁波浪資料 第 1 号、(1997)
- 8) 原口富博、二村正：曳船およびバージの波漂流力計測、船舶技術研究所報告、研究調査資料、第 31 巻 第 3 号、(1994)、pp.19-39
- 9) 星野邦弘、原正一、山川賢次、湯川和浩：船首折損船舶の波漂流力と漂流運動、海上技術安全研究所 研究発表会講演集、第 1 回、(2001)、pp.37-42
- 10) Isherwood R.M. : Wind Resistance of Merchant Ships, The Royal Institution of Naval Architects, Vol.115, (1972), pp.327-338

3. 漂流経路予測プログラムへの 波漂流速度成分の追加

(1) はじめに

荒天下における航行不能船舶の漂流防止等に関する研究では、航行不能になった大型船舶を研究の主たる対象としているが、海難事故による漂流物には大型船舶以外にも、小型船舶、救命艇、救命筏、人体、流出油等があり、これらも海流と潮流、風、波の影響を受けて漂流する。海上保安庁海洋情報部(旧水路部)では、これらの小さな漂流物も対象とした漂流予測を行っている。現在、海洋情報部で開発・運用されている漂流経路予測システムでは、海流・潮流と風による漂流速度成分は考慮されているが、波による漂流速度は厳密には考慮されていない。そこで、本研究の成果を漂流経路予測システムの予測精度向上に役立てるため、海洋情報部と共同で波による漂流速度成分を漂流経路予測システムに追加した。本節ではその概要を報告する。

なお、本特別研究では曳航技術研究委員会を設置して、海難救助現場や曳航索メーカ等の海難救助の専門家から助言を得て研究を推進している。本研究委員会には漂流運動シミュレーションWGが設置されており、漂流経路予測プログラムへの波漂流速度成分の追加は、本WGの活動として実施したものである。

(2) 海上保安庁海洋情報部の漂流経路予測 プログラムの概要

海上保安庁海洋情報部で開発・運用されている漂流経路予測プログラムは、警備救難部の救難マニュアルに従って作成されたもので、漂流速度成分として以下の3成分が考慮されている。

・ 風圧による速度成分： $V_e(kt)$

漂流物の水面上面積(A)と水面下の面積(B)との比 A/B、ならびに風圧流係数を用いて次式で与えられる。

$$V_e = \left(\frac{0.0680}{0.0485} \right) \sqrt{\frac{A}{B}} V_w \quad (1)$$

ここで、 V_w は風速(m/sec)、風圧流係数は風圧中心の高い船舶等では 0.068、低い救命艇等では 0.0485 である。漂流方向は風下方向を中心として ± 15 度の偏角を考える。

・ 吹送流による速度成分： $V_c(kt)$

吹送流の速さは、現場の緯度 φ と風速 V_w を元に

$$V_c = 0.0245 V_w / \sqrt{\sin \varphi} \quad (2)$$

で与えられる。方向はコリオリ力により風下方向から右に 45 度偏向する。

・ 海潮流による速度成分： $V_s(kt)$

海潮流による速度成分は、海洋情報部にて蓄積されている観測資料と、現場に到着した巡視船の音波ログ等により与えられる。

漂流経路予測プログラムではこれらの速度成分のベクトル和で漂流速度を計算し、漂流時間を乗じて漂流位置を求めている。これらの漂流速度成分に以下により波による漂流速度成分を追加する。

(3) 波による漂流速度成分(V_v)

波による漂流速度推定法は 2.1.2.節で報告したように、波漂流力に起因する速度と波が水面に誘起する流れ(ストークスドリフト)に起因する速度から成る。波漂流力は波高の自乗に比例する2次の波力で、直感的に説明すると漂流物が波を反射することにより生じる力である。波長が漂流物の寸法に比べて相対的に短い場合には、波は漂流物によって反射されるので、漂流物には漂流力が作用する。しかし、波長が漂流物の寸法に比べて相対的に長い場合には、波は浮体により反射されず、ほとんど透過してしまうので、波漂流力は発生しない。よって、波漂流力に起因する漂流速度は短波長域で顕著である。一方、波が水面に誘起する流れによる漂流速度は長波長域で顕著になる。波が水面に誘起する流れは水面近傍に限られており、その速度は深さ方向に指数関数的に減少する。そこで、漂流物の喫水に比べて波長がずっと長い場合、すなわち長波長域では、この流れに乗って漂流速度が生じる。このように、波による漂流には漂流物の寸法と波長との相対的な大小関係により異なるメカニズムが存在し、漂流速度は両方のメカニズムによる速度成分の和として次式で与えられる。

$$V_v = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{Lg}{B}} \sqrt{\frac{C_w}{C_D}} \frac{H_{1/3}}{1.6} + \pi^2 \sqrt{\frac{g}{k}} \frac{\int_B e^{2kz} dz}{B} \left(\frac{H_{1/3}}{1.6\lambda} \right)^2 \quad (3)$$

ここで、 L は漂流物体の代表寸法、 B は水面下の投影面積、 C_w は波漂流力係数、 C_D は抗力係数、 g は重力加速度、 $H_{1/3}$ は有義波高($H_{1/3}/1.6$ は平均波高)、 λ は波長、 $k = 2\pi/\lambda$ は

波数である。目視観測で波周期 T が分かれば、波長は $\lambda = T^2 g / 2\pi$ で求められる。

なお、この式が 2.1.2. 節で報告した推定式と見かけ上異なるのは、現場での使用を考えて、式への入力値として観測者が直接求め易いものを選択し、値はすべて MKS 単位系にしたためである。

(4) 追加プログラムの概要

本追加プログラムは(3)式を評価するだけの簡単なものであるが、救難現場で評価するためには式中の係数をあらかじめ各種の船種について計算し、データベースにまとめておく必要がある。以下では以下、(3)式の各項の評価について、もう少し詳しく説明する。

a) 波漂流力による漂流速度

(3)式の右辺第一項は波漂流力によって押されることにより生じる速度成分で、漂流物が小型漁船、プレジャーボート、救命筏、または人体等の波長に比して小さい物体の場合には、この成分は無視できるが、船舶等の大型漂流物では無視できない。

第一項の計算には C_w と C_D との比が必要である。 C_w は波漂流力係数で水槽試験もしくは3次元特異点分布法等による数値計算で求められる。また C_D は抗力係数で、これも水槽試験もしくはデータベース等により推定する事が可能である。しかし、経路予測時にこれらをいちいち計算する事は無理であるので、種々の漂流物についてのこれらの値を予め計算しておき、データベースとして用意しておけば便利である。Fig. 3-1、Fig. 3-2 にその一例を示す。これらの図は $\sqrt{C_w/C_D}$ を波と船体との出会角 χ と波長船長比 λ/L の関数として3次元プロットしたもので、Fig. 3-1 は満載状態の15万トンタンカー、Fig. 3-2 は同じく満載状態の調査船についてのものである。両船は共に曳航支援システムの標準船型となっている船種である。図から λ/L が小さな短波長域では $\sqrt{C_w/C_D}$ が大きく、従って第一項の漂流速度成分も大きい。波長が長くなると $\sqrt{C_w/C_D}$ は急激に減少し、長波長域では第一項の漂流速度成分はほとんど無くなることが分かる。 $\sqrt{C_w/C_D}$ は出会角 χ の影響も受ける。Fig. 3-1 に示す標準タンカー船型では斜め追波状態でピーク値をとるが、Fig. 3-2 に示す調査船では出会角によりもっと複雑に変化し

ており、船型によりピーク値をとる出会角はかなり異なる。また、同一船型であっても、トリム、ヒール、GM 等の影響を受けることや、実海域では入射波の方向も分布を持っていること等、出会角 χ の影響はかなり複雑である。しかし、救難現場で入手可能な情報は限られたものであることを勘案すると、あまり厳密な方法に拘るとすぐに使えないシステムになってしまう。そこで、出会角 χ については平均化した取り扱いをするのが現実的であると考え、Fig. 3-3~Fig. 3-5 に代表的な各種船型の満載状態とバラスト状態についての $\sqrt{C_w/C_D}$ を χ について平均化し、最大値、最小値と共に示す。経路予測では、平均値、最大値、最小値の3つを用いて、予測範囲を示すのが現実的であろう。

なお第一項の計算には漂流物体の代表寸法と水面下の投影面積 B も必要であるが、船舶では代表寸法は船長 L 、また投影面積 B は船長と喫水との積 Ld である。

b) 波によって誘起される流れによる

漂流速度

(3)式の右辺第二項は波によって誘起される表面流に乗って漂流する速度成分である。この項は第一項とは逆に短波長域では小さく長波長域で大きな値をとる。また、表面流速は深度に連れて指数関数的に減少する。そこで第二項は、波長と比べて船長の大きな大型船では無視できるが、小型漁船やプレジャーボート、また人体等の波長と比較して小さな漂流物が荒天中を漂流している場合には無視できない。

第二項は波情報と漂流物の寸法から直接計算できるので、データベース等は必要ない。第二項の計算には積分が含まれているが、これは水面下の投影面積 B を代表寸法 L と喫水 d の積で近似して、次の式で簡単に計算できる。

$$\frac{\int_B e^{2kz} dz}{B} \approx \frac{L \int_{-d}^0 e^{2kz} dz}{Ld} = \frac{1}{2kd} \{1 - e^{-2kd}\} \quad (4)$$

人体、救命筏、プレジャーボート等の小型で喫水が小さい漂流物では kd が小さいため、小さい値で割り算することになり不都合である。喫水が微小の場合の値は、(4)式をテーラー展開して

$$\frac{1}{2kd} \{1 - e^{-2kd}\} \approx 1 - kd \quad (5)$$

で求められる。本展開式から喫水がゼロの極限値は1であることが分かる。参考に(4)式の kd がゼロに近い時の振る舞いを Fig.3-6 に示しておく。

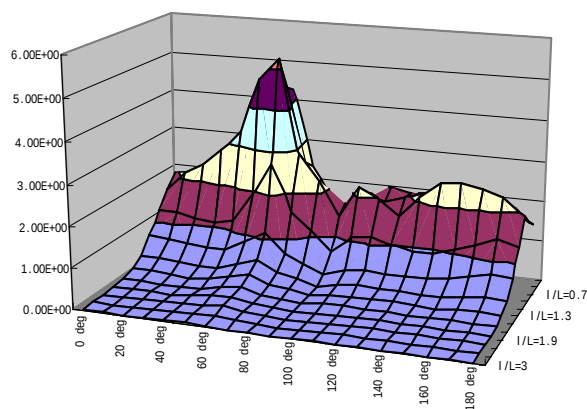


Fig. 3-1 Value of $\sqrt{C_w/C_D}$
(tanker 150000DWT, full load).

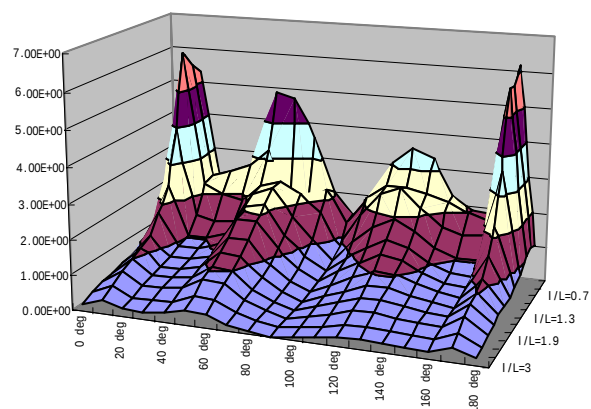


Fig. 3-2 Value of $\sqrt{C_w/C_D}$
(observation ship, full load).

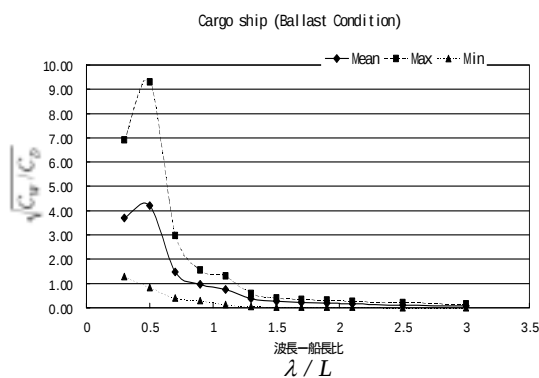
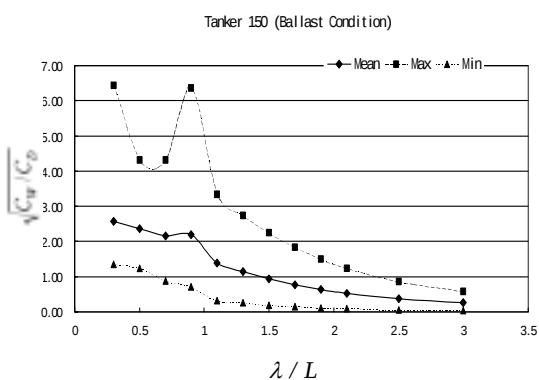
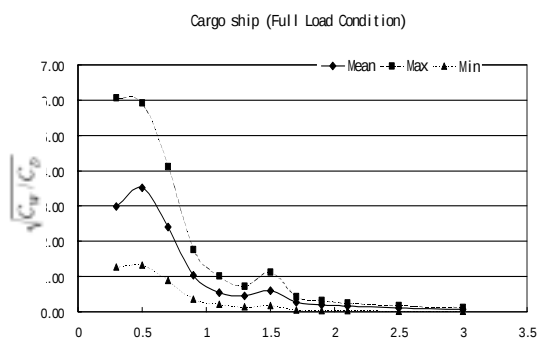
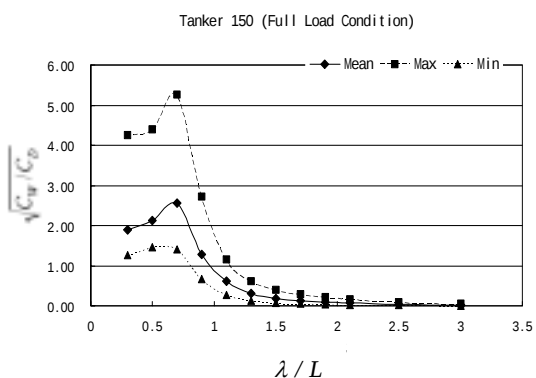


Fig. 3-3 Value of $\sqrt{C_w/C_D}$
(Tanker 150000DWT)
(mean value with respect to wave encounter angle)

Fig. 3-4 Value of $\sqrt{C_w/C_D}$ (Cargo)
(mean value with respect to wave encounter angle)

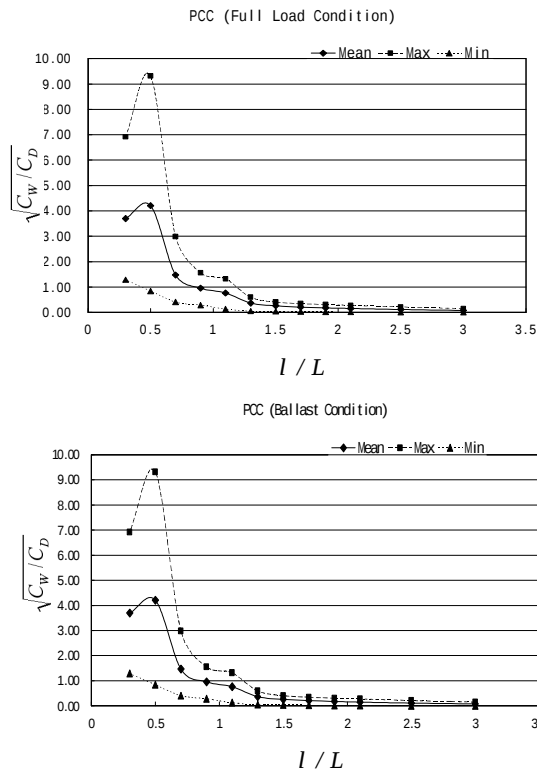


Fig. 3-5 Value of $\sqrt{C_w/C_d}$ (PCC)

(mean value with respect to wave encounter angle)

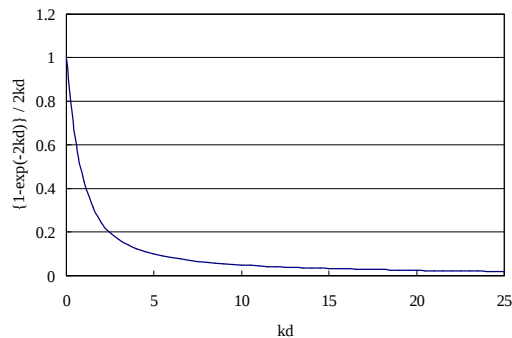


Fig. 3-6 Plotting of equation (4) near $kd=0$.

Table 3-1 Ship for drift motion prediction.

ship type	lumber carrier	
condition	flooded	
displacement	5,654t	
Lpp	95m	estimated
draft	5.4m	estimated



Fig. 3-7 Ship during drift.

(5) 波による漂流速度(V_v)を考慮した漂流経路 (予測の一例)

従来の海潮流による速度成分： V_s 、吹送流による速度成分： V_c 、風圧による速度成分： V_e に、波による漂流速度 V_v を加えた漂流経路予測の一例を示す。予測の対象は Table 3-1と Fig. 3-7 に示す木材運搬船である。本船は平成 10 年 10 月 24 日 14 時 30 分頃、石垣島北方約 60 海里において航行不能となった。漂流予測計算の条件を以下にまとめて示す。

a) 漂流予測計算の開始時刻と初期位置

漂流開始日時：1998年10月25日12時00分

初期位置：北緯25度03分、東経124度02分

b) 漂流計算に用いたパラメータ

・ 風圧による速度成分： V_e

(1)式に於いて

面積比： $A/B=1.30$

風圧係数：0.068 (風圧の中心：高)

偏角：15度

・ 吹送流による速度成分： V_c

(2)式に於いて

吹送流の係数：0.0245

偏角：45度

・ 波漂流による速度成分： V_v

(3)式に於いて

漂流物の長さ： $L=95\text{m}$

漂流物の喫水： $d=5.4\text{m}$ 、

($B=Ld$ で計算)

c) 漂流時の海象

漂流時の海象を Table 3-2 に示す。漂流経路予測の開始時刻 12:00 の海象は

海流：方向 135 度、流速 1.4 ノット

風：東風、風力 6

風浪：波の来る方向 東、風浪階級 5

うねり：波の来る方向 東北東、

うねり階級 3

であった。風力 6、風浪階級 5、うねり階級 3

に相当する値を、風力階級表、風浪階級表、うねり階級表で当たると、風速は10.8~13.8m/s、風浪の波高は2.5~4.0m、うねりの波高は2~4mとある。うねりと風浪は波高も方向も近いので経路予測ではうねりを無視し、風速を中間値の12.3m/s、波高も風浪の中間値3.3mとした。波周期は風浪階級表に記述がないため、Fig. 3-8に示すブレードシュナイダーの予測曲線から7~8秒程度と予測し、これも中間値をとって7.5秒とした。うねり階級表波でもうねり階級3は周期8秒未満(波長では100m未満)とあるので、大きな誤りはないと考えられる。波周期7.5秒に対応する波長は約88m、波長船長比では約1.08である。

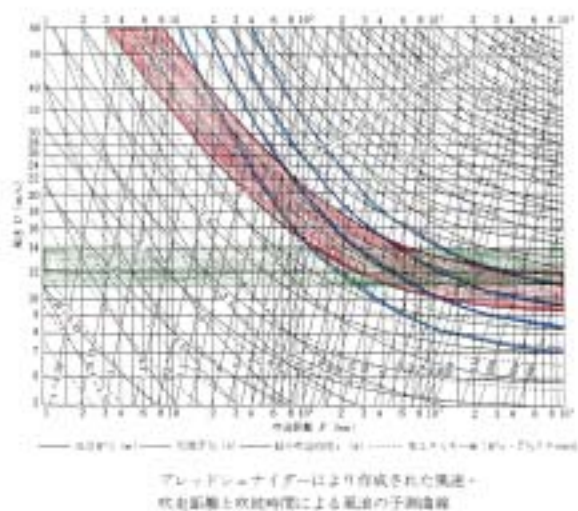


Fig. 3-8 prediction curve of wave

Table 3-2 drift course and weather condition.

date	time	place	ship inclination	current direction	current speed (kn)	wind direction	wind force	wave	swell	drift direction and speed
10/25	03-00	25-14.7N 124-09.8E		33	0.8	ENE	5	ENE-4	NE-3	
	04-00	25-14.5N 124-09.0E	L30	50	0.3	ENE	6	ENE-4	NE-3	
	05-00	25-13.4N 124-09.1		40	0.5	ENE	7	ENE-5	NE-3	
	06-00	25-12.7N 124-05.9E		73	0.7	ENE	6	ENE-4	NE-3	210 ° 2.0kn
	07-00	25-11.7N 124-08.3E	L15	62	1.7	ENE	6	ENE-4	NE-3	185 2.0
	08-00	25-12.3N 124-07.1E	L15			ENE	7	ENE-4	NE-3	310 1.0
	09-00	25-08.5N 124-06.0E	L15	154	1.5	ENE	7	ENE-5	NE-3	211 2.0
	10-00	25-06.9N 124-05.0E	L15			ENE	7	ENE-5	NE-3	205 2.0
	11-00	25-04N 124-03.8E	L15	211	0.9	E	7	E-5	ENE-3	183 2.0
	12-00	25-03N 124-02E	L15	135	1.4	E	6	E-5	ENE-3	215 1.2
	13-00	25-01.1N 124-02E	L15			E	6	E-4	ENE-3	210 1.0
	14-00	24-59.9N 124-01.6E	L15							
	15-00	24-58.8N 12401.4E	L15			ENE	6	E-3	ENE-3	227 0.6
	16-00	24-58N 124-01.6E	L15			E	5	E-3	ENE-3	

d) 漂流予測計算の結果

Fig. 3-9 に 25 日正午から午後 4 時までの 4 時間の漂流予測結果を、実際の漂流経路と比較して示す。25 日正午の時点で真北から時計回りに 135° の方向に 1.4 ノットの海流があり漂流船はこの海流に乗って流されるが、東から西へ 12.3m/s の風があるため、風圧流と吹送流により西へ吹き流されている。海流+風圧流+吹送流の予測結果は、実際の漂流経路に近い経路を示している。一方、風向きと同じ東から西へ伝播する波高 3.3m 、波周期 7.5 秒の風浪があるため、波によっても西へ流されるため、海流+風圧流+吹送流+波漂流の予測結果は、実際の漂流経路からかなり外れた方向を与える結果となった。波による漂流速度成分を加えると、残念ながらこの例では予測精度を低下させる結果になった。しかし、一例だけで評価することはできないので、今後はより多くの事例に本予測プログラムを適用して精度評価を行うと共に、さらなる改良を図っていく必要がある。

(6) おわりに

本研究で漂流経路予測システムに追加した波による漂流速度の推定式は、水槽実験結果をよく説明できる式であり、理論的にも妥当なものであると考える。しかし、今回示した漂流予測例では、実際の漂流経路からかえって外れる結果となった。この原因を明確にするには、今回の予測例だけでは全く不十分であり、今後海洋情報部と共同で原因を解明する必要があるが、現時点では次のような問題があるのではないかと考えている。

これまでの漂流経路予想の考え方では、海流や潮流成分の取り扱いには問題はないが、波による漂流速度を考慮せずに観測結果と合うようにチューニングしてあるため、風による漂流成分に陰に波漂流成分が含まれている可能性がある。風により生じる風浪による漂流速度成分も、風圧流や吹送流としてチューニングされていると、今回新たに波による漂流速度成分を陽に追加したことで波による漂流速度が二重にカウントされることになり、不都合である。そこで風圧流や吹送流の成分から波による成分を分離する必要がある。特に吹送流の成分については、小型の救命筏等や人体等の水面近くを漂流する物体では影響を受けるが、航行不能船舶等の喫水の深い巨大な浮体に対し自由表面の表層にのみ存在する吹送流成分が、どの程度の漂流速度を生み出すのか、検討する必要もある。

以上の問題点を解決するには、波による漂

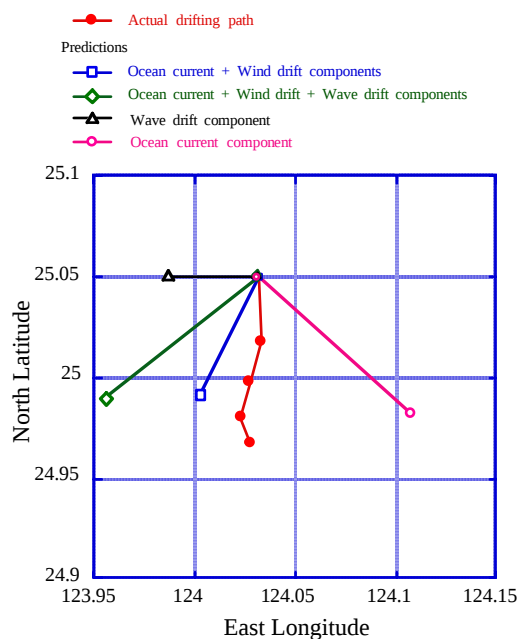


Fig. 3-9 result of drift course prediction.

流速度成分を含めてシステム全体の再チューニングが必要になり、海洋情報部主導の大きな見直しが必要である。見直しには海上保安庁警備救難部の救難マニュアルの改訂作業も伴うため容易ではないが、海洋情報部では 2004 年度に大規模な漂流経路予測システムの更新を計画しているとの事で、海技研でもこの更新に技術情報の提供や、水槽試験データの提供を通じて協力する計画である。

参考文献

- 1) 海上保安庁警備救難部救難課：救難マニュアル、第 2 編執務・運用、pp331-366
- 2) 谷澤克治、南真紀子、井本泰司：波による浮体の漂流速度について、日本造船学会論文集、Vol.190、pp.151-160
- 3) Tanizawa, K. and Minami, M., : On the drifting speed of floating bodies in waves, Proc. 12th ISOPE Conf. Vol.3, (2002), pp.391-398

4. 最適曳航支援システムの開発

本研究の最終目標として最適曳航支援システムを開発し、パソコン上で航行不能船舶の漂流運動、曳航索張力、曳航操船および曳船の曳航馬力を予測して操作者に最適な曳航支援ができる情報を提供することを目的とした。

ここでは、最適曳航支援システムのパソコン画面を用いて、システムの概要および計算例を述べる。なお、完成したシステムは、海上保安庁、民間のサルヴェージ会社等により実際の曳航現場において運用評価を行い、さらに改良を進める予定である。

4.1. 最適曳航支援システムの概要

最適曳航支援システム (Optimum Towing Support System: OTSS) は、与えられた海象条件において、遭難船舶の漂流運動、索張力、ふれまわり幅、曳航軌跡を推定するパソコンで起動できる計算プログラムである。システムが有する機能の概略を以下に述べる。

パソコンシステムの使用環境は、DOS/V 互換機を想定し、OS はマイクロソフト社の Windows とする。パソコンの仕様として、ディスプレイは 1024×768 (できれば 1280×1024、14 インチ以上)、メモリーは 64Mb 以上 (できれば 128Mb 以上)、CPU は 400MHz 以上、HD は 1 回の 3600 秒の曳航計算で 3.5Mb のデータが保存されるので、できれば余裕をみて容量を大きくとるほうがよい。

基本的に、プログラムは Visual Basic、FORTRAN 及び C++ で書かれており、対話形式で内部の計算に必要とされるデータを入力することにより、情報が入手できるシステムとなっている。

本システムの特徴のひとつは、波浪中での船体運動のシミュレーション結果をアニメーションで表示していることである。これは、ViewPoint 社のメタストリームと呼ばれる手法により、数 100Kbyte の非常に少ないデータ容量で 3D-WEB のアニメーションで船体運動を表現している。3D-WEB をエンジニアリング分野に活用できたことで画期的であるといえる。

船体の表現は、上部構造物の艀装品まで忠実に描かれており美しい。

(1) 相似処理機能

対象とする被曳船 (遭難船) に近い船型を予めデータベースに登録された母型船から選択する。その種類と主要寸法を Table 4-1 に示す。この積載状態 (満載、軽荷)、要目 (L 、 B 、 D) の入力により、遭難船の諸データを計算する。

1) 相似船型

L 、 B 、 D の変更に伴い、長さ、幅、深さ方向の寸法を母型船との比を乗じた値に全て変更する。

2) 船内区画 (Compartment)

船体構造の座標は B 、 D の比で変更する。外板からの距離も同様とする。また、フレーム No は同一とし、フレームスペースについてのみ変更とする。

3) 載貨重量 (Light Weight)

船殻重量 (Basic Weight)、局部重量 (Local Weight) および積み付けは Weight を $(L'B'D')/(LBD)$ の比を乗じた値とする。なお、局部重量とは載貨重量の中で、機関部、デッキハウス等の部分荷重を意味する。本相似船データ作成後、ハイドロ曲線、横揺れ周期、船内区画、重心計算の各計算を自動的に行う。

(2) デッキ上の上部構造物の入力

風による遭難船の抵抗あるいは転覆状態での抵抗、波漂流力を求めるために、水面下 Deck 上の構造物を円筒、直方体を重ねた形で入力できる。

1) 円筒はメッシュ形状生成時に同一断面積の正 4 角形として処理する。

2) deck 上には複数設置可能とする。

3) 上部構造の上に上部構造が設置される場合は 1 個のみとする。

4) 上部構造同士は隣接しないものとする。

5) 転覆時に浮力には、寄与しない。浮力に寄与する場合は、別途考慮できる。

Table 4-1 Main particulars of type ships.

Type ship	Tanker 1	Tanker 2	Container	Barge	P C C	Cargo	Fishing boat
D/W	258,000	150,000	23,700		12,500	18,000	499GT
Lpp (m)	320.00	265.00	200.00	70.00	180.00	156.00	53.00
B(mld) (m)	58.00	48.30	32.00	20.00	32.00	26.60	9.40
D(mld) (m)	28.80	22.40	16.50	4.00	14.00	14.10	3.95
d (mld) (m)	18.50	15.20	10.50	3.80	8.50	9.00	3.60
Cb	0.83	0.83	0.56	0.92	0.55	0.70	0.66
lcb (%)	-3.70	-3.30	2.40	-0.90	2.38	-0.54	1.15
	single hull	double hull					

(3) 重量重心計算機能(浸水計算の追加機能)

折損時も含め船体の重心計算を行い、この値を使用して、姿勢計算および浸水計算を行う。この際、喫水の入力は不要となる。

1)対象となる重量は下記のとおりである。

- ・載貨重量の船殻重量
- ・載貨重量の局部重量
- ・タンク積載物

2)浸水時の姿勢計算に使用する船体重心位置
浸水計算では、自由水影響(FSE:Free Surface Effect)の重心位置変化(GG0)を入力する。

3)載貨重量の船殻重量の入力

重心位置(長手方向重心位置、垂直重心位置)および重量が入力され、船殻重量の形状は自動計算される。

4)載貨重量の局部重量およびタンク積載物の入力

船内区画で容量計算されているタンクについては、重量または容積、比重のみ入力されると、垂直方向重心位置(VCG)は自動計算される。

5)折損時は自動的に下記の処理を行って重心計算する

- ・載貨重量の局部重量およびタンク積載物に関して、後端、前端が残存部にあるものの以外は計算対象外となる。

- ・載貨重量の船殻重量は折損位置で切り、残存部について長手方向重心位置、重量を計算する。

(4) ユーザーファイル機能

遭難船のオフセットが既知の場合、そのテキストデータを最適曳航支援システムの中の船舶に登録する。

(5) 波漂流力計算用メッシュ作成機能

船体の全表面のメッシュ作成を行い、水面下の船体メッシュを出力する。

(6) 船体最終姿勢予測計算機能(浸水シミュレーション計算機能)

母型船(Typeship)の種類および積載状態(満載、軽荷)、要目(L、B、D)の入力により、浸水計算入力画面で必要なデータを入力することにより浸水計算を行い、遭難船の最終船体姿勢を推定する。

(7) 転覆・折損時の復元性計算機能

転覆・折損時の浸水計算を実施し、GZ 曲線、最終釣り合い位置(喫水、トリム、ヒール)を算出する。折損時には、折損位置を考慮して折損タンクを自動的に検出して計算する。

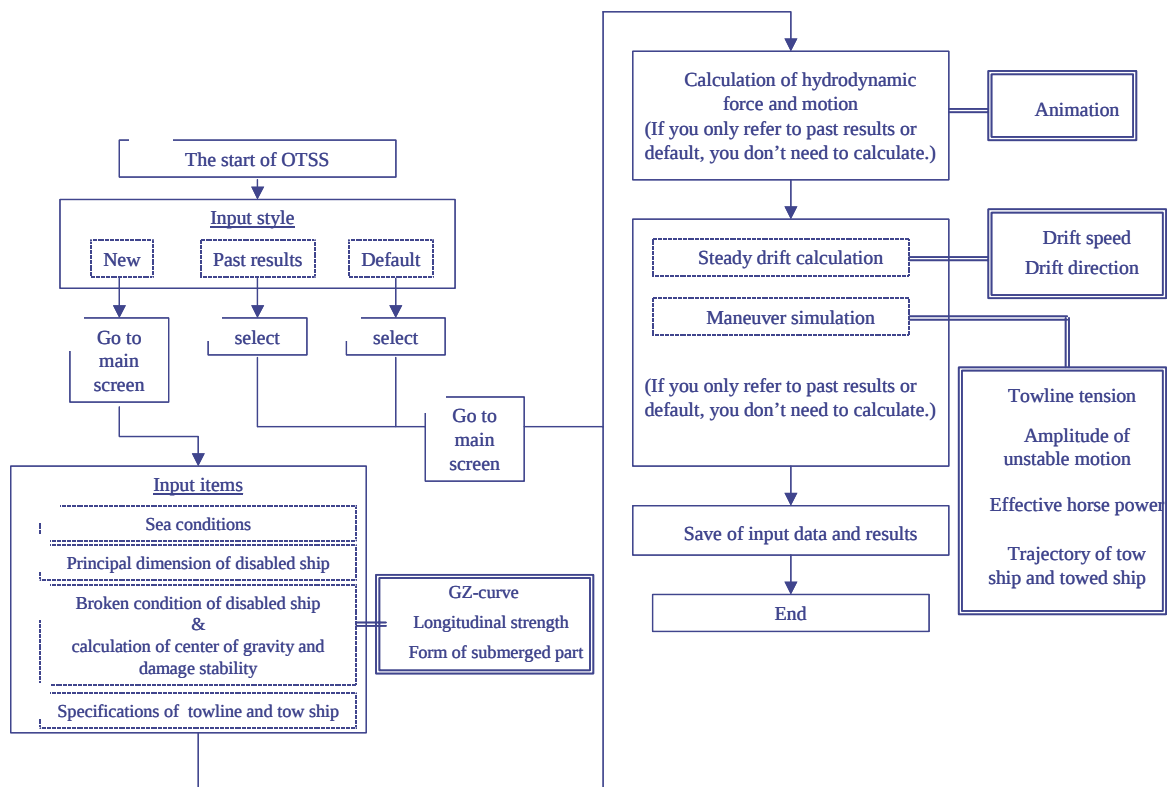


Fig. 4-1 Flow of Optimum Towing Support System.

(8) 縦強度計算機能

船舶の船体を一本の梁と仮定し、梁にかかる荷重と浮力を積分して、船体長さ方向の各位置における、せん断力(S.F.)を計算し、S.F.を積分して、曲げモーメント(B.M.)を計算する。荷重の扱いは以下の3種類とする。

1) 局部重量

局部重量は、複数個の台形分布とする。

2) 船殻重量

船殻重量は、既知の値で載貨重量より局部重量を差し引き、残りを梯形分布として近似する。

3) 積載荷重

各ホールド、タンクに積載した荷重を台形分布とする。

(9) 流体力、運動計算機能

流体力(付加質量力、造波減衰力、波強制力)を計算し、さらに船体運動、波漂流力を求める。次に波向きを入力して船体運動アニメーションを見ることができる。

(10) 定常漂流運動計算機能

曳航時の流体抵抗、風圧抵抗、波漂流力、流れによる抵抗の計算結果を利用して、定常釣合方程式の解を求める。計算では、漂流船体の船首の向き、漂流速度、漂流方向を求めることができる。解が一意的に決まらず複数解となることが有り得る。

(11) 操船シミュレーション計算機能

曳船—被曳船の曳航系でつくる操船シミュレーション計算を行う。曳船の操縦微係数は、巡視船模型等を用いた実験データ、数式表現された実験式、当所が開発した流体力データベースにより自動的に求められ、操縦方程式の解を求める。



Fig. 4-2 Display for the start.

これより被曳船のふれまわり運動などの挙動を計算し、曳船と被曳船の水平面の軌跡を時系列で表わす。

4.2. 最適曳航支援システムの流れ

最適曳航支援システムの流れに関してパソコン画面を用いて、詳細に解説する。全体のフローチャートを Fig. 4-1 に示す。

(1) システムの起動

システムの起動は、OTSS というアイコンをクリックすることにより開始画面(Fig. 4-2)が現れる。開始ボタンを押下して次の画面に進む。

(2) 入力形式の選択

入力形式は、次に示す新規入力、過去のリスト、デフォルトの3つから選択することができる。

(a) 新規入力

通常の場合に選択するもので個別の曳航計算が可能である。「新規入力」をチェックして、「入力開始」ボタンを押すとメイン画面(Fig. 4-3)が現れる。

(b) 過去のリスト

過去のリストは、これまで保存した曳航データを参照するためのものである。「過去のリスト」をチェックし、入力開始ボタンを押すと新しい画面が現れる。参照したいファイルをSaveフォルダの下位フォルダから選択し、「ファイルのロード」ボタンを押すと、備考欄にフォルダの作成日と主要なデータが出力される。次に「メインの画面へ」ボタンを押す。

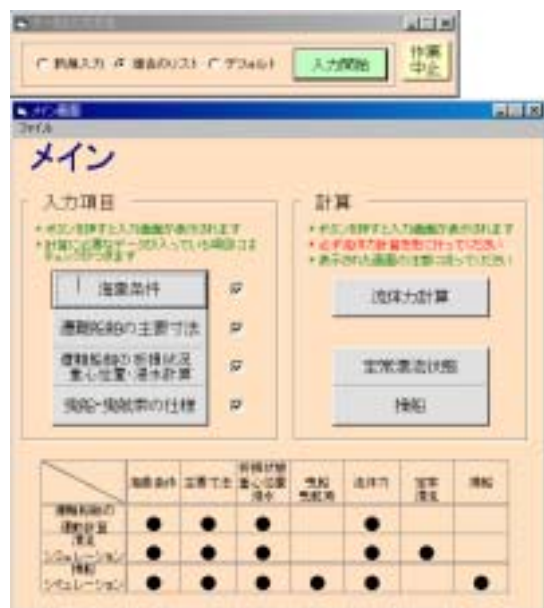


Fig. 4-3 Main menu display.

(c) デフォルト

デフォルトは、予め定められた条件で曳航事例を設定したもので、その計算結果を参照することができる。「デフォルト」をチェックし、入力開始ボタンを押すと新しい画面が現れる。気象条件・船型・載荷状態を選択できる。気象条件(風速、波高、波周期)は7種類、船型は7種類、載荷状態は2種類で、全98パターンを収録している。

(3) メイン画面

曳航計算に必要なデータを入力する画面が現れ、各項目の入力画面が表示される。画面下の表により実施したい計算と必要な入力項目との対応関係を参照できる。

(a) 海象条件

下記の海象条件を入力する。

- ・ 風速、風向
- ・ 潮流速度、潮流方向
- ・ 波高、波周期、波向き

(b) 遭難船舶の主要寸法

- ・ 遭難船舶の船型

遭難船舶の船型を次の母型船データベースから選択する。母型船は、タンカー(ダブルハル)、タンカー(シングルハル)、貨物船、コンテナ船、PCC(自動車専用運搬船)、漁船、バージである。

- ・ 遭難船舶の載荷状態(満載、軽荷)

- ・ 遭難船舶の主要寸法

情報がなければ、船長のみでもよい。この場合、遭難船舶の船長と母型船の船長の比率により、相似船型を生成する。

(c) 遭難船舶の折損状況、重心位置計算及び浸水計算の有無 (Fig. 4-4)

- ・ 遭難船舶の折損状況

Upright Normal・・・非折損非転覆

Upright Broken・・・折損非転覆

Capsize Normal・・・非折損転覆

Capsize Broken・・・折損転覆



Fig. 4-4 Input menu for ship status.

- ・ 遭難船舶の残存部の状況

折損を選択した場合に、船尾から折損箇所までの距離を入力し、残存部を前方部分(船首)あるいは後方部分(船尾)でチェックする。

- ・ 遭難船舶の喫水

喫水の入力方法には2種類あり、船体の平均喫水、トリム、ヒールを入力する方法と詳細に船首尾部の左右舷で喫水を入力する方法がある。ただし、前者においては、船体状態によりそれぞれの定義(平均喫水、トリム、ヒールの正負)が異なるので定義を示す画面が現れる。

- ・ 重心位置・浸水計算

*マークのついた項目をすべて入力した後、重心位置及び浸水計算が可能となる。「重心位置・浸水計算」ボタンをクリックすると、Sumcalc.exe ファイルが起動して新しい画面が現れる。ここでは、重心計算を行うことができ、さらに連続した浸水状態に対応した計算を行うことができる。画面右下に結果の表示ボタンがあり、重心位置の表示、浸水計算結果ではGZ曲線、縦強度計算結果が表示される。「メッシュ」ボタンを押すと、新しくファイルの選択画面が現れ、ここでWtrmesh.txtファイルを選択すると、計算しようとする船体の没水部のメッシュ表示を確認できる。これは、波漂流力等の計算をするための3次元特異点分布法のパネル表示である。「DTH」ボタンは、平均喫水、トリム、ヒールを表示する。

(d) 曳航索・曳船の仕様 (Fig. 4-5)

- ・ 曳船の種類、曳船の主要寸法

- ・ 曳航索の材料、長さ、直径

- ・ 曳航速度、曳航方向の選定

遭難船舶を救助する曳船の曳航速度は、1kt毎にその範囲を指定でき、曳航方向は10°毎に選定できる。

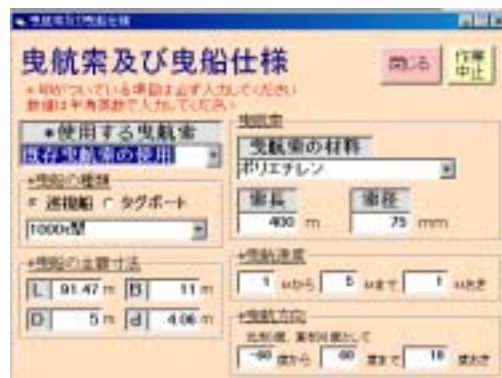


Fig. 4-5 Input menu for tow ship and towline.



Fig. 4-6 Display for animation.



Fig. 4-7 Display for drift prediction.

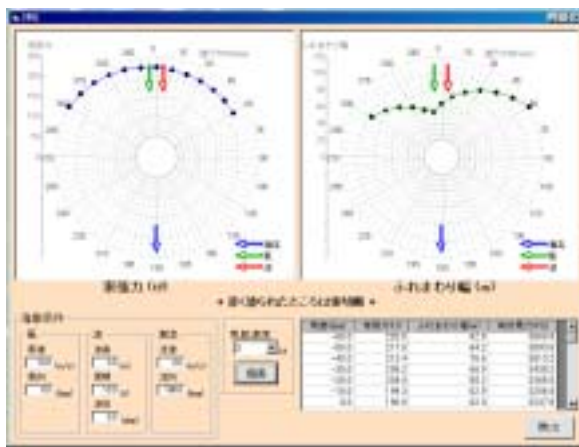


Fig. 4-8 Display for the results of towline tension and unstable motion.

(4) 流体力、運動計算

すべての必要なデータを入力後、「流体力計算」ボタンを押して流体力(付加質量力、造波減衰力、波強制力)を計算し、さらに「運動計算」ボタンで船体運動、波漂流力を求める。それぞれのボタンを押すと、MS-DOS 画面が現れ計算を開始して起動している様子がわかる。計算が終了すると画面が消えるので順番にボタンを押す。また、運動計算は瞬時に終了するので、次に波向きを入力して「アニメーション」ボタンを押して船体運動アニメーションを見ることができる(Fig. 4-6)。

アニメーション画面では、海面を消して船体全体を表現することもでき、裸殻状態を表示することも可能であり、船体区画を確認できる。また、折損した部分の色を薄くすることによって残存船体を強調することができる。

- Water Opac Low:海面消失
- Water Opac Res:海面復帰
- Naked ON:裸殻化
- Naked Off:通常船体表示への復帰
- Cut:切断部分の透明化

- Cut_Res:通常船体表示への復帰
- Reset:アニメーションのリセット
- Motion_Ani:アニメーション起動

(5) 定常漂流運動の計算・描画(Fig. 4-7)

これまでの操作により波漂流力が計算され、これと同時に曳航時の流体抵抗、風圧抵抗が計算される。これらの外力を考慮した定常釣合方程式の計算結果は、漂流船体の船首の向き、漂流速度、漂流方向が波、風、流れの海象条件とともにグラフィックで表示されるが、解が一意的に決まらず複数解となることが有り得る⁵⁾。さらに、波、風、流れの中での定常漂流運動を表わす解として、漂流速度、漂流方向、船首方向、相対斜航角、波との出会い角、相対風速、相対風向のそれぞれの数値が表中に記述される。また、その定義がグラフで表示される。

(6) 操船シミュレーション

本画面では、曳船—被曳船の曳航系でつくる操船シミュレーション計算プログラムを起動する。曳船の操縦微係数は、巡視船模型等を用いた実験データ、数式表現された実験式、当所が開発した流体力データベースにより自動的に求められ、操縦方程式⁶⁾の解を求める。「シミュレーション計算」ボタンを押すと、MS-DOS 画面が現れる。

(7) 操船シミュレーション結果 (Fig. 4-8)

本画面では、メイン画面で選択した曳航速度の範囲において、曳航方向 10°毎に索張力と被曳船のふれまわり幅の計算結果が表示される。また、表中に有効馬力を加えて、その数値が記述される。計算は、実時間で 1 時間のシミュレーションであり、曳航中に索切断しない曳航可能範囲を識別できるように色の変化をつけている。それぞれの表示画面には海象条件である波、

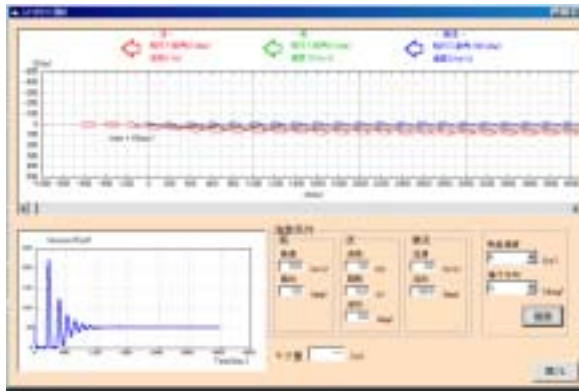


Fig. 4-9 Display for the results of trajectory of tow and towed ship.

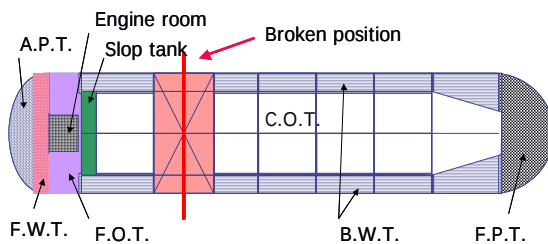


Fig. 4-10 Tank arrangement of 150000DWT tanker.

風、流れの方向が示され、それぞれの大きさとともに表中に数値で記述される。さらに、曳航速度を 1kt 毎に変えて、結果を表示させることができる。これにより、曳航速度に対する適切な操船方法を判断する情報を得ることができる。

(8) ふれまわり運動 (Fig. 4-9)

曳船と被曳船の軌跡を時系列で平面的に描画する画面であり、被曳船のふれまわり運動などの挙動を確認できる。ここでは、外力の相対的な向きと、120 秒間隔の曳船・被曳船の位置と船体方位を描画する。同時に、索張力の時系列データも表示され、曳航速度、曳航方向を自由に入力して、描画することができる。

最後に、所要の計算を終え入力条件と結果を保存する場合は、メイン画面に戻り左上隅の「ファイル」をクリックすると、保存フォルダ名を入力できる画面が現れ、「保存」ボタンを押す。保存したデータは過去のデータとして次回以降閲覧できる。

以上、最適曳航支援システムの一連の流れを紹介した。実際の遭難現場の海域は一定でなく、時間の経過とともに波、風、流れの海象条件を変化させる必要がある。その場合は、メイン画面に戻り海象条件のみを変化させることによって、新たな計算をスタートさせることができる。

4.3. 計算事例

4.3.1. 船体最終姿勢の推定

Table 4-1 に母型船データとして、2 種類のタンカーを含む 7 つの船型に対して下記の情報が整備されている。

- (1) 主要目および船体寸法
- (2) 区画情報
- (3) 基本積み付け状態
- (4) 基本積み付け状態における区画浸水計算

まず、航行不能に陥った船舶の船型および主要寸法が情報として得られたと仮定して、母型船データから相似化した線図を作成する。船体内の区画情報等は、すべて母型船を基本に自動的に作成されるが、任意の区画を新たに作ることも可能である。これらの情報を元に折損を含む静水中での損傷浸水シミュレーション計算を実行し、船体最終姿勢を求めることができる。

(1) 計算条件および計算方法

Fig. 4-10 に計算対象とする 15 万トンタンカー(ダブルハル)の船内区画の概略を示す。詳細なタンク寸法は省略するが、船首より全長の 2/3 の長さの点で長さ方向に直角に切断した場合を想定して、船首および船尾が残存したそれぞれの場合で満載状態と軽荷状態の 2 種類の載荷状態について検討した。計算では、Fig. 4-11 および Fig. 4-12 に示すようにそれぞれ船尾残存と船首残存の場合に対して、初期折損状態から順次浸水区画を広げていった。図の塗りつぶした部分が浸水範囲である。

初期状態の重量重心は初期損傷タンクの積荷の流出を控除した値を用い(負の重量付加)、初期損傷タンクに流入した海水は含めない(浮力喪失)ものとした。

重量と浮力および重心 (XG_q, YG_q, ZG_q) と浮心の釣り合う水面 (d_e, t_e, h_e) を求めるために、次式が成り立つように収束計算する。ただし、 d_e 、 t_e および h_e は、それぞれ平均喫水、ヒールおよびトリムである。

$$W_q = \Delta e \quad (1)$$

$$XG_q = \frac{t_e}{L_{pp}} (KG_q - ZB_e) + XB_e \quad (2)$$

$$YG_q = -\tan(h_e) (KG_q - ZB_e) + YB_e \quad (3)$$

ここで、指定された水面 (d_e, t_e, h_e) 下の重量、浮力がそれぞれ W_q および Δe であり、浮心 (XB_e, YB_e, ZB_e) の計算は、浮力喪失法による。

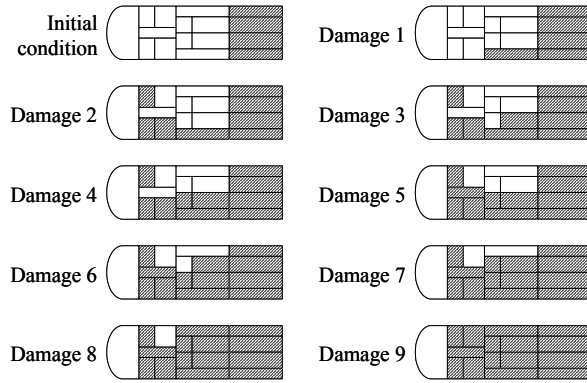


Fig. 4-11 Damage procedure of aft part of broken tanker.

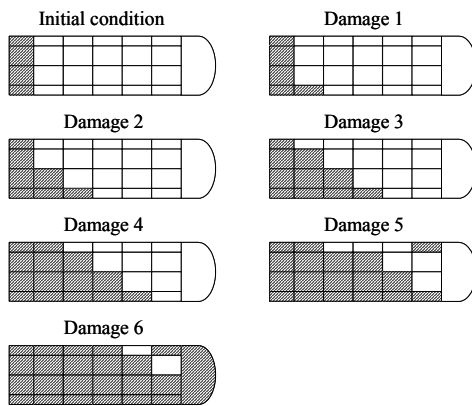


Fig. 4-12 Damage procedure of fore part of broken tanker.

$$\Delta e = \rho_w P \sum p_j V(\varphi_j, d_e, t_e, h_e) \quad (4)$$

$$XB_e = \frac{\sum p_j \xi_x(\varphi_j, d_e, t_e, h_e)}{\sum p_j V(\varphi_j, d_e, t_e, h_e)} \quad (5)$$

$$YB_e = \frac{\sum p_j \xi_y(\varphi_j, d_e, t_e, h_e)}{\sum p_j V(\varphi_j, d_e, t_e, h_e)} \quad (6)$$

$$ZB_e = \frac{\sum p_j \xi_z(\varphi_j, d_e, t_e, h_e)}{\sum p_j V(\varphi_j, d_e, t_e, h_e)} \quad (7)$$

ここで、

ρ_w : 海水の比重、

P : 係数、 p_j : 構造物の係数

$V(\varphi_j, d_e, t_e, h_e)$: 構造物の形状 φ_j の水面 (d_e, t_e, h_e) 下の体積

$\xi_u(\varphi_j, d_e, t_e, h_e)$: 構造物の形状 φ_j の水面 (d_e, t_e, h_e) 下の $u(x, y, z)$ 方向モーメントである。

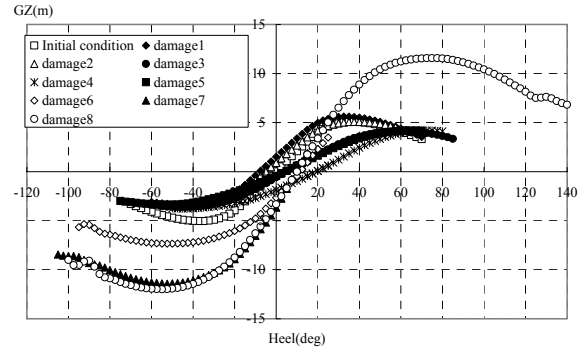


Fig. 4-13 GZ curve of damaged full loaded condition.

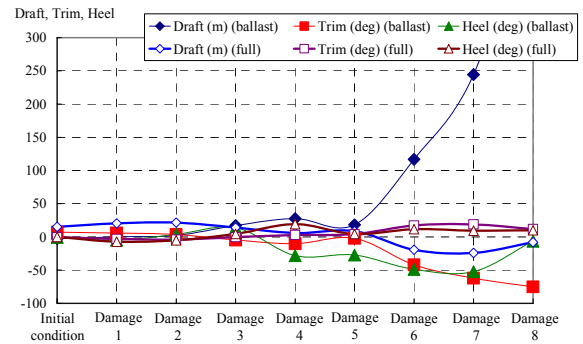


Fig. 4-14 Change of ship status on upright full loaded condition (1/3 aft part).

(2) 計算結果および考察

Fig. 4-13 に船首折損時の満載状態の GZ 曲線を一例として示す。ただし、左舷にヒールした場合、船首上げトリムの場合のそれぞれの符号を正とする。計算範囲は、 $-85^{\circ} \sim 85^{\circ}$ である。一般的には、軽荷状態のほうが満載状態よりも安定であるが、この図より浸水の進んだ浸水状態 8 で、安定な状態となっていることがわかる。Fig. 4-14 に船尾折損時の満載状態および軽荷状態において、各浸水状態での平衡状態(平均喫水、ヒール、トリム)を示す。横軸は浸水状態の番号に対応している。平衡状態を表す諸量の項目の定義を Fig. 4-15 に示す。特に、軽荷状態 6 の浸水状態で急激な変化が起こっていることがわかる。また、非折損時の曲げモーメント分布は、通常満載状態ではサグ状態、軽荷状態ではハグ状態となる。折損時の縦強度については、最大曲げモーメントは非折損時のそれと比較して小さくなり、破断などの危険性は減少するが、その分布は満載状態のほうが歪んだ形状となる。曲げモーメントとせん断力のそれぞれの分布の一例を Fig. 4-16(初期折損状態)に示す。実際の現場では、波浪などの動的な影響を考慮する必要があり、船体が転覆するなどの危険な状況が予想される。

一方、船首 2/3 残存部に対して満載状態の平

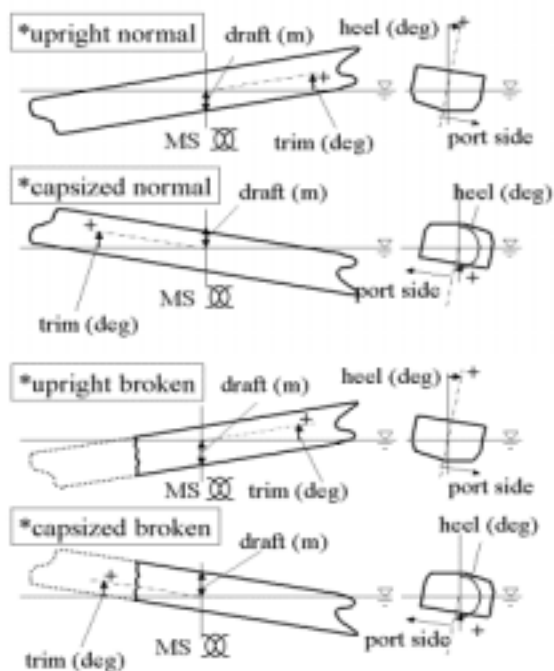


Fig. 4-15 Definition of ship status.

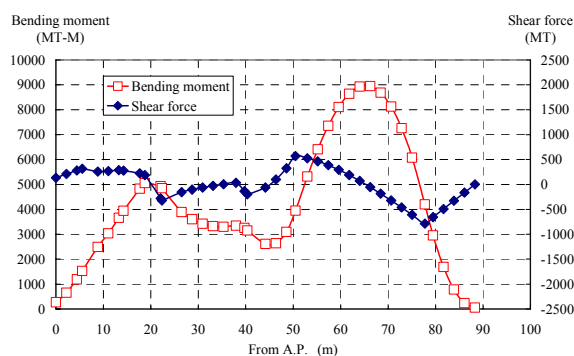


Fig. 4-16 Shear force and bending moment on upright full loaded condition (1/3 aft part).

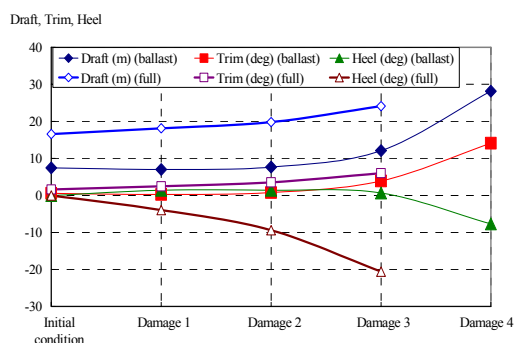


Fig. 4-17 Change of ship status on upright full loaded condition (2/3 fore part).

衡状態を Fig. 4-17 に示す。船尾残存の場合と比較して、比較的早期の浸水段階で釣合状態を保つことができなくなり、軽荷状態のほうが満載状態より安定していることがわかる。

本計算プログラムは、従来の非折損状態における船舶の浸水シミュレーションを拡張したものであり、その適用範囲を明確にする必要があ

Table 4-2 Drift motion (wind only).

Ship Type	Solution No.	drift speed (kt)	drift direction (deg)	head direction (deg)
Cargo	1	0.88	174.4	271.1
	2	2.92	180.0	180.0
	3	0.88	185.6	88.9
	4	2.82	186.4	7.1
Fishing boat	1	0.91	171.5	81.6
	2	2.16	180.0	180.0
	3	1.75	180.0	0.0
	4	0.91	188.5	278.4
PCC	1	2.13	180.0	180.0
	2	1.76	180.1	360.0
Tanker2	1	0.56	169.0	82.4
	2	1.45	180.0	0.0
	3	1.72	180.0	180.0
	4	0.56	189.2	277.7

Table 4-3 Drift motion (wind and waves).

Ship Type	Solution No.	drift speed (kt)	drift direction (deg)	head direction (deg)
Cargo	1	2.58	172.0	89.5
	2	5.39	180.0	180.0
	3	5.13	185.0	5.9
	4	2.58	188.0	270.5
Fishing boat	1	1.86	133.5	102.1
	2	3.03	180.0	180.0
	3	2.34	180.0	0.0
	4	1.86	226.5	257.9
PCC	1	1.89	133.7	279.3
	2	1.88	151.0	290.7
	3	2.57	177.6	358.5
	4	3.18	183.1	183.5
Tanker2	1	2.23	114.8	87.5
	2	2.9	180.0	0.0
	3	2.23	243.3	272.5

った。折損状態においては、トリムとヒールが同時に非常に大きくなる場合もあり、この際推定法が妥当かどうかの詳しい検討は今後の課題である。

4.3.2. 漂流運動の推定

航行不能船舶に働く波、風、流れの外力を計算して、定常漂流運動計算を各母型船について行った。想定した海象条件は、風速 10m/sec、波高 2m、波周期 7sec で、風と波の入射方向は 0°とし、流れはないものとした。計算では、風のみの場合と風と波が存在する場合の 2 種類で比較した(Fig. 4-18)。

まず、外力が風のみの場合について、貨物船、漁船、PCC およびタンカー(ダブルハル)の 4 船型の計算結果を Table 4-2 に示す。求める解が一つに決まらないので 2~4 の解を示している。船首方向が 0°あるいは 180°となる解の群と、

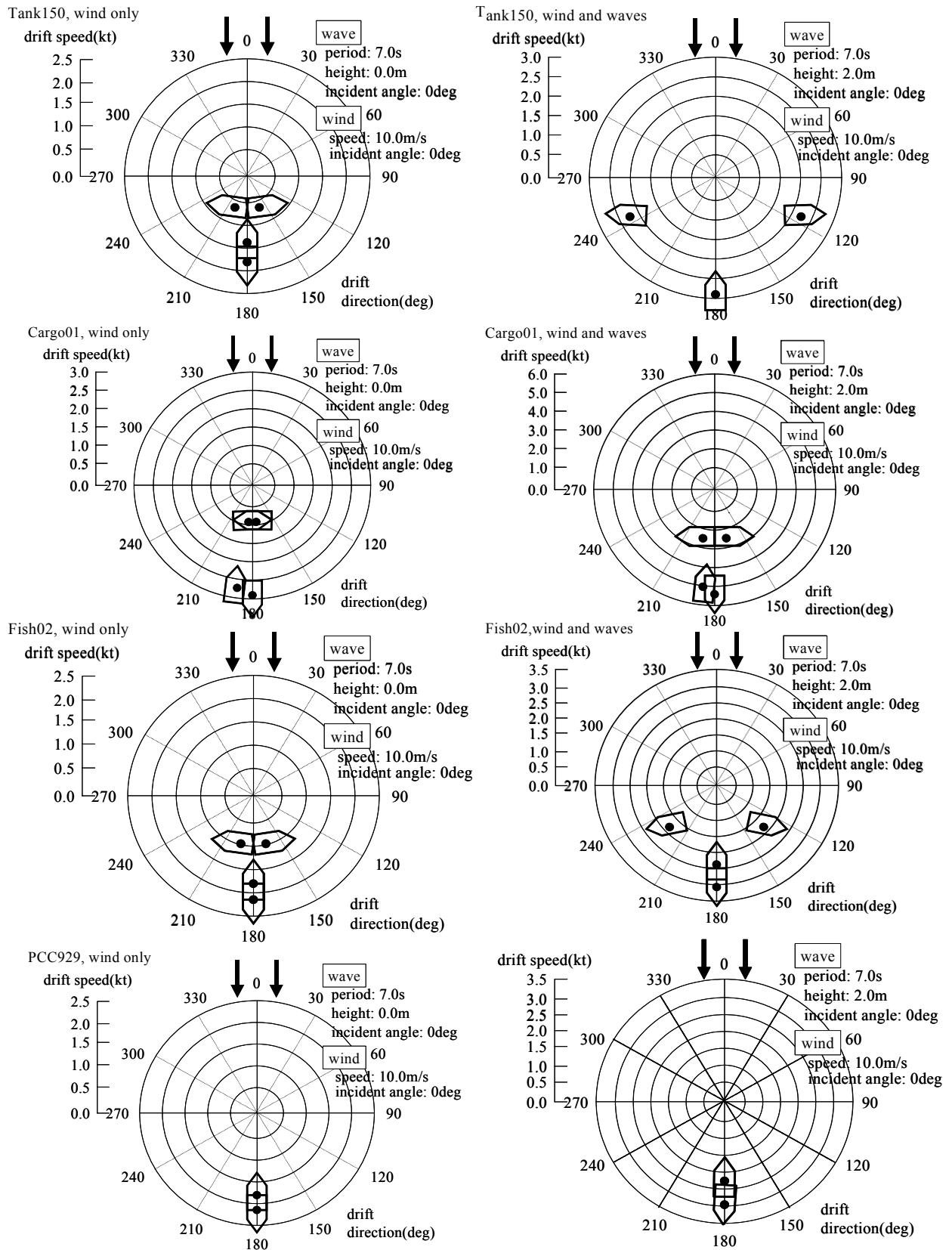


Fig. 4-18 Drift motion prediction of various type of ships in wind and waves.

Table 4-4 Submerged part of type ship status.

	Stern trim 3 °	Bow trim 3 °
Barge		
Cargo		
Container		
Fishing boat		
PCC		
Tanker2 (Double hull)		
Tanker1 (Single hull)		

Table 4-5 Submerged part of tanker and cargo.

	Cargo	Tanker2(Double hull)
6 ° trim		
3 ° trim		
Even keel		
-3 ° trim		
-6 ° trim		

Table 4-6 Submerged part of broken tanker.

Aft part -6.0° trim LOA = 176.6m	
Fore part 6.0° trim LOA = 88.3m	
All Even keel LOA = 265.0m	

90°に近い解の群すなわち真横に風を受けて漂流するものの大きく分けて2種類となる。後者の解のほうが、横方向の抵抗が大きいため漂流速度が小さいと考えられる。この解が安定な解なのか不安定な解であるのかは判定ができない。また、貨物船の場合、必ずしも解が対称とはなっていないが、その他の場合はほぼ対称な解が存在する。漂流速度は、大きいと考えられたPCCよりも貨物船のほうが1.5倍程度大きい解が存在している。

また、風と波が同時に存在する場合の計算結果をTable 4-3に示す。漂流速度は波がない場合と比較して1.4~2.0倍大きくなった。波が加わったことにより、定常釣合状態は相違したものになった。

4.3.3. 波漂流力と船体運動の推定

浸水などで船体姿勢が変化した折損を含む船舶を対象にして、波漂流力及び運動を計算しそ

の船体姿勢、船型の影響を比較した。特に、曳航力に関連する船舶の長手方向の波漂流力及び縦運動について検討した。

(1) 計算方法

最適曳航支援システムを用いて、種々の船型及び船体姿勢別の波漂流力、船体運動を比較した。波漂流力の計算手法は、波漂流力は丸尾の方法⁸⁾、水平面内重心まわりの波漂流モーメントはNewmanの方法⁹⁾を用いた。また、付加質量係数、造波減衰係数及びコチン関数については、前進速度のない3次元特異点分布法を用いて求めた。

試算に用いた母型船の主要寸法をTable 4-1に示す。7種類の船型(タンカーは2種類)についての船体姿勢は、満載状態でイーブンキール、トリム±3°(トリムの符号は、+が船首トリムを表す)の3種類を想定した。船体の縦傾斜については、想定した満載状態からそれぞれの所定のトリムとなるように浸水タンクを定めた。ちなみに、母型船ではすべて船内区画情報が整備されており、満載状態と軽荷状態等の代表的な載貨状態のタンク内の内容量が予め既知である。また、タンカー(ダブルハルタンカー)と貨物船について、イーブンキール、トリム±3°、トリム±6°の5種類の船体姿勢の波漂流力、船体運動に対する影響を調査した。さらに、折損した船体の挙動について調査するために、タンカー(ダブルハル)について同様な検討を行った。船体姿勢は、±6°に設定した。

Table 4-4に、船型別の船体姿勢の側面概略図を示した。これは、船体の没水部分を図示したものである。また、Table 4-5には、タンカー(ダブルハル)と貨物船のそれぞれの船体姿勢における没水部の側面図を示す。さらに、Table 4-6は、折損タンカーのそれである。なお、すべての計算は、船体縦運動と長手方向の波漂流力を対象とした。

(2) 計算結果及び考察

Table 4-1の母型船に対して、船の長さ方向の波漂流力 X_w を下記のように無次元化した。

$$F_x = \frac{X_w}{\frac{1}{2} \rho g L h_a^2} \quad (5)$$

ここで、 ρ は海水の密度、 g は重力加速度、 L は船体の長さ、 h_a は波振幅である。また、船首方向を力の正方向にとり、波向きは追波を0°、

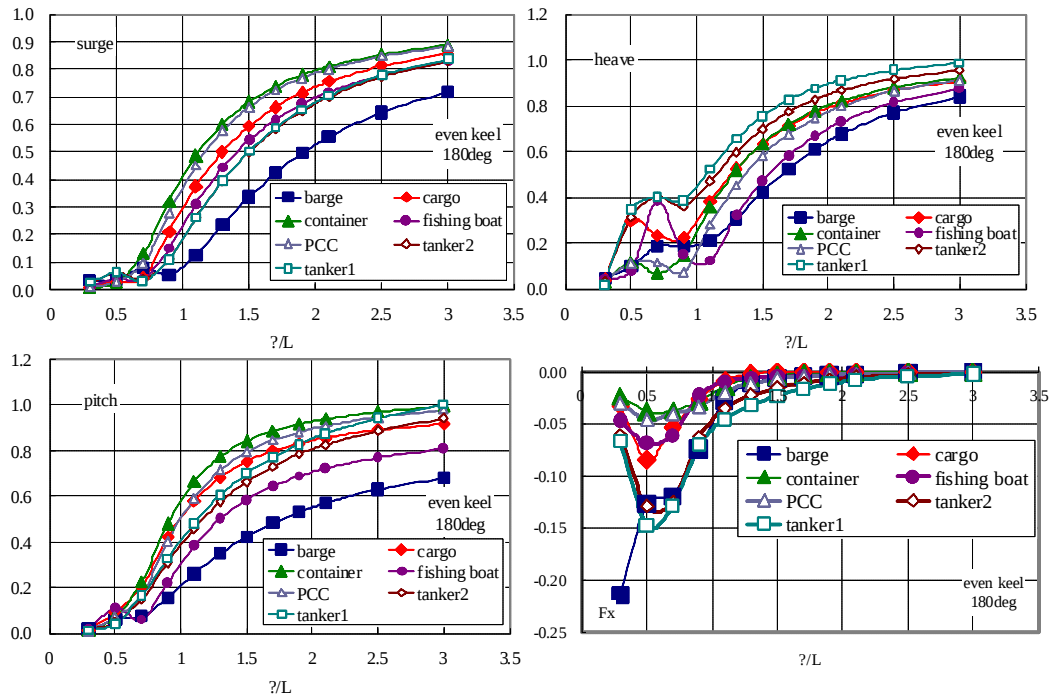


Fig. 4-19 Effect of ship type on RAO of ship motion and wave drift force (even keel, head wave).

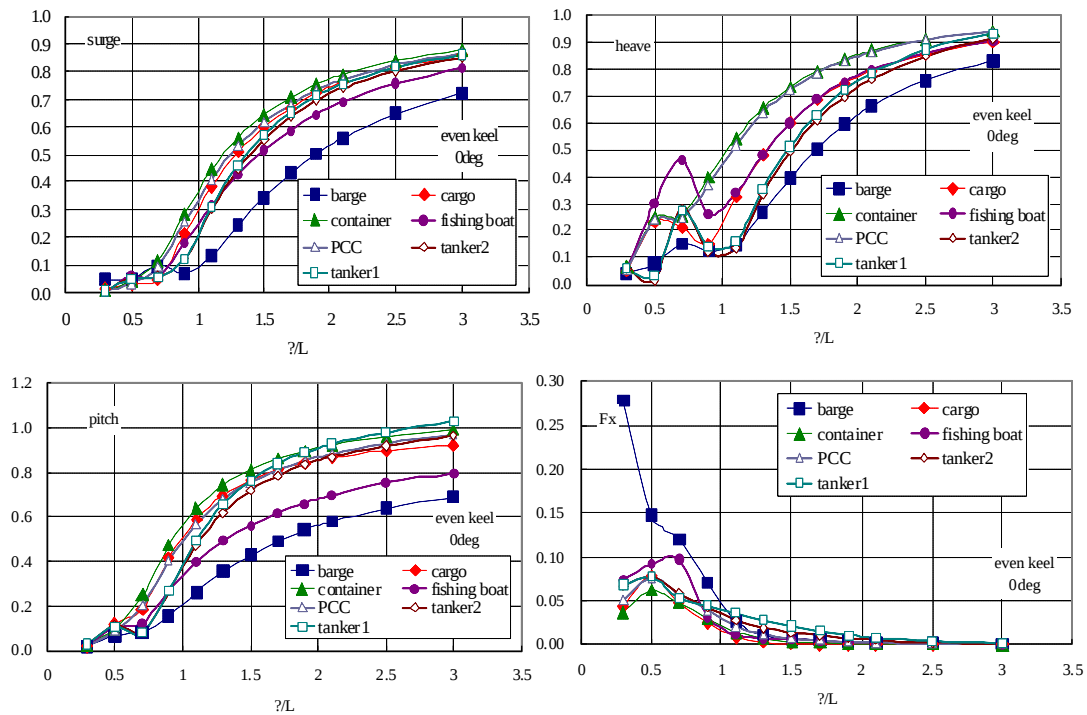


Fig. 4-20 Effect of ship type on RAO of ship motion and wave drift force (even keel, follow wave).

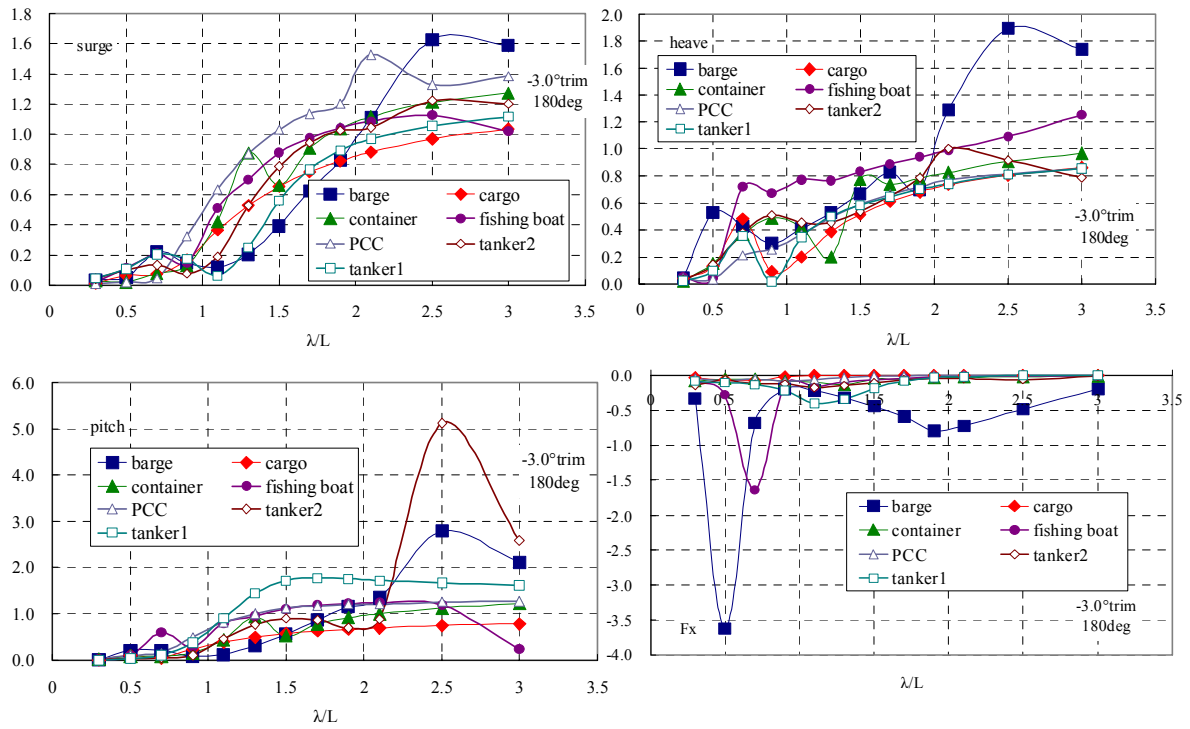


Fig. 4-21 Effect of ship type on RAO of ship motion and wave drift force (bow trim, head wave).

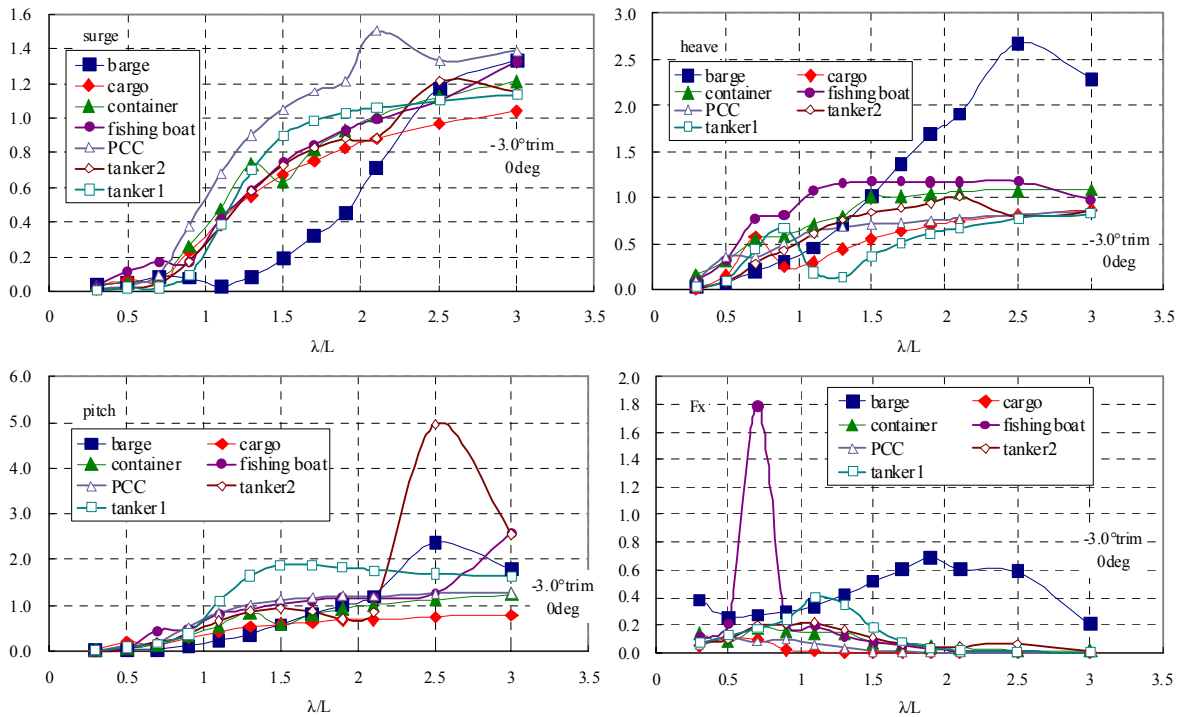


Fig. 4-22 Effect of ship type on RAO of ship motion and wave drift force (bow trim, follow wave).

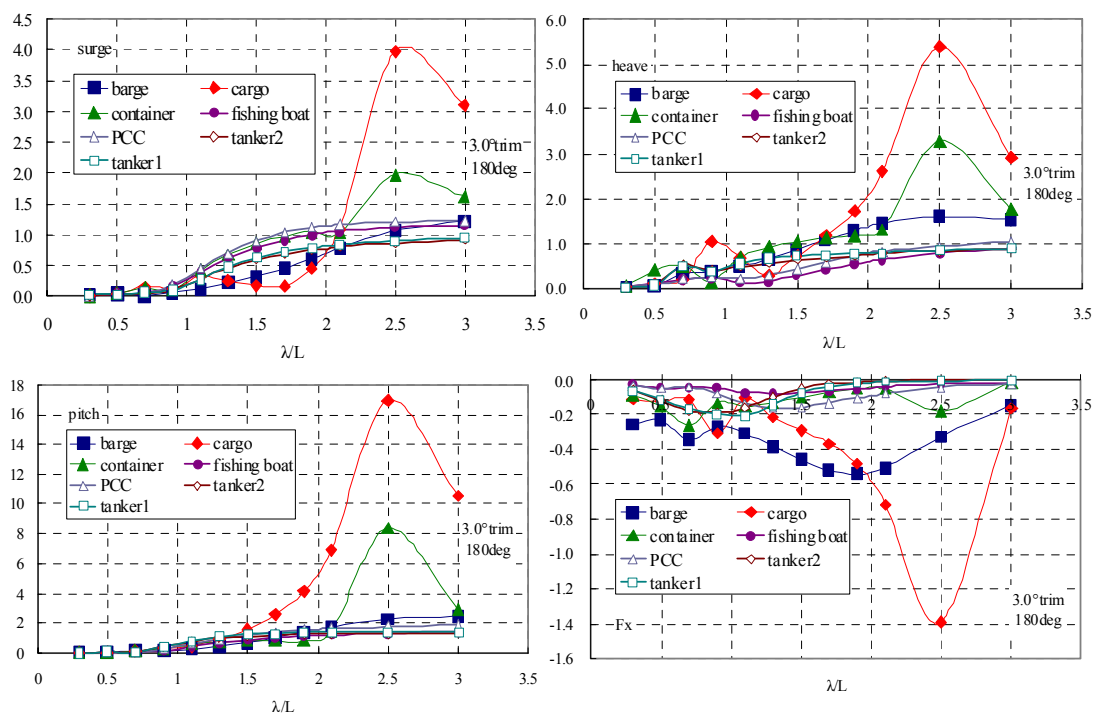


Fig. 4-23 Effect of ship type on RAO of ship motion and wave drift force (stern trim, head wave).

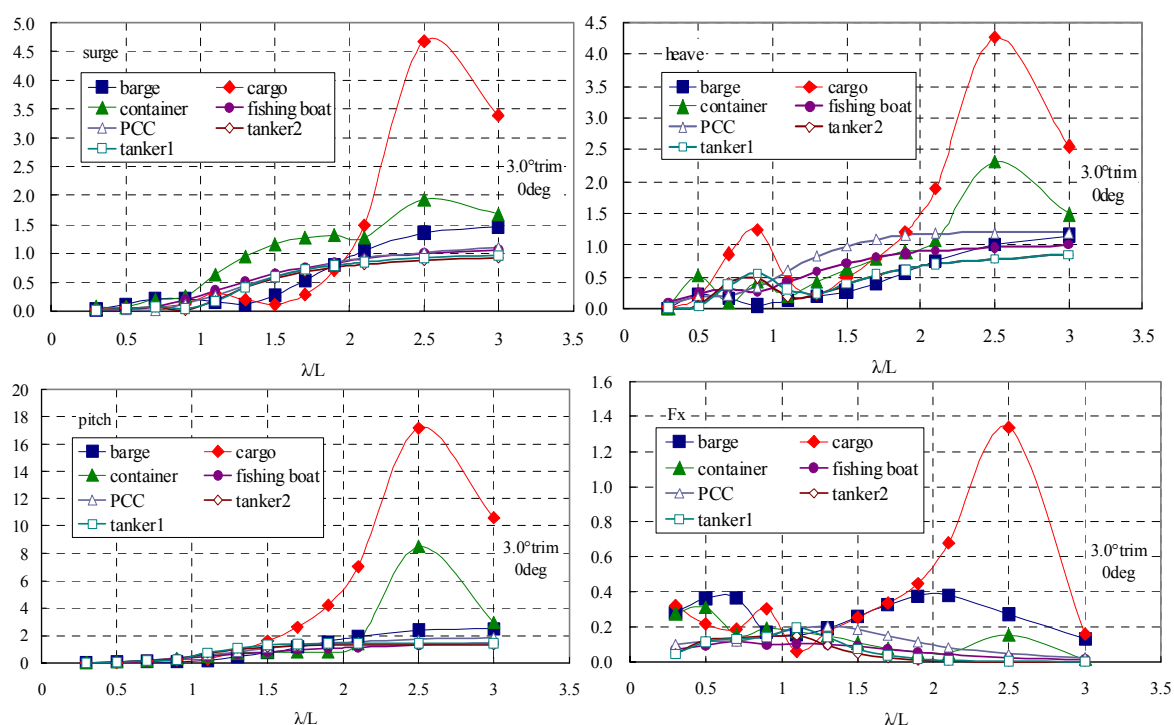


Fig. 4-24 Effect of ship type on RAO of ship motion and wave drift force (stern trim, follow wave).

Fig. 4-26 Effect of ship status on RAO of ship motion and wave drift force (Cargo).

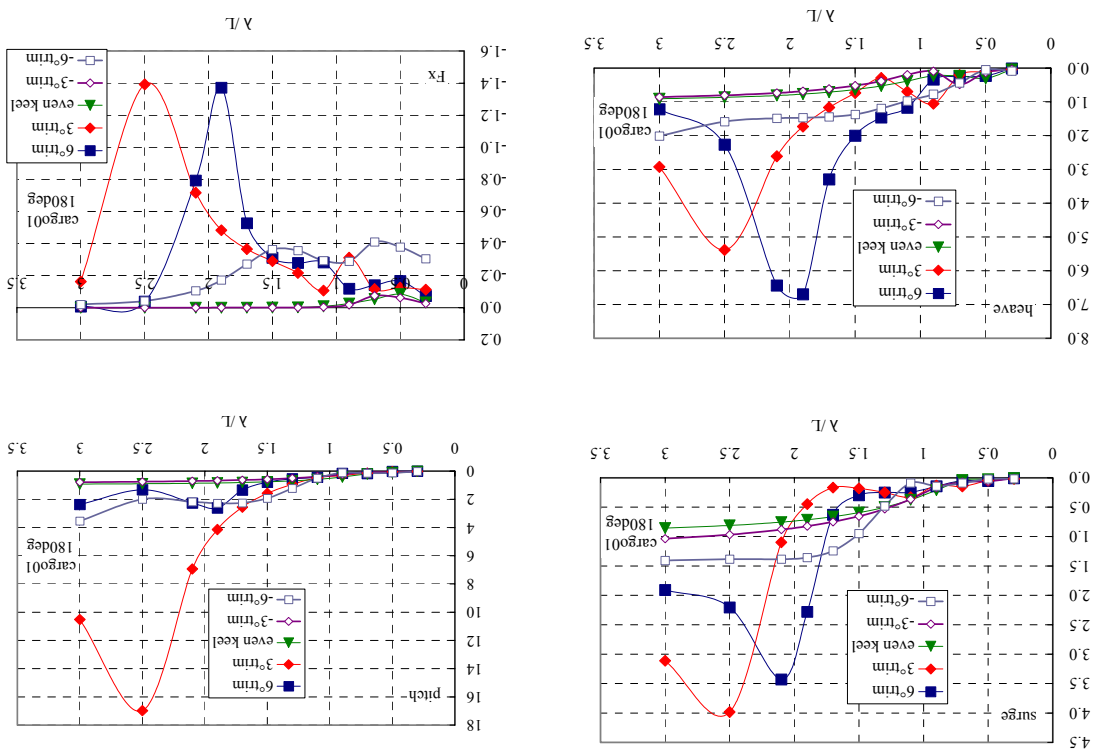
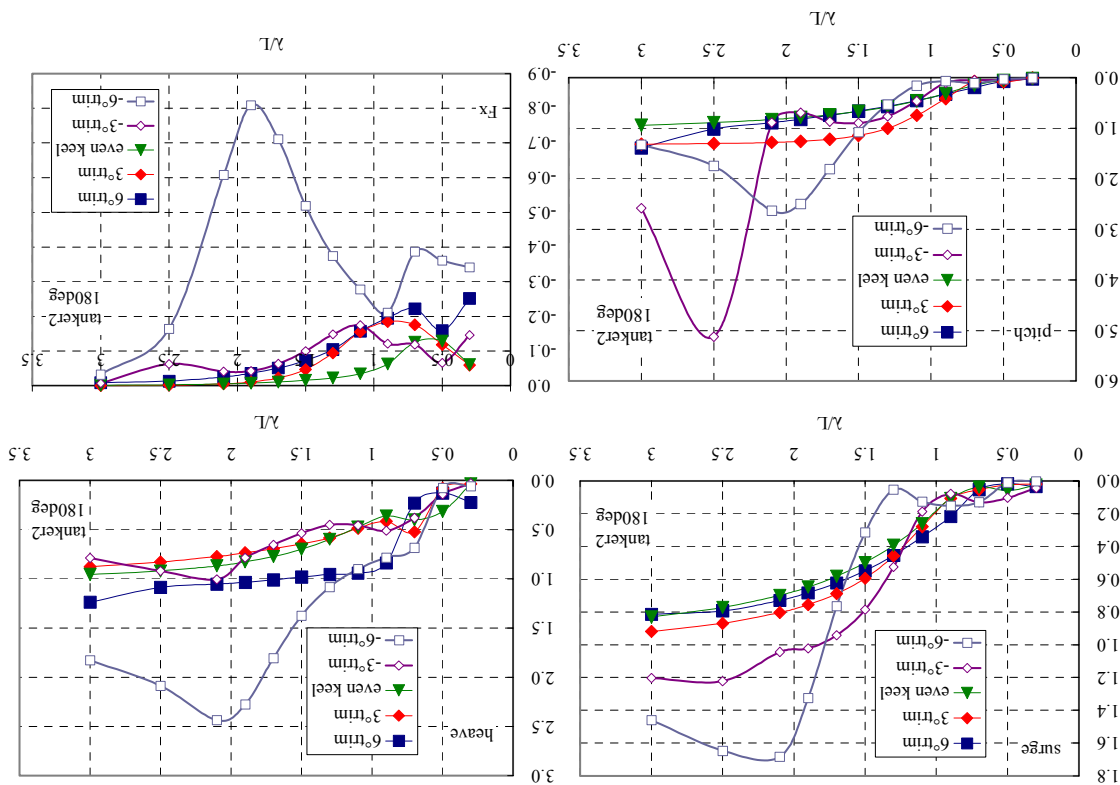


Fig. 4-25 Effect of ship status on RAO of ship motion and wave drift force (Tanker(double hull)).



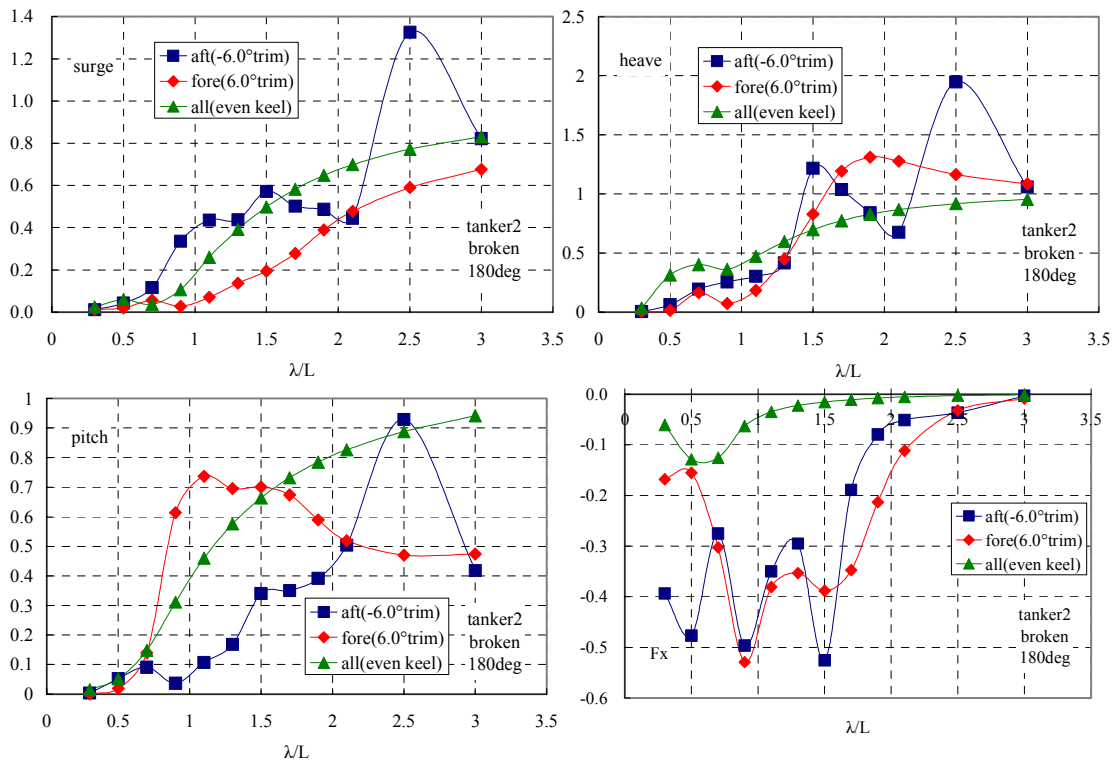


Fig. 4-27 Effect of ship status of broken tanker on RAO of ship motion and wave drift force.

Table 4-7 Metacenter height and center of gravity.

	aft(-6.0°trim)	fore(6.0°trim)	all(even keel)
GML	77.403	32.439	384.33
OGX	15.768	-3.144	8.75

向波を 180°と定義した。また、船体運動は、ピッチは波傾斜で、サージ、ヒープについては波高で無次元化した。

Fig. 4-19 及び Fig. 4-20 に、各種船型に対するイーブンキールの場合の船体運動と波漂流力について、波向きを向波と追波としてそれぞれ示した。各船型とも向波中及び追波中で船体運動応答は同様な傾向を示しているが、バージと漁船については応答が他のそれと比較して若干低めである。また、波漂流力はバージを除く船型について $\lambda/L=0.5$ 付近でピークをもつが、バージは波長が短くなるほど波漂流力は大きくなっている。また、タンカーの波漂流力のピークは、他の船型と比べて大きいことがわかる。タンカーの波漂流力のピークが追波中では向波中よりも小さくなっている。Fig. 4-21 及び Fig. 4-22 に、トリム-3°の場合で、向波と追波のそれぞれの結果を示す。どの船型についても船体運動応答がイーブンキールの場合に比べて大きくなっている。また、バージとタンカー(ダブルハル)について、大きな船体運動応答の変化がみ

られる。特に、 λ/L が 2.5 以上でその傾向が顕著である。波漂流力については、向波の場合にバージと漁船の応答が非常に大きなピークをもち、バージの追波中の応答が向波中と全く異なっている。タンカー(シングルハル)の応答もイーブンキールの場合と比較して大きくなっている。他の船型についても波漂流力は、イーブンキールの場合と比べて大きくなっており、浸水などで船体傾斜した船を曳航する場合は、索張力が増加することによる索切断に注意する必要がある。Table 4-2 からわかるように、甲板が没水するほど船体が傾くと、船体運動に大きな変化が生ずるようになる。

Fig. 4-23 及び Fig. 4-24 は、トリム 3°の場合の同様な結果を示す。船尾の甲板が浸水した貨物船、コンテナ船、バージに船体運動の変化が著しい。特に、ピッチの最大応答は船首トリムの場合の 10 倍以上にもなる。波漂流力については、向波中及び追波中とも貨物船のみが長波長領域で応答が大きくなっているが、船首トリムの場合と比較するとその絶対値は小さい。

このように船首トリムして甲板が没水した航行不能船舶を曳航する場合、船尾曳航するのが一般的である。この場合、バージや漁船において、ある波長範囲で波漂流力が極端に大きくなり、特に曳船が追波状態で曳航する場合に注意が必要である。

Fig. 4-25 及び Fig. 4-26 に、タンカー(ダブル

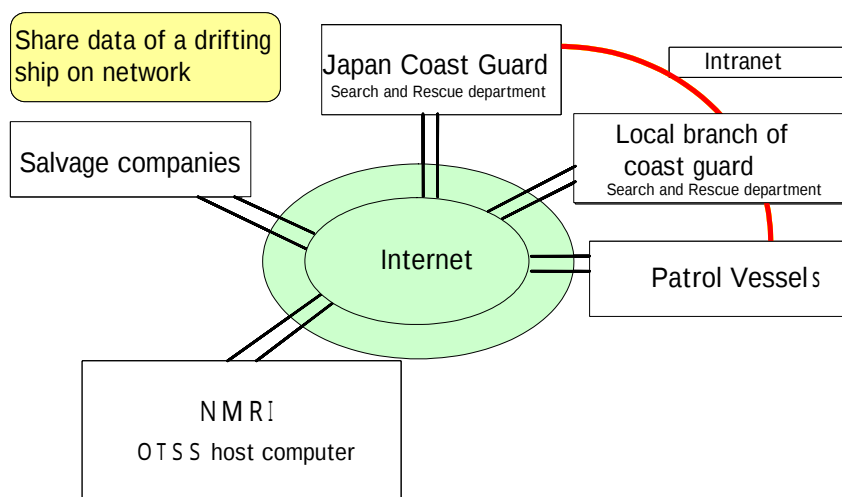


Fig. 4-28 Towing operation concept using internet for making emergency towing database.

ハル)と貨物船の向波中におけるそれぞれの船体運動応答と波漂流力を示す。タンカー(ダブルハル)については、船首トリムの際に $\lambda/L=1.0$ 付近で船体運動応答が大きくなり、船首トリム 6° の場合に最大の波漂流力の応答を示す。一方、貨物船の場合は、船尾トリムで $\lambda/L=1.5$ 付近から船体運動応答が非常に大きくなり、これによる影響と思われる波漂流力の増加が長波長領域でみられる。

Fig. 4-27 にタンカー(ダブルハル)が船首から $1/3$ の箇所で折損した場合を想定して、その残存船首部と残存船尾部及び折損前の元の船体の 3 つの場合の向波中の応答を比較した。折損した船体はどちらも 6° トリムしているが、船体運動応答は残存船尾部にピッチとヒーブの極端に大きな応答が生じている。また、波漂流力についても全波長域で応答が大きい。

Table 4-7 に、それぞれの場合の縦メタセンター高さ(GML)及び船体中心からの重心の距離(OGX)を示す。縦メタセンター高さについては、折損により著しい減少がみられる。船体が折損して、予備浮力が大きいと考えられる船尾部を船尾方向に曳航索をとり曳航する際、船体運動が極端に大きくなる可能性が示されており、曳航索の挙動にも注意する必要がある。

4.4. 最適曳航支援システムの課題

最適曳航支援システムは、海難事故に遭遇した折損、転覆を含む千差万別の状態の船舶を対象として開発を進めてきた。しかしながら、荒天下において、このような遭難船舶を操船するシミュレーション計算には、種々の計算上の制約がある。これをシステムの適用限界として、下記に列挙する。

1) 曳航速度

波漂流力計算の仮定が速度 0 であるために、

曳航速度が大きくなると波漂流力に速度影響が(現れると考えられる。 $2\sim 3\text{kt}$ では、その影響を無視できると考えてよいが、 $5\sim 6\text{kt}$ になるとその影響が無視できない。

(2) 船体姿勢の影響

船体が大きくトリムあるいはヒールすると、風圧係数が推定できない。風圧係数は、あくまでもイーブンキールで浮かんでいる船のみのデータしか整備されていない。イーブンキール状態の場合には、各種の船型に対応できる実験定数が整備されている。

(3) 船体形状の影響

船体が折損している場合、その流体力係数の推定は極めて難しい。現在は、流体力データベースを用いて計算しているが、操船に使用するための前後力、モーメントの推定は精度の問題がある。したがって、異常形状物体の操縦性能を推定することには限界があると言わざるを得ないが、今後データベースの蓄積により精度が改善できる。

(4) 舵の性能

詳しい 2 軸の舵性能データがないため、1 軸の近似を行い旋回性能試験結果などと合わせて性能を決定している。こうして決めた係数を操縦方程式で使用している。

(5) 曳航点

曳航点の選択について、船首側の曳航点が一般的であるが、船尾に曳航点をとった場合の操船性能推定の精度が問題となる。船尾の操縦微係数については、実験データが極端に少なく、当所の開発した流体力データベースを利用して推定するが操船の微妙な挙動を再現できるかどうか不明である。また、計算ではトリムした船型については検証済みであるがヒール状態では今のところ計算プログラムが開発されていない。

(6) 詳細仕様

通常の使用方法として、遭難船舶の主要寸法から相似船型を生成する。船舶の詳細なデータが存在する場合、対話型の本プログラムではなく別途開発した詳細計算プログラムを使用する必要があり、そのための詳細なマニュアルを整備することも課題となる。これよりオフセット、船内区画等を任意に設定することが可能である。

4.5 まとめ

最適曳航支援システムのパソコン上での流れを示し、船体の最終姿勢を求める計算例について述べた。ここで、折損船舶の浸水シミュレーション計算の一例を示したが、通常の非折損船体の平衡状態とは大きく異なり、安定あるいは不安定の判別が困難な場合もありうる。現実において、今回の浸水シミュレーションのように漸次浸水が進展していく状況は数少ないかも知れないが、次の瞬間の状況を予測するうえでのツールとして活用できると考えている。

荒天下で損傷等により航行不能船舶が傾斜した場合を想定して、その際の船体運動と波漂流力の応答を調査した。今回取り上げた船体の縦傾斜時の応答は、当所で開発した最適曳航支援システムにおけるシミュレーション計算によって求めることができる。甲板が没水するような状態の船体運動等の計算は、本来非線形応答と考えられるので、実験による検証が必要である。本報告で取り扱わなかった折損・転覆した船体の応答についても、シミュレーション計算を検証することが重要となる。今後、曳航事例との比較検証により、計算の推定精度の向上を図る必要がある。

最適曳航支援システムは平成 14 年度に完成したが、今後は本システムを実際の曳航現場で活用し、その運用評価が重要となる。評価と同時に曳航を実施した際のデータができ上がるので、それを蓄積することにより曳航データベースが構築できる。そのためのプログラム整備も同時に進める予定である。

また、運用評価によりプログラムが改善でき、実用化できればインターネットを利用した曳航データ管理システムも検討したい(Fig. 4-28)。

参考文献

- 1) 原正一：荒天下における航行不能船舶の漂流防等に関する研究概要(最適曳航支援システムについて)、第 74 回船舶技術研究所研究発表会講演集、(2000)、pp.307-308
- 2) 原正一：最適曳航支援システム(その 1 損傷船舶の最終姿勢)、第 1 回海上技術安全研究所発表会講演集、(2001)、pp.33-36

- 3) 原正一、星野邦弘、湯川和浩、山川賢次、最適曳航支援システムの開発(その 2)、第 2 回海上技術安全研究所発表会講演集、(2002)、pp.339-342
- 4) 湯浅肇、3D-WEB とエンジニアリングへのインパクト、日本造船学会誌、第 871 号、(2003)、pp.16-19
- 5) 上野道雄、二村正、宮崎英樹：航行不能船舶の定常漂流運動について、日本造船学会論文集、第 192 号、(2002)、pp.103-111
- 6) 湯川和浩、星野邦弘、原正一、山川賢次、荒天下における折損タンカーの曳航について、日本造船学会論文集、第 191 号、(2002)、pp.29-36
- 7) 原正一、荒天下における航行不能船舶の漂流防止等に関する研究の概要、第 2 回海上技術安全研究所発表会講演集、(2002)、pp.163-166
- 8) Maruo, H.: The Drift of a Body Floating on Waves, Journal of Ship Research, Vol.4, No.3, (1960)、pp.1-10
- 9) Newman, J.N. : The Drift Force and Moment on Ships in Waves, Journal of Ship Research, Vol.11, No.1, (1967)、pp.51-60
- 10) 原口富博、二村正、曳船およびバージの波漂流力計測、船舶技術研究所報告、第 31 巻、第 3 号、(1994)、pp.114-150

5. 結言

平成 10 年度から 5 年計画で実施した「荒天下における航行不能船舶の漂流防止等に関する研究」において、航行不能船舶の波による漂流運動(漂流姿勢、漂流速度、漂流方向等)の解明とその推定法の確立、最適曳航支援システムの開発および曳航技術に関する実用的な技術資料の作成を目標として、曳航索張力の推定、曳航馬力の推定および曳航操船法の推定等の技術要素開発を行った。

漂流運動に関する研究では、タンカー船型の波浪中漂流試験、海底形状を含む大波高時の 2 次元物体の波漂流力計測試験、漂流速度計測試験、粘性流体力の実験計測を実施してきた。特に、タンカー船型の漂流運動については、種々の波浪条件によって漂流方向、漂流速度が変化し、漂流軌跡がひとつに定まらないことを実験的、解析的に確認した。

航行不能船舶の定常漂流状態の理論解析、波漂流力に及ぼす波高影響と海底地形影響の理論解析と数値推定法の開発、3 次元数値造波水槽の開発を実施し、漂流運動推定法の開発に不可欠な要素技術を整備した。また、任意形状物体の漂流抵抗の簡易推算法を開発した。本計算法

は、漂流物体の漂流速度や漂流方向を推定する上で重要であるだけでなく、曳航抵抗を推定する上でも必須であり最適曳航支援システムの核となる要素技術である。さらに、開発した要素技術を統合して波による漂流運動の推定法を完成させ、海洋情報部で運用されている漂流予測システムへ波漂流成分を追加するための簡易推定法を開発した。

船体の没水形状は、漂流・曳航時の抵抗、波漂流力に大きく影響することからその予測は重要である。没水形状の認識技術に関する研究では、ハード面及びソフト面において実用性を重視したシステムの提案と構築を行った。この技術は、最適曳航支援システムの中には組み込まれないが、動体連続画像例えば波浪中で動揺する船体に対して、パターンマッチングで運動を評価する手法に応用できる。

最適曳航法の研究については、曳航技術の研究として、漂流船舶への索取り法に関して曳航ブラケットの強度試験を実施した。漂流船舶の捕捉法に関して、2船曳航を模擬した模型実験によってその操船法に関する提言を行った。また、巡視船を用いた曳航試験における曳航索の損傷事例により、エッジ引張試験、d/D 引張試験を実施し、曳航索の摩耗対策の効果を明らかにした。

曳航時の索張力、操船法の推定に関する研究では、まず船首のみが楔形をした箱型船型の幾何学的分割船舶模型を使用し、曳航実験、拘束試験による操縦流体力計測実験を行った。曳航実験では、索張力、被曳船のふれまわり運動の計測を実施し、種々の操船法について検討を行った。また、船首折損タンカー模型の曳航実験を実施し、没水部分が大半を占めるような物体のふれまわり運動の計測に成功した。さらに10分割タンカー模型を製作し、種々な船体姿勢において操縦流体力を計測した。巡視船を使用した2度の実船実験を実施し、KGPSを利用した曳船と被曳船の正確な距離を計測して索張力と比較した。実船実験では、瀬戸内海で実施した静穏海域と冬季の伊豆大島付近の波浪海域での試験を実施することができた。

波浪中の馬力推定に関する研究では、巡視船模型と外洋タグボート模型を製作し、平水中の抵抗、自航試験のみならず、一定静荷重あるいは変動荷重の過負荷試験を行ない推進性能データを取得した。また、タンカー模型を製作して、巡視船を曳船とする曳航実験を実施し、巡視船の波浪中の推進性能、索張力、タンカーのふれまわり運動について計測を行った。ここでは、索長、曳航速度、タンカー曳航時の姿勢などをパラメータとして、種々の解析を試みた。

本研究で実施した実験は、最適曳航支援システムに使用する計算プログラムの検証あるいは実験によってのみ得られる係数を求めるために実施したものであり、それぞれの研究項目に対応した計算プログラム、すなわち船体浸水計算、曳航時の流体力計算、波漂流力計算、曳航索張力の推定計算、馬力推定計算、操船シミュレーション計算を開発した。

最適曳航支援システムの開発については、7種類（タンカー2種類、PCC、コンテナ船、貨物船、バージ、漁船）の母型船データベース（線図情報、船体内部区画情報、重量分布情報）を整備し、転覆・折損時を含む浸水計算を可能にした。浸水計算により船体の最終姿勢を予測し、船体没水部の形状に対する波漂流力計算のためのメッシュ作成機能を開発した。また、本システムでは操作者の視覚に訴えるグラフィック表示も重要な情報提供要素と考え、損傷した船体等を表示する3次元船体運動アニメーションを制作した。最終的に、操船者が最適な曳航法をとるために、曳船の曳航速度、曳航方向における被曳船のふれまわり運動、曳航索張力等の情報を提供するパソコンによるシステムを完成した。

謝辞

本研究を実施するにあたり、海上保安庁および救難活動関係機関を含めた外部有識者等からなる「曳航技術研究委員会」を設置し、荒天下における漂流防止作業、曳航作業の現状および問題点を把握するとともに、本研究を通じて得られた研究成果について逐次検証し、提言を行った。委員会では、海上保安庁装備技術部、警備救難部、海洋情報部、日本サルヴェージ(株)、東京製綱(株)、東京製綱繊維ロープ(株)では、実際の現場での曳航技術に関する貴重な資料のご提供ならびにご意見をいただいた。また、大阪大学内藤林教授、九州大学貴島勝郎教授、海上保安大学校道本順一教授には、それぞれの専門分野での有益な知見からご議論をいただいた。各委員に対して、厚く感謝の意を表します。

本研究で開発された最適曳航支援システムの計算プログラムの製作は、当所海洋開発研究領域佐藤宏主任研究員、千葉大学大学院自然科学研究科都市環境システム修士課程2年の金子誠次君の当所非常勤職員として研究に携わっていただいた功績が大きい。ここに、厚くお礼申し上げます。

付録 1 . ロープに関する資料 ¹⁾ ~ ¹¹⁾

- 1 . ワイヤロープの概要
- 2 . 合成繊維ロープの概要
- 3 . ロープのばね定数について
- 4 . 曳航索の緩衝作用について

1.ワイヤロープの概要

ワイヤロープ（以下ロープ）は、細い鋼素線で構成され、その特性は素線の機械的性質とロープの構造によって決定される。鋼製品としての特徴は、熱処理と引き抜き冷間加工により大きな引張強さと靱性をもった素線を束ねるため高強度であること、可撓性を有するためドラムに巻いて使用できること、細い素線で構成されているので表面積が大きく腐食の影響を受け易いことや素線間または外部との摩耗し易いことなどが特長として挙げられる。

ロープの構成は、ストランドの数と形、ストランドを構成する素線の数と配置、繊維心入りかロープ心入りかなどで変化する。ロープは数本から数 10 本の素線をより合わせたストランドを、通常は 6 本を心綱の周りにより合わせて作られている。ロープの構造概要を Fig.1 に示す。

ストランドのより方は、交差よりと平行よりがある。交差より（点接触より point contact lay）は、ほぼ同径の素線を各層別により角が等しくなるようにより合わせたもので、各層により込まれる素線の長さが等しくなり、各層間の素線は点接触状態となる。Fig.2 の上図は交差よりロープの構造、下図はストランドの断面図である。交差よりロープは、素線に作用する引張応力は均等になるが、点接触による曲げ応力などが付加されて、耐疲労性は平行よりに比べて劣っている。

平行よりは、ストランドの下層素線の谷間に上層素線が重なるようにに配置させるためにそれぞれ異なる径の素線を同時に用いたもので、線接触となる。Fig.3 の上図は平行よりロープの構造、下図はストランドの断面図である。平行よりロープは、各層のより角および素線の長さは等しくなく引張応力は不均等、耐疲労性は良好である。

繊維心は、ストランドを支えてロープの形をたもつ、ロープグリースを保持して、使用中に内部から潤滑と防錆に必要なグリースを補給するという重要な二つの役割をもっている。鋼心は、ストランド心(IWSC: Independent Wire Strand Core)とロープ心(IWRC: Independent Wire Rope Core、CFRC: Center Fit Wire Rope Core)などがある。鋼心の特徴は、ロープの強度が大きい、ロープが潰れにくい、ロープの伸びが小さい、耐熱性が優れている、などが挙げられる(Fig.4)。

破断荷重は、ロープを構成する素線の公称引張強さで決まり、JIS 3525 では Table 1 のように種別ごとの引張強さが規定されている。

ロープとストランドのより方向は、Z よりと S よりとがあるが、特に指定のない場合はロープは

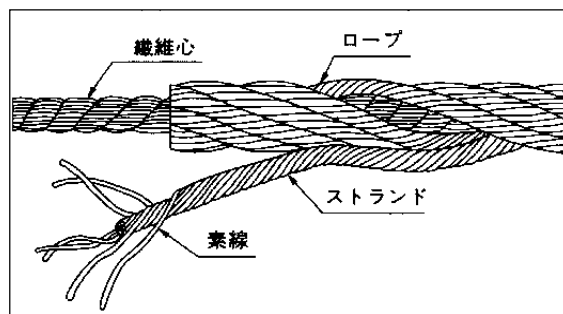


Fig.1 Wire rope construction ⁴⁾

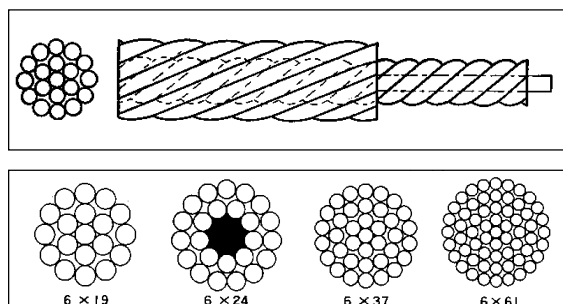


Fig.2 Point contact lay ⁴⁾

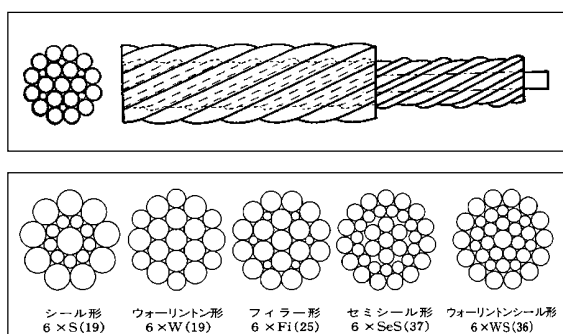


Fig.3 Linear contact lay ⁴⁾

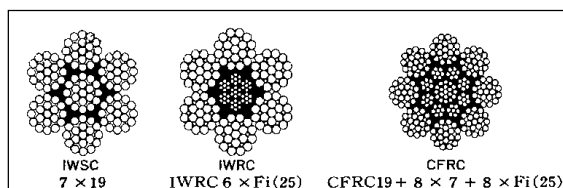


Fig.4 Section of core ropes ⁴⁾

Table 1 Classification of breaking load ⁴⁾

規格	種 別	摘 要
JIS G 3525	E種 (1320N/mm ² {135kgf/mm ² }級)	繰及びめっき(めっき後冷間加工を行ったものを含む)
	G種 (1470N/mm ² {150kgf/mm ² }級)	めっき(めっき後冷間加工を行ったものを含む)
	A種 (1620N/mm ² {165kgf/mm ² }級)	繰及びめっき(めっき後冷間加工を行ったもの)

Table 2 Symbol of lay ⁴⁾

より方 めっきの有無 グリースの種類	普 通 よ り				ラ ン グ よ り			
	Z より		S より		Z より		S より	
	赤	黒	赤	黒	赤	黒	赤	黒
繰	O/O	C/O	O/S	C/S	O/L	C/L	O/LS	C/LS
めっき	G/O	GC/O	G/S	GC/S	G/L	GC/L	G/LS	GC/LS

Zより、ストランドはSよりで作られている。また、ロープのより方は、普通より（ロープのより方とストランドのより方が逆方向）とラングより（ロープのより方とストランドのより方が同一方向）がある（Table 2）。ラングよりは普通よりのものより若干破断荷重が上回るが、キンクしたり、解けたり（あるいはストランドのよりが解けたり）する傾向が強い。

繊維心ロープ 6×37 G/O、鋼心ロープ IWRC 6×WS(36) G/O は、曳航索として使用されるワイヤロープの代表的な例である。6×37 は、素線数 37 本のストランド 6 本を繊維心を中心により合わせた構成のロープである。G/O は Table 2 のより方などの表示記号から普通 Z より、めっき鋼線、ロープグリース（赤グリース）IWRC 6×WS(36) は、7×7 の鋼心ロープ（IWRC: Independent Wire Rope Core）を中心に WS（Worinton Seal 形）ストランド 6 本をより合わせた構成のロープである。海洋作業や船舶で広く用いられているとみられる繊維心ロープ 6×37 および鋼心ロープ IWRC 6×WS(36)の規格を Table 3 および Table 4 に示す。

繊維心ロープは、心綱にしみこませてあるロープグリースによってロープの潤滑および防錆効果があり、柔軟性に富む。鋼心ロープは、圧縮に強い、同一直径での破断強度が大きい、曲がったときにも型崩れしにくいなどの点で優れている。

本文 2.2.1 節(2-4-1)曳航索の摩耗対策に示したように、ロープは小径曲げを与えると引張強度が低下する。OCIMF⁶⁾では、係留索に関しては $D/d > 12$ が推奨され、ユニバーサルローラーフェアリーダーなどの設備には $D/d = 10$ の適用が推奨されている。国内のシーブ径に対するクレーンおよび移動式クレーン構造規格では、鋼心ロープ IWRC 6×(37)は $D/d = 16$ 、繊維心ロープ 6×WS(36)は $D/d = 20$ と推奨されている。

2. 合成繊維ロープの概要

繊維ロープはマニラ麻ロープなどの天然繊維ロープとナイロンロープに代表される合成繊維ロープがあり、現在では優れた特性を有することから合成繊維ロープが主体となっている。繊維ロープの繊維名および特性値等を Table 5 に示す。スーパー繊維は合成繊維に含まれるが、特性が大きく異なるので別の分類とした。

繊維ロープの構造は、一般的には細い繊維をより合わせてヤーン（ワイヤロープの素線に相当する）とし、さらにこれをより合わせてストランドとしたものを三つ打ち、八つ打ち、十二打ちのようにより合わせまたは編組したものである。より

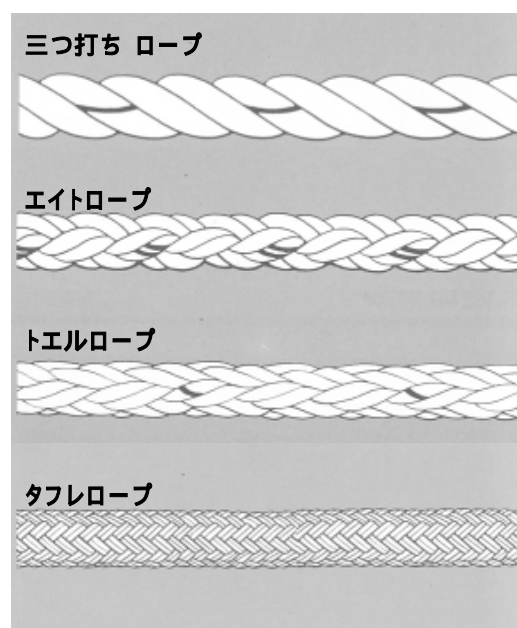


Fig. 5 Appearance of synthetic fiber ropes⁵⁾

方の異なる 4 種類のロープの外観を Fig.5 に示す。

- 1) 三つ打ロープは、3 本のストランドをより合わせたロープ。
- 2) エイトロープ（八つ打ロープ 2×4）: Z よりストランド 4 本および S よりストランド 4 本を、それぞれ 2 本ずつ引きそろえ、交互に 4 組を編んだロープ。非自転で柔軟性が良好でキンクしにくい。
- 3) トエルロープ（12 打ロープ 2×6）: Z よりストランド 4 本および S よりストランド 4 本を、それぞれ 2 本ずつ引きそろえ、交互に 6 組を編んだロープ。非自転で柔軟性が良好でキンクしにくい。
- 4) タフレロープ（二重組打ロープの商品名）引きそろえて編組した心ロープを、編組みしたロープで包んだ構造で糸の充填率が高くなり強度が上がる。

1)から4)の順にストランドの数が増して表面が滑らかになるとともに、伸びが小さくなり強度が大きくなる傾向である。

ロープの特性（強度、柔軟性、伸び、耐型崩れ性、等）を決める要素は、よりの方向とよりの長さである。ロープのより方向は、一般的にはZよりでストランドはSよりである。これは単に慣習上多用されているにすぎないが、ZよりロープならストランドはSより、ヤーンはZよりのように撚られている。よりの長さは、ストランド1回のより程（リード、ワイヤロープではピッチと呼ぶ）で表す。JIS規格によると合成繊維ロープのリードは、三つ

打ちのものはロープの呼称太さ（ロープ径）の3.3倍以下、八つ打ちのものは呼称太さの3.5倍以下と規定されている。ロープの破断荷重は、ヤーンの破断荷重の合計より小さくなるが、これをより減りと呼ぶ。ナイロンロープのより減り率は約20%である。

繊維ロープは素材、より方（編み方）および乾湿状態で特性が異なる。Table 6 に素材とより方の異なる試料（ロープ径 12mm）による 24 時間浸漬前後の性能の比較を示す。

ナイロンロープ（ポリアミド系）は、テトロンロープ（ポリエステル系）より乾強度は若干優れているが、濡れたナイロンロープは強度が低下するため、周期的な荷重下でテトロンロープより強度低下が早い。したがって、係留系のテールロープとしてナイロンロープを使う場合は、接続されるワイヤロープよりも 37% 以上の強度をもつものを使う必要がある。これは繰り返し荷重下で使用する場合は一般的に 25% 増しの強度を推奨している上で、さらに濡れによる強度低下分 10% の余裕をとっている⁶⁾。ナイロンロープは、他の材質に比して弾力性に富む。すなわち、吸収エネルギーが大きいため曳航索のスプリングロープや波とうねりを受けるパースなどの係留索のテールロープに適している。

ポリエチレン系のハイゼックスロープ、キョーレックスロープは素材の比重が 0.96 で浮揚性を有する。また濡れによる強度低下がない。強度はキョーレックスロープがハイゼックスロープより約 40% 大きい。曳航索やテールロープのほか、浮揚性メッセンジャーロープとして使用される。また、船尾から繰り出したロープのプロペラによる巻き込みを防ぐため浮揚性を利用した曳航索として用いられる。

ダンラインなどポリプロピレン系のロープは、強度はナイロンロープやテトロンロープより低く、低溶解点であるため耐摩耗性は劣る。また紫外線による劣化で強度が低下する。浮揚性メッセンジャーロープに利用される。

スーパー繊維ロープは、アラミド系（ケブラー）と超高分子量ポリエチレン（ダイニーマ）などが新素材のロープとして高強度、軽量、低伸度、柔軟性および耐腐食性が良好である。

アラミド繊維は、高強度のためロープ径が小さくなりウインチドラムの小型化などの効果をもたらす。弱点は、耐紫外線と耐摩耗性のため外装の必要があり、外装の損傷は心繊維の急激な劣化を招くことになり、機器に再使用が難しい。

ダイニーマは、合成繊維ロープの中で最も高強度で、軽い（比重 0.97）ためロープ径が小さくな

り、エイトロープ（2×4）、トエルロープ（2×6）およびタフレロープとして使用されるため柔軟性に富んでいる。同一強度でハイゼックスロープの約 1/2 に小径化できるため水中での浮力が小さいく、水中部に曳航索を取り付けるダイバー作業の作業性がよくなるものと期待される。弱点としては、軟化温度が他に比べて低いため、使用上の注意が必要である。摩耗対策は繊維ロープ全部に必要な条件である。

繊維ロープの太さは、単位長さ当たりの線密度（規格表では 200m あたりの質量）を基準に区別し、ロープの直径は「呼称太さ」と称して参考値として示されている。曳航索や係留索として用いられるロープ種類の規格を Table 7-1 ~ 7-3 に示す。

3. ロープのバネ定数について

曳航系や係留系など、いわゆるバネ—質量系の解析をする場合にはロープのバネ定数 K が必要となるが、ワイヤロープ、繊維ロープともに細い素線またはヤーンを多数より合わせた複合構造物であるため、荷重履歴によって荷重・伸び特性が異なるという問題などがある。

1) ロープのバネ定数

一般に、二点間にカテナリー曲線を描くロープのばね定数（剛性） K は(1)式で与えられる。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_E} + \frac{1}{K_G} \quad (1)$$

$$K_E = \frac{EA}{l} = \frac{T}{\Delta l} \quad (2)$$

$$K_G = \frac{12H^3}{w^2 l^3} \quad (3)$$

$$EA = \frac{T}{\Delta l / l} \quad (4)$$

ここに、 K_E ：弾性剛性、 K_G ：幾何剛性、 E ：索の弾性係数、 A ：索の断面積、 l ：索の長さ、 Δl ：索の伸び、 T ：索の張力、 H ：索の水平張力、 w ：索の単位長さ当たりの重量。

2) ワイヤロープのバネ定数

ワイヤロープの荷重・伸び曲線の例を Fig. 6 に示す⁴⁾。製造時すなわち初荷重による特性とプレテンション後の特性を示すもので、プレテンションによって約 0.5% の構造伸びが除去される。このような試験結果から求められた弾性係数 E を Table 8⁴⁾ に示す。ワイヤロープの弾性剛性は、この表の弾性係数 E と断面積 A （メーカー仕様、例えば Table 3、4）およびロープの長さ l を(2)式に

与えて求められる。カタナリー曲線を描く曳航索のばね定数は(3)式の幾何剛性を加えた(1)式で表

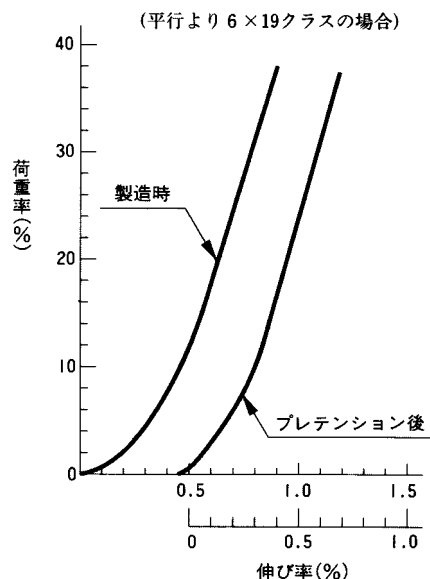


Fig.6 Load·elongation curve of wire rope ⁴⁾

される。

3) 合成繊維ロープのバネ定数

合成繊維ロープは、荷重・伸び曲線の履歴特性が強い。Fig.7 はスーパー繊維・ダイニーマに相当する 1×8 3mmφ のロープでおこなった一定荷重による繰り返し引張試験結果の一例である⁷⁾。破断荷重の 30%、50%、70%の荷重レベルで、それぞれ 15 回繰り返し荷重を加えた結果を重ね合わせたものである。この結果から一定のレベルの荷重を繰り返すことにより、塑性伸びとヒステ

リシスループの形状が安定してくる。このように安定したヒステリシスループが横軸と接するこ

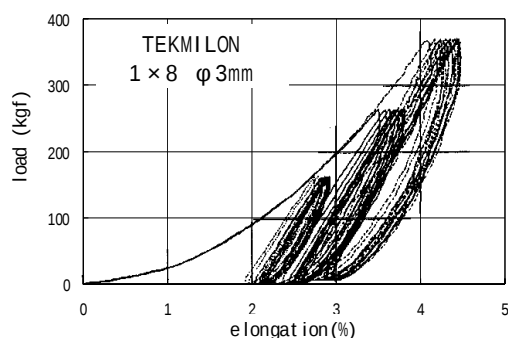


Fig. 7 Hysteresis loop for synthetic fiber rope ⁷⁾

ろが初期伸びあるいは塑性伸びである。安定したヒステリシスループが弾性伸びで、実用的な弾性係数を求めるためには、このようにプレテンションを繰り返し加えた後に求めた荷重・伸び曲線を採用する必要がある。

Fig.8 ~ 15 に 8 種類の合成繊維ロープの荷重・伸び曲線を示す。横軸は伸び率、縦軸は引張強さ(破断荷重) BF を 100%とした荷重率である。ロープ径 60φ のプレテンション前が破線で、プレテンション後の値が実線で、またロープ径 100φ の値が●印(プレテンション後の値)と○印(初荷重による値)である。ただし、Fig.10 のハイゼックスと Fig.13 のダイニーマのロープ径が異なる。また、Fig.10 のハイゼックスエイトロープのみ初荷重による荷重・伸び曲線で、他のロープについては引張強さの 20%のプレテンションを 3 回ま

Table 8 Young's modulus of wire ropes ⁴⁾

ロープの構成			ロープの弾性係数 N/mm ² { kgf/mm ² }				構造伸 び %
			初期変形域内		弾性変形域内		
			製造時	プレテンション後	製造時	プレテンション後	
交差より		6 × 24	24500 { 2500 }	37300 { 3800 }	63700 { 6500 }	78500 { 8000 }	0.7
		6 × 37	25500 { 2600 }	41200 { 4200 }	78500 { 8000 }	91200 { 9300 }	0.6
平 行 よ り	6 × 19クラス	6 × Fi(25)	39200 { 4000 }	50000 { 5100 }	79400 { 8100 }	93200 { 9500 }	0.35
	6 × 19クラス IWRC	IWRC6 × Fi(25)	43100 { 4400 }	58800 { 6000 }	84300 { 8600 }	108000 { 11000 }	0.3
	6 × 37クラス	6 × Fi(29) 6 × WS(31)	38200 { 3900 }	49000 { 5000 }	78500 { 8000 }	92200 { 9400 }	0.5
	6 × 37クラス IWRC	IWRC 6 × Fi(29) IWRC 6 × WS(31)	42200 { 4300 }	57900 { 5900 }	83400 { 8500 }	106000 { 10800 }	0.45
スー パ ー ロ ン グ	6 × 37クラス IWRC	IWRC 6 × Fi(29) IWRC 6 × WS(31)	44100 { 4500 }	61800 { 6300 }	86300 { 8800 }	108000 { 11000 }	0.4

たは5回繰り返した後および初荷重による荷重・伸び曲線を示した。図の凡例「Pre.Tens. 20%*5(60φ)」は、「60φのロープにBFの20%のプレテンションを5回加えた後」を意味する。Fig.8～15から、より方と材料が同じであればロープ径が異なっても引張特性が一致することが分かる。したがって、これらの図とTable7-1～7-3により各サイズのロープの引張特性を知ることができる。

図中に凡例のほかに示した計算断面積 A 、弾性係数 E は次式で表される。

$$A = \frac{De}{9,000 \times \rho} \quad (5)$$

$$De = \frac{9,000 \times \text{繊維の質量}(g)}{\text{繊維の長さ}(m)} \quad (6)$$

$$E = \frac{(F_u - F_d)/A}{(\varepsilon_u - \varepsilon_d)/100} \quad (7)$$

ここに、 De (denier 繊維度): 繊維の太さを表す単位の一つで、長さ 9,000m の繊維の重量をグラム数です。記号は D が一般的だが他の記号とまぎらわしいので De を用いた。 ρ : 繊維の比重、 F_u : 荷重の上限、 F_d : 荷重の下限、 ε_u : 伸び率の上限、 ε_d : 伸び率の下限である。

4) バネ定数の算出例

一例として、呼称太さ 100mmφ、長さ 200m、張力 200kN の曳航時のナイロンエイトロープのばね定数を求める。Table 7-1 から、75mmφの引張強さは $BF=906\text{kN}$ 、単位長さ当たりの質量は $w=3.47\text{kg/m}$ 、 $T=100\text{kN}$ は BF の 11% となり、Fig.8 の実線から伸び率 9% を得る。

(4)式より

$$EA = \frac{200(\text{kN})}{0.11} = 1,818(\text{kN})$$

弾性剛性は(2)式より

$$K_E = \frac{1,818}{200} = 9.09(\text{kN/m}) = 0.93(\text{tf})$$

幾何剛性は(3)式より

$$K_G = \frac{12 \times (200)^3}{(6.05 \times 9.8 \times 10^{-3})^2 \times (200)^3} \\ = 202.4(\text{kN/m}) = 20.7(\text{tf/m})$$

弾性剛性と幾何剛性を合成した系のバネ定数は(1)式より

$$K = 8.7(\text{kN/m}) = 0.89(\text{tf/m})$$

が求まる。この例では幾何剛性を加えることにより系のバネ定数が 4.3% 小さくなる。

また、簡便に現場でロープの張力を測定する方法が提案されている⁸⁾。新品ロープによる初荷重の荷重・伸び曲線と規格破断荷重の 70% までの荷重を 10 回以上加えた後の荷重・伸び曲線を準

備する。測定しようとするロープに荷重を加えた状態でも測定可能な任意の二点に、荷重を加える前にマークを付けて二点間の距離を計っておき、荷重を加えた時の二点間の距離を測定して伸び率を求め、荷重・伸び曲線から張力を求める方法である。

4. 曳航索の緩衝作用について

1) 曳航索の弾性剛性による衝撃力の緩和⁹⁾

曳航索では、衝撃力緩和のために付録 2 の曳航事例でも 100～120φのナイロンホーサーが、係留索ではテールロープとして合成繊維索が用いられている⁶⁾。このようなロープの剛性による衝撃力の緩和について検討する。

曳船と被曳船がバネ定数 K のロープで繋がっているバネ・質量系と考えることができる。この系は長周期の固有周期をもって短周期の波浪による外乱を受ける複雑な現象を伴うが、ここでは問題を簡単化するために、被曳船側を固定端と仮定し、質量 m の曳船がバネで繋がれているものとする。曳船に波浪による速度変化 Δv が与えられる時、索に生じる衝撃力を P とすれば曳船の運動量の変化は衝撃力 P の力積に等しい。

$$m\Delta v = \int_0^{\Delta t} P dt \quad (7)$$

曳航索の剛性が無限大の場合、 $\Delta t \rightarrow 0$ 時間に無限大の衝撃力 P が作用することになるが、実際の曳航索では有限の剛性をもつことと、柔軟な剛性を与えることによって Fig.16 のように衝撃力を緩和することができる。すなわち曳船の速度変化 Δv が与えられるときは、系の固有周期を大きくすることで作用時間 Δt を延ばして衝撃力 P を小さくすることができる。曳船の動揺速度が v_0 から 0 になるまでには、バネ・質量系の固有振動周期 T の 1/4 の時間がかかるので、衝撃張力は緩和される。この場合のロープの伸び x と張力 P は次式で与えられる。

$$x = \left(\frac{v_0}{\omega} \right) \sin \omega t \quad (8)$$

$$P = Kx = mv_0 \omega \sin \omega t \quad (9)$$

すなわち、張力 P はバネ・質量系の固有振動数 $\omega = \sqrt{K/m}$ に比例する。したがって、バネ定数 K を小さくするほど衝撃力(張力) P は小さくなる。

付録 2 の曳航事例の曳航系の衝撃力緩衝について検討する。曳航記録から曳航索はワイヤロープ 60φ×長さ 200m、ナイロンホーサーは、120φ×長さ 150m である。ワイヤロープの種類は記

録されていないが IWRC 6×WS(36)とすると断面積 $A=1850\text{mm}^2$ である。ワイヤロープとナイロンホーサーの弾性剛性と幾何剛性およびそれを合成したバネ定数は Table9 のようになる。曳船の質量を 2000ton、バネ定数を 10.32 kN/m とした場合の固有周期は $T_0 = 270\text{sec}$ となり、張力 P が最大値に達するまでの時間は $T_0/4 = 68\text{sec}$ である。この間に曳船は 5～10 回ほど波による動揺が加わる複雑な現象であるが、いま、緩衝効果についてのみ考えると、(9)式にワイヤロープのみのバネ定数 $K=5.54\text{kN}$ とナイロンホーサー 150m を挿入したバネ定数 $K=10.32\text{kN}$ とを比較すると衝撃力が約 1/5 に緩和されることが分かる。

2) 曳航索の幾何剛生による衝撃力の緩和¹⁰⁾

曳航中の曳船または被曳船の動揺による力が曳航索を介してどの程度伝わるかを検討する。

曳航索の質量の上下運動の運動エネルギー T と位置エネルギー V として衝撃力が吸収される。これについては文献 9) で論じられている。その結果から緩衝効果を試算する。

曳船と被曳船との間には実際は質量の分布をもつ曳航索で繋がれているが、問題を簡単にするため Fig.17 のように質量の分布を曳航索中央部の集中質量 m に置き換えて取り扱われている。曳航索の全体の長さを $2L$ とし、その単位長さ当たりの重量を ρg とすると m は係数 C を乗じた(5)式となる。 C は(6)式で表され、カテナリー曲線として分布した質量の概ね 1/3 の集中荷重として置き換えることができる。

$$m = 2C\rho L \quad C < 1 \quad (5)$$

$$C = \int_0^L \left(\frac{y}{y_0} \right)^2 dx \quad (6)$$

ここに、 y は曳航索の midpoint (最下点) を原点とするカテナリー曲線で、 y_0 は端点の最下点からの高さである。

ここで曳船の動揺による衝撃力 F_0 の被曳船に伝わる力 F は(7)式で表される。 C_0 は伝達率 (文献 9) では減少率とされている) であり(8)式で表される。

$$F = C_0 F_0 \sin \omega t \quad (7)$$

$$C_0 = \frac{2 - a\sigma^2}{2 + \frac{a^2}{2} - a\sigma^2(1 + ab)} \quad (8)$$

$$\text{ここに、} \frac{m_1 g}{T_0} \equiv a, \quad \frac{W}{T_0} = \frac{Mg}{T_0} \equiv b, \quad \frac{g}{L} = p^2,$$

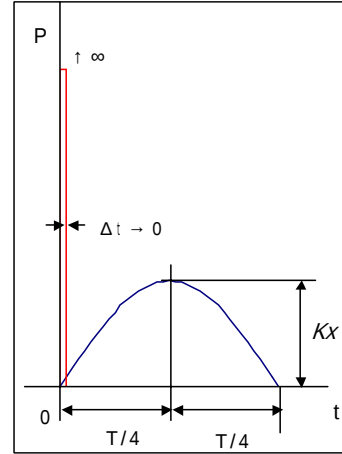


Fig.16 Shocking force and relaxation

Table 9 Spring constant of towing wire

	K_E	K_G	K
Wire Rope	979.02	58.88	55.54
Nylon Hawser	13.03	459.33	12.67
total	---	---	10.32

(Unit: kN/m)

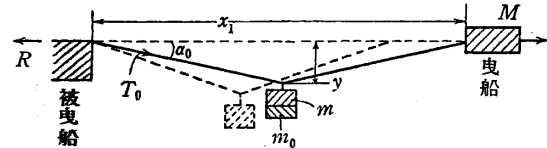


Fig.17 Arrangement of tow system¹⁰⁾

$$\omega = \frac{2\pi}{T_w}, \quad \sigma = \frac{\omega}{p}, \quad m_0 : m \text{ に付加した質量 (Fig.17)}$$

g : 重力の加速度、 T_0 : 曳航索張力、 $W=Mg$: 曳船の重量 (M : 質量)、 $2L$: 曳航索長、 T_w : 波周期である。

文献 9) では、集中荷重 m_0 を付加した場合の緩衝効果が検討されているが、ここでは曳航索の単位長さ当たりの質量の変化、曳航索張力の変化、波周期の変化、曳船の質量の変化について伝達率 C_0 を計算した。その結果を Fig.16～19 に示す。

Fig.16 は曳航索の単位長さ当たりの重量をパラメーターとした計算結果で、索の質量が大きくなるに従って緩衝効果が大きくなっている。中間シンカー m_0 を付加時の検討が文献 9) でなされている。曳船質量 27,000ton、曳航索長 150m、波周期 8sec、曳航索の単位長さ当たりの質量 6kg/m のとき、伝達率は 18%、中間シンカー 1 ton を付加した時の伝達率は 0.6% で中間シンカーの緩衝効果が良好である。しかし、曳航索に 1 ton の中間シンカー取付け作業は容易ではない。

Fig.17 は曳航索張力をパラメーターとした計算結果で、索張力が小さく索が長くなるほど緩衝効果が大きくなっている。

Fig.18 は波周期をパラメーターとした計算結果で、波周期が小さい方が緩衝効果が大きい。

Fig.19 は、曳船の質量の変化に対する伝達率の分布である。

参考文献

- 1) ワイヤロープ便覧：白亜書房、(1967)
- 2) ワイヤロープハンドブック：日刊工業新聞社、(1995)
- 3) ロープ類の知識：東京タンカー(株)海務部編、成山堂書店、(1988)
- 4) 東京製綱株式会社：ワイヤロープ
- 5) 東京製綱繊維ロープ株式会社：合成繊維ロープ規格
- 6) OCIMF：「MOORING EQUIPMENT GUIDELINES」Second Edition (1997)
- 7) 山川賢次、原正一、申鉉慶：曳航用合成繊維索の静的特性、平成5年度資源・素材関係学協会合同秋季大会 分科会資料、(1993)、pp.5-8
- 8) 本田健二：繊維ロープとその保守管理、港湾荷役、第29巻 第4号、(1984)、pp.403-411
- 9) 振動工学ハンドブック：養賢堂、(1976)、pp.872-873
- 10) 渡辺恵弘：給油艦曳航に於ける曳綱の緩衝作用、渡辺恵弘先生遺稿集、(1972)、pp.460-471
- 11) ロープに関する日本工業規格
 - a) ワイヤロープ JIS G 3525
 - b) ビニロンロープ JIS L 2703
 - c) ナイロンロープ JIS L 2704
 - d) ポリエチレンロープ JIS L 2705
 - e) ポリプロピレンロープ JIS L 2706
 - f) ポリエステルロープ JIS L 2706

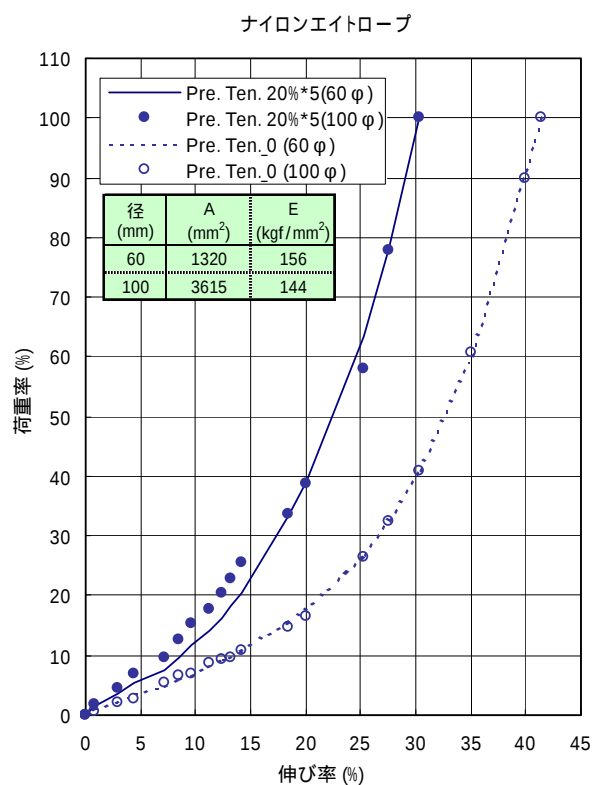


Fig.8 Characteristics of Nylon eight ropes

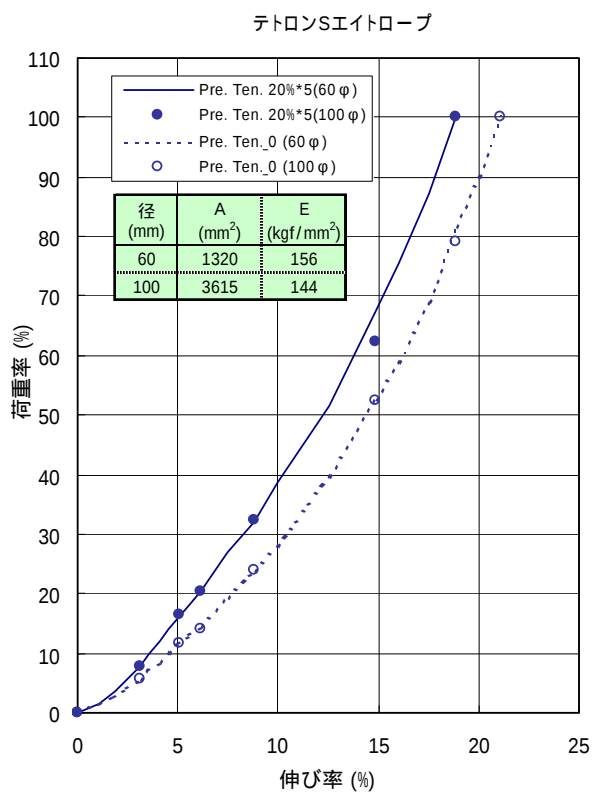


Fig.9 Characteristics of Tetrone eight ropes

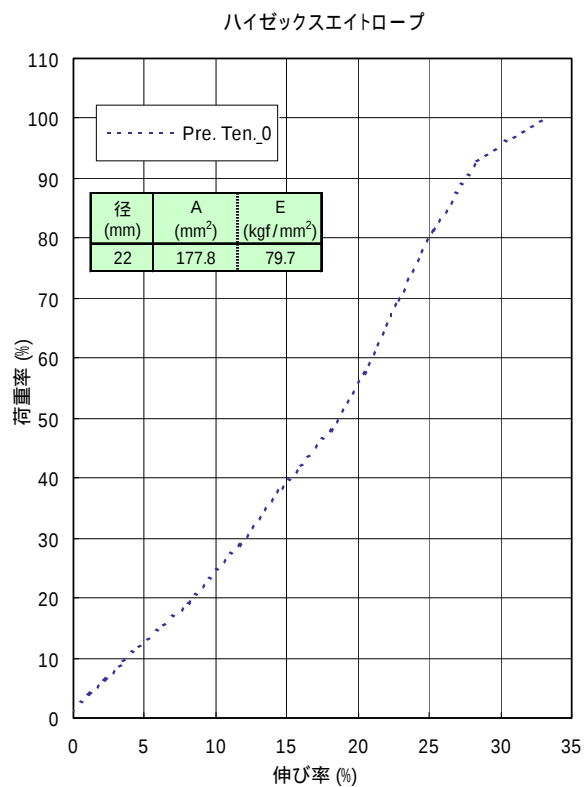


Fig.10 Characteristics of Hizex eight rope

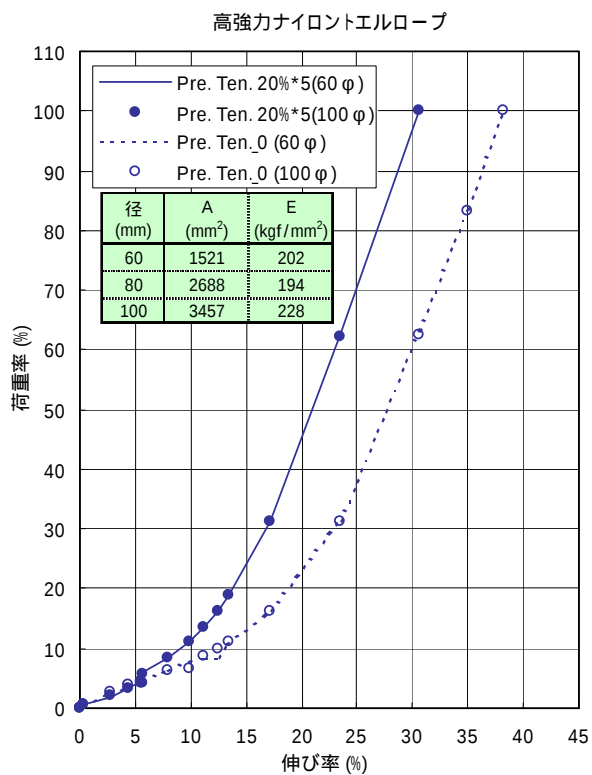


Fig.11 Characteristics of Hi-tension Nylon tweil ropes

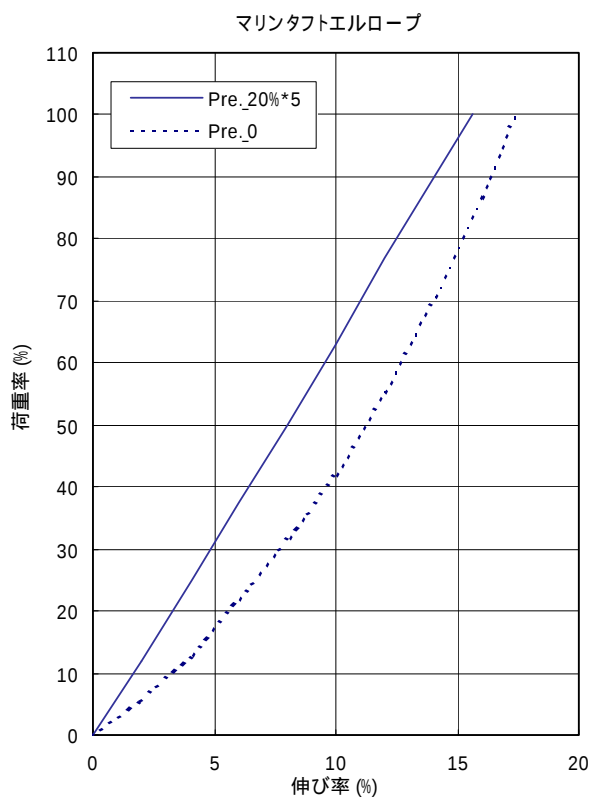


Fig.12 Characteristics of
Marin Tough twell ropes

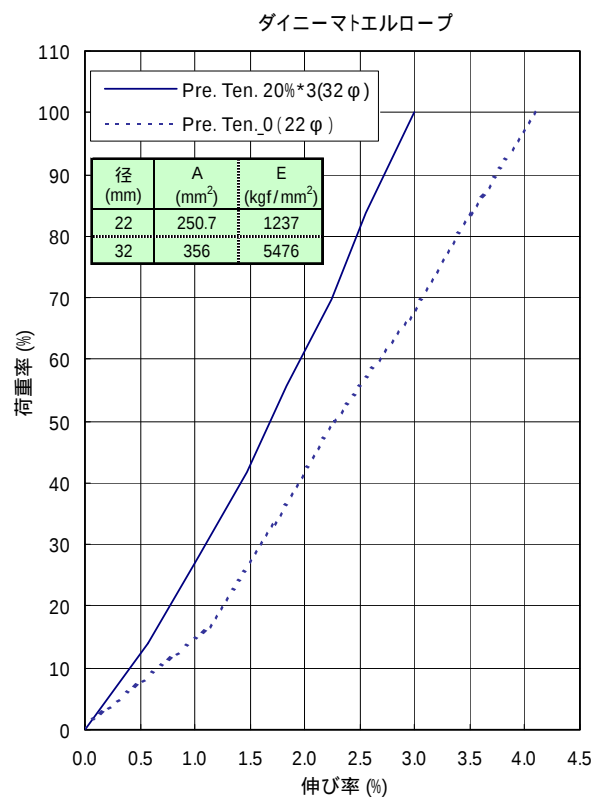


Fig.13 Characteristics of
Dyneema twell ropes

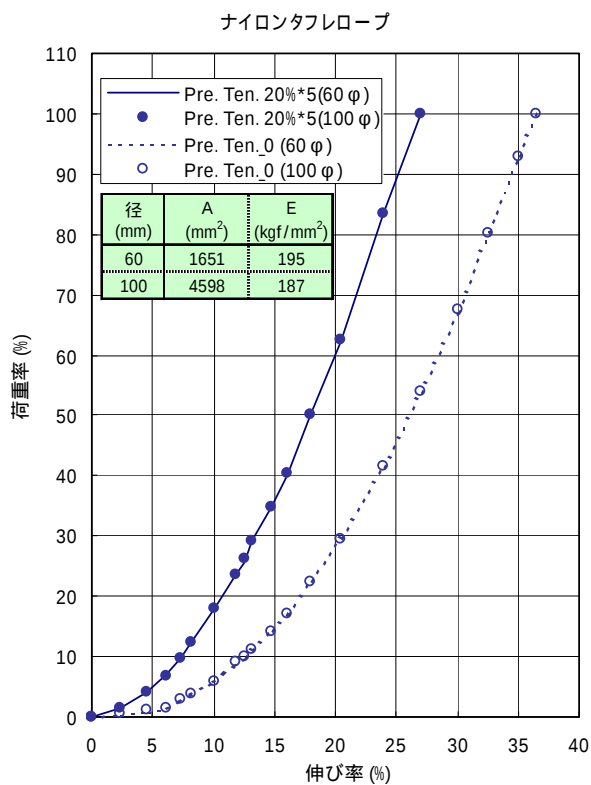


Fig.14 Characteristics of
Nylon Toughlay rope

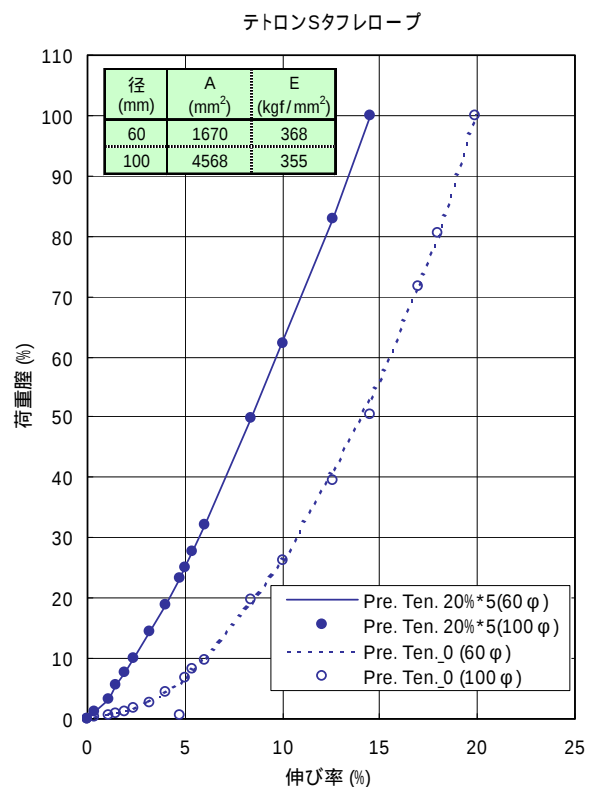


Fig.15 Characteristics of
Tetoron Toughlay ropes

(Fig.8 ~ Fig.15 作成資料は東京製網繊維ローブ(株)提供)

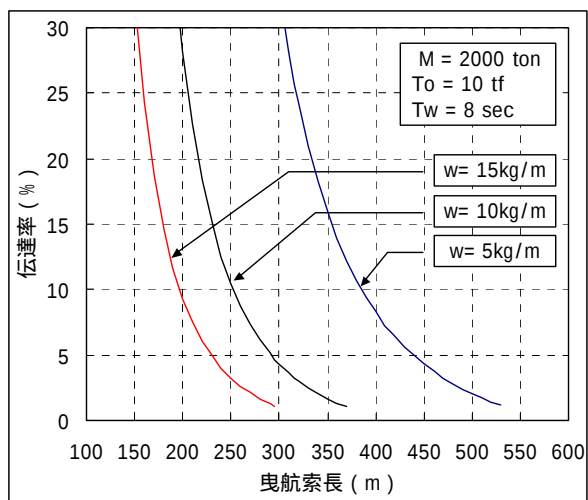


Fig.16 Effect of mass of towline
on reduction factor

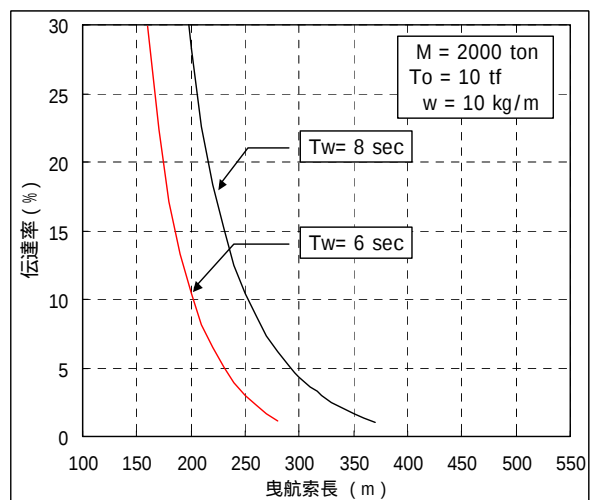


Fig.17 Effect of wave period
on reduction factor

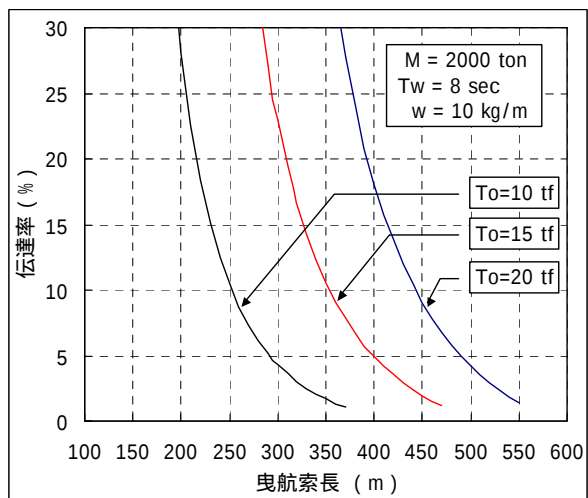


Fig.18 Effect of towline tension
on reduction factor

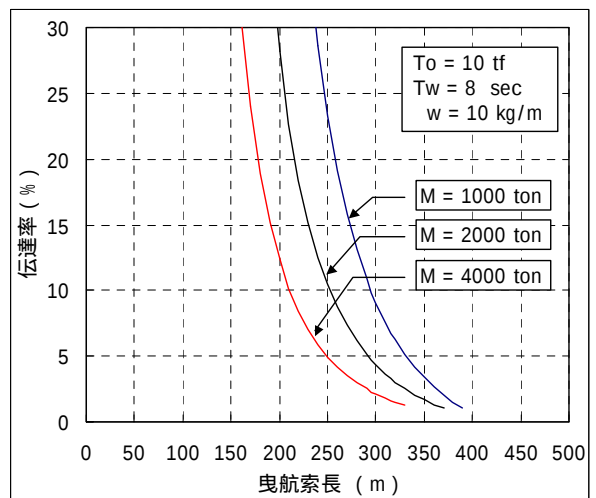


Fig.19 Effect of mass of tug boat
on reduction factor

Table 3 Standard of wire rope [6 × 37] 4)

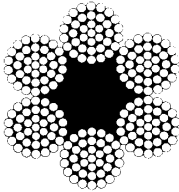
 6 × 37 構成 6 × (1+6+12+18)									
ロープ径 mm	上 層 素線径 mm	断面積 mm2	破断荷重						(参 考) 概 算 単位質量 kg/m
			普通より・ラングより						
			裸・めっき				裸		
			G 種		A 種		B 種		
			kN	tf	kN	tf	kN	tf	
6.3	0.30	15.6	19.6	2.00	21.1	2.15	22.5	2.29	0.143
8.0	0.38	24.8	31.6	3.22	34.0	3.47	36.2	3.70	0.230
9.0	0.43	31.8	40.0	4.08	43.0	4.39	45.9	4.68	0.291
10.0	0.48	39.3	49.4	5.03	53.1	5.42	56.6	5.78	0.359
11.2	0.53	49.3	61.9	6.31	66.6	6.79	71.0	7.24	0.451
(12)	(0.57)	(56.6)	(71.1)	(7.25)	(76.5)	(7.80)	(81.5)	(8.32)	(0.517)
12.5	0.60	62.4	77.1	7.86	83.0	8.46	88.5	9.02	0.561
14.0	0.67	78.1	96.7	9.86	104	10.6	111	11.3	0.704
16.0	0.76	101	126	12.9	136	13.9	145	14.8	0.920
18.0	0.86	127	160	16.3	172	17.5	183	18.7	1.16
20.0	0.95	157	197	20.1	212	21.7	227	23.1	1.44
22.4	1.06	197	248	25.3	266	27.2	284	29.0	1.80
(24)	(1.14)	(226)	(284)	(29.0)	(306)	(31.2)	(326)	(33.3)	(2.07)
25.0	1.19	248	308	31.5	332	33.8	354	36.1	2.25
28.0	1.33	313	387	39.5	416	42.5	444	45.3	2.82
30.0	1.41	354	444	45.3	478	48.7	510	52.0	3.23
31.5	1.50	392	490	49.9	527	53.7	562	57.3	3.57
33.5	1.58	441	554	56.5	596	60.8	636	64.8	4.03
35.5	1.68	495	622	63.4	669	68.3	714	72.8	4.53
37.5	1.78	553	694	70.8	747	76.2	796	81.2	5.05
40.0	1.88	629	790	80.5	850	86.7	906	92.4	5.75
42.5	2.00	700	892	90.9	959	97.8	1020	104	6.49
45.0	2.14	806	1000	102	1080	110	1150	117	7.28
47.5	2.24	879	1100	114	1200	122	1280	130	8.11
50.0	2.37	982	1230	126	1330	135	1420	144	8.98
53.0	2.51	1100	1390	141	1490	152	1590	162	10.1
56.0	2.66	1230	1550	158	1670	170	1780	181	11.3
60.0	2.86	1440	1780	181	1910	195	2040	208	12.9
63.0	3.00	1560	1960	200	2110	215	2250	229	14.3
67.0	3.16	1760	2220	226	2380	243	2540	259	16.1
71.0	3.35	1980	2490	254	2680	273	2850	291	18.1
75.0	3.55	2210	2780	283	2990	305	3190	325	20.2
80.0	3.75	2480	3160	322	3400	347	3620	370	23.0
85.0	4.05	2870	3570	364	3840	391	4090	417	26.0
90.0	4.28	3180	4000	408	4300	439	4590	468	29.1
95.0	4.53	3580	4450	454	4790	489	5110	521	32.4
100.0	4.73	3930	4940	503	5310	542	5660	578	35.9

Table 4 Standard of wire rope [IWRC 6 × WS(36)] 4)

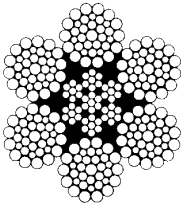
 IWRC 6 × WS(36) 構成 6 × (1+6+12+18)									
ロープ径 mm	上 層 素線径 mm	断面積 mm2	破断荷重						(参 考) 概 算 単位質量 kg/m
			普通より・ラングより						
			裸・めっき				裸		
			A 種		B 種		特 種		
			kN	tf	kN	tf	kN	tf	
16.0	0.92	130	163	16.6	173	17.7	182	18.6	1.13
18.0	1.03	164	206	21.0	219	22.4	230	23.5	1.43
20.0	1.14	202	254	25.9	271	27.6	284	29.0	1.76
22.4	1.28	254	319	32.5	340	34.6	357	36.4	2.21
25.0	1.43	319	398	40.5	423	43.2	444	45.3	2.75
28.0	1.60	403	499	50.9	531	54.1	558	56.8	3.45
30.0	1.70	456	573	58.4	609	62.1	640	65.3	3.96
31.5	1.80	505	631	64.4	672	68.5	706	71.9	4.37
33.5	1.91	568	714	72.8	760	77.5	798	81.4	4.94
35.5	2.03	638	802	81.8	853	87.0	896	91.4	5.55
37.5	2.14	712	895	91.2	952	97.1	1000	102	6.19
40.0	2.27	810	1020	104	1080	110	1140	116	7.04
42.5	2.40	901	1150	117	1220	125	1280	131	7.95
45.0	2.58	1040	1290	131	1370	140	1440	147	8.91
47.5	2.70	1130	1440	146	1530	156	1600	164	9.93
50.0	2.86	1270	1590	162	1690	173	1780	181	11.0
53.0	3.03	1420	1790	182	1900	194	2000	204	12.4
56.0	3.20	1590	2000	203	2120	217			
60.0	3.45	1850	2290	234	2440	249			

Table 5 Characteristic value

繊維名		原系メーカー	繊維・番手	乾強度 (g/D)	乾伸度 (%)	湿強度 乾強度 (%)	比重	
天然繊維		マニラ麻	—	—	4.0～6.6	2.3	104	1.45
合成繊維	ポリアミド系	ナイロン	東レ ユニチカ 帝人 デボン ナイロン	840D/96F 1260D/210F 1260D/204F	7.0 9.0～9.7 9.0～9.7	18～27 16～27 19～24	85	1.14
	ポリエステル系	テトロン エステルスパン	東レ 帝人 クラレ	1000D/192F 1000D/250F #22 #5	8.4～9.0 9.2～9.5 4.3 4.0	11～14 10～15 11 14	100	1.38
	ポリビニール アルコール系	クレモナ	クラレ	#20 #5	5.4 4.7	8.2 9.8	84 82	1.30
	ポリビニール アルコール系 + ポリエステル系	クレモナS-VE	クラレ	#5	4.3	9.6	93	1.30
	ポリエチレン系	ハイゼックス	三井東圧	400D/1F	6.3	15	100	0.96
		キョーテックス	東京製綱繊維 ロープ	400D/2F	12.0	12	100	0.96
	ポリプロピレン 系	パイレン	三菱レーヨン	680D/120F	7.5	20	100	0.91
		ダンライン	宇部日東	3000D/1F	7.0～9.0	15	100	0.91
		P.Pスパン	大和紡	#5	5.5	22	100	0.91
		バルフレックス	東燃フィラール	2000D/100F	5.5	12	100	0.91
		マリンタフ	東京製綱繊維 ロープ	3000D/1F	8.0	13	100	0.91
	ポリ塩化 ビニール系	エンピロン	東洋化学	459D/1F	2.3	22	100	1.37
ポリ塩化 ビニリデン系	サラン	旭化成	1000D/1F	1.9	20	100	1.70	
	クレハロン	呉羽化学	1000D/1F	1.9	22	100	1.70	
スパー 繊維	アラミド系	ケブラー	デボン・東レ ケブラー	1500D/1000F	26.0	3.3～ 4.0	100	1.44
		テクノーラ	帝人	1500D/1000F	26.0	4.0	100	1.39
	ポリアリレート	ベクトラン	クラレ	1500D/300F	26.0	3.9	100	1.41
	超高分子量 ポリエチレン	ダイニーマ	東洋紡績	1600D/1560F	30.0	4.0	100	0.97

for synthetic fiber rope

軟化点 ()	耐薬品性	耐候性	耐摩耗性	伸長復元性	クリープ性	取扱性	その他	船舶における 主な用途
—								
180	強酸の影響あり 弱酸の影響小 アルカリの影響なし	普通	普通	良好	やや大	良好	耐衝撃性良好	ホーサー タグロープ 係留ロープ
238	酸の影響なし アルカリの影響なし	良好	良好	良好	やや大	良好	耐衝撃性良好	ホーサー ブイ係留用 ヨット用
220～230			良好 (大)	良好				ガイロープ フラッグラ イン
220～230			良好 (大)	良好				
100～115	ほとんど影響なし	普通	普通	良好	大	良好	濡れても強い	ホーサー タグロープ 海事作業用
100～115								
140～160	ほとんど影響なし	普通	普通	良好 (大)	大	良好	濡れても強い	ホーサー タグロープ 海事作業用
140～160								
140～160								
140～160								
140～160								
60～70で 収縮始まる								
150～180								
150～180								
430 炭化		強い						
500 炭化								
400 分解								
148	良好	良好		良好	小	良好	曲げ疲労性良 好 軽量 高強度	ホーサー タグロープ 係留ロープ

Table 6 Performance comparison between before and after
test of 24hours submergence ⁵⁾

No.	品名		実測太さ (mm)	線密度 (g/m)	24時間水中浸漬		引張強さ (tf)	破断時の 伸び率 (%)	線密度 当りの 強さ
					含水率 (%)	収縮率 (%)			
三つ打ちロープ									
	マニラ	乾	12.5	104.0	28.0	4.1	1.15	13	11.1
		湿	13.9				1.15	16	11.1
	ナイロン	乾	12.0	86.5	15.0	1.3	3.54	52	40.9
		湿	12.2				3.09	51	35.7
	テトロンS	乾	12.0	108.0	12.0	0	3.45	31	31.9
		湿	12.0				3.50	31	32.4
	クレモナS-VE (ポリエステル混紡)	乾	12.3	66.5	34.0	3.5	1.58	37	18.3
		湿	12.6				1.33	41	15.4
	クレモナ	乾	12.3	86.2	36.0	3.8	1.55	35	18.0
		湿	12.5				1.29	40	14.9
	ハイゼックス	乾	12.2	73.8	11.0	0	1.80	32	24.4
		湿	12.2				1.85	32	25.1
	キョーレックス	乾	12.0	74.0	14.0	0	2.52	30	32.7
		湿	12.0				2.53	30	32.8
	ダンライン	乾	12.0	73.0	7.0	0	2.10	33	28.8
		湿	12.0				2.14	35	29.3
	マリンタフ	乾	12.2	79.7	6.0	0	2.40	24	31.2
		湿	12.2				2.00	24	31.4
エイトロープ									
	ナイロン	乾	12.5	90.3	37.2	1.6	3.47	51	38.4
		湿	12.6				3.20	50	35.4
	テトロンS	乾	12.2	110.0	25.2	0	3.45	31	31.4
		湿	12.2				3.50	31	31.8
	ハイゼックス	乾	12.4	71.4	27.7	0	1.78	31	24.9
		湿	12.4				1.87	30	26.2
	キョーレックス	乾	12.2	71.5	12.1	0	2.60	30	33.9
		湿	12.2				2.62	30	34.2
	バイレンマルチ	乾	12.5	67.0	42.0	0	2.20	41	32.2
		湿	12.6				2.29	40	34.2
	ダンライン	乾	12.1	72.5	9.2	0	2.10	37	29.0
		湿	12.1				2.12	32	29.2
	マリンタフ	乾	12.1	71.2	9.1	0	2.33	35	32.7
		湿	12.1				2.36	31	33.1
トエルロープ(M規格)									
	ナイロン	乾	12.3	98.0	26.0	1.5	3.90	33	39.8
		湿	12.4				3.39	34	34.6
	テトロンS	乾	12.4	111.0	19.0	0	3.70	19	31.4
		湿	12.4				3.80	19	31.5
	キョーレックス	乾	12.7	73.9	13.0	0	2.84	17	35.7
		湿	12.7				3.66	17	36.0
タフレロープ									
	ナイロン	乾	12.0	94.0	34.0	1.6	4.10	34	43.6
		湿	12.2				3.78	34	40.2
	テトロンS	乾	12.3	121.0	21.0	0	4.65	23	38.4
		湿	12.3				4.70	23	38.8
	タフレT.N	乾	12.4	108.0	26.0	1	4.40	29	41.7
		湿	12.5				4.10	30	38.0
	バイレン	乾	12.4	77.0	34.0	0	2.70	30	35.1
		湿	12.5				2.80	29	36.4

Table.7-1 Specification of synthetic fiber ropes

呼称太さ	ナイロンエイト			テトロンSエイト			ハイゼックスエイト		
	単位長さ当りの質量	引張強さ		単位長さ当りの質量	引張強さ		単位長さ当りの質量	引張強さ	
mm	kg/m	kN	tf	kg/m	kN	tf	kg/m	kN	tf
10	0.062	20.6	2.10	0.077	21.8	2.22	0.050	11.3	1.15
12	0.091	31.0	3.16	0.111	31.8	3.24	0.072	15.7	1.60
14	0.123	41.4	4.22	0.152	41.8	4.26	0.098	21.1	2.15
16	0.156	51.4	5.24	0.198	52.5	5.35	0.125	26.3	2.68
18	0.205	63.4	6.47	0.250	66.8	6.81	0.161	33.3	3.40
20	0.243	78.4	7.99	0.309	78.2	7.97	0.196	48.0	4.08
22	0.302	95.0	9.69	0.374	95.0	9.69	0.239	48.5	4.95
24	0.363	107	10.9	0.445	112	11.4	0.284	56.7	5.78
26	0.426	124	12.6	0.520	131	13.4	0.328	64.9	6.62
28	0.485	147	15.0	0.605	146	14.9	0.378	74.3	7.58
30	0.555	167	17.0	0.695	168	17.1	0.452	82.8	8.44
32	0.625	187	19.1	0.790	189	19.3	0.505	95.7	9.76
34	0.695	206	21.0	0.890	218	22.2	0.585	104	10.6
35	0.740	219	22.3	0.945	228	23.3	0.600	111	11.3
36	0.810	226	23.0	1.000	239	24.4	0.625	117	11.9
38	0.905	250	25.5	1.115	267	27.2	0.720	133	13.6
40	0.965	276	28.1	1.235	287	29.3	0.790	146	14.9
42	1.060	301	30.7	1.360	316	32.2	0.865	158	16.1
45	1.265	338	34.5	1.565	364	37.1	0.985	178	18.1
50	1.530	427	43.5	1.930	441	45.0	1.225	218	22.2
55	1.855	510	52.0	2.335	522	53.2	1.500	263	26.8
60	2.240	603	61.5	2.775	612	62.4	1.765	307	31.3
65	2.610	692	70.6	3.260	710	72.4	2.070	356	36.3
70	3.020	796	81.2	3.785	818	83.4	2.425	356	42.2
75	3.465	906	92.4	4.345	935	95.3	2.755	456	46.5
80	3.950	1040.0	106	4.940	1050	107	3.145	525	53.5
85	4.360	1130.0	115	5.600	1180	120	3.560	589	60.1
90	4.905	1260.0	128	6.250	1300	133	4.000	656	66.9
95	5.500	1,390	142	6.950	1450	148	4.450	725	73.9
100	6.050	1,540	157	7.700	1590	162	4.900	794	81.0
105	6.670	1,640	167	8.800	1,690	172			
110	7.320	1,780	182	9.700	1,800	184			
115	8.000	1,940	198	10.600	1,950	199			
120	8.710	2,100	214	11.500	2,120	216			
125	9.455	2,270	231	12.500	2,280	233			
130	10.225	2,440	249	13.500	2,460	251			
135	11.025	2,620	267	14.600	2,640	269			
140	11.860	2,800	286	15.700	2,820	288			
145	12.720	2,990	305	16.800	3,010	307			
150	13.615	3170	323	18.000	3210	327			

Table.7-2 Specification of synthetic fiber ropes

[illegible]

Table.7-3 Specification of synthetic fiber ropes

呼称太さ	ナイロンタフレ			テトロンSタフレ		
	単位長さ当りの質量	引張強さ		単位長さ当りの質量	引張強さ	
mm	kg/m	kN	tf	kg/m	kN	tf
10	0.063	26.0	2.65	0.081	28.5	2.91
12	0.095	38.4	3.92	0.123	40.3	4.11
14	0.125	50.6	5.16	0.164	54.0	5.51
16	0.155	62.6	6.39	0.219	69.7	7.11
18	0.208	80.5	8.21	0.274	87.2	8.89
20	0.257	98.0	9.99	0.330	107	10.9
22	0.321	122	12.4	0.413	127	13.0
24	0.354	133	13.6	0.496	151	15.4
26	0.419	156	15.9	0.580	176	17.9
28	0.515	191	19.5	0.660	202	20.6
30	0.580	215	21.9	0.750	230	23.5
32	0.645	236	24.1	0.870	260	26.5
34	0.745	271	27.6	0.960	292	29.8
35						
36	0.845	305	31.1	1.085	326	33.2
38	0.910	328	33.4	1.210	361	36.8
40	1.040	373	38.0	1.335	397	40.5
42	1.135	405	41.3	1.460	436	44.5
45	1.305	460	46.9	1.675	497	50.7
50	1.600	559	57.0	2.100	607	61.9
55	1.930	669	68.2	2.520	728	74.2
60	2.295	787	80.3	3.035	859	87.6
65	2.690	917	93.5	3.540	1,000	102
70	3.120	1,050	107	4.095	1,150	117
75	3.615	1,220	124	4.695	1,310	134
80	4.120	1,370	140	5.335	1,480	151
85	4.620	1,530	156	6.025	1,670	170
90	5.185	1,720	175	6.795	1,850	189
95	0.785	1,900	194	7.610	2,060	210
100	6.395	2,110	215	8.380	2,270	231
105	7.050	2,300	235	9.200	2,450	250
110	7.750	2,520	257	10.150	2,650	270
115	8.450	2,750	280	11.100	2,940	300
120	9.200	2,970	303	12.050	3,140	320
125	10.000	3,220	328	13.100	3,430	350
130	10.800	3,460	353	14.150	3,730	380
135	11.650	3,720	379	15.250	3,920	400
140	12.550	3,990	407	16.400	4,220	430

付録 2 . 曳 航 事 例

曳航事例

この曳航事例は、日本サルヴェージ(株)によって 1969 年から 1990 年までの 21 年間に実施された 115 件の曳航作業について、社内独自の書式で詳細に記録された曳航記録を要約して編集した。

曳航記録の一例を Table 8 に示す。要約して編集した曳航事例一覧表を Table 9 に示す。Table 8 では、曳航装置（曳航索系）は、スケッチをつけて記述されているが、Table 9 の一覧表に収めるために曳航機材を次のように記号化した。

表記の一例として Table 8 の曳航装置を記号化すると次のようになる。

[略記]

← TW65φ *280 ~ 350+NH120φ *150
+Br(W56φ *35)*2

内容は、

[トウイングワイヤロープ径 65φ × 長さ 280 ~ 350m + ナイロンホーサー径 120φ × 長さ 150m + ブライドル（台付ワイヤロープ 56φ × 長さ 35m）左右同じ] である。また、機材間の接続を + で表した。接続にはシャックルが使われているが、こ

の例では省略されている。

曳航機材の記号

Ac : Anchor chain
Br(A/B) : Bridle(Starboard/Port)
Ch : Chain
Cr : Cremona Rope
F.P. : Fish(Δ) plate、(デルタプレート)
H : Hawser
1kt : (節)25m、チェーンの長さの単位
Ky : Kyolex Rope
N : Nylon Rope
NH: Nylon Hawser
Sk : Shackle
TH : Towing Hook
TW : Towing Wire Rope
Wr : Wire Rope
X : Unknown
A//B : A,B の Parallel

ロープまたはチェーンのインチ表示は、円周のサイズで表されている。

GOR

丸曳航記録

自 香港 港
至 佐世保 港自 昭和 58 年 9 月 5 日
至 昭和 58 年 10 月 5 日

主任技師

1.17

Table 8 Logbook format of towing operation

海 洋	日 時	地 名 (灯台、岬等)	航 走 距離 (哩)	航 走 時間 (時分)	平均 速度 (節)	風向↑ 風力	経度↑ 海流	α°	β°		天 候	曳 船			被 曳 船		
									左	右		プロペラ r.p.m	実馬力 B・H・P	曳索 張力	曳索 長さ (米)	船頭 の長さ	吃 水
南支那海	9/27	香港 Silver Mine Bay	104.8	13'30"	7.76	NE 50% 10	0	15°	Nil	bc	146	13°	3800	H/50	F2455	A4490	Nil
	9/28	22°-10.6'N 116°-21.0'E				NE 10% 10	0	10°		θ	140	15°	3800	H/50	F	"	
台湾海峡	9/29	22°-53.0'N 117°-12.0'E	91.3	24'00"	3.8	NE 10% 10	0	10°		r	140	16.5°	4400	H/50	F	"	
	9/30	23°-52.0'N 118°-49.0'E	107.8	24'00"	4.49	NE 10% 10	0	10°		θ	141	16.5°	4500	H	F	"	
東支那海	10/1	25°-17.0'N 121°-15.0'E	159.0	26'00"	6.63	NE 10% 10	0	10°		bc	146	13°	3000	H	F	"	
	10/2	26°-36.0'N 124°-28.0'E	174.5	23'00"	8.86	SE 10% 10	0	10°		C	146	13°	3000	H	F	"	
10/4 1300より 時間調整のため 速力調整	10/3	29°-19'N 127°-01'E	218.4	24'00"	8.93	SW 10% 10	0	10°		bc	146	13°	2800	H	F	"	
	10/4	32°-23'N 129°-05'E	215.2	24'00"	8.99	North 10% 10	0	10°		C	120	10°	1200	H/50	F	"	
	10/5	33°-03.0'N 129°-30.0'E	70.8	20'00"	3.54		0	15°						H	F	"	
	0800						0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H	F	"	
							0							H			

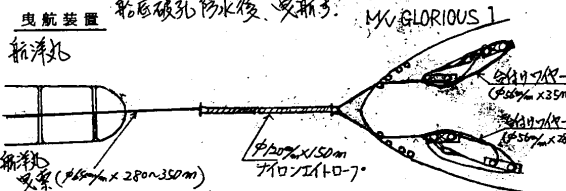
50.10. 1000 (門司)

- 記載要領
- α・βは次図を記入する
 - 曳索の長さはホーサー・ワイヤ別に記入する
Hはホーサーの長さを示す
Wはワイヤの長さを示す



摘 要

曳 船 航 洋 丸
被 曳 船 Lpp 113.97 B 18.83 D 13.3
吃 水 F 2455 A 4490 トリム 2435 by the stern
総 屯 数 3950.88 船型 新尾輪橋機開型船 傾斜左舷1.5
機関の種類馬力 AKASAKI 6-UET 52/500 船の状況 中央に団突
推進翼の状況 使用なし 船底の状況 団突に破孔あり
其の他 香港大根山島を航行中に発生した本船に破孔あり
船底破孔防水後、曳航中。 MY GLORIOUS 1



海上模様並に所感

香港出港後2〜3日間、南支那海から台湾海峡にかけて北東風(18m/sec)連吹し、風浪に引かれ航行が困難となり、速力落し曳航中。日本近海に接近するにつれ、好天に恵まれ、順調に曳航できた。本船の追従性は振れ持ちが良かった。

被曳船の浸面積

$$S = 2 \cdot L \cdot D \cdot \left(1 + 0.6 \left(\frac{B}{D}\right) (Cb - 0.2)\right) = 2264.59 \text{ (m}^2\text{)}$$

註 L=船の長(m)
B=船幅(m)
D=平均吃水(m)
Cb=肥満係数
(Cbは0.625以下
なるときは0.625
を採る)

圧力抵抗係数

$$(1) \text{ 最高速度時 } \mu_1 = \frac{R \cdot 2g}{W \cdot A \cdot v^2} = 72.38 \frac{R}{A \cdot v^2} = 0.49$$

$$(2) \text{ 平均速度時 } \mu_2 = 72.38 \frac{R}{A \cdot v^2} = 0.96$$

註 R=被曳船抵抗+曳索張力(ton)
(テンションメーターが無いときは曳索馬力より推算する)
w=1.025T/M³ (海水)
A=浸水投影面積 (m²)
g=9.8 (m/sec²)
v=速度 (m/sec)
V₁・V₂=ノット

L=118 m
B=18.83 m
D=13.3 m
Cb=0.75
V₁=9.2 ノット
V₂=6.56 ノット
R=40 トン
A=70 m²

燃 料 (主機関)

	消 費 量	24時間消費量
A 重油	19.150 hl	2.6 hl
B 重油	Nil	Nil
C 重油	90.500 hl	12.3 hl
ジゼル油	965 hl	131.2 hl
灯油	1000 hl	136.0 hl

Table 9 Example of towing operation

1/12

NO.	被曳船名	総トン数	曳航期間	曳航区間	曳航索系の記号表示(左が曳船側) Ac:Anker chain Br:Bridle Br(A/B):Starboard side/Port side Ch:Chain Cr:Cremona Rope F.P.:Fish(Δ) plate H:Hawser K:Kyorex Rope N:Nylon Rope Sk:Shackle TH:Towing Hook Wr:Wire Rope X:Unknown //:Parallel	平均 速力 (kt)	実馬力 (B.H.P)	曳航索張力 (tf)	被曳船の機関	推進器	舵の状態	船長 (m)	船幅 (m)	深さ (m)	喫水 F	船底の状態	海上模様並びに所感
1	三島型After Eng.	TNB	21, 293	69. 6. 21～ 69. 6. 25 5days	バシー海峡～水島	← TW60 φ *220+NHX φ *150 +(Port) AcX φ *X	11. 1	5800	30	DE 1200	脱落	操舵す	195. 11	26. 4	14. 5	11	海上静穏、黒潮に乗せたため予想より約1kt速かった。来島海峡通過も本船程度までは十分安全である。
2	リバータイア	RHW	6, 108	69. 7. 1～ 69. 7. 15 15days	30° 25N 158° 56E ～横浜	← TW60 φ *150～200+NHX φ *150 +(Port) WR7" φ *X+WR6" φ (Fix)	10. 6	5000	30	TU	固定	固定	435	63	31. 06	20	曳航開始から3日間は風。4日夜半より低気圧による南西風15～25m/s吹き、約3mの高波となり観音崎まで大時化。特に洲崎通過後は追風で左右に切り上がり、傾斜も±20度で危険を感じ、コースを北方にとり、船尾クォーターから風浪を受けるように操船して辛うじて横浜に曳き付けた。
3	凹甲板型船尾機関	YKO	2, 998	69. 7. 13～ 69. 7. 17 5days	留萌～石巻	← Wr48 φ *100+Cr65 φ *200 +(Center) Ac3kt+Winch	6. 26	1015		DE 2400	固定	脱落	92	15	7. 55	2. 9	7月14日低気圧接近のため小樽港に避難。以後は平穏。尻屋崎以後は霧で両船レーダ使用。右舷に5～10° ぎりあがったまま追従性は良好。ビルジキール破損のためRoll大。クイントラス、点灯は100KVA AC発電機使用。
4	鉤石運搬船船首尾楼付凹甲板型	SNT	22, 633	69. 10. 4～ 69. 12. 4 62days	南米ペルー～堺	← TW60 φ *150～200+NHX φ *150 +(Port) AcX φ 75～100	7. 88	1010		DE 1200	固定 tailshaft折損	操舵可	192	27. 5	14. 9	11. 37	日本近海までほとんど追風、最大風力6。潮岬南方洋上で時化、風力9。チリ近海より赤道までは順調。以後は赤道逆流と大きな潮流にあり潮の影響は不定。黒潮の影響は潮岬沖30哩までほとんどなし。
5	甲板無線関係機器喪失	KOS丸	3, 546	69. 11. 20～ 69. 11. 28 8days	セミツクノイ(アリュシヤン)～函館	← TF+Wr50 φ *26+Sk63 +NH80 φ *200+Sk63+NH65 φ *200 +Sk63 φ +Br (Wr44 φ *15)*2	8. 76	1850		DE 650	良	良	42. 8	7. 5	3. 8	2. 1	荒天遭遇時は両船機関回転下げちゅう状態とした。被曳船が小型のため中程度の荒天でパンチング大であったが、機関、舵が使用可能のため曳航抵抗、振れまわりは少なく曳航は容易であった。
6	木材運搬船関中央三島型	TKO	7, 095	69. 7. 1～ 69. 7. 15 15days	32° 07N 154° 17E ～大阪	← WrX φ *X+NH80 φ *200 +(Port) AcX φ 75～125	6. 89	1700		DE 4900	脱落	使用不能	136. 55	18	11	2. 85	S44. 2入渠 12月8, 9日は南よりの強風浪で両船Roll140度前後が続くが速力に影響なし。市江崎にて高気圧の吹き出しでMax35m/s、常時25m/sの強風のため速力1～2ktとなり本船の振れまわり±50度、航行船舶多数で危険を感じ大島に避難する。ホーサー1丸のみの曳航は、絶えず本船錨鎖を出し入れしなければならず、不便のみならず追従性不良の場合は、静波丸の操縦性にも不適当であることを痛感した。
7	油槽船凹甲板型	KYO	680	70. 1. 20～ 70. 1. 24 4days	七尾～大阪	← N60 φ *200+Sk1. 5" +Br (Wr48 φ *30)*2	8. 5	800		DE 1000 使用せず	固定	固定	52. 5	8. 9	4. 45	2. 1	正常 全般的に海上は穏やかであった。
8	ポンプ浅瀬船	MKW	1, 692	70. 1. 23～ 70. 1. 25 3days	室蘭～室蘭	← Wr50 φ *100+NR80 φ *200 +Br (Wr48 φ *26)+MK丸 +NH48 φ *50//2+X船	6. 06	1650					47. 8	12	3	2. 4	排水量 8000t 恵山手前から低気圧通過に伴い南東風浪強まり本船が受けるウォーターハンマーもなったが、恵山通過後は緩和される。津軽海峡にはいあるや北西風の吹き出しにより続航できず古武井沖に避難。津軽海峡中央部では船体の動揺があったが、陸奥湾に入るや平穏となる。錨鎖は絶えず水に洗われ古船のため危険を伴った。
9	船尾機関型(S No. 707)	SNT	2, 990	70. 4. 5～ 70. 4. 6 2days	室蘭～函館	← Mast+W r 56 φ *X//2+W r 50 φ *X +NH80 φ *200+(Stab.) AcX φ *112. 5	8. 7	1800		DE 3200	固定	なし	94	15. 7	8	1. 5	s45. 3 進水。 曳航期間をつうじて平穏なる海上に恵まれ、充分なby the sternを採ったため、追従性も良好であり、汐首より時間調整のため静波丸を減速。艀装中に遭難にあり、クイントラス、キャブスのみ使用可。
10		KNS	999	70. 4. 14～ 70. 4. 15 2days	秋田～函館	← Mast+W r 54 φ *10//2+W r 50 φ *26+Cr80 φ *200 +Br (NH64 φ *X//AcX φ *112. 5)	10. 16	1890		DE 1150	固定	舵突き上げるためチェーンブロッケにて固定	67. 8	10. 6	5. 4	1. 3	S45. 4 出渠 15日朝より低気圧の影響を受け南西の風浪強まるも、追風のため本船の急張はなく順調。64mmホーサーは、本船錨鎖が32mm程度であったため、予備として80φ曳航索に連結する。

Table 9 Example of towing operation

2/12

NO.	被曳船名	総トン数	曳航期間	曳航区間	曳航索系の記号表示(左が曳船側) Ac:Anker chain Br:Bridle Br(A/B):Starboard side/Port side Ch:Chain Cr:Cremona Rope F.P.:Fish(Δ) plate H:Hawser K:Kyorex Rope N:Nylon Rope Sk:Shackle TH:Towing Hook Wr:Wire Rope X:Unknown //:Parallel	平均速力(kt)	実馬力(B.H.P)	曳航索張力(tf)	被曳船の機関	推進器	舵の状態	船長(m)	船幅(m)	深さ(m)	喫水F	船底の状態	海上模様並びに所感	
11	タンカー三島型	MTS	13, 103	70. 4. 19～70. 4. 22 4days	千葉 ～ 神戸	← Mast+Wr50 φ *X//2+Wr50 φ *X +NH80 φ *300+AcX φ *75	5. 95	1760	DE 10000	固定	ほとんど使用せず	169. 11	22	2. 3	2. 8	s44. 4入渠	タンククリーニングによりビルジ投棄のため、離岸距離50哩とする必要あり。黒潮の影響を多分に受け約20哩流された。風の影響を受けたのは曳航中2日程度で時間にしても短かったことと本船はタンカー空船のためロープスト調整によるトリム変化が自由にできたことも幸いしたが静波丸の馬力をもってしてはこの程度の状態では限度ではないかと思われた。	
12	後部機関型	CLM	10, 668	70. 5. 28～70. 6. 11 15das	Port Moresly ～ 横浜	← TW60 φ *150～190 +NHX φ *150+ (Port) AcX φ *X	9. 93	5800	40	DE 4500×2 cpp×1	p0° 固定	常時操舵	140	20. 5	12. 55	8. 8	清浄	ニューギニア南岸は風速14m/sの季節風が連吹していたが、その他は風速3～8m/sの平穏な天候に恵まれた。
13	木材専用船凹甲板型	KNY	9, 627	70. 11. 2～70. 11. 20 19days	44° 05N 155° 46E～呉	← TW60 φ *200 +NH120 φ *150+SkX+AcX φ *X	10. 3	6600	25～35	DE 7200	固定	常時操舵 (オーバーセット)	136	21. 2	11. 8	2. 99	少々汚損ある模様	空船にてF. 0672t, Fresh Water 365t, Water Ballast 2565t。北方は低気圧が続々と来襲するため南方鵜飼航路をとり31°Nまで南下した。南下するまでは時化たれたが、その後比較的風に恵まれ日本近海で低気圧に遭遇して一時時化たれた。空船にてF. 0 672t, Fresh Water 365t, Water Ballast 2565t 持つ。
14	コンテナ船後部機関型	FCO	16, 401	70. 11. 22～70. 11. 24 3days	都井岬沖～横浜	← TW60 φ *250+NHX φ *150+Sk +Wr64 φ *X	7. 95	4500	29	T. 8500	固定	なし	185	23. 7	14. 3	15'	清浄	コンテナ満載・コンテナデッキ積みのため切り上がりも少なく突起すべき事項なし。
15	車両運搬船平甲板型	ASK	677	70. 12. 4～70. 12. 4 1day	青森 ～ 函館	← WrX φ *X+SkX+NH80 φ *200+SkX +WrX φ *X//2	6. 15	1750		DE 1500	遊転	操舵可能	49. 5	12	4. 8	2. 2	出渠後約3ヶ月	曳航中平穏であった。
16	起重機船箱型	KRY	12, 600	70. 12. 8～70. 12. 10 3days	五ヶ所 ～ 神戸	← TW60 φ *150～210 +NH120 φ *150+Br (Wr60 φ *X)	4. 71	6000	55			80	45		3. 2		海上模様は風波程度。シャーその他デッキ上構造物の風圧抵抗大。随航良好なるもα±10～15°、β右10°あり。トウイングカーブによれば排水量20トン級の船に相当する抵抗あり。	
17	コンテナ船後部機関型	FCO	16, 401	70. 12. 11～70. 12. 15 15days	横須賀 ～ 佐世保	← TW60 φ *220～240 +NH15" φ *150 +Br (Wr8" φ *10//AcX φ *10)	7. 9	5800	35	T 9000	固定	脱落	185	23. 8	14. 3	13' 04	良好	ハッチ上にコンテナ二段積み。12日夜から13日朝にかけて室戸岬南方で前線の影響による時化、スローにてツッパリ難を逃れる。追従良好にて好天なら10kt出る。
18	船尾楼型	SSY	1, 563	71. 1. 5～71. 1. 18 14days	大連 ～ 六連	← TW60 φ *0～170+NH120 φ *150 +Br (Wr56 φ *X) *2	9. 3	2800		DE 1400	固定	操舵可能	78	11. 8	6. 2	4. 06	良好	積荷 2000t。本船自航速力11. 5kt、現在10kt。大連出航後12ktで曳航試みたところ、本船振れまわり周期速く操舵追いつかず非常に危険故にボラードの強度、プロペラの固定装置をも勘案し曳航張力20tf速力11kt以下に押さえることにした。航海では朝鮮半島に沿って曳航。
19	タンカー	NMT	11, 267	71. 1. 19～71. 1. 20 2days	29° 41N 132° 11E ～ 大阪	← TW8" φ *180+NH15" φ *150 + (Sterb.) AcX φ *50 + (Wr4" Stopper)		6550	38	8000	固定	操舵可能	526'	69' 09	39' 02	30' 04	清浄	風に恵まれ平穏な曳航であった。操舵するも随航不良で航洋丸にFollowするに苦勞した。積荷満載とEVEN KEELに近いのが原因か。
20	タンカー	MKT		71. 2. 12～71. 2. 19 8days	長崎 ～ 横浜	← TW60 φ *245+NH120 φ *150 +Br (Wr64 φ *43) *2	4. 1	5100	45			116. 85	47. 168	24. 5	2. 2		2/14日向灘において航洋丸Pitch17° 600HP テンション55tfで曳航中、本船側の索端約10mでNH切断、以後速力落としたが三菱造船の模型試験結果による計算より軽い。箱であるため波乗り悪くうねりによる過大テンションがかかる模様。	
21	車両運搬船覆甲板型	KNU	2, 556	71. 6. 3～71. 6. 4 2days	八戸 ～ 塩釜	← Wr48 φ *26+NH80 φ *300+SkX + (Port) AcX φ *75	6. 6	1750		DE 5750×2	固定	操舵可能	115	16. 2	6. 79	3. 78	清浄	塩釜到着直前に低気圧の影響を受けたが、それ以外は平穏なる曳航作業であった。

Table 9 Example of towing operation

NO.	被曳船名	総トン数	曳航期間	曳航区間	曳航索系の記号表示(左が曳船側) Ac:Anker chain Br:Bridle Br(A/B):Starboard side/Port side Ch:Chain Cr:Cremona Rope F.P.:Fish(Δ) plate H:Hawser K:Kyorex Rope N:Nylon Rope Sk:Shackle TH:Towing Hook Wr:Wire Rope X:Unknown //:Parallel	平均速力(kt)	実馬力(B.H.P)	曳航索張力(tf)	被曳船の機関	推進器	舵の状態	船長(m)	船幅(m)	深さ(m)	喫水F	船底の状態	海上模様並びに所感
22	凹甲板型	THH	453	71. 7. 9～ 71. 7. 10 2days	40° 45. 5N 139° 49. 5E～ 秋田	会合点～柳田沖 ← H40 φ *200+Br (Wr28 φ *50)*2 柳田沖～秋田港外 ← WrX φ *X+NH48 φ *200 +Br (Wr40 φ *20)*2	6. 8	1500	DE 600	固定	固定	46. 51	8. 2	4		s45. 12 入渠	マンガン鉱 400t積。本船曳航は現場より柳田沖まで右舷傾斜20度、柳田沖より秋田港外までは右舷11度の大傾斜で曳航したためか振れまわり比較的大となしたが天候が比較的静穏のため大事に至らず完了した。
23	遠洋トロール船	YRO	349	71. 12. 17 ～ 71. 12. 24 8days	46° 27N 165° 46E ～ 八戸	← WrX φ *X+NH80 φ *500 +Br (A c X φ *100)*2	7. 3	1800	2500	固定	操舵可能	48. 44	9	5. 88	3. 3		12/17, 18, 19日の3日間は発達する低気圧のため大時化となり、特に真向かいの風浪を受けた17日はWater Hammerひどく静波丸機関回転数も上げたため速力は出せなかった。以後は順調なる曳航であった。
24	鉱油平甲板船尾船橋型	BSK	56, 687	72. 1. 18～ 72. 1. 23 6days	八丈島 ～ 鹿島	← TWX φ *230～280 +NHX φ *150+SkX +Wr62 φ *20+(Port) AcX φ *X			DE 21600	固定	常時操舵	240	38. 94	21	13. 94 5. 25	清浄	推進翼 1翼の1/2欠損。曳航索取付前2日は風速20～25m/sの大時化。曳航索取付後は風なく船首右クォーターより吐こう4m、波長200mのうねりがあった。針路をうねりと略45°に採りつつ曳航したので比較的好結果を得た。
25	三島型	KEY	6, 765	72. 3. 31～ 72. 4. 8 9days	47° 08N 172° 36E ～ 横浜	← TW64 φ *220+SkX+NH120 φ *150+SkX +Wr64 φ *15+SkX+Ac52 φ *4kt	9	5200	4000	脱落	常時操舵	128	17. 5	10. 5	3. 5		全プロペラ脱落。次々に発生する日本近海の低気圧に遭遇し終始時化に見舞われ、ややうねりの衰えた風間は2日間あったが、その他は真向かいからの強い風浪を受けた。風には恵まれなかったが本船はプロペラ脱落し、Cargoも1756L/Tしか積んでおらず抵抗が少なく、風の時、航洋丸の馬力5600HPで速力12kt、曳航索張力30tfであったので充分余力のある曳航ができた。
26		OFT	392	72. 7. 4～ 72. 4. 7 4days	49° 16N 145° 30E～ 大船渡	← (WrX φ *X//Br (AcX φ *X)*2) +Xφ *3+ (Cr50 φ *200//Cr43 φ *200)+Xφ *3 +Br (Ac26 φ *125//Ac26 φ *100) ← WrX φ *X+NH80 φ *200+Br (W4 φ *15)*2 ← WX φ *X+NH80 φ *200 + (Sterb.) (Ac45 φ *20)	10. 2	1800	DE 1150		中央固定	48	8	5	1. 4		居住区、船橋火災のため無人船。オホーツク海洋上は濃霧の時期であったが晴れ間を見て早急に曳航索をとった。宗谷海峡に入り野寒岬を＝＝＝頃から南西方向からの強風と荒浪に出会い速力を落とし沿岸沿いに航海した。積丹半島西側に着き台付ワイヤを交換し曳航再開した頃から天候次第に回復し以後平穏な航海となった。
27	後部機関型	TKS	424	72. 7. 31～ 72. 8. 2 3days	大畑稲崎沖 ～ 室蘭經由函館	← Wr48 φ *20+NH80 φ *200 + (Port) (Ac32 φ *75)	7. 2	1700	DE 1100	遊転		52	9. 3	6. 5	4. 4 0. 4		室蘭までは右舷切り上がり大きく横曳き状態が続いた。幸い風のため何ら異常なし。振れ止めに錨鎖3kt(節)ほど延ばしたが効果的であったかどうか。室蘭出航時天候思わしくなく、測候所の予報を頼りに出航したが途中全くの好天に恵まれ函館到着間もなく時化模様となった。
28	タンカー	TOS	995	72. 10. 4～ 72. 10. 4 1day	八戸沖 ～ 八戸	← Wr48 φ *25+NH80 φ *300 +Wr48 φ *40	6. 6	1670	DE 2000	固定	中央固定	66. 2	11. 2	5. 8	3. 5		機関室、居住区焼失、ガソリン等満載。南東風最大22m/s連吹。本船は左舷に切り上がり、横揺れ最大36度となったため北よりにコースを取り波浪が小さくなってから八戸港に向けた。
29		TOS	995	72. 10. 6～ 72. 6. 7	八戸 ～ 函館	← Wr48 φ *25+NH80 φ *200 +Wr48 φ *40	10. 5	1860									機関室、居住区焼失、空船。台風22号が八丈島付近より北上中なるも高気圧が西より張り出しおるためか曳航中は風で11ktで曳航した。随航良好。
30	起重機船	KA0		72. 11. 1～ 72. 11. 9 9days	横浜 ～ 釜石 ～横浜	← Wr56 φ *X+H80 φ *300 +Br (Wr60 φ *X)*2	5. 6	1800									タンカー改造、ビルジキール有。船尾曳航。平常の曳航と比較し、ファックスによる気象・海象、無線方位信号所による気象データ、気象台や測候所への問い合わせ等、気象情報を収集し解析に努めた。波高2m以上は航行できないと言われた本船は波高4mの時でも耐えたのである。アンカー、チェーンは抵抗になったが、一方では振れまわりを押さえた。

Table 9 Example of towing operation

NO.		被曳船名	総トン数	曳航期間	曳航区間	曳航索系の記号表示(左が曳船側) Ac:Anker chain Br:Bridle Br(A/B):Starboard side/Port side Ch:Chain Cr:Cremona Rope F.P.:Fish(Δ) plate H:Hawser K:Kyorex Rope N:Nylon Rope Sk:Shackle TH:Towing Hook Wr:Wire Rope X:Unknown //:Parallel	平均 速力 (kt)	実馬力 (B.H.P)	曳航索張力 (tf)	被曳船の機関	推進器	舵の状態	船長 (m)	船幅 (m)	深さ (m)	喫水 F	船底の状態	海上模様並びに所感
31	起重機船	KA0		72.11.12 ～ 72.12.22 11days	横浜 ～ 八戸	← Wr56 φ *X+H80 φ *300 +Br (Wr60 φ *X) *2	5.6	1700										金華山を通過する頃から海面は厳しくなる。異常気象が続 き、気圧は40～50ktで移動するのがみられた。同航路2度目 の曳航で1度目で本船の耐候性もわかったため、八戸まで不 安はなかったが冬型の気象が連続して押しよせ、ここより釧 路までは無念にも機会をつかめなかった。
31	起重機船	KA0		72.12.25 ～72.12.7	八戸 ～ 釧路 ～千葉	← TW64 φ *230+H80 φ *150 +Br (Wr60 φ *X)	7.6											静波丸と交替してから交代してからウソのように天候変化が 遅れるようになった。釧路港出航前のハブニングは、勝浦沖 で時化られた原因となたかどうか判らぬが、気象に十分注意 しても、さらに気をつけなければならない場所の一つに房総 沖を記憶してたい。また房総沖、八戸沖、特に八戸船舶局を 経由する船舶電話は不通になることが多く、通話中に途切れ 途切れとなり誤解を招く原因となる。
32	底開き式 土運船	HNS	1,400	72.12.20 ～ 72.12.21 2days	小樽 ～ 函館	← Wr48 φ *X+NH80 φ *200 +Br (Wr48 φ *17) *2	7.1	1748					46.9	12	4	1.4		左舷湾曲部破口に鉄板まくれあり、6タンクのうちサンドタ ンク4個はドライ、船首船尾タンクは外水と共通。大陸の高 気圧の張り出しが強く常時風力6～7の風浪を受け海上は時化 模様であった。12月21日朝までは逆の強い風潮流を受け速力 が出なかったが津軽海峡に入り風浪を船尾から受けるよう になってやや楽になった。船体抵抗に関しては底開き扉が一箇 所開口されていたこと、左舷湾曲部の破孔の影響で予想外に 船体抵抗が大きかった。
33	船尾船橋型	SLD	10,232	73.1.21～ 73.1.27 7days	33° 09.4N 135° 12.6E～門司	← Wr65 φ *210+NH120 φ *150 +Br (Wr64 φ *X) *2	5.6	3450	35		固定	variab le	139.9	21.9	12.5	9		FULL LOADかつ1.4ft by the sternで両舷に大きく振れまわ り、またAFT BRIDGE,FULL LOAD故、風圧中心が船尾よりのた め風上への切り上がりが非常に早く曳航は難渋した。足摺岬 以後は応急操舵によりHANDで取った。
34		SLD	10,232	73.2.19～ 73.2.22 4days	門司 ～ 仁川	← Wr65 φ *120+NH120 φ *150 +Br (Wr64 φ *X) *2	7.3	3800										2 ft By the Readであたが応急操舵法により操舵を行ったの で随航性良好であった。
35		SLD	10,232	73.3.8～ 73.3.10 3days	仁川 ～ 門司	← TW65 φ *210+NHX φ *150+Wr8" φ *X	11.9	5480										船尾トリムが大きく取れたため随航性良好であった。
36	実習船・漁 船	AOM	399	73.4.10～ 73.4.14 4days	29° 41N 153° 53E～ 焼津	← NH80 φ *300 +Br (Ac25 φ *75) *2	9.2	1760			固定	適時 操舵	41.5	7.9	3.7	1.5		本州南岸を通過中の発達した低気圧の影響を受け4月11日夕 刻より13日夕刻まで10m/s前後の風を斜め船首より受けるうね りも高まったが本船の錨鎖を両舷3kt伸長したことが効果あり 、曳索の急張を防ぐことができた。
37		KNY	3,167	73.5.7～ 73.5.16 10days	02° 12N 118° 15E ～ 来島	← WrX φ *170+NHX φ *150 +Br (Wr7" φ *X) *2	10.3	2450		DE 3800	遊転	操舵 可能	94	16		1.6		船底破孔あり、防水す。季節がら風に恵まれ平均10.4ktの速 力がでた。舵は両舷オートでとり、切りあがり、振れまわり はなかった。
38	冷凍冷蔵運 搬船	EYO	1,598	73.5.20～ 73.5.28 9days	リュンシヨ列島沖 ～ 函館	← NH80 φ *300+Sk62 φ +(Port) (Ac42 φ *100)	9.3	1759		DE 2700	固定	固定	78.582	12	1.61	4.45		海上模様は比較的良好であった。冬季の北太平洋の時に比 較すればべた風と言えよう。
39	覆甲板型自 動車専用船	NTY	1,190	73.6.25～ 73.6.26 2days	常石 ～ 高知	← TW64 φ *50～120+NH120 φ *150 +W48 φ *28+Br (W35 φ *20) *2	9.2	3483		DE	fix	L3deg fix	86.99	16	10.85	3.4		艀装中、バウカー使用不能、スターズス遊転。佐田岬までは曳 索短縮し航洋丸は片エンジンのみ使用したが海上風の割には 曳航速力9.2ktが限度であった。豊後水道に入り多少時化模 様となり曳索伸長し、また時間調整のため両エンジン使用し た。追従性はやや不良でトリム不足が感じられた。

Table 9 Example of towing operation

NO.	被曳船名	総トン数	曳航期間	曳航区間	曳航索系の記号表示(左が曳船側) Ac:Anker chain Br:Bridle Br(A/B):Starboard side/Port side Ch:Chain Cr:Cremona Rope F.P.:Fish(Δ) plate H:Hawser K:Kyorex Rope N:Nylon Rope Sk:Shackle TH:Towing Hook Wr:Wire Rope X:Unknown //:Parallel	平均速力(kt)	実馬力(B.H.P)	曳航索張力(tf)	被曳船の機関	推進器	舵の状態	船長(m)	船幅(m)	深さ(m)	喫水F	船底の状態	海上模様並びに所感
40	船首楼付平甲板型	EDM	8, 213	73. 7. 13～73. 7. 21 9days	43° 32N 162° 40E ～ 函館	← Wr50 φ *26+NH80 φ *300 +NH80 φ *200+ (Port) (AcX φ *75)	5. 5	1723	DE 5600		fix	138	19	12	3		3番船倉右舷に幅13m、深さ5m、7月16、17日は北西風と舳浪により整流板破壊されたが、それ以外は比較的平穏であった。時期的に良かったのでひどい荒天に見舞われずにすんだ。破口部は満流を起こしていたが、大きいトリムの為追随性は良好であった。
41	遠洋小型漁船	TYE	61	73. 9. 23～73. 9. 26 4days	37° 58N 156° 08E ～ 釜石	← NH80 φ *300～500 +Br (Wr36 φ *X) *2 (Wにてフォルクス大回し)	9. 0	1274			当て舵fix	23. 3	5. 4	2. 3	1. 7		天候は比較的恵まれたが、被曳船が小型の為、台付の根止め箇所が無く困りました。小型船においても曳航の為に船首デッキにボラードまたはアイリングを設備する必要があると思う。
42	遠洋トロール漁船	AKB	493	73. 10. 5～73. 10. 15 11days	アタック島 (アリュシャン列島) ～ 函館	← Wr50 φ *26+NH80 φ *300 +Br (Ac28 φ *75) *2	7. 9	1800	DE 1600	脱落	常時操舵	47. 51	9. 5	4. 1	2. 4		推進翼一翼脱落2翼曲損。曳出し時より函館港まで常時向いの風浪を受けた。最も時化したのは北海道にやっと到達し、安心した所釧路沖で予想外の急激に発達した低気圧にぶつかり南風25m/s舳浪7mの風浪受け難航した。全般的に見れば風間が2回あったので真冬の北洋の荒天に比較すれば少しは救われたと思う。
43	クォー凹甲板型	GRC	30, 136	74. 2. 18～74. 3. 7 18days	アラビア海 ～ シンガポール	← Wr60 φ *210+NH120 φ *150 +Br (Wr64 φ *43) *2	7. 2	6300	DE 16800	fix	操舵可能	212	30. 4	15. 15	11. 93	出渠9ヶ月汚れ大	ボイラー焼損、クイック、クイック使用不可、原油・LPG混載。 今時分アラビヤ海・ベンガル湾は風が続き絶好の曳航であった。パシー海峡以後日本に近づくにつれて悪天候になりたが本船は全く異常無航洋丸も曳航に充分な余裕があったが曳索の破断が気になり減速せざるをえなかったことは残念で今後の大型船曳航には150m/mでは人が操作するのが大変であろうがそれにしても従来の120m/mボイラーでは物足りなく、130m/mでも良いと思われる。航洋丸の蒸気を本船ウィンドラスへ送気し本船の10トン船首錨及び5節の錨鎖を迅速に捲できた。
44		GRC	30, 136	74. 3. 8～74. 3. 26 19days	シンガポール ～ 木更津	← Wr60 φ *285+NH120 φ *150 +Br (Wr64 φ *43) *2	6. 7	5800									従来ロープにまいて使用したゴムスリーブが破損した為アーチすれ止め応急用として上記下駄製作し航洋丸の船首アーチ、中央アーチ上に設置し効果を上げた。
45	船尾機関型	TIL	13, 565	74. 5. 2～74. 5. 8 7days	28° 20N 130° 53E～ 基隆	← TWX φ *395+NH80 φ *150 +Wr36 φ *30	5. 4	2155	T	fix	操舵す	172. 4	22. 9	14. 25	10. 1		小震21100t。全日にわたり天候は良好であった。積荷満載且つバラストタンク内に浸水あるもボンプ使用不能にてトリムつかぬ為、操舵するも随行性きわめて不良であった。
46	チップ専用船三島型	DSW	16, 820	74. 7. 10～74. 7. 25 16days	52° 15N 160° 26W ～ 室蘭	← TW52 φ *280+NH95 φ *150 +Br (Wr56 φ *X) *2	7. 5	2630	16. 9	ST 9200		167	22	17. 1	7. 5		曳航開始後4日間は発達せる低気圧の南側にあたり、向かい風となりたがスピードはよそうより大であった。本船の水面下外板は海草付着激しく大いなる伴流あり船体抵抗大。本船スタンバイスピード15RPMにて2' であり誘航10～13RPMが示された。したがって本船最高48RPM時2' 前後の加勢がありたと思われる。1号ボイラー火災使用不可能2号ボイラーデスーパーヒーター損傷あるも仮修理し主機運転可能とす。
47	RIG	OPS	4, 891	74. 7. 25～74. 8. 14 21days	福岡湾 ～ VIETNAM沖	← TW64 φ *230+NH110 φ *150 +SkX+FP+SkX+Br (Wr50 φ *60 +Ac2・1/4" *10) *2	4. 8	5852	47			104. 3	80	38	7. 3		船底の7'7"が、約7cmの高さに成長。就航より4年間船底掃除なし。航洋丸Towing Power Curvesに曳航速力5. 5kt、出力6300馬力、曳索張力47tをプロットしてみると本リグは600000DW ShipTypeとなる。Rig片舷機出力半減。航洋丸過給機異常。南シナ海に入った頃よりうねり高まり、1週間におよぶ。
48	船尾機関型	ATH	120, 000	74. 7. 29～74. 7. 30 2days	足摺岬沖 ～ 由良港	← TWX φ *380 +NH96 φ *150+Wr56 φ *X	4. 8	2200		固定	操舵可能	338	50	25	7		土佐隠岐、紀伊水道共に海上平穏追風及び順潮のため超大型せん曳航であったが無事由良港外に曳き付けたが風速10m以上で逆潮であるほとんど前進できないで流されると思われる。
49	船尾機関船橋型	BUX	9, 915	74. 9. 10～74. 9. 12 3days	山田湾 ～ 館山港港外	← W50 φ *X+NR80 φ *200 +NR80 φ *300+Br (Wr48 φ *X) *2	6. 2	1710	DE 6600	固定	常時操舵	136	20. 8	11. 9	4. 05		1番船倉右舷外板及び船底タンクトップに大破口あり。過大な応力が破口部にかからぬように曳索根止めを破口部の船尾側に取付けた。左舷デッキに4-5車テークル組み、曳索の調整が可能にした。山田湾出港時は真面より風浪を受けたが回頭後は順風となり、さらに2日間は最良の風に恵まれた。

Table 9 Example of towing operation

NO.		被曳船名	総トン数	曳航期間	曳航区間	曳航索系の記号表示(左が曳船側) Ac:Anker chain Br:Bridle Br(A/B):Starboard side/Port side Ch:Chain Cr:Cremona Rope F.P.:Fish(Δ) plate H:Hawser K:Kyorex Rope N:Nylon Rope Sk:Shackle TH:Towing Hook Wr:Wire Rope X:Unknown //:Parallel	平均 速力 (kt)	実馬力 (B.H.P)	曳航索張力 (tf)	被曳船の機関	推進器	舵の状態	船長 (m)	船幅 (m)	深さ (m)	喫水 F	船底の状態	海上模様並びに所感
50	漁船	KMO	284	74.10.30 ～ 74.10.31 2days	稚内 ～ 八戸	← Wr50 φ *26+NH80 φ *300 +Wr32 φ *15//2+Ac50 φ *3	10.8	1858		DE 950	固定	固定	43	8.1	3.6	1.4		オホーツク海で970mbに発達した低気圧の後沿海州でまた低気圧発生す。この間を縫って日本海を通過し津軽海峡に差しかかる風浪強まり追風追潮で大間崎通過時は15.2ノットを記録した。随航性は非常に良好であった。
51	タンカー 三島型	FJS	20,133	75.6.10～ 75.6.11 2days	33° 27N 127° 35E ～ 長崎	← Wr48 φ *26+Sk20 +H80 φ *200+Sk20 +NH80 φ *300+Sk20+Wr56 φ *30	4.9	1840		TU 15000	遊転	正常	192.02	16.52	13.87	4.7		主機のスラストベアリング損傷。全般的に好天に恵まれた。大瀬崎並航までは6-8m/sの順風も加勢した本船の操舵も良好にて追従性は抜群にて時速6ノット以上で曳航できたところもあり。本船は海水バラスト約13000トン(計算推定値)保有していたにもかかわらず、さして重く感じられず大型船曳航としては今までの静波丸の記録を更新した。
52	油送船	NIT	997	75.11.25 ～ 75.11.27 3days	秋田 ～ 函館	← Wr50 φ 26+NH80 φ *300 +Port (Wr48 φ *26)	9.9	1970		DE 2200		R 15 deg	77.6	12	5.5			
53	貨物船	TKY	490	75.12.4～ 75.12.5 2days	留萌 ～ 函館	← Wr50 φ *26+NH80 φ *300 +Br (Wr32 φ *20+Ch50 φ *3)*2	10.1	1970		DE 1100			54	9.2	4.5			
54		SKO	496	75.12.19 ～ 75.12.20 2days	秋田 ～ 函館	← Wr50 φ *26+NH80 φ *300 +Port (Wr54 φ *25)	10.6	1947		DE 1700			65	10.5	4.5			舵中央使えず。機関使用せず。秋田出航時、タグボートすぎ丸とこまどりを使用。
55	自動車 運搬船	SNW	1,599	76.2.7～ 76.2.9 3days	釧路 ～ 塩釜	← Wr50 φ *26+SkX +NH80 φ *300+SkX +Br (Wr48 φ *13+Ch48 φ *X)*2	9.1	2270		DE 2200	fix	fix	95.05	13	4.9	2		船橋、居住区全焼のため操舵装置、航海機器使用不能。冬期季節風が速吹する中での曳航であったが襟裳岬通過後大きな紆浪を受けたが、後は地方に接近して曳航した故強い紆浪を防ぐことができた。
56	漁船 船尾 トロール型	SYE	349	76.4.23～ 76.4.25 3days	国後水道 ～ 函館	← Wr50 φ *26+NH80 φ *300 +Br (Ch35 φ *25～100)*2	8.3	1438		DE 2100	fix	fix	54.2	9	5.9			
57	船首尾楼付 平甲板	SNY	2,958	76.4.18～ 76.4.23 6days	高雄 ～ 水俣	← Wr52 φ *250+NH90 φ *150 +Br (Wr48 φ *X)*2	8.5	2450	12	DE 3000	fix	L 3 deg	90	15.6	8.1	4.6	73° 30' 等 付着	天候に恵まれべた風の状態
58	船首尾楼付 平甲板	SNY	2,958	76.4.26～ 76.4.28 3days	水俣 ～ 瀬戸田	← NH65*200+NH80 φ *150 +Br (Wr48 φ *X)*2	7.0			DE 3000	fix	操舵 可能	90	15.6	8.1	1.7	73° 30' 等 付着	海上はきわめて平穏であった。
59	ボンブ ドレジャー 箱型	TKI		76.10.20 ～ 76.10.29 10days	西表島・船浮 ～ 瀬戸田	← WrX φ *260+NH100 φ *150 +Br (Wr56 φ *30)*2	5.9	1942	16	ナシ			70	17	4.6	2.3	10～20凸凹 全般	本ドレッチャの構造上船尾曳きとした。喫水は上記のごとく船尾脚であった。船尾の乾舷は約1.5m追従性は船尾脚であるが良好であった。かかる箱船の曳航は正常トリム大きくしないのでイーブン位の方が良いと思われる。本曳航は逆トリムであるためピッチング少なく海中に突っ込む傾向あり。避難しながら天候見て走った。上乘はせず、途中3回船内点検した。
60	船首尾楼付 船	AND	1,598	76.12.24 ～ 76.12.26 3days	古仁屋 ～ 小松島	← TW58 φ *231+Sk3' +NH96 φ *150+(Port) (Wr56 φ *30) +根止Wr18 φ *15	8.3	1800	10.8	DE 1650	fix	操舵 可能	77.5	12	6.1	1.5		船齢15年、基隆にて長期係留されていた。古仁屋から都井岬までうねりがあるくらいで平穏であったが、日向灘航行中に於いては強い北西の季節風を受けローリング・ピッチングが激しく、本船の老朽化の為船体状態が心配されたが足摺岬航過後は追風を受け、順調に曳航できた。

Table 9 Example of towing operation

NO.		被曳船名	総トン数	曳航期間	曳航区間	曳航索系の記号表示(左が曳船側) Ac:Anker chain Br:Bridle Br(A/B):Starboard side/Port side Ch:Chain Cr:Cremona Rope F.P.:Fish(Δ) plate H: Hawser K:Kyorex Rope N:Nylon Rope Sk:Shackle TH:Towing Hook Wr:Wire Rope X:Unknown //:Parallel	平均速度 (kt)	実馬力 (B.H.P)	曳航索張力 (tf)	被曳船の機関	推進器	舵の状態	船長 (m)	船幅 (m)	深さ (m)	喫水 F	船底の状態	海上模様並びに所感
61	Drilling Rig	OBT		77. 3. 3～ 77. 3. 23 21days	36° 56N 169° 54E～ SEWARD (ALASKA)	← TW65 φ*400+Sk85 φ +NR120 φ*150+Sk85 φ +Wr50 φ *60. 9 +Br (Ch76 φ *12. 12+Wr50 φ *60. 9) *2	5. 0	5053	48				107. 4	81. 11		9		
62	後部機関型	FST	1, 580	77. 5. 6～ 75. 5. 20 15days	39° 38N 173° 09E ～ 千葉	← Wr65 φ *270～380+Sk93 φ +NH120 φ *150+Sk93 φ +Wr65 φ *35	5. 5	4188	24			脱落	167			9. 7		トリムがイーブンに近く、振れ廻り大きく速力を上げることができなかった。振れ廻りの為曳索はスリーブ金具によって両舷ブルロックを攪り左舷はトップアングルとトッププレートとの接合が擦り切れた。
63		HHO		77. 7. 3～ 77. 7. 12 10days	APRA (GUAM) ～ 神戸	← Wr65 φ *170+NH120 φ *150 +Wr65 φ *35+Br (Sk85 φ *3n+Ch56 φ *25) *2	6. 7		25				54	22. 5	4			
64	船尾船橋型	CLP		77. 8. 9～ 77. 8. 16 8days	高雄 ～ 広島	← Wr64 φ *430 +Br (Wr48 φ *X//W36 φ *X +Wr48 φ *X)	7. 2	2300		DE 2500	fix	fix	87. 54	15	7	2. 03	所どころ海底と接触した跡あり。	積荷なしのためBottom heavy。海上はウネリが多かったが本船のつきは良好であった。なお48m/m台付ワイヤーが短かったので38m/mワイヤーを4つ折りとして使用したが卓成丸はこの方法で過去に2度曳航中切断の経験があるという。
65		MCD	42, 384	77. 12. 21 ～78. 1. 7 18days	34° 13. 5N 176° 46E～ 根岸	← TW65 φ *420+HX φ *150 +Wr64 φ *35	6. 2	5429	41. 8		fix	使用	253	32				海上模様非常に悪く機艀が降下できる風は3日間しかなかった。海況よければ本船(42000G/T空船)の場合航洋丸機関をFull (7000HP) 以上にすれば充分9knot以上は出たと思われる。今回の経験では(天気図などを参考にした)では、冬期北太平洋での曳航は最低でも北緯30度以南に南下せねば時化多く困難な曳航作業となる。
66		SVS	14, 064	78. 3. 30～ 78. 4. 13 15days	秋田 ～ 丸亀	← TW52 φ *340 +NH100 φ *150+Ac*50	5. 9	1920	18	SULZER 9900	fix	R 3 deg	150	24. 6	13. 6			①秋田・塩釜 鰯作崎付近を北上中最大20m/sの季節風およびこれより生じた紆浪を進行方向左45度前方より受ける状態となり、本船の横揺れ周期と紆浪の周期とが合致し同調横揺れ現象と思える状態に至り最大傾斜は3. 5度となりた為やむなく進路を変更した。②塩釜―丸亀 塩釜より野島崎の間は進行方向正面より風浪を受ける状態となり、早潮丸は軽いレーシング状態を続けた為曳航速力を上げることができなかった。③①、②を通じ、舵使用不能且つ右3度に固定の状態であったが、右20度に切れ上るのみで触れ回りなく追随は良好であった。
67	SEMI-SUB RIG	HKR	3, 618	78. 5. 15～ 78. 5. 31 17days	台湾海峡～ 函館	← TW65 φ *1007+Wr65 φ *30 +Sk90 φ +Br (WrX φ *X) *2	4. 2	6247	55				84	61	6	5. 5	貝類の付着 多し	HKRは非常に風に弱く、Mドックの風圧抵抗曲線から次が得られる。10m/s:18tf、15m/s:40tf、20m/s:70tf、25m/s:107tf
68	船首尾船橋 凹甲板船	GRH		78. 11. 26 ～78. 12. 3 8days	16° 59N 120° 00E ～ 松山檢疫錨地	← TW65 φ *300+NH95 φ *150 +Br (Wr48 φ *20) *2	7. 5	3906	19. 5	DE 3200	fix	中央	89. 5	16. 2	7. 2	5. 4	汚れなし	本船は触れ回りなく追随は良好であった。強烈であり通峽前後は大時化であった為「バツグ」は強烈であり、これを押える為曳航速力を上げることはできなかった。
69	消波発電装置	KMI			由良 ～ 境	← TW48 φ *25+Sk75 φ +NH85 φ *300 +Sk75 φ +NH95 φ *150 +Br (Wr48 φ *15) *2	5. 4	1533										出港時低気圧接近中であつた。能登半島通過時、低気圧は最近し、雨で視界不良最大風速16m/sec。地風の故、うねりたたず、念のため陸地に寄せて進路を取った。低気圧通過後、追風、追波となり順調であつた。追随性は当初より良好であつた。
70	船首尾船橋 凹甲板船	ATC	25, 239	78. 5. 9～ 78. 5. 13 5days	32° 27N 151° 39E～ 千葉	← Wr65 φ *320+NH120 φ *150 +Wr65 φ *35	6. 6	5925	61. 3				205. 7	27. 1		9. 9	清浄	主機故障。本船はトリムが少なく、満船で肥えた船型の為か5月9日と12日に横及船尾からの風紆浪を受け本船は切り上り難渋す。
71	船尾船橋型	SRM	34, 920	78. 7. 17～ 78. 7. 20 4days	済州島南 ～ 広島・因島	← Wr65 φ *280～380+H120 φ *150 +Wr65 φ *35	8. 1	5900		DE	固定	操舵可	209. 4	36	16. 3	4. 77	清浄	エイトローブを切断するトラブルを生じたが、曳索再度取り直し後は、航洋丸は最大2. 0° くらいローリングする時もあつたが、西龍丸の追随性は良好で順調に曳航できた。

Table 9 Example of towing operation

NO.		被曳船名	総トン数	曳航期間	曳航区間	曳航索系の記号表示(左が曳船側) Ac:Anker chain Br:Bridle Br(A/B):Starboard side/Port side Ch:Chain Cr:Cremona Rope F.P.:Fish(Δ) plate H:Hawser K:Kyorex Rope N:Nylon Rope Sk:Shackle TH:Towing Hook Wr:Wire Rope X:Unknown //:Parallel	平均 速力 (kt)	実馬力 (B.H.P)	曳航索張力 (tf)	被曳船の機関	推進器	舵の状態	船長 (m)	船幅 (m)	深さ (m)	喫水 F	船底の状態	海上模様並びに所感
72	BARGE	TKM	73×24×5	78.9.11～ 78.9.18 8days	ノ連・ヲサレフ ～ 八戸	← Wr48 φ*26+H100 φ*50 +H80 φ*300+Br(Ch50 φ*20)*2	4.4	1600					73	24	5	3.3		積荷(北洋材 満載)高さ約7mあり。間宮海峡、韃靼海湾の9月の天候は水路誌に依れば安定時期となっているが、今回9月13日、前線を伴った低気圧と遭遇し、最大風速15m/sに依り、バージの風圧、静波丸のレーシングが重なり、13日正午～20:00の間、平均速力は2ノットに落ち、東方へ毎時1マイルの風流を受けた。バージはハンチングしやすいにもかかわらず、ラッシングワイヤーの本数が少ない為、荷崩れ防止に少なからず注意を要した。
73		SVT	2,993	78.10.11～ 78.10.26 16days	西表島 ～ 石巻	← H85 φ*300+H100 φ*150 +Br(Wr48 φ*X)*2	5.7	1670		DE 3800	fix	舵板取外し	94	16	8.2	6.75	清浄	排水量 約6600t、南洋材 満載。①鹿ノ川～那覇 台風20号の影響に依り風浪強く、静波丸はレーシングを行い速力が上がらなかった。②那覇～石巻 海上は比較的平穏であったが、S号の振れ回りは両舷50度に及び追従性は悪かった。周期約10分間振れ回りは、風速10m/s以上の向い風がある時はS号は片舷約30°へ切れ上った状態を保持する傾向にあった。
74	JAKET LAUNCHING BARGE	KLB	23,297	78.12.24～ 79.1.10 15days	日立造船大阪・堺 ～ LABUAN MALAYSIA	← Wr64 φ*1000+Sk90 φ+F.P.+Sk90 φ +Wr64 φ*36+Br(Ch78 φ*35)*2	5.4	4993	34.9				190	50	11.4	3.45	清浄	新造船。本曳航は天候に恵まれ、風浪をほとんど船尾より受けることができた。平均速力5.46ノットと予想に反した結果となったがルバング島通過後、海流順流となり、平均6.5ノット位で曳航できると思ったが昼間にラグアン曳き付ける為に、7日正午より、速力を落とす曳航した。
75	凹甲板型	CYT	8,896	80.2.19～ 80.2.26 8days	野島崎南東720ノ 館山	← Wr65 φ*450+Sk90 φ +NH120 φ*150+Sk90 φ+Wr56 φ*35	7.1	4458	33.5	DE 11200	fix	fix	139.92	21.8	11.9	4.6	不明	積荷 鋼材2000t、Full Ballast状態。曳索連結までは時化が続いたが、曳航開始後南下して父島向け西進し北方の低気圧を避けたことと、風時期に父島より東京湾まで渡った故曳航中は大時化に会わずにすんだ。
76	後部機関型	CHA	9,501	80.44.19～ 80.4.21 3days	西表島北方 ～ 基隆港外	← Wr56 φ*25+SkX+H85 φ*300+SkX +H100 φ*150 +SkX+Wr56 φ*25	4.7	1633					145	21.8	13.25	7.5		一般貨物9000t積載。曳出後悪天候に遭遇したが、追手の風波故何とか作業遂行できた。1万トクラスで積荷9000トン積んでいたので同様の時化を向かいから受けたため海流も逆潮故ほとんど前進できず難航したと考えられる。
77	BARGE	TOY	85×22×4.8	80.4.23～ 80.4.27 5days	奄美大島南西岸 ～ 高雄港外	← 洞海丸+TW48 φ*400 +Wr56 φ*35+静波丸 +Wr56 φ*27*2(マスト大回し) +H85 φ*300+H100 φ*150 +Br(Ch52 φ*25)*2	6.4	1167					85	22	4.8	2.7		台湾近辺で時化られ、静波丸フェアリーダーより出した第三十三洞海丸の曳索根止めワイヤーが静波丸の動揺激しく、また曳船は馬力落とすためワイヤーが入りし擦れのため切断された。第三十三洞海丸は船体小さいので1隻での曳航は相当難航し、日数遅延されたものと思う。静波丸曳索は太物が無く不安ありタグ両船Fullにはできなかった。
78	後部機関型	BPT	1,927	80.4.30～ 80.5.4 5days	沖縄南東100'ノ 因島日立ドック	← Wr56 φ*25+SkX+H85 φ*300+SkX +H100 φ*150+SkX+Wr56 φ*25	6.5	1332				常時 操舵	90	13.5	8			空船。海上時化は一時的で全体的には風に恵まれた。三原瀬戸通過を昼間とするため長時間の調整を行ったのと、静波丸にとっては被曳船の大きさが手ごろであったので充分に余力を持った曳航ができた。台付ワイヤーの擦れを懸念したが、途中取替えも無く擦れによる損傷はほとんどなかった。
79	チップ船 平甲板型	TVT	26,841	80.4.21～ 80.5.7 15days	36° 10N 163° 29W ～ 清水	← TW64 φ*450+HX φ*150	7.8	5286	32.6	DE 13300	fix	常時 使用	177	28	18.9	8.3	清浄	7筒のNo.2シリンダー損傷、クランクシャフト歪む。全曳航期間中3日間ほど荒天に遭遇したがその他は天候に恵まれた。航洋丸のF.O.をB重油よりC重油に変えた最初の曳航であった。
81	マグロ漁船	CIP	450	80.7.21～ 80.7.21 1days	ルソノ島西方沖 ～ 那覇	← TWX φ*300+H95 φ*50 +Br(Wr28 φ*150)*2	10.1	3200				常時 操舵	55.5	9	3.95	3.95		好天に恵まれ、速力は当初8～7ktと予想したが、平均9ktを越えた。
82	漁船	CIP	450	80.7.26～ 80.7.30 5days	那覇 ～ 清水	← TW64 φ*150+H95 φ*200 +Port(Wr48 φ*15)	9.1	1050										熱低の次々と通過する場所であるが会合し曳索連結時は熱低と台風8号の間であったので直撃を受けずに済んだ。ただし沖縄付近では遠方の台風の影響を受けやや波が高かった。

Table 9 Example of towing operation

NO.		被曳船名	総トン数	曳航期間	曳航区間	曳航索系の記号表示(左が曳船側) Ac:Anker chain Br:Bridle Br(A/B):Starboard side/Port side Ch:Chain Cr:Cremona Rope F.P.:Fish(Δ) plate H:Hawser K:Kyorex Rope N:Nylon Rope Sk:Shackle TH:Towing Hook Wr:Wire Rope X:Unknown //:Parallel	平均速力(k _t)	実馬力(B.H.P)	曳航索張力(tf)	被曳船の機関	推進器	舵の状態	船長(m)	船幅(m)	深さ(m)	喫水F	船底の状態	海上模様並びに所感	
80		ETN	3,654	80.7.23～ 80.8.2 11days	PALAU KOROR Hr. ～ 山口・笠戸	← TW56 φ 27+H85 φ *300+H95 φ *150 +Ch45 φ *75	7.0	1645					98.6	16.33	8.4	1.72		珊瑚礁に座礁しており船底全般に凸凹あり。好天に恵まれ比較的平穏な曳航作業をすることができた。本船の振れまわりはなし。	
83	タンカー 後部船橋型	LMS	104,008	80.9.6～ 80.9.10 27days	岡山・日生沖 ～ 大阪・深日沖	← TW65 φ *160～650+Sk90 φ +Wr65 φ *36+Sk90 φ + Δ +Sk85 +Br (Ch64 φ *27.5+Sk85 φ +Wr65 φ (Fix))*2	3	5937	52.4	TU 34000	shaft fix	fix	298	50.8	24.2	7.9	カキ付着 汚損甚だし	シーバラスト79000t。本船は3年間瀬戸内に係留されていたためにカキなどの付着による船底汚損が酷く、予想以上の抵抗あり。更に土佐沖では黒潮の影響受け室戸岬沖では曳航不能の状態に近かった。	
84	タンカー	LMS	104,008	80.9.13～ 80.9.26 14days	大阪・深日沖 ～ 台湾・高雄	← TW65 φ *160～650+Sk90 φ +Wr65 φ *36+Sk90 φ + Δ +Sk85 +Br (Ch64 φ *27.5+Sk85 φ +Wr65 φ (Fix))*2	4.4	5495	51.6									曳索解らんを容易にするため、ブライドルチェーンを取りつけた。デルタプレートと航洋丸TWの間の台付けWを2本取りつけた。第1回曳航時に時化られ外板に付着していたカキ等は大部分落ち抵抗が楽になった模様。黒潮の影響を避けるため岬にできる限り接航した事は効果があった。台風におびやかされたが台風の直接的影響は受けなかったので幸いであった。	
85	船首尾楼付 平甲板船	CST	118,890	80.10.14 ～80.11.3 21days	49° 34N 165° 43E～ 大阪	← TW56 φ *27+S75 +NH100 φ *150+H85 φ *300 +O.D号TC+O.D号+Wr56 φ *550 +S75+PR100 φ *168+Ac*50	5.5					舵板 脱落	148	22.4	13.1	8.53	良好	舵板脱落、小麦17780t積載、船齢1年。海上は10月24日北海道沖までは時化続きであった。曳索切断の恐れもあるも船首より風を受け追従良好な時には本船の主機を微々速前進として速力を増したが、O.D.は曳索を船尾ブルワーク中央に固定する船型であるため、曳航時の操舵性極めて悪し。本船は舵無く切り上りと触れ回り酷く難渋した。	
86		MTR	40,214	81.3.11～ 81.4.5 26days	26° 03N 172° 06.5E～ 尾道	← TW71 φ *1400+Sk (T/L400t) +NH140 φ *100+Sk (T/L400t) +Wr71 φ *30+Sk (T/L200t) +Sk (T/L260t) +Br (Ch85 φ *25)*2							248.4	31.9	18.8			振れまわり大きく、定常風が10m/s以上にならないとβ=40° くらいでヨーイングする。風が10m/s以上になると潮なしでは風上に切りあがる。潮がある場合は潮上に位置した。	
87	後部機関型	VSK	65,917	81.4.1～ 81.4.3 3days	潮岬 ～由良	← TW64 φ *500+H120 φ *150+Wr64 φ *30	3.4	5467	42.5	DE 26100	varion ly used	used	258.02	44.01	23.14	7.18	清浄	定期検査直後。V号会合時から天候悪く作業艇の降下は不可能であった。曳航中は低気圧前線に遭遇しガスト37m/sを受け、本船の風圧抵抗も相当なものであったと思われる。風圧と黒潮流の影響最大時は速力0.5ノットしか得られなかった。黒潮の影響は、潮岬サレートコース付近まで及んでいる様であった。今回はサレートの南、潮岬より8マイルを西孔したが、北緯33度24分まで北上して黒潮流域から脱出出来、これより黒潮流の支流を得た。	
88	M.V. 後部機関型	BPK	9,735	81.4.22～ 81.4.29 8days	GUAM APPA港 ～ 横浜	← TW65 φ *X+Sk90+NH120 φ *150 +Sk90+Ch64 φ *27.5+Sk90*3 +Wr56 φ *X*2	7.5	5000	30	DE 8000	shaft fix	used	136	22.86	12.2	8.8	汚損あまり ない	船底全般に渡り凹損あり、左舷ビルジキール曲損。10m/s以上の風に吹かれた時々あったが短期にてうねりはあまり発生せず、最良の風に恵まれた。	
89	ジャッキ アップ リグ	OXA	87×54× 6	81.6.4～ 81.6.17 14days	追浜 ～ CHIVO	← (Tug) TW65 φ *666+Wr65 φ *36 +Wr75 φ *30+Ch60 φ *14+OAX ← (DAH) TW71 φ *666 +Wr71 φ *30+Wr75 φ *30+Ch60 φ *14+OAX	6.0						87.2	54.22	6.98	8.5		船底下に5.5mの長さでレグおよびフティング3本あり。懸念されたヘリコプターデッキは海上平穏にて、ピッチングの最大角度は僅かに2.8度であった。津軽海峡通航時よりガス濃くなり以後Chaivoまでの視程は100～1500mであった。このため北海道西岸、宗谷海峡のサケ、マス操業通航には難渋した。船長の心労は大変であったと察する。	
90	BARGE	CHE	7,690	81.7.26～ 81.8.14 20days	蔚山 ～星港	← TW64 φ *700+Sk90 +Wr65 φ *36++Sk90+Triangle +Br (Sh85+Ch64 φ *27+Sh85)*2	6.2	5293	43.3					152	30	14	3.4	Clean	前部cut-up。
91		OSV	7,690	81.8.15～ 81.8.29 15days	星港 ～ 津	← TW64 φ *520+Sk90 +Wr60 φ *20+Sk90+ Δ +Br (Sk90+Ch60 φ *21)*2	9.1	4516	0.4					108	30	7	3.5		-----
92	Car carrier	BHK	13,666	81.10.10 ～ 81.11.10 32days	桑港 ～ 堺	← TW64 φ *700+Wr65 φ *35+ Δ +Br (ch65 φ *7.5+Wr32 φ *X//Wr48 φ *X)*2	7.9	6042	39.1			fix fix	174	32	28.65	7.11		本船は風圧面積が大きいので、風上への切れ上りが大きかった。(左舷正横方向より22m/secの風を受けた時には約50° 切れ上った。)また追風に対しては振れ回りが特に大きく、振れ回っている時には、テンションも大となる(最大時65 t)。	

Table 9 Example of towing operation

10/12

NO.		被曳船名	総トン数	曳航期間	曳航区間	曳航索系の記号表示(左が曳船側) Ac:Anker chain Br:Bridle Br(A/B):Starboard side/Port side Ch:Chain Cr:Cremona Rope F.P.:Fish(Δ) plate H:Hawser K:Kyorex Rope N:Nylon Rope Sk:Shackle TH:Towing Hook Wr:Wire Rope X:Unknown //:Parallel	平均速力(k _t)	実馬力(B.H.P)	曳航索張力(tf)	被曳船の機関	推進器	舵の状態	船長(m)	船幅(m)	深さ(m)	喫水F	船底の状態	海上模様並びに所感	
93		平甲板型	SKM	12,525	81.12.13～81.12.22 10days	21° 00N 135° 25E ～ 喜入	← TW65 φ *650+H120 φ *150 +Wr65 φ *36+Ch65*27+Br (Wr65 φ *X)*2	3.4	5306	48.4	TU 36000	fix-free	使用可能	324	53	25	118.51	カキ付着	本船の舵効きは対水速度3kt以上でないとい現れない。向風25m/sで前進力はSTOPする。
94		flat deck	NPM	89,498	82.4.2～82.4.4 3days	千葉 ～ 名古屋	← (Tug)Wr50 φ *400 +(航洋丸)+TW64 φ *480+H120 φ *150 +Wr65 φ *35+Δ+Br (Ch 64 φ *27.5 +Sk85+Wr64 φ *X)*2	4.3	4629	40.9	TU	fix	used	290	43.3	24.7	12.5	出渠後6ヶ月	汽缶2基爆発のため主機、甲板機器使用不能。大島沖～遠州灘SWの強風と逆潮流流のため1～1.5ノット曳速が落ちた。伊良湖水道通過時刻に合わせて途中減速。低速時は舵利き悪く本船YAWING約15°。Freejiaは年量消費より逆算し出力最大時2000～2400HP。
95		後部機関型	DOG	3,039	82.5.1～82.5.9 9days	15° 24N 140° 44E ～ 丸亀	← Wr52 φ *25+H80 φ *300 +H80 φ *150+Br (Wr48 φ *23)*2	7.0	1460			fix	良好	101	16	8.2	6.6	良好	海上は概ね良好であった。D号は曳航中全期間を通し操舵したため、追隨は良好であった。操舵不能であったならば、トリム少なく、追風でD号の振れ回りは大きく、台付ワイヤーの損傷は大なるものであったと思われる。
96		LPGタンカー	PIL	42,252	82.5.11～82.5.19 9days	仙台 ～ 鹿島經由川崎	← TW65 φ *300+NH120 φ *150 +Wr65 φ *35+Δ+Br (Wr65 φ *35)*2	4.6	3233	12.5		P23.5deg fix	手動操舵	216	36.6	22	8.1		推進器Pitch23.5° で故障し固定。5月13日石巻湾にて濃霧のため(視程約100m)、本船は舵中央のまま追従す。両舷30° ～50° 触れ回った。5月18日大吹崎より野島崎迄逆の海潮流約2ノットあり、対水速力は約8.5ノットと思われる。気象・海象は霧のほか概ね平穏。
97		コンテナ船	KLO	13,294	82.7.24～82.7.26 3days	13° 00N 140° 22.5E～GUAM	← TW65 φ *350+NH120 φ *150 +Wr65 φ *35	7.1	5740	28.8		P0deg fix	操舵	161	24.07	13.3	6.7		推進器Pitch0° にて固定。全曳航期間を通して気象海象は平穏、海流などの影響は特に見うけられなかった。本船は操舵可能で追隨もよく、比較的楽な曳航であった。
98			HIB	7,027	82.10.1～82.10.4 4days	魚釣島 ～ 細島	← TW56 φ *380+H120 φ *150 +Wr64 φ *30	8.1	3636		6200		脱落	118.98	20.5	10.29	7.3		舵脱落。推進器遊転せず。M号は舵が脱落し、振れ回りが大きかったが、東シナ海では黒潮に乗り速力は予想以上に出た。対水速力は7～7.5ノット程度であった。海上は概ね平穏、振れ回りが無いときは、馬力も小さくてすむ上速力は約1ノット増加するものと思われる。
99		船尾船橋型	GOR	3,951	82.9.27～82.10.5 9days	香港 ～ 佐世保	← TW64 φ *280～350+NH120 φ *150 +Wr56 φ *X	6.6	3313		5200		fix	113.97	18.83	13.3	2.55	凹損及び破口	舵中央固定。推進器遊転なし。香港大嶼山島銀鯨湾で座礁した本船を離礁させ、船底破孔防水後、曳航。香港出港後2～3日間、南シナ海から台湾海峡にかけて北東風(18m/s)連吹し、風浪により本船及び曳船とも激しくPantingする為速力落とし曳航す。日本近海に接近するにつれ、好天に恵まれ順調に曳航できた。本船の追隨性は、振れ回りがなく良かった。
100		鮪延縄漁船	TKS	79	82.11.21～82.11.24 4days	父島二見港 ～ 那智勝浦	← TW56 φ *150+Sk90 +KH125 φ *150+Sk90+Wr48 φ *25	9.6	2850				fix	24.6	5.66	2.21	1.35	全般に凹損あり	舵中央固定。推進器固定。破孔部は鉄板溶接及びエスダインで防水。浸水あり、排水しながら曳航。本船曳航は、荒天曳航であった。船体が小さく、ホールド浸水もあり、艀艀もままならぬ状態であった。波高5～6mの追波での曳航はYawingが強く(最大45°)、ステムへ溶接した曳船用大型アイブレートに亀裂を発生した。今後、小型船の曳航にはアイブレートが使用されると思うが、補強を十分に取る必要がある。
101		船尾船橋型	SBN	15,386	83.2.14～83.2.24 11days	WAKE島 ～ GUAM	← TW56 φ *350+NH125 φ *150 +Wr64 φ *30+Δ +Br (Ch58 φ *50)*2	7.2	4223		DE	free	使用可能	182.92	22.4	14.2		左舷船底全般にわたり凹損あり	操舵可能。遊転止め。風浪を船尾より受け、順調な曳航作業であった。
102		船尾船橋型	SBN	15,386	83.2.28～83.3.10 12days	WAKE島 ～ GUAM	← TW56 φ *350+NH125 φ *150 +Wr64 φ *30+Δ+Br (Ch58 φ *50)*2	6.5	4333		DE	free	使用可能	182.92	22.4	14.2		左舷船底全般にわたり凹損あり	操舵可能。遊転止め。操舵可能なも、横風を受けた場合、最大40度くらい風に切れ上がり、追隨性はよくなかった。

Table 9 Example of towing operation

11/12

NO.	被曳船名	総トン数	曳航期間	曳航区間	曳航索系の記号表示(左が曳船側) Ac:Anker chain Br:Bridle Br(A/B):Starboard side/Port side Ch:Chain Cr:Cremona Rope F.P.:Fish(Δ) plate H:Hawser K:Kyorex Rope N:Nylon Rope Sk:Shackle TH:Towing Hook Wr:Wire Rope X:Unknown //:Parallel	平均速力(k _t)	実馬力(B.H.P)	曳航索張力(tf)	被曳船の機関	推進器	舵の状態	船長(m)	船幅(m)	深さ(m)	喫水F	船底の状態	海上模様並びに所感		
103	底船尾楼船	SDL	139, 190	84. 11. 5～ 84. 11. 13 9days	41° 1. 3N 147° 24. 3E ～ 釜山	現場→函館 ← TW48 φ*14+H65 φ*300 +W4r8 φ*13 函館→釜山 ← TW48 φ*14+H65 φ*300 +Δ+Br(Wr48 φ*13)*2	5. 7			free	R 15 deg					清浄	推進器クラッチ抜きフリー。現場より函館入港までは風力3～6で右舷切り上がり状態で左右に振れまわり当舵25°以上に達し、手動操舵にて航海。15m以上の風では曳航できないと予想。函館にて潜水夫により舵中央、台付ワイヤー両舷に取り付けて出港。5分に1回の割で左右に振れまわり、風力4以上では手動操舵にて航海、辛うじて釜山港に入港できた。		
104	鮪漁船	VTR	395	85. 1. 14～ 85. 1. 23 10days	20° 03N 151° 03E～ 釜山	← TW56 φ*270+H125 φ*150 +Br(Ch64 φ*X)*2	7. 8	1818		DE	fix	使用 可能	47. 27	8. 41	3. 81	1. 4		舵使用可。推進器固定。	
105	中積漁船	CBS	1, 856	85. 2. 11～ 85. 3. 2 20days	59° 40N 176° 22E ～ 釜山	← TW56φ290+H125 φ*150 +Br(Ch65 φ*75)*2				DE	fix	中央	79. 99	12. 73	7	1. 4		舵固定。船外より遊転止め。機関室浸水。	
106		GLD	8, 833	85. 3. 26～ 85. 3. 30 5days	金武湾 ～ SUA0	← TW65 φ*350+Sh90 +NH120 φ*150+Sh90+Wr65 φ *36+Sh90 +Br(Ch65 φ*25)*2 (Stuen towing)	4. 2	3656	29. 4		fix	中央 固定	146. 6	20. 5	11. 35	9. 3		F.P.T両舷外板に7m×8.5mの大破孔が各1箇所あり。前半は比較的平穏な天候に恵まれたが、後半は季節外れの冬型気圧配置にみまわれ、波高6mの大時化となった。全期間を通じ、本船に船尾曳きの特性ともいえるヨーイング運動を激しく行った。この為、台付チェーンのシャワリがフェアリーダーへダメージを与えた。曳航前に補強はしていたが、追加補強をすることとなった。	
107	延縄漁船	HKR	50	85. 9. 10～ 85. 9. 16 6days	18° 40. 5N 136° 46. 0E～ 勝浦	← Wr48 φ*14(コムスリフ付) +NH65 φ*250+KH65 φ*100 +Wr48 φ*15	7. 2	896		DE 230	fix	自動 操舵	23. 01	5. 15	2. 15	1. 8	清浄	自動操舵。推進器固定。全航程を通じて風はやや強い時もあったが、波浪は穏やかであったため事故なく曳航完了した。	
108	延縄漁船	MAS	60	85. 9. 18～ 85. 9. 22 5days	36° 25. 9N 148° 36. 7E ～ 勝浦港外	← Wr48 φ*14+NH65 φ*250 +KH65 φ*100+Wr48 φ*15+mast				DE 500	fix	自動 操舵	24. 03	5. 5	2. 33	1. 6		曳航初期は海況が穏やかでしたが曳航18時間後、低気圧の中心に入り、風力7、海況5の風波を真横に受けるように変針、5時間後の低気圧通過後は海況もやや良くなったので帰路針路に変針。その後は入港まで止血月の状況下でしたが常に風波を船尾から受けるような曳航航海であったので、無事故で入港することができた。	
109	VLCC	WCW	107, 990	85. 11. 3～ 85. 11. 9 7days	和歌山・由良 ～ 蔚山	← TW60 φ*500+H125 φ*150 +Wr64 φ*30+Br(Ch65 φ*7. 5)*2	5. 0	4616			free	free	324. 01	53. 04	19. 459	8	汚れほとんどなし	舵は上下のビントルが脱落しフリーとなっている。うねりにより舵がstern postにぶつかり船内に激しい衝撃音を生じたため、極力本船をうねりにたてるように曳航した。	
110	漁船	MIT丸	499	87. 7. 4～ 87. 7. 12 9days	北太平洋 ～ 釧路	← HX*350	7. 3											機関故障	
111	M. V.	DNY	24, 681	87. 3. 22～ 87. 4. 1 11days	カムチャッカ東南 ～ 横浜	← TW64 φ*1+H135 φ*150+Wr64 φ *35	6. 4	4917				良好	192. 5	30		9. 46		日本南側で発生し、カムチャッカ方面に北東進する低気圧に4回出遭うことになったが、3月35日の約12時間7mの波で速力が出なかったのを除けば、大きな天候のくずれはなく、D号の追従も良好であった。	
112		HYG	1, 986	89. 5. 26～ 89. 5. 28 8days	新宮 ～ 東京	← Wr48 φ*12+Ky65 φ*250 +Ky65 φ*100+Br(Wr32 φ*12)*2 ← Wr48 φ*12+Ky65 φ*100 +Br(Wr32 φ*12)*2	5. 2					良好				4. 6	良好	主機故障	
113	コンテナ船	KRB	39, 563	89. 12. 26 ～90. 1. 16 22days	北太平洋 ～ ロスアンジェルス	← TW60 φ*500～600+Wr64 φ*35 +H125 φ*159+Ch64 φ*7. 5	5. 7	3425				fix	使用	242	32. 2	17. 5	9. 86	良好	火災による機関故障。発達した低気圧がアラスカ湾にあり、風強く、波・うねりが大きく、機関はレーシングし、スリーブの破損、ワイヤーの切断等、トラブルはあったが、常に追風、追波であり、海流も東流であったので、予想以上の速力を保持することができた。冬季の北太平洋の曳航としては天候に恵まれていたと思われます。

Table 9 Example of towing operation

12/12

NO.		被曳船名	総トン数	曳航期間	曳航区間	曳航索系の記号表示(左が曳船側) Ac:Anker chain Br:Bridle Br(A/B):Starboard side/Port side Ch:Chain Cr:Cremona Rope F.P.:Fish(Δ) plate H:Hawser K:Kyorex Rope N:Nylon Rope Sk:Shackle TH:Towing Hook Wr:Wire Rope X:Unknown //:Parallel	平均 速力 (kt)	実馬力 (B.H.P)	曳航索張力 (tf)	被曳船の機関	推進器	舵の状態	船長 (m)	船幅 (m)	深さ (m)	喫水 F	船底の状態	海上模様並びに所感
114	鮪漁船	KOY	19	90.11.9～ 90.11.13 5days	東太平洋 ～ 銚子	← Wr48 φ *12+Sk7~+Ky65 φ *250 +Ky65 φ *100+Sk+Wr32 φ *12	4.1					良好					良好	機関故障。低気圧のため海上大時化。波高7m、風速28m、風向S、ササエ（蜘蛛の意か？）。11日海上風となるもKOY丸のフェアリーダー破損のため、速力アップできず5ktにて曳航した。
115	冷凍・冷蔵 運搬船	SRG	4,870	90.11.21 ～90.12.5 15days	DUTCH Hr. ～ 東京	← TW64 φ *520+H135 φ *159 +Wr65 φ *36+Br(Ac64 φ *12.5+Wr56 φ) *2	9.4	5230		DE 6840	chain 絡み	使用	106.94	18	9.9	4.78	良好	推進器にチェーンが絡んでいる。常時4～5mの波であったが、すべて追波、追風であり速力が出た。11mの波の際も速力は10～11ktを保持できた。