

ISSN 1346-7328

国総研資料 第110号

平成15年9月

国土技術政策総合研究所資料

TECHNICAL NOTE of
National Institute for Land and Infrastructure Management

No. 110

September 2003

次世代の航路計画基準(中間報告 Ver.2)

(社)日本航路学会 規格委員会

国土技術政策総合研究所 港湾研究部

Design Standard for Fairway in Next Generation (Interim Report, Ver.2)

Standard Committee in Japan Institute of Navigation
Port Division in National Institute for Land and Infrastructure Management

国土交通省 国土技術政策総合研究所

National Institute for Land and Infrastructure Management
Ministry of Land, Infrastructure and Transport, Japan

次世代の航路計画基準（中間報告 Ver.2）

Design Standard for Fairway in Next Generation (Interim Report, Ver.2)

概要

本資料は、平成11年度から航海学会規格委員会と国土交通省国土技術政策総合研究所港湾研究部（当初は、運輸省港湾技術研究所計画設計基準部）が「次世代の航路計画基準」について検討した成果を中間報告としてとりまとめたものである。

キーワード：

日本航海学会, 航路計画基準, 航路水深, 航路幅員, 航路法線

Synopsis

Japan Institute of Navigation and Port Division in National Institute for Land and Infrastructure Management (at the beginning, Planning and Design Standard Division in Ports and Harbors Research Institute, Ministry of Transport) have studied jointly on 'The new generation fairway design standard' since fiscal year 1999. In this note the results obtained so far are to be introduced as an interim report.

Keywords

Japan Institute of Navigation, Fairway design standard, Depth of fairway, Width of fairway, Alignment of fairway

航路の水深、幅員、屈曲部形状等については、対象となる船舶の特性、周辺の自然環境等の種々な要素を考慮して計画することが必要である。しかしながら、現在の「港湾の施設の技術上の基準」ではこれらの点への対応が出来ない状況である。

このために、国土技術政策総合技術研究所港湾研究部（当初は、港湾技術研究所計画設計基準部）は、平成11年度から航海学会規格委員会と共同して次世代の航路計画基準に関する研究を開始した。

本資料は、これまでの3年間の成果を中間報告としてとりまとめたものである。今後は、引き続き「港湾の施設の技術上の基準」の次期改訂に向けて研究を継続する予定である。

なお、本資料は平成15年4月に「中間報告（Ver.1）」として公表した内容について、全文の英訳および関係学会許可のもとでの関連論文の掲載等の変更を加えたことから「中間報告（Ver.2）」とした。

国土技術政策総合研究所 港湾研究部

目 次

はじめに	1
関係者名簿	2
1. 航路の概念および基本的な考え方	3
2. 航路水深	4
3. 航路幅員	9
4. 航路法線（屈曲部）	29
付録：Design Standard for Fairway in Next Generation（Interim Report, Version-2）	37
別添論文	
1：浅水域の操縦運動数学モデルの検討 芳村康男	83
2：浅水域における船体運動—その3 高木幹雄	97
3：An Experimental Study on Maneuvering Hydrodynamic Forces in Shallow Water Masayoshi HIRANO, Junshi TAKANASHI, Shuko MORIYA, Yoshiaki NAKAMURA	109
4：船体に働く風圧力の一推定法 山野惟夫, 斉藤康夫	121
5：側壁近くを航行する船の操縦運動 貴島勝郎, 何青	133
6：制限水域における船の操縦性 貴島勝郎, 野中晃二	141
7：狭水路中を航行する船の操縦性能 貴島勝郎, 安川宏紀	181

はじめに

航路の水深、幅員、屈曲部形状等については、対象となる船舶の特性、周辺の自然環境等の様々な要素を考慮して計画することが必要である。

しかしながら、わが国における航路計画に関する基準では多様な要素が考慮されておらず、また、世界的にも多様な要素を考慮した基準はみられなかった。こうした状況のなかで、多様な要素の分類化、定量化を踏まえた新たな基準案として1997年にPIANC and IAPHにより「Approach Channels A Guide for Design」が提案された。しかし、今回のプロジェクトを始める前にこの案を日本の造船学とくに操縦性研究の成果と照らし合わせ分析してみると、ここで定量化されている値の設定根拠が明確ではないこと、また分類化された要素の値の単純な合計によるために条件の僅かな相違によっても不連続的な値になること、さらに、欧州での港湾における長い航路を想定した「A Guide for Design」となっており、このままでわが国に適用するには必ずしも適切ではないことなどの課題が明らかになった。そして、これらの問題に対して、これまで実施されてきた日本における造船学、航海学などの研究成果を盛り込むことで、より合理的な日本案ができると予想された。

このため、日本航海学会規格委員会および国土交通省国土技術政策総合研究所港湾研究部は共同して、平成11年度(1999)から船舶の特性および航路周辺の気象・海象条件に基づいて、航路計画に際して必要となる航路の水深、幅員、屈曲形状等の規模の決定方法に関する研究を開始した。

今回、本報告では現在までの研究成果をとりまとめた内容に全文の英訳および関係論文を添付して「次世代の航路計画基準(中間報告 Ver.2)」として示す。なお、関係論文の転用については各学会からの許可を頂いている。

しかしながら、必ずしも十分な内容ではないので引き続き研究を実施し、最終報告を提案する予定である。

ここに、取りまとめにご尽力頂いた関係各位に対して深く謝意を表するとともに引き続きご協力をお願いする次第である。

2003.9.

(社) 日本航海学会 規格委員会
委員長 大津 皓平

関係者名簿（中間報告のとりまとめを行った 2003年3月時点）

日本航海学会 規格委員会

委員長	大津 皓平	東京商船大学
委員	庄司 邦昭	東京商船大学
委員	萩原 秀樹	東京商船大学
委員	井上 欣三	神戸商船大学
委員	久保 雅義	神戸商船大学
委員	天下井 清	北海道大学
委員	遠藤 真	富山商船高等専門学校
委員	奥山 育英	鳥取大学
委員	長澤 明	海上保安大学校
委員	野中 晃二	海上技術安全研究所
委員	本田 憲治	パイロット協会
委員	牛島 浩	日本海難防止協会
委員	澤山 恵一	日本船長協会
委員	頼成 功	商船三井
委員	津金 正典	日本海洋科学
委員	新井 史朗	MOマリンコンサルティング
委員	高橋 宏直	国土技術政策総合研究所
特別委員	芳村 康男	北海道大学
特別委員	平野 雅祥	三井造船昭島研究所
(事務局)	高垣 泰雄	日本海難防止協会
(事務局)	畑瀬 崇順	日本海難防止協会

国土交通省 国土技術政策総合研究所 港湾研究部

山本 修司	部長
高橋 宏直	港湾計画研究室長

1. 航路の概念および航路計画としての対象項目

海図には操船者に役立つ航路 (route) が参考として幾つか記されている。大洋航海ではほとんど変針しない直線上の航路 (course line) 上を走るが、泊地、港湾などのターミナル水域に近づくにつれて水深は浅くなり、狭水道があり変針点も多く、船舶交通量が次第に増えてくる。さらに、係留場所への導入水路 (passage, approach channel) に至るまでにも2, 3の通行路 (traffic lane) を通過しなければならない。(本田啓之輔 「操船通論」 p.96-97)

本報告における航路 (fairway) の概念は、ここでの導入水路、通行路等を対象とし、船舶の安全な航行に資するために浮標等により操船者に対してその存在が明確にされている水域としている。

航路計画においては多くの項目があるものの、本報告では航路水深、航路幅員、航路法線 (屈曲部) を対象項目とした。これらの項目について、計画の対象となる船舶の特性および航路周辺の気象・海象条件に基づいて、それぞれの規模の設定方法を示している。

なお、既存の航路については、逆に解析することにより対象となる船舶の規模および船舶の航行可能条件を想定することが可能となる。

2. 航路水深

第1段階：対象船舶が特定されない場合には、以下の値を基本とする。

- 1) うねり等の波浪の影響が想定されない港内等の航路： $D=1.10d$
- 2) うねり等の波浪の影響が想定される港外等の航路： $D=1.15d$
- 3) 強いうねり等の波浪が想定される外洋等の航路： $D=1.20d$

D：航路水深

d：対象船舶の検討対象運用条件における係船状態等の静水状態の最大喫水

第2段階：対象船舶が特定される場合には、必要な航路水深は次式により算定される水深とすることができる。

$$D=d+D1+\text{MAX}(D2, D3)+D4$$

D1：航走中の船首沈下量

D2：Heaving と Pitching による船首沈下量 ($\lambda > 0.45L_{pp}$ の場合における追加項目)

D3：Heaving と Rolling による船底ビルジ部沈下量 ($TR \approx TE$ の場合における追加項目)

D4：余裕水深

λ ：検討の対象となるうねり等の波浪の波長

L_{pp} ：対象船舶の垂線間長

TR：対象船舶の固有横揺周期

TE：検討の対象となるうねり等の波浪と対象船舶との出会い周期

なお、計画段階では基本水準面からの必要水深を算定するものであり、実際の運用に際しては以下の要素を検討することが必要である。

- 1) 潮位：航行時点の潮位は一般に基本水準面を超えており、この基本水準面上の潮位は実際の運用における水深要素として考慮できる。
- 2) 水深精度：海図の水深データの誤差は危険側となる可能性があるが、浚渫が実施された場合は計画水深に対し一般に余掘られており、水深が十分に調査された結果において当該計画水深に対する余掘分は実際の運用における水深要素として考慮できる。
- 3) その他：必要に応じて、気圧、海底面の底質、海底の障害物、海水比重等について考慮することが必要である。

(解説)

- 1) うねりは、対象船舶の船長と検討対象地点における波長との相対的な関係で決まる。
- 2) d は対象船舶の検討対象運用条件における係船状態等の静水状態の最大喫水であり、最大でも d =満載喫水(d_0)と考えられる。
- 3) D_1 (航走中の船首沈下量) は、次式により算定することができる。

$$D_1 = (0.7 + 1.5d/D) \{C_b / (L_{pp}/B)\} \cdot V^2/g + 15d/D \cdot \{C_b / (L_{pp}/B)\}^3 \cdot V^2/g \quad (\text{芳村の式})$$

なお、この算定結果は、以下の条件式を満足することを確認することが必要である。

$$D - d - D_1 > 0$$

この式を満足しない場合には、初期条件の船速を見直す等の再検討が必要である。

d : 対象船舶の係船状態等の静水状態における最大喫水

D : 航路水深

L_{pp} : 対象船舶の垂線間長

B : 対象船舶の船幅

C_b : 対象船舶のブロック係数

V : 対象船舶の速度 (m/s)

g : 重力加速度 (9.8m/s^2)

・芳村の式：芳村康男：浅水域の操縦運動数学モデルの検討：関西造船協会誌 第200号 (1986) [別添論文-1]

- 4) $\lambda > 0.45L_{pp}$ (検討の対象となるうねり等の波浪の波長 > 対象船舶の垂線間長 $\times 0.45$) の場合には、 D_2 (Heaving と Pitching による船首沈下量) を、下図より得られる D_2/h_0 の値より算定することができる。

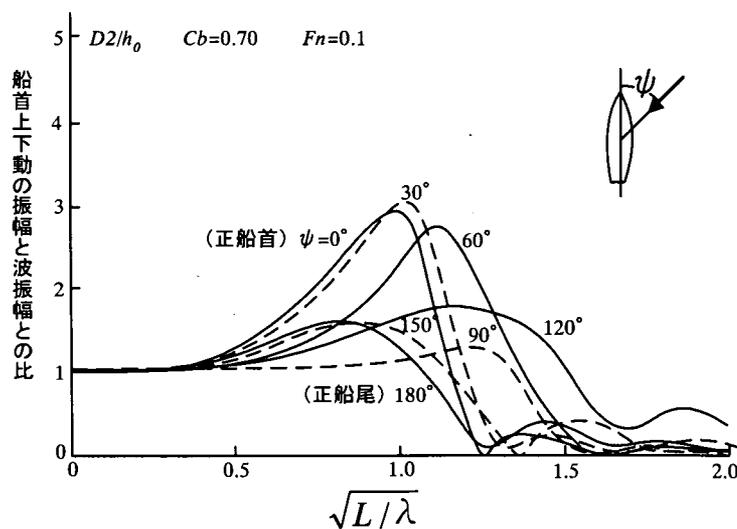


図 2-1 船首上下動と出会い波との関係
(日海防シズ① VLCC に関する十章 VLCC 研究会)

注：この図表は $C_b=0.7$, $Fn=0.1$ のケースのみを示しているが、浅海域で想定される値よりも大きな値 (安全側) となる深海域を対象としていることから、 C_b , Fn (フルード数: $V / (L_{pp} \cdot g)^{0.5}$) にかかわらず適用できるとした。

h_0 : 検討の対象となるうねり等の波浪の振幅 ($h_0=H/2$)

H : 検討の対象となるうねり等の波浪の波高

5) TR (対象船舶の固有横揺周期) と TE (検討の対象となるうねり等の波浪と対象船舶との出会い周期) がほぼ等しい場合には, D3 (Heaving と Rolling による船底ビルジ部沈下量) を次式 (規則波を対象とした「本田 操船通論 付録 A11」に準拠して不規則波を対象とした式に変換) により算定することができる.

$$D3=0.7 \cdot (H_{1/3}/2)+(B/2) \cdot \sin \Theta$$

$$\Theta=\mu \cdot \gamma \cdot \Phi$$

$$\mu \cdot \gamma=7 \quad (\text{高木の解析結果})$$

$$\Phi=360 \cdot (0.35H_{1/3}/\lambda) \cdot \sin \psi$$

ここで, TR (対象船舶の固有横揺周期) と TE (検討の対象となるうねり等の波浪と対象船舶との出会い周期) は次式により算定される.

$$TR=0.8B/(GM)^{0.5}$$

$$TE=\lambda/(\lambda/TW+V\cos\psi)$$

なお, GM (船の重心とメタセンターの距離) は, $GM=B/25$ の場合に適当であるとされている. しかしながら, 実際の GM の値は変動するため, $GM=0.5\sim 2.0 \times (B/25)$ として考える.

GM : 船の重心とメタセンターの距離

TW : 検討の対象となるうねり等の波浪の周期

$H_{1/3}$: 検討の対象となるうねり等の波浪の有義波高

B : 対象船舶の船幅

Θ : 対象船舶の最大横揺角度 (degree)

μ : 規則波による強制横揺れ倍率

γ : 有効波傾斜係数

Φ : 船首尾方向に対して直角にはかった表面波の最大波傾斜角 (degree)

ψ : 船舶の進行方向と検討の対象となるうねり等の波浪との出会い角度 (degree)

・ 本田啓之輔 操船通論 (増補五訂版) 成山堂書店 (1998)

・ 高木の解析結果: 高木幹雄: 浅海域における船体運動—その3 (図-20): 西部造船会第54回例会講演(1977)

[別添論文-2]

6) D4 (余裕水深) は, 舵をとった場合の船体傾斜による沈下等に対応し次のように与えることができる.

$$d \leq 10\text{m} \quad D4=0.5\text{m}$$

$$d > 10\text{m} \quad D4=d \text{ の } 5\%$$

D : 航路水深

d : 対象船舶の検討対象運用条件における係船状態等の静水状態の最大喫水

d_0 : 対象船舶の満載喫水

L_{pp} : 対象船舶の垂線間長

B : 対象船舶に船幅

- Cb : 対象船舶のブロック係数
DT : 対象船舶の満載時の排水トン
 γ : 海水の比重 (1.025)
V : 対象船舶の速度 (m/s)
TR : 対象船舶の固有横揺周期
GM : 船の重心のとメタセンターの距離
 λ : 検討の対象となるうねり等の波浪の波長
TW : 検討の対象となるうねり等の波浪の周期
TE : 検討の対象となるうねり等の波浪と対象船舶との出会い周期
H : 検討の対象となるうねり等の波浪の波高
 $H_{1/3}$: 検討の対象となるうねり等の波浪の有義波高
 h_0 : 検討の対象となるうねり等の波浪の振幅 ($h_0=H/2$)
 Θ : 対象船舶の最大横揺角度 (degree)
 ψ : 船舶の進行方向と検討の対象となるうねり等の波浪との出会い角度 (degree)
 μ : 規則波による強制横揺れ倍率
 γ : 有効波傾斜係数
 Φ : 船首尾方向に対して直角にはかった表面波の最大波傾斜角 (degree)

計算事例-1 うねり等の波浪の影響が想定されない
港内等の航路への大型コンテナ船の入出港

船種	: 大型 CTNR	
載荷重量トン	: DWT(ton)	82,275
総トン数	: GT(ton)	76,847
排水量トン	: DT(ton)	110,715
TEU CAPACITY	: TEU	6,208
満載喫水	: d0(m)	14.0
最大喫水	: d(m)	14.0
対象船舶幅	: B(m)	40.0
垂線間長	: Lpp(m)	287
海水の比重	: γ	1.025
ブロック係数	: Cb	0.671
船舶速度	: V(ノット)	10.0
船舶速度	: V(m/s)	5.1
航路水深	: D(m)	15.4
D1: 航走中の船首沈下量: D1(m)		0.55
参考: Tuck の式(m)		0.50
D2: Heaving と Pitching による船首沈下量(m)		0.0
D3: Heaving と Rolling による船底ビルジ部沈下量(m)		0.0
D4: 余裕水深(m)		0.7
航路水深: d+D1+D2+D3+D4 (m)		15.3
参考: 最大喫水 * 1.1		15.4

計算事例-2 強いうねりなどの波浪が想定される
外洋等の航路への大型コンテナ船の入出港

船種	: 大型 CTNR	
載荷重量トン	: DWT(ton)	82,275
総トン数	: GT(ton)	76,847
排水量トン	: DT(ton)	110,715
TEU CAPACITY	: TEU	6,208
満載喫水	: d0(m)	14.0
最大喫水	: d(m)	14.0
対象船舶幅	: B(m)	40.0
垂線間長	: Lpp(m)	287
海水の比重	: γ	1.025
ブロック係数	: Cb	0.671
船舶速度	: V(ノット)	10.0
船舶速度	: V(m/s)	5.144
対象波浪 周期-TW(秒)		14
対象波浪 波高-H(m)		2
対象波浪 周辺海域水深=D(m)		18
対象波浪 波長= λ (m)		174
対象波浪と航路法線交角= ψ (度)		60
D1 : 航走中の船首沈下量(m)		0.5
参考 : Tuck の式(m)		0.42
$0.45 \times Lpp$ (m)		129
(波長 $>0.45 \times Lpp$)		
$(L / \lambda)^{0.5}$		1.28
D2 / h0: 上下動振幅/波振幅		2.1
h0: H / 2		1.0
D2: Heaving と Pitching による沈下量		2.1
GM=0.5~2.0 × (B / 25)		0.8~3.2
固有周期=0.8B / (GM) ^{0.5} =TR		17.9~35.8
TE= $\lambda / (\lambda / TW + V \cos \psi)$ (秒)		11.6
TR ≠ TE		
D3: Heaving と Rolling による沈下量		0.0
D4: 余裕水深		0.7
D=d+D1+D2+D3+D4		17.3
参考: 最大喫水 × 1.2		16.8

3. 航路幅員

第1段階：対象船舶が特定されない場合には、航路幅員は次の値を基本とする。

- 1) 船舶の行き会いを想定しない航路においては、 $0.5Loa$ 以上の適切な幅とする。なお、幅員が $1.0Loa$ 未満の場合には、航行を支援する施設の整備等安全上の対策を十分に図ることが望ましい。
- 2) 船舶の行き会いを想定する航路においては、 $1Loa$ 以上の適切な幅 (W) とする。
ただし、
 - ① 航路の距離が比較的長い場合 : $W = 1.5Loa$
 - ② 対象船舶同士が航路航行中に頻繁に行き会う場合 : $W = 1.5Loa$
 - ③ 対象船舶同士が航路航行中に頻繁に行き会い、かつ航路の距離が比較的長い場合 : $W = 2.0Loa$

第2段階：対象船舶が特定される場合には、必要な航路幅員は次式により算定される幅員とすることができる。

- 1) 船舶の行き会いを想定しない航路（単航路）

$$W = Wm0 + Wb1 + Wb2$$

- 2) 船舶の行き会いが想定される航路（往復航路）

$$W = Wm1 + Wm2 + Wc + Wb1 + Wb2$$

- Loa : 対象船舶の全長
 W : 航路幅員
 Wm0 : 単航路における対象船舶の基本操船幅員
 Wb1, Wb2 : 側壁影響対応幅員（航路側壁影響に対応するためのそれぞれの必要幅員）
 Wm1, Wm2 : 往復航路における基本操船幅員
 （行き会いが想定されるそれぞれの対象船舶の基本操船幅員）
 Wc : 行き会い影響対応幅員（行き会いの影響に対応するための必要幅員）

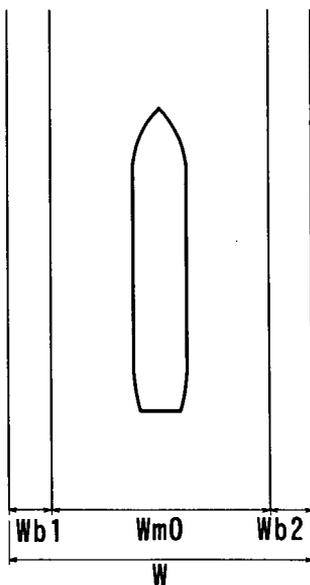


図 3-1 単航路

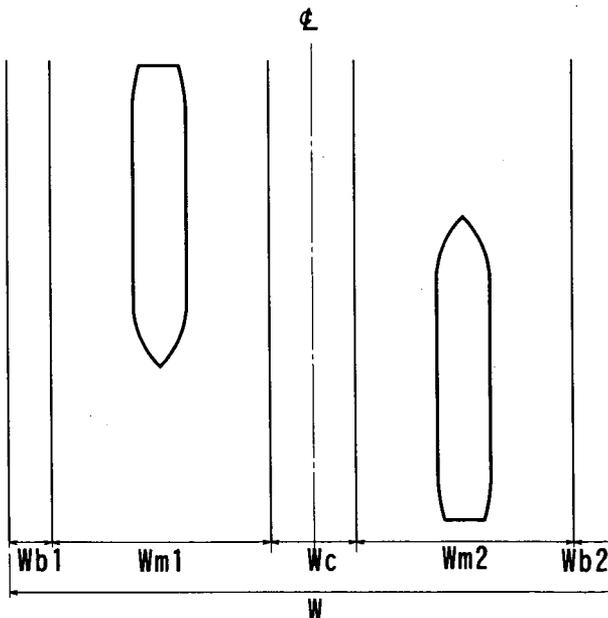


図 3-2 往路航路

(解説)

1) W_{mi} (対象船舶の基本操船幅員) は、次の2つの要素からなる。

- ① $W_m(\beta, y)$: 風と潮流による影響等に対応するために必要な対象船舶の操船幅員
- ② $W_m(\alpha)$: 横偏位認知するために必要な操船幅員

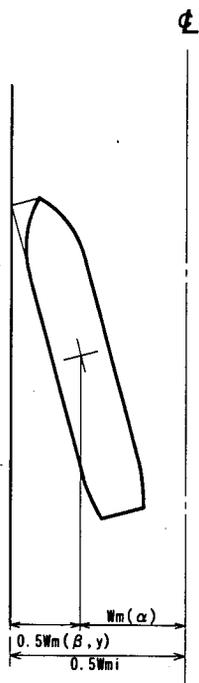


図 3-3 基本操船幅員の考え方

2) $W_m(\beta, y)$ (風と潮流による影響等に対応するために必要な対象船舶の操船幅員) は、次により算定することができる。

2-1) 算定の基本的な考え方

環境条件としての風速に基づき、当舵角を算定する。ただし、当舵角の最大値は原則 15 度とし、15 度を超える場合には入港条件としての最大風速等について再検討をすることが必要である。次に、環境条件としての航路中心線に対する正横成分潮流により求められる漂流角を潮流による漂流角とする。

この風影響による漂流角と潮流影響による漂流角を合計した漂流角から、対象船舶の風と潮流による影響等に対応するための基本操船幅員を算定する。さらに、ヨーイングに起因する蛇行にともなう漂流幅を加算した漂流幅を風と潮流による影響等に対応するために必要な基本操船幅員として算定する。

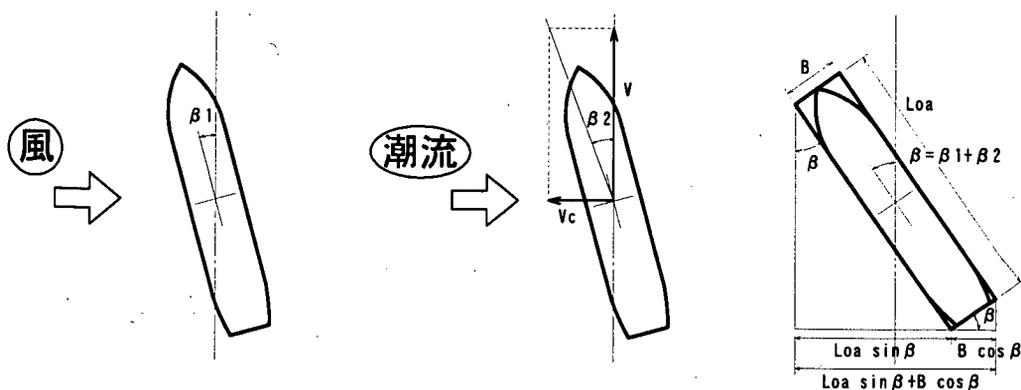


図 3-4 風と潮流による漂流角の考え方

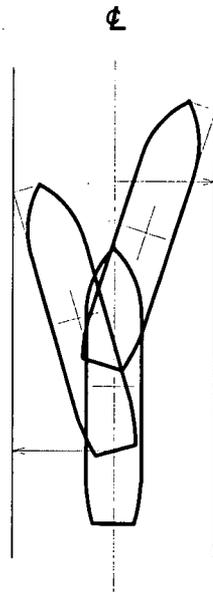


図 3-5 ヨーイングによる蛇行量の考え方

2-2) 具体的な算定手法及び適用式

①風影響による漂流角 (β_1) の算定

次の段階的な計算により、風影響による漂流角を算定することができる。

- a: 対象船舶の諸元, 船速, 想定される自然条件の設定
- b: 操縦性微係数 (平野他の式), 舵の干渉係数の算定
- c: 風圧力・風圧モーメント係数の算定 (山野他の式)
- d: 運動方程式に基づき, 必要当舵角の算定

風影響による漂流角 (β_1) = mini (算定された必要当舵角に対応した漂流角, 舵角 15 度に対応した漂流角)

β_1 : 風影響による漂流角

- ・平野他の式: 平野, 高品, 森谷, 中村: An Experimental Study on Maneuvering Hydrodynamic Forces in Shallow Water, 西部造船学会会報, 1985 [別添論文-3]

操縦性微係数を算定する平野他の式

$$Y'\beta = (\pi/2)k_e + 1.4C_b \cdot B/L$$

$$Y'r = (\pi/4)k_e$$

$$N'\beta = k_e$$

$$N'r = -0.54k_e + k_e^2$$

ここで

$$k_e = k / (dk/2D + ((\pi d/2D) \cdot \cot(\pi d/2D))^\lambda)$$

$$k = 2d/L$$

$$Y'\beta \text{ の場合 } \lambda = 2.3, Y'r, N'r \text{ の場合 } \lambda = 0.7, N'\beta \text{ の場合 } \lambda = 1.7$$

- ・山野他の式: 山野, 斉藤: 船体に働く風圧力の一推定法, 関西造船協会誌 228, 1997 [別添論文-4]

風圧力・風圧モーメント係数を算定する山野の式

θ_w : 船首から図った風向角

A_x : 正面面積

A_y : 側面積

X_G : 側面積の図心位置の F.P. からの距離

Rx : 船体の前後方向風圧力 Ry : 船体の横方向風圧力 Na : 風圧モーメント
 U : 風速 ρ : 空気密度

$$Rx = (1/2) C_x \rho A_x U^2$$

$$Ry = (1/2) C_y \rho A_y U^2$$

$$Na = (1/2) C_m \rho Lo_a U^2$$

$$C_x = C_{x0} + C_{x1} \cos \theta w + C_{x2} \cos^2 \theta w + C_{x3} \cos^3 \theta w + C_{x4} \cos^4 \theta w + C_{x5} \cos^5 \theta w$$

$$C_y = C_{y1} \sin \theta w + C_{y2} \sin^2 \theta w + C_{y3} \sin^3 \theta w$$

$$C_m = 0.1 \cdot (C_{m1} \sin \theta w + C_{m2} \sin^2 \theta w + C_{m3} \sin^3 \theta w)$$

それぞれの係数は表 3-1 の係数との積和によって与えられる。

表 3-1 回帰係数表 (この表では L=Lpp)

Cx	Const	Ay/L ²	X _G /L	L/B	Ay/Ax	Cy	Const	Ay/L ²	X _G /L	L/B	Ay/Ax	Cm	Const	Ay/L ²	X _G /L	L/B	Ay/Ax	
Cx0	-0.0358	0.925	0.0521															
Cx1	2.58	-6.087		-0.1735		Cy1	0.509	4.904			0.022	Cm1	2.650	4.634	-5.876			
Cx2	-0.97		0.978	-0.0556		Cy2	0.0208	0.230	-0.075			Cm2	0.105	5.306			0.0704	
Cx3	-0.146			-0.0283	0.0728	Cy3	-0.357	0.943		0.0381		Cm3	0.616		-1.474	0.0161		
Cx4	0.0851			-0.0254	0.0212													
Cx5	0.0318	0.287		-0.0164														

なお、以下に表 3-2 に示す船舶を対象として、風速/船速比 (K 値) および風向角度を変化させた場合の必要当舵角および漂流角 (β1) の算定結果を表 3-3 示す。Wm(β,y) (風と潮流による影響等に対応するために必要な対象船舶の操船幅員) の概略値を算定する場合にはこの表を参考にすることが出来る。ここでの風向角 (θ) は船首から図った角度とする。なお、当舵が 15 度を超えるケースには * を付けている。

表 3-2 対象船舶の諸元

	DWT	Loa	B	d0
CTNR	60,000	288	32.2	13.3
TANKER	280,000	333	60.0	20.4
BULKER	172,000	289	45.0	17.8
LNG	70,000	283	44.8	10.8
PCC	18,000	190	32.2	8.2

表 3-3 船種ごとの K 値および風向角 (度) による必要舵角・漂流角 (D/d=1.2)

コンテナ船 (当舵)		風向角(度)															
風速/船速比	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180				
K=1	0.0	0.1	0.1	0.2	0.3	0.3	0.4	0.4	0.4	0.4	0.3	0.2	0.0				
K=2	0.0	0.2	0.5	0.8	1.0	1.3	1.5	1.7	1.7	1.5	1.2	0.6	0.0				
K=3	0.0	0.5	1.1	1.7	2.3	2.9	3.4	3.8	3.8	3.4	2.6	1.4	0.0				
K=4	0.0	1.0	2.0	3.0	4.1	5.2	6.1	6.7	6.8	6.1	4.7	2.5	0.0				
K=5	0.0	1.5	3.1	4.7	6.4	8.1	9.5	10.5	10.6	9.5	7.3	4.0	0.0				
K=6	0.0	2.2	4.4	6.8	9.2	11.6	13.7	*15.1	*15.2	13.7	10.5	5.7	0.1				
K=7	0.0	3.0	6.0	9.2	12.6	*15.8	*18.7	*20.6	*20.7	*18.7	14.2	7.8	0.1				
コンテナ船 (漂流角)		風向角(度)															
風速/船速比	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180				
K=1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0				
K=2	0.0	0.1	0.1	0.2	0.2	0.2	0.2	0.1	0.1	0.1	0.1	0.0	0.0				
K=3	0.0	0.1	0.3	0.3	0.4	0.4	0.4	0.3	0.3	0.2	0.1	0.1	0.0				
K=4	0.0	0.2	0.5	0.6	0.7	0.7	0.6	0.6	0.5	0.4	0.3	0.1	0.0				
K=5	0.0	0.4	0.7	0.9	1.1	1.1	1.0	0.9	0.7	0.6	0.4	0.2	0.0				
K=6	0.0	0.6	1.0	1.4	1.5	1.6	1.5	1.3	1.1	0.8	0.6	0.3	0.0				
K=7	0.0	0.8	1.4	1.9	2.1	2.1	2.0	1.8	1.5	1.1	0.8	0.4	0.0				

タンカー (当舵)		風向角(度)											
風速/船速比	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
K=1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.0	0.0
K=2	0.0	0.0	0.1	0.2	0.3	0.5	0.6	0.6	0.5	0.4	0.3	0.1	0.0
K=3	0.0	0.1	0.2	0.4	0.8	1.1	1.2	1.3	1.1	0.9	0.6	0.3	0.0
K=4	0.0	0.1	0.4	0.8	1.3	1.9	2.2	2.3	2.0	1.6	1.1	0.5	0.0
K=5	0.0	0.2	0.6	1.2	2.1	2.9	3.5	3.5	3.2	2.5	1.6	0.8	0.0
K=6	0.0	0.3	0.8	1.8	3.0	4.2	5.0	5.1	4.6	3.6	2.4	1.2	0.0
K=7	0.0	0.4	1.1	2.4	4.1	5.7	6.8	6.9	6.2	4.9	3.2	1.6	0.0
タンカー (漂流角)		風向角(度)											
風速/船速比	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
K=1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
K=2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
K=3	0.0	0.0	0.0	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0
K=4	0.0	0.0	0.1	0.1	0.2	0.2	0.2	0.2	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0
K=5	0.0	0.1	0.1	0.2	0.3	0.3	0.3	0.3	0.2	0.1	0.1	0.0	0.0
K=6	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1	0.0	0.0
K=7	0.0	0.1	0.2	0.4	0.5	0.6	0.6	0.5	0.4	0.2	0.1	0.0	0.0

タンカー (当舵)		風向角(度)											
風速/船速比	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
K=1	0.0	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.5	0.5	0.4	0.3	0.2	0.0
K=2	0.0	0.1	0.4	0.8	1.2	1.7	2.1	2.2	2.0	1.7	1.2	0.6	0.0
K=3	0.0	0.3	0.8	1.7	2.8	3.8	4.6	4.9	4.6	3.8	2.7	1.4	0.0
K=4	0.0	0.6	1.5	3.0	4.9	6.8	8.2	8.7	8.2	6.8	4.8	2.4	0.0
K=5	0.0	0.9	2.4	4.7	7.7	10.7	12.8	13.6	12.8	10.6	7.4	3.8	0.0
K=6	0.0	1.3	3.4	6.8	11.1	* 15.4	* 18.5	* 19.6	* 18.4	* 15.2	10.7	5.5	0.1
K=7	0.0	1.7	4.6	9.2	* 15.1	* 20.9	* 25.1	* 26.6	* 25.0	* 20.7	14.6	7.5	0.1
タンカー (漂流角)		風向角(度)											
風速/船速比	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
K=1	0.0	0.0	0.1	0.1	0.2	0.2	0.2	0.2	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0
K=2	0.0	0.2	0.3	0.5	0.6	0.7	0.7	0.6	0.5	0.3	0.2	0.1	0.0
K=3	0.0	0.4	0.8	1.1	1.4	1.6	1.6	1.4	1.0	0.7	0.4	0.2	0.0
K=4	0.0	0.7	1.4	2.0	2.6	2.9	2.8	2.5	1.9	1.2	0.7	0.3	0.0
K=5	0.0	1.1	2.1	3.2	4.0	4.5	4.4	3.8	2.9	1.9	1.0	0.4	0.0
K=6	0.0	1.5	3.1	4.6	5.8	6.4	6.3	5.5	4.2	2.7	1.5	0.6	0.0
K=7	0.0	2.1	4.2	6.2	7.9	8.8	8.6	7.5	5.7	3.7	2.0	0.8	0.0

バルカー (当舵)		風向角(度)											
風速/船速比	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
K=1	0.0	0.0	0.0	0.1	0.1	0.1	0.2	0.2	0.2	0.1	0.1	0.0	0.0
K=2	0.0	0.1	0.1	0.3	0.4	0.6	0.7	0.7	0.6	0.5	0.3	0.2	0.0
K=3	0.0	0.1	0.3	0.6	0.9	1.2	1.5	1.5	1.4	1.1	0.8	0.4	0.0
K=4	0.0	0.2	0.5	1.0	1.6	2.2	2.6	2.7	2.5	2.0	1.4	0.7	0.0
K=5	0.0	0.3	0.8	1.6	2.6	3.5	4.1	4.2	3.9	3.1	2.1	1.1	0.0
K=6	0.0	0.5	1.2	2.3	3.7	5.0	5.9	6.1	5.5	4.5	3.1	1.5	0.0
K=7	0.0	0.6	1.6	3.1	5.0	6.8	8.0	8.3	7.5	6.1	4.2	2.1	0.0
バルカー (漂流角)		風向角(度)											
風速/船速比	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
K=1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
K=2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
K=3	0.0	0.0	0.0	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0
K=4	0.0	0.0	0.1	0.1	0.2	0.2	0.2	0.2	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0
K=5	0.0	0.1	0.1	0.2	0.3	0.3	0.3	0.3	0.2	0.1	0.1	0.0	0.0
K=6	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.4	0.4	0.4	0.3	0.2	0.1	0.0	0.0
K=7	0.0	0.1	0.3	0.4	0.5	0.6	0.6	0.5	0.4	0.2	0.1	0.1	0.0

LNG船 (当舵)		風向角(度)											
風速/船速比	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
K=1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.5	0.7	0.8	0.9	0.8	0.7	0.5	0.3	0.0
K=2	0.0	0.3	0.8	1.3	2.0	2.6	3.2	3.4	3.4	3.0	2.2	1.2	0.0
K=3	0.0	0.7	1.7	2.9	4.4	5.9	7.1	7.8	7.6	6.7	4.9	2.6	0.0
K=4	0.0	1.3	3.0	5.2	7.8	10.5	12.6	13.8	13.6	11.9	8.8	4.7	0.0
K=5	0.0	2.1	4.7	8.1	12.2	* 16.3	* 19.7	* 21.6	* 21.2	* 18.6	13.7	7.3	0.1
K=6	0.0	3.0	6.8	11.7	* 17.6	* 23.5	* 28.4	* 31.0	* 30.6	* 26.7	* 19.8	10.6	0.1
K=7	0.0	4.1	9.2	* 15.9	* 23.9	* 32.0	* 38.7	* 42.2	* 41.6	* 36.4	* 26.9	14.4	0.1
LNG船 (漂流角)		風向角(度)											
風速/船速比	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
K=1	0.0	0.0	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0
K=2	0.0	0.1	0.3	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.3	0.2	0.1	0.1	0.0
K=3	0.0	0.3	0.6	0.8	0.9	1.0	0.9	0.8	0.7	0.5	0.3	0.1	0.0
K=4	0.0	0.5	1.0	1.4	1.7	1.8	1.7	1.5	1.2	0.8	0.5	0.2	0.0
K=5	0.0	0.8	1.6	2.2	2.6	2.7	2.6	2.3	1.8	1.3	0.8	0.4	0.0
K=6	0.0	1.2	2.3	3.2	3.7	3.9	3.8	3.3	2.6	1.9	1.2	0.5	0.0
K=7	0.0	1.6	3.1	4.3	5.1	5.4	5.1	4.5	3.6	2.5	1.6	0.7	0.0

PCC	(当舵)	風向角(度)												
		0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
風速/船速比	0													
K=1	0.0	0.1	0.2	0.4	0.6	0.7	0.9	1.0	1.0	0.9	0.7	0.4	0.0	
K=2	0.0	0.4	0.9	1.5	2.2	2.9	3.5	3.9	3.9	3.5	2.6	1.4	0.0	
K=3	0.0	1.0	2.1	3.4	5.0	6.5	7.9	8.8	8.8	7.9	5.9	3.2	0.0	
K=4	0.0	1.7	3.7	6.1	8.8	11.6	14.1	*15.6	*15.7	14.0	10.5	5.7	0.1	
K=5	0.0	2.7	5.7	9.5	13.8	*18.2	*22.0	*24.4	*24.5	*21.8	*16.5	8.9	0.1	
K=6	0.0	3.8	8.3	13.6	*19.8	*26.2	*31.7	*35.1	*35.2	*31.4	*23.7	12.8	0.1	
K=7	0.0	5.2	11.3	*18.6	*27.0	*35.6	*43.1	*47.7	*47.9	*42.8	*32.3	*17.4	0.2	
PCC	(漂流角)	風向角(度)												
風速/船速比	0													
K=1	0.0	0.0	0.1	0.1	0.2	0.2	0.2	0.2	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0	
K=2	0.0	0.2	0.3	0.5	0.7	0.7	0.8	0.7	0.5	0.3	0.2	0.1	0.0	
K=3	0.0	0.4	0.7	1.1	1.5	1.7	1.7	1.5	1.1	0.7	0.4	0.2	0.0	
K=4	0.0	0.6	1.3	2.0	2.6	3.0	3.0	2.6	2.0	1.3	0.7	0.3	0.0	
K=5	0.0	1.0	2.1	3.2	4.1	4.7	4.7	4.1	3.1	2.0	1.1	0.4	0.0	
K=6	0.0	1.4	3.0	4.6	5.9	6.7	6.8	5.9	4.5	2.9	1.6	0.6	0.0	
K=7	0.0	2.0	4.1	6.2	8.1	9.2	9.2	8.1	6.1	4.0	2.1	0.8	0.0	

②潮流影響による漂流角 (β2) の算定

船速と正横成分潮流速度から、次式により漂流角を算定することができる。

$$\beta_2 = \arctan (V_c / V)$$

β2 : 潮流影響による漂流角

Vc : 航路中心線に対する正横成分潮流速度 V : 船速

③風・潮流影響による漂流角から算定される漂流幅の算定

風影響による漂流角 (β1) と潮流影響による漂流角 (β2) を合計した漂流角 (β) から、次式により風・潮流影響による漂流幅を算定することができる。

$$\beta = \beta_1 + \beta_2$$

$$W(\beta) = L_oa \cdot \sin \beta + B \cdot \cos \beta$$

W(β) : 風・潮流影響による漂流幅

L_oa : 対象船舶の全長

B : 対象船舶の船幅

β : 風・潮流影響による漂流角

④ヨーイングの蛇行量による漂流幅の算定

ヨーイングによる片側の最大蛇行量は、次式により算定することができる。

$$W(y) = V \int \sin \psi(t) dt \quad (t=0 \sim T_y/4)$$

$$= V T_y \cdot \sin \psi_0 / 4$$

W(y) : ヨーイングの蛇行量による漂流幅

V : 船速

T_y : ヨーイング周期

ψ_0 : 最大ヨーイング角度

ψ(t) : 時刻 t におけるヨーイング量 = ψ_0 · sin(2πt/T_y)

⑤対象船舶の風と潮流による影響等に対応するために必要な基本操船幅員の算定

$$W_m(\beta, y) = W(\beta) + 2W(y)$$

$$= L_oa \cdot \sin \beta + B \cdot \cos \beta + V T_y \cdot \sin \psi_0 / 2$$

W_m(β, y) : 風と潮流による影響等に対応するために必要な対象船舶の操船幅員

W(β) : 風・潮流影響による漂流幅

W(y) : ヨーイングの蛇行量による漂流幅

L_oa : 対象船舶の全長

V : 船速

B : 対象船舶の船幅

T_y : ヨーイング周期

β : β1 + β2

ψ_0 : 最大ヨーイング角度

β1 : 風影響による漂流角

β2 : 潮流影響による漂流角

3) $W_m(\alpha)$ (横偏位認知対応操船幅員) は、次により算定することができる。

3-1) 算定の基本的な考え方

操船者は、特別な場合を除き、既定進路上を進航しようとするが、種々の要因によって既定進路上から外れる場合がある。その際に、既定進路上から外れていることを認識できる偏位量を「横偏位認知対応操船幅員」とする。

特定地域の経験豊富な操船者は、陸上の目標を利用したいわゆる地文航法を採り得るが、一般的に横偏位を認知するには以下の方法があると考えられる。

- ・ 運河等での両舷護岸を利用した位置認知
- ・ 導標 (導灯) による位置認知
- ・ 防波堤等の片側構造物を利用した位置認知
- ・ 航路両舷浮標を利用した位置認知
- ・ レーダ、GPS等の機器を利用した位置認知

このうち、最も汎用的な航路両舷浮標を利用した位置認知における横偏位認知対応量に対応するための幅員を、横偏位認知対応操船幅員として算定する。

3-2) 具体的な算定手法及び適用式

①横偏位認知対応操船幅員の算定 (角度は全て degree)

横偏位認知対応操船幅員は、次式により算定することができる。

$$\theta = 2 \arctan (W_{\text{buoy}} / (2 \cdot LF))$$

$$\alpha_r = 0.00044 \cdot \theta^2 + 0.0002 \cdot \theta + 0.55343$$

$$\alpha_{\text{max}} = 4 \alpha_r$$

$$W_m(\alpha) = LF \cdot \tan(\alpha_{\text{max}})$$

(西日本港湾運航技術研究会の式)

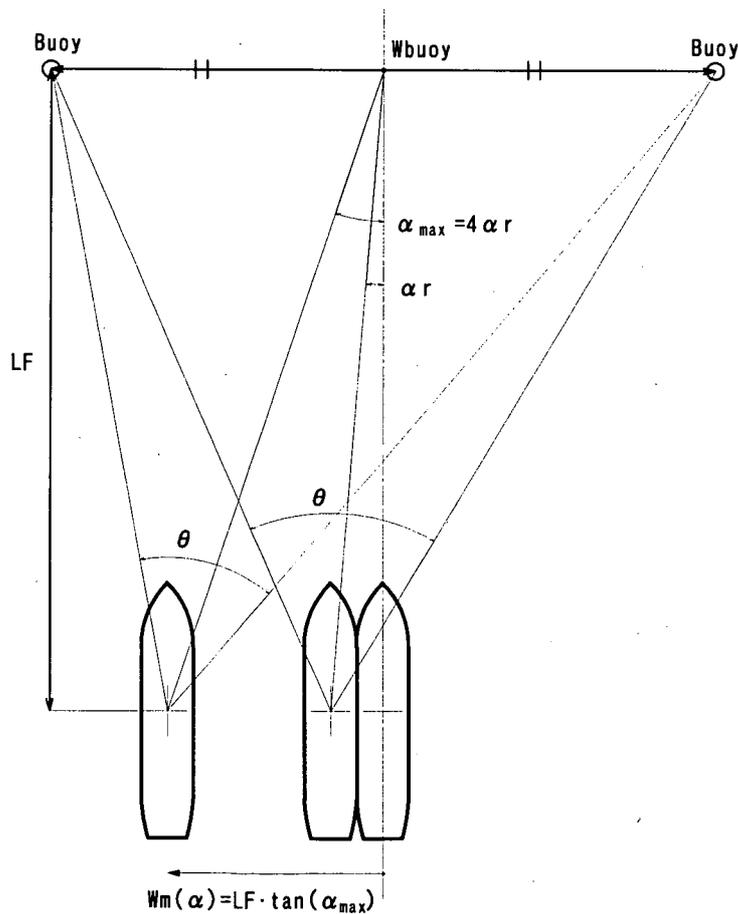


図 3-6 横偏位認知対応操船幅員の考え方

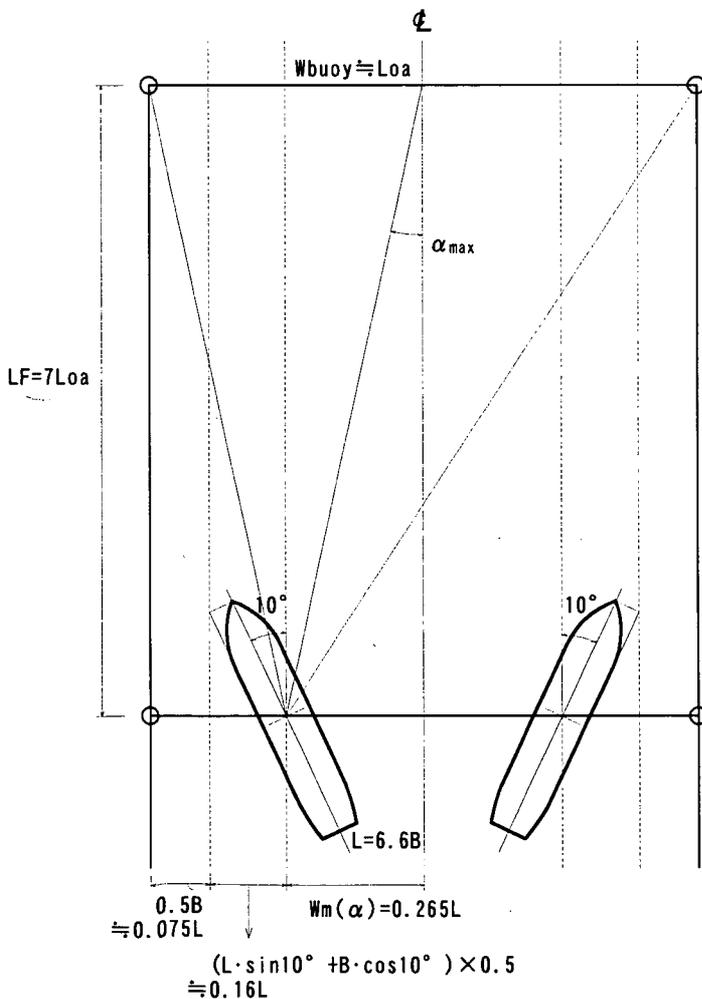
- θ : 本船と前方の2浮標との夾角
- Wbuoy : 前方の浮標間距離
- LF : 本船と前方の浮標までの距離
- Wm(α) : 対象船舶の横偏位認知するために必要な基本操船幅員
 - α_r : 中点目測誤差 = $0.00044 \cdot \theta^2 + 0.0002 \cdot \theta + 0.55343$
 - α_{max} : 中点目測最大誤差 (操船者の 99.8% が認知できる最大誤差)

・西日本港湾運航技術研究会の式：西日本港湾運航技術研究会：航路計画調査（長大航路における航路幅員決定法について），1977

②浮標から本船までの位置 (LF) の設定

LFは単航路の場合に航路幅員=船長 (Wbuoy \approx Loa) とする現行基準に基づき，図3-7に示す考え方から次ぎのように設定することができる。ここで，往復航路については，図3-8に示すようにそれぞれを単航路として考えた場合の中央部で行き会う状況を想定している。なお，既存の航路を対象とする場合には進路方向の浮標間隔とすることができる。

単航路 LF = 7Loa
 往復航路 LF = 3.5Loa



単航路幅員 \approx Loaとすると
 $Wm(\alpha) = (0.5 - 0.075 - 0.16)L = 0.265L$
 → α_{max} の逆推計
 → α の逆推計
 → θ の逆推計
 → LF \approx 7Loa

※船舶の漂流角は，一般的に
 限度とされている 10° とした。

図3-7 LF \approx Loa とする考え方

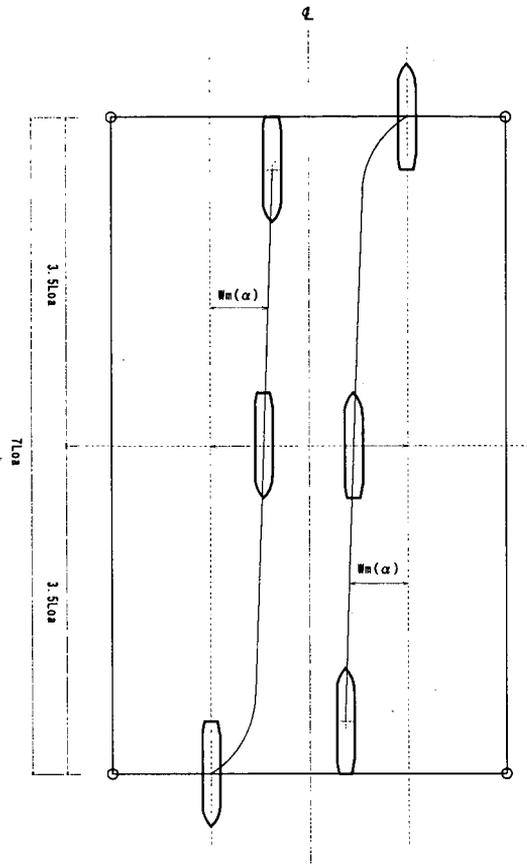


図 3-8 行き会い条件の考え方

4) W_{mi} (対象船舶の基本操船幅員) は、次により算定することができる。

次式により航路中心線からの片側を対象とした基本操船幅員としての最大量を算定することができる。

$$0.5 \cdot W_{mi} = W_m(\alpha) + 0.5 \cdot W_m(\beta, y)$$

従って、次式により基本操船幅員を算定することができる。

$$W_{mi} = 2 \cdot W_m(\alpha) + W_m(\beta, y)$$

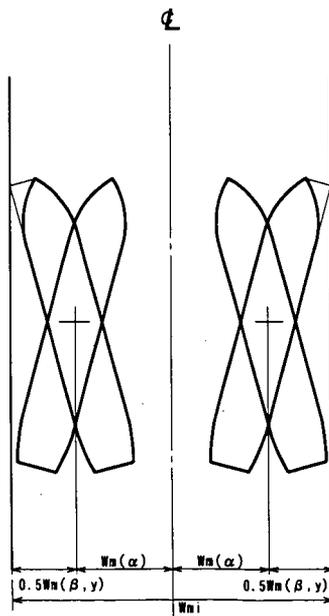


図 3-9 基本操船幅員の考え方

5) W_{bi} (側壁影響対応幅員 (航路側壁影響に対応するための必要幅員)) は、次により算定することができる。

5-1) 算定の基本的な考え方

側壁影響に対応する当舵角は最大5度を限度とする。すなわち、最大5度の当舵角で側壁影響に対処できるために必要な側壁からの距離を航路側壁影響に対応するための必要幅員として算定する。

5-2) 具体的な算定手法及び適用式

① 直立壁の場合での側壁影響対応幅員 (W_{bi0}) の算定

次の段階的な計算により、側壁影響対応幅員 (W_{bi0}) を算定することができる。

- a: 対象船舶の諸元, 船速, 想定される自然条件の設定
- b: 直立壁 (片側のみ) により船体に働く横力および回頭モーメントの算定 (貴島他の図-1)
- c: 運動方程式に基づき, 必要当舵角の算定
- d: 算定される必要当舵角が5度となる側壁影響対応幅員 (W_{bi0}) を繰り返し計算により算定

W_{bi0} : 直立壁の場合に必要な当舵角が5度となる側壁影響対応幅員

② 想定される側壁形状, 航路水深喫水比率の条件に基づく修正

次の段階的な計算により、想定される側壁形状, 航路水深喫水比率の条件に基づき修正することができる。

- a: 側壁の形状による影響として, 航路水深に対する航路外水深の比率 ($h1$: 航路水深比率) に基づく修正係数 (hf) (貴島他の式) の算定 (側壁の形状がなだらかな場合においても, 直立形状と想定する)
- b: 直立壁の場合での側壁影響対応幅員に修正係数を乗じることにより, 想定される側壁形状, 航路水深喫水比率の条件での側壁影響対応幅員 (W_{bi}) の算定

$$W_{bi} = W_{bi0} \times hf$$

$$hf = \exp(-2 \cdot (h1 / (1 - h1))) \quad (\text{貴島他の式})$$

W_{bi} : 想定される側壁形状, 航路水深喫水比率の条件での側壁影響対応幅員の算定

W_{bi0} : 直立壁の場合に必要な当舵角が5度となる側壁影響対応幅員

$h1$: 航路水深比率 (= 航路外水深 / 航路水深 運河の場合: 0, 側壁のない航路の場合: 1)

hf : 側壁形状による修正係数

貴島他の図-1: 貴島, 何: 側壁近くを航行する船の操船運動 (Fig-4), 日本造船学会秋期講演会講演, 1983

[別添論文-5]

貴島他の式: 貴島, 野中: 制限水域における船の操縦性, 日本造船学会第3回操縦性シンポジウム, 1981

[別添論文-6]

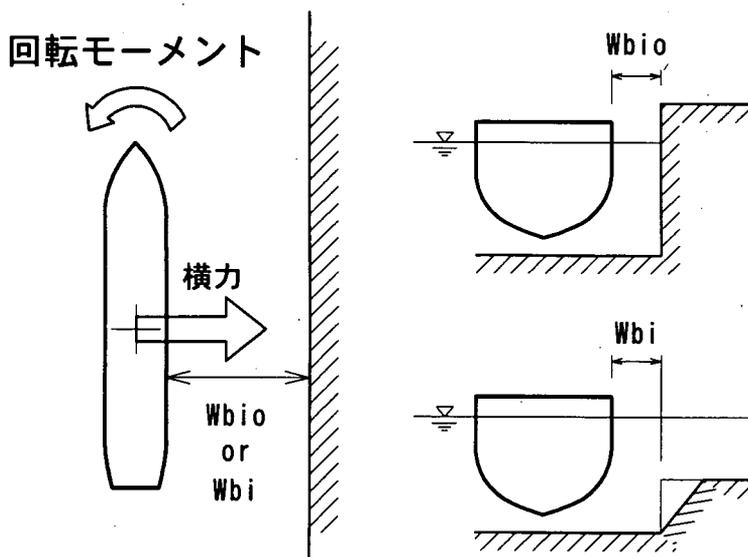
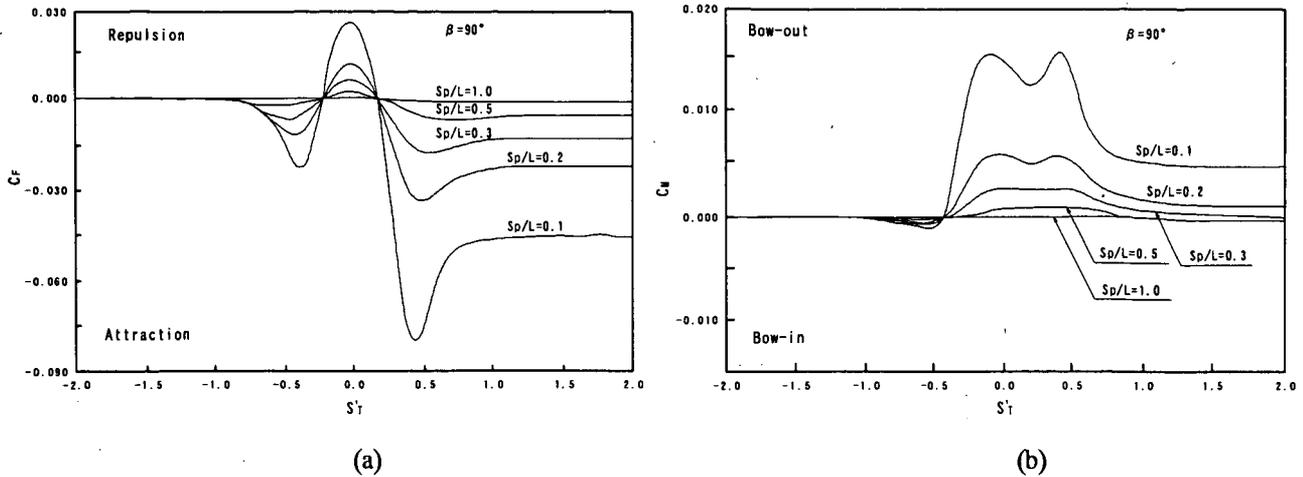


図 3-10 側壁影響対応幅員の考え方



The effect of Sp on lateral force and yaw moment acting on a ship in the proximity of bank wall with wedge angle $\beta=90^\circ$

図 3-11 側壁近くを航行する船の操縦運動 (貴島他の図-1)

なお、以下に表 3-2 に示した船舶を対象とした側壁影響対応幅員の算定結果を表 3-4 示す。Wbi0 (直立壁の場合に必要な当舵角が 5 度となる側壁影響対応幅員) の概略値として、この表を参考にすることが出来る。また、この値は船速により値は変化しない。

表 3-4 船種ごとの Wbi0 (直立壁の場合に必要な当舵角が 5 度となる側壁影響対応幅員) (D/d=1.2)

	LNG	CTNR	TANKER (満載)	TANKER (バラスト)	BULKER	PCC
Wbi0	0.93B	1.52B	0.58B	0.67B	1.01B	0.63B

6) Wc (行き会い影響対応幅員: 行き会いの影響に対応するための必要幅員) は、次により算定することができる。

6-1) 算定の基本的な考え方

行き会いの影響に対応する当舵角は最大 5 度とする。すなわち、最大 5 度の当舵角で行き会いの影響に対処するために必要な 2 船間の距離を行き会いの影響に対応するための必要幅員として算定する。

6-2) 具体的な算定手法及び適用式

次の段階的な計算により、Wc (行き会い影響対応幅員) を算定することができる。

- a: 行き会いの対象船舶の諸元, 船速の設定
- b: 航路進航中での横力と回転モーメントの算定 (貴島の図-2)
- c: 運動方程式に基づき, 必要当舵角の算定
- d: 算定される必要当舵角が 5 度となる行き会い影響対応幅員を繰り返し計算により算定

本船は図 3-12 に示すように航路中心線に対して斜行の状況であるが、ここでは点線の形状で示すように危険側の算定となる並行状態を想定している。

・ 貴島の図-2: 貴島, 安川: 狭水路中を航行する船の操縦性能 (Fig-2,3): 日本造船学会, 1984

[別添論文-7]

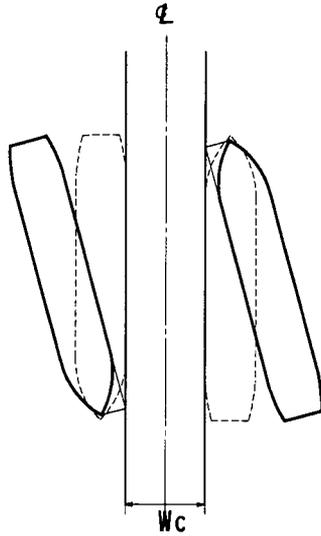
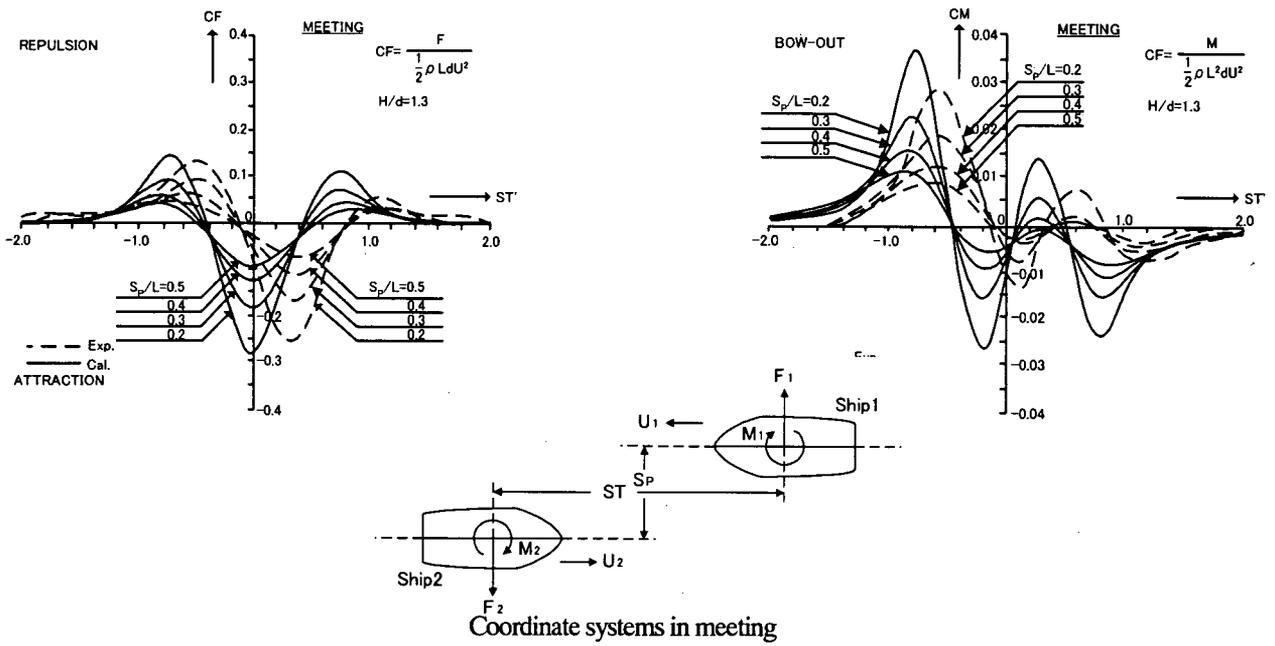


図 3-12 行き会い影響対応幅員の考え方



Lateral force and yaw moment acting on ship 1 in meeting

図 3-13 行き会い船の吸引力及び反発モーメント (貴島の図-2)

なお、以下に表 3-2 に示した船舶を対象とした行き会い影響対応幅員の算定結果を表 3-5 示す。Wc (行き会いの影響に対応するための必要幅員) の概略値として、この表を参考にすることが出来る。また、この値は船速により変化しない。

表 3-5 船種ごとの Wc (行き会い影響対応幅員：行き会いの影響に対応するための必要幅員) (D/d=1.3)

	LNG	CTNR	TANKER (満載)	TANKER (バラスト)	BULKER	PCC
Wc	0.96B	1.95B	0.67B	0.77B	1.27B	0.71B

7) 基本操船幅員のための収束再計算

W (航路幅員) の算定のための基本要素となる Wmi (対象船舶の基本操船幅員) の算定において Wbuoy (前方の浮標間距離を初期値) としている。このため、当初の Wbuoy に基づき、次式により算定される W (航路幅員) と同値になるまで収束計算を実施することが必要である。

- ・ 単航路 $W = Wm0 + Wb1 + Wb2$
- ・ 往復航路 $W = Wm1 + Wm2 + Wc + Wb1 + Wb2$

ここで、既存の航路を対象とする場合には針路方向の浮標間距離を初期値とし、Wbuoy (前方の浮標間距離を初期値) は変数として収束計算を実施する。この収束計算により算定された航路幅員が、現状の浮標間距離よりも小さい場合には現状の航路幅員が妥当と判断される。逆に、大きな場合には、航行条件、幅員規模等を再検討することが望ましい。

- W : 航路幅員
- Wm0 : 単航路における対象船舶の基本操船幅員
- Wb1, Wb2 : 側壁影響対応幅員 (航路側壁影響に対応するためのそれぞれの必要幅員)
- Wm1, Wm2 : 往復航路における基本操船幅員
: (行き会いが想定されるそれぞれの対象船舶の基本操船幅員)
- Wc : 行き会い影響対応幅員 (行き会いの影響に対応するための必要幅員)
- β_1 : 風影響による漂流角
- β_2 : 潮流影響による漂流角
- Vc : 航路中心線に対する正横成分潮流速度
- V : 船速
- W(β) : 風・潮流影響による漂流幅
- Loa : 対象船舶の全長
- B : 対象船舶の船幅
- β : 風・潮流影響による漂流角
- β : $\beta_1 + \beta_2$
- β_1 : 風影響による漂流角
- β_2 : 潮流影響による漂流角
- Θ_w : 船首から図った風向角
- Ax : 正面面積
- Ay : 側面積
- XG : 面積の図心位置の F.P. からの距離
- Rx : 船体の前後方向風圧力
- Ry : 船体の横方向風圧力
- Na : 風圧モーメント
- U : 風速
- ρ : 空気密度
- W(y) : ヨーイングの蛇行量による漂流幅

Ty	: ヨーイング周期
ψ_0	: 最大ヨーイング角度
$\psi(t)$: 時刻 t におけるヨーイング量 = $\psi_0 \cdot \sin(2\pi t/T)$
Wm(β, y)	: 対象船舶の風と潮流による影響等に対応するために必要な操船幅員
Wm(α)	: 対象船舶の横偏位認知するために必要な基本操船幅員
θ	: 本船と前方の2浮標との夾角
Wbuoy	: 前方の浮標間距離
α_r	: 中点目測誤差 = $0.00044 \cdot \theta^2 + 0.0002 \cdot \theta + 0.55343$
α_{max}	: 中点目測最大誤差 (確率 99.8%)
LF	: 本船と前方の浮標までの航路中央線距離
Wbi0	: 直立壁の場合に必要な当舵角が5度となる側壁影響対応幅員
Wbi	: 想定される側壁の形状, 航路水深喫水比率の条件での側壁影響対応幅員の算定
h1	: 航路水深比率 (= 航路外水深 / 航路水深 運河の場合: 0, 側壁のない航路の場合: 1)
Hf	: 側壁形状による修正係数

計算事例 3-1 (コンテナ船 航行環境が厳しい場合)

***** 単航路 *****			
<<船舶条件>>		A: 基本操船幅員	
船種	大型CTNR	1. 横偏位認知量	
Loa: 船長(m)	288	αr : 中点目測中央誤差 (度)	0.59
B: 船幅(m)	32.2	k: α max算定のための修正係数	4.0
V: 船速 (ノット)	7.5	α max: 最大中点目測中央誤差 (度)	2.36
V: 船速 (m/s)	3.9	横偏位認知量(m)	83.1
<<自然条件>>		2. 風・潮流による漂流偏位置	
風速 (m/s)	15.0	風による漂流角 (度)	0.6
正横潮流 (ノット)	0.5	潮流による漂流角 (度)	3.8
<<航路条件>>		風+潮流による漂流角 (度)	
W: 航路幅員(m)	315	漂流角に伴う偏位置(m)	27.1
a: 横偏位認知位置 (m)	2016	3. ヨーイング偏位置	
(横偏位を認知場所: 船長に対する係数)	7	最大ヨーイング角度(度)	4.0
θ : 横偏位認知地点でのパイに対する夹角(度)	8.93	Ty: ヨーイング周期(秒)	120
		W(y): ヨーイング量(m)	8.1
		片側基本操船幅員	118
		基本操船幅員	237
*** 単航路幅員(m)=		B: 側壁影響幅員の算定	
基本操船幅員+(側壁影響幅員)*2	315	e: 側壁影響対応幅員係数	1.52
Loa換算	1.1	h1: 航路水深に対する周辺水深比率(O: 運河/0.9999: 側壁無し)	0.10
B換算	9.8	側壁影響の修正係数	0.80
		側壁影響対応幅員(m)=側壁影響係数×修正係数×B	39.2

***** 往復航路 *****			
<<船舶条件>>		A: 基本操船幅員	
船種	大型CTNR	1. 横偏位認知量	
Loa: 船長(m)	288	αr : 中点目測中央誤差 (度)	0.98
B: 船幅(m)	32.2	k: α max算定のための修正係数	4.0
V: 船速 (ノット)	7.5	α max: 最大中点目測中央誤差 (度)	3.93
V: 船速 (m/s)	3.9	横偏位認知量(m)	69.2
<<自然条件>>		2. 風・潮流による漂流偏位置	
風速 (m/s)	15.0	風による漂流角 (度)	0.6
正横潮流 (ノット)	0.5	潮流による漂流角 (度)	3.8
<<航路条件>>		風+潮流による漂流角 (度)	
W: 航路幅員(m)	559	漂流角に伴う偏位置(m)	27.1
a: 横偏位認知位置 (m)	1008	3. ヨーイング偏位置	
(横偏位を認知場所: 船長に対する係数)	3.5	最大ヨーイング角度(度)	4.0
θ : 横偏位認知地点でのパイに対する夹角(度)	31.00	Ty: ヨーイング周期(秒)	120
		W(y): ヨーイング量(m)	8.1
		片側基本操船幅員	104
		基本操船幅員	209
*** 往復航路幅員(m)=		B: 側壁影響幅員の算定	
基本操船幅員*2+行会影響幅員+側壁影響幅員*2	559	e: 側壁影響対応幅員係数	1.52
Loa換算	1.9	h1: 航路水深に対する周辺水深比率(O: 運河/0.9999: 側壁無し)	0.10
B換算	17.4	側壁影響の修正係数	0.80
		側壁影響対応幅員(m)=側壁影響係数×修正係数×B	39.2
		C: 行き会い影響対応幅員の算定	
		f: 行き会い影響対応幅員係数	1.95
		行き会い影響対応幅員(m)=行会影響係数×B	62.8

計算事例 3-2 (コンテナ船 航行環境が良好な場合)

***** 単航路 *****			
<<船舶条件>>		A:基本操船幅員	
船種 大型CTNR		1. 横偏位認知量	
Loa: 船長(m)	288	αr : 中点目測中央誤差 (度)	0.57
B: 船幅(m)	32.2	k: α max算定のための修正係数	4.0
V: 船速(ノット)	5.0	α max: 最大中点目測中央誤差 (度)	2.28
V: 船速(m/s)	2.6	横偏位認知量(m)	57.3
<<自然条件>>		2. 風・潮流による漂流偏位置	
風速(m/s)	0.0	風による漂流角 (度): K値により設定	0.0
正横潮流(ノット)	0.0	潮流による漂流角 (度)	0.0
		風+潮流による漂流角 (度)	0.0
K値(風速/船速)	0.0	漂流角に伴う偏位置(m)	16.1
<<航路条件>>		3. ヨーイング偏位置	
W: 航路幅員(m)	147	最大ヨーイング角度(度)	0.0
a: 横偏位認知位置(m)	1440	Ty: ヨーイング周期(秒)	120
(横偏位を認知場所: 船長に対する係数)	5	W(y): ヨーイング量(m)	0.0
θ : 横偏位認知地点でのパイに対する夹角(度)	5.84		
		片側基本操船幅員	73
		基本操船幅員	147
*** 単航路幅員(m)=		B: 側壁影響幅員の算定	
基本操船幅員+(側壁影響幅員)*2	147	e: 側壁影響対応幅員係数	1.45
Loa換算	0.5	h1: 航路水深に対する周辺水深比率(0: 運河/0.99: 側壁無し)	0.99
B換算	4.6	側壁影響の修正係数	0.00
		側壁影響対応幅員(m)=側壁影響係数×修正係数×B	0.0

***** 往復航路 *****			
<<船舶条件>>		A:基本操船幅員	
船種 大型CTNR		1. 横偏位認知量	
Loa: 船長(m)	288	αr : 中点目測中央誤差 (度)	0.73
B: 船幅(m)	32.2	k: α max算定のための修正係数	4.0
V: 船速(ノット)	5.0	α max: 最大中点目測中央誤差 (度)	2.93
V: 船速(m/s)	2.6	横偏位認知量(m)	44.2
<<自然条件>>		2. 風・潮流による漂流偏位置	
風速(m/s)	0.0	風による漂流角 (度): K値により設定	0.0
正横潮流(ノット)	0.0	潮流による漂流角 (度)	0.0
		風+潮流による漂流角 (度)	0.0
		漂流角に伴う偏位置(m)	16.1
<<航路条件>>		3. ヨーイング偏位置	
W: 航路幅員(m)	304	最大ヨーイング角度(度)	0.0
a: 横偏位認知位置(m)	864	Ty: ヨーイング周期(秒)	120
(横偏位を認知場所: 船長に対する係数)	3.0	W(y): ヨーイング量(m)	0.0
θ : 横偏位認知地点でのパイに対する夹角(度)	19.96		
		片側基本操船幅員	60
		基本操船幅員	121
*** 往復航路幅員(m)=		B: 側壁影響幅員の算定	
基本操船幅員*2+行会影響幅員+側壁影響幅員*2	304	e: 側壁影響対応幅員係数	1.52
Loa換算	1.1	h1: 航路水深に対する周辺水深比率(0: 運河/0.9999: 側壁無し)	0.99
B換算	9.4	側壁影響の修正係数	0.00
		側壁影響対応幅員(m)=側壁影響係数×修正係数×B	0.0
		C: 行き会い影響対応幅員の算定	
		f: 行き会い影響対応幅員係数	1.95
		行き会い影響対応幅員(m)=行会影響係数×B	62.8

計算事例 4-1 (タンカー：満載 航行環境が厳しい場合)

***** 単航路 *****		A: 基本操船幅員	
<<船舶条件>>		1. 横偏位認知量	
船種	大型タンカー	αr : 中点目測中央誤差 (度)	0.59
Loa: 船長(m)	333	k: α max算定のための修正係数	4.0
B: 船幅(m)	60	α max: 最大中点目測中央誤差 (度)	2.35
V: 船速(ノット)	7.5	横偏位認知量(m)	95.6
V: 船速(m/s)	3.9	2. 風・潮流による漂流偏位置	
<<自然条件>>		風による漂流角 (度)	
風速(m/s)	15.0	潮流による漂流角 (度)	
正横潮流(ノット)	0.5	風+潮流による漂流角 (度)	
<<航路条件>>		漂流角に伴う偏位置(m)	
W: 航路幅員(m)	346	3. ヨーイング偏位置	
a: 横偏位認知位置(m)	2331	最大ヨーイング角度(度)	
(横偏位を認知場所: 船長に対する係数)	7	Ty: ヨーイング周期(秒)	
θ : 横偏位認知地点でのパイに対する夹角(度)	8.49	W(y): ヨーイング量(m)	
***** 単航路幅員(m) =		片側基本操船幅員	
基本操船幅員 + (側壁影響幅員) * 2	346	基本操船幅員	
Loa換算	1.0	B: 側壁影響幅員の算定	
B換算	5.8	e: 側壁影響対応幅員係数	
		h1: 航路水深に対する周辺水深比率(O: 運河 / 0.9999: 側壁無し)	
		側壁影響の修正係数	
		側壁影響対応幅員(m) = 側壁影響係数 × 修正係数 × B	

***** 往復航路 *****		A: 基本操船幅員	
<<船舶条件>>		1. 横偏位認知量	
船種	大型タンカー	αr : 中点目測中央誤差 (度)	0.92
Loa: 船長(m)	333	k: α max算定のための修正係数	4.0
B: 船幅(m)	60	α max: 最大中点目測中央誤差 (度)	3.68
V: 船速(ノット)	7.5	横偏位認知量(m)	74.9
V: 船速(m/s)	3.9	2. 風・潮流による漂流偏位置	
<<自然条件>>		風による漂流角 (度)	
風速(m/s)	15.0	潮流による漂流角 (度)	
正横潮流(ノット)	0.5	風+潮流による漂流角 (度)	
<<航路条件>>		漂流角に伴う偏位置(m)	
W: 航路幅員(m)	594	3. ヨーイング偏位置	
a: 横偏位認知位置(m)	1165.5	最大ヨーイング角度(度)	
(横偏位を認知場所: 船長に対する係数)	3.5	Ty: ヨーイング周期(秒)	
θ : 横偏位認知地点でのパイに対する夹角(度)	28.59	W(y): ヨーイング量(m)	
***** 往復航路幅員(m) =		片側基本操船幅員	
基本操船幅員 * 2 + 行会影響幅員 + 側壁影響幅員 * 2	594	基本操船幅員	
Loa換算	1.8	B: 側壁影響幅員の算定	
B換算	9.9	e: 側壁影響対応幅員係数	
		h1: 航路水深に対する周辺水深比率(O: 運河 / 0.9999: 側壁無し)	
		側壁影響の修正係数	
		側壁影響対応幅員(m) = 側壁影響係数 × 修正係数 × B	
		C: 行き会い影響対応幅員の算定	
		f: 行き会い影響対応幅員係数	
		行き会い影響対応幅員(m) = 行会影響係数 × B	

計算事例 4-2 (タンカー：満載 航行環境が良好な場合)

***** 単航路 *****			
<<船舶条件>>		A: 基本操船幅員	
船種	大型タンカー	1. 横偏位認知量	
Loa: 船長(m)	333	αr : 中点目測中央誤差 (度)	0.59
B: 船幅(m)	60	k: α max算定のための修正係数	4.0
V: 船速(ノット)	5.0	α max: 最大中点目測中央誤差 (度)	2.35
V: 船速(m/s)	2.6	横偏位認知量(m)	68.4
<<自然条件>>		2. 風・潮流による漂流偏位置	
風速(m/s)	0.0	風による漂流角 (度)	0.0
正横潮流(ノット)	0.0	潮流による漂流角 (度)	0.0
		風+潮流による漂流角 (度)	0.0
		漂流角に伴う偏位置(m)	30.0
<<航路条件>>		3. ヨーイング偏位置	
W: 航路幅員(m)	253	最大ヨーイング角度(度)	0.0
a: 横偏位認知位置(m)	1665	Ty: ヨーイング周期(秒)	120
(横偏位を認知場所: 船長に対する係数)	5	W(y): ヨーイング量(m)	0.0
θ : 横偏位認知地点でのパイに対する夹角(度)	8.69		
		片側基本操船幅員	98
		基本操船幅員	197
*** 単航路幅員(m)=		B: 側壁影響幅員の算定	
基本操船幅員+(側壁影響幅員)*2	253	e: 側壁影響対応幅員係数	0.58
Loe換算	0.8	h1: 航路水深に対する周辺水深比率(O: 運河/0.9999: 側壁無し)	0.10
B換算	4.2	側壁影響の修正係数	0.80
		側壁影響対応幅員(m)=側壁影響係数×修正係数×B	27.9

***** 往復航路 *****			
<<船舶条件>>		A: 基本操船幅員	
船種	大型タンカー	1. 横偏位認知量	
Loa: 船長(m)	333	αr : 中点目測中央誤差 (度)	0.75
B: 船幅(m)	60	k: α max算定のための修正係数	4.0
V: 船速(ノット)	5.0	α max: 最大中点目測中央誤差 (度)	3.01
V: 船速(m/s)	2.6	横偏位認知量(m)	52.4
<<自然条件>>		2. 風・潮流による漂流偏位置	
風速(m/s)	0.0	風による漂流角 (度)	0.0
正横潮流(ノット)	0.0	潮流による漂流角 (度)	0.0
		風+潮流による漂流角 (度)	0.0
		漂流角に伴う偏位置(m)	30.0
<<航路条件>>		3. ヨーイング偏位置	
W: 航路幅員(m)	370	最大ヨーイング角度(度)	0.0
a: 横偏位認知位置(m)	999	Ty: ヨーイング周期(秒)	120
(横偏位を認知場所: 船長に対する係数)	3	W(y): ヨーイング量(m)	0.0
θ : 横偏位認知地点でのパイに対する夹角(度)	20.98		
		片側基本操船幅員	82
		基本操船幅員	165
*** 往復航路幅員(m)=		B: 側壁影響幅員の算定	
基本操船幅員*2+行会影響幅員+側壁影響幅員*2	370	e: 側壁影響対応幅員係数	0.58
Loe換算	1.1	h1: 航路水深に対する周辺水深比率(O: 運河/0.9999: 側壁無し)	0.99
B換算	6.2	側壁影響の修正係数	0.00
		側壁影響対応幅員(m)=側壁影響係数×修正係数×B	0.0
		C: 行き会い影響対応幅員の算定	
		f: 行き会い影響対応幅員係数	0.67
		行き会い影響対応幅員(m)=行会影響係数×B	40.2

計算事例 5-1 (PCC 航行環境が厳しい場合)

***** 単航路 *****			
<<船舶条件>>		A:基本操船幅員	
船種	PCC	1.横偏位認知量	
Loa:船長(m)	180	α_r :中点目測中央誤差(度)	0.59
B:船幅(m)	32.2	k: α_{max} 算定のための修正係数	4.0
V:船速(ノット)	7.5	α_{max} :最大中点目測中央誤差(度)	2.37
V:船速(m/s)	3.9	横偏位認知量(m)	52.3
<<自然条件>>		2.風・潮流による漂流偏位置	
風速(m/s)	15.0	風による漂流角(度)	2.8
正横潮流(ノット)	0.5	潮流による漂流角(度)	3.8
<<航路条件>>		風+潮流による漂流角(度)	
W:航路幅員(m)	206	漂流角に伴う偏位置(m)	26.4
a:横偏位認知位置(m)	1260	3.ヨーイング偏位置	
(横偏位を認知場所:船長に対する係数)	7	最大ヨーイング角度(度)	4.0
θ :横偏位認知地点でのブイに対する夾角(度)	9.35	Ty:ヨーイング周期(秒)	120
		W(y):ヨーイング量(m)	8.1
		片側基本操船幅員	87
		基本操船幅員	173
*** 単航路幅員(m)=		B:側壁影響幅員の算定	
基本操船幅員+(側壁影響幅員)*2	206	e:側壁影響対応幅員係数	0.63
Loa換算	1.1	h1:航路水深に対する周辺水深比率(0:運河/0.9999:側壁無し)	0.10
B換算	6.4	側壁影響の修正係数	0.80
		側壁影響対応幅員(m)=側壁影響係数×修正係数×B	16.2

***** 往復航路 *****			
<<船舶条件>>		A:基本操船幅員	
船種	PCC	1.横偏位認知量	
Loa:船長(m)	180	α_r :中点目測中央誤差(度)	1.05
B:船幅(m)	32.2	k: α_{max} 算定のための修正係数	4.0
V:船速(ノット)	7.5	α_{max} :最大中点目測中央誤差(度)	4.20
V:船速(m/s)	3.9	横偏位認知量(m)	46.3
<<自然条件>>		2.風・潮流による漂流偏位置	
風速(m/s)	15.0	風による漂流角(度)	2.8
正横潮流(ノット)	0.5	潮流による漂流角(度)	3.8
<<航路条件>>		風+潮流による漂流角(度)	
W:航路幅員(m)	378	漂流角に伴う偏位置(m)	26.4
a:横偏位認知位置(m)	630	3.ヨーイング偏位置	
(横偏位を認知場所:船長に対する係数)	3.5	最大ヨーイング角度(度)	4.0
θ :横偏位認知地点でのブイに対する夾角(度)	33.40	Ty:ヨーイング周期(秒)	120
		W(y):ヨーイング量(m)	8.1
		片側基本操船幅員	81
		基本操船幅員	161
*** 往復航路幅員(m)=		B:側壁影響幅員の算定	
基本操船幅員*2+行き会影響幅員+側壁影響幅員*2	378	e:側壁影響対応幅員係数	0.63
Loa換算	2.1	h1:航路水深に対する周辺水深比率(0:運河/0.9999:側壁無し)	0.10
B換算	11.7	側壁影響の修正係数	0.80
		側壁影響対応幅員(m)=側壁影響係数×修正係数×B	16.2
		C:行き会い影響対応幅員の算定	
		f:行き会い影響対応幅員係数	0.71
		行き会い影響対応幅員(m)=行き会影響係数×B	22.9

計算事例 5-2 (PCC 航行環境が良好な場合)

***** 単航路 *****			
<<船舶条件>>		A: 基本操船幅員	
船種	PCC	1. 横偏位認知量	
Loa: 船長(m)	180	αr : 中点目測中央誤差 (度)	0.57
B: 船幅(m)	32.2	k: α max算定のための修正係数	4.0
V: 船速(ノット)	5.0	α max: 最大中点目測中央誤差 (度)	2.30
V: 船速(m/s)	2.6	横偏位認知量(m)	36.1
<<自然条件>>		2. 風・潮流による漂流偏位置	
風速(m/s)	0.0	風による漂流角 (度): K値により設定	0.0
正横潮流(ノット)	0.0	潮流による漂流角 (度)	0.0
		風+潮流による漂流角 (度)	0.0
		漂流角に伴う偏位置(m)	16.1
<<航路条件>>		3. ヨーイング偏位置	
W: 航路幅員(m)	104	最大ヨーイング角度(度)	0.0
a: 横偏位認知位置(m)	900	Ty: ヨーイング周期(秒)	120
(横偏位を認知場所: 船長に対する係数)	5	W(y): ヨーイング量(m)	0.0
θ : 横偏位認知地点でのパイに対する夾角(度)	6.61		
		片側基本操船幅員	52
		基本操船幅員	104
*** 単航路幅員(m)=		B: 側壁影響幅員の算定	
基本操船幅員+(側壁影響幅員)*2	104	e: 側壁影響対応幅員係数	0.63
Loa換算	0.6	h1: 航路水深に対する周辺水深比率 (O: 運河/0.9999: 側壁無し)	0.99
B換算	3.2	側壁影響の修正係数	0.00
		側壁影響対応幅員(m)=側壁影響係数×修正係数×B	0.0

***** 往復航路 *****			
<<船舶条件>>		A: 基本操船幅員	
船種	PCC	1. 横偏位認知量	
Loa: 船長(m)	180	αr : 中点目測中央誤差 (度)	0.82
B: 船幅(m)	32.2	k: α max算定のための修正係数	4.0
V: 船速(ノット)	5.0	α max: 最大中点目測中央誤差 (度)	3.27
V: 船速(m/s)	2.6	横偏位認知量(m)	30.8
<<自然条件>>		2. 風・潮流による漂流偏位置	
風速(m/s)	0.0	風による漂流角 (度)	0.0
正横潮流(ノット)	0.0	潮流による漂流角 (度)	0.0
		風+潮流による漂流角 (度)	0.0
		漂流角に伴う偏位置(m)	16.1
<<航路条件>>		3. ヨーイング偏位置	
W: 航路幅員(m)	232	最大ヨーイング角度(度)	4.0
a: 横偏位認知位置(m)	540	Ty: ヨーイング周期(秒)	120
(横偏位を認知場所: 船長に対する係数)	3.0	W(y): ヨーイング量(m)	5.4
θ : 横偏位認知地点でのパイに対する夾角(度)	24.25		
		片側基本操船幅員	52
		基本操船幅員	105
*** 往復航路幅員(m)=		B: 側壁影響幅員の算定	
基本操船幅員*2+行会影響幅員+側壁影響幅員*2	232	e: 側壁影響対応幅員係数	0.63
Loa換算	1.3	h1: 航路水深に対する周辺水深比率 (O: 運河/0.9999: 側壁無し)	0.99
B換算	7.2	側壁影響の修正係数	0.00
		側壁影響対応幅員(m)=側壁影響係数×修正係数×B	0.0
		C: 行き会い影響対応幅員の算定	
		f: 行き会い影響対応幅員係数	0.71
		行き会い影響対応幅員(m)=行会影響係数×B	22.9

4. 航路法線（屈曲部）

第1段階：中心線の交角は 30° を越えないことが望ましい。 30° を越える場合であって、対象船舶が特定されない場合には、航路の屈曲部の中心線を曲率半径が対象船舶の垂線間長の概ね4倍以上の円弧とすることを基本とする。

航路幅員は、所要の幅員以上とし、航路幅員 W の航路では下図のようにすみ切りを設定することが必要である。

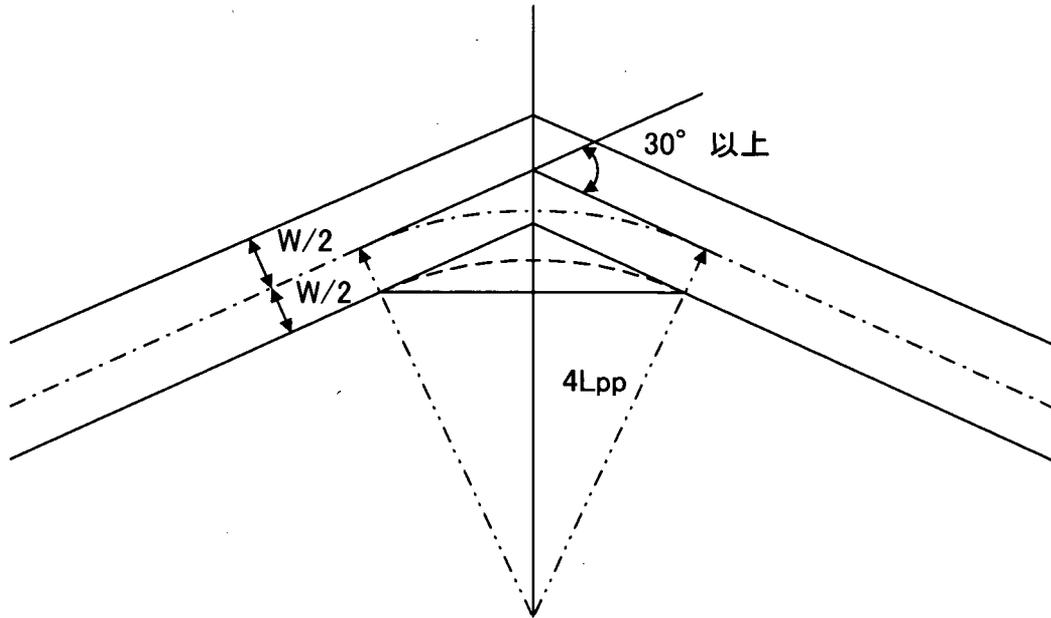


図 4-1 航路幅員 W の航路での「すみ切り」

第2段階：中心線の交角が 30° を越える場合であって、対象船舶が特定される場合には、船舶の旋回性能を示す旋回性指数に基づき算定される曲率半径とすることができる。また、航路幅員は、所要の幅員以上とする。

なお、屈曲部の航路形状はすみ切りを設定する以外にも、海事関係者との調整のもとに、ブイの設置等に配慮して曲線形状等とすることができる。とくに、曲率半径長が長い場合に、すみ切りを設けることは、必ずしも有効とはならないので、曲線形状に対する検討が重要となる。

(解説)

1) 船舶の旋回性能を示す旋回性指数に基づく曲率半径は、次式により算定することができる。

$$R=Lpp / (K' \cdot \delta) = V / (K \cdot \delta) \quad (1)$$

R : (m) 航路の屈曲部の中心線を曲率半径
K : 旋回性指数
K' : 無次元値 旋回性指数 [K'=K/(V/Lpp)]
Lpp : (m) 対象船舶の垂線間長
 δ : (ラジアン) 屈曲部を航行する場合の舵角
V : (m/s) 屈曲部を航行する場合の船速

2) K'として次の値を参考にすることができる。なお、この値は、無風状態における芳村による数値シミュレーション結果(次項に参考資料として示す)から求めた値であり、強風状況におけるPCC、コンテナ船等の上部構造が大きな船舶を対象とする場合には、K'値は別途に検討することが必要である。

・ 深海域 K'=0.75 (船種による区分は無し)

・ 浅海域 (D/d=1.2)

VLCC K'=0.70

コンテナ船 K'=0.35

バルク船 K'=0.55

LNG船 K'=0.45

3) 屈曲部の曲線形状の手法として、「Approach Channels A Guide for Design(PIANC, IAPH, IMPA, IALA)」を参考にすることができる。また、具体的な計画例として海外の航路(Port of Tanjung Pelepas 他)を参考にすることができる。

α : 航路法線の交角
 δ : 屈曲部を航行する際の舵角
V : 対象船舶の速度
D : 航路水深
d : 対象船舶の入出港時における最大喫水
Lpp : 対象船舶の垂線間長
R : 航路中心線の曲率半径

参考資料： 各種船型の変針シミュレーション結果

1. シミュレーション概要

VLCC、大型コンテナ船、大型バルクキャリア、LNG船の4船種の無風下および強風下(15m/s)における変針シミュレーションの実施。

2. 対象船舶の諸元

	VLCC	CONT.C	BULK	LNG
L (m)	316	273	279	269
B (m)	60	32.2	45	44.5
d (m)	20.4	13.25	17.81	10.8
Cb	0.7941	0.6665	0.8042	0.7028
L/B	5.267	8.478	6.200	6.045
B/d	2.941	2.430	2.527	4.120
Cb*B/d	2.336	1.620	2.032	2.896
A_R/Ld	1/52.35	1/50	1/6.7	1/44.6
Λ	2.00	1.87	1.8462	1.4857
Dp(m)	10.44	8.20	9.40	8.31
P/Dp	0.6662	1.0053	0.6503	0.7996
MCR(ps)	36,960	35,100	19,100	40,000
rpm	74	90	72	103

3. シミュレーションにおける条件設定等

1) 数学モデル：MMG 型モデル

2) 流体力係数：実験式

3) 浅水影響：

付加質量；旋回運動に与える影響は少ないので、4船型とも平均的な実験特性を使用

船体抵抗：修正木下式

推進性能：深水と同じと仮定

舵力：同上

線形微係数の変化：貴島式（ただし Y_r の修正は平均的な実験値を採用）

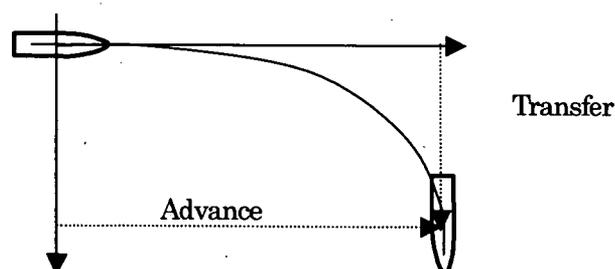
非線形係数の変化：深水と同じと仮定

風圧力係数：山野の式

4) プロペラ要目は各船の主機特性に適する要目を標準設計法で推定

5) 使用舵角 20 度

4. 90° 変針シミュレーションの結果

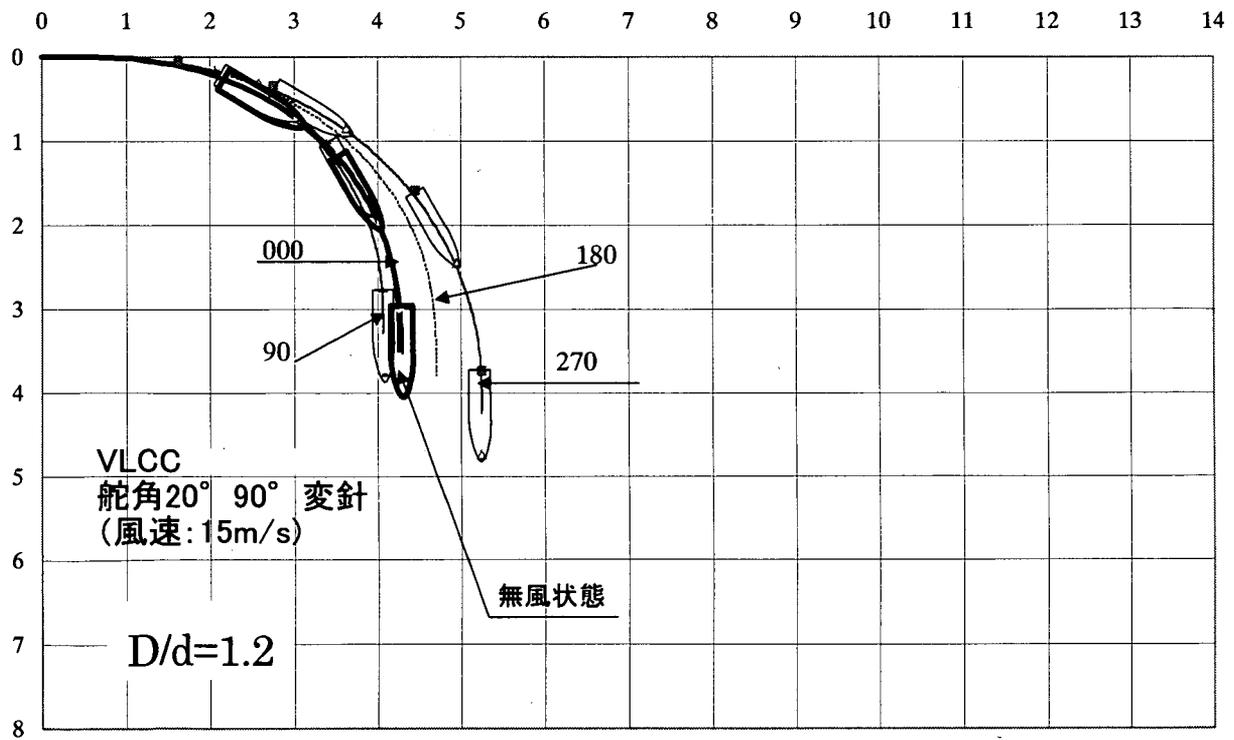
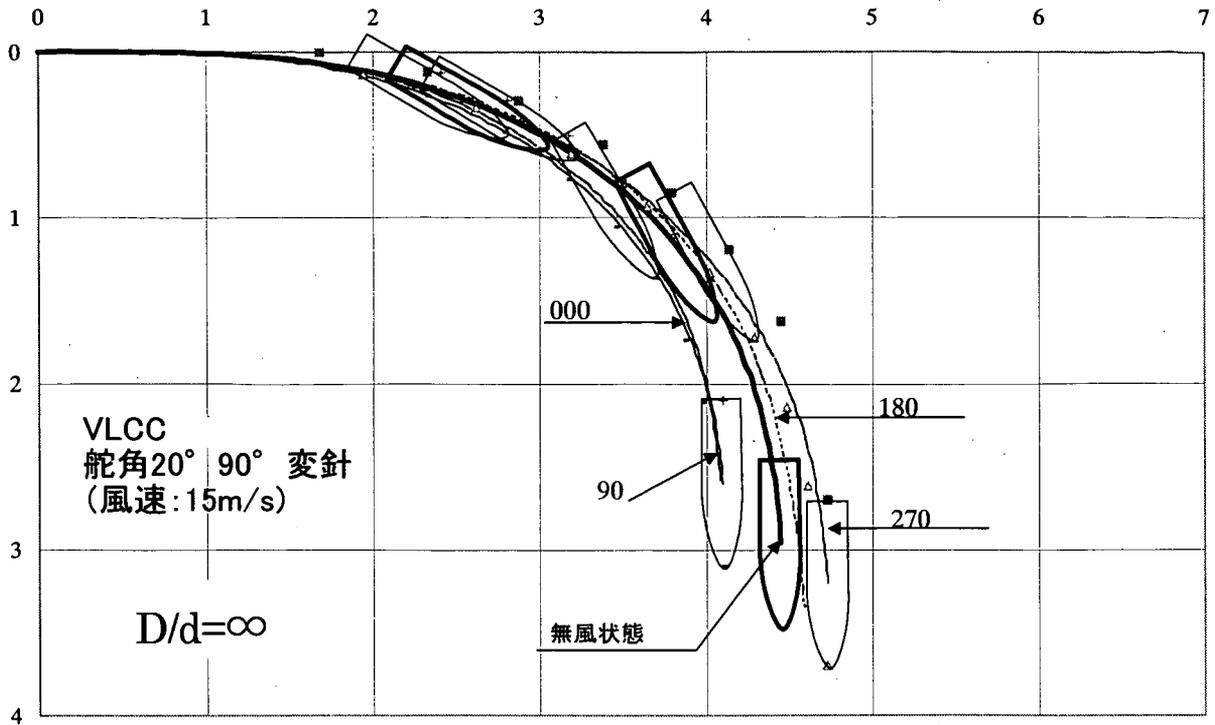


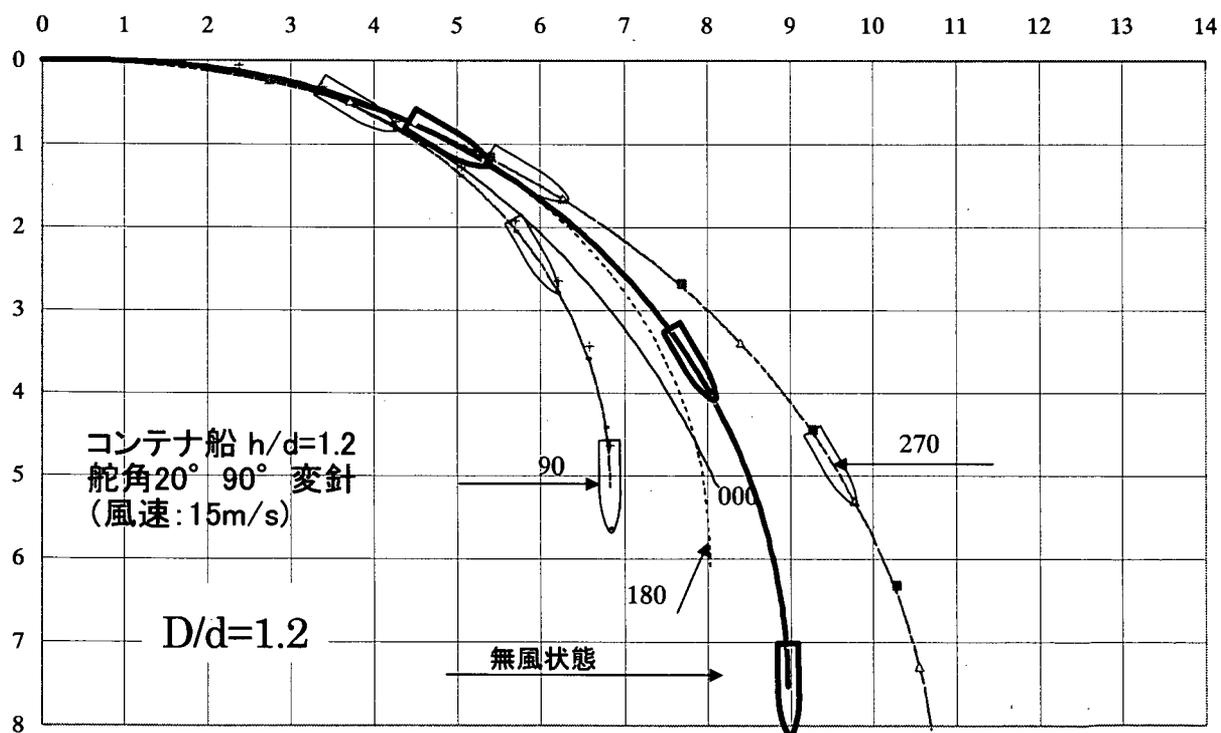
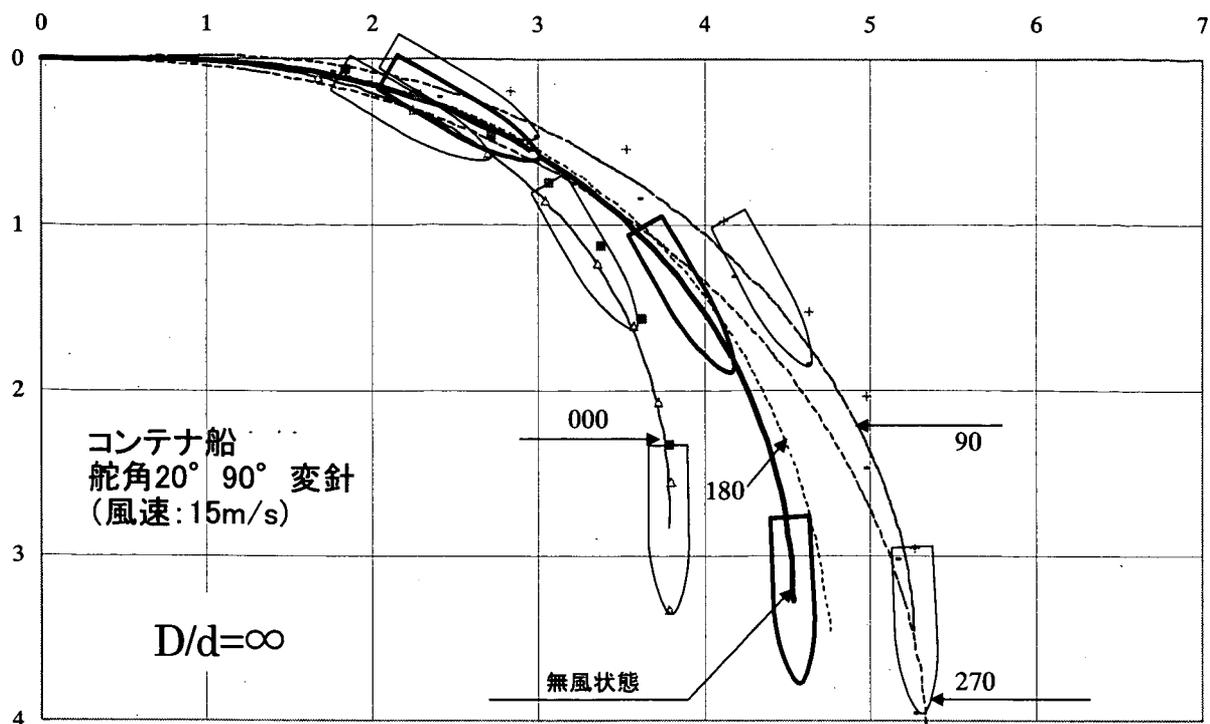
数値の単位は船の長さ

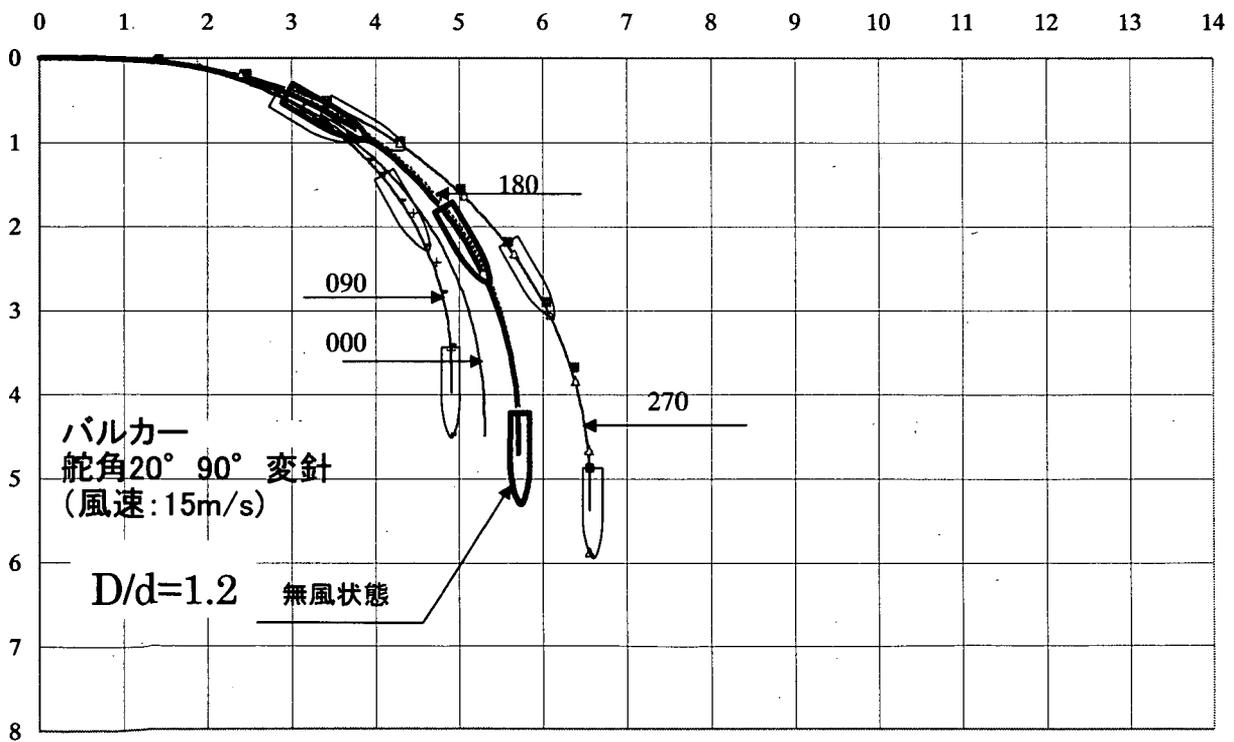
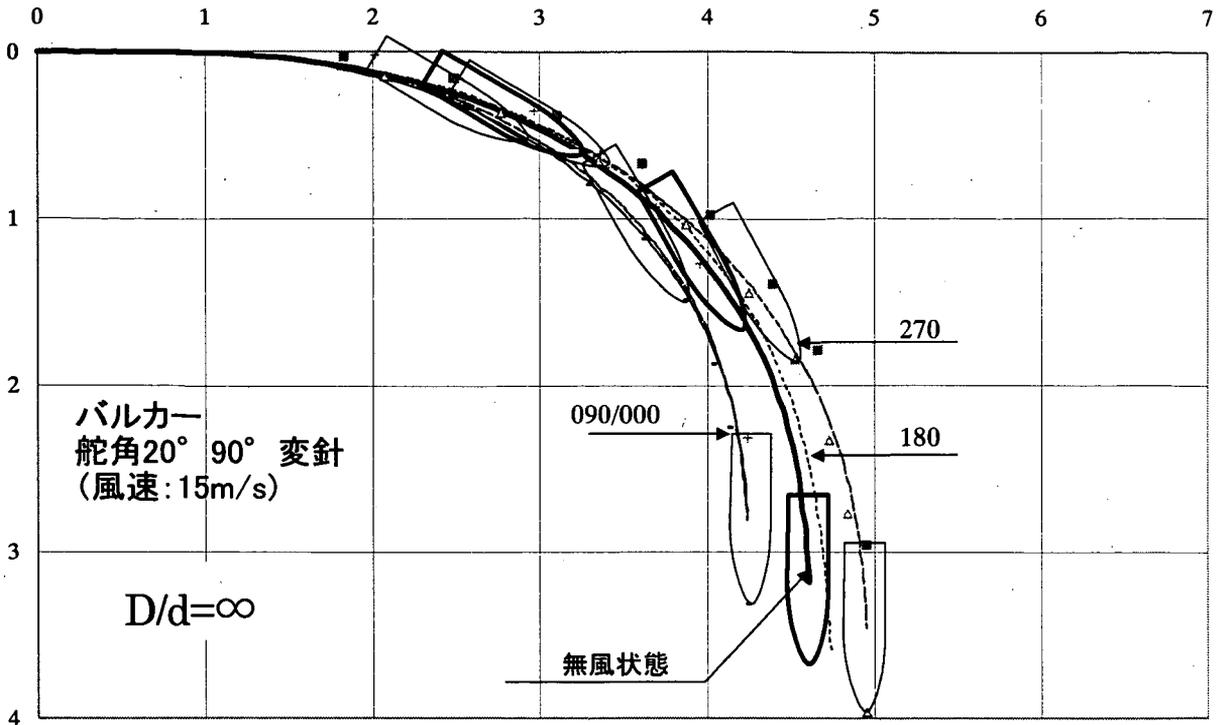
	VLCC	CONT.C	BULK	LNG
D/d=∞				
Advance	4.45	4.54	4.61	4.24
Transfer	2.96	3.28	3.19	2.67
Average	3.70	3.91	3.90	3.46
D/d=1.2				
Advance	4.26	8.97	5.71	6.54
Transfer	3.49	7.53	4.70	5.99
Average	3.88	8.24	5.20	6.26

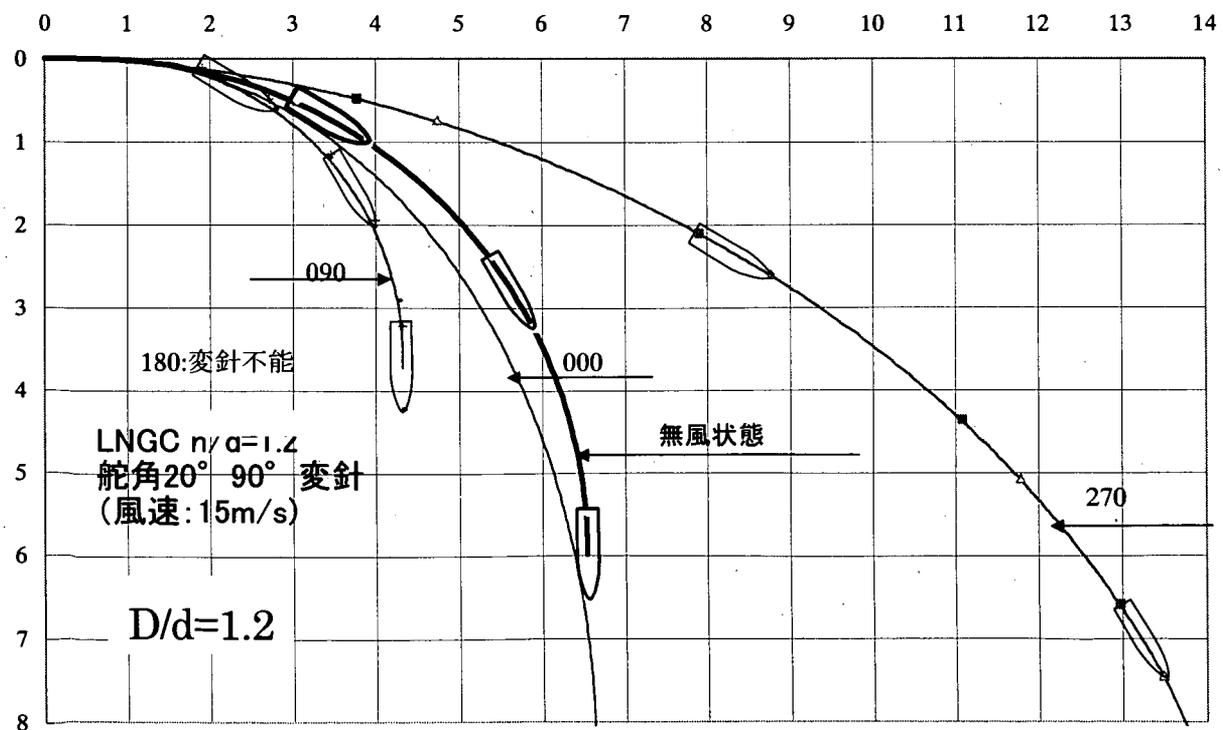
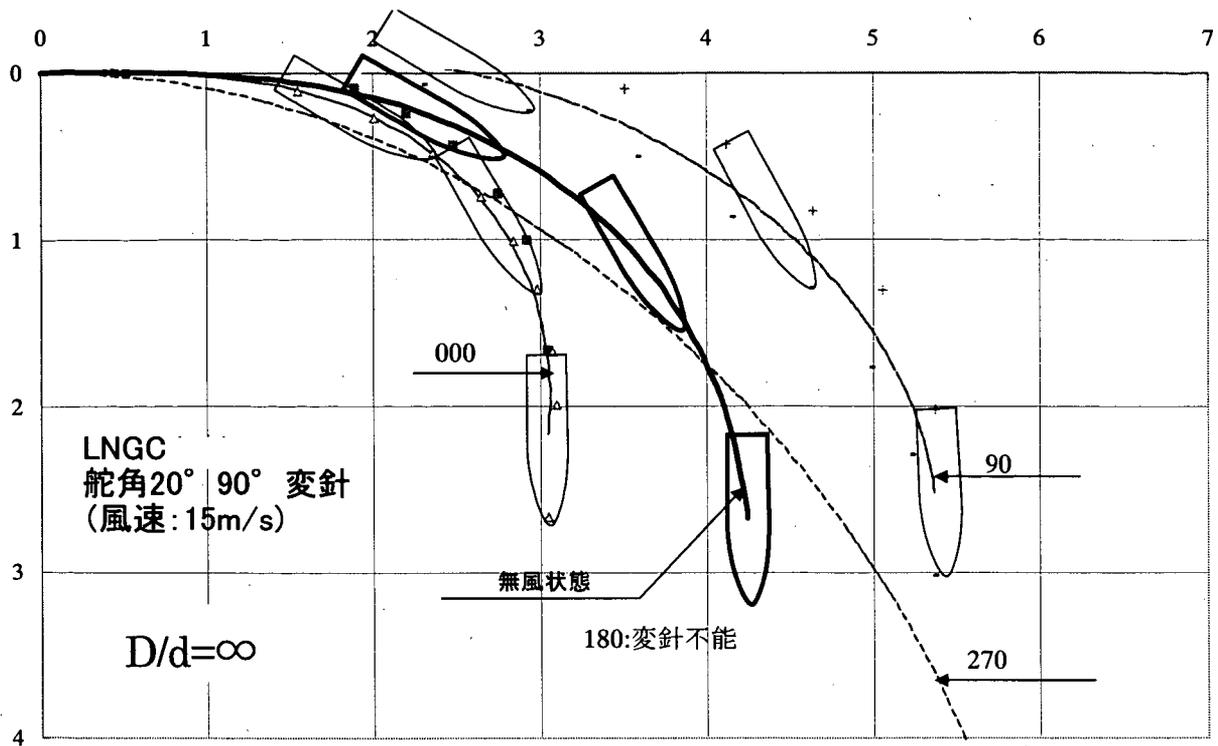
* 各船種ごとの航跡を以下に示す。図中の太線は無風下の結果、細線は強風下(4風向)を示す。

* 風向は初期状態における真風向を示す。









計算事例－6 浅海域における曲率半径

船種	VLCC	
Lpp (m)	316	
K'	0.7	
舵角 (度)	浅海域曲率半径 (m)	Lpp 換算
15	1724.3	5.5
20	1293.2	4.1
25	1034.6	3.3
30	862.2	2.7

船種	CONT. C	
Lpp (m)	273	
K'	0.35	
舵角 (度)	浅海域曲率半径 (m)	Lpp 換算
15	2979.4	10.9
20	2234.5	8.2
25	1787.6	6.5
30	1489.7	5.5

船種	BULK	
Lpp (m)	279	
K'	0.55	
舵角 (度)	浅海域曲率半径 (m)	Lpp 換算
15	1937.6	6.9
20	1453.2	5.2
25	1162.6	4.2
30	968.8	3.5

船種	LNG	
Lpp (m)	269	
K'	0.45	
舵角 (度)	浅海域曲率半径 (m)	Lpp 換算
15	2283.3	8.5
20	1712.5	6.4
25	1370.0	5.1
30	1141.7	4.2

**Design Standard for Fairway
in Next Generation
(Interim Report, Version-2)**

September 2003

**Japan Institute of Navigation, Standard committee
Ministry of Land, Infrastructure and Transport
National Institute for Land and Infrastructure Management
Port and Harbor Department**

Introduction

The depth, width and alignment of fairway should be designed considering the various elements including particulars of design ship and weather and sea conditions around fairway.

However in the existing Japanese design standard for fairway, such kind of elements are not taken into consideration and also no design standard considering various elements has been adopted in the world.

In this circumstance the new design standard [Approach Channels A Guide for Design] depending on classified elements and quantitative analysis was proposed in 1997 by PIANC and IAPH.

Before starting this project, the above design standard was analyzed by checking up with the result of naval architectural study, especially with the result of manoeuvability study.

As the result it was proved that calculated values according to this standard were unfounded and had some problems to output the discontinuous value by small difference of calculation condition because the each value for each element was simply added. And also it is hard to apply this standard to the design of port water facilities in Japan because this [A Guide for Design] is the design standard for long channels in European port.

The other hand, the proposal of more reasonable Japanese standard will be expected by applying the study result of naval architecture and navigation.

Considering the above situation, the study on new design standard for fairway that is able to design the depth, width and alignment of fairway depending on the particulars of design ship and weather and sea condition has been carried out jointly by Japan Institute of Navigation and National Institute for Land and Infrastructure Management.

Now, this report shows the study result up to now as [Design standard for fairway in next generation (Interim report, Version-2)]. However the contents of this report are not so enough, therefore further study shall be continued and the final report shall be proposed later.

I would like to deeply thank personals concerned for participating in this project and request further cooperation.

April 2003

Japan Institute of Navigation, Standard committee
Chairman Dr. Kohei Otsu

List of member (at March 2003)

Japan Institute of Navigation, Standard committee

Chairman	Kohei Otsu	Tokyo University of Mercantile Marine
Member	Kuniaki Shoji	Tokyo University of Mercantile Marine
Member	Hideki Hagiwara	Tokyo University of Mercantile Marine
Member	Kinzo Inoue	Kobe University of Mercantile Marine
Member	Masayoshi Kubo	Kobe University of Mercantile Marine
Member	Kiyoshi Amagai	Hokkaido University
Member	Makoto Endo	Toyama National College of Maritime Technology
Member	Yasuhide Okuyama	Tottori University
Member	Akira Nagasawa	Japan Coast Guard Academy
Member	Koji Nonaka	National Maritime Research Institute
Member	Kenji Honda	Japan Pilot Association
Member	Hiroshi Ushijima	The Japan Association of Marine Safety
Member	Keichi Sawayama	Japan Captains Association
Member	Isao Raijo	Mitsui O.S.K Lines
Member	Masanori Tsugane	Japan Marine Science Inc.
Member	Siro Arai	MO Marine Consulting, Ltd.
Member	Hironao Takahashi	National Institute for Land and Infrastructure Management
Extra Member	Yasuo Yoshimura	Hokkaido University
Extra Member	Masayoshi Hirano	Akishima Laboratories (Mitsui Zosen) Inc.
(Executive office)	Yasuo Takagaki	The Japan Association of Marine Safety
(Executive office)	Yasuyori Hatase	The Japan Association of Marine Safety

National Institute for Land and Infrastructure Management Port and Harbor Department

Shuji Yamamoto	Director of Ports and Harbor Department
Hironao Takahashi	Head of Port Planning Division

Index

1. Concept of fairway and objective items for fairway design	45
2. Depth of fairway	46
3. Width of fairway	51
4. Alignment of fairway	74

1. Concept of fairway and objective items for fairway design

Some useful routes are shown on navigation charts for use of navigators as reference. Ships navigate all most on the straight course line without altering course in ocean. In terminal water such as waiting anchorage and port, the depth of water becomes shallow and there are narrow channels that require often change course line in heavy traffic. And also ships have to pass through some traffic lanes to arrive the passage (or approach channel) to berths.

The concept of fairway in this report means passage (or approach channel) and traffic lane designated by light buoys as navigable water for safe navigation.

Though fairway design contains a lot of items, the depth, width and alignment of fairway are picked up in this report. And this report shows the method of design for each dimension depending on design ship characteristic and weather and sea condition.

On the other hand, in case of existing fairway, it is possible to decide the size of ship and navigation criteria by opposite analysis.

2. Depth of fairway

First step

When the dimension of design ship is not specified, the depth of fairway is basically decided as bellow.

- 1) Fairway in a port where wave including swell dose not affect ship motion : $D=1.10d$
- 2) Fairway out of a port where wave including swell affects ship motion : $D=1.15d$
- 3) Fairway in open water where wave including swell exists : $D=1.20d$

D : Depth of fairway

d : Max draft of moored design ship at berth in still water under operational weather and sea condition

Second step

When the dimension of design ship is specified, the necessary depth of fairway can be calculated by the following formula.

$$D=d+D1+\text{Max}(D2, D3)+D4$$

D : Depth of fairway

d : Max draft of moored design ship at berth in still water under operational weather and sea condition

D1 : Squat (bow sink during underway)

D2 : Bow sink due to heaving and pitching motion (Additional element in case of $\lambda > 0.45L_{pp}$)

D3 : Bilge keel sinks due to heaving and rolling motion (Additional element in case of $TR=TE$)

D4 : Allowance of depth

λ : Length of wave including swell

L_{pp} : Length between perpendiculars of design ship

TR : Natural rolling period of design ship

TE : Meeting period of design ship and design wave

At the design stage, the necessary depth is calculated under the chart datum. In actual operation, the following elements should be taken into consideration.

- 1) Tide: Generally tide height is above the chart datum during navigation, this tide height is considered as additional depth of water in actual operation.
- 2) Accuracy of depth of water: the error of depth of chart has some risk for navigation, but usually the dredged bottom is deeper than planned bottom. This additional dredging that is confirmed by enough depth survey can be considered as the additional depth of water in actual operation.
- 3) Others: Air pressure, bottom nature, obstruction in water, the density of seawater, and etc. should be taken into consideration if necessary.

(Explanation)

1) Length of wave is fixed by the depth of fairway and design wave period.

2) Draft means max draft of moored design ship at berth in still water under operational weather and sea condition and max value is the full draft of design ship.

3) D1 is calculated by the following formula.

$$D1=(0.7+1.5d/D) \{Cb/(Lpp/B)\} \cdot V^2/g+15d/D \cdot \{Cb/(Lpp/B)\}^3 \cdot V^2/g \quad (\text{Formula by Dr. Yoshimura})$$

The result of the above calculation should satisfy the following condition.

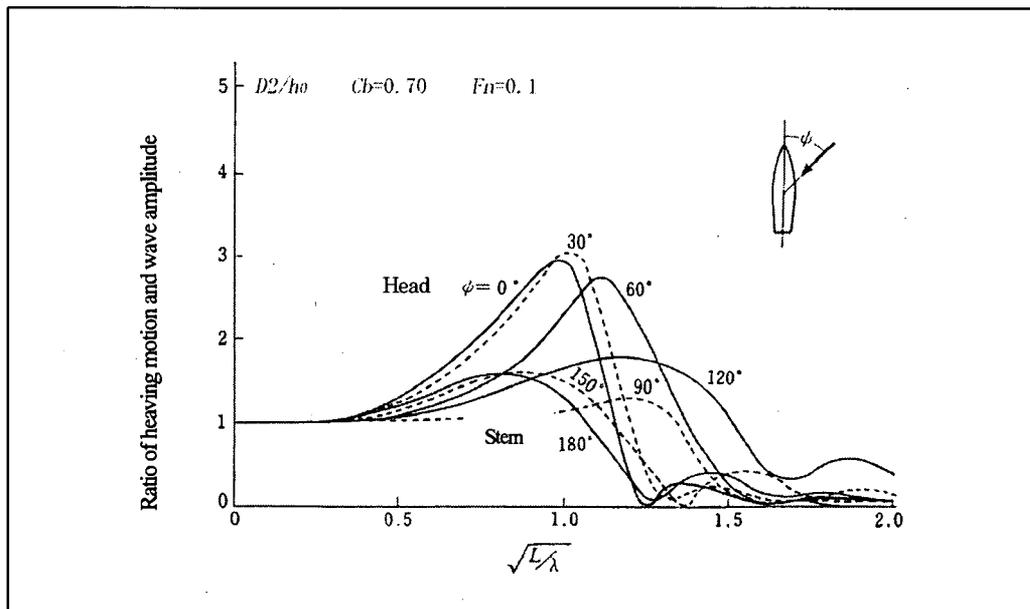
$$D-d-D1>0$$

When the result does not satisfy the above formula, initial condition including ship speed should be reconsidered.

- d : Max draft in still water
- D : Depth of fairway
- Lpp : Length between perpendiculars of design ship
- B : Breadth of design ship
- Cb : Block coefficient of design ship
- V : Ship speed (m/s)
- G : Acceleration of gravity (9.8m/s²)

• Formula of Dr. Yoshimura “Mathematical model for the manoeuvring ship motion in shallow water” Journal of the Kansai society of naval architects, Japan, No.200, March 1986

4) In case of $\lambda > 0.45Lpp$, D2 can be calculated according to the value of D2/h0 taken from the figure below.



Figur2-1 Ratio of heaving motion and wave amplitude

(“10 sections regarding VLCC, VLCC Study Group”)

Note: This figure shows only the case of Cb=0.7.Fn=0.1, but covers the case of deep sea where ship motion is bigger than one in shallow water. Therefore this figure can apply all cases regardless of Cb and Fn.

- h0 : Amplitude of wave (h0=H/2)
- H : Wave height

5) In case of TR (Natural rolling period) and TE (Meeting period of ship and wave) is nearly equal, D3 can be

calculated by the following formula.

(Modified formula for irregular wave from the formula for regular wave by Dr. Honda [Outline of ship handling, Appendix A11]).

$$D3=0.7 \cdot (H_{1/3}/2)+(B/2) \cdot \sin \Theta$$

$$\Theta=\mu \cdot \gamma \cdot \Phi$$

$$\mu \cdot \gamma=7 \quad (\text{Analysis by Dr. Takagi})$$

$$\Phi=360 \cdot (0.35H_{1/3}/\lambda) \cdot \sin \psi$$

Here, TR and TE can be calculated by the following formula.

$$TR=0.8B / (GM)^{0.5}$$

$$TE=\lambda / (\lambda / TW + V \cos \psi)$$

GM (Distance between the center of gravity of ship and metacentre) is nearly equal to B/25.

In this study, GM=0.5~2.0 (B / 25) is applied because real value of GM varies depending on ship condition.

GM: Distance between the center of gravity and metacentre

TW: Wave period

H_{1/3}: Significant wave height

B : Breadth of design ship

Θ : Max rolling angle of design ship(degree)

μ : Ratio of rolling induced by regular wave

γ : Effective wave slope coefficient

Φ : Max wave slope angle

ψ : Encounter angle between ship's head and wave direction (degree)

• Dr. Honda [Outline of ship handling (5th edition)] SEIZANDOSHOTEN (1998)

• Analysis by Dr. Takagi: Ship motion in shallow water No.3 (Figure-20) : Transactions of the west-Japan society of naval architects No.54 (1977)

6) D4 is given as follows.

$$d \leq 10\text{m} \quad D0=0.5\text{m}$$

$$d > 10\text{m} \quad D0=5\% \text{ of } d$$

D : Depth of fairway

D : Max draft in still water

d_0 : Full draft of design ship

L_{pp} : Length between perpendiculars of design ship

B : Breadth of design ship

C_b : Block coefficient of design ship

ΔT : Displacement of design ship

γ : Density of sea water

V : Ship speed (m/s)

T_R : Natural rolling period of design ship

GM : Distance between the center of gravity and metacentre

λ : Length of wave including swell

T_W : Wave period

T_E : Meeting period of design ship and design wave

H : Wave height

$H_{1/3}$: Significant wave height

h_0 : Wave amplitude ($h_0 = H/2$)

Θ : Max rolling angle of design ship (degree)

ψ : Encounter angle between ship's head and wave direction (degree)

μ : Ratio of rolling induced by regular wave

γ : Effective wave slope coefficient

Φ : Max wave slope angle (degree)

Calculation Example-1 Large CTNR ship
In case of the fairway in the port without wave effect

Kind of ship	: Large CTNR	
DWT	: (ton)	82,275
GT	: (ton)	76,847
Displacement	: (ton)	110,715
TEU CAPACITY	: TEU	6,208
Full draft	: d0(m)	14.0
Max draft	: d(m)	14.0
Breadth	: B(m)	40.0
Length between perpendicular	: Lpp(m)	287
Density of sea water	: γ	1.025
Block coefficient	: Cb	0.671
Ship's speed	: V(knot)	10.0
Ship's speed	: V(m/s)	5.1
Depth of fairway	: D(m)	15.4
D1: Squat underway		0.55
Reference : Tuck's formula (m)		0.50
D2: Bow sinking due to heaving and pitching(m)		0.0
D3: Bilge sinking due to heaving and rolling(m)		0.0
D4: Allowance (m)		0.7
Depth of fairway : d+D1+D2+D3+D4 (m)		15.3
Reference : Max draft \times 1.1		15.4

Calculation Example-2 Large CTNR ship
In case of the fairway facing to open sea with wave effect

Kind of ship	: Large CTNR	
DWT	: (ton)	82,275
GT	: (ton)	76,847
Displacement	: (ton)	110,715
TEU CAPACITY	: TEU	6,208
Full draft	: d0(m)	14.0
Max draft	: d(m)	14.0
Breadth	: B(m)	40.0
Length between perpendicular	: Lpp(m)	287
Density of sea water	: γ	1.025
Block coefficient	: Cb	0.671
Ship's speed	: V(knot)	10.0
Ship's speed	: V(m/s)	5.144
Wave Period=TW(sec.)		14
Wave Height=H(m)		2
Wave Depth of water=D(m)		18
Wave Length= λ (m)		174
Attack angle of wave= ψ (degree)		60
D1: Squat underway		0.5
Reference : Tuck's formula (m)		0.42
$0.45 \times Lpp$ (m)		129
(Length > $0.45 \times Lpp$) (L / λ) ^{0.5}		1.28
D2 / h0: Heave amplitude / Wave amplitude		2.1
h0: H / 2		1.0
D2: Bow sinking due to heaving and pitching(m)		2.1
GM=0.5~2.0 \times (B / 25)		0.8~3.2
Natural period=0.8B / (GM) ^{0.5} =TR		17.9~35.8
TE= $\lambda / (\lambda / TW + V \cos \psi)$ (sec.)		11.6
TR \neq TE		
D3: Bilge sinking due to heaving and rolling(m)		0.0
D4: Allowance (m)		0.7
Depth of fairway : d+D1+D2+D3+D4 (m)		17.3
Reference : Max draft \times 1.2		16.8

3. Width of fairway

First step

When the dimension of design ship is not specified,

- 1) Fairway with one way should have reasonable width over than $0.5Loa$ of design ship. In case of the width is less than $1.0Loa$, it is preferable to apply safety measures such as installation and maintenance of navigation aids.
- 2) Fairway with two ways has reasonable width over than $1.0Loa$ depending on the following condition.

① Relatively long fairway: $W=1.5Loa$

② Fairway where ships meet each other frequently: $W=1.5Loa$

③ Relatively long fairway where ships meet each other frequently: $W=2.0Loa$

The special fairway such as fairway with remarkably large traffic volume, fairway crossed by sailing or fairway for VLCC should have width larger than the above.

Second step

When the dimension of design ship is specified, necessary width of fairway can be calculated by the following formula.

- 1) Fairway without ship meeting (One-way fairway)

$$W = Wm0 + Wb1 + Wb2$$

- 2) Fairway with ship meeting (Two-way fairway)

$$W = Wm1 + Wm2 + Wc + Wb1 + Wb2$$

Loa : Length over all

W : Width of fairway

Wm0 : Basic manoeuvring lane for one-way fairway

Wb1, Wb2 : Bank clearance (Necessary lane against bank suction)

Wm1, Wm2 : Basic manoeuvring lane on two-way fairway (in case of meeting)

Wc : Passing distance (necessary lane for passing ship each other)

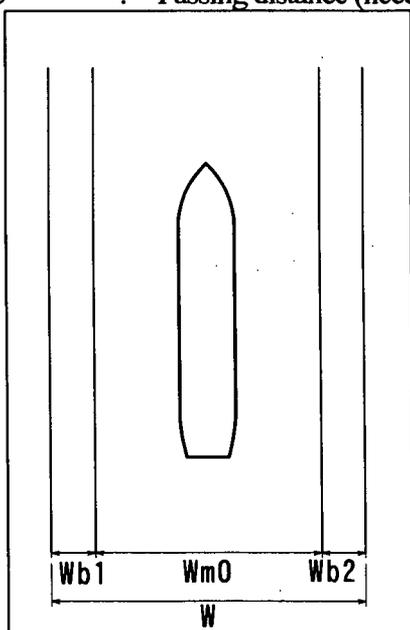


Figure 3-2 One-way fairway

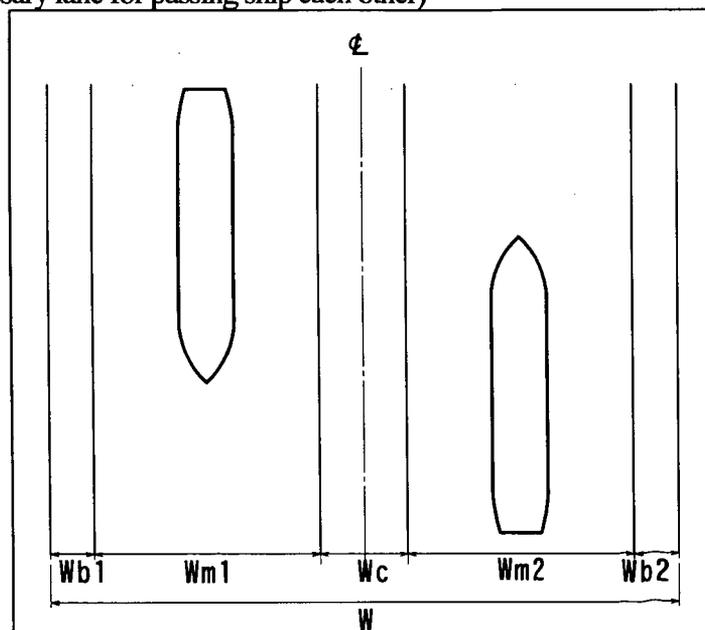


Figure 3-3 Two-way fairway

(Explanation)

1) W_{mi} (Basic manoeuvring lane) is composed of two elements.

① $W_m(\beta, y)$: Manoeuvring lane against the effect of wind, current and etc.

② $W_m(\alpha)$: Manoeuvring lane for the detection of drift

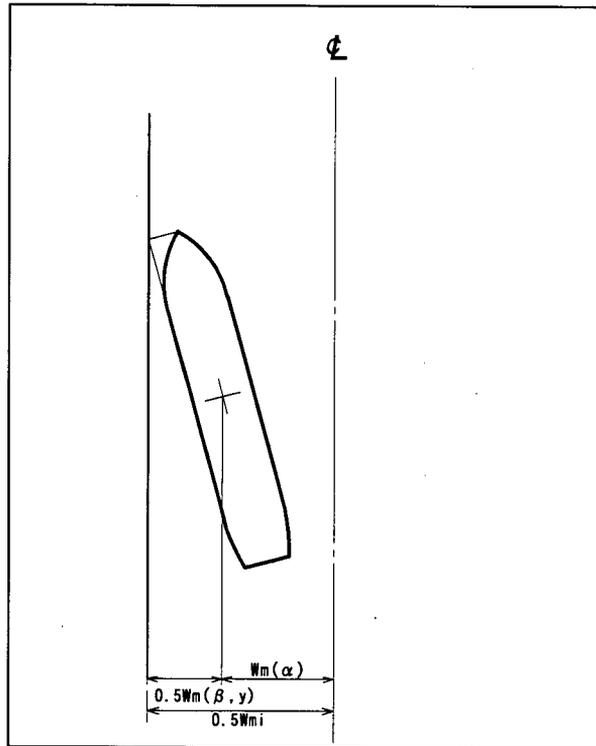


Figure 3-4 Idea of basic manoeuvring lane

2) $W_m(\beta, y)$ (Necessary manoeuvring lane against the effect of wind, current and etc.) can be calculated by the following formula.

2-1) Basic idea for calculation

At first, counter rudder angle shall be calculated depending on wind velocity under the limit of 15 degrees max counter rudder. And in case that calculated angle is over 15 degrees, max wind velocity of the criteria for port entry should be reconsidered.

Secondly the drift angle due to cross current shall be calculated. Basic manoeuvring lane against wind and current shall be calculated by the total drift angle due to wind and current.

Then, the drift sideways due to ship yaw is added to the above basic manoeuvring lane.

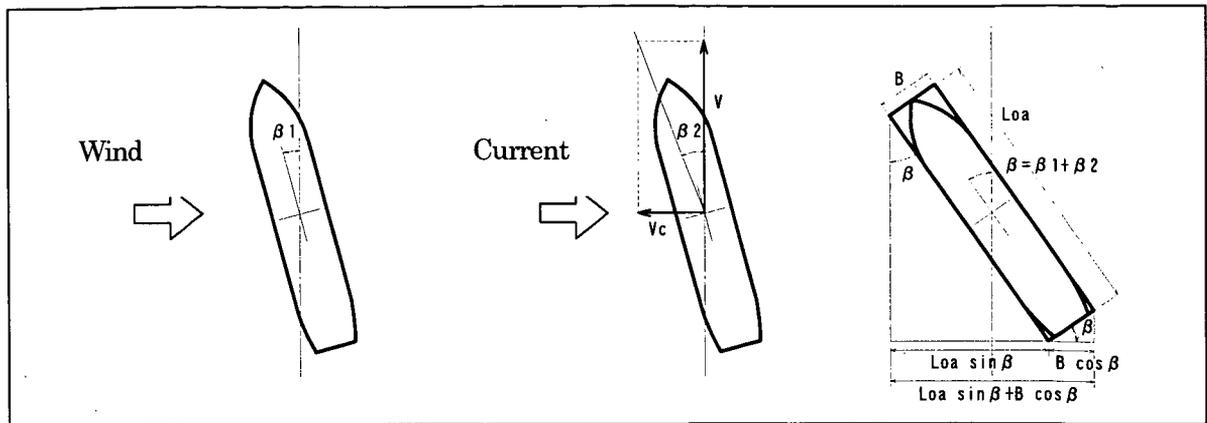


Figure 3-5 Idea for the drift angle due to wind and current

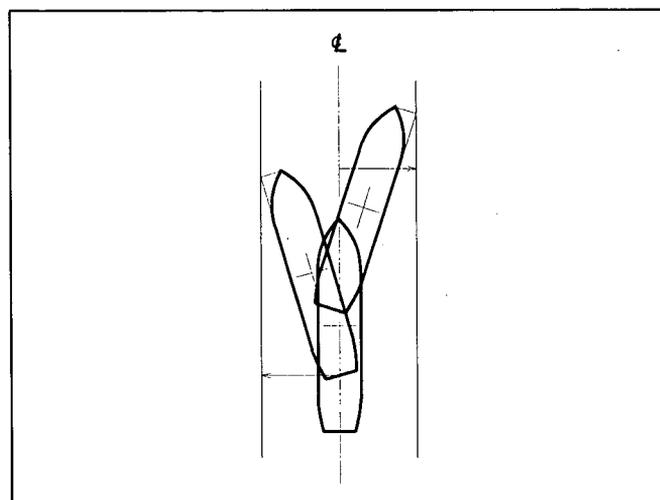


Figure 3-6 Idea for the drift sideways due to yaw

2-2) Calculation method and formula

① Calculation of the drift angle (β_1) due to wind effect

According to the following steps, the drift angle due to wind effect can be calculated.

a: Define the design ship particulars, ship speed and natural condition

b: Calculation of the hydrodynamic derivatives, interaction force coefficient of rudder of design ship (Formula by Dr. Hirano)

c: Calculation of wind pressure and moment coefficient (Formula by Dr. Yamano)

d: Calculation of necessary counter rudder by ship motion equation

Drift angle due to wind effect (β_1) = Mini (Drift angle corresponding to necessary counter rudder angle, drift angle corresponding to counter rudder angle of 15degrees)

β_1 : Drift angle due to wind effect

• Formula by Dr. Hirano: Dr. Hirano, Dr Takashina, Mr. Moriya, Mr. Nakamura: An Experimental Study on Manoeuvring Hydrodynamic Forces in Shallow Water, Transactions of the west-Japan society of naval

architects, No.69, 1985

Formula by Dr. Hirano calculating hydrodynamic derivatives

$$Y'_{\beta} = (\pi/2)ke + 1.4C_b \cdot B/L$$

$$Y'_r = -(\pi/4)ke$$

$$N'_{\beta} = ke$$

$$N'_r = -0.54ke + ke^2$$

Here

$$ke = k / (dk/2D + ((\pi d/2D) \cdot \cot(\pi d/2D))^{\lambda})$$

$$k = 2d/\pi$$

$$Y'_{\beta}: \lambda = 2.3, \quad Y'_r, N'_r: \lambda = 0.7, \quad N'_{\beta}: \lambda = 1.7$$

- Formula by Dr. Yamano, Dr. Yamano, Dr. Saito: A estimation method of wind force acting on ship's hull, Journal of the Kansai society of naval architects, Japan, No.228,1997

Formula by Dr. Yamano calculating wind force acting on ship's hull

θw : attack angle between bow and wind direction

A_x : Transverse area

A_y : Longitudinal area

XG : Distance between F.P. and center of the area

R_x : Longitudinal wind force

R_y : Lateral wind force

Na : Wind force moment

U : Wind velocity

ρ : Density of air

$$R_x = (1/2)C_x \rho A_x U^2$$

$$R_y = (1/2)C_y \rho A_y U^2$$

$$Na = (1/2)C_m \rho Lo_a U^2$$

$$C_x = C_{x0} + C_{x1} \cos \theta w + C_{x2} \cos^2 \theta w + C_{x3} \cos^3 \theta w + C_{x4} \cos^4 \theta w + C_{x5} \cos^5 \theta w$$

$$C_y = C_{y1} \sin \theta w + C_{y2} \sin^2 \theta w + C_{y3} \sin^3 \theta w$$

$$C_m = 0.1 \cdot (C_{m1} \sin \theta w + C_{m2} \sin^2 \theta w + C_{m3} \sin^3 \theta w)$$

Each coefficient shall be respectively given as the product and sum of value shown in Table 3-1

Table 3-1 Regression coefficient (L=Lpp)

C_x	Const.	A_y/L^2	XG/L	L/B	A_y/A_x	C_y	Const.	A_y/L^2	XG/L	L/B	A_y/A_x	C_m	Const.	A_y/L^2	XG/L	L/B	A_y/A_x	
C_{x0}	-0.0358	0.925	0.0521															
C_{x1}	2.58	-6.087		-0.1735		C_{y1}	0.509	4.904			0.022	C_{m1}	2.650	4.634	-5.876			
C_{x2}	-0.97		0.978	-0.0556		C_{y2}	0.0208	0.230	-0.075			C_{m2}	0.105	5.306				0.0704
C_{x3}	-0.146			-0.0283	0.0728	C_{y3}	-0.357	0.943		0.0381		C_{m3}	0.616		-1.474	0.0161		
C_{x4}	0.0851			-0.0254	0.0212													
C_{x5}	0.0318	0.287		-0.0164														

The calculation result of necessary counter rudder angle and drift angle are shown in Table 3-3 in case of the parameter of wind velocity/ship velocity ratio (K value) and wind attack angle for ships in Table 3-2.

This table is available for the calculation of rough $W_m(\beta, \gamma)$ value (Manoeuvring lane against wind and current effect)

Wind attack angle (θ) means the angle between bow and wind direction.

Table 3-2 Ship's Particulars

	DWT	Loa	B	d0
CTNR	60,000	288	32.2	13.3
TANKER	280,000	333	60.0	20.4
BULKER	172,000	289	45.0	17.8
LNG	70,000	283	44.8	10.8
PCC	18,000	190	32.2	8.2

Table 3-3 Necessary rudder angle and drift angle against K value and wind attack angle (D/d=1.2)

CTNR	Counter Rudder		Wind direction(degree)										
	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
K=1	0.0	0.1	0.1	0.2	0.3	0.3	0.4	0.4	0.4	0.4	0.3	0.2	0.0
K=2	0.0	0.2	0.5	0.8	1.0	1.3	1.5	1.7	1.7	1.5	1.2	0.6	0.0
K=3	0.0	0.5	1.1	1.7	2.3	2.9	3.4	3.8	3.8	3.4	2.6	1.4	0.0
K=4	0.0	1.0	2.0	3.0	4.1	5.2	6.1	6.7	6.8	6.1	4.7	2.5	0.0
K=5	0.0	1.5	3.1	4.7	6.4	8.1	9.5	10.5	10.6	9.5	7.3	4.0	0.0
K=6	0.0	2.2	4.4	6.8	9.2	11.6	13.7	*15.1	*15.2	13.7	10.5	5.7	0.1
K=7	0.0	3.0	6.0	9.2	12.6	*15.8	*18.7	*20.6	*20.7	*18.7	14.2	7.8	0.1
CTNR	Drift angle		Wind direction(degree)										
	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
K=1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
K=2	0.0	0.1	0.1	0.2	0.2	0.2	0.2	0.1	0.1	0.1	0.1	0.0	0.0
K=3	0.0	0.1	0.3	0.3	0.4	0.4	0.4	0.3	0.3	0.2	0.1	0.1	0.0
K=4	0.0	0.2	0.5	0.6	0.7	0.7	0.6	0.6	0.5	0.4	0.3	0.1	0.0
K=5	0.0	0.4	0.7	0.9	1.1	1.1	1.0	0.9	0.7	0.6	0.4	0.2	0.0
K=6	0.0	0.6	1.0	1.4	1.5	1.6	1.5	1.3	1.1	0.8	0.6	0.3	0.0
K=7	0.0	0.8	1.4	1.9	2.1	2.1	2.0	1.8	1.5	1.1	0.8	0.4	0.0

* Counter rudder angle is over 15 degrees

TANKER	Counter Rudder		Full load	Wind direction(degree)									
	0	15		30	45	60	75	90	105	120	135	150	165
K=1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.0	0.0
K=2	0.0	0.0	0.1	0.2	0.3	0.5	0.6	0.6	0.5	0.4	0.3	0.1	0.0
K=3	0.0	0.1	0.2	0.4	0.8	1.1	1.2	1.3	1.1	0.9	0.6	0.3	0.0
K=4	0.0	0.1	0.4	0.8	1.3	1.9	2.2	2.3	2.0	1.6	1.1	0.5	0.0
K=5	0.0	0.2	0.6	1.2	2.1	2.9	3.5	3.5	3.2	2.5	1.6	0.8	0.0
K=6	0.0	0.3	0.8	1.8	3.0	4.2	5.0	5.1	4.6	3.6	2.4	1.2	0.0
K=7	0.0	0.4	1.1	2.4	4.1	5.7	6.8	6.9	6.2	4.9	3.2	1.6	0.0
TANKER	Drift angle		Full load	Wind direction(degree)									
	0	15		30	45	60	75	90	105	120	135	150	165
K=1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
K=2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
K=3	0.0	0.0	0.0	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0
K=4	0.0	0.0	0.1	0.1	0.2	0.2	0.2	0.2	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0
K=5	0.0	0.1	0.1	0.2	0.3	0.3	0.3	0.3	0.2	0.1	0.1	0.0	0.0
K=6	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1	0.0	0.0
K=7	0.0	0.1	0.2	0.4	0.5	0.6	0.6	0.5	0.4	0.2	0.1	0.0	0.0

TANKER	Counter Rudder		Ballast											Wind direction(degree)													
K	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180														
K=1	0.0	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.5	0.5	0.4	0.3	0.2	0.0														
K=2	0.0	0.1	0.4	0.8	1.2	1.7	2.1	2.2	2.0	1.7	1.2	0.6	0.0														
K=3	0.0	0.3	0.8	1.7	2.8	3.8	4.6	4.9	4.6	3.8	2.7	1.4	0.0														
K=4	0.0	0.6	1.5	3.0	4.9	6.8	8.2	8.7	8.2	6.8	4.8	2.4	0.0														
K=5	0.0	0.9	2.4	4.7	7.7	10.7	12.8	13.6	12.8	10.6	7.4	3.8	0.0														
K=6	0.0	1.3	3.4	6.8	11.1	*15.4	*18.5	*19.6	*18.4	*15.2	10.7	5.5	0.1														
K=7	0.0	1.7	4.6	9.2	*15.1	*20.9	*25.1	*26.6	*25.0	*20.6	14.6	7.5	0.1														
TANKER	Drift angle		Ballast											Wind direction(degree)													
K	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180														
K=1	0.0	0.0	0.1	0.1	0.2	0.2	0.2	0.2	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0														
K=2	0.0	0.2	0.3	0.5	0.6	0.7	0.7	0.6	0.5	0.3	0.2	0.1	0.0														
K=3	0.0	0.4	0.8	1.1	1.4	1.6	1.6	1.4	1.0	0.7	0.4	0.2	0.0														
K=4	0.0	0.7	1.4	2.0	2.6	2.9	2.8	2.5	1.9	1.2	0.7	0.3	0.0														
K=5	0.0	1.1	2.1	3.2	4.0	4.5	4.4	3.8	2.9	1.9	1.0	0.4	0.0														
K=6	0.0	1.5	3.1	4.6	5.8	6.4	6.3	5.5	4.2	2.7	1.5	0.6	0.0														
K=7	0.0	2.1	4.2	6.2	7.9	8.8	8.6	7.5	5.7	3.7	2.0	0.8	0.0														

* Counter rudder angle is over 15 degrees

BULKER	Counter Rudder		Ballast											Wind direction(degree)													
K	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180														
K=1	0.0	0.0	0.0	0.1	0.1	0.1	0.2	0.2	0.2	0.1	0.1	0.0	0.0														
K=2	0.0	0.1	0.1	0.3	0.4	0.6	0.7	0.7	0.6	0.5	0.3	0.2	0.0														
K=3	0.0	0.1	0.3	0.6	0.9	1.2	1.5	1.5	1.4	1.1	0.8	0.4	0.0														
K=4	0.0	0.2	0.5	1.0	1.6	2.2	2.6	2.7	2.5	2.0	1.4	0.7	0.0														
K=5	0.0	0.3	0.8	1.6	2.6	3.5	4.1	4.2	3.9	3.1	2.1	1.1	0.0														
K=6	0.0	0.5	1.2	2.3	3.7	5.0	5.9	6.1	5.5	4.5	3.1	1.5	0.0														
K=7	0.0	0.6	1.6	3.1	5.0	6.8	8.0	8.3	7.5	6.1	4.2	2.1	0.0														
BULKER	Drift angle		Ballast											Wind direction(degree)													
K	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180														
K=1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0														
K=2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0														
K=3	0.0	0.0	0.0	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0														
K=4	0.0	0.0	0.1	0.1	0.2	0.2	0.2	0.2	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0														
K=5	0.0	0.1	0.1	0.2	0.3	0.3	0.3	0.3	0.2	0.1	0.1	0.0	0.0														
K=6	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.4	0.4	0.4	0.3	0.2	0.1	0.0	0.0														
K=7	0.0	0.1	0.3	0.4	0.5	0.6	0.6	0.5	0.4	0.2	0.1	0.1	0.0														

LNG	Counter Rudder		Ballast											Wind direction(degree)													
K	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180														
K=1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.5	0.7	0.8	0.9	0.8	0.7	0.5	0.3	0.0														
K=2	0.0	0.3	0.8	1.3	2.0	2.6	3.2	3.4	3.4	3.0	2.2	1.2	0.0														
K=3	0.0	0.7	1.7	2.9	4.4	5.9	7.1	7.8	7.6	6.7	4.9	2.6	0.0														
K=4	0.0	1.3	3.0	5.2	7.8	10.5	12.6	13.8	13.6	11.9	8.8	4.7	0.0														
K=5	0.0	2.1	4.7	8.1	12.2	*16.3	*19.7	*21.6	*21.2	*18.6	13.7	7.3	0.1														
K=6	0.0	3.0	6.8	11.7	*17.6	*23.5	*28.4	*31.0	*30.6	*26.7	*19.8	10.6	0.1														
K=7	0.0	4.1	9.2	*15.9	*23.9	*32.0	*38.7	*42.2	*41.6	*36.4	*26.9	14.4	0.1														
LNG	Drift angle		Ballast											Wind direction(degree)													
K	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180														
K=1	0.0	0.0	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0														
K=2	0.0	0.1	0.3	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.3	0.2	0.1	0.0														
K=3	0.0	0.3	0.6	0.8	0.9	1.0	0.9	0.8	0.7	0.5	0.3	0.1	0.0														
K=4	0.0	0.5	1.0	1.4	1.7	1.8	1.7	1.5	1.2	0.8	0.5	0.2	0.0														
K=5	0.0	0.8	1.6	2.2	2.6	2.7	2.6	2.3	1.8	1.3	0.8	0.4	0.0														
K=6	0.0	1.2	2.3	3.2	3.7	3.9	3.8	3.3	2.6	1.9	1.2	0.5	0.0														
K=7	0.0	1.6	3.1	4.3	5.1	5.4	5.1	4.5	3.6	2.5	1.6	0.7	0.0														

* Counter rudder angle is over 15 degrees

PCC	Counter Rudder		Wind direction(degree)											
			0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165
K=1	0.0	0.1	0.2	0.4	0.6	0.7	0.9	1.0	1.0	1.0	0.9	0.7	0.4	0.0
K=2	0.0	0.4	0.9	1.5	2.2	2.9	3.5	3.9	3.9	3.5	2.6	1.4	0.0	
K=3	0.0	1.0	2.1	3.4	5.0	6.5	7.9	8.8	8.8	7.9	5.9	3.2	0.0	
K=4	0.0	1.7	3.7	6.1	8.8	11.6	14.1	*15.6	*15.7	14.0	10.5	5.7	0.1	
K=5	0.0	2.7	5.7	9.5	13.8	*18.2	*22.0	*24.4	*24.5	*21.8	*16.5	8.9	0.1	
K=6	0.0	3.8	8.3	13.6	*19.8	*26.2	*31.7	*35.1	*35.2	*31.4	*23.7	12.8	0.1	
K=7	0.0	5.2	11.3	*18.6	*27.0	*35.6	*43.1	*47.7	*47.9	*42.8	*32.3	*17.4	0.2	
PCC	Drift angle		Wind direction(degree)											
			0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165
K=1	0.0	0.1	0.1	0.1	0.2	0.2	0.1	0.1	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0	
K=2	0.0	0.2	0.4	0.5	0.6	0.6	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1	0.0	
K=3	0.0	0.5	0.9	1.2	1.4	1.4	1.3	1.2	0.9	0.7	0.4	0.2	0.0	
K=4	0.0	0.8	1.6	2.1	2.4	2.5	2.4	2.1	1.7	1.2	0.8	0.4	0.0	
K=5	0.0	1.3	2.4	3.3	3.8	4.0	3.7	3.3	2.6	1.9	1.2	0.6	0.0	
K=6	0.0	1.9	3.5	4.8	5.5	5.7	5.4	4.7	3.8	2.7	1.8	0.8	0.0	
K=7	0.0	2.5	4.8	6.5	7.5	7.8	7.3	6.4	5.1	3.7	2.4	1.2	0.0	

* Counter rudder angle is over 15 degrees

② Calculation of drift angle due to current effect

The drift angle due to current effect can be calculated by the following formula with ship speed and cross current velocity.

$$\beta_2 = \text{Arctan}(V_c / V)$$

β_2 : Drift angle due to current effect

V_c : Cross current velocity V : Ship speed

③ Calculation of drift angle due to wind and current effect

The total drift angle due to wind and current effect can be calculated by the following formula.

$$\beta = \beta_1 + \beta_2$$

$$W(\beta) = L_oa \cdot \sin \beta + B \cdot \cos \beta$$

$W(\beta)$: Drift due to wind and current

L_oa : Length over all of design ship

B : Breadth of design ship β : Drift angle due to wind and current effect

④ Calculation for drift sideway due to ship yaw

The drift sideway due to ship yaw can be calculated by the following formula.

$$W(y) = V \int \sin \psi(t) dt \quad (t = 0 \sim T_y / 4)$$

$$= V T_y \cdot \sin \psi_0 / 4$$

$W(y)$: Drift sideway due to ship yaw

V : Ship speed

T_y : Yawing period

ψ_0 : Max yawing angle

$\psi(t)$: Yawing at time of (t) = $\psi_0 \cdot \sin(2\pi t / T)$

⑤ Calculation of necessary basic manoeuvring lane against the effect of wind, current and etc.

$$W_m(\beta, y) = W(\beta) + W(y)$$

$$= L_o a \cdot \sin \beta + B \cdot \cos \beta + V T_y \cdot \sin \psi_0 / 2$$

$W_m(\beta, y)$: Manoeuvring lane against the effect of wind, current and etc.

$W(\beta)$: Drift due to wind and current

$W(y)$: Drift sideways due to ship yaw

$L_o a$: Length over all of design ship

B : Breadth of design ship

β : $\beta_1 + \beta_2$

β_1 : Drift angle due to wind effect

β_2 : Drift angle due to current effect

V : Ship speed

T_y : Yawing period

ψ_0 : Max yawing angle

3) $W_m(\alpha)$ (Manoeuvring lane for detection of drift) can be calculated by the following formula.

3-1) Basic idea for calculation

Ship handlers intend to keep ship on the planned course line except when in emergency, but sometimes a ship drifts away from the course line due to various reasons. In such a case, the drift that makes ship handlers detect off course is defined as [manoeuvring lane for detection of drift].

Well-experienced ship handlers in defined water can handle and navigate ships observing land mark, but generally the following method to detect the drift of ship are adopted.

Fixing position by observing sidewalls like canal

Fixing position by observing leading post or leading light

Fixing position by observing structure such as breakwater

Fixing position by observing light buoys on both sides of fairway

Fixing position by RADAR, GPS

Here, the lane for detection of drift shall be calculated by the method of fixing position by light buoys on both sides of fairway.

3-2) Practical calculation method and formula to be used

① Calculation for lane (unit of angle : degree)

The lane for detection of drift can be calculated by the following formula.

$$\theta = 2 \text{Arctan} (W_{\text{buoy}} / (2 \cdot L F))$$

$$\alpha_r = 0.00044 \cdot \theta^2 + 0.0002 \cdot \theta + 0.55343$$

$$\alpha_{max} = 4 \alpha_r$$

$$W_m(\alpha) = LF \cdot \tan(\alpha_{max}) \quad (\text{Formula by West Japan port operation study group})$$

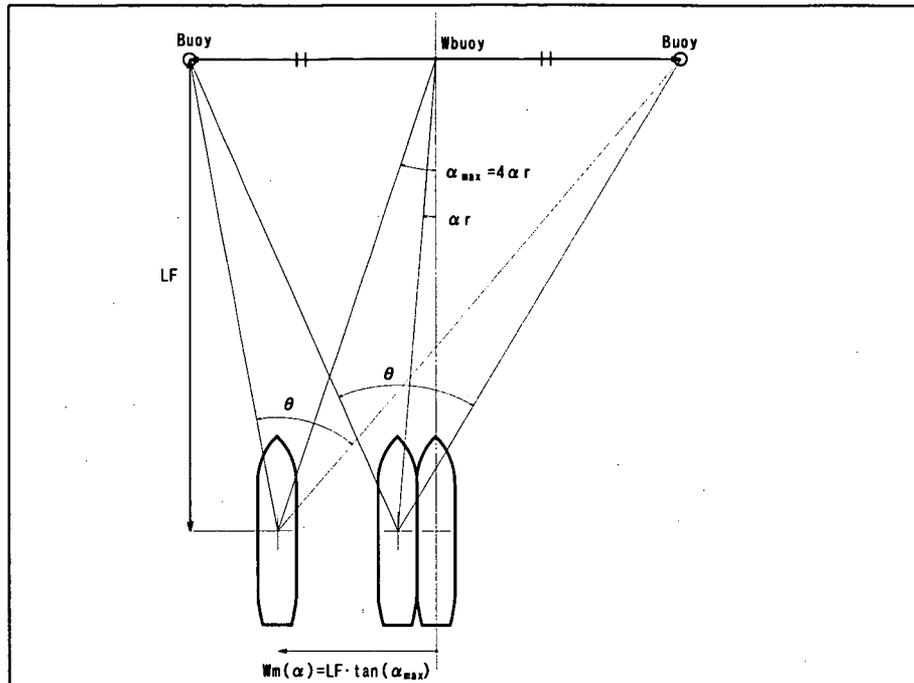


Figure 3-6 Manoeuvring lane for detection of drift

θ : Angle between ship and two buoys on both sides

Wbuoy : Clearance between two buoys forward

LF : Distance from the ship to light buoy forward

$W_m(\alpha)$: Basic lane for detection of drift

α_r : Observation error of middle point $= 0.00044 \cdot \theta^2 + 0.0002 \cdot \theta + 0.55343$

α_{max} : Max observation error of center point (Max error that ship handlers of 99.8% can recognize the drift)

• Formula by West Japan port operation study group: West Japan port operation study group, Fairway design study (Decision method for the width of long fairways) , 1977

② Set up of distance between buoy and ship (LF)

LF can be set up as follows, based on the idea shown in Figure 3-7, according to the present standard ($W_{buoy} \approx L_{oa}$)

Here, in case of two-way fairway, two ships navigate in one-way fairway respectively and meet at middle point shown in Figure 3-8.

In case of the existing fairway, the distance between buoys along the fairway should be used.

One-way waterway $LF = 7L_{oa}$
 Two-way waterway $LF = 3.5L_{oa}$

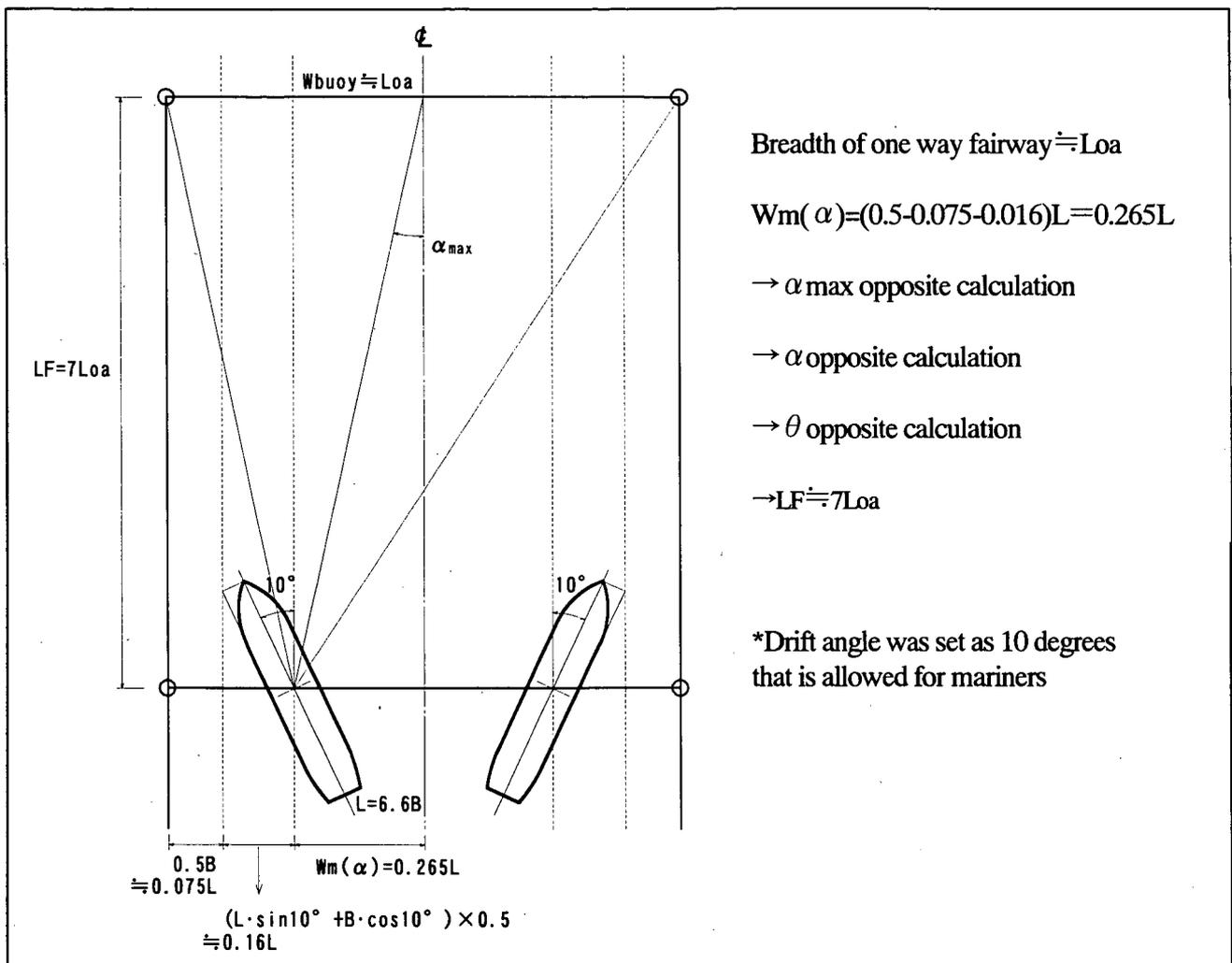


Figure 3-7 Idea for $LF \approx L_{oa}$

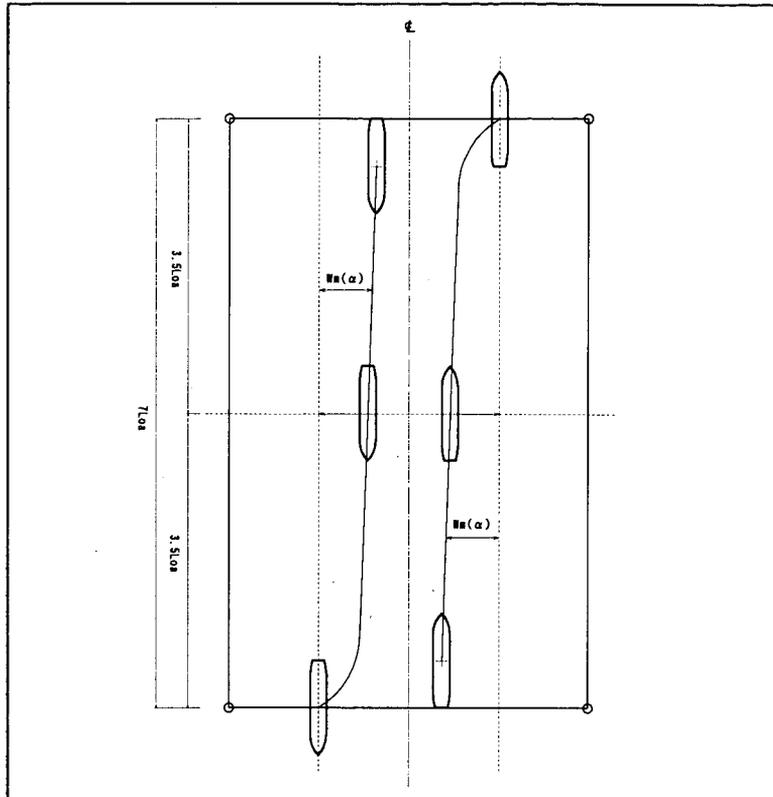


Figure 3-8 Idea of meeting

4) W_{mi} (Basic manoeuvring lane) can be calculated by the following formula.

Max. basic manoeuvring lane for one side can be calculated by the following formula.

$$0.5 \cdot W_{mi} = W_m(\alpha) + 0.5 \cdot W_m(\beta, y)$$

Therefore the basic manoeuvring lane can be calculated as follows.

$$W_{mi} = 2 \cdot W_m(\alpha) + W_m(\beta, y)$$

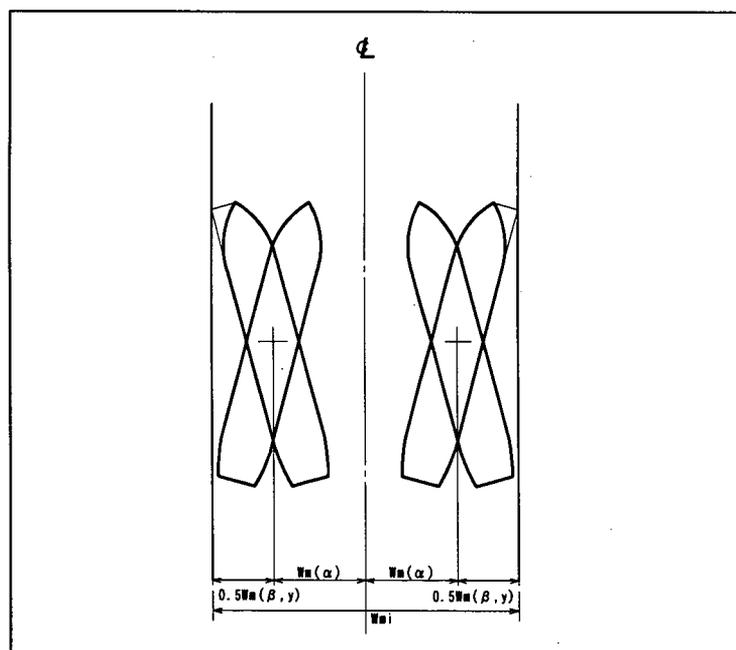


Figure3-9 Idea for basic manoeuvring lane

5) W_{bi} (Bank clearance) can be calculated by the following procedure

5-1) Basic idea for calculation

Counter rudder angle for bank suction effect is limited to max 5 degrees. Bank clearance is calculated as the distance from wall to absorb bank suction effect using the limited amount (Max 5 degrees) of rudder angle.

5-2) Practical calculation method and formula used

① Calculation of the bank clearance in case of straight bank wall

- a : Set up of ship particulars, ship speed, natural condition and etc.
- b : Calculation of thrust and moment acting on ship hull due to the bank suction effect of straight bank wall
- c : Calculation of counter rudder angle according to the equation of ship motion
- d : Repeat calculations to obtain the counter rudder of 5-degrees to absorb bank suction effect

W_{bi0} : Repeat calculation of bank clearance to require 5-degrees counter rudder against bank suction effect

② Correction based on the shape of bank wall and the ratio of water depth and ship draft

- a : Calculation of correction coefficient based on the ratio of depth of fairway and depth of outer water. (In case of sloping bank wall, coefficient of straight bank wall shall be applied) (Pro Kijima Figure-1)
- b : Calculation of bank clearance depending on the shape of cross section of fairway and the ratio of depth of fairway and depth of outer water, that is calculated by applying correction coefficient based on straight bank wall.

$$W_{bi} = W_{bi0} \times h_1$$

$$h_f = \exp(-2(h_1/(1-h_1)))$$

W_{bi} : Bank clearance in case of the designed cross-section geometry of fairway and depth /draft ratio

W_{bi0} : Bank clearance required allowable counter rudder of 5 degrees in case of steep wall

h_1 : Correction ratio for the cross-section geometry of fairway

h_f : Correction ratio for the cross-section geometry of fairway

Figure of Dr. Kijima: Kijima, Qing: Manoeuvring Motion of a Ship in the Proximity of Bank Wall(Fig.4)

Journal of The Society of Naval Architects of Japan No.162, 1987

Formula of Dr. Kijima: Kijima, Nonaka: Ship's manoeuvrability in restricted water, The Society of Naval Architects of Japan 3rd Manoeuvrability of ship Symposium, 1981

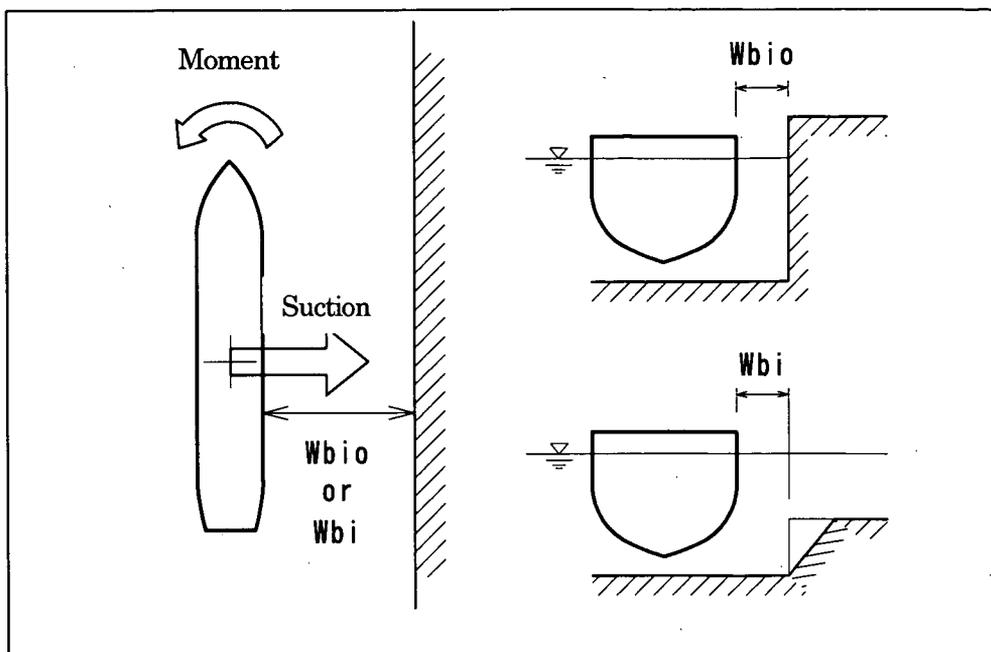
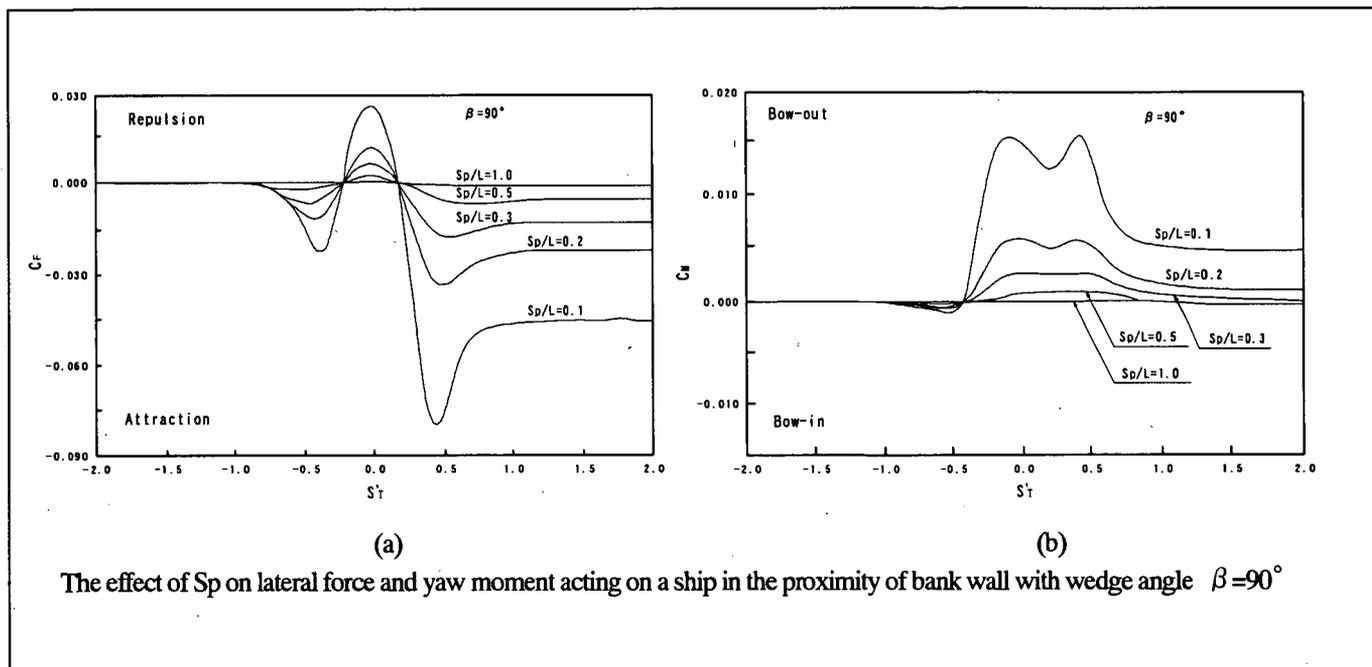


Figure 3-10 Idea for bank clearance



The effect of S_p on lateral force and yaw moment acting on a ship in the proximity of bank wall with wedge angle $\beta = 90^\circ$

Fig.3-11 Ship manoeuvring navigating along wall (Dr. Kijima Figure-1)

The calculation result of bank clearance for ships shown in Table 3-2 is shown in Table 3-4.

This table can be used to obtain rough W_{bi0} (Bank clearance required allowable counter rudder angle of 5 degrees in case of straight wall) . This value is free from ship speed.

Table 3-4 W_{bi0}

(Bank clearance required allowable counter rudder angle of 5 degrees in case of straight wall) ($D/d=1.2$)

	LNG	CTNR	TANKER (Full load)	TANKER (Ballast)	BULKER	PCC
W_{bi0}	0.93B	1.52B	0.58B	0.67B	1.01B	0.63B

6) W_c (Width for passing distance) can be calculated by the following formula.

6-1) Basic idea for calculation

Max counter rudder for passing distance is assumed as 5 degrees. The width is calculated as the distance to absorb the effect of meeting ships with 5-degrees counter rudder angle.

6-2) Practical calculation method and used formula

- a : Set up of the particulars of passing ships and ship speed
- b : Calculation of side thrust and moment underway in the fairway
- c : Calculation of counter rudder angle according to the equation of ship motion
- d : Repeat calculations to obtain counter ruder of 5-degrees to absorb the suction effect due to meeting ships

The ship proceeds obliquely against the centerline of fairway shown in Figure 3-12, but in this case, dangerous condition drawn with dotted line is taken into consideration.

- Figure of Dr. Kijima: Kijima, Yasukawa Manoeuvrability of Ships in Narrow Waterway, Journal of The Society of Naval Architects of Japan (Fig.2,3) No.156, 1984

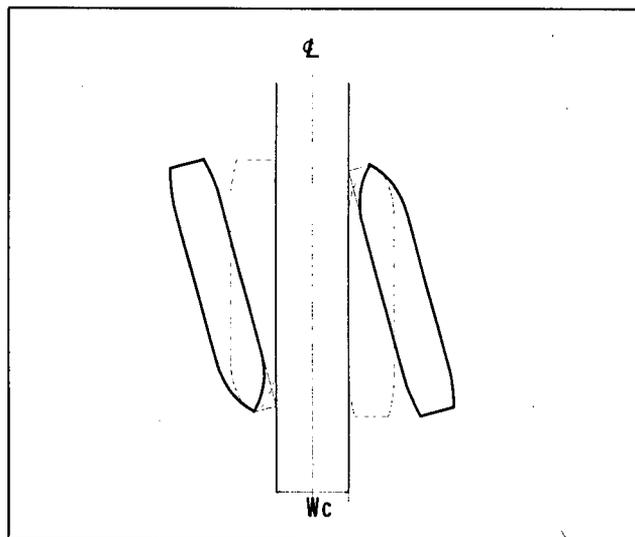


Figure 3-12 Idea of passing distance

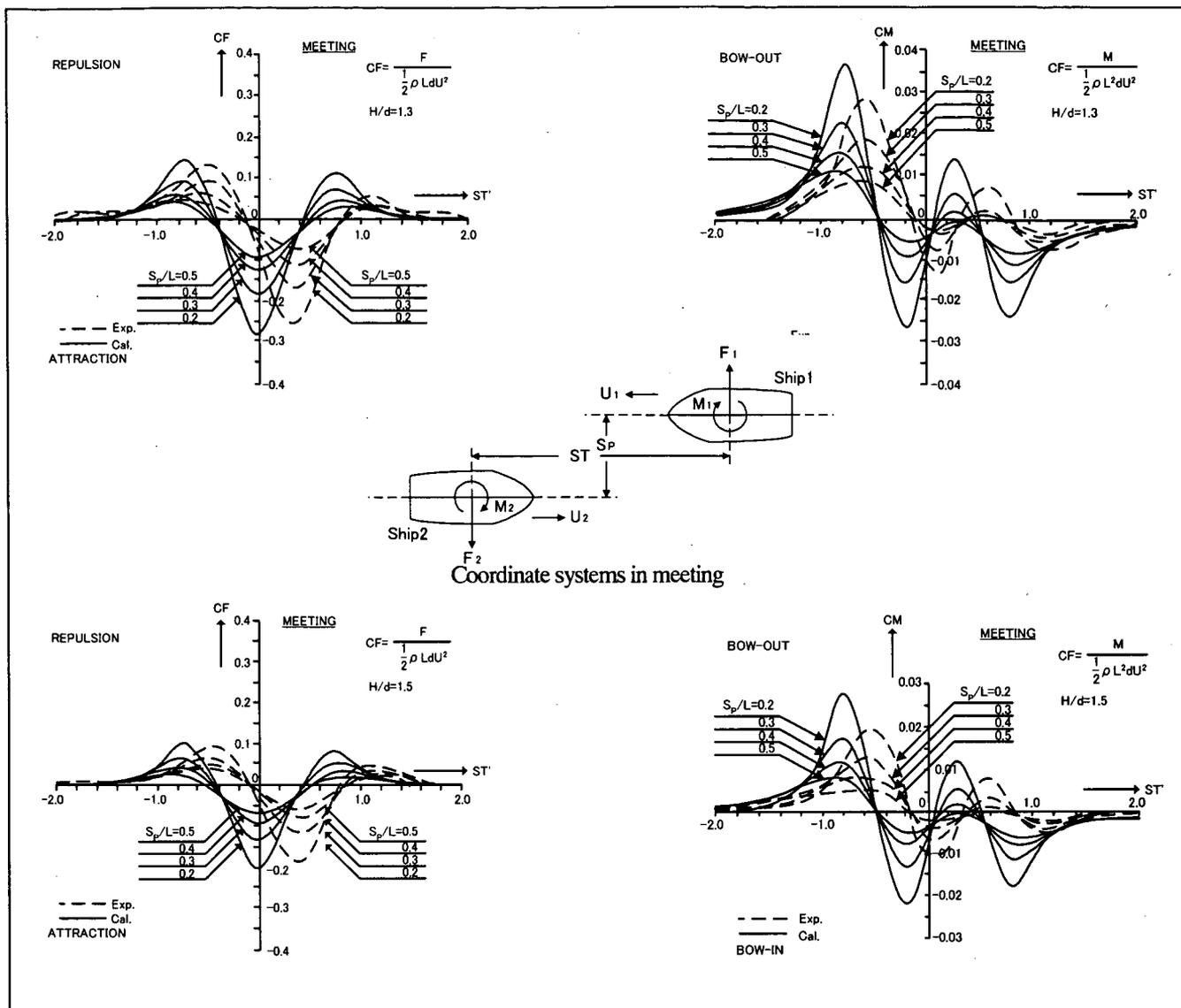


Figure 3-13 Lateral force and yaw moment acting on ship 1 in meeting (Kijima-2)

The calculation result of meeting distance for ships shown in Table 3-2 is shown in Table 3-5. This table can be used to obtain rough W_c (Passing distance). This value is free from ship speed.

Table 3-5 W_c (Passing distance) ($D/d=1.3$)

	LNG	CTNR	TANKER (Full load)	TANKER (Ballast)	BULKER	PCC
W_c	0.96B	1.95B	0.67B	0.77B	1.27B	0.71B

7) Repeat calculation for basic manoeuvring lane

On calculation of W_{mi} (basic manoeuvring lane) that is the basic element for calculation of W (Width of fairway), W_{buoy} (distance between buoys forward) is used for initial value. Therefore, it is necessary to carry out repeat calculation until initial value of W_{buoy} reaches to the same value of W (Width of fairway) that is calculated by the following formula.

- One-way fairway $W = W_{m0} + W_{b1} + W_{b2}$
- Two-way fairway $W = W_{m1} + W_{m2} + W_c + W_{b1} + W_{b2}$

Here, in case of existing fairway the distance between buoys forward is set as initial value and repeat calculation is carried out. It is understood that the existing width of fairway is reasonable if calculate result is smaller than the distance between buoys. On the contrary, it is desirable to study again operation criteria and the width of fairway if calculate result is bigger than the distance between buoys

- W : Width of fairway
- W_{m0} : Basic manoeuvring lane for one-way fairway
- W_{b1}, W_{b2} : Bank clearance (Necessary lane against bank suction)
(Each basic manoeuvring lane when two ships meet)
- W_{m1}, W_{m2} : Basic manoeuvring lane for two-way fairway (in case of meeting)
- W_c : Passing distance (necessary lane for passing ship each other)
- β_1 : Drift angle due to wind effect
- β_2 : Drift angle due to current effect
- V_c : Cross current velocity
- V : Ship speed
- $W(\beta)$: Drift due to the effect of wind, current and etc.
- Loa : Length over all of design ship
- B : Breadth of design ship
- β : Drift due to wind and current
- β : $\beta_1 + \beta_2$
- β_1 : Drift angle due to wind effect
- β_2 : Drift angle due to current effect
- Θ_w : Wind angle between bow and wind direction
- A_x : Transverse wind area
- A_y : Longitudinal wind area
- XG : Distance between F.P. and center of wind area

Rx : Longitudinal wind force

Ry : Lateral wind force

Na : Wind force moment

U : Wind velocity

ρ : Density of air

W(y) : Drift sideways due to ship yaw

Ty : Yawing period

ψ_0 : Max yawing angle

$\psi(t)$: Yawing at time of (t) = $\psi_0 \cdot \sin(2\pi t/T)$

Wm(β, y): Manoeuvring lane against wind and current effect

Wm(α) : Manoeuvring lane for detection of drift

θ : Angle between ship and two buoys on both sides

Wbuoy : Clearance between two buoys forward

Ar : Observation error of middle point = $0.00044 \cdot \theta^2 + 0.0002 \cdot \theta + 0.55343$

Amax : Observation error of center point (Max error that ship handlers of 99.8%)

LF : Distance from the ship to light buoy forward

Wbi0 : Bank clearance to require d allowable 5-degrees counter rudder in case of steep wall

Wbi : Bank clearance in case of the designed cross-section geometry of fairway and depth/draft ratio

h1 : Depth ratio (= Depth of outside of fairway / Depth of fairway, Cannel:0, No wall : 1)

Hf : Correction ratio for the cross-section geometry of fairway

Calculation Example 3-1 (CTNR ship, Under severe navigation conditions)

***** One-way fairway *****			
<<ship condition >>		A: Basic manoeuvring lane for one-way fairway	
Kind of ship	Large CTNR ship	1. Manoeuvring lane for detection of drift	0.59
Loa: ship length(m)	288.0	α : Observation error of middle point(degree)	4.0
B: ship breadth(m)	32.2	k: Correction ratio	2.36
V: ship speed (knot)	7.5	α_{max} : Max observation error of center point(degree)	83.1
V: ship speed (m/s)	3.9	Manoeuvring lane for detection of drift(m)	
<< Natural condition>>		2. Drift due to wind and current	
Wind velocity (m/s)	15.0	Drift angle due to wind effect(degree)	0.6
Cross current (knot)	0.5	Drift angle due to current effect(degree)	3.8
		Drift angle due to wind and current effect(degree)	4.4
		Drift due to wind and current(m)	27.1
<< Fairway condition>>		3. Drift sideways due to ship yaw	
W: Width of fairway (m)	315	Max yawing angle(degree)	4
a: Manoeuvring lane for detection of drift (m)	2016	Ty: Yawing period(second)	120
(Distance between buoy and ship in terms of Loa)	7.0	W(y): Drift sideways due to ship yaw(m)	8.1
θ : Angle between ship and two buoys on both sides	8.93		
		Half manoeuvring lane for one-way fairway	118
		Basic manoeuvring lane for one-way fairway	237
**** Width of one-way fairway (m) ****		B: Bank clearance	
Basic manoeuvring lane + (Bank clearance)*2	315.0	e: Coefficient for bank clearance	1.52
In terms of Loa	1.1	h1: Correction ratio (Cannel: 0, No wall: 0.999)	0.10
In terms of B	9.8	Correction coefficient	0.80
		Bank clearance = e x correction coefficient x B (m)	39.2

***** Two-way fairway *****			
<<ship condition >>		A: Basic manoeuvring lane for one-way fairway	
Kind of ship	Large CTNR ship	1. Manoeuvring lane for detection of drift	0.59
Loa: ship length(m)	288.0	α : Observation error of middle point(degree)	4.0
B: ship breadth(m)	32.2	k: Correction ratio	2.36
V: ship speed (knot)	7.5	α_{max} : Max observation error of center point(degree)	83.1
V: ship speed (m/s)	3.9	Manoeuvring lane for detection of drift(m)	
<< Natural condition>>		2. Drift due to wind and current	
Wind velocity (m/s)	15.0	Drift angle due to wind effect(degree)	0.6
Cross current (knot)	0.5	Drift angle due to current effect(degree)	3.8
		Drift angle due to wind and current effect(degree)	4.4
		Drift due to wind and current(m)	27.1
<< Fairway condition>>		3. Drift sideways due to ship yaw	
W: Width of fairway (m)	559	Max yawing angle(degree)	4
a: Manoeuvring lane for detection of drift (m)	1008	Ty: Yawing period(second)	120
(Distance between buoy and ship in terms of Loa)	3.5	W(y): Drift sideways due to ship yaw(m)	8.1
θ : Angle between ship and two buoys on both sides	31.00		
		Half manoeuvring lane for one-way fairway	118
		Basic manoeuvring lane for one-way fairway	237
**** Width of two-way fairway (m) ****		B: Bank clearance	
Basic manoeuvring lane + (Bank clearance)*2	559.0	e: Coefficient for bank clearance	1.52
In terms of Loa	1.9	h1: Correction ratio (Cannel: 0, No wall: 0.999)	0.10
In terms of B	17.4	Correction coefficient	0.80
		Bank clearance = e x correction coefficient x B (m)	39.2
		C: Passing distance for two-way fairway	
		f: Ratio for passing distance	1.95
		Passing distance = f x B	62.8

Calculation Example 3-2 (CTNR ship, Under fair navigation conditions)

***** One-way fairway *****			
<<ship condition >>		A: Basic manoeuvring lane for one-way fairway	
Kind of ship	Large CTNR ship	1. Manoeuvring lane for detection of drift	0.57
Loa: ship length(m)	288.0	α : Observation error of middle point(degree)	4.0
B: ship breadth(m)	32.2	k: Correction ratio	2.28
V: ship speed (knot)	5.0	α_{max} : Max observation error of center point(degree)	57.3
V: ship speed (m/s)	2.6	Manoeuvring lane for detection of drift(m)	
<< Natural condition >>		2. Drift due to wind and current	
Wind velocity (m/s)	0.0	Drift angle due to wind effect(degree)	0.0
Cross current (knot)	0.0	Drift angle due to current effect(degree)	0.0
<< Fairway condition >>		Drift angle due to wind and current effect(degree)	
W: Width of fairway (m)	147	Drift due to wind and current(m)	16.1
a: Manoeuvring lane for detection of drift (m)	1440	3. Drift sideways due to ship yaw	
(Distance between buoy and ship in terms of Loa)	5.0	Max yawing angle(degree)	0.0
θ : Angle between ship and two buoys on both sides	5.84	Ty: Yawing period(second)	120
**** Width of one-way fairway (m) ****		W(y): Drift sideways due to ship yaw(m)	0.0
Basic manoeuvring lane + (Bank clearance)*2	147.0	Half manoeuvring lane for one-way fairway	73
In terms of Loa	0.5	Basic manoeuvring lane for one-way fairway	147
In terms of B	4.6	B: Bank clearance	
		e: Coefficient for bank clearance	1.45
		h1: Correction ratio (Cannel: 0, No wall: 0.999)	0.99
		Correction coefficient	0.00
		Bank clearance = e x correction coefficient x B(m)	0.00

***** Two-way fairway *****			
<<ship condition >>		A: Basic manoeuvring lane for one-way fairway	
Kind of ship	Large CTNR ship	1. Manoeuvring lane for detection of drift	0.73
Loa: ship length(m)	288.0	α : Observation error of middle point(degree)	4.0
B: ship breadth(m)	32.2	k: Correction ratio	2.93
V: ship speed (knot)	5.0	α_{max} : Max observation error of center point(degree)	44.2
V: ship speed (m/s)	2.6	Manoeuvring lane for detection of drift(m)	
<< Natural condition >>		2. Drift due to wind and current	
Wind velocity (m/s)	0.0	Drift angle due to wind effect(degree)	0.0
Cross current (knot)	0.0	Drift angle due to current effect(degree)	0.0
<< Fairway condition >>		Drift angle due to wind and current effect(degree)	
W: Width of fairway (m)	304	Drift due to wind and current(m)	16.1
a: Manoeuvring lane for detection of drift (m)	864	3. Drift sideways due to ship yaw	
(Distance between buoy and ship in terms of Loa)	3.0	Max yawing angle(degree)	0.0
θ : Angle between ship and two buoys on both sides	19.96	Ty: Yawing period(second)	120
**** Width of two-way fairway (m) ****		W(y): Drift sideways due to ship yaw(m)	0.0
Basic manoeuvring lane + (Bank clearance)*2	304.0	Half manoeuvring lane for one-way fairway	60
In terms of Loa	1.1	Basic manoeuvring lane for one-way fairway	121
In terms of B	9.4	B: Bank clearance	
		e: Coefficient for bank clearance	1.52
		h1: Correction ratio (Cannel: 0, No wall: 0.999)	0.99
		Correction coefficient	0.00
		Bank clearance = e x correction coefficient x B(m)	0.0
		C: Passing distance for two-way fairway	
		f: Ratio for passing distance	1.95
		Passing distance = f x B	62.8

Calculation example 4-1 (TANKER: Full load, Under severe navigation conditions)

***** One-way fairway *****			
<<ship condition >>		A: Basic manoeuvring lane for one-way fairway	
Kind of ship	VLCC	1. Manoeuvring lane for detection of drift	0.59
Loa: ship length(m)	333.0	α: Observation error of middle point(degree)	4.0
B: ship breadth(m)	60.0	k: Correction ratio	2.35
V: ship speed (knot)	7.5	α _{max} : Max observation error of center point(degree)	95.6
V: ship speed (m/s)	3.9	Manoeuvring lane for detection of drift(m)	
<< Natural condition >>		2. Drift due to wind and current	
Wind velocity (m/s)	15.0	Drift angle due to wind effect(degree)	0.2
Cross current (knot)	0.5	Drift angle due to current effect(degree)	3.8
<< Fairway condition >>		Drift angle due to wind and current effect(degree)	
W: Width of fairway (m)	346	Drift due to wind and current(m)	41.6
a: Manoeuvring lane for detection of drift (m)	2331	3. Drift sideways due to ship yaw	
(Distance between buoy and ship in terms of Loa)	7.0	Max yawing angle(degree)	4
θ: Angle between ship and two buoys on both sides	8.49	Ty: Yawing period(second)	120
**** Width of one-way fairway (m)****		W(y): Drift sideways due to ship yaw(m)	8.1
Basic manoeuvring lane + (Bank clearance)*2	346.0	Half manoeuvring lane for one-way fairway	145
in terms of Loa	1.0	Basic manoeuvring lane for one-way fairway	290
in terms of B	5.8	B: Bank clearance	
		e: Coefficient for bank clearance	0.58
		h1: Correction ratio (Cannel: 0, No wall: 0.999)	0.10
		Correction coefficient	0.80
		Bank clearance = e x correction coefficient x B (m)	27.9

***** Two-way fairway *****			
<<ship condition >>		A: Basic manoeuvring lane for one-way fairway	
Kind of ship	VLCC	1. Manoeuvring lane for detection of drift	0.92
Loa: ship length(m)	333.0	α: Observation error of middle point(degree)	4.0
B: ship breadth(m)	60.0	k: Correction ratio	3.68
V: ship speed (knot)	7.5	α _{max} : Max observation error of center point(degree)	74.9
V: ship speed (m/s)	3.9	Manoeuvring lane for detection of drift(m)	
<< Natural condition >>		2. Drift due to wind and current	
Wind velocity (m/s)	15.0	Drift angle due to wind effect(degree)	0.2
Cross current (knot)	0.5	Drift angle due to current effect(degree)	3.8
<< Fairway condition >>		Drift angle due to wind and current effect(degree)	
W: Width of fairway (m)	594	Drift due to wind and current(m)	41.6
a: Manoeuvring lane for detection of drift (m)	1166	3. Drift sideways due to ship yaw	
(Distance between buoy and ship in terms of Loa)	3.5	Max yawing angle(degree)	4
θ: Angle between ship and two buoys on both sides	28.59	Ty: Yawing period(second)	120
**** Width of two-way fairway (m)****		W(y): Drift sideways due to ship yaw(m)	8.1
Basic manoeuvring lane + (Bank clearance)*2	594.0	Half manoeuvring lane for one-way fairway	125
in terms of Loa	1.8	Basic manoeuvring lane for one-way fairway	249
in terms of B	9.9	B: Bank clearance	
		e: Coefficient for bank clearance	0.58
		h1: Correction ratio (Cannel: 0, No wall: 0.999)	0.10
		Correction coefficient	0.80
		Bank clearance = e x correction coefficient x B (m)	27.9
		C: Passing distance for two-way fairway	
		f: Ratio for passing distance	0.97
		Passing distance = f x B	40.2

Calculation example 4-2 (TANKER: Full load, Under fair navigation conditions)

***** One-way fairway *****			
<<ship condition >>		A: Basic manoeuvring lane for one-way fairway	
Kind of ship	VLCC	1. Manoeuvring lane for detection of drift	0.59
Loa: ship length(m)	333.0	α : Observation error of middle point(degree)	4.0
B: ship breadth(m)	60.0	k: Correction ratio	2.35
V: ship speed (knot)	5.0	α_{max} : Max observation error of center point(degree)	68.4
V: ship speed (m/s)	2.6	Manoeuvring lane for detection of drift(m)	
<< Natural condition>>		2. Drift due to wind and current	
Wind velocity (m/s)	0.0	Drift angle due to wind effect(degree)	0.0
Cross current (knot)	0.0	Drift angle due to current effect(degree)	0.0
<< Fairway condition>>		Drift angle due to wind and current effect(degree)	0.0
W: Width of fairway (m)	253	Drift due to wind and current(m)	30.0
a: Manoeuvring lane for detection of drift (m)	1665	3. Drift sideway due to ship yaw	
(Distance between buoy and ship in terms of Loa)	5.0	Max yawing angle(degree)	0
θ : Angle between ship and two buoys on both sides	8.69	Ty: Yawing period(second)	120
**** Width of one-way fairway (m) ****		W(y): Drift sideway due to ship yaw(m)	0.0
Basic manoeuvring lane + (Bank clearance)*2	253.0	Half manoeuvring lane for one-way fairway	98
in terms of Loa	0.8	Basic manoeuvring lane for one-way fairway	197
in terms of B	4.2	B: Bank clearance	
		e: Coefficient for bank clearance	0.58
		h1: Correction ratio (Cannel: 0, No wall: 0.999)	0.10
		Correction coefficient	0.80
		Bank clearance = e x correction coefficient x B (m)	27.9

***** Two-way fairway *****			
<<ship condition >>		A: Basic manoeuvring lane for one-way fairway	
Kind of ship	VLCC	1. Manoeuvring lane for detection of drift	0.75
Loa: ship length(m)	333.0	α : Observation error of middle point(degree)	4.0
B: ship breadth(m)	60.0	k: Correction ratio	3.01
V: ship speed (knot)	5.0	α_{max} : Max observation error of center point(degree)	52.4
V: ship speed (m/s)	2.6	Manoeuvring lane for detection of drift(m)	
<< Natural condition>>		2. Drift due to wind and current	
Wind velocity (m/s)	0.0	Drift angle due to wind effect(degree)	0.0
Cross current (knot)	0.0	Drift angle due to current effect(degree)	0.0
<< Fairway condition>>		Drift angle due to wind and current effect(degree)	0
W: Width of fairway (m)	370	Drift due to wind and current(m)	30.0
a: Manoeuvring lane for detection of drift (m)	999	3. Drift sideway due to ship yaw	
(Distance between buoy and ship in terms of Loa)	3.0	Max yawing angle(degree)	0.0
θ : Angle between ship and two buoys on both sides	20.98	Ty: Yawing period(second)	120
**** Width of two-way fairway (m) ****		W(y): Drift sideway due to ship yaw(m)	0.0
Basic manoeuvring lane + (Bank clearance)*2	370.0	Half manoeuvring lane for one-way fairway	82
In terms of Loa	1.1	Basic manoeuvring lane for one-way fairway	165
In terms of B	6.2	B: Bank clearance	
		e: Coefficient for bank clearance	0.58
		h1: Correction ratio (Cannel: 0, No wall: 0.999)	0.99
		Correction coefficient	0.00
		Bank clearance = e x correction coefficient x B (m)	0.0
		C: Passing distance for two-way fairway	
		f: Ratio for passing distance	0.67
		Passing distance = f x B	40.2

Calculation example 5-1 (PCC: Full load, Under severe navigation conditions)

***** One-way fairway *****			
<<ship condition >>		A: Basic manoeuvring lane for one-way fairway	
Kind of ship	PCC	1. Manoeuvring lane for detection of drift	0.59
Loa: ship length(m)	180.0	α : Observation error of middle point(degree)	4.0
B: ship breadth(m)	32.2	k: Correction ratio	2.37
V: ship speed (knot)	7.5	α_{max} : Max observation error of center point(degree)	52.2
V: ship speed (m/s)	3.9	Manoeuvring lane for detection of drift(m)	
<< Natural condition>>		2. Drift due to wind and current	
Wind velocity (m/s)	15.0	Drift angle due to wind effect(degree)	2.4
Cross current (knot)	0.5	Drift angle due to current effect(degree)	3.8
<< Fairway condition>>		Drift angle due to wind and current effect(degree)	
W: Width of fairway (m)	205	Drift due to wind and current(m)	25.7
a: Manoeuvring lane for detection of drift (m)	1260	3. Drift sideway due to ship yaw	
(Distance between buoy and ship in terms of Loa)	7.0	Max yawing angle(degree)	4
θ : Angle between ship and two buoys on both sides	9.30	Ty: Yawing period(second)	120
**** Width of one-way fairway (m)****		W(y): Drift sideway due to ship yaw(m)	8.1
Basic manoeuvring lane + (Bank clearance)*2	205.0	Half manoeuvring lane for one-way fairway	86
In terms of Loa	1.1	Basic manoeuvring lane for one-way fairway	172
In terms of B	6.4	B: Bank clearance	
		e: Coefficient for bank clearance	0.63
		h1: Correction ratio (Cannel: 0, No wall: 0.999)	0.10
		Correction coefficient	0.80
		Bank clearance = e x correction coefficient x B (m)	16.2

***** Two-way fairway *****			
<<ship condition >>		A: Basic manoeuvring lane for one-way fairway	
Kind of ship	PCC	1. Manoeuvring lane for detection of drift	1.04
Loa: ship length(m)	180.0	α : Observation error of middle point(degree)	4.0
B: ship breadth(m)	32.2	k: Correction ratio	4.16
V: ship speed (knot)	7.5	α_{max} : Max observation error of center point(degree)	45.9
V: ship speed (m/s)	3.9	Manoeuvring lane for detection of drift(m)	
<< Natural condition>>		2. Drift due to wind and current	
Wind velocity (m/s)	15.0	Drift angle due to wind effect(degree)	2.4
Cross current (knot)	0.5	Drift angle due to current effect(degree)	3.8
<< Fairway condition>>		Drift angle due to wind and current effect(degree)	
W: Width of fairway (m)	374	Drift due to wind and current(m)	25.7
a: Manoeuvring lane for detection of drift (m)	630	3. Drift sideway due to ship yaw	
(Distance between buoy and ship in terms of Loa)	3.5	Max yawing angle(degree)	4
θ : Angle between ship and two buoys on both sides	33.06	Ty: Yawing period(second)	120
**** One-way width (m)****		W(y): Drift sideway due to ship yaw(m)	8.1
Basic manoeuvring lane + (Bank clearance)*2	374.0	Half manoeuvring lane for one-way fairway	80
In terms of Loa	2.1	Basic manoeuvring lane for one-way fairway	159
In terms of B	11.6	B: Bank clearance	
		e: Coefficient for bank clearance	0.63
		h1: Correction ratio (Cannel: 0, No wall: 0.999)	0.10
		Correction coefficient	0.80
		Bank clearance = e x correction coefficient x B (m)	16.2
		C: Passing distance for two-way fairway	
		f: Rasio for passing distance	0.71
		Passing distance = f x B	22.9

Calculation example 5-2 (PCC: Full load, Under fair navigation conditions)

***** One-way fairway *****			
<<ship condition >>		A: Basic manoeuvring lane for one-way fairway	
Kind of ship	PCC	1.Manoeuvring lane for detection of drift	0.57
Loa: ship length(m)	180.0	α : Observation error of middle point(degree)	4.0
B: ship breadth(m)	32.2	k: Correction ratio	2.30
V: ship speed (knot)	5.0	α max: Max observation error of center point(degree)	36.1
V: ship speed (m/s)	2.6	Manoeuvring lane for detection of drift(m)	
<< Natural condition>>		2.Drift due to wind and current	
Wind velocity (m/s)	0.0	Drift angle due to wind effect(degree)	0.0
Cross current (knot)	0.0	Drift angle due to current effect(degree)	0.0
<< Fairway condition>>		Drift angle due to wind and current effect(degree)	
W: Width of fairway (m)	104	Drift due to wind and current(m)	16.1
a: Manoeuvring lane for detection of drift (m)	900	3.Drift sideway due to ship yaw	
(Distance between buoy and ship in terms of Loa)	5.0	Max yawing angle(degree)	0.0
θ : Angle between ship and two buoys on both sides	6.61	Ty:Yawing period(second)	120
**** Width of one-way fairway (m)****		W(y):Drift sideway due to ship yaw(m)	0.0
Basic manoeuvring lane + (Bank clearance)*2	104.0	Half manoeuvring lane for one-way fairway	
In terms of Loa	0.6	Basic manoeuvring lane for one-way fairway	
In terms of B	3.2	B: Bank clearance	
		e: Coefficient for bank clearance	
		h1: Correction ratio (Cannel: 0, No wall: 0.999)	
		Correction coefficient	
		Bank clearance = e x correction coefficient x B (m)	

***** Two-way fairway *****			
<<ship condition >>		A: Basic manoeuvring lane for one-way fairway	
Kind of ship	PCC	1.Manoeuvring lane for detection of drift	0.82
Loa: ship length(m)	180.0	α : Observation error of middle point(degree)	4.0
B: ship breadth(m)	32.2	k: Correction ratio	3.27
V: ship speed (knot)	5.0	α max: Max observation error of center point(degree)	30.8
V: ship speed (m/s)	2.6	Manoeuvring lane for detection of drift(m)	
<< Natural condition>>		2.Drift due to wind and current	
Wind velocity (m/s)	0.0	Drift angle due to wind effect(degree)	0.0
Cross current (knot)	0.0	Drift angle due to current effect(degree)	0.0
<< Fairway condition>>		Drift angle due to wind and current effect(degree)	
W: Width of fairway (m)	232	Drift due to wind and current(m)	16.1
a: Manoeuvring lane for detection of drift (m)	540	3.Drift sideway due to ship yaw	
(Distance between buoy and ship in terms of Loa)	3.0	Max yawing angle(degree)	4
θ : Angle between ship and two buoys on both sides	24.75	Ty:Yawing period(second)	120
**** One-way width (m)****		W(y):Drift sideway due to ship yaw(m)	5.4
Basic manoeuvring lane + (Bank clearance)*2	232.0	Half manoeuvring lane for one-way fairway	
In terms of Loa	1.3	Basic manoeuvring lane for one-way fairway	
In terms of B	7.2	B: Bank clearance	
		e: Coefficient for bank clearance	
		h1: Correction ratio (Cannel: 0, No wall: 0.999)	
		Correction coefficient	
		Bank clearance = e x correction coefficient x B (m)	
		C: Passing distance for two-way fairway	
		f: Rasio for passing distance	
		Passing distance = f x B	

4. Alignment (Bend)

First step

The intersection angle of centerlines of fairway at bend ideally should not exceed 30 degrees.

When it exceeds 30 degrees, the centerlines at bend of fairway should be a circular arc with the radius of four times or more of ship length between perpendiculars.

Width of fairway at bend should be wider than standard width and it is necessary for the fairway with width to widen inner corner according to the figure below.

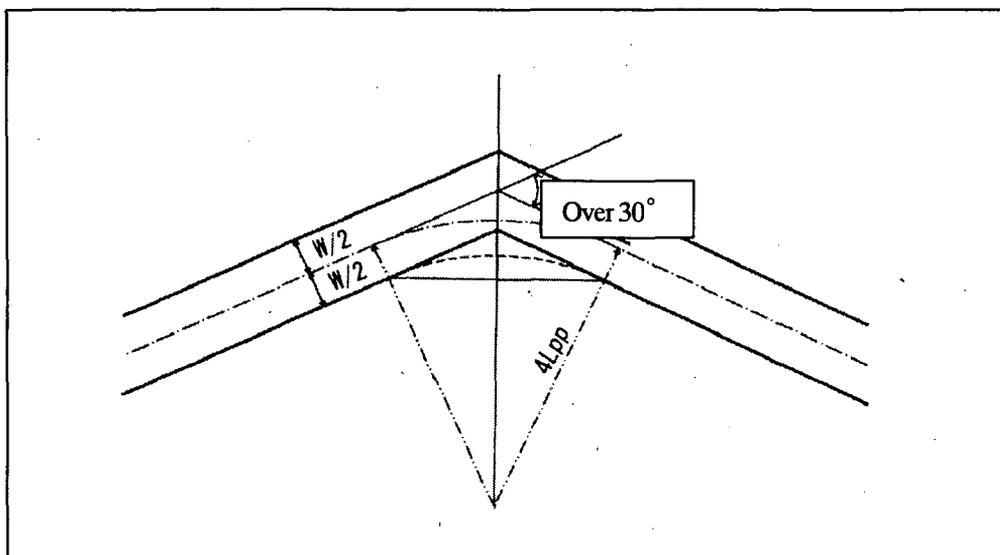


Figure 4-1

Second step

The intersection angle of centerlines of fairway at bent ideally should not exceed 30 degrees.

When cross angle is larger than 30 degrees and design ship is specified, the radius of turning calculating by manoeuvrability index that indicates the ability of turning. Also width of fairway should be wider than standard.

Other shapes of bend in addition to widening inner corner can be introduced considering installation of light buoys based on the study with mariners concerned. Especially when the radius of turning is large, the study of shape of curve is important because it is not effective to widen the inner corner.

(Explanation)

1) Radius of turning circle depending on the manoeuvrability index can be calculated by the following formula.

$$R = L_{pp} / (K' \cdot \delta) = V / (K \cdot \delta)$$

R(m) : Radius of turning circle of bend of waterway

K : Manoeuvrability index for turning

K' : Non dimensional manoeuvrability index of turning [K' = K / (V / L_{pp})]

L_{pp}(m) : Ship length between perpendiculars

δ (radian) : Rudder angle during underway at bend

V(m/s) : Ship speed during underway at bend

2) The following value of K' can be referred. This value is obtained by the result of mathematical simulation under no wind condition. In case of PCC and Container ship with large wind area under strong wind condition, further study is required to get proper K' value.

Deep sea $K'=0.75$ (For all types of ship)

Shallow water ($D/d \doteq 1.2$)

VLCC $K'=0.70$

Container ship $K'=0.35$

Bulk ship $K'=0.55$

LNG carrier $K'=0.45$

3) [Approach Channels A Guide for Design(PIANC, IAPH, IMPA, IALA)] can be referred for design method of shape of bend. And also the existing channels in overseas (Pot of Tanjung Pelapas and etc.) can be referred as actual design example.

α : Intersection angle of center line of fairway

δ : Rudder angle during underway at bend

V : Ship speed during underway at bend

D : Depth of fairway

d : Max. draft

Lpp : Length between perpendicular

R : Radius of center line of fairway

Reference:

The result of course changing simulation of various types of ships

1. Outline of the simulation

The simulation of VLCC, large container ship, large bulk ship and LNG ship were carried out under the condition of calm and wind speed of 15m/s.

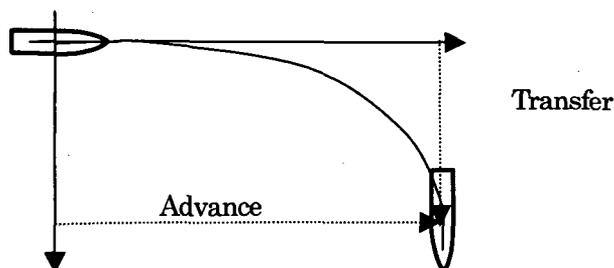
2. Ship's particulars

	VLCC	CONT.C	BULK	LNG
L (m)	316	273	279	269
B (m)	60	32.2	45	44.5
d (m)	20.4	13.25	17.81	10.8
C _b	0.7941	0.6665	0.8042	0.7028
L/B	5.267	8.478	6.200	6.045
B/d	2.941	2.430	2.527	4.120
C _b *B/d	2.336	1.620	2.032	2.896
A _R /Ld	1/52.35	1/50	1/6.7	1/44.6
Λ	2.00	1.87	1.8462	1.4857
D _p (m)	10.44	8.20	9.40	8.31
P/D _p	0.6662	1.0053	0.6503	0.7996
MCR(ps)	36,960	35,100	19,100	40,000
rpm	74	90	72	103

3. Condition on the simulation

- 1) Mathematical model: MMG Model
- 2) Coefficient of hydrodynamic force: Formula obtained by experiments
- 3) Shallow effect:
 - Added mass: average experimental data
 - Hull resistance: modified formula by Dr. Kinoshita
 - Propulsion: same value as data in deep water
 - Rudder force: same value as data in deep water
 - Liner hydrodynamic derivatives: Formula by Dr. Kijima (except Y'_r, Y'_r is corrected by an average experimental data)
 - Non-liner hydrodynamic derivatives: same value as data in deep water
 - Wind force coefficient: Formula by Dr. Yamano
- 4) Propeller specification: estimated by standard design method
- 5) Rudder angle: 20 degrees

4. Result of the simulation of 90 degrees change course

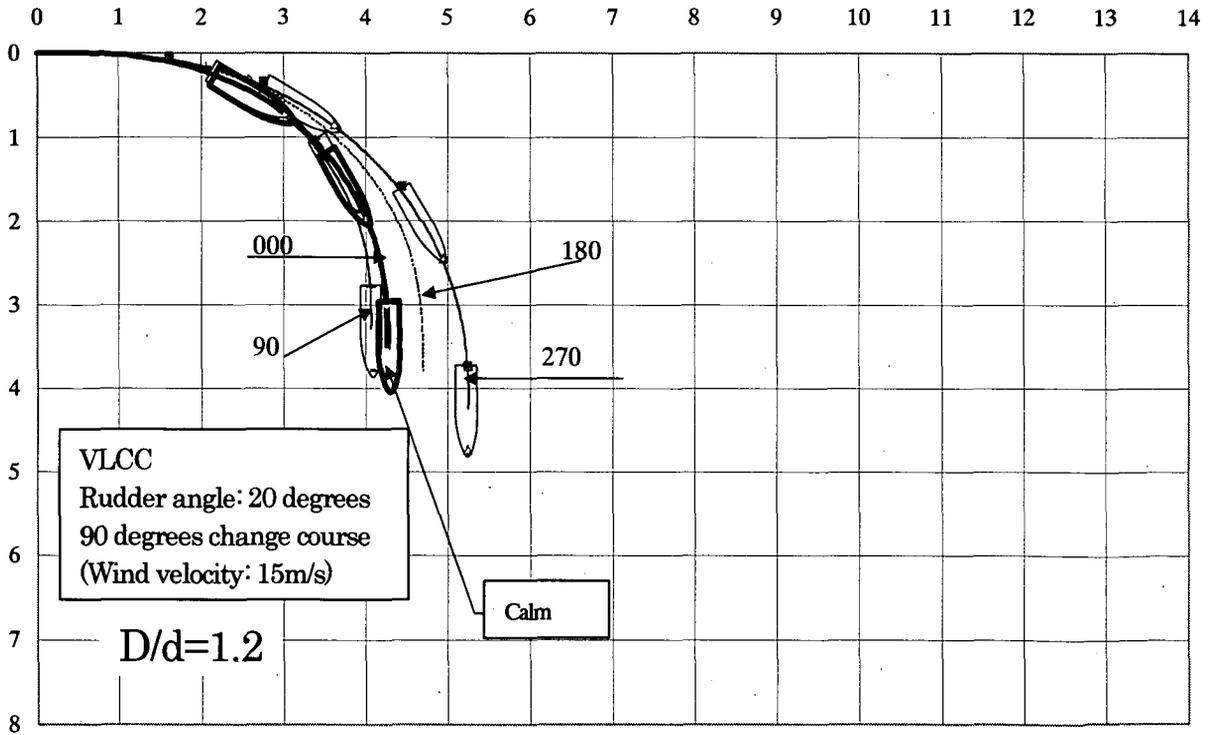
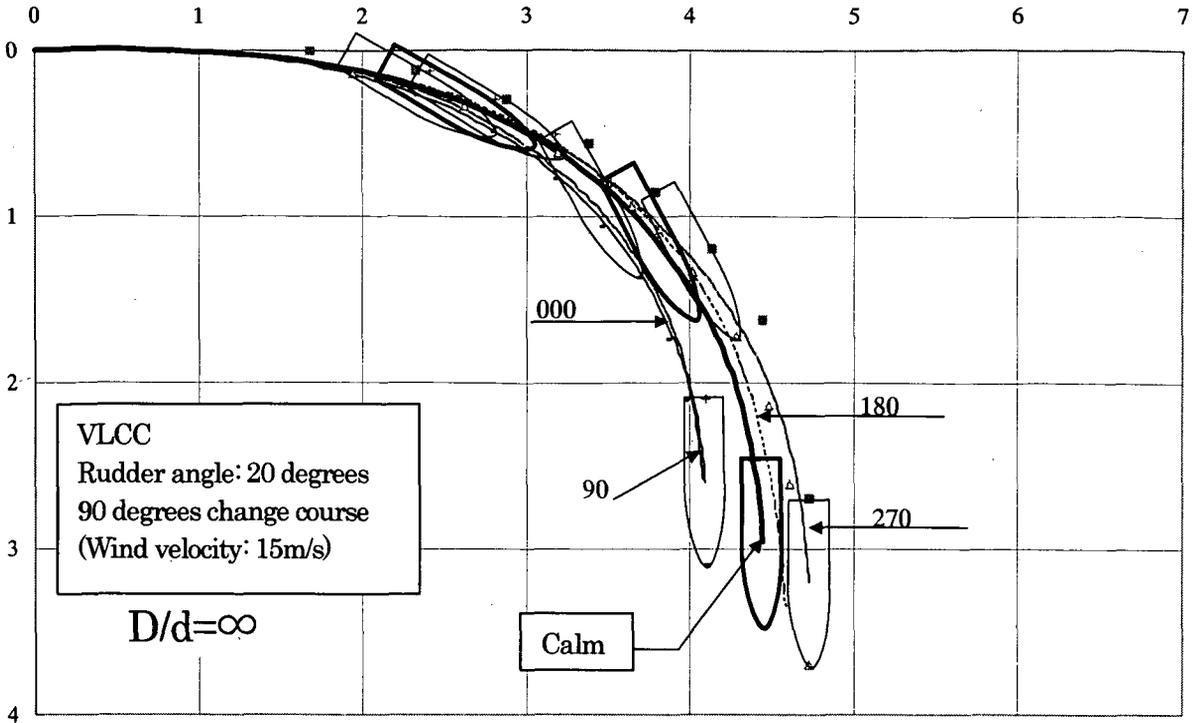


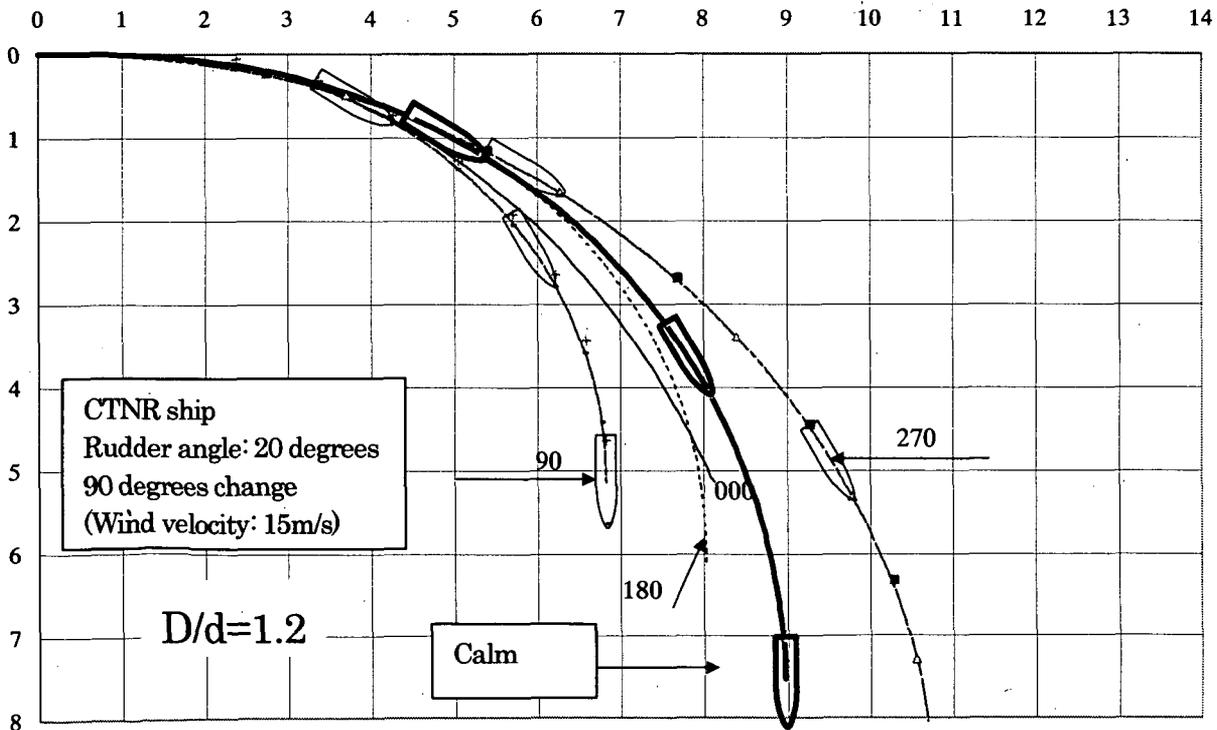
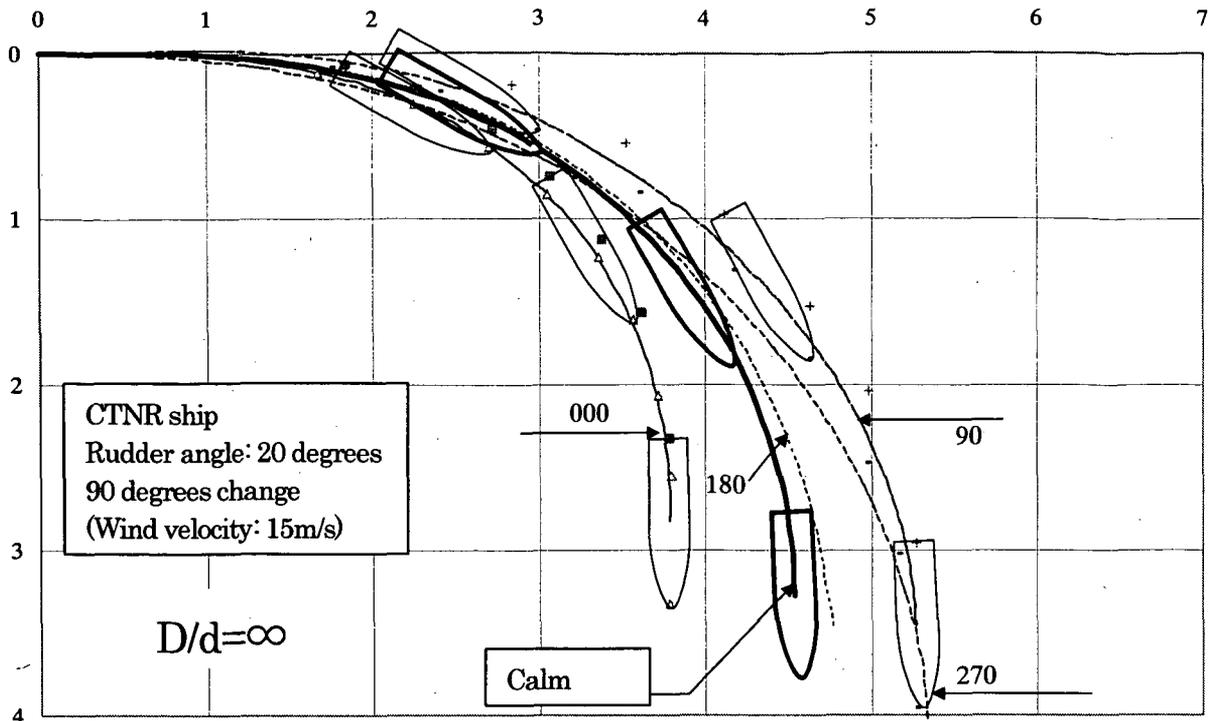
unit: x L_{pp}

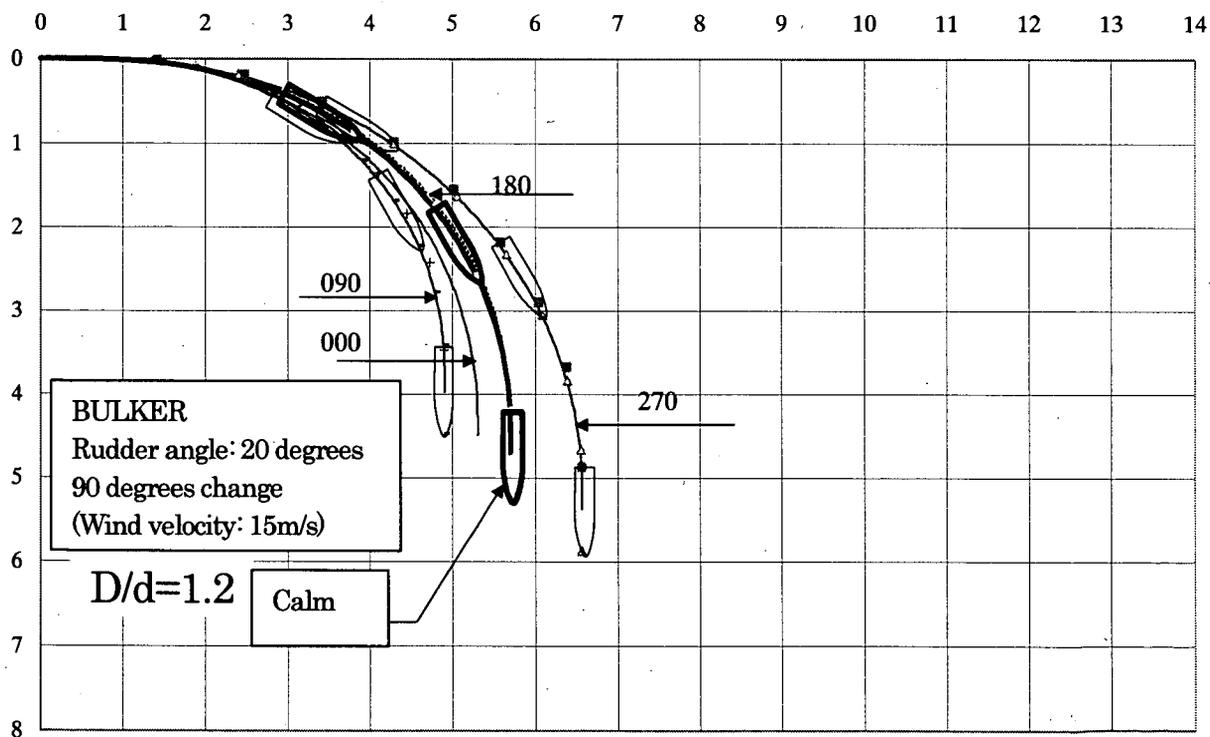
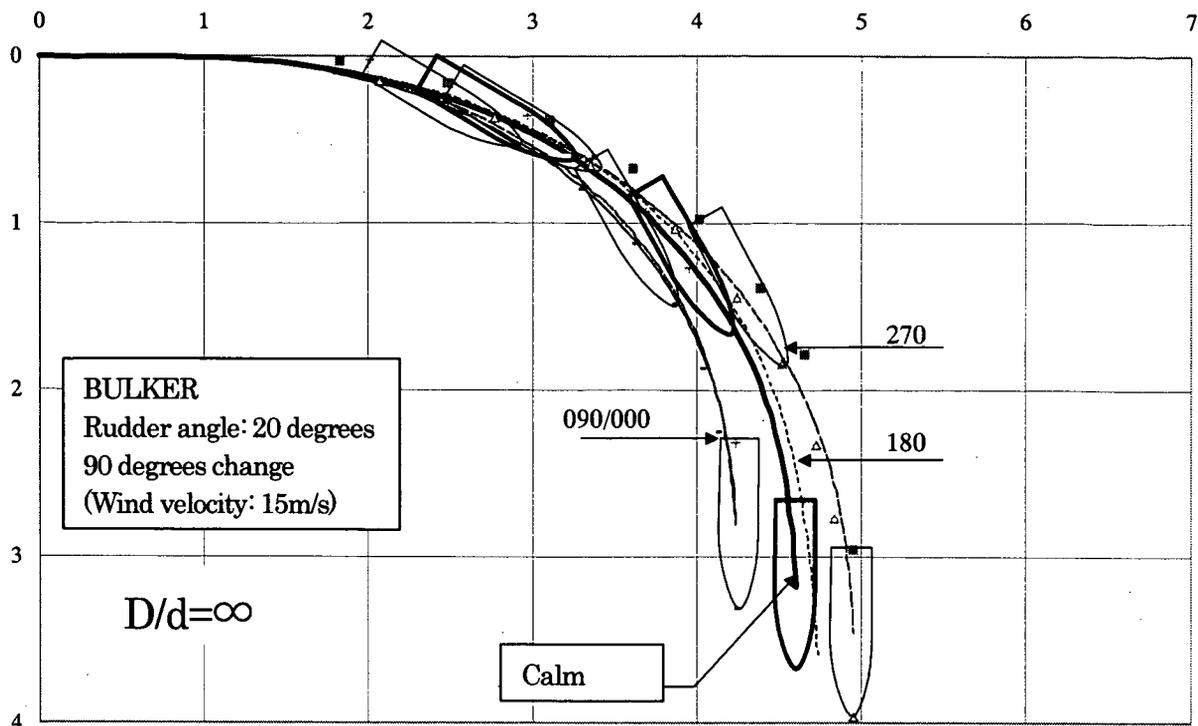
	VLCC	CONT.C	BULK	LNG
D/d=∞				
Advance	4.45	4.54	4.61	4.24
Transfer	2.96	3.28	3.19	2.67
Average	3.70	3.91	3.90	3.46
D/d=1.2				
Advance	4.26	8.97	5.71	6.54
Transfer	3.49	7.53	4.70	5.99
Average	3.88	8.24	5.20	6.26

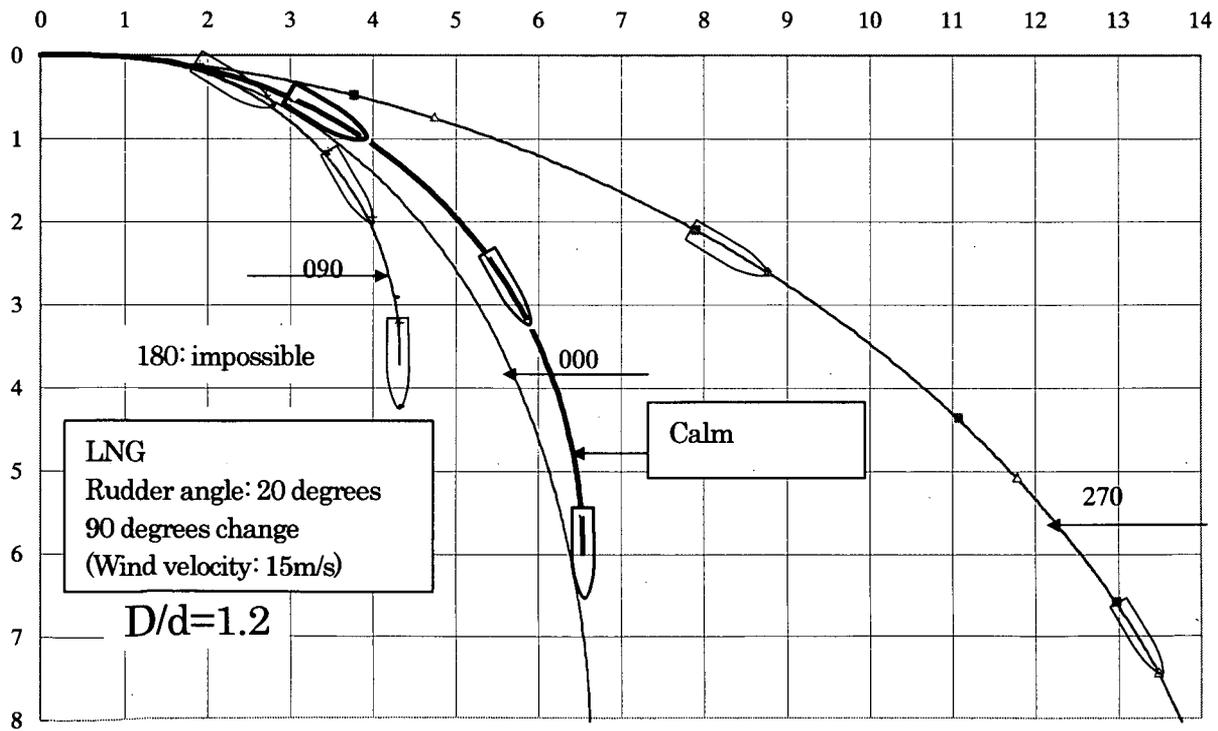
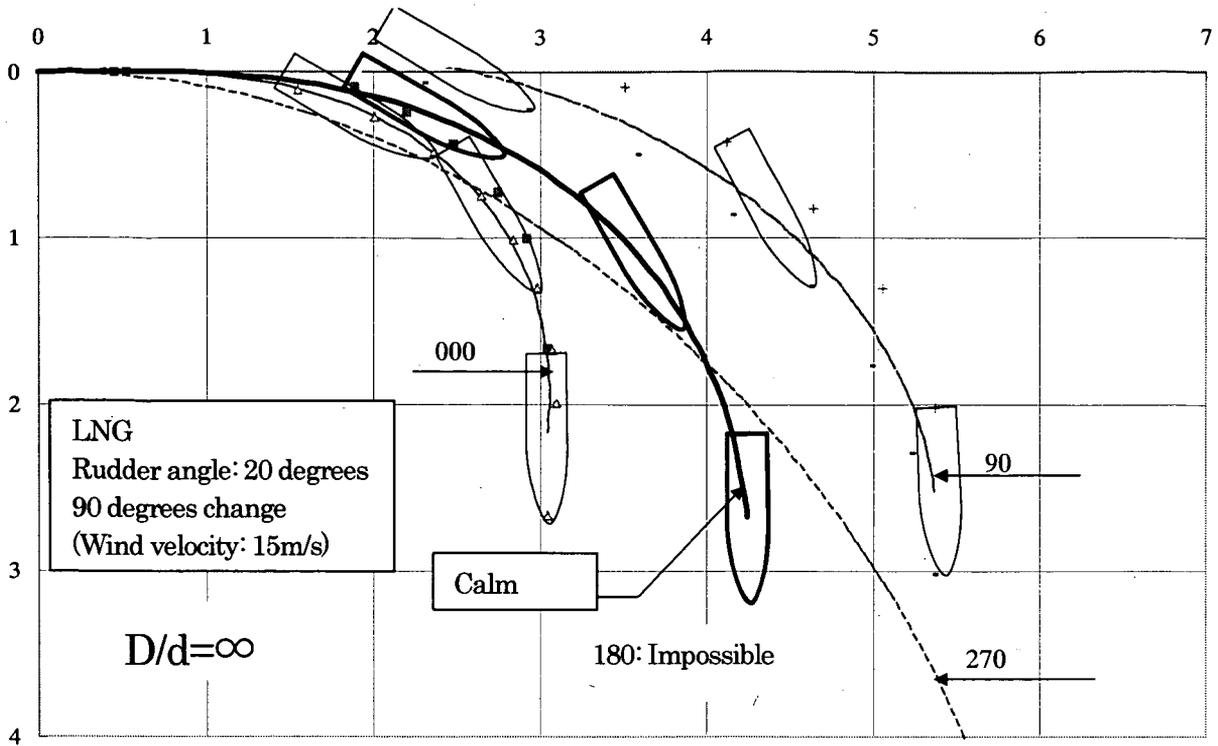
*The trucks of each ship are shown as follows. Thick lines show the result in calm condition and thin lines shows the result under strong wind (4 wind directions).

*Wind direction is true wind direction at initial position.









Calculation Example-6 Radius of turning circle in shallow water

Kind of ship	VLCC	
Lpp (m)	316	
K'	0.7	
Rudder angle	Radius i n shallow water	In terms of Lpp
15 degrees	1724.3	5.5
20 degrees	1293.2	4.1
25 degrees	1034.6	3.3
30 degrees	862.2	2.7

Kind of ship	CTNR	
Lpp (m)	273	
K'	0.35	
Rudder angle	Radius i n shallow water	In terms of Lpp
15 degrees	2979.4	10.9
20 degrees	2234.5	8.2
25 degrees	1787.6	6.5
30 degrees	1489.7	5.5

Kind of ship	BULK	
Lpp (m)	279	
K'	0.55	
Rudder angle	Radius in shallow water	In terms of Lpp
15 degrees	1937.6	6.9
20 degrees	1453.2	5.2
25 degrees	1162.6	4.2
30 degrees	968.8	3.5

Kind of ship	LNG	
Lpp (m)	269	
K'	0.45	
Rudder angle	Radius i n shallow water	In terms of Lpp
15 degrees	2283.3	8.5
20 degrees	1712.5	6.4
25 degrees	1370.0	5.1
30 degrees	1141.7	4.2

浅水域の操縦運動数学モデルの検討
—MMGモデルの浅水域への適用について—

正会員 芳村康男

**Mathematical Model for the Manoeuvring
Ship Motion in Shallow Water**

By Yasuo YOSHIMURA (Member)

関西造船協会誌 第200号 昭和61年3月 別刷

浅水域の操縦運動数学モデルの検討*
—MMGモデルの浅水域への適用について—

正会員 芳村 康男**

Mathematical Model for the Manoeuvring
Ship Motion in Shallow Water

By Yasuo YOSHIMURA (Member)

Manoeuvring behaviour significantly changes according to the water depth. It is indispensable for the examination of the safety in harbour navigation to clarify the characteristics of ship motion in shallow water.

After the full-scale trial of Esso Osaka, many kinds of model tests have been performed in deep or shallow water, where the characteristics of hydrodynamic forces acting on hull or rudder have been observed. However, these hydrodynamic data are not sufficient for the prediction of the manoeuvring motion in shallow water, and more theoretical approaches as well as experimental data have been desired.

In this report, the predicting techniques are investigated based on the well known MMG's mathematical model. Through the present study, the following conclusions are obtained.

- 1) MMG's mathematical model is also available for the prediction of the manoeuvring motion in shallow water.
- 2) Predicted ship motions fairly agree with the observed motions in each water depth.
- 3) Sinkage and trim in shallow water can be easily predicted by the following simple forms proposed by Tuck⁸⁾ and presented here respectively.

$$\frac{S}{L} = 1.5 \left(\frac{d}{L} \right) \left(\frac{Cb}{L/B} \right) F_h^2$$

$$\frac{T}{L} = 30 \left(\frac{d}{L} \right) \left(\frac{Cb}{L/B} \right)^3 F_h^2$$

where $F_h = U/\sqrt{hg}$, h : water depth

1. まえがき

浅水域における船の操縦性は通常の深水の場合と

* 昭和60年11月15日 造船3学会秋季連合大会
において講演

** 住友重機械工業(株) 平塚研究所

なり様子が異なり、従来から数多くの研究が行われてきた。最近には特に港湾域の航行安全に対する評価が厳しくなるに至り、こうした状況下の操縦性推定法の確立が望まれている。これに対し、Esso Osakaの実船実験¹⁾を契機に浅水域の操縦性推定の関心が高まり、我国でもJAMPに関連して浅水域の模型試験が各

所^{3)~6)}で実施され、船体に働く力の他、複雑な舵の力に関してもその大略の傾向が明らかになってきた。しかし、運動や流体力の浅水影響を調べるには特殊な設備と膨大な実験工数が必要なことから、まだデータ不足で、今日この研究はようやく緒についた段階と言って過言でない。

本報ではこうした現状を踏まえ、浅水域の操縦運動の表現に深水域で実績のあるMMGモデル²⁾の適用を試み、その際の問題点の検討を行った。その結果、MMGモデルで各水深における流体力係数を用いることにより、実用的に十分な精度で推定できることが確認できた他、浅水域の操船で重要な船体沈下量(squat)についても、精度よく推定できる見通しが得られた。なお、本報に用いた供試船は主としてPCCで、その主要目を Table 1 に掲げる。

Table 1 Principal particulars of the ship model

L_{PP} (m)	3.0000	A_R/Ld	1/39.83
B (m)	0.5367	A	1.177
d (m)	0.1367	D_P	0.095
x_G (m)	-0.0422	η	0.794
Cb	0.547	P/D_P	0.775

2. 拘束模型試験と数学モデル

模型試験は Fig. 1 の如く、角水槽内に 28m × 15m の仮底を敷き行った。仮底は 4m × 1m のコンクリートパネル 105 枚から成る。それぞれのパネルはボルトで上下に調整することができ、全体のレベルを ±2mm に抑えている。

以下、模型試験結果を紹介しながら数学モデルを要約する。

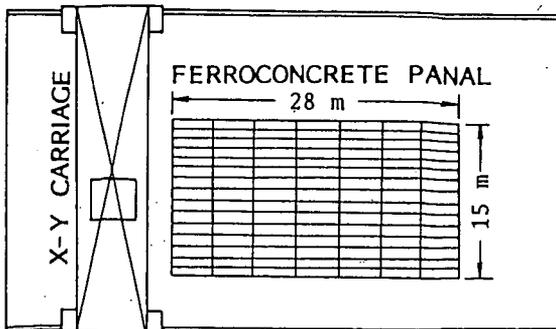


Fig. 1 Arrangement of the false bottom

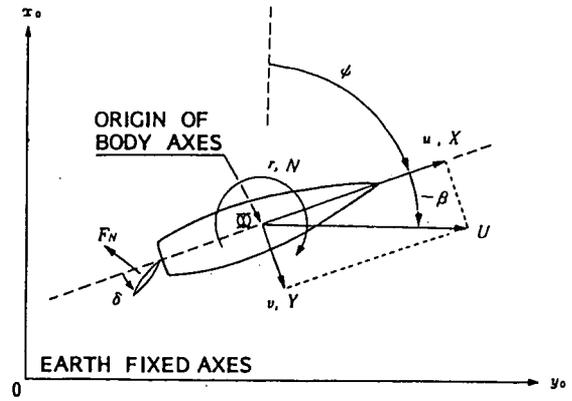


Fig. 2 Coordinate system

船の操縦運動の運動方程式は Fig. 2 の座標系を用いて次式で表わす。

$$\left. \begin{aligned} m\dot{u}_G - mv_G r_G &= X \\ m\dot{v}_G + mu_G r_G &= Y \\ I_{zz} \dot{r}_G &= N - x_G Y \end{aligned} \right\} \dots\dots(1)$$

ただし、 u_G, v_G, r_G は船の重心の運動を、また X, Y, N は流体力（船体中央を原点）を表わす。

流体力は、MMG の考え方²⁾に従い、船体・プロペラ・舵にそれぞれ分離するが、 Y と N は船体とプロペラの力に分離することが困難なので、これらを合わせて Y_{HP}, N_{HP} として表現する。すなわち

$$\left. \begin{aligned} X &= X_H + X_P + X_R \\ Y &= Y_{HP} + Y_R \\ N &= N_{HP} + N_R \end{aligned} \right\} \dots\dots(2)$$

以下、それぞれの力について述べる。

2.1 船体の力

船体に作用する力は次式のように船体中央における相対流速成分 u, v, r の関数で表わす。

$$\left. \begin{aligned} X'_H &= -m'_x \dot{u}'_G + X'_0 + X'_{\beta\beta} \beta^2 + (X'_{\beta r} - m'_y) \beta r' \\ &\quad + X'_{rr} r'^2 + X'_{\beta\beta\beta} \beta^3 + X'_{\beta\beta r} \beta^2 r' \\ Y'_{HP} &= -m'_y \dot{v}'_G + Y'_{\beta\beta} \beta + (Y'_r - m'_x) r' \\ &\quad + Y'_{\beta\beta\beta} \beta^3 + Y'_{\beta\beta r} \beta^2 r' + Y'_{\beta r r} \beta r'^2 + Y'_{r r r} r'^3 \\ N'_{HP} &= -J'_{zz} \dot{r}'_G + N'_{\beta\beta} \beta + N'_{rr} r' + N'_{\beta\beta\beta} \beta^3 \\ &\quad + N'_{\beta\beta r} \beta^2 r' + N'_{\beta r r} \beta r'^2 + N'_{r r r} r'^3 \end{aligned} \right\} \dots\dots(3)$$

ただし、 $\beta = \sin^{-1}(v/U)$ 、 $r' = r(L/U)$

Fig. 3 は 3 種類の水深 ($h/d = 18.3, 1.5, 1.2$, h : 水深; d : 吃水) における CMT の結果で、図中の曲

線は上式の近似である。各流力微係数は Table 2 に要約する。この内、付加質量 m_x, m_y は CAT⁹⁾ により、また付加慣性モーメント J_{zz} は PMM 試験から求めた。 m_y は pure swaying 試験からも得られるが、低周波における m_y は上記 CAT の結果とほぼ一致している。

船体前後方向の力の運動に対する変化は $(X'_{\beta r} - m'_y)$ が中心的役割を果たすが、浅水時運動の大きい領域で

Table 2 Hydrodynamic coefficients of mathematical model

h/d	18.3	1.5	1.2
$m'_x + m'_x$	0.205	0.232	0.301
$m'_y + m'_y$	0.331	0.413	0.544
$I_{zz} + J_{zz}$	0.0211	0.0262	0.0293
X'_0	-0.0194	-0.0271	-0.0279
$X'_{\beta\beta}$	-0.0368	0.0460	0.3178
$X'_{\beta r} - m'_y$	-0.140	-0.493	-0.663
X'_{rr}	0.0125	-0.0069	0.0038
$X'_{\beta\beta\beta\beta}$	0.469	0.7.8	0.574
$X'_{\beta\beta\beta r}$	0.11	2.49	8.41
Y'_β	0.263	0.993	2.314
Y'_r	0.0381	0.0934	0.2089
$Y'_{\beta\beta\beta}$	1.55	5.03	1.70
$Y'_{\beta\beta r}$	-0.655	1.71	7.88
$Y'_{\beta rr}$	0.738	1.992	3.042
Y'_{rrr}	-0.0566	-0.1246	-0.1542
N'_β	0.0977	0.2043	0.4620
N'_r	-0.0505	-0.0689	-0.1286
$N'_{\beta\beta\beta}$	0.173	0.308	0.914
$N'_{\beta\beta r}$	-0.627	-1.874	0.003
$N'_{\beta rr}$	0.0954	0.0686	-0.0880
N'_{rrr}	-0.0353	-0.1495	-0.1469
l'_P	-0.49	-0.49	-0.49
l'_R	-0.811	-0.740	-0.917
$1-w_{PO}$ (b_1)	0.640	0.720	0.865
(b_2)	0.	-0.525	-1.940
(b_3)	0.	0.	0.
$1-t_P$	0.838	0.755	0.671
$1-t_R$	0.792	0.738	0.776
$C_{T\delta}$	0.	0.	0.
a_H (c_1)	0.283	0.398	0.900
(c_2)	0.263	0.824	0.
(c_3)	0.	0.	0.
x'_H	-0.467	-0.341	-0.322
ϵ	1.170	1.390	1.557
κ	0.513	0.366	0.386

$$K_T = 0.3304 - 0.2299J - 0.1617J^2$$

この変化が減少する傾向を $X'_{\beta\beta\beta r} \beta^3 r'$ で表現できる。船体横方向の力 Y_{HP} とモーメント N_{HP} は水深が残るに従って増加し、おおむね β と r' の線形項+3乗非線形項で表現できるが、浅水時の N_{HP} は(3)式でやや表現しにくいという傾向が認められる。

2.2 プロペラの力

プロペラの力は主に前後方向の力 X_P であり、推進抵抗における取扱に準ずる。すなわち、プロペラから船体への干渉として $(1-t_P)$ なる推力減少係数を用い、 X_P を次式で表わす。

$$X'_P = 2(1-t_P)K_T(D_P^2/Ld)/J_P^2 \quad \dots\dots(4)$$

ただし、 $K_T = a_1 + a_2J + a_3J^2$

$$J = (1-w_P)u/nD_P$$

$(1-w_P)$ のプロペラ荷重度に対する変化 (Fig. 5 上図参照) あるいは船の運動に対する変化は次式で表現する。

$$1-w_P = 1-w_{PO}\{1-(1-\cos^2\beta_P)(1-|\beta_P|)\}$$

$$1-w_{PO} = b_1 + b_2J_P + b_3J_P^2 \quad \dots\dots(5)$$

ただし、 $\beta_P = \beta - l'_P \cdot r'$, $J_P = u_P/nP$

2.3 舵の力

舵による力とモーメントは舵直圧力を F_N として次式で表わせる。

$$\left. \begin{aligned} X'_R &= -(1-t_R)F'_N \sin\delta \\ &\quad + (1-t_P)C_{T\delta}F'_N \sin\delta \\ Y'_R &= -(1+a_H)F'_N \cos\delta \\ N'_R &= -(X'_R + a_H x'_H)F'_N \cos\delta \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots(6)$$

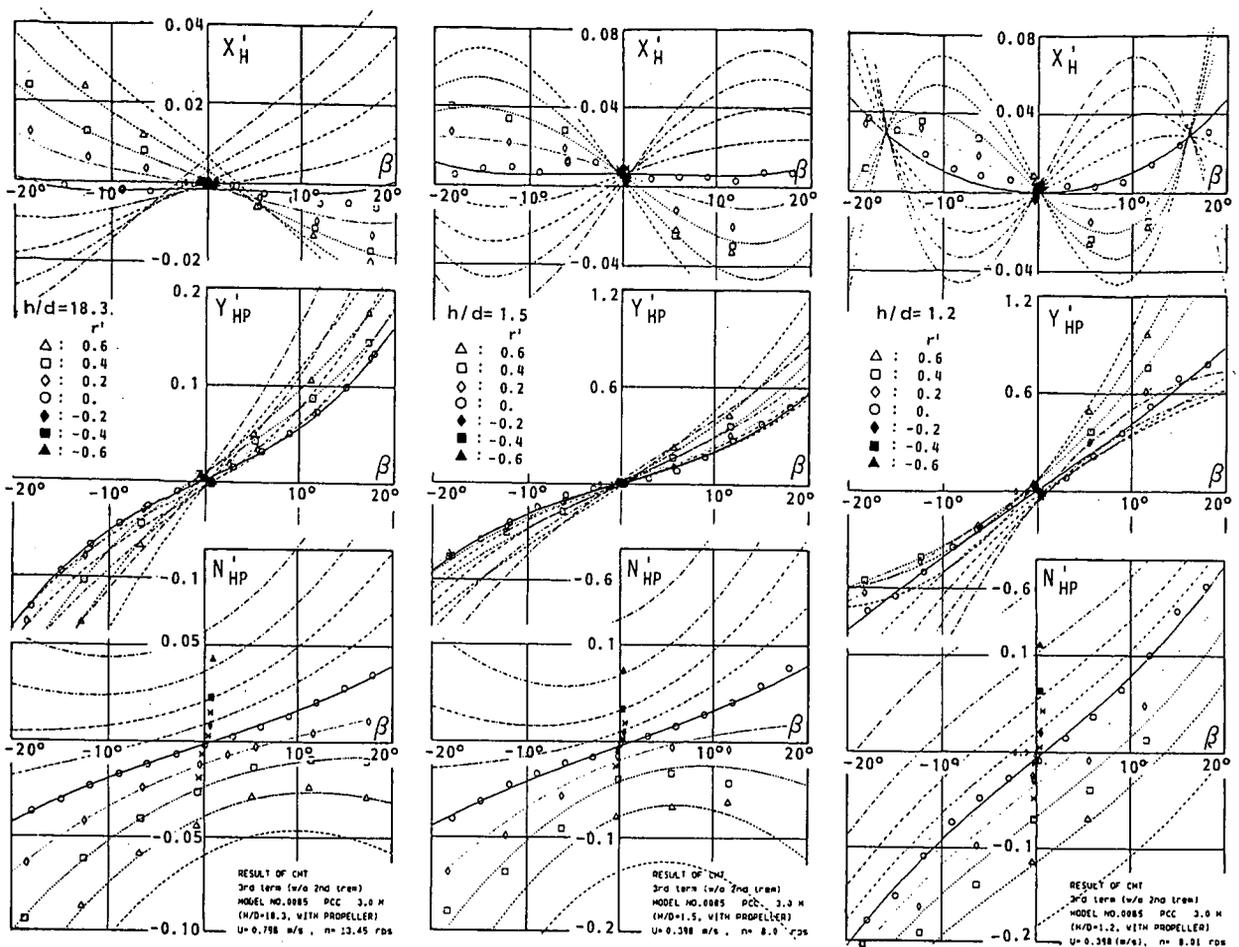
ここに、 $t_R, C_{T\delta}, a_H, x'_H$ それぞれ舵から船体とプロペラに及ぼす干渉係数で、Fig. 4のごとく、直進中の舵角試験で計測された X_R, Y_R, N_R の $F_N \sin\delta$ あるいは $F_N \cos\delta$ に対する傾斜から求めることができる。これら干渉係数の内 a_H は Fig. 5 に示すようにプロペラ荷重度に対し少なからず変化するため、

$$a_H = c_1 + c_2J_P + c_3J_P^2 \quad \dots\dots(7)$$

と置く。なお藤野等³⁾の研究によれば、浅水時の a_H は β の影響が少なくないが、後に示すように浅水時の β はかなり小さく、従って、この影響は一応無視することとする。

さて、舵直圧力 F_N は舵面積を A_R 、舵への有効流速と流向を U_R, α_R として一般に次式で表わせる。

$$F'_N = (A_R/Ld)f_\alpha U_R'^2 \sin\alpha_R \quad \dots\dots(8)$$

(a) $h/d=18.3$ (b) $h/d=1.5$ (c) $h/d=1.2$ Fig. 3 Hydrodynamic force coefficients X'_H , Y'_{HP} and N'_{HP}

U_R と α_R は舵の有効流速成分 u_R, v_R を用い、

$$\left. \begin{aligned} U_R &= \sqrt{u_R^2 + v_R^2} \\ \alpha_R &= \delta + (v_R/u_R) \end{aligned} \right\} \dots\dots(9)$$

と表わすことができる。この内、 u_R はプロペラ後流の強さに大きく依存し、これを次式²⁾で表現できる。

$$\frac{u_R}{U} = \frac{\eta(1-w_{p0}) \sqrt{\left\{ 1 + \kappa \left(\sqrt{1 + \frac{8K_T}{\pi f^2}} - 1 \right) \right\}^2}}{1 + (1-\eta)} \dots\dots(10)$$

ただし、 $\eta = D_p/H$ (H : 舵高さ)、 $\kappa = k_x/\epsilon$ である。Fig. 6 は上記舵角試験で計測された F_N から直圧力一致法で求めた u_R で、図中の各曲線は (10) 式による近似である。なお、 u_R の運動に対する変化は、Fig. 7 の各上図に示すように比較的少なく、従って、 u_R の表現におけるプロペラ有効伴流には直進時の値を採用する。

一方、 v_R は CMT・斜航試験で舵直圧力が零となる

舵角 δ_R とその付近の U_R の計測から、

$$v_R = -U_R \sin \delta_R \dots\dots(11)$$

で求めることができる。これを Fig. 7 の下図に示す。プロペラが動作しない場合の $v'_R (= v_R/U)$ は、

$$-v'_R (\text{without prop.}) = \tau_R (\beta - l'_R \cdot r') \dots\dots(12)$$

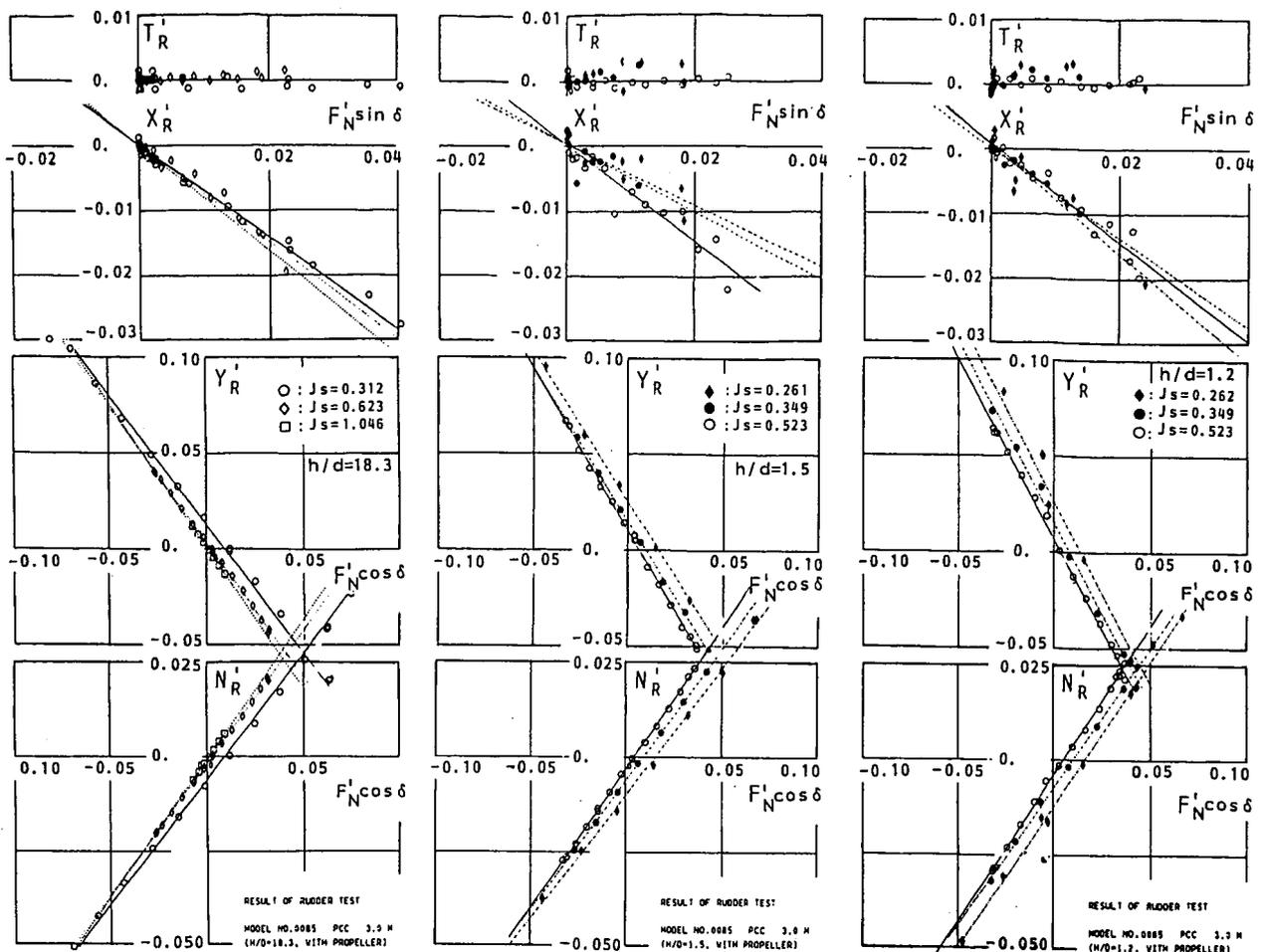
のごとく、 $\beta, l'_R \cdot r'$ に比例し、舵への流入角が、

$$\alpha_R = \delta - \tau_R (U/u_R) (\beta - l'_R \cdot r') \dots\dots(13)$$

となる。しかし、プロペラ作動時は Fig. 7 のように非線形な特性が v_R の原点付近に現れ、必ずしも (12) 式で近似できるとは限らない。この場合のシミュレーションは Fig. 7 の特性をそのまま入力することになる。

3. 流体力係数の浅水影響

前節の拘束模型試験で得られた流体力係数の水深に対する変化を今日までに報告されているデータ^{3), 5)}



(a) $h/d=18.3$

(b) $h/d=1.5$

(c) $h/d=1.2$

Fig. 4 Hydrodynamic force coefficients X'_R , Y'_R and N'_R

6)と比較しながら検討する。

3.1 船体の流体力係数

船体の流力微係数の線形項は従来の報告と同様、水深が浅くなるに従い β に関する係数の増加が著しい。また非線形項の多くは浅水になると種々の非線形要素が混在し、一定の傾向を見出すことが困難である。

Fig.8(a)には船体の付加質量 m_x , m_y と付加慣性モーメント J_{zz} の水深影響を示す。いずれも水深が浅くなるに従い増加する。各図の太い破線は3次元特異点分布法による $\omega=0$ の数値計算の結果であり、計算と実測は略合っている。また各図にはJAMP共同研究に関連して実施された実験結果を参考までに示すが、水深に対する変化は大体よく似た傾向を示す。船体の線形微係数の浅水影響はFig. 8(b), (c)に示すごとく、水深が浅くなるに従い増加し、この傾向は特に β に関する微係数で著しい。下図にはまた、これらの微係数をsway damping lever: $l'_\beta = N'_\beta / Y'_\beta$ とyaw damping lever: $l'_r = N'_r / (m'_x + m'_y - Y'_r)$

にして表示する。本供試船の l'_β は水深が浅くなるに従い単調に減少するが、 l'_r は逆に大きくなり、従って浅水時の針路安定性は極端に良くなることを示す。

同図に示すLNGC³⁾やEsso Osaka⁵⁾では、 l'_β が $h/d=1.5 \sim 2.0$ 付近で一度増加し、針路安定性が低下する傾向にあるが、更に浅くなると l'_β は小さく、また l'_r が大きくなって、やはり安定側となる。

3.2 舵・プロペラに関する係数

舵・プロペラから船体への干渉を表わす係数 $1-t_p$, $1-t_r$, a_H , x_H の浅水影響をFig. 9(a), (b)に示す。 $1-t_p$ および $1-t_r$ は浅くなるに従いやや減少する傾向にあるが、全般的には水深の影響は少ないと考えてよい。これに対し、 a_H は浅くなるに従い増加し x_H は逆に減少する。なおFig. 9(b)でLMGC³⁾以外の a_H が全般に大きいのは、模型船のラダーホーンを実船同様、船体に固定して実験を行っているため、このホーンに働く力が船体の力に含まれて計測されるため a_H が大きくなる。この点は a_H を評価する際注意

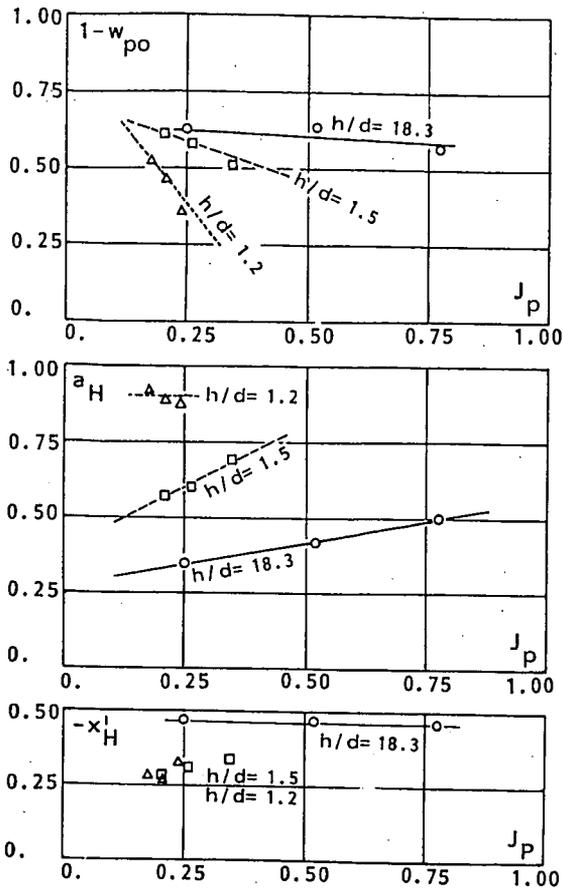


Fig. 5 $1-w_p$, a_H and X'_H for various propeller loads

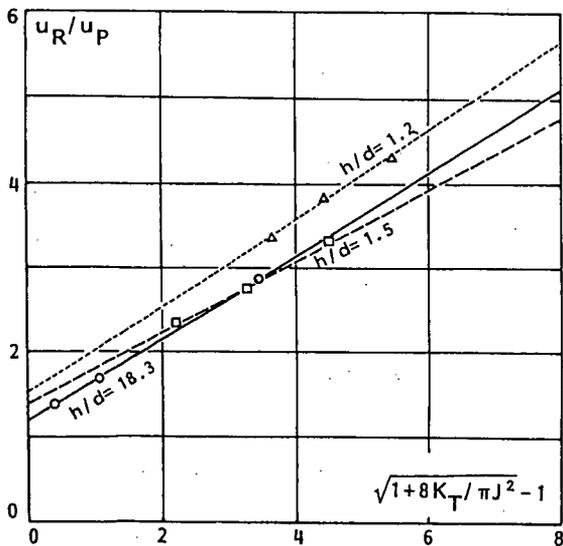


Fig. 6 u_R/u_P for various propeller loads

しなければならない問題である。

舵有効流速 u_R のパラメータの内、プロペラ後流の増速率 k_x は Fig. 9 (c) に示す如く、浅水の影響を受

けにくい、 ϵ は舵の鏡像効果等の影響で浅水になると増加する。

また、舵への流向のパラメータ r_R は Fig. 10 に示すごとく、プロペラが無い状態ではほとんど変化しないが、プロペラが作動すると、 $h/d=1.5$ 付近で一度大きくなる傾向が見られる。

4. 自走模型試験結果とシミュレーションの比較

前述の拘束試験で得られた流体力係数を用いて数値シミュレーションを行い実測と比較する。

Fig. 11 は定常旋回特性の比較である。水深が深い場合、両者は問題無く良く一致している。水深が浅くなるにつれ針路安定性が良くなり、また β は極端に抑えられて船速低下も減少するが、この場合もシミュレーションと実測は大体合っている。しかし、詳細に比較すると、浅水時の $r-\delta$ 特性において原点傾斜がやや小さく推定される傾向にある。この原因の一つは既に述べた N_{HP} の表現にあるいは問題があるのかも知れない。

Fig. 12 は右 35° 旋回の航跡と運動のタイムヒストリーの比較である。ただし、船速は各水深で異なる。水深が深い場合の航跡や運動のタイムヒストリーはほとんど問題無く良く合っている。水深が浅くなると、旋回初期の回頭運動が実測よりやや小さく、従ってアドヴァンスが大きく推定される傾向にあるが、全般的には良く合っていると言えよう。

舵直圧力のタイムヒストリーは水深が浅くなるに従い操舵直後のピークが減少する。この点に関し、藤野等³⁾の計測でも同様な傾向があり、これをシミュレーションでは表現しにくいことから舵直圧力の推定に問題があるとの指摘であった。しかし、今回のシミュレーションと実測は大体合っている。しかし、詳細に比較かなり正確に推定できており、MMG の考え方で十分説明できるものと思われる。すなわち、操舵直後の舵直圧力のピークが減少する主な理由は、舵の有効迎角が式に示したように船の運動と共に減少し、浅水時は特に β が著しく制限されるため有効迎角の減少が小さくなることによる。

5. 船体沈下量

浅水域の操縦性でもう一つ重要な問題は船体沈下量である。操船者の言葉では squat と呼ばれ、港湾などの浅水域を航行する際、この点に細心の注意が払われる。

本供試船の直進時における船体中央部の沈下量 S 、およびトリム T の計測結果をそれぞれ船の長さで無次元化して Fig. 13 に示す。ただし、水深が深い場合も

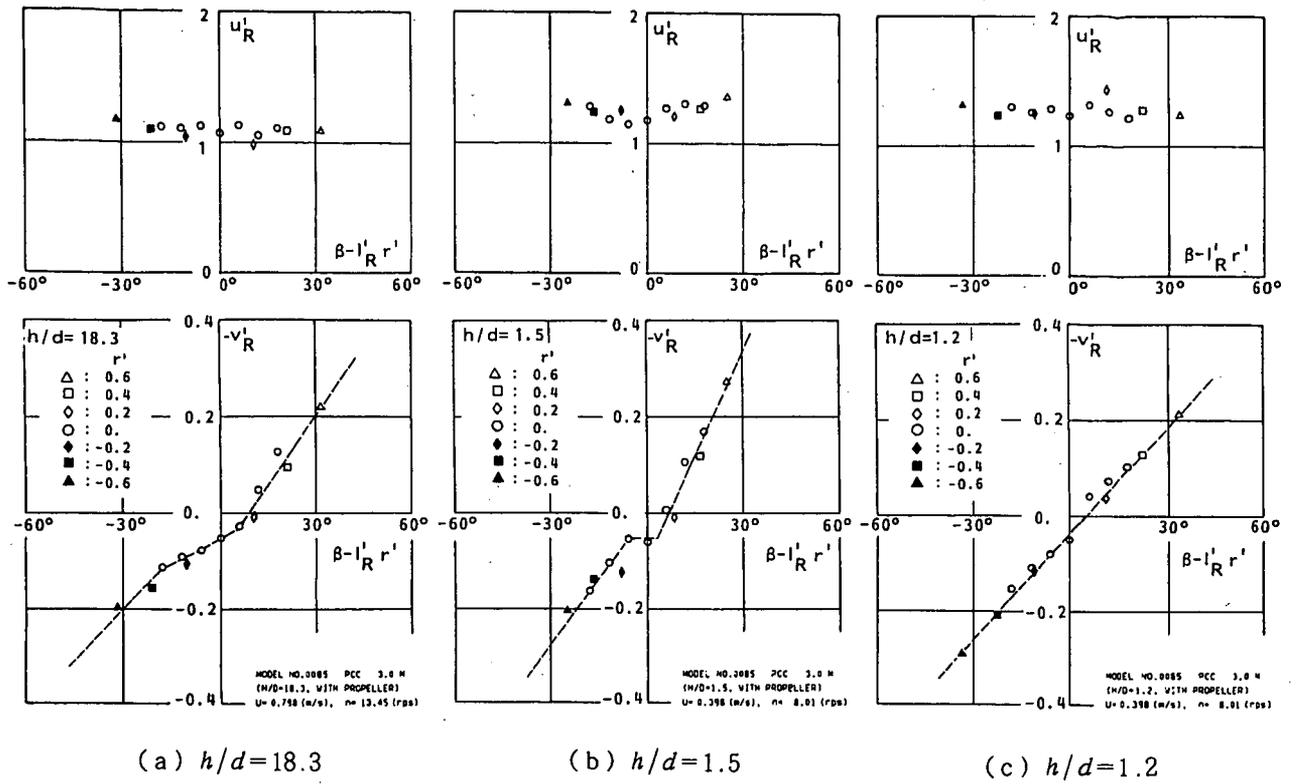


Fig. 7 u'_R and v'_R for various ship motions

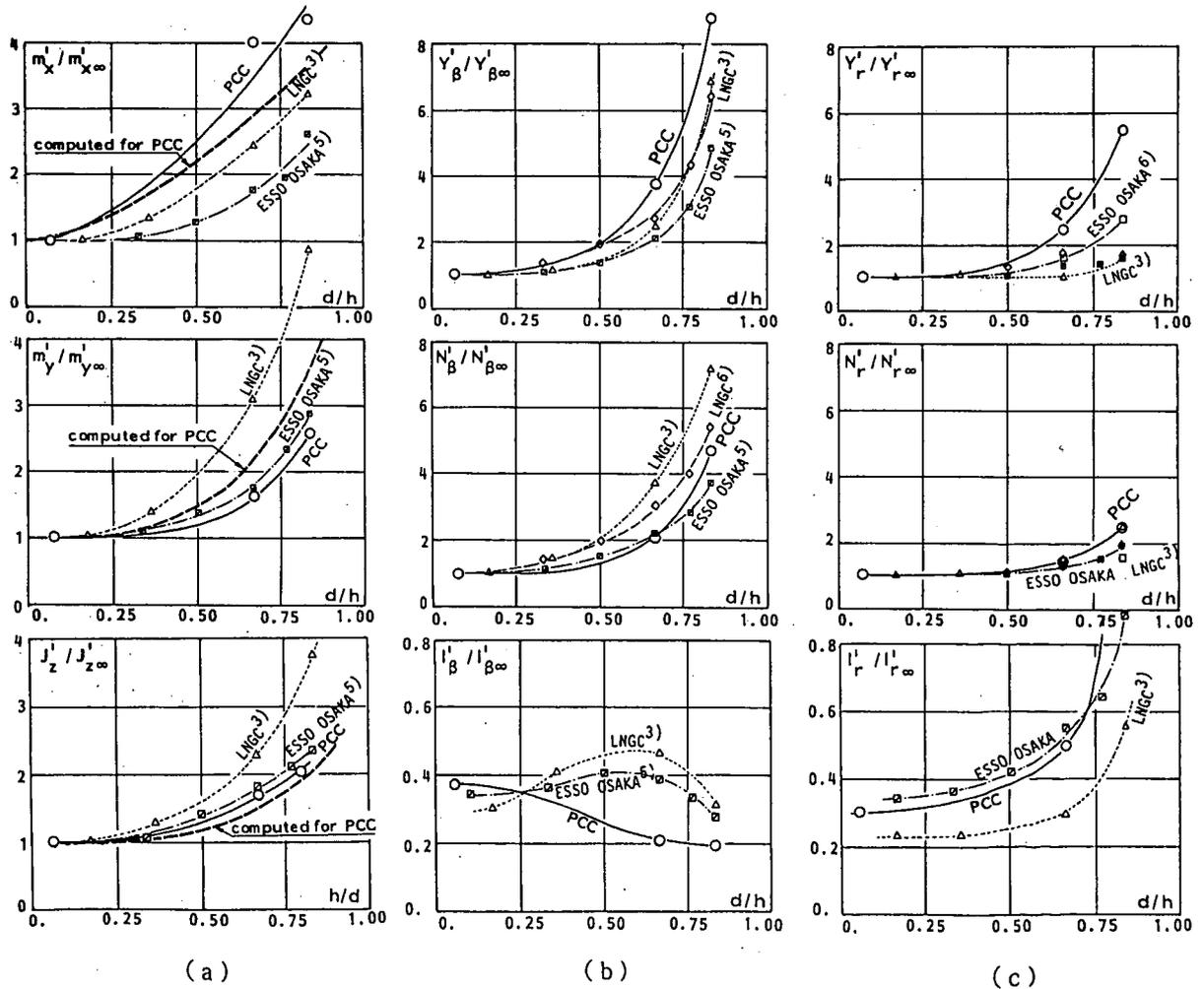


Fig. 8 Shallow water effects on linear hydrodynamic derivatives

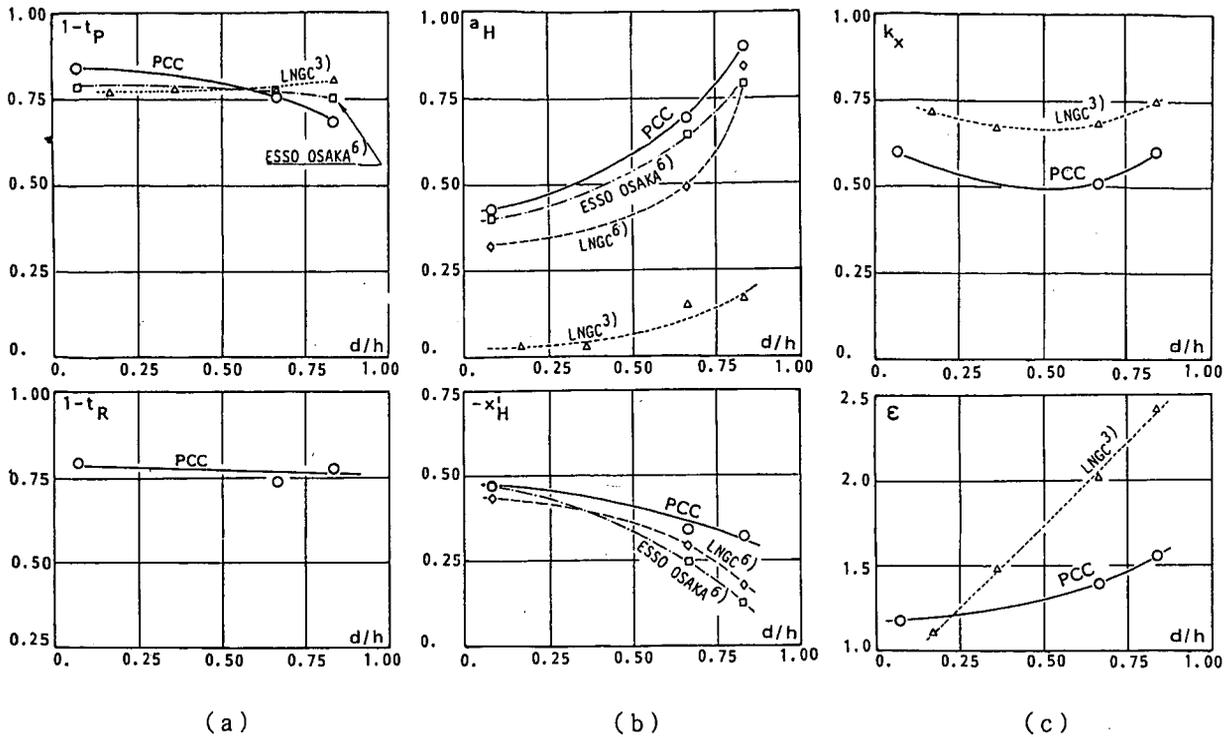


Fig. 9 Shallow water effects on interactive force coefficients

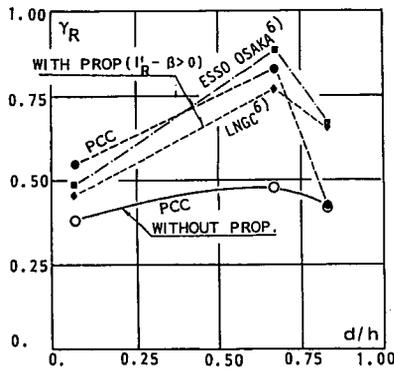


Fig. 10 Shallow water effect on r_R

船体沈下とトリムはわずかに発生する。しかしこれらは浅水時の場合とその性質が異なるという立場から同図には深水時からの増加量を表示する。横軸は水深に対するフルード数 $F_h (= U/\sqrt{hg})$ であり、トリムは船首側を正とする。

低速時は一般に船速の増加に伴い船体沈下が増加して船首側にトリムする。本供試船 (PCC, $C_b/(L/B) = 0.098$) ではトリムは小さいが、同図に示す幅広 RO/RO 船 ($C_b/(L/B) = 0.217$) ではトリム、沈下量共に船速の増加に従って大きくなる。

広い浅水域における船体沈下とトリムの推定につい

ては Tuck⁷⁾ の細長体理論による方法がある。これによれば、船体沈下とトリムはいずれも $F_h^2 / \sqrt{|1 - F_h^2|}$ に比例し、その比例係数は船体形状で決まる。Tuck は更に船型に適当な仮定を置き、 $F_h \ll 1$ 範囲で船体沈下を算出する簡単な推定式を提案した⁸⁾。すなわち、

$$S = 0.13(U^2 \nabla / hL^2) \quad \dots\dots(14)$$

ただし、 ∇ は排水容積で上式の単位は feet, knots である。上式を変形すると、

$$\left. \begin{aligned} \frac{S}{L} &= 1.5 \left(\frac{d}{L} \right) \left(\frac{C_b}{L/B} \right) F_h^2 \\ &= 1.5 \left(\frac{d}{h} \right) \left(\frac{C_b}{L/B} \right) F_n^2 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots(14')$$

となり、船体沈下は船速の自乗、 d/h および、船体形状を表わす $C_b/(L/B)$ に比例するという極めて簡単な式となる。この(14')式による船体沈下量の推定を Fig. 13 の上図に実測と比較する。推定値は両船とも船型が大幅に異なるにもかかわらず良く一致し、本推定式は船体沈下を推定する簡便かつ有力な方法と言える。

一方、トリムについては上式のような簡単な推定式は見当らず、本報では(14')式を多少変形し、前述の異なる2種類の船型のトリム計測結果に合うように係数を決めた。すなわち、

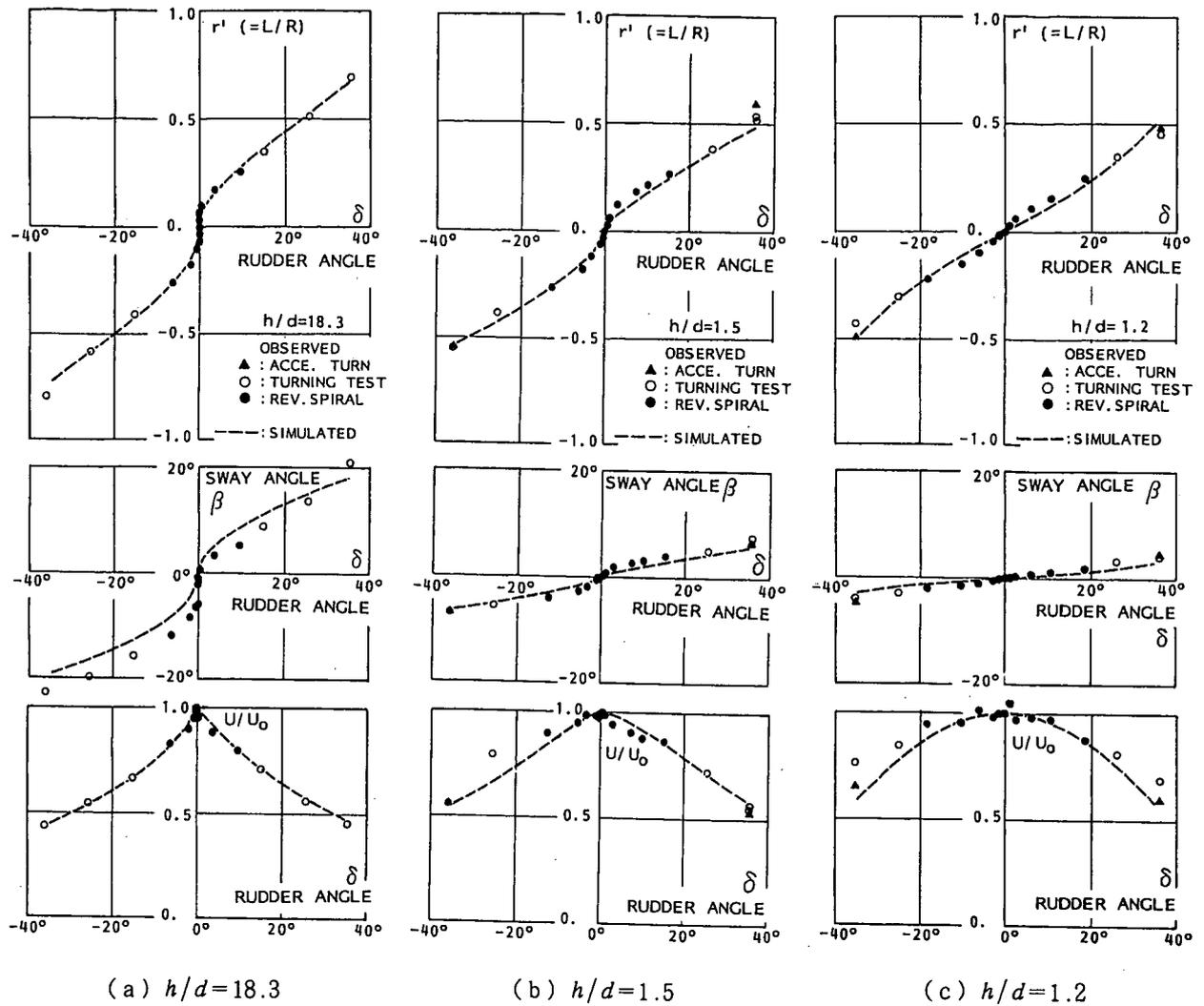


Fig. 11 Comparison of steady turning characteristics, observed and simulated

$$\frac{T}{L} = 30 \cdot \left(\frac{d}{L}\right) \left(\frac{Cb}{L/B}\right)^3 F_h^2 \quad \dots\dots(15)$$

この推定曲線を Fig. 13 の下図に示している。上式はやや物理的裏付けに乏しいが、船型が大幅に異なる場合のトリムの推定に十分適用できるものと思われる。

6. あとがき

本報では船の前進速度が十分大きい場合の浅水時の操縦運動に重点を置き、この時の操縦運動を推定する方法を検討した。具体的には、深水で実績あるMMGモデルの適用を試み、その際の流体力係数の浅水影響並びに推定上の問題点等の検討を行った。その結果、

- (1) 浅水域の操縦運動は、MMGモデルの考え方で実用的に問題ない精度で推定することができる。
- (2) 本報では上記推定に必要な流体力係数は拘束模型試験で求めたが、これらの多くは浅水影響を受ける。一部付加質量などは計算で推定できることが確かめられたが、これらを定量的に推定するには今日まだデー

タ不足といえる。しかし、本モデルのような考え方で流体力係数を整理するのが合理的方法と思われる。

(3) 浅水域の操船でまた重要な船体沈下とトリムはTuckの簡易推定式(14)式、および本報に提案する(15)式でかなり精度よく推定することが可能である。

最後に、本研究の一部は昭和59年度日本造船研究協会・第7基準部会・第4分科会・第2小委員会(RR742)の事業に関連して行われたことを付記し、御討論・御指導を頂いた主査の東京大学工学部 小山健夫教授を始めとする各委員の方々に感謝の意を表す。

また、仮底の設計・製作に関しては広島大学工学部 小瀬邦治教授より御指導を頂いた。ここに謝意を表するしだいである。

参 考 文 献

1) Crane, jr., C.L. : Maneuvering Trials of 278000 DWT Tanker in Shallow and Deep Water, TSNAME, Vol. 87, 1979

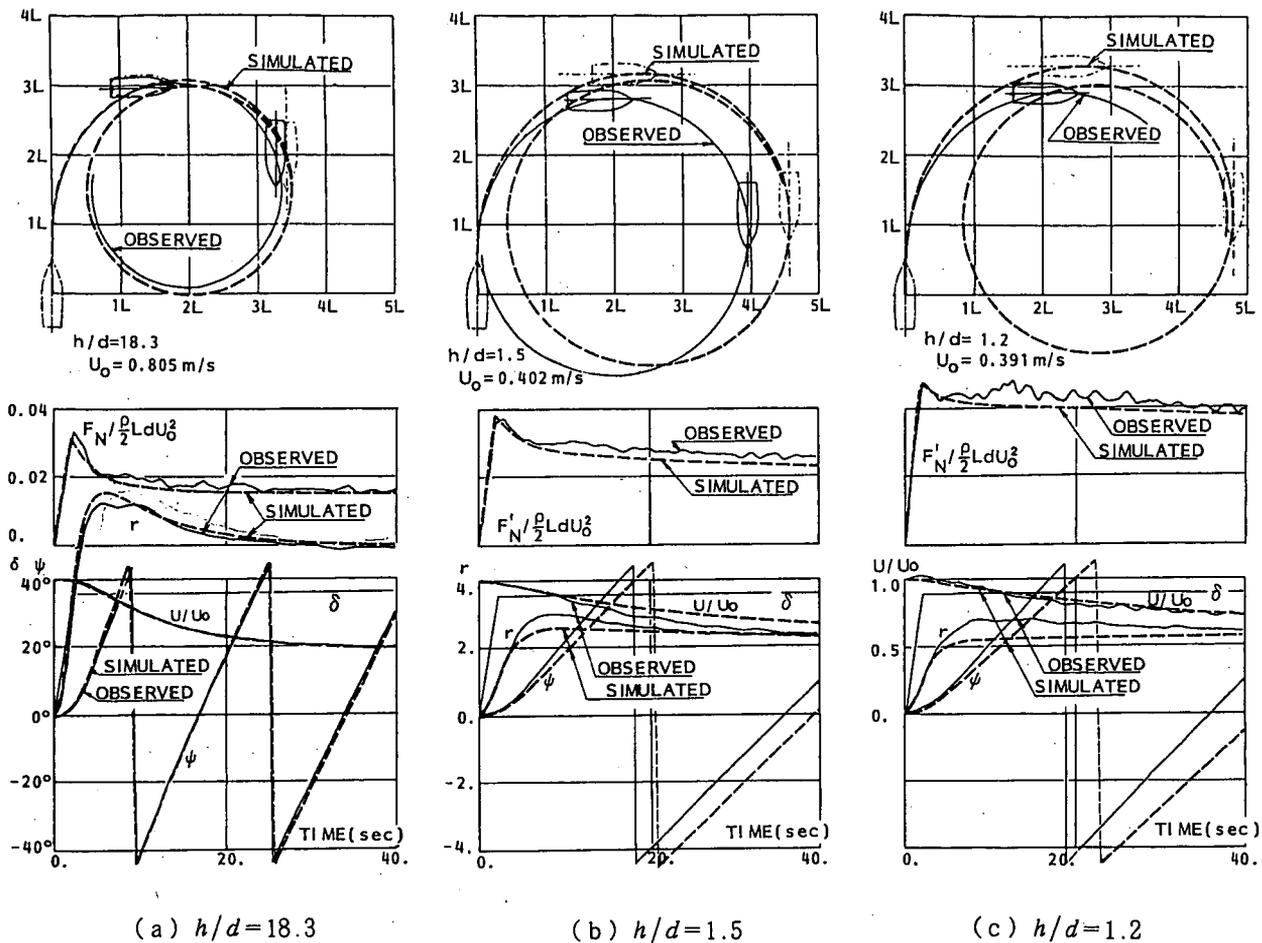


Fig. 12 Comparison of 35° turning trajectory and ship motion, observed and simulated

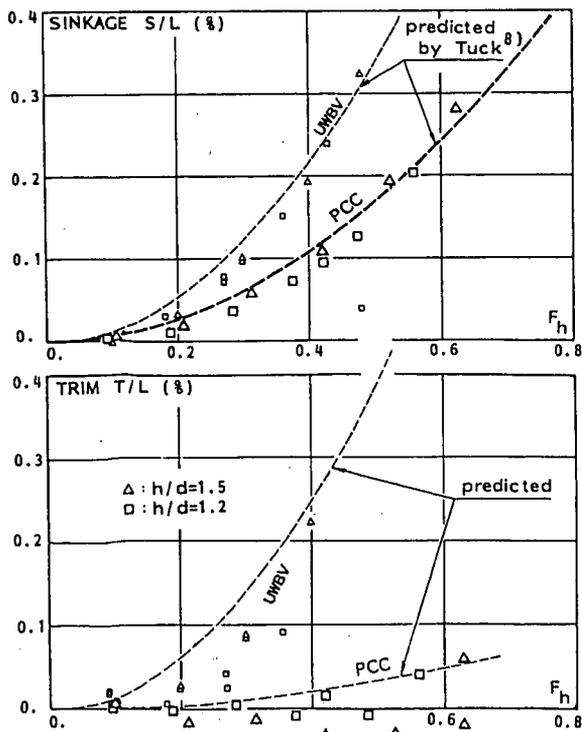


Fig. 13 Comparison of sinkage and trim, observed and predicted

- 2) 小瀬邦治, 湯室彰規, 芳村康男: 操縦運動の数学モデルの具体化, 第3回操縦性シンポジウム, 1981
- 3) 藤野正隆, 石黒 剛: 浅水域における操縦数学モデルの検討, 日本造船学会論文集, 第156号, 1984
- 4) 湯室彰規: 浅水域における船体操縦微係数の推定に関する一検討, 石川島播磨技報, 第24巻, 第4号, 1984
- 5) 貴島勝郎, 村上正義, 勝野敏之, 名切恭昭: 浅水域における船の操縦運動特性に関する一考察, 西部造船会々報, 第69号, 1984
- 6) Hirano, M., Takanashi, J., Moriya, S. and Nakamura, Y.: An Experimental Study on Manuevering Hydrodynamic Forces in Shallow Water, 西部造船会々報, 第69号, 1984
- 7) Tuck, E.O.: Shallow water flows past slenderbodies, J. Fluid Mechanics, Vol. 26, part 1, 1966
- 8) Tuck, E.O. and Taylor, P.J.: Shallow wave problems in ship hydrodynamics, 8th Sympo.

Naval Hydrodynamics, 1970

- 9) 小保方 準, 芳村康男, 杉田松次, 永島実郎: 主要目が大幅に異なる船型の付加質量について

— 一定加速度試験(CAT)による付加質量の計測—

関西造船協会昭和 60 年度秋季講演会において講演.

(昭和52年5月西部造船会第54回例会において講演)

浅海域における船体運動について (その3)

—波浪中の船体運動の実験と計算の比較—

正員 高木 幹 雄

On the Ship Motions in Shallow Water (Part 3)

—Comparison of the Experimental Results with
the Calculated Results of Ship Motions in Waves—

By Mikio TAKAKI

Summary

It has been becoming a great important problem to predict the hydrodynamic forces and ship motions in water of finite depth, because of increasing dimensions of ships. The studies of ship motions in water of finite depth, however, have been limited comparing with those in water of infinite depth. It is therefore desired that the correlation works between theoretical and experimental investigation should be performed and extended to oblique waves on water depths smaller than twice the draft of the ship.

In this paper, author measures the amplitudes of motions of tanker ship model with various heading angles in waves at a shallow water tank. The experimental results are compared with the results of theoretical calculation obtained by so-called "New Strip Method". It becomes clear from the above comparisons that the theoretical calculations according to New Strip Method agree approximately with the experimental results in oblique waves, and especially the theoretical and the experimental results with zero-advancing speed agree very well in beam sea condition.

1. 緒 言

浅海域における船舶の耐航性能に関する研究は、無限水深の場合と比較して、非常に少ない。その理論的研究方法を大別すると、次の三方法に分けることが出来る。

- (a) ストリップ理論による方法
- (b) 細長体理論による方法
- (c) 特異点分布による三次元計算法

まず(a)のストリップ法に関しては、C. H. Kim が向い波中のタンカー船型の縦運動の計算を行っている¹⁾。Hooft は $C_B=0.8$ の Series-60 の模型船を用いて浅水中で種々の実験を行い、貴重な資料を得ているが、理論計算は無限水深の場合の流体力を修正し、近似的に浅水域での運動を求めているのにすぎず、正確な流体力の計算は行っていない²⁾。

- (b) の細長体理論では、Tuck は船速が零の場合の6自由度の運動方程式を求めている³⁾。更に Beck & Tuck

* 九州大学応用力学研究所

は先の運動方程式について、横揺を除く5種類のモードの運動について数値計算を行つている⁹⁾が、実験的検証を行つておらず、その実用性は明らかでない。

(c) の三次元計算法では、最近、Oortmerssen は前進速度が零の場合の6自由度の運動振幅ならびに各流体力を求めると共に、実験も行い浅水域では三次元影響が非常に大きいとのべている⁵⁾。

(a) の方法を除く(b), (c) の方法は数値計算が非常に煩雑である。特に(c)の方法は前進速度がある場合の計算は現時点では不可能であり、前進速度のある場合の耐航性の推定には用いられない現状である。他方無限水深の場合、耐航性能の推定に有効とされている(a)の方法も、有限水深の場合の実験例に乏しいために、その実用性は明らかでなく、斜め波状態まで含めた幅広い実験ならびに理論的研究が望まれている⁶⁾。

本論文は浅水水槽において斜め波中での船体運動応答の計測を行つた。更に著者が前報までに求めた、浅水域における二次元流体力⁷⁾を用いて、ストリップ法により先の実験状態の船体運動応答関数を求め、その実験結果との比較から、浅水域におけるストリップ法の有効性を検討したものである。

2. 船体運動方程式

Fig. 1 に示すように空間固定座標系を $O'-X_1Y_1Z_1$ とし、規則波は X_1 の正方向から負方向に進むものとする。船の平均進行方向は $O'X_1$ と角度 α をなす $O'X$ 方向をとるものとし、新たに空間固定座標系 $O'-XYZ$ を定める。船体固定座標系を $o-x_0y_0z_0$ とし、 o は水線面の船体中心線上 midship にとる。また、船体の平均進行方向に等速で移動する座標を o_0-xyz とする。

船は進行波に対して角度 μ の方向に一定速度 V を保ち、規則波中を動揺しながら航行しているものと仮定する。この時の船体縦運動および船体横運動方程式は次のように書くことができる⁹⁾¹⁰⁾。

縦運動方程式

$$\left. \begin{aligned} (M+A_{33})\ddot{Z}+B_{33}\dot{Z}+C_{33}Z+A_{35}\ddot{\theta}+B_{35}\dot{\theta}+C_{35}\theta &= F_{ze} \\ (J_{55}+A_{55})\ddot{\theta}+B_{55}\dot{\theta}+C_{55}\theta+A_{53}\ddot{Z}+B_{53}\dot{Z}+C_{53}Z &= M_{\theta e} \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

横運動方程式

$$\left. \begin{aligned} (M+A_{22})\ddot{y}+B_{22}\dot{y}+A_{26}\ddot{\psi}+B_{26}\dot{\psi}+A_{24}\ddot{\phi}+B_{24}\dot{\phi} &= F_{ye} \\ (J_{44}+A_{44})\ddot{\phi}+B_{44}\dot{\phi}+C_{44}\phi+A_{42}\ddot{y}+B_{42}\dot{y}+A_{46}\ddot{\psi}+B_{46}\dot{\psi} &= M_{\phi e} \\ (J_{66}+A_{66})\ddot{\psi}+B_{26}\dot{\psi}+A_{64}\ddot{\phi}+B_{64}\dot{\phi}+A_{62}\ddot{y}+B_{62}\dot{y} &= M_{\psi e} \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

係数 A_{jk} , B_{jk} , C_{jk} はそれぞれ、慣性項、減衰項および復原項を表わす。また、 $j=2$: 左右揺、 $j=3$: 上下揺、 $j=4$: 横揺、 $j=5$: 縦揺、 $j=6$: 船首揺を表示している。方程式(2.1), (2.2)の左辺の諸係数 A_{jk} , B_{jk} , C_{jk} ($j, k=2, 3, \dots, 6$) は無限水深の場合の表示⁹⁾¹⁰⁾と全く同じであるから省略する。

2.1 波強制力およびモーメント

(2.1) および (2.2) 式の右辺の波強制力およびモーメントを

$$\left. \begin{aligned} F_{ze} &= F_{zc} \cos \omega_e t - F_{zs} \sin \omega_e t \\ M_{\theta e} &= M_{\theta c} \cos \omega_e t - M_{\theta s} \sin \omega_e t \end{aligned} \right\} \quad (2.3)$$

$$\left. \begin{aligned} F_{ye} &= F_{yc} \cos \omega_e t - F_{ys} \sin \omega_e t \\ M_{\phi e} &= M_{\phi c} \cos \omega_e t - M_{\phi s} \sin \omega_e t \\ M_{\psi e} &= M_{\psi c} \cos \omega_e t - M_{\psi s} \sin \omega_e t \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

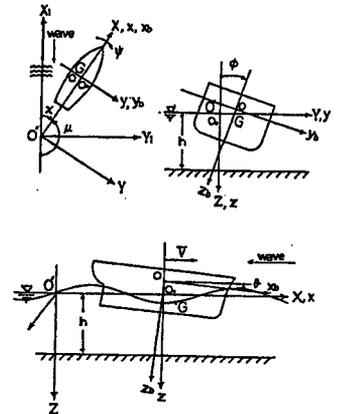


Fig. 1 System of coordinates

とおくと、それぞれ次式で与えられる。

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} F_{zc} \\ F_{zs} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} - \\ + \end{bmatrix} 2\rho g \zeta_a \int_L \begin{bmatrix} \cos \\ \sin \end{bmatrix} (m_0 x_b \cos \mu) \int_0^b \frac{\cosh m_0(h-z_s)}{\cosh m_0 h} \cos(m_0 y_s \sin \mu) dy_s dx_b \\
 &\quad \begin{bmatrix} + \\ - \end{bmatrix} \zeta_a \int_L \frac{\sinh m_0(h-T_m)}{\sinh m_0 h} \cdot \omega \omega_e M_H \begin{bmatrix} \cos \\ \sin \end{bmatrix} (m_0 x_b \cos \mu) dx_b \\
 &\quad - \zeta_a \int_L \frac{\sinh m_0(h-T_m)}{\sinh m_0 h} \cdot \omega N_H \begin{bmatrix} \sin \\ \cos \end{bmatrix} (m_0 x_b \cos \mu) dx_b .
 \end{aligned} \tag{2.5}$$

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} M_{\theta c} \\ M_{\theta s} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} - \\ + \end{bmatrix} 2\rho g \zeta_a \int_L x_b \begin{bmatrix} \cos \\ \sin \end{bmatrix} (m_0 x_b \cos \mu) \int_0^b \frac{\cosh m_0(h-z_s)}{\cosh m_0 h} \cos(m_0 y_s \sin \mu) dy_s dx_b \\
 &\quad \begin{bmatrix} + \\ - \end{bmatrix} \zeta_a \int_L \frac{\sinh m_0(h-T_m)}{\sinh m_0 h} \left(\omega \omega_e M_H x_b - \frac{\omega}{\omega_e} V N_H \right) \begin{bmatrix} \cos \\ \sin \end{bmatrix} (m_0 x_b \cos \mu) dx_b \\
 &\quad - \zeta_a \int_L \frac{\sinh m_0(h-T_m)}{\sinh m_0 h} (\omega N_H x_b + \omega V M_H) \begin{bmatrix} \sin \\ \cos \end{bmatrix} (m_0 x_b \cos \mu) dx_b .
 \end{aligned} \tag{2.6}$$

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} F_{yc} \\ F_{ys} \end{bmatrix} &= -2\rho g \zeta_a \int_L \begin{bmatrix} \sin \\ \cos \end{bmatrix} (m_0 x_b \cos \mu) \int_0^T \frac{\cosh m_0(h-z_s)}{\cosh m_0 h} \sin(m_0 y_s \sin \mu) dz_s dx_b \\
 &\quad - \zeta_a \sin \mu \int_L \omega \omega_e M_s \frac{\cosh m_0(h-T/2)}{\sinh m_0 h} \begin{bmatrix} \sin \\ \cos \end{bmatrix} (m_0 x_b \cos \mu) dx_b \\
 &\quad \begin{bmatrix} - \\ + \end{bmatrix} \zeta_a \sin \mu \int_L \omega N_s \frac{\cosh m_0(h-T/2)}{\sinh m_0 h} \begin{bmatrix} \cos \\ \sin \end{bmatrix} (m_0 x_b \cos \mu) dx_b .
 \end{aligned} \tag{2.7}$$

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} M_{\theta c} \\ M_{\theta s} \end{bmatrix} &= \overline{OG} \cdot \begin{bmatrix} F_{yc} \\ F_{ys} \end{bmatrix} - 2\rho g \zeta_a \int_L \begin{bmatrix} \sin \\ \cos \end{bmatrix} (m_0 x_b \cos \mu) \left\{ \int_0^b \frac{\cosh m_0(h-z_s)}{\cosh m_0 h} y_s \sin(m_0 y_s \sin \mu) dy_s \right. \\
 &\quad \left. - \int_0^T \frac{\cosh m_0(h-z_s)}{\cosh m_0 h} z_s \sin(m_0 y_s \sin \mu) dz_s \right\} dx_b \\
 &\quad - \zeta_a \sin \mu \int_L \omega \omega_e M_{s,R} \frac{\cosh m_0(h-T/2)}{\sinh m_0 h} \begin{bmatrix} \sin \\ \cos \end{bmatrix} (m_0 x_b \cos \mu) dx_b \\
 &\quad \begin{bmatrix} - \\ + \end{bmatrix} \zeta_a \sin \mu \int_L \omega N_{s,w} \frac{\cosh m_0(h-T/2)}{\sinh m_0 h} \begin{bmatrix} \cos \\ \sin \end{bmatrix} (m_0 x_b \cos \mu) dx_b .
 \end{aligned} \tag{2.8}$$

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} M_{\psi c} \\ M_{\psi s} \end{bmatrix} &= -2\rho g \zeta_a \int_L x_b \begin{bmatrix} \sin \\ \cos \end{bmatrix} (m_0 x_b \cos \mu) \int_0^T \frac{\cosh m_0(h-z_s)}{\cosh m_0 h} \sin(m_0 y_s \sin \mu) dz_s dx_b \\
 &\quad - \zeta_a \sin \mu \int_L \frac{\cosh m_0(h-T/2)}{\sinh m_0 h} \left(\omega \omega_e M_s x_b - \frac{\omega}{\omega_e} V N_s \right) \begin{bmatrix} \sin \\ \cos \end{bmatrix} (m_0 x_b \cos \mu) dx_b \\
 &\quad \begin{bmatrix} - \\ + \end{bmatrix} \zeta_a \sin \mu \int_L \frac{\cosh m_0(h-T/2)}{\sinh m_0 h} (\omega N_s x_b + \omega V M_s) \begin{bmatrix} \cos \\ \sin \end{bmatrix} (m_0 x_b \cos \mu) dx_b .
 \end{aligned} \tag{2.9}$$

但し、船体固定座標系の原点は船体重心と一致しているとする。

$$\begin{aligned}
 m_0 &: \frac{\omega^2}{g} = m_0 \tanh m_0 h \text{ の実根,} & \omega_e &: \text{出合い周波数 } (= \omega - m_0 V \cos \mu), \\
 h &: \text{水深,} & T &: \text{吃水,} \\
 \zeta_a &: \text{波振幅,} & T_m &: \text{平均吃水 } (= S_z/B_x), \\
 \rho &: \text{流体密度,} & g &: \text{重力の加速度,}
 \end{aligned}$$

M_H, M_s : 断面の付加質量, N_H, N_s : 断面の減衰力係数,
 l_{sR} : 付加質量モーメントレバー, l_w : 減衰モーメントレバー.

次に, $\mu=90^\circ$ すなわち横波状態において, 船速が零の場合, Haskind-Newman-別所の関係¹¹⁾ から波強制力およびモーメントは次式によつて正確に求めることができる。

$$\left. \begin{aligned} F_{ze} &= \int_L \frac{-i\rho g \zeta_a \widehat{A}_H}{K \cdot F(m_0 h)} \cdot e^{i(\varepsilon_H + \omega t)} dx_b, \\ M_{\theta e} &= \int_L \frac{-i\rho g \zeta_a \widehat{A}_H}{K \cdot F(m_0 h)} \cdot x_b e^{i(\varepsilon_H + \omega t)} dx_b. \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

$$\left. \begin{aligned} F_{ye} &= \int_L \frac{-i\rho g \zeta_a \widehat{A}_s}{K \cdot F(m_0 h)} \cdot e^{i(\varepsilon_s + \omega t)} dx_b, \\ M_{\phi e} &= \overline{OG} \cdot F_{ye} + \int_L \frac{-i\rho g \zeta_a \widehat{A}_R}{K \cdot F(m_0 h)} T \cdot e^{i(\varepsilon_R + \omega t)} dx_b, \\ M_{\psi e} &= \int_L \frac{-i\rho g \zeta_a \widehat{A}_s}{K \cdot F(m_0 h)} x_b \cdot e^{i(\varepsilon_s + \omega t)} dx_b. \end{aligned} \right\} \quad (2.11)$$

$$\text{ただし, } F(m_0 h) = \frac{2 \cosh^2 m_0 h}{2m_0 h + \sinh 2m_0 h}, \quad K = \frac{\omega^2}{g},$$

$\widehat{A}_H, \widehat{A}_s, \widehat{A}_R$: 断面の発散波振幅比,

$\varepsilon_H, \varepsilon_s, \varepsilon_R$: 発散波の位相差.

2.2 流体力係数に対する水深の影響

(2.1) および (2.2) 式の左辺の各係数 A_{jk}, B_{jk} ($j, k=2, 3, \dots, 6$) は二次元流体力を船長方向に積分する, いわゆるストリップ法によつて求めることができる。この基本となる二次元流体力は, ビルジキール等の付加物がある場合の横揺の付加慣性モーメントおよび横揺-左右揺の連成項を除いて, 理論計算により精度よく求められることが確認されている⁷⁾。ここでは船体の上下揺, 左右揺および横揺の慣性項ならびに減衰項に対する水深影響の計算結果を Fig. 2~Fig. 6 に示す。各係数の無次元化方法は次の通りである。

$$\left. \begin{aligned} \text{上下揺: } \widehat{M} + \widehat{A}_{33} &= (M + A_{33}) / \rho L^3, & \widehat{B}_{33} &= B_{33} \sqrt{L/g} / \rho L^3, \\ \text{左右揺: } \widehat{M} + \widehat{A}_{22} &= (M + A_{22}) / \rho d, & \widehat{B}_{22} &= B_{22} \sqrt{B/2g} / \rho d, \\ \text{横揺: } \widehat{J}_{44} + \widehat{A}_{44} &= (J_{44} + A_{44}) / \rho d B^2, & \widehat{B}_{44} &= B_{44} \sqrt{B/2g} / \rho d B^2. \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

但し, L : 船長, B : 船幅, d : 排水量.

(i) 上下揺の主要項

\widehat{A}_{33} : 上下揺の付加質量係数

\widehat{A}_{33} は水深が浅くなると全周波数にわたつて増加している。動揺周波数が零に近づくとき無限水深の \widehat{A}_{33} は無限大になるのに対し, 有限水深の \widehat{A}_{33} はそれぞれの一定値になっている (Fig. 2)。

\widehat{B}_{33} : 上下揺の減衰係数

\widehat{B}_{33} は水深が浅くなるほど大きくなっている。動揺周波数が零に近づくにつれて, \widehat{B}_{33} は零に近づいていない (Fig. 3)。これは二次元の場合, 発散波の振幅比 \widehat{A}_H は, 水深が浅くなるほど, 周波数零近くで大きくなっているためである⁷⁾。この点が三次元計算で求めた値⁵⁾ と大きく異なる特徴である。

縦揺の主要項 $\widehat{A}_{55}, \widehat{B}_{55}$ に対する水深の影響は上下揺の主要項の傾向と全く同じである。減衰項 \widehat{B}_{55} は前進速度があるとわずかに増加する。

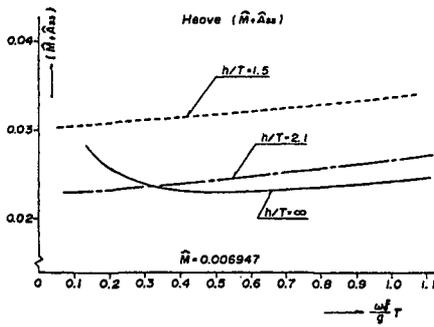


Fig. 2 $\hat{M} + \hat{A}_{33}$: Virtual mass coeff. for heave

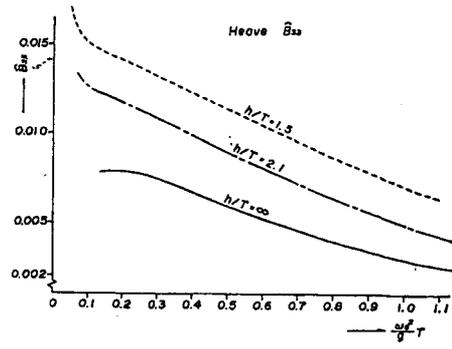


Fig. 3 \hat{B}_{33} : Damping coeff. for heave

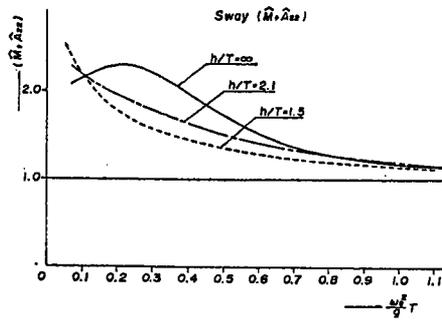


Fig. 4 $\hat{M} + \hat{A}_{22}$: Virtual mass coeff. for sway

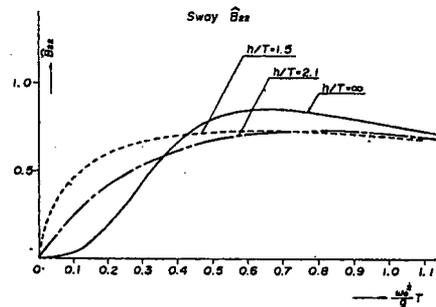


Fig. 5 \hat{B}_{22} : Damping coeff. for sway

(ii) 左右揺の主要項

\hat{A}_{22} : 左右揺の付加質量係数

\hat{A}_{22} は極く低周波数領域を除いて、水深が浅くなるほど小さくなっている (Fig. 4)。

\hat{B}_{22} : 左右揺の減衰係数

\hat{B}_{22} は低周波数領域では水深が浅くなるほど大きくなっている。しかし、高周波数領域では逆に水深が浅くなるほど \hat{B}_{22} は小さくなっている (Fig. 5)。

船首揺の主要項 \hat{A}_{66} , \hat{B}_{66} に対する水深の影響は左右揺のそれらと全く同じである。))

(iii) 横揺の主要項

\hat{A}_{44} : 付加慣性モーメント係数

\hat{A}_{44} は水深が非常に浅くても、全動揺周波数にわたって、その変化は小さい (Fig. 6)。

\hat{B}_{44} : 横揺減衰係数

ポテンシャル理論で求まる \hat{B}_{44} は全て造波減衰によるものである。実際には粘性等の非線型効果が大きいため、ポテンシャル理論では実際の現象を正確にとらえることができない。そこで横揺減衰係数 \hat{B}_{44} は静水中での自由横揺の実験から次の如く求めた。

船体重心 G の回りの自由横揺運動方程式を次の如くおく、

$$(J_{44} + A_{44})\ddot{\phi} + B_1\dot{\phi} + B_2\phi|\dot{\phi}| + C_{44}\phi = 0, \quad (2.13)$$

$$\text{但し, } C_{44} = W \cdot \overline{GM}.$$

また,

$$2\alpha = \frac{B_1}{J_{44} + A_{44}}, \quad \beta = \frac{B_2}{J_{44} + A_{44}}. \quad (2.14)$$

とおく。一方、自由横揺試験より求めた減減曲線を

$$\Delta\phi_n = a\phi_m + b\phi_m^2. \quad (2.15)$$

とおくと、自由横揺の一揺れになす仕事とエネルギーの関係から

$$\Delta\phi_n = \frac{B_1\pi^2}{W \cdot GM \cdot T_\phi} \phi_m + \frac{16B_2\pi^2}{3T_\phi^2 \cdot W \cdot GM} \phi_m^2, \quad (2.16)$$

但し、 T_ϕ : 横揺固有周期

$$\phi_m = (\phi_n + \phi_{n+1})/2, \quad \Delta\phi_n = \phi_{n+1} - \phi_n \quad (\text{degree}).$$

となり、次の関係式を得ることができる。

$$a = \frac{T_\phi}{2} \alpha, \quad b = \frac{4}{3} \beta, \quad B_1 = \frac{2W \cdot GM}{\pi\omega} a, \quad B_2 = \frac{3W \cdot GM}{4\omega^2} \frac{180}{\pi} b, \quad (2.17)$$

但し、 $\omega = 2\pi/T_\phi$.

(2.13) 式の減衰項を等価線型におきかえると

$$\begin{aligned} B_1\dot{\phi} + B_2\dot{\phi}|\dot{\phi}| &\doteq \left(B_1 + \frac{8}{3\pi} \omega\phi_A \cdot B_2 \right) \dot{\phi} \\ &= B_{44}\dot{\phi}. \end{aligned} \quad (2.18)$$

(ϕ_A : radian)

となる。

無限水深の場合、強制動揺試験によつて求めた横揺減衰係数の値は(2.18)式の型でうまく表示されることがわかっている¹²⁾。そこで有限水深の場合でも、この表示式で表わされると仮定して、減減曲線より求めた係数 a, b を用いて横揺減衰係数 \hat{B}_{44} を求めた。

Fig. 7 に前進速度零 ($F_n=0$) の場合、 $\phi_n=3^\circ, 5^\circ$ の時の値を用いて決定した係数 a, b の値を h/T (h : 水深, T : 吃水) を横軸にして示し、その平均値を曲線で示す。また Table-1 に次式で無次元化した \hat{B}_1, \hat{B}_2 の値をそれぞれ示している。

$$\hat{B}_1 = B_1 \sqrt{B/2g/\rho\Delta B^2}, \quad \hat{B}_2 = B_2/\rho\Delta B^2 \quad (2.19)$$

Table 1 Damping coeff of roll at $F_n=0$

	h/T	a	b	\hat{B}_1	\hat{B}_2	T_ϕ (sec)
S. R.-154 タンカー模型 ($C_b=0.820$)	1.5	0.099	0.014	0.00533	0.08455	1.666
	2.1	0.054	0.015	0.00282	0.08480	1.614
	∞	0.024	0.0118	0.00121	0.06245	1.560
笠木山丸* ($C_b=0.8243$)	∞	—	—	0.00193	0.05667	1.405

* $h/T=\infty$ で強制動揺試験より求めた値。

参考のために無限水深の場合、強制動揺試験で求めた笠木山丸 ($C_b=0.8243$) の値を示している。前進速度がある場合 ($F_n=0.05$) の実験値も船速零の場合の値とほとんど差異が認められなかつた。自由横揺の固有周期は水深が浅くなると共に大きくなっている (Fig. 8)。

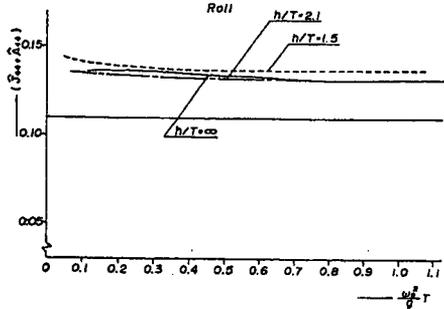


Fig. 6 $\hat{J}_{44} + \hat{A}_{44}$: Virtual mass moment of inertia coeff. for roll

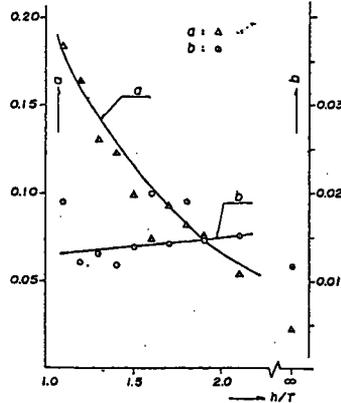


Fig. 7 Coeff. of extinction curves at $Fn=0$

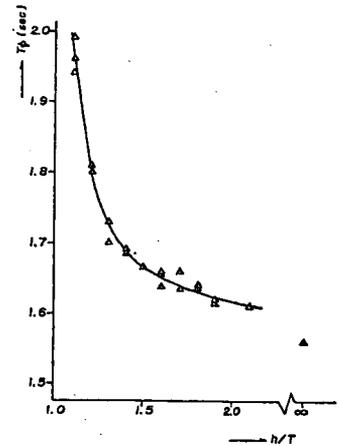


Fig. 8 Rolling natural periods at $Fn=0$

Table 2 Principal dimensions of ship model

船 長	$L_{pp} = 2.5 \text{ m}$	縦環動半径	$K_t = 0.239 L_{pp}$
船 幅	$B = 0.5 \text{ m}$	横環動半径	$K_r = 0.3316 B$
深 さ	$D = 0.281 \text{ m}$	メタセンター高さ	$\overline{GM} = 0.051 \text{ m}$
吃 水	$T = 0.183 \text{ m}$	重心位置	$\overline{OG} = 0.0242 \text{ m}$
排水量	$\Delta = 187.58 \text{ Kg}$	浮心位置	$\overline{OG} = 0.0775 \text{ m}$
Block coeff.	$C_B = 0.820$	プロペラ :	有
ビルジキール	$b_{B.K.} = 10 \text{ mm}$	舵 :	有
	$l_{B.K.} = 0.25 L_{pp}$		

3. 実験と理論計算

3.1 実験

実験は九州大学工学部造船教室の運動性能水槽で行った。

本実験に用いた模型船は長さ 2.5 m の S.R.-154

タンカー模型船で、その主要目をTable 2 に示す。

実験状態は Table 3 に示す如く、水深を二種類、船速を二種類、船の針路方向を 4 種類変化させて行つた。

計測は上下揺、縦揺、左右揺、船首揺および横揺の 5 種類の変位で、上下揺は歪みゲージ型加速度計、左右揺はシンクロ型加速度計、縦揺および横揺はパーティカルジャイロ、船首揺はヨーレイトジャイロで計測した。これらの計測機器は全て模型船に積み込まれ、

計測機器の作動は無線の指令で行つた。また、船速設定は水槽内に設定した一定間隔の標識間を船が通過するのに要する時間から行つている。しかしながら横波中の航走試験は模型船の漂流がはげしく、針路が非常に不安定であつたために、この状態における実験は断念した。

3.2 実験結果と理論計算の比較

前節で求めた横揺減衰係数 \hat{B}_{44} (Fig. 7 の平均線) を用いて (2.1) および (2.2) 式の運動方程式を解き、横

Table 3 Experimental conditions

	水深 (h/T)	船速 (F_n)	波周期
向い波状態 ($\mu=180^\circ$)	1.5 2.1	0, 0.05	$T_w =$ 0.8~1.9 (sec)
斜め波状態 ($\mu=135^\circ$)	1.5 2.1	0, 0.05	
横波状態 ($\mu=90^\circ$)	1.5 2.1	0	
追い波状態 ($\mu=0^\circ$)	1.5 2.1	0, 0.05 0	

軸に無次元動揺周波数を取り、それぞれの実験結果との比較を行った。尚、参考のために無限水深の場合の運動振幅の計算結果も示している。

(i) 向い波状態 ($\mu=180^\circ$)

低周波数領域において、水深が浅くなると、上下揺および縦揺の振幅が共に小さくなる傾向は実験値にもあらわれている。特に縦揺の理論計算値は実験結果とよく合っている。また高周波数領域では、上下揺および縦揺の振幅は共に理論計算値と実験値がよく合っている (Fig. 9~12)。一方、低周波数領域において上下揺振幅の理論計算と実験結果が合わないのは、実験において高周波数領域で発生できる波高が非常に小さかったこと、また上下揺変位は上下方向の加速度の計測値から求めているので、これらによる誤差が大きいためと思われる。Beck & Tuck は細長体理論を用いて計算した結果と Kim のストリップ法による結果との比較から、高周波数領域ではストリップ法による推定が合理的である (低周波数領域では細長体理論による推定値がストリップ法による推定値より大きくなる) とのべている⁴⁾。確かに上下揺の実験結果を見るかぎりにおいて、その傾向をみるることができる。しかし、上下揺との連成運動である縦揺の実験結果は低周波数領域においても理論計算値とよく一致している。

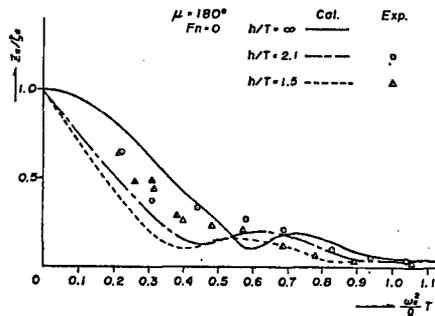


Fig. 9 Heaving amplitudes in head sea condition at $F_n=0$

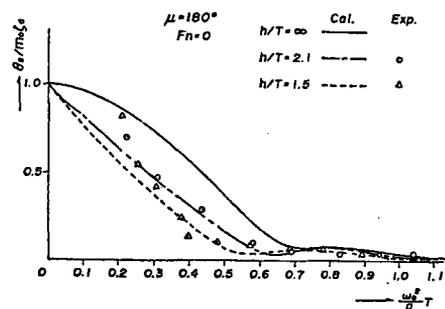


Fig. 10 Pitching amplitudes in head sea condition at $F_n=0$

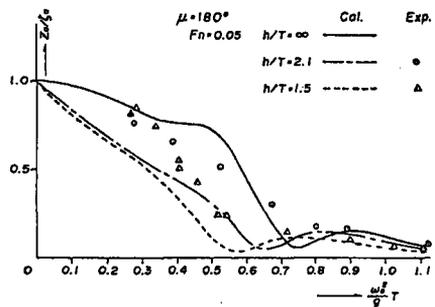


Fig. 11 Heaving amplitudes in head sea condition at $F_n=0.05$

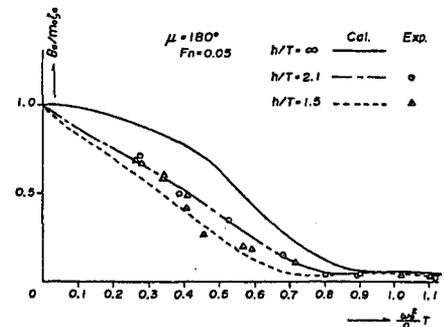


Fig. 12 Pitching amplitudes in head sea condition at $F_n=0.05$

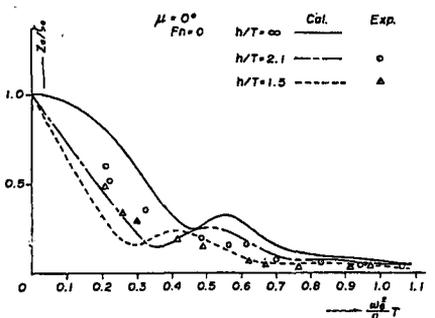


Fig. 13 Heaving amplitudes in following sea condition at $F_n=0$

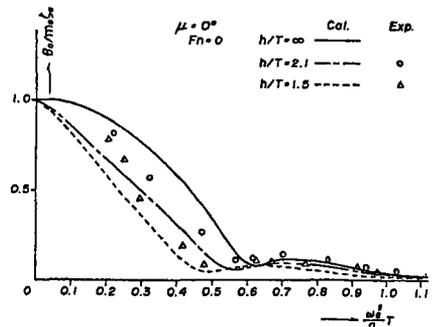


Fig. 14 Pitching amplitudes in following sea condition at $F_n=0$

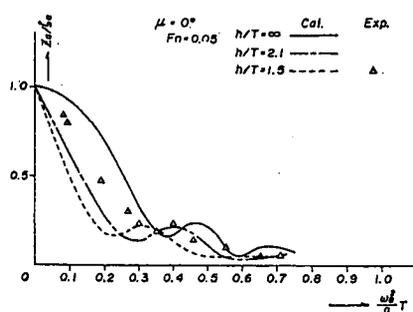


Fig. 15 Heaving amplitudes in following sea condition at $Fn=0.05$

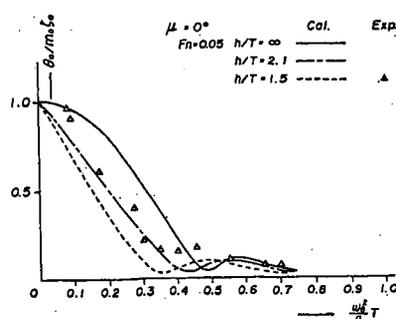


Fig. 16 Pitching amplitudes in following sea condition at $Fn=0.05$

(ii) 追い波状態 ($\mu=0^\circ$)

運動振幅の傾向は先の向い波状態と全く同じで、水深が浅くなるにつれて、上下揺および縦揺の運動振幅は共に低周波数領域で小さくなっている (Fig. 16)。

(iii) 横波状態 ($\mu=90^\circ$)

理論計算はどの運動モードにおいても実験結果とよく一致していて、先の向い波および追い波状態よりも理論計算による推定がうまく出来ている。これは Haskind-Newman-別所の関係¹¹⁾ により、横波状態の波強制力が (2.10) および (2.11) 式により正確に推定できたことによるものと思われる。

上下揺は横波状態で同調ピークがあらわれて、運動振幅は波振幅の約 1.5 倍ぐらいである。また水深が浅くなるほど上下揺および縦揺の同調点は低周波数側に大きくなる (Fig. 17, 18)。これは上下方向の運動に対して水深の影響が非常に大きいことを示している (Fig. 2, 3)。これに対して横揺の同調点は水深によってあまり大きく変化していない (Fig. 20)。これは Fig. 8 に示す如く、付加慣性モーメント A_{44} に対する水深の影響は $h/T=1.4$ 以下の水深では非常に大きくなっているのに対し、 $h/T=1.5$ 位まではそれ程大きくなっていない。したがって付加慣性モーメント A_{44} に対して、船体の慣性モーメント J_{44} が大きく、 $(J_{44}+A_{44})$ の値が本実験の状態ではあまりかわらないからである (Fig. 6)。

左右揺振幅は水深が浅くなるほど大きくなっており、低周波数領域では波振幅よりも非常に大きくなっている (Fig. 19)。これは浅水域における水粒子の運動は垂直方向よりも水平方向で非常に大きいためである。左右揺は船の繋留の場合、最も大きな影響をおよぼすので注意を要する。

船首揺は横波状態では船型の前後非対称性のため生じる。タンカー船型の場合、前後非対称性は小さいので、その振幅は非常に小さい。また、横揺との連成運動で横揺の同調時に船首揺振幅も大きくなっている (Fig. 21)。

(iv) 斜め波状態 ($\mu=135^\circ$)

上下揺および縦揺振幅に対する水深影響は向い波状態の場合と同じで、水深が浅くなるほど運動振幅は共に小さくなっている (Fig. 22~25)。理論計算と実験結果との一致は縦揺振幅において大略満足されているのに対し、上下揺振幅は低数波数領域において、実験値が計算値よりも大きくなっている。

左右揺および横揺振幅に対する水深の影響は上下揺および縦揺の縦運動ほど顕著ではない。その傾向は横波状態における横方向の運動のそれと非常によく似ている。左右揺振幅は低周波数領域では水

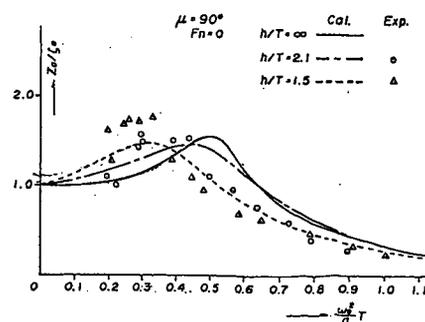


Fig. 17 Heaving amplitudes in beam sea condition at $Fn=0$

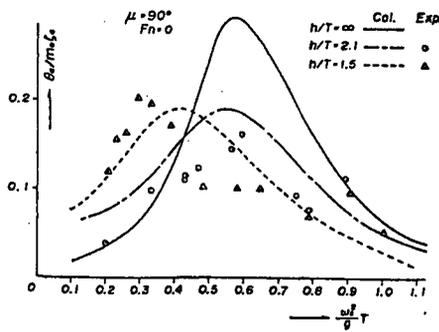


Fig. 18 Pitching amplitudes in beam sea condition at $F_n=0$

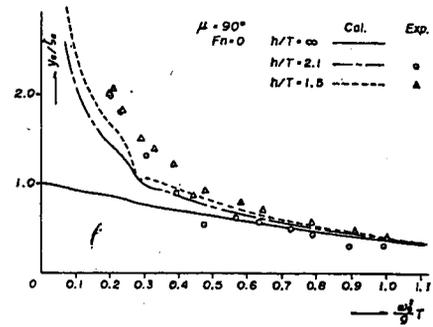


Fig. 19 Swaying amplitudes in beam sea condition at $F_n=0$

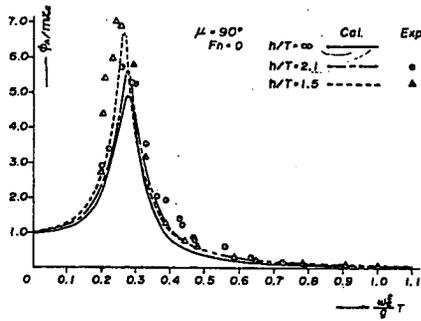


Fig. 20 Rolling amplitudes in beam sea condition at $F_n=0$

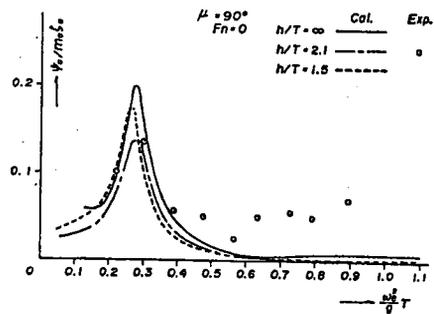


Fig. 21 Yawing amplitudes in beam sea condition at $F_n=0$

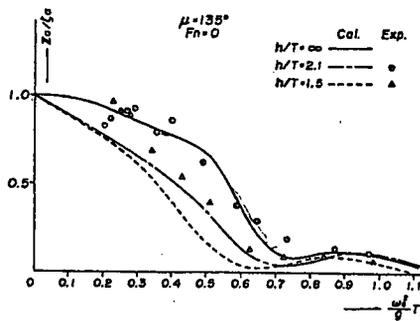


Fig. 22 Heaving amplitudes in bow sea condition at $F_n=0$

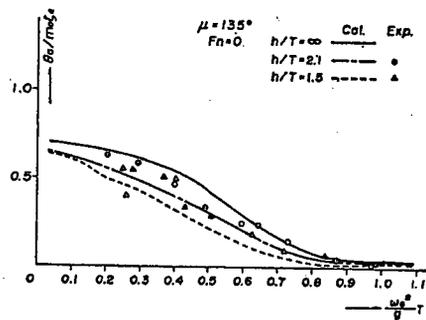


Fig. 23 Pitching amplitudes in bow sea condition at $F_n=0$

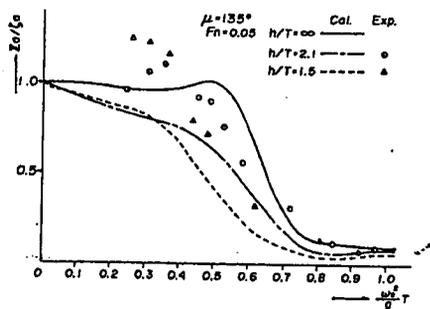


Fig. 24 Heaving amplitudes in bow sea condition at $F_n=0.05$

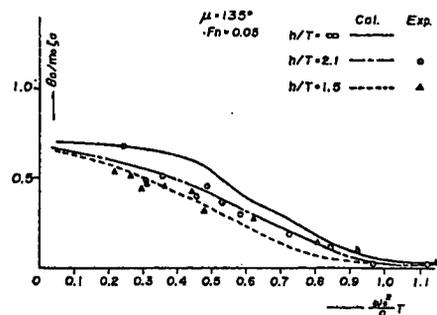


Fig. 25 Pitching amplitudes in bow sea condition at $F_n=0.05$

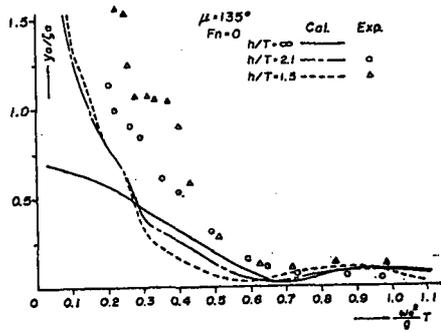


Fig. 26 Swaying amplitudes in bow sea condition at $Fn=0$

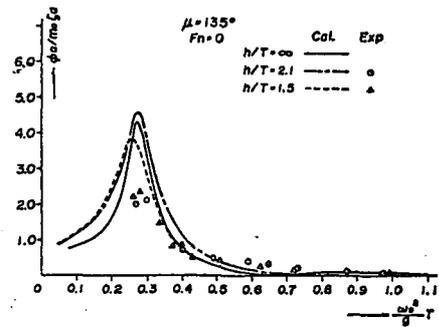


Fig. 27 Rolling amplitudes in bow sea condition at $Fn=0$

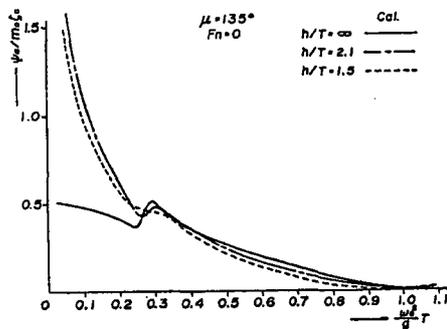


Fig. 28 Yawing amplitudes in bow sea condition at $Fn=0$

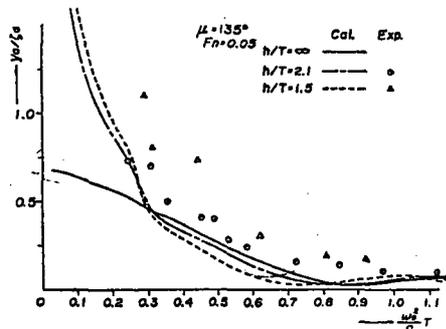


Fig. 29 Swaying amplitudes in bow sea condition at $Fn=0.05$

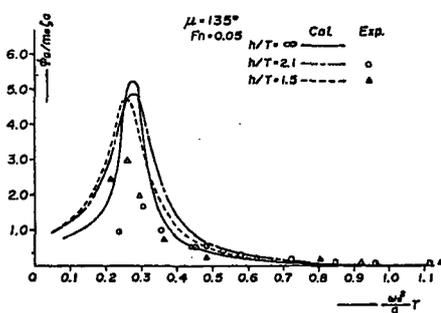


Fig. 30 Rolling amplitudes in bow sea condition at $Fn=0.05$

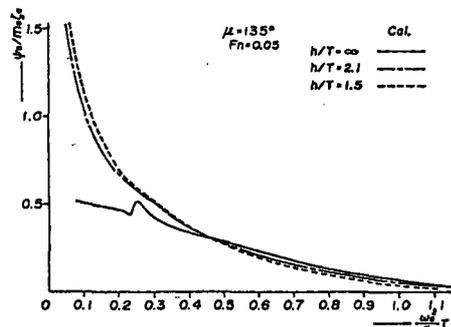


Fig. 31 Yawing amplitudes in bow sea condition at $Fn=0.05$

深が浅くなるほど大きくなり、中間の周波数 $(0.3 < \frac{\omega_d^2}{g} T < 0.6)$ では逆に水深が浅くなるほど運動振幅は小さくなっている。実験結果は理論計算値よりも大きい値となっている (Fig. 26, 29)。

横揺振幅は同調周波数において、計算値の方が実験値より大きくなっている。他の周波数領域では理論計算値と実験結果はよく合っている (Fig. 27, 30)。

船首揺振幅は実験中、計測器に波をかぶり計測できなかつたので計算結果だけを示しておく。左右揺振幅と同様に低周波数領域において、水深が浅くなるほど運動振幅は大きくなり、最大波傾斜角よりも大きい値となっている (Fig. 28, 31)。

4. 結 言

浅水域における運動振幅について、実験結果とストリップ法による理論計算結果とを比較して、次の事項が言える。

- (1) 浅水域における船体運動はストリップ法によつて大略推定することができる。
 - (2) 向い波、追い波および斜め波状態における運動振幅の推定精度は横波状態のそれよりも悪い。この原因は船体に働く流体力の三次元影響が大きいためではないかと思われる。
 - (3) 横波状態の左右振幅、斜め波状態の左右揺振幅および船首揺振幅は水深が浅くなるにしたがつて非常に大きくなっている。このことは繋船の場合等注意を要する問題である。
 - (4) 横揺減衰係数は水深の影響を大きく受けるので、その正確な推定法の研究が必要である。
- 尚、今後船体に働く流体力の三次元影響を含めて、波強制力および流体力係数の推定精度向上の検討が必要であらう。

最後に本研究の遂行にあたり、実験施設ならびに貴重な計測機器を快くお貸し頂いた九州大学工学部、井上正祐教授、貴島勝郎助教授をはじめ運動性能水槽各位に心から感謝の意を表します。さらに、ご指導、ご鞭撻を頂いた九州大学応用力学研究所、田才福造教授、大楠丹助教授に厚く御礼申し上げます。また、計測装置の製作ならびに実験に尽力下さった稲田勝技官、実験ならびに図面作製に御協力頂いた江頭正章研究生(当時)、北条万寿代嬢、横林晴美嬢に深く感謝致します。

本研究の一部は S.R.-154 研究部会との共同研究として実施されたことを付記し、関係各位に深く感謝致します。

尚、流体力ならびに船体運動の計算には九州大学大型計算機センターの FACOM 230-75 ならびに九州大学応用力学研究所電算機室の FACOM 230-48 を使用した。

参 考 文 献

- 1) Kim, C. H. : The Influence of Water Depth on the Heaving and Pitching of a Ship Moving in Longitudinal Regular Head Waves, Chalmers Univ. of Tech., Dep. of Naval Architecture and Marine Eng., Division of Ship Hydrodynamics Rep. No. 44, Jun., 1968.
- 2) Hooft, J. P. : The Behaviour of a Ship in Head Waves at Restricted Water Depths, Netherlands Ship Research Center TNO, Rep. No. I88S, 1974.
- 3) Tuck, E. O. : Ship Motions in Shallow Water, J. of Ship Research, Vol. 14, 1970.
- 4) Beck, R. F. and Tuck, E. O. : Computation of Shallow Water Ship Motions, 9th Symposium on Naval Hydrodynamics, Paris, August 1972.
- 5) Oortmerssen, G. V. : The motions of ship in shallow water, S.N.A.M.E., 1975.
- 6) Sluijs, M. F. and Gie, T. S. : The Effect of Water Depth on Ship Motions, 14th International Towing Tank Conference, Rep. of Seakeeping Committee, Appendix 7, 1975.
- 7) 高木幹雄：浅海域における船体運動について(その1), 西部造船会会報, 第50号, 1975.
- 8) 高木幹雄：浅海域における船体運動について(その2)—左右揺れおよび横揺れの二次元流体力—, 西部造船会会報, 第52号, 1976.
- 9) 田才福造, 高木又男：規則波中の応答理論および計算法, 耐航性に関するシンポジウム, 1969.
- 10) 田才福造：Short Crested Wave 中における Sway, Yaw および Roll の運動について, 西部造船会会報, 第42号, 1971.
- 11) 別所正利：波の中の船の船の横揺れ運動の理論について, 防衛大学校理工学研究報告, 第3巻, 第1号, 1965.
- 12) 高木幹雄, 田才福造：横運動方程式の流体力について, 西部造船会会報, 第46号, 1973.

**An Experimental Study on Maneuvering Hydrodynamic
Forces in Shallow Water**

Masayoshi HIRANO, *Member*, Junshi TAKASHINA, *Member*,
Shuko MORIYA, *Member* and Yoshiaki NAKAMURA

西部造船会会報
第 69 号 別 刷
昭和 60 年 3 月

Reprinted from
TRANSACTIONS
OF
THE WEST-JAPAN SOCIETY OF
NAVAL ARCHITECTS
No. 69 MARCH 1985

An Experimental Study on Maneuvering Hydrodynamic Forces in Shallow Water

Masayoshi HIRANO*, *Member*, Junshi TAKASHINA*, *Member*,
Shuko MORIYA*, *Member* and Yoshiaki NAKAMURA*

Summary

This paper presents experimental results on the maneuvering hydrodynamic forces in shallow water with some theoretical considerations. Force measurement tests by means of a PMM were performed with use of three kinds of ship models at various water depths. The experimental results show general features of the shallow water effects on the maneuvering hydrodynamic forces including hull forces and rudder forces. Theoretical studies were also made to examine the shallow water effects on the hydrodynamic derivatives of hull and on the hydrodynamic interaction between hull and rudder. Furthermore, with aid of theoretical studies, practical formulae for estimating the linear hydrodynamic derivatives in shallow water were developed.

1. Introduction

Significance of the navigation safety in restricted water area such as ports and waterways has greatly increased in recent years because of the growth in ship sizes and the diversification in ship types. Among many factors, which characterize the ship maneuverability in restricted water area, the shallow water effects on the hydrodynamic forces may be one of the most important points because of significant changes in the maneuvering characteristics caused by them. Many studies have been made on the maneuvering hydrodynamic forces in shallow water from both theoretical and experimental aspects^{1)~6)}, but there still remain a great many problems to be solved or to be clarified.

In this context, the authors recently made an attempt to investigate the shallow water effects on the maneuvering hydrodynamic forces mainly from experimental aspects. Using three kinds of ship models (three different hull forms), measurement tests of the maneuvering hydrodynamic forces both in deep water and in shallow water were performed. In the model tests, hull forces together with rudder forces were measured with a PMM test device, and test results were analyzed as functions of water depth. In addition, a study from theoretical point of view was made, that is, experimental results were reviewed with applications of existing theories. This paper describes results obtained by these investigations for the shallow water effects on the maneuvering hydrodynamic forces.

2. Model Description

Three kinds of ship models, namely three typical hull forms of a tanker (ESSO OSAKA), a LNGC and a PCC, were tested in the present study in order to investigate the shallow water effects on the maneuvering hydrodynamic forces in connection with ship hull particulars. These models are 2.5 m long and wooden ones, and the principal particulars of hull of these models are given in Table 1. Moreover the principal particulars of rudder and propeller are also given in

* Akishima Laboratory, Mitsui Engineering and Shipbuilding Co., Ltd.

Table 1. Principal Particulars of Models

	TANKER	LNGC	PCC
L (m)	2.500	2.500	2.500
B (m)	0.408	0.415	0.482
d (m)	0.167	0.100	0.134
∇ (m ³)	0.141	0.072	0.084
D_p (m)	0.070	0.075	
P/D_p	0.715	0.600	
A_R/Ld	1/58.5	1/44.5	

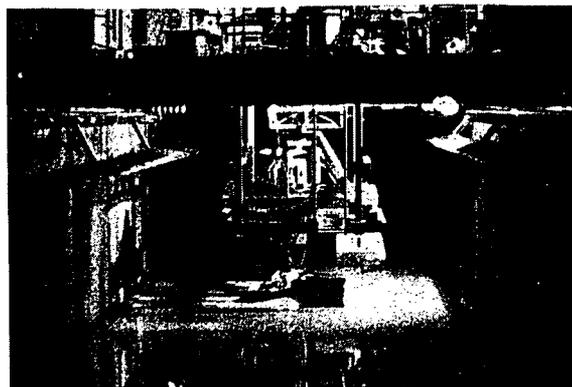


Photo 1 PMM Test in Shallow Water

Table 1 for the tanker and the LNGC models, for which rudder forces were measured together with hull forces.

3. Contents of Model Experiments

The model experiments of the present study were carried out at the small towing tank of Akishima Laboratory, Mitsui Engineering and Shipbuilding Co., Ltd.. Principal dimensions of the tank are: length \times breadth \times water depth = 100 m \times 5 m \times 2.15 ~ 0 m. The shallow water was made by lowering water level of the tank. The force measurement tests were performed with a conventional PMM test device with maximum sway amplitude of 600 mm. In the shallow water test, the PMM test device was set on the shallow water frame installed on the towing carriage as shown in Photo 1.

Contents of the force measurement tests are described in the following.

(1) Hull forces: Static mode tests

Static drift angle tests were performed for the three kinds of ship models at the following water depth conditions where H/d denotes the ratio of water depth to ship draft.

Tanker: $H/d = \infty, 1.5, 1.2$

LNGC : $H/d = \infty, 3.0, 2.0, 1.5, 1.3, 1.2$

PCC : $H/d = \infty, 3.0, 2.0, 1.5, 1.3, 1.2$.

The tests were performed for ship models of bare hull condition without propeller and rudder. The ship models were towed with an advance speed of $U = 0.45$ m/sec ($Fn = 0.091$), giving a drift angle in a range of $\beta = 0^\circ \sim 15^\circ$.

(2) Hull forces: Dynamic mode tests

Pure yaw tests were performed for the tanker and the LNGC models at the following water depth conditions.

Tanker: $H/d = \infty, 1.5, 1.2$

LNGC : $H/d = \infty, 2.0, 1.5, 1.2$.

In the same manner as the static mode tests, the tests were performed for bare hull condition with an advance speed of $U = 0.45$ m/sec. Yaw rate amplitude was varied in a range of $\bar{r}' = 0.2 \sim 0.8$.

(3) Rudder force tests

Rudder force measurements at behind-hull condition were made for the tanker and the LNGC models at the following water depth conditions.

Tanker: $H/d = \infty, 1.5, 1.2$

LNGC : $H/d = \infty, 1.5, 1.2$.

Rudder forces were measured by taking rudder with angle of $\delta = -20^\circ \sim 20^\circ$. In the rudder force tests at straight towed condition ($\beta = 0^\circ$) with an advance speed of $U = 0.45$ m/sec, propeller load was varied by changing propeller revolution speed. The tests at obliquely towed condition ($\beta = -20^\circ \sim 20^\circ$) with $U = 0.45$ m/sec were made at the model self-propulsion point, and advance coefficients J_s , defined as $J_s = U/(nD)$ (n : propeller revolution speed, D : propeller diameter), at the model self-propulsion point are as follows at each water depth conditions of $H/d = \infty, 1.5$ and 1.2 .

Tanker: $J_s = 0.47, 0.42, 0.40$

LNGC : $J_s = 0.59, 0.53, 0.48$.

4. Experimental Results

4.1 Hull Forces

Hull force analyses in this paper were made by introducing dimensionless forms of

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

where Y_H : hull lateral force
 N_H : hull yaw moment about midship
 ρ : water density
 L : ship length between perpendiculars
 d : ship draft
 U : ship speed.

Results of the static drift angle tests were analyzed by employing the following second order polynomials with respect to dimensionless sway velocity $v' (= v/U = -\sin \beta)$.

$$\begin{aligned} Y'_H &= Y'_{v_0} v' + Y'_{v_1} v' |v'| \\ N'_H &= N'_{v_0} v' + N'_{v_1} v' |v'| \end{aligned} \quad (2)$$

Figs. 1 and 2 show experimental results of the linear static derivatives Y'_{v_0} and N'_{v_0} respectively

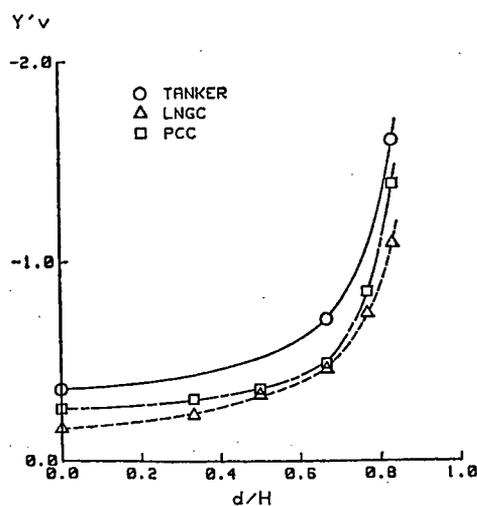


Fig. 1 Linear Static Derivative Y'_{v_0} as a Function of Draft-to-Depth Ratio

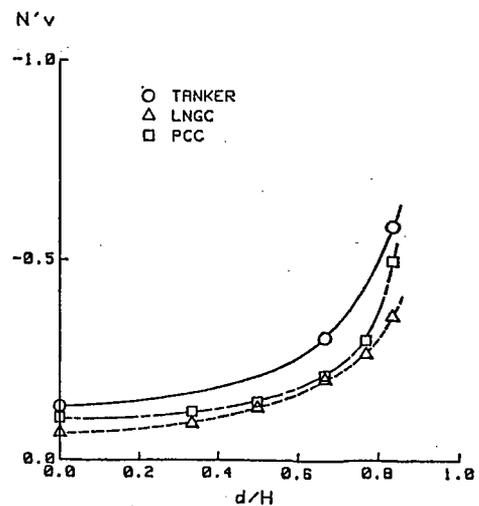


Fig. 2 Linear Static Derivative N'_{v_0} as a Function of Draft-to-Depth Ratio

which were obtained by expressing measured lateral force and yaw moment with Eq. (2), where the ratio of ship draft to water depth d/H is taken in abscissa. Remarkable shallow water effects on both $Y'v$ and $N'v$ can be seen for all of the three kinds of ship models.

Results of the pure yaw tests were analyzed with the following second order polynomials with respect to dimensionless yaw rate $r'(=rL/U)$, where the inphase component forces were considered.

$$\begin{aligned} Y'_H &= Y'_{r'}r' + Y'_{r'|r'}|r'| \\ N'_H &= N'_{r'}r' + N'_{r'|r'}|r'| \end{aligned} \quad (3)$$

Figs. 3 and 4 show experimental results of the linear rotary derivatives Y'_r and N'_r , respectively which are based on the expressions in Eq. (3). In determination of $Y'_{r'}$, appropriate values of m'_x (added inertia force in x-direction) based on the results described in References 5), 6) and 4) were assumed, because measurement tests for m'_x were not performed in the present study. The shallow water effects on the linear rotary derivatives may be not so conspicuous as those on the linear static derivatives.

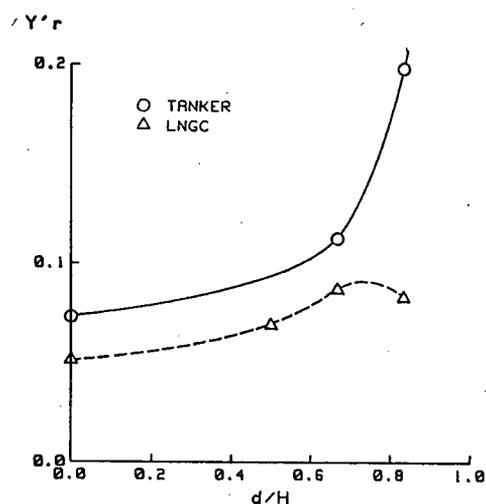


Fig. 3 Linear Rotary Derivative Y'_r as a Function of Draft-to-Depth Ratio

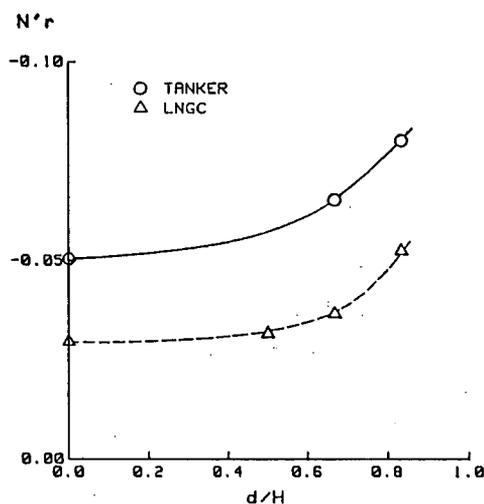


Fig. 4 Linear Rotary Derivative N'_r as a Function of Draft-to-Depth Ratio

4.2 Rudder Forces

In general rudder forces including hydrodynamic force and moment induced on ship hull by rudder action can be written in the following form⁷⁾.

$$\begin{aligned} Y_R &= (1+a_H)F_N \cos \delta \\ N_R &= (x_R+a_H x'_H L)F_N \cos \delta \end{aligned} \quad (4)$$

where Y_R : rudder lateral force
 N_R : rudder yaw moment about midship
 F_N : rudder normal force
 δ : rudder angle
 x_R : x-coordinate of rudder position.

In Eq. (4), a_H and x'_H denote the force and the moment coefficients due to the rudder-to-hull interaction respectively. The shallow water effects on a_H and x'_H are examined with results obtained by the rudder force tests at straight towed condition. Figs. 5 and 6 show results of a_H and x'_H respectively at the model self-propulsion point for both the tanker and the LNGC mod-

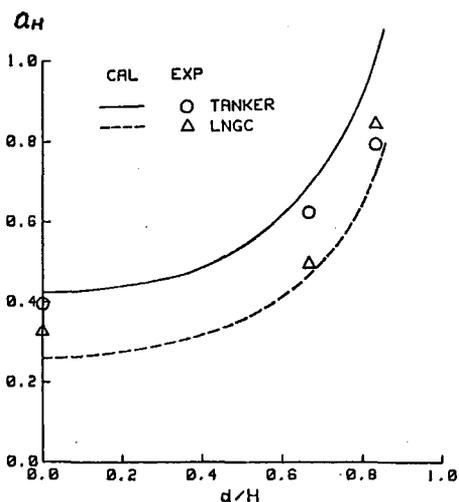


Fig. 5 Force Coefficient of Rudder-to-Hull Interaction as a Function of Draft-to-Depth Ratio

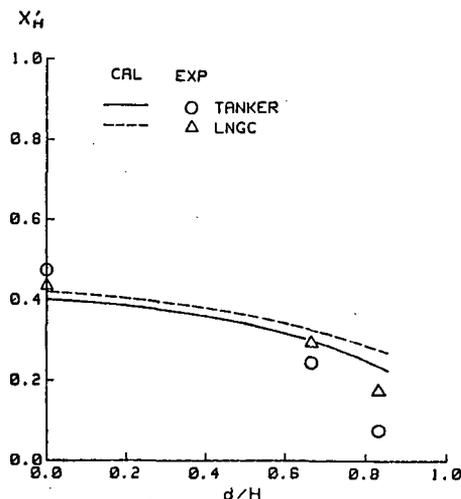


Fig. 6 Moment Coefficient of Rudder-to-Hull Interaction as a Function of Draft-to-Depth Ratio

els. Considerable increase in a_H in shallow water can be seen in Fig. 5. As water depth decreases, x'_H decreases as shown in Fig. 6. This means that the point on which the rudder-to-hull interaction force acts moves forward in shallow water.

Effective inflow velocity into rudder, u_R , can be obtained from rudder normal force measured at behind-hull condition with a concept of the rudder normal force identity on a basis of the open water performance of rudder. The shallow water effects on the effective rudder inflow velocity, obtained with this concept from results of the rudder force tests at straight towed condition, were examined in connection with propeller load effects. Fig. 7 shows results of the tanker model, where dimensionless effective rudder inflow velocity u_R/U is employed in ordinate and advance coefficient J_s is employed in abscissa as an index of the propeller load. In the higher propeller load region, no distinct shallow water effects on u_R/U may be seen. However, as propeller load becomes lower (J_s becomes larger), difference in u_R/U due to water depth change becomes clear. This may be attributed to the fact that the effective wake fraction at rudder position increases in shallow water⁵⁾.

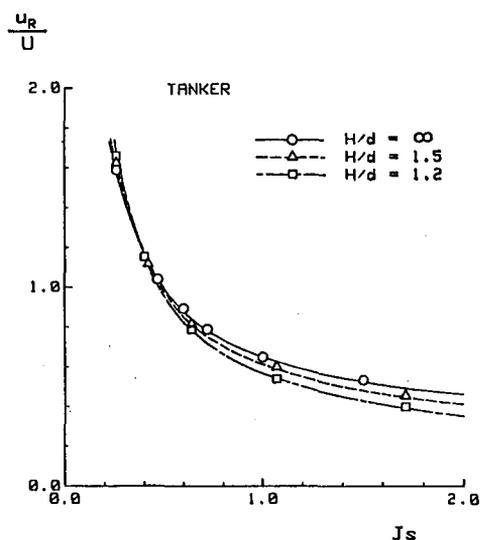


Fig. 7 Effective Rudder Inflow Velocity for Three Different Water Depths

Effective inflow angle into rudder can be estimated on a basis of the rudder angle of zero normal force, δ_R . Introducing a concept of the flow-rectification coefficient τ_R , the following expression can be written with respect to δ_R for the condition of obliquely towing.

$$\delta_R \frac{u_R}{U} = \tau_R \beta + \frac{v_{RP}}{U} \quad (5)$$

where the second term in the right-hand side means the offset rudder angle due to asymmetry of propeller slip-stream. Characteristics of $\delta_R u_R/U$ versus β were analyzed with results obtained by the rudder force tests at obliquely towed condition. Fig. 8 shows results at the model self-

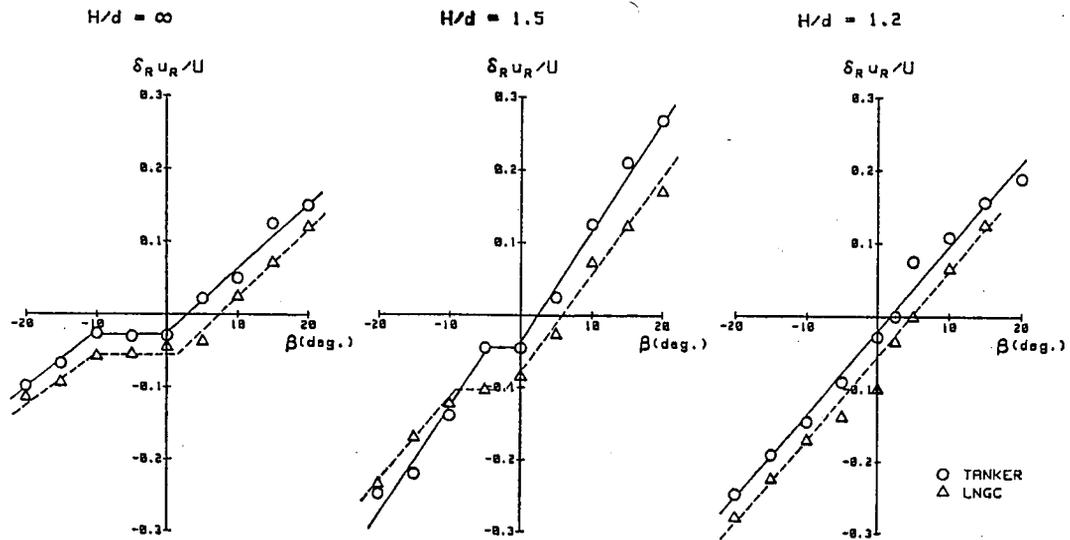


Fig. 8 Effective Rudder Inflow Angle for Three Different Water Depths

propulsion point for both the tanker and the LNGC models. Similar tendency regarding the shallow water effects on the $\delta_R u_R / U$ versus β characteristics can be seen for both ship models. The flow-rectification coefficient γ_R , which can be defined as a slope in $\delta_R u_R / U$ versus β characteristics as is self-evident from Eq. (5), increases in shallow water. But changes in γ_R due to water depth decrease may not necessarily be monotonous.

5. Discussions

5.1 Hull Forces

The maneuvering hydrodynamic forces in shallow water can be calculated with making use of low aspect ratio wing theories, and some available results have already been reported⁽²⁾⁽³⁾. In the present study, a simplified theory for the linear static derivatives was developed first, details of which are described in Appendix. Then by utilizing this simplified theory, a study was made on estimate formulae for the linear derivatives in shallow water. In the present theory, flow around ship hull is represented with a simple lifting surface model, which consists of a single horse-shoe vortex starting from the 1/4 chord length behind the leading edge and its infinite series of images with respect to the free surface and the bottom surface.

According to Appendix, namely from Eq. (A 7)

$$Y'_v = -\pi \cdot \frac{k}{\frac{d}{2H} k + \frac{\pi d}{2H} \cot \frac{\pi d}{2H}} \quad (6)$$

Examining values of Y'_v in Eq. (6) at two extreme conditions, that is, in deep water ($H/d = \infty$) and at zero under-keel clearance condition ($H/d = 1.0$), then

$$\begin{aligned} Y'_v &= -\pi k & \text{at } H/d = \infty \\ Y'_v &= -2\pi & \text{at } H/d = 1.0. \end{aligned} \quad (7)$$

This suggests that Eq. (6) can be interpreted as an expression in which the aspect ratio of a ship, $k (= 2d/L)$, apparently varies from deep water to shallow water as

$$k \rightarrow \frac{k}{\frac{d}{2H} k + \frac{\pi d}{2H} \cot \frac{\pi d}{2H}} \quad (8)$$

Then a concept of "effective aspect ratio in shallow water" k_e may be introduced, which is de-

defined with an experimental constant λ as

$$k_e = \frac{k}{\frac{d}{2H} k + \left(\frac{\pi d}{2H} \cot \frac{\pi d}{2H}\right)^\lambda}, \quad (9)$$

and this was derived from somewhat intuitive insight.

By utilizing this concept of the effective aspect ratio in shallow water, an attempt was made to extend applicability of the well-established estimate formulae for the linear derivatives in deep water⁹⁾, to shallow water region. Estimate formulae for the linear static derivatives in shallow water may be written in the following form with k_e on a basis of those in deep water.

$$Y'_v = -\frac{\pi}{2} k_e - 1.4 C_B \cdot B/L \quad (10)$$

$$N'_v = -k_e. \quad (11)$$

It is needless to say that Eqs. (10) and (11) can cover estimations of the deep water derivatives. Experimental results for Y'_v and N'_v are shown in Figs. 9 and 10 respectively with marks such as empty circles, where k_e is taken in abscissa. Estimated results with Eqs. (10) and (11) are also shown in Figs. 9 and 10 respectively with solid lines, where $C_B \cdot B/L = 0.10$ is supposed for Y'_v estimation. Experimental constants of $\lambda = 2.3$ and 1.7 are employed in estimations of Y'_v and N'_v respectively, which are determined so that the estimations with Eqs. (10) and (11) can fit well the experimental results. The results shown in Figs. 9 and 10 indicate that, by employing appropriate experimental constants, the estimate formulae of Eqs. (10) and (11) based on a concept of the effective aspect ratio in shallow water could give fairly good estimation to the linear static derivatives in shallow water.

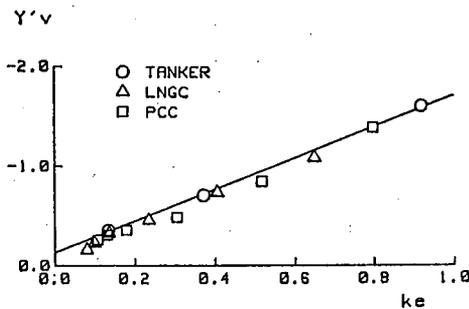


Fig. 9 Linear Static Derivative Y'_v as a Function of Effective Aspect Ratio

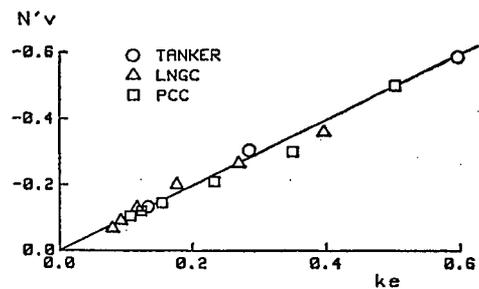


Fig. 10 Linear Static Derivative N'_v as a Function of Effective Aspect Ratio

In applying the concept of k_e to the rotary derivatives, there could arise problems because it is basically impossible to represent flow around ship hull in turning motion with a single horse-shoe vortex. However, in this paper, the same attempt as those for the linear static derivatives was made for the linear rotary derivatives, assuming that Eq. (9) could be a kind of empirical formula. Then estimate formulae for the linear rotary derivatives in shallow water can be written in the following form.

$$Y'_r = \frac{1}{4} \pi k_e \quad (12)$$

$$N'_r = -0.54k_e + k_e^2. \quad (13)$$

Figs. 11 and 12 show experimental results for Y'_r and N'_r , together with estimated ones by Eqs. (12) and (13) respectively, where experimental constant of $\lambda = 0.7$ is employed in the esti-

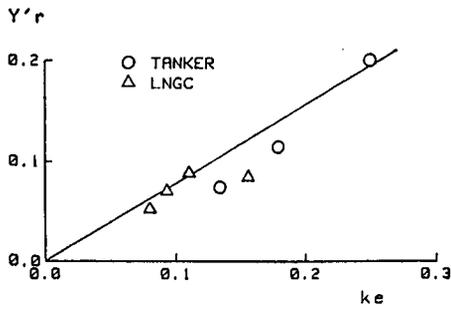


Fig. 11 Linear Rotary Derivative Y'_r , as a Function of Effective Aspect Ratio

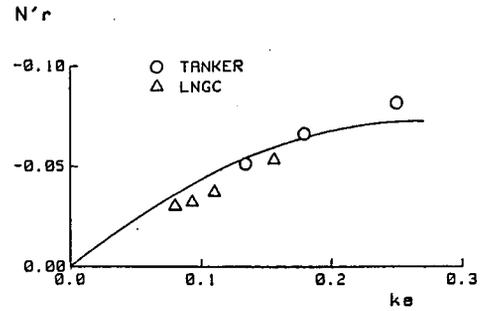


Fig. 12 Linear Rotary Derivative N'_r , as a Function of Effective Aspect Ratio

mations of both Y'_r and N'_r . It may be seen in Figs. 11 and 12 that, by employing appropriate experimental constants in the same manner as those for the linear static derivatives, the estimate fomrulae in Eqs. (12) and (13) also could give satisfactory estimation to the linear rotary derivatives. It may be mentioned from the matters discussed above that the estimate formulae developed on a basis of those in deep water with a concept of the effective aspect ratio in shallow water, Eqs. (10)~(13), could be very useful for practical estimations of the linear derivatives in shallow water.

5.2 Rudder-to-Hull Interaction Forces

The hydrodynamic forces induced on ship hull by rudder action can be calculated by solving interaction problems between two wings which are located fore and aft each other. In the present study, calculations of a_H and x'_H were made with a theory for the interaction forces in shallow water, which was developed for shallow water in the same manner as that in Reference 10) on a basis of the theory previously developed by the authors for the deep water interaction forces¹¹⁾. Computed results with this theory for a_H and x'_H are shown in Figs. 5 and 6 respectively together with experimental results. Computations were made under the following conditions.

Number of strips in spanwise	: 1 for ship hull and 3 for rudder
Number of terms in Glauert's mode function	: 9 for both ship hull and rudder
Number of images	: 40 at $H/d=1.2$ (as an example).

It may be seen in Figs. 5 and 6 that the computed results explain well the shallow water effects on both a_H and x'_H obtained by model experiments in qualitative aspects.

6. Concluding Remarks

A study on the maneuvering hydrodynamic forces in shallow water was made mainly from experimental aspects. Using three typical hull forms of ship models, hull forces together with rudder forces were measured both in deep water and in shallow water, and test results were analyzed as functions of water depth. In addition, experimental results were reviewed from theoretical point of view with applications of existing theories.

The main conclusions of the present study are summarized as follows.

- (1) General features of the shallow water effects on the linear hydrodynamic derivatives are shown on a basis of results obtained by the hull force tests.
- (2) General features of the shallow water effects on the rudder-to-hull interaction forces, the effective rudder inflow velocity and the effective rudder inflow angle are also shown on a basis of experimental results obtained by the rudder force tests.

- (3) Estimate formulae for the linear derivatives of hull forces in shallow water were developed for practical use, by introducing a concept of the effective aspect ratio in shallow water, based on the well-established estimate formulae for deep water linear derivatives. And its validity was confirmed by comparing estimated results with experimental ones.

As stated in Introduction, there are a great many problems to be solved or to be clarified in the area of the maneuvering hydrodynamic forces in shallow water. It is really expected that much more efforts will be devoted to this area in future.

Acknowledgements

A part of the present study was carried out as a cooperative research work in the working group of Japan Towing Tank Conference, named as Japan Maneuverability Prediction (JAMP), under the leadership of Dr. H. Fujii. The authors would like to express their thanks to all of the JAMP members for their useful discussions and suggestions.

References

- 1) Fujino, M.: Maneuverability in Restricted Waters, State of the Arts, University of Michigan, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Report 184 (1976)
- 2) Inoue, S. and Murayama, K.: Calculation of Turning Ship Derivatives in Shallow Water (in Japanese), Transactions of the West-Japan Society of Naval Architects, Vol. 37 (1969)
- 3) Sundstrom, O.: Measurements of Side Forces and Moments on a Ship Model and a Comparison with Simplified Theories, The Royal Institute of Technology in Stockholm (1978)
- 4) Pettersen, B.: Calculation of Potential Flow about Ship Hulls in Shallow Water with Particular Application to Maneuvering, Dr. Thesis, The Norwegian Institute of Technology (1980)
- 5) Fujino, M. and Ishiguro, T.: A Study on Mathematical Model Describing Manoeuvring Motions in Shallow Water (in Japanese), Journal of the Society of Naval Architects of Japan, Vol. 156 (1984)
- 6) Kijima, K., Murakami, M., Katsuno, T. and Nakiri, Y.: A Study on the Ship Maneuvering Characteristics in Shallow Water (in Japanese), Transactions of the West-Japan Society of Naval Architects, Vol. 69 (1985)
- 7) Kose, K.: On a New Mathematical Model of Maneuvering Motions of a Ship and Its Applications, International Shipbuilding Progress, Vol. 29, No. 336 (1982)
- 8) Inoue, S., Hirano, M. and Kijima, K.: Hydrodynamic Derivatives on Ship Manoeuvring, International Shipbuilding Progress, Vol. 28, No. 321 (1981)
- 9) Inoue, S., Hirano, M., Hirakawa, Y. and Mukai, K.: The Hydrodynamic Derivatives on Ship Maneuverability in Even Keel Condition (in Japanese), Transactions of the West-Japan Society of Naval Architects, Vol. 57 (1979)
- 10) Fujino, M., Kano, T. and Motora, S.: A Fundamental Study on Ship's Hull to Rudder Interaction (2nd Report) (in Japanese), Journal of the Society of Naval Architects of Japan, Vol. 147 (1980)
- 11) Hirano, M., Takashina, J., Moriya, S. and Fukushima, M.: Open Water Performance of Semi-balanced Rudder, Transactions of the West-Japan Society of Naval Architects, Vol. 64 (1982)

Appendix A Simplified Theory for Linear Static Derivatives in Shallow Water

In the present study, it is assumed that flow around ship hull moving in shallow water with a small angle of attack can be modeled by bound vortices and trailing vortices on a flat plate with its infinite series of images with respect to the free surface and the bottom surface as shown in Fig. A1. Based on linear approximation of the low aspect ratio wing theory in which the bound vortex strength $\gamma(\xi)$ is constant across the span and the trailing vortex is parallel to the x -axis, the normal induced velocity $w(x)$ at a point $P(x,0,0)$ due to both the bound vorti-

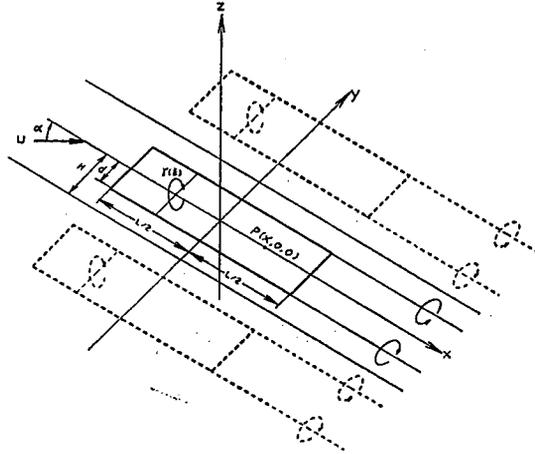


Fig. A1 Coordinate System and Flow Model

ces and the trailing vortices can be expressed by the following equations.

$$w(x) = -\frac{1}{2\pi} \int_{-L/2}^{L/2} \frac{\Gamma(\xi)}{x-\xi} K(x, \xi) d\xi \quad (\text{A1})$$

$$K(x, \xi) = \frac{1}{2} \left\{ \sum_{n=-\infty}^{\infty} \left(\frac{x-\xi + \sqrt{(d-2nH)^2 + (x-\xi)^2}}{d-2nH} + \frac{x-\xi + \sqrt{(d+2nH)^2 + (x-\xi)^2}}{d+2nH} \right) \right\}. \quad (\text{A2})$$

The kernel function $K(x, \xi)$ is transformed into the following form according to Sundstrom⁹⁾.

$$K(x, \xi) = \frac{2\pi}{H} (x-\xi + |x-\xi|) \cot \frac{\pi d}{2H} + \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi/2} d\theta \sin \theta \tan^{-1} \left(\tan \frac{\pi d}{2H} \cdot \coth \frac{\pi |x-\xi|}{2H \sin \theta} \right). \quad (\text{A3})$$

Alternative expressions of Eqs. (A1) and (A3) with using nondimensional expressions of $x' = 2x/L$, $\xi' = 2\xi/L$, $k = 2d/L$ and $\mu = \pi d/2H$ are given in the form

$$w(x') = -\frac{1}{2\pi} \int_{-1}^1 \frac{\Gamma(\xi')}{x'-\xi'} K(x', \xi') d\xi' \quad (\text{A4})$$

$$K(x', \xi') = \frac{\mu \cot \mu}{k} (x'-\xi' + |x'-\xi'|) + \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi/2} d\theta \sin \theta \tan^{-1} \left(\tan \mu \coth \frac{\mu |x'-\xi'|}{k \sin \theta} \right). \quad (\text{A5})$$

For simplification, it is supposed that a single horse-shoe vortex starting from the 1/4 chord length behind the leading edge and its images represent the whole vortex system, and that vortex strength Γ is determined so that the boundary condition is satisfied at the point of the 3/4 chord length behind the leading edge.

Under this simplified flow model, Eqs. (A4) and (A5) result in the following equation determining the vortex strength Γ .

$$\begin{aligned} -U \sin \alpha &= -\frac{\Gamma}{2\pi} \left\{ \frac{2\mu \cot \mu}{k} + \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi/2} d\theta \sin \theta \tan^{-1} \left(\tan \mu \coth \frac{\mu}{k \sin \theta} \right) \right\} \\ &\doteq -\frac{\Gamma}{2\pi} \left(\frac{2\mu \cot \mu}{k} + \frac{2}{\pi} \mu \right) \quad (\text{for } k \ll 1). \end{aligned} \quad (\text{A6})$$

Since the lifting force acting on the plate is calculated with $\rho U \Gamma$, the following simple expression for the linear static derivative Y'_v can be obtained.

$$Y'_v = -\frac{\rho U \Gamma}{\frac{1}{2} \rho \cdot 2 \cdot U^2 \sin \alpha} = -\pi \cdot \frac{k}{\frac{d}{2H} k + \frac{\pi d}{2H} \cot \frac{\pi d}{2H}}. \quad (\text{A7})$$

船体に働く風圧力の一推定法

正会員 山野 惟夫 , 正会員 斎藤 泰夫

An Estimation Method of Wind Forces Acting on Ships

By Tadao YAMANO (Member) and Yasuo SAITO (Member)

関西造船協会誌 第228号 平成9年9月 別刷

船体に働く風圧力の一推定法 *1

正会員 山野 惟夫 *2, 正会員 斎藤 泰夫 *2

An Estimation Method of Wind Forces Acting on Ships

By Tadao YAMANO (*Member*) and Yasuo SAITO (*Member*)

Estimation of wind forces has become to be often required in ship design, for example, to check manoeuvrability in strong wind on ships with large above-water surfaces such as PCC and LNGC, to conduct wind correction to speed trial results, and to estimate sea margin.

The authors have tried to develop a practical estimation method of wind forces by which wind force coefficients can be estimated more accurately than ever in a short time using a small number of data which properly represents above-water ship form characteristics and are easily available on any ship.

This paper describes the development.

Keywords : *Wind Forces, Practical Estimation Method, Above-Water Ship Form Characteristics, Wind Force Data base, Fourier Series, Regression Analysis*

1. 緒言

自動車専用運搬船・LNG船・コンテナ船などの大きな風圧面を持つ船では、強風下の操縦性能が重要となる。たとえば川崎重工が我国で最初に建造した外航自動車専用運搬船「第10とよ丸」の設計では、模型船により風圧力を計測して、その結果を基に強風下の操縦性能を検討してはじめて、あの従来になく大きな上構を持つ船を、舵面積を適当に選ぶことにより実現できるという自信を得た。

風圧力の推定は、このような操縦性能の検討に限らず、試運転結果に対する風の修正・シーマージンの推定等にも必要であり、ますます頻繁に行なわれるようになって来ている。

一方で、このような目的に使える実用的な風圧力の推定式と呼べるものは、著者の知る限り、まだない。

従来、実務で採って来た推定法は、初期設計の段階では通常は風圧力計測実験を行う余裕はないので、類似船の実験結果を流用するというものである。多くの場合、同船種の水線上船体形状・載荷状態が近い船の資料を流用する。しかし、このような指標と風圧力との相関を明確に把握した上でこのような方法を採用している

訳ではないし、またこれらの指標の近い船がない場合もある。すなわち、このような方法では常に精度の高い推定ができるとは限らない。

そこで、本論文では、多様な形状を持つ船の風圧力計測実験結果¹⁾²⁾³⁾⁴⁾⁵⁾⁶⁾を基にして、まず水線上船体形状の特徴を適切に表示できる指標を明確にするとともにそれらと風圧力との相関を定量的に明確にする。つぎに、それらを基にして、任意の形状の船の風圧力を短時間にかつ精度良く推定できる実用的な推定式を、導くことを試みる。

2. 基礎となる風圧力計測実験結果

Table 1 に、本研究の基礎となる風圧力計測実験結果の夫々について、船種・載荷状態・水線上船体形状を表わすパラメータを示す。Fig.1-(1/3),(2/3),(3/3) に側面形状を示す。

ここに

L : 垂線間長 (m)

B : 型幅 (m)

A_x : 水線上正面投影面積 (m^2)

A_y : 水線上側面投影面積 (m^2)

H_x : A_x/B : 水線上正面平均高さ (m)

H_y : A_y/L : 水線上側面平均高さ (m)

X_g : A_y の図心位置の F.P. からの距離 (m)

各船の風圧力係数の実験値を、Table 2 および Fig.2 に示す。船種をライナ型・タンカ型・客船型に分類し

*1 昭和46年5月15日 関西造船協会春季講演会において講演, 原稿受付 平成9年3月18日

*2 川崎重工業株式会社

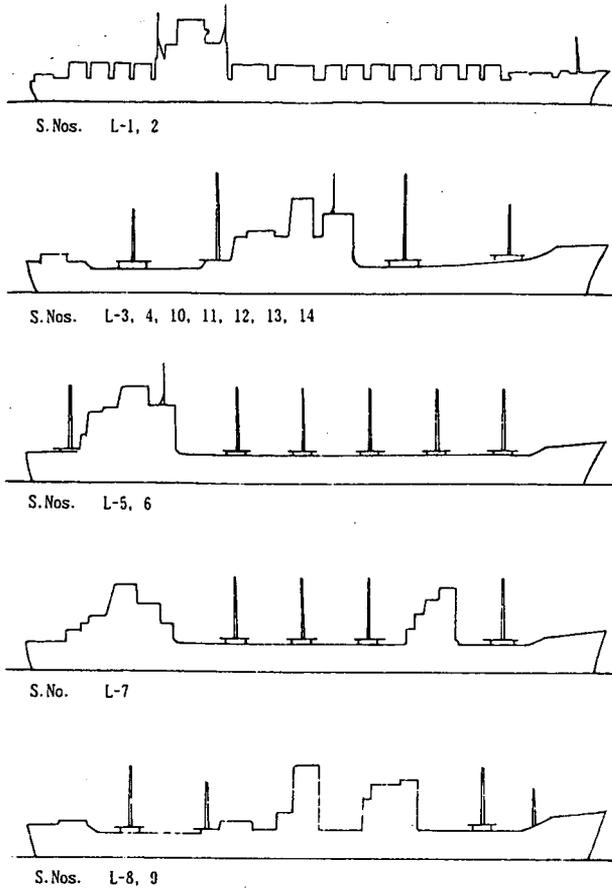


Fig.1-(1/3) Ship profile (liner)

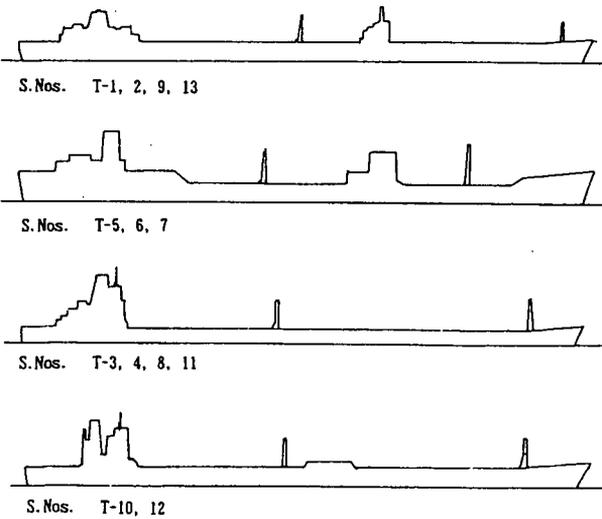


Fig.1-(2/3) Ship profile (tanker)

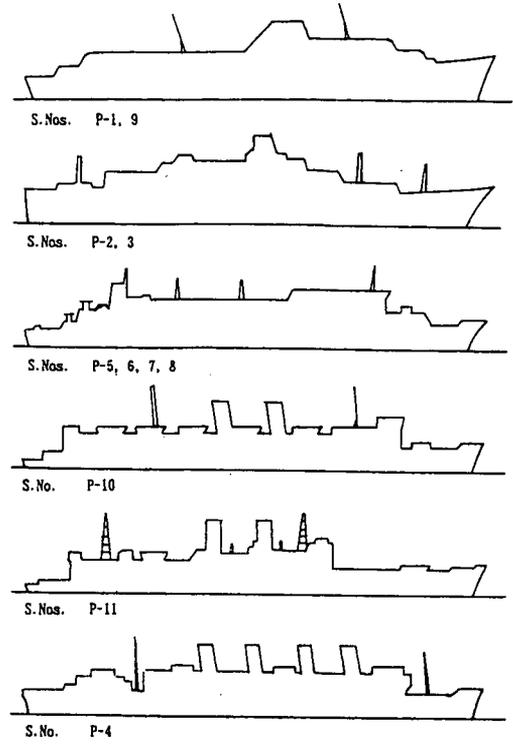


Fig.1-(3/3) Ship profile (passenger)

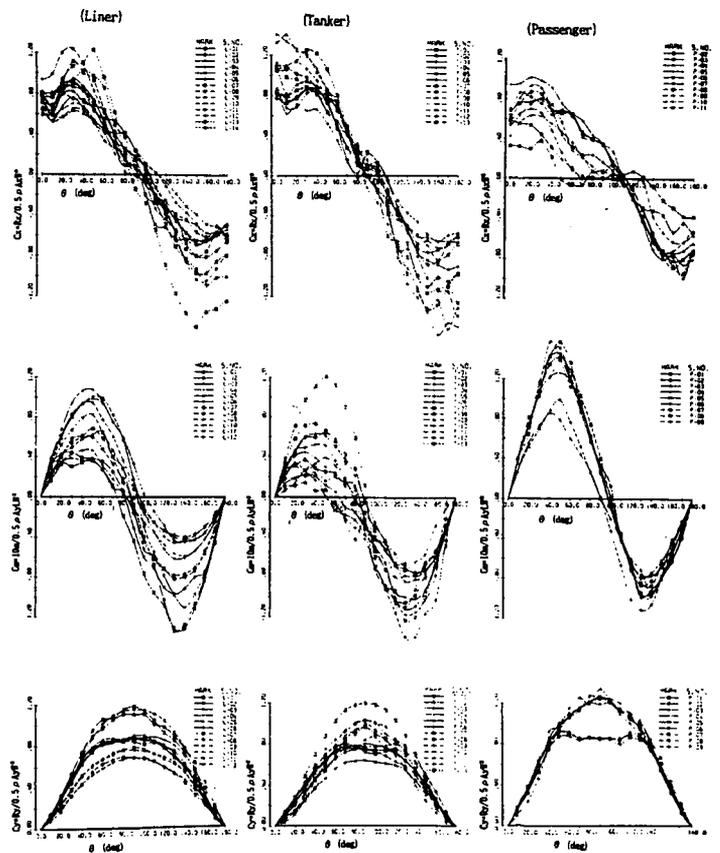


Fig.2 Sampled wind force coefficients

て、正面風圧抵抗係数 C_x 、側面風圧抵抗係数 C_y および船体中心まわりの風圧モーメント係数 C_m の形で相対風向毎に示す。

なお、各係数の定義は下記の通りである。

$$C_x = R_x / 0.5 \rho A_x W^2$$

$$C_y = R_y / 0.5 \rho A_y W^2$$

$$C_m = 10m / 0.5 \rho A_y L W^2$$

R_x : 正面風圧抵抗 (Kg)

R_y : 側面風圧抵抗 (Kg)

m : 船体中心まわり風圧モーメント ($Kg \cdot m$)

W : 相対風速 (m/sec)

ρ : 空気密度 ($Kg \cdot sec^2/m^4$)

これらの資料は、船研の風洞水槽における実験の結果¹⁾およびハンブルグ大学における von B. Wagner による風洞実験の結果²⁾を中心として、これらにその他の研究結果³⁾⁴⁾⁵⁾⁶⁾を加えたものから成っており、サンプルの大きさは、ライナ型 14、タンカ型 13、客船型 11 の計 38 である。

実験時のレイノズル数は 2×10^6 前後である。レイノズル数の差の影響はないとする。また、実験の方法は実験施設毎に異なるが、その差の影響は無視し得るものとする。

3. 風圧力係数の表示法

正面風圧抵抗係数 C_x 、側面風圧抵抗係数 C_y 、船体中心まわりの風圧モーメント係数 C_m は、いずれも、まず相対風向 θ の関数である。それらの関数の形と、水面上船体形状との相関を明かにすることが今回の研究の主課題である。

Fig.2 から分かる様に、それらの関数を表示するには、 θ の三角級数が適している。そこで、各係数 C_x 、 C_y 、 C_m を次式で表示することにする。

$$\left. \begin{aligned} C_x &= \sum_{i=0}^5 C_{xi} \cos(i\theta) \\ C_y &= \sum_{i=1}^3 C_{yi} \sin(i\theta) \\ C_m &= \sum_{i=1}^3 C_{mi} \sin(i\theta) \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

C_y 、 C_m については、相対風向 θ に対する変化が比較的単純であるために、 3θ の頂までで十分精度良く近似できる。 C_x については、 θ が 0 度および 180 度の付近において複雑な変化をするために、精度良く近似するためには、 5θ の頃まで必要である。

4. 水線上船体形状の表示法

水線上船体形状と風圧力係数との相関を明確にするために、まず水線上船体形状を定量的に表示する必要

がある。このために Table 1 に示す無次元のパラメータを導入する。

これらのパラメータのみで水線上船体形状の特徴を十分に表現できるとは必ずしも言えないが、全船にて共通に入手可能な資料の中から、Table 1 に示すパラメータを選ぶ。また、これらのパラメータの全てを解析に使用する必要はなく、これらの中でたがいに独立なもののみを使えば良い。

Table 3 および Fig.3 に各パラメータ間の相関を示す。この中でたがいに強い相関のみられるパラメータの集合としては、 $(A_y/A_x, H_y/H_x)$ と $(A_y/L^2, A_y/B \cdot L, A_x/B^2, A_x/B \cdot L)$ とがある。

したがって、たがいに独立なパラメータは、上記 2 種の集合の中からの各 1 個と、 L/B および X_g/L の計 4 個となる。

一方、定量的な取り扱いが困難と思われた船種については、Fig.3 における A_y/L^2 の分布状態と船種との関係を見ればわかる様に、 A_y/L^2 の値で区分することができる。

5. 三角級数係数の回帰式による表示

式 (3.1) の三角級数の各係数 C_{xi} 、($i=0 \sim 5$)、 C_{yi} 、 C_{mi} 、($i=1 \sim 3$) を、前記の 4 個の水線上船体形状を表すパラメータを説明変数として、線型回帰式で表示する。

各パラメータとこれらの係数との単相関および各パラメータの分布状態を Table 3 および Fig.4 に示す。Table 3 に、平均値・標準偏差・相関係数を示す。Fig.4 に、三角級数の主要な各係数と特に関係が強いパラメータとの相関を示す。

今回の回帰式では、説明変数として、 L/B 、 X_g/L 、 A_y/A_x 、 A_y/L^2 を使用する。この場合、 $(A_y/A_x, H_y/H_x)$ の集合の中のいずれを用いても結果に大差がなく、また $(A_y/L^2, A_y/B \cdot L, A_x/B^2, A_x/B \cdot L)$ の集合においても同様である。後者の集合の中では、 A_y/L^2 が有限幅翼のアスペクト比に相当している事を考慮して、このパラメータを用いる。

また、各係数の説明変数として前記の 4 個のパラメータを全て使用する必要はないので、重要度の低いものは回帰式から除去する。

回帰式作成の一例として、 C_x の主要成分の係数 C_{x1} について以下に示す。その説明変数として、 L/B 、 A_y/L^2 および A_y/A_x が考えられる。これらによる回帰式は、その項数を順次増加して行くと次の様に変化する。なお、*印は推定値である事を示す。

(1) 単項の場合

$$C_{x1}^* = 1.82 - 0.128 (L/B)$$

$$C_{x1}^* = 1.221 - 5.032 (A_y/L^2)$$

Table 3 Correlation coefficient, mean value and deviation

	MEAN	DEV.	L/B	Ay/Ax	Ax/BL	Ax/B ²	Ay/BL	Ay/L ²	Hy/Hx	Xg/L
L/B	7.410	0.690	*	0.300	0.329	0.418	0.129	-0.176	-0.262	-0.265
Ay/Ax	4.615	0.799	0.329	*	0.437	0.511	0.791	0.667	0.820	-0.535
Ax/BL	0.109	0.024	0.010	0.437	*	0.909	0.890	0.889	0.493	-0.443
Ax/B ²	0.808	0.188	0.418	0.511	0.909	*	0.849	0.718	0.318	-0.514
Ay/BL	0.512	0.168	0.129	0.791	0.890	0.849	*	0.950	0.763	-0.564
Ay/L ²	0.069	0.024	-0.176	0.667	0.889	0.718	0.950	*	0.826	-0.466
Hy/Hx	0.625	0.105	-0.262	0.820	0.493	0.318	0.763	0.826	*	-0.403
Xg/L	0.517	0.032	-0.265	-0.535	-0.443	-0.514	-0.564	-0.466	-0.403	*
Cx ₀	0.055	0.059	-0.031	0.265	0.251	0.174	0.313	0.356	0.321	0.124
Cx ₁	0.871	0.259	-0.333	-0.445	-0.490	-0.575	-0.580	-0.475	-0.259	0.375
Cx ₂	-0.054	0.064	0.458	-0.117	-0.422	-0.187	-0.360	-0.508	-0.403	0.329
Cx ₃	-0.025	0.081	-0.053	0.633	0.162	0.119	0.473	0.450	0.631	-0.323
Cx ₄	-0.007	0.042	-0.307	0.285	-0.120	-0.232	0.076	0.140	0.418	0.187
Cx ₅	-0.070	0.044	-0.286	0.058	0.102	-0.012	0.126	0.205	0.235	0.239
Cy ₁	0.948	0.184	-0.116	0.540	0.605	0.484	0.677	0.709	0.638	-0.270
Cy ₂	-0.002	0.022	0.047	0.203	0.311	0.296	0.296	0.292	0.213	-0.225
Cy ₃	-0.009	0.052	0.428	0.332	0.460	0.586	0.477	0.351	0.115	-0.372
Cm ₁	-0.064	0.308	0.268	0.641	0.590	0.626	0.720	0.650	0.540	-0.778
Cm ₂	0.799	0.210	-0.024	0.676	0.671	0.579	0.788	0.794	0.733	-0.440
Cm ₃	-0.024	0.067	0.323	0.509	0.269	0.375	0.450	0.347	0.348	-0.737

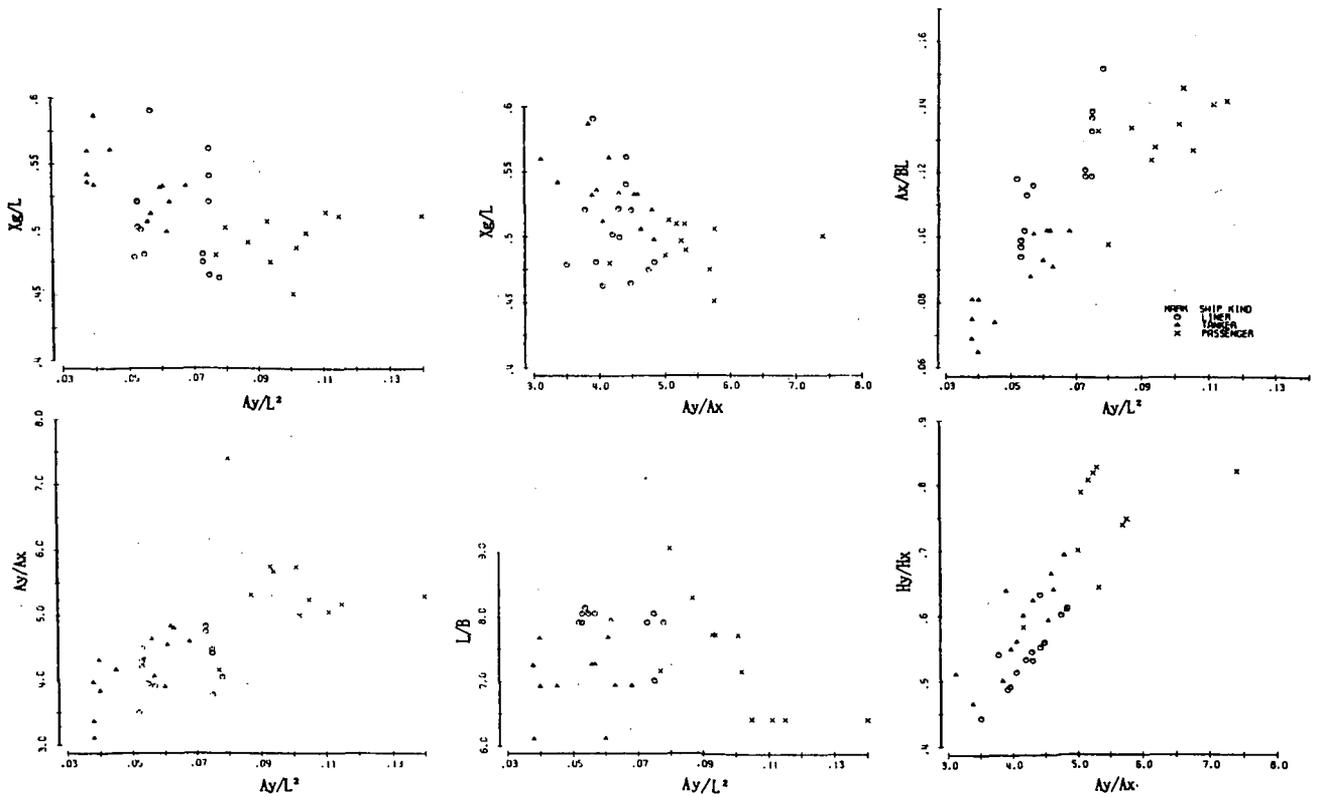


Fig.3 Correlation between above-water ship form parameters

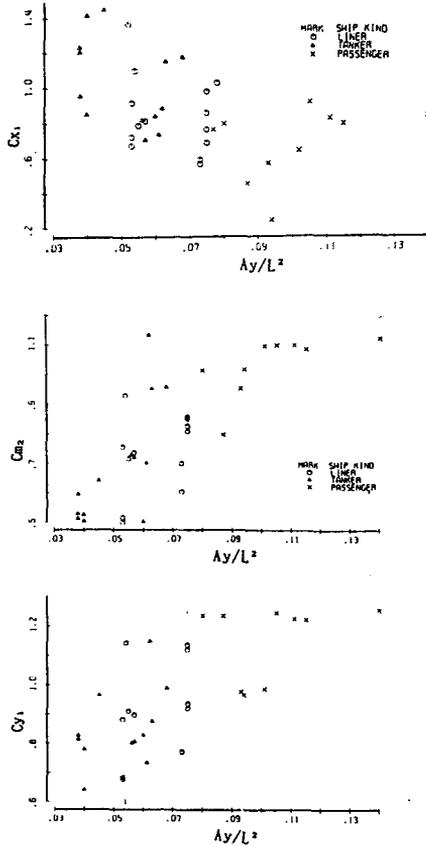


Fig.4 Correlation between C_{x1} , C_{m2} , C_{y1} and above-water ship form parameter

$$C_{x1}^* = 1.548 - 0.149 (A_y/A_x)$$

(2) 2項の場合

$$C_{x1}^* = 2.58 - 6.087 (A_y/L^2) - 0.174 (L/B)$$

$$C_{x1}^* = 2.12 - 0.089 (L/B) - 0.129 (A_y/A_x)$$

$$C_{x1}^* = 1.49 - 0.087 (A_y/A_x) - 3.236 (A_y/L^2)$$

(3) 3項の場合

$$C_{x1}^* = 2.593 - 0.183 (L/B) - 6.55 (A_y/L^2) + 0.0194 (A_y/A_x)$$

これらの結果から、 A_y/A_x の重要性は、その係数の値から判断して、低いと考えられるので、これを回帰式からはずす。

その結果、 C_{x1} の説明変数としては、 L/B 、 A_y/L^2 のみを用いる。他の係数についても、同様の手順によりその回帰式の形を決める。

以下に、このようにして求めた各係数の回帰式を示す。

(1) C_x の3角級数係数

$$\left. \begin{aligned} C_{x0}^* &= -0.0358 + 0.925 A_y/L^2 + 0.0521 X_g/L \\ C_{x1}^* &= 2.58 - 6.087 A_y/L^2 - 0.1735 L/B \\ C_{x2}^* &= -0.97 + 0.978 X_g/L + 0.0556 L/B \\ C_{x3}^* &= -0.146 + 0.0728 A_y/A_x - 0.0283 L/B \\ C_{x4}^* &= 0.0851 + 0.0212 A_y/A_x - 0.0254 L/B \\ C_{x5}^* &= 0.0318 + 0.287 A_y/L^2 - 0.0164 L/B \end{aligned} \right\} (5.1)$$

(2) C_y の3角級数係数

$$\left. \begin{aligned} C_{y1}^* &= 0.509 + 4.904 A_y/L^2 + 0.022 A_y/A_x \\ C_{y2}^* &= 0.0208 + 0.230 A_y/L^2 - 0.075 X_g/L \\ C_{y3}^* &= -0.357 + 0.943 A_y/L^2 + 0.0381 L/B \end{aligned} \right\} (5.2)$$

(3) C_m の3角級数係数

$$\left. \begin{aligned} C_{m1}^* &= 2.65 + 4.634 A_y/L^2 - 5.876 X_g/L \\ C_{m2}^* &= 0.105 + 5.306 A_y/L^2 + 0.0704 A_y/A_x \\ C_{m3}^* &= 0.616 - 1.474 X_g/L + 0.0161 L/B \end{aligned} \right\} (5.3)$$

上記の回帰式による三角級数係数の推定値と、実験結果を近似した三角級数係数との比較を、Table 4-(1/2),(2/2)に示す。

表中のRMSEは、各係数における平均2乗誤差の平方根であり、夫々回帰式による推定の精度および3角級数による近似の精度を示す。

この結果から、正面風圧抵抗については C_{x1} 、側面風圧抵抗については C_{y1} 、また風圧モーメントについては C_{m2} が主要な3角級数係数であり、各風圧力係数をこの3角級数係数の成分だけで表示しても良いほどであることが分かる。この主要成分について見ると、回帰式による推定精度は約20%と言える。

Fig.5-(1/4), (2/4), (3/4), (4/4)に、回帰式による風圧力係数の推定の例を示す。コンテナ船・貨物船・タンカ・カーキャリアについて、夫々Full, Ballast状態での実験結果・実験結果の三角級数近似・回帰式による推定結果を比較して示す。

Table 4-(1/2) Coefficients in Fourier series for C_x

S.No.	C_{x_0}	$C_{x_0}^*$	C_{x_1}	$C_{x_1}^*$	C_{x_2}	$C_{x_2}^*$	C_{x_3}	$C_{x_3}^*$	C_{x_4}	$C_{x_4}^*$	C_{x_5}	$C_{x_5}^*$
L-01	0.046	0.062	0.986	0.911	-0.108	-0.051	-0.088	-0.021	0.059	0.001	-0.069	-0.062
L-02	0.104	0.061	0.862	0.911	-0.111	-0.071	-0.059	-0.068	0.021	-0.012	-0.052	-0.062
L-03	0.064	0.040	0.789	0.853	0.050	-0.053	-0.091	-0.085	-0.088	-0.035	-0.103	-0.084
L-04	0.031	0.058	0.691	0.731	-0.014	-0.068	-0.041	-0.046	-0.015	-0.024	-0.079	-0.079
L-05	0.037	0.048	0.815	0.840	0.072	0.055	-0.158	-0.088	-0.027	-0.036	-0.061	-0.084
L-06	0.034	0.063	0.767	0.731	0.019	0.027	-0.111	-0.051	-0.014	-0.025	-0.073	-0.079
L-07	0.115	0.040	0.918	0.865	0.011	-0.013	-0.121	-0.046	-0.048	-0.024	-0.143	-0.085
L-08	0.111	0.039	0.723	0.888	-0.040	-0.040	-0.025	-0.063	-0.011	-0.026	-0.044	-0.083
L-09	0.093	0.056	0.595	0.767	-0.073	-0.066	0.030	-0.023	-0.012	-0.015	-0.054	-0.077
L-10	0.065	0.040	0.674	0.888	-0.007	-0.020	-0.046	-0.056	-0.024	-0.024	-0.025	-0.083
L-11	0.135	0.057	0.571	0.767	-0.086	-0.060	0.002	-0.016	-0.041	-0.013	-0.021	-0.077
L-12	0.115	0.040	1.102	0.843	-0.057	-0.029	-0.004	-0.061	-0.008	-0.030	-0.162	-0.086
L-13	-0.106	0.037	1.369	0.894	-0.135	-0.062	-0.271	-0.114	-0.063	-0.041	-0.108	-0.083
L-14	-0.052	0.060	1.038	0.736	-0.168	-0.078	-0.126	-0.074	-0.088	-0.030	-0.067	-0.075
T-01	0.089	0.027	1.205	1.093	-0.027	-0.043	-0.074	-0.062	-0.080	-0.015	-0.129	-0.076
T-02	0.061	0.042	0.821	0.983	-0.019	-0.072	-0.013	-0.013	-0.017	-0.001	-0.167	-0.071
T-03	0.044	0.028	0.955	1.093	-0.035	-0.037	0.014	-0.105	-0.025	-0.027	-0.083	-0.076
T-04	0.042	0.044	0.708	0.977	-0.037	-0.066	0.027	-0.055	0.035	-0.013	-0.098	-0.071
T-05	0.072	0.032	0.852	1.008	0.012	0.031	-0.119	-0.083	-0.043	-0.028	-0.021	-0.083
T-06	0.126	0.048	0.738	0.880	-0.057	-0.022	-0.037	-0.031	-0.021	-0.013	-0.052	-0.076
T-07	0.043	0.047	0.886	0.827	-0.044	-0.041	-0.015	-0.018	0.026	-0.014	-0.109	-0.081
T-08	-0.063	0.029	1.233	1.290	-0.038	-0.082	-0.095	-0.092	0.064	-0.004	-0.069	-0.058
T-09	-0.065	0.029	1.420	1.136	-0.084	-0.062	-0.002	-0.027	0.091	0.001	-0.048	-0.070
T-10	-0.060	0.035	1.455	1.106	-0.031	-0.036	0.010	-0.039	-0.015	-0.003	-0.003	-0.069
T-11	0.072	0.047	0.842	1.156	-0.002	-0.110	-0.051	-0.034	-0.028	0.013	-0.067	-0.051
T-12	0.018	0.055	1.183	0.966	-0.028	-0.063	-0.038	-0.007	-0.009	0.007	0.008	-0.062
T-13	-0.003	0.050	1.155	0.996	-0.131	-0.075	-0.040	0.009	0.075	0.011	-0.042	-0.064
P-02	0.019	0.076	0.244	0.673	-0.005	-0.077	0.148	0.051	-0.021	0.010	-0.025	-0.068
P-03	0.008	0.070	0.455	0.617	0.020	-0.031	0.114	0.008	0.019	-0.012	-0.040	-0.079
P-04	0.064	0.064	0.801	0.527	-0.040	0.023	0.055	0.138	0.050	0.013	-0.116	-0.093
P-05	0.187	0.087	0.922	0.829	-0.124	-0.127	0.012	0.056	0.013	0.034	-0.039	-0.043
P-06	0.134	0.097	0.798	0.768	-0.183	-0.114	0.008	0.050	0.016	0.032	-0.044	-0.040
P-07	0.119	0.094	0.830	0.793	-0.173	-0.111	0.038	0.042	0.002	0.030	-0.004	-0.042
P-08	0.110	0.120	0.842	0.616	-0.175	-0.114	0.013	0.060	0.004	0.035	-0.049	-0.033
P-09	0.021	0.077	0.575	0.679	0.018	-0.047	0.143	0.056	-0.016	0.012	-0.073	-0.068
P-10	0.028	0.084	0.646	0.720	-0.096	-0.097	0.023	0.019	0.015	0.010	-0.128	-0.056
P-11	0.021	0.060	0.768	0.873	-0.079	-0.103	0.052	-0.045	-0.042	0.008	-0.133	-0.063
RMSE		0.055		0.199		0.048		0.060		0.036		0.041

with * : by regression analysis without * : from measured result

Table 4-(2/2) Coefficients in Fourier series for C_y and C_m

S.No.	C_{y_1}	$C_{y_1}^*$	C_{y_2}	$C_{y_2}^*$	C_{y_3}	$C_{y_3}^*$	C_{m_1}	$C_{m_1}^*$	C_{m_2}	$C_{m_2}^*$	C_{m_3}	$C_{m_3}^*$
L-01	1.137	0.974	0.024	-0.002	-0.022	-0.019	-0.538	-0.181	0.829	0.814	-0.104	-0.069
L-02	1.121	0.960	-0.016	-0.001	0.018	-0.019	-0.376	-0.063	0.854	0.769	-0.194	-0.039
L-03	0.910	0.865	0.029	-0.003	0.015	0.001	0.345	0.079	0.716	0.675	0.024	0.036
L-04	0.937	0.975	-0.015	0.003	0.046	0.020	0.256	0.266	0.860	0.819	0.061	0.060
L-05	0.897	0.874	0.013	-0.010	0.019	0.003	-0.382	-0.558	0.737	0.683	-0.099	-0.126
L-06	0.921	0.974	0.020	-0.004	0.024	0.020	-0.158	-0.304	0.811	0.815	-0.075	-0.083
L-07	0.881	0.867	0.030	-0.006	0.011	-0.001	-0.114	-0.165	0.756	0.703	-0.015	-0.023
L-08	0.683	0.861	0.009	-0.005	-0.021	-0.006	0.071	-0.054	0.500	0.682	0.055	0.003
L-09	0.774	0.971	-0.006	0.002	0.004	0.013	0.222	0.198	0.701	0.827	0.085	0.043
L-10	0.677	0.863	-0.008	-0.006	-0.004	-0.006	-0.098	-0.171	0.516	0.689	0.002	-0.026
L-11	0.773	0.973	-0.003	0.002	0.003	0.013	0.159	0.162	0.605	0.833	0.089	0.034
L-12	1.143	0.868	-0.028	-0.004	-0.040	0.004	0.144	-0.037	0.931	0.695	-0.007	0.010
T-01	0.814	0.782	0.014	-0.011	0.032	-0.045	-0.216	-0.323	0.529	0.586	-0.062	-0.058
T-02	0.801	0.885	0.016	-0.004	0.017	-0.028	-0.060	-0.063	0.729	0.729	-0.036	-0.013
T-03	0.827	0.769	-0.037	-0.011	0.012	-0.045	-0.526	-0.358	0.595	0.544	-0.111	-0.066
T-04	0.806	0.877	-0.004	-0.004	0.005	-0.027	-0.336	-0.094	0.721	0.693	-0.091	-0.022
T-05	0.641	0.789	-0.030	-0.014	-0.012	-0.027	-0.373	-0.613	0.503	0.587	-0.103	-0.126
T-06	0.735	0.908	-0.007	-0.005	-0.015	-0.007	-0.048	-0.199	0.702	0.749	-0.043	-0.046
T-07	1.149	0.919	0.000	-0.002	-0.078	0.004	0.064	0.012	1.137	0.775	0.051	0.010
T-08	0.812	0.763	-0.021	-0.012	-0.138	-0.088	-0.556	-0.464	0.512	0.526	-0.048	-0.111
T-09	0.779	0.800	-0.031	-0.010	-0.061	-0.055	-0.331	-0.302	0.525	0.621	-0.060	-0.060
T-10	0.965	0.821	-0.039	-0.011	-0.048	-0.050	-0.595	-0.437	0.642	0.637	-0.082	-0.100
T-11	0.828	0.889	0.019	-0.005	-0.160	-0.067	-0.214	-0.198	0.502	0.698	-0.014	-0.070
T-12	0.990	0.943	-0.029	-0.003	-0.027	-0.029	-0.472	-0.166	0.961	0.790	-0.127	-0.058
T-13	0.876	0.923	-0.031	-0.004	-0.063	-0.033	-0.269	0.119	0.955	0.778	-0.127	-0.041
P-01	0.989	1.131	0.004	0.010	0.093	0.032	0.359	0.468	1.100	1.046	0.064	0.075
P-02	0.968	1.095	0.007	0.007	0.092	0.025	0.328	0.295	1.020	1.005	0.073	0.040
P-03	1.236	1.052	-0.001	0.004	-0.007	0.040	0.011	0.174	0.799	0.942	-0.027	0.027
P-04	1.235	1.064	0.001	0.002	-0.029	0.063	0.299	0.077	1.017	1.051	0.041	0.023
P-05	1.248	1.139	0.062	0.008	-0.020	-0.013	0.348	0.217	1.103	1.032	0.014	-0.013
P-06	1.225	1.187	0.005	0.009	-0.011	-0.004	0.280	0.187	1.091	1.080	-0.044	-0.033
P-07	1.228	1.164	-0.005	0.008	-0.021	-0.008	0.376	0.150	1.104	1.051	0.002	-0.037
P-08	1.253	1.312	-0.006	0.015	0.016	0.020	0.297	0.302	1.130	1.222	0.032	-0.033
P-09	0.978	1.091	-0.001	0.004	0.076	0.024	-0.073	0.108	0.956	1.004	-0.025	-0.006
RMSE		0.133		0.021		0.041		0.166		0.122		0.043

with * : by regression analysis without * : from measured result

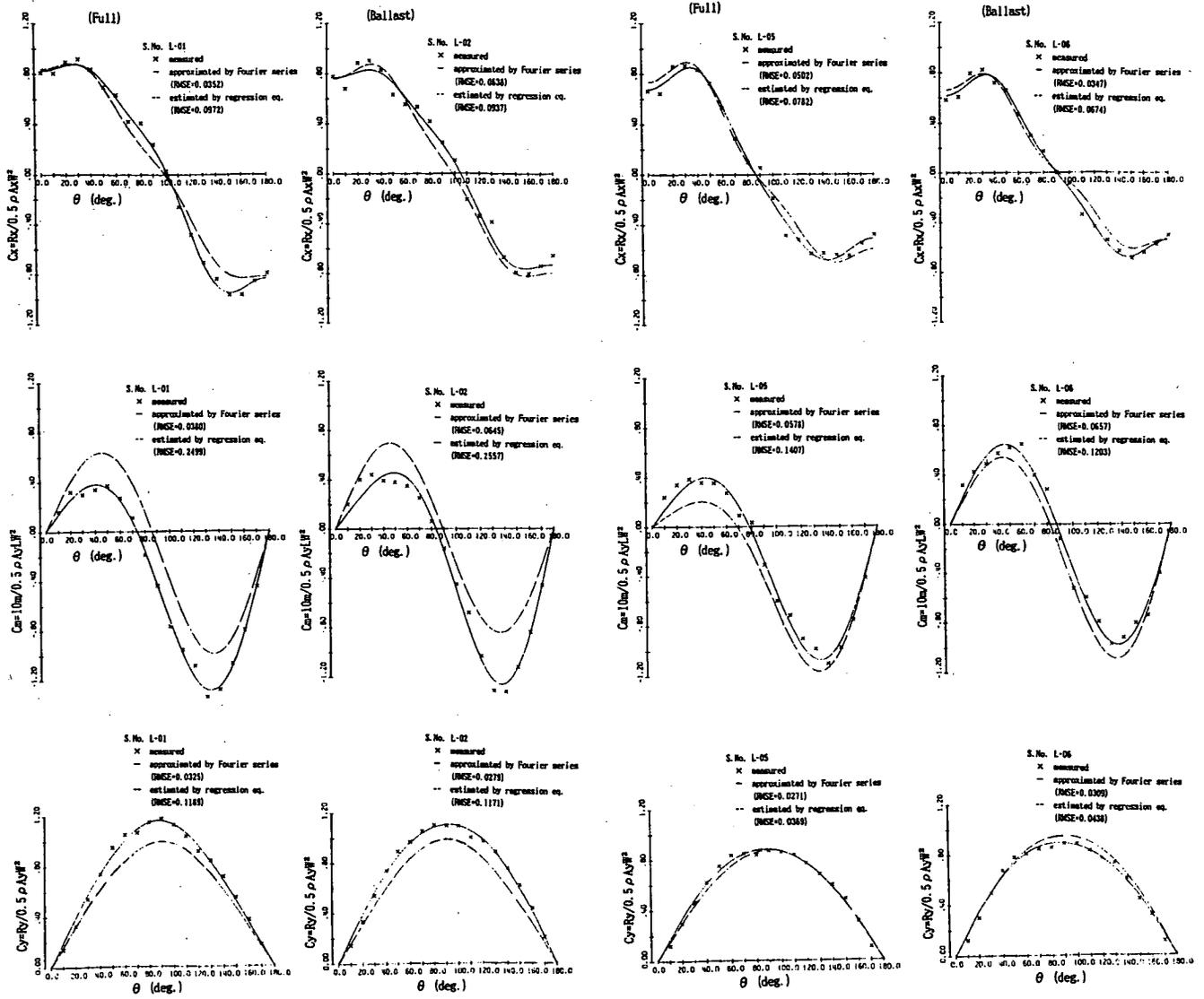


Fig.5-(1/4) Comparison between estimation and measurement (container ship)

Fig.5-(2/4) Comparison between estimation and measurement (cargo ship)

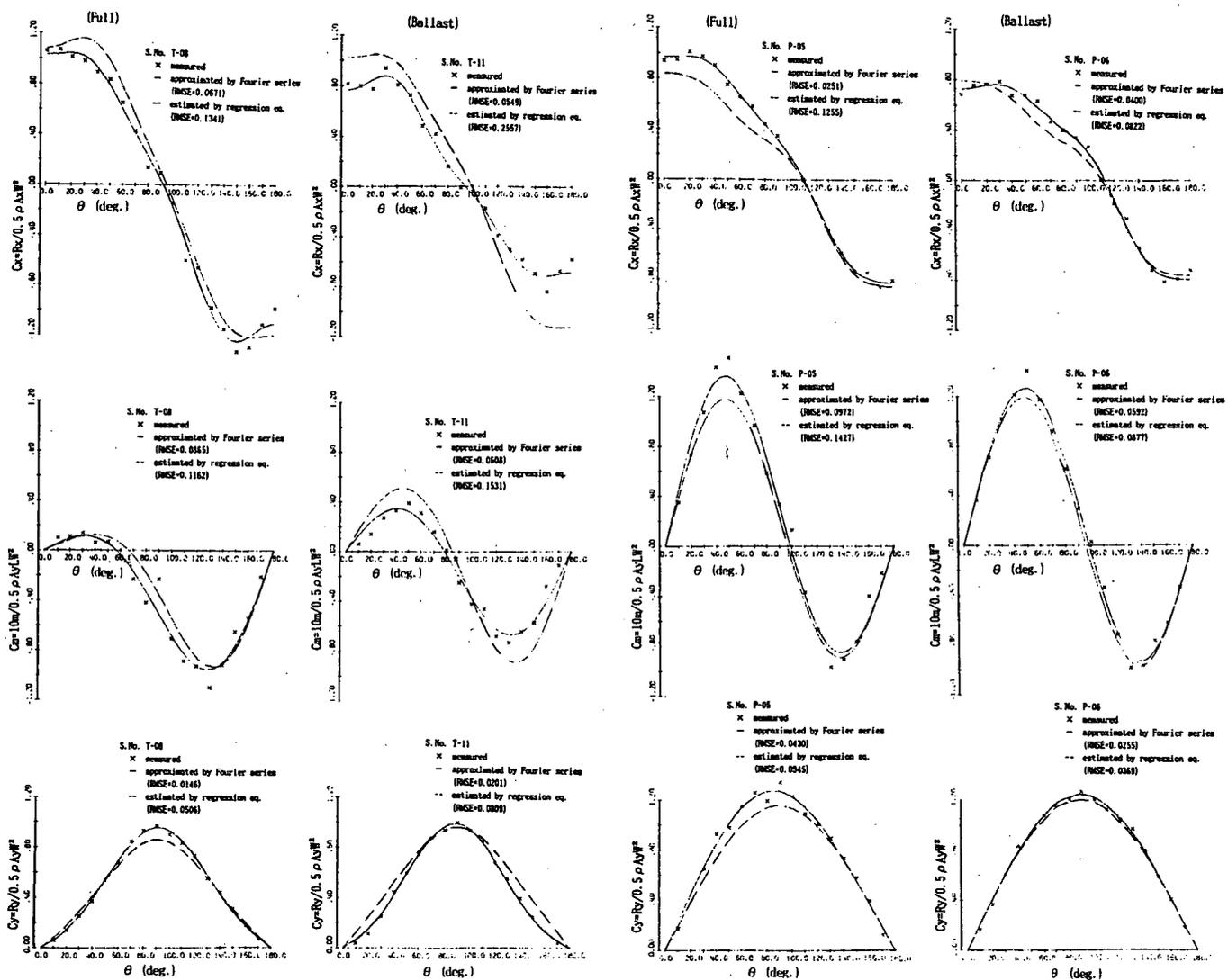


Fig.5-(3/4) Comparison between estimation and measurement (tanker)

Fig.5-(4/4) Comparison between estimation and measurement (car carrier)

6. 結言

- (1) 任意の形状の船の風圧力を短時間に精度良く推定する方法として、下記を基本とする風圧力係数の推定式を、多様な形状の船の実験結果を基にして導いた。
 - 風圧力係数を、相対風向を変数とする三角級数で表示する
 - 三角級数の各係数を、水線上船体形状を表わすパラメータ A_y/L^2 , A_y/A_x , X_g/L , L/B の回帰式で表示する
- (2) 上記のパラメータは夫々物理的な意味を持っており、そして上記三角級数の主要な係数である C_{x1} , C_{y1} , C_{m2} と上記パラメータとの間には強い相関があることから、(1) の方法は妥当と考えられる。
- (3) (1) の推定式の基になっている 38 の実験結果は多様な形状を持つ船の資料から成り立っているため、本推定式は広範囲の形状の船に適用できる。

謝 辞

本論文は、昭和46年の関西造船協会春季講演会において講演されたが、著者の不手際により、関西造船協会誌に掲載されないままになっていた。この間にSR208報告書⁷⁾(1993)に引用される等使われることが多く、また現在見直しても古いから使えないということはなく、今後もその利用価値があると思われる。そこで、広く使えるようにしておけば、まだ協会誌読者の役に立つに違いないと考えて、協会誌への掲載を関西造船協会にお願いした。その結果、今回掲載が実現することになったものです。

ここに至るまでにお世話になった関西造船協会の関係者一同に厚くお礼申し上げます。

参 考 文 献

- 1) 辻豊治, 高石敬史, 菅信, 佐藤辰二: “船体に働く風圧力に関する模型試験”, 船研報告第7巻第5号, 1970, P.13
- 2) Wagner, B.: “Windkrafte an Ueberwasserschiffen”, JSTG 61. Band 1967, P.226
- 3) Shearer, K.D.A. and Lynn, W.M.: “Wind Tunnel Tests on Models of Merchant Ships”, ISP Vol.8 No.78, 1961, P.62
- 4) Hughes, G.: “Model Experiments on the Wind Resistance of Ships”, TINA Vol.35, 1930, P.310
- 5) 木下昌雄, 岡田正次郎: “船体上部構造物の空気抵抗”, 船舶 Vol.35.11, 1960, P.101

- 6) 荒木浩, 花岡達郎: “鉄道連絡船に関する風洞試験”, 船論第84号, 1949, P.61
- 7) SR208: “速力試運転時の波浪影響修正法に関する研究”, 成果報告書, 造研資 No.398, 1993

(昭和62年11月 日本造船学会秋季講演会において講演)

側壁近くを航行する船の操縦運動

正員 貴 島 勝 郎* 正員 何 青**

Manoeuvring Motion of a Ship in the Proximity of Bank Wall

by Katsuro Kijima, Member He Qing, Member

Summary

Some Problems on the information to be included in the manoeuvring booklet and on the manoeuvring standard have been discussed at the Sub-Committee on Ship Design and Equipment of International Maritime Organization.

At the same time, the development of prediction method for ship manoeuvrability at the initial stage of design will be expected.

With these points as background, one of the authors has already proposed the calculation method for hydrodynamic interaction forces between ships in meeting and passing conditions in narrow waterways.

By using this calculation method, this paper examines hydrodynamic force acting on a ship in the proximity of non-uniform bank wall such as breakwater and wedge-shaped bank, and furthermore the manoeuvring motion of ship including the effect of this bank wall is discussed.

From these discussions, a ship will be significantly affected on hydrodynamic force, especially by the wedge-shaped bank. The calculation and simulation methods used in this paper will be useful for prediction of ship manoeuvrability at the initial stage of design, for automatic control system of ship in restricted water, for discussion of marine traffic control system and for construction of harbor or canal.

1 緒 言

国際海事機関 (IMO) においては、航行の安全性を確保するという観点から操船者に与える情報を盛り込んだ Manoeuvring Booklet の改正作業を行い、さらには極めて近い将来に向けての操縦性基準の検討に対し、設計の段階で操縦性能を推定し、それを評価するための作業が進められている。ところが一般に、操縦性能が最も重視されるのは港湾内や運河のように、航路や水深などに制限のある場合や多数の船の輻輳する海域においてであると考えられる。したがって Manoeuvring Booklet の中に盛り込むべき情報に関してだけでなく、操縦性基準の検討に際してもこのような海域での操縦性能をいかに的確に推定するかが極めて重要になる。すなわち、本船固有の性能だけでなく、側壁や水深の影響をはじめ、近接して航行する他船の影響まで考慮した性能の推定法を確立することが急務になっている。

著者の一人は、前報¹⁾において以上の問題を背景に狭

水路中を航行する N 隻の船の船体相互間の干渉力を求める計算法を提案した。本報は、前報で提案した計算法を突堤のように側壁が不均一な場合に拡張して、この時の不均一な側壁の近くを航行する船体に作用する流体力の計算例を示し、さらにこの流体力を用いて不均一な側壁の近くを航行する船がどのような運動をするのか、航行の安全上このような海域での航行にどのような制約があるのかを理論的に検討した。

したがって本報では、前報で示した狭水路中での航行に際しての運動推定と合せて考えることにより、いわゆる制限水域における操縦運動推定法の一例を提案している。

2 基 礎 式

本報で取扱う考え方は、前報で提案した狭水路中を航行する N 隻の船に働く流体力の計算法と基本的に同じであるが、ここでは多少の違いもあることから再度述べることとする。

まず、任意形状の側壁の近くを航行する船に働く流体力の定式化を行う。Fig.1 に示すように、空間に固定さ

* 九州大学工学部

** 九州大学大学院博士課程

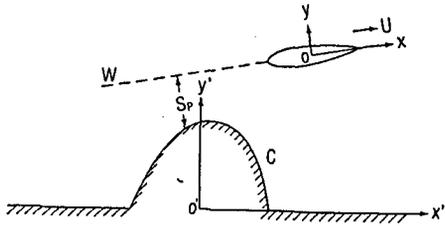


Fig. 1 Coordinate systems

れた座標系 $o'-x'y'z'$ と、船体中心を原点とする船体固定座標系 $o-xyz$ を考える。船は船速 U で垂直側壁 C の近くを直進しており、船体中心線と側壁との側方距離を S_p とする。

今自由表面を固定壁として船体の double model を考え、水深を H とすれば、船体運動による攪乱速度ポテンシャル $\phi(x', y', z', t)$ の境界条件は次のようになる。

$$\nabla^2 V^2 \phi(x', y', z', t) = 0 \quad (1)$$

$$\left[\frac{\partial \phi}{\partial n} \right]_B = U n_x \quad (2)$$

$$\left[\frac{\partial \phi}{\partial z'} \right]_{z'=\pm H} = 0 \quad (3)$$

$$\left[\frac{\partial \phi}{\partial n} \right]_C = 0 \quad (4)$$

$$\phi \rightarrow 0 \text{ at } \sqrt{x'^2 + y'^2 + z'^2} \rightarrow \infty \quad (5)$$

ここで B は船体表面を表わす。また \vec{n} は B と C における内向き単位法線ベクトルであり、 n_x はその x 方向成分である。

そこで以下に述べる仮定に従って、船体まわりの流れ場を二つの領域、すなわち内部領域と外部領域に分けて考えることにする。

仮定1 船体は細長体とする。すなわち、 ϵ を slenderness parameter ($\epsilon \ll 1$) とすれば、

$$L=O(1), B=O(\epsilon), d=O(\epsilon)$$

が成立する。ただし、 L, B, d はそれぞれ船の長さ、幅、吃水を表わす。

仮定2 船長 L に対し、水深 H および船体中心線と側壁間の側方距離 S_p は次の order とする。

$$H=O(\epsilon), S_p=O(1)$$

2.1 内部領域問題

船体にごく近傍の次に示す領域、すなわち内部領域を考える。

$$x=O(1), y, z=O(\epsilon)$$

内部領域における速度ポテンシャルを Φ とすると、(1), (2), (3) 式は次のように表わされる。

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} = 0 \quad (6)$$

$$\left[\frac{\partial \Phi}{\partial N} \right]_{\Sigma(x)} = U n_x \quad (7)$$

$$\left[\frac{\partial \Phi}{\partial z} \right]_{z=\pm H} = 0 \quad (8)$$

ただし、 $\Sigma(x)$ は船体の x 断面、 N は $\Sigma(x)$ における内向きの二次元単位法線ベクトルである。

結局、 Φ を求めることは二つの平行な壁（水底とその鏡像）の間にある物体の二次元問題に帰着するので、この時の Φ は次の形で表わされる。

$$\Phi(y, z; x; t) = U(t)\Phi^{(1)}(y, z) + V^*(x, t)\Phi^{(2)}(y, z) + f(x, t) \quad (9)$$

ここで $\Phi^{(1)}$ は単位速度の直進運動による速度ポテンシャルであり、 $\Phi^{(2)}$ は単位速度の横運動による速度ポテンシャルである。また V^* は横断面 $\Sigma(x)$ における cross flow の速度で、 f は Φ が無限遠方での条件を満足しないために生じる定数項である。ここで $\Phi^{(1)}$ に関しては船体内部からの吹出しの総量 $-S'(x)$ で表わされたとし、また二つの壁により制限を受けるとすると、その outer limit は次式で表わされる。

$$\lim_{|y| \gg \epsilon} \Phi^{(1)} = -\frac{S'(x)}{4H} |y| \quad (10)$$

ここで $S(x)$ は double model を考えた時の船体横断面積を表わす。 $(S'(x) = dS(x)/dx)$ 一方、 $\Phi^{(2)}$ に関しては Sedov²⁾ の考えを基にして blockage coefficient $C(x)$ を用いることにより、その outer limit は次式で表わされる。

$$\lim_{|y| \gg \epsilon} \Phi^{(2)} = y \pm C(x) \quad (11)$$

ただし、本論においてこの $C(x)$ の値は Taylor³⁾ によって示された矩形断面についての近似式を用いることにする。

以上より (9) 式の内部領域における速度ポテンシャルの outer limit は次式のように表わせる。

$$\lim_{|y| \gg \epsilon} \Phi(y, z; x; t) = -\frac{U(t)S'(x)}{4H} |y| + V^*(x, t)[y \pm C(x)] + f(x, t) \quad (12)$$

2.2 外部領域問題

次に示す外部領域を考える。

$$x, y=O(1), z=O(\epsilon)$$

ここで、前報の理論計算法に従い、外部領域における速度ポテンシャル ϕ を $z=0$ で展開し、連続の式 (1) に適用すれば、その leading-order term ϕ_0 は次式を満たすようになる。

$$\frac{\partial^2 \phi_0}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \phi_0}{\partial y'^2} = 0 \quad (13)$$

そこで、船体中心線上に吹出しを、船体中心線とその wake に渦を分布させ、側壁での境界条件を考えた時の吹出しと渦に関するグリーン関数をそれぞれ $G^{(o)}(x', y'; \xi', \eta')$ 、 $G^{(n)}(x', y'; \xi', \eta')$ とし、それらを用いることによって速度ポテンシャル ϕ を次のように表わすことができる。

$$\phi(x', y', t) = \frac{1}{2\pi} \left[\int_{L_i} \sigma(s, t) G^{(s)}(x', y'; \xi', \eta') ds + \int_{L_i, W} \gamma(s, t) G^{(r)}(x', y'; \xi', \eta') ds \right] \quad (14)$$

ただし、 ϕ_0 を $\phi(x', y', t)$ と書き換えており、 $\sigma(s, t)$, $\gamma(s, t)$ はそれぞれ吹出しと渦の強さを示し、 ds は船体中心線上あるいはその延長線上における線素を示す。また、 L_i は船体中心線において船首から船尾を、 W はその wake を示している。

上式を y について Taylor 展開し、 $y \rightarrow \pm 0$ なる inner limit を考えると、次のように求めることができる。

$$\begin{aligned} \lim_{|y| \ll 1} \phi(x', y', t) &= \frac{1}{2\pi} \int_{-L/2}^{L/2} \sigma(\xi, t) G^{(s)}(x, 0; \xi, 0; t) d\xi \\ &+ \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{L/2} \gamma(\xi, t) H^{(r)}(x, 0; \xi, 0; t) d\xi \\ &\pm \frac{1}{2} \int_x^{L/2} \gamma(\xi, t) d\xi + \frac{\sigma(x, t)}{2} |y| \\ &+ \left\{ \frac{1}{2\pi} \int_{-L/2}^{L/2} \sigma(\xi, t) \frac{\partial H^{(s)}}{\partial y}(x, 0; \xi, 0; t) d\xi \right. \\ &+ \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{L/2} \gamma(\xi, t) \left[\frac{1}{x-\xi} \right. \\ &\left. + \frac{\partial H^{(r)}}{\partial y}(x, 0; \xi, 0; t) \right] d\xi \Big\} y \quad (15) \end{aligned}$$

ただし、(15) 式は (14) 式に次に示すような吹出しと渦に関するグリーン関数 $G^{(s)}$, $G^{(r)}$ を代入して求めた結果である。また \oint は Cauchy の主値積分を示している。

$$\left. \begin{aligned} G^{(s)}(x', y'; \xi', \eta') &= \ln \sqrt{(x' - \xi')^2 + (y' - \eta')^2} \\ &+ H^{(s)}(x', y'; \xi', \eta') \\ G^{(r)}(x', y'; \xi', \eta') &= \tan^{-1} \left(\frac{y' - \eta'}{x' - \xi'} \right) \\ &+ H^{(r)}(x', y'; \xi', \eta') \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

ここで、 (x', y') は field point で、 (ξ', η') は source point あるいは vortex point である。また、 $H^{(s)}$, $H^{(r)}$ は側壁が存在するために付加された調和関数で、次の条件を満たすように定められる。

$$\left[\frac{\partial G^{(s,r)}}{\partial n} \right]_c = 0$$

実際にここで考えるのは垂直側壁であるため、側壁形状の写像関数を用いてグリーン関数を求めることができる。

たとえば、Fig. 2 に示されている楔型側壁を複素平面 ζ における上半平面に写像する関数は、次式で与えられる。

$$\zeta = g(z) = z^\alpha, \quad \alpha = \frac{1}{2 - \beta/\pi} \quad (17)$$

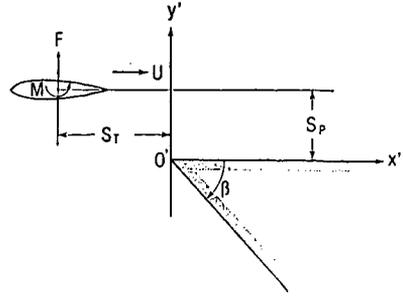


Fig. 2 Coordinate systems for wedge-shaped bank wall

ここで、 $z = x' + iy'$ は楔型側壁の存在する複素平面を示し、 β は楔型の角度である。

ζ 平面において $\zeta = \zeta_0$ の点に吹出しあるいは渦がある時の複素ポテンシャル $f^{(s)}$, $f^{(r)}$ は、鏡像モデルを考えて次のように表わされる。

$$\left. \begin{aligned} f^{(s)} &= \ln(\zeta - \zeta_0) + \ln(\zeta - \bar{\zeta}_0) \\ f^{(r)} &= -i \ln(\zeta - \zeta_0) + i \ln(\zeta - \bar{\zeta}_0) \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

ただし $\bar{\zeta}_0$ は ζ_0 の共役複素数を表わす。上式の実数部を取るとグリーン関数が求まり、さらに $f^{(s)}$, $f^{(r)}$ を z で微分すれば、複素速度 ($w = u - iv$) が求まる。

すなわち、

$$\left. \begin{aligned} w^{(s)} &= \frac{df^{(s)}}{dz} = \frac{d\zeta}{dz} \left[\frac{1}{\zeta - \zeta_0} + \frac{1}{\zeta - \bar{\zeta}_0} \right] \\ w^{(r)} &= \frac{df^{(r)}}{dz} = \frac{d\zeta}{dz} \left[-\frac{i}{\zeta - \zeta_0} + \frac{i}{\zeta - \bar{\zeta}_0} \right] \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

(15) 式に用いられるグリーン関数の y での偏微分は、上式に示された複素速度の y 方向成分であり、次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial G^{(s)}}{\partial y} &= -I_m[w^{(s)} e^{i\theta}] \\ \frac{\partial G^{(r)}}{\partial y} &= -I_m[w^{(r)} e^{i\theta}] \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

ただし、 θ は空間固定座標と船体固定座標とのなす角度を示している。

2.3 Matching と流体力

以上は内部領域と外部領域の二つの領域についてそれぞれ考えたが、それら二つの領域の重なる部分 ($\epsilon \ll |y| \ll 1$) においては、両者の速度ポテンシャルは等しくなければならない。すなわち、matching の条件としては次式が成立する。

$$\lim_{|y| > \epsilon} \Phi(y, z; x; t) = \lim_{|y| \ll 1} \phi(x', y', t) \quad (21)$$

ここで、内部領域での速度ポテンシャルの outer limit (12) 式と外部領域での速度ポテンシャルの inner limit (15) 式において同じ性質の項を等しいとおくと、次のような式が得られる。

$$\sigma(x, t) = -\frac{U(t)S'(x)}{2H} \quad (22)$$

$$V^*(x, t)C(x) = \frac{1}{2} \int_x^{L/2} r(\xi, t) d\xi \quad (23)$$

$$V^*(x, t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-L/2}^{L/2} \sigma(\xi, t) \frac{\partial H^{(a)}}{\partial y}(x, 0; \xi, 0; t) d\xi + \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{L/2} r(\xi, t) \left[\frac{1}{x-\xi} + \frac{\partial H^{(v)}}{\partial y}(x, 0; \xi, 0; t) \right] d\xi \quad (24)$$

(23), (24) 式より V^* を消去し (22) 式を考慮すると, r に関する基礎積分方程式が得られる。

$$\frac{1}{C(x)} \int_x^{L/2} r(\xi, t) d\xi - \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{L/2} r(\xi, t) \left[\frac{1}{x-\xi} + \frac{\partial H^{(v)}}{\partial y} \right] d\xi = -\frac{U}{2\pi H} \int_{-L/2}^{L/2} S'(\xi) \frac{\partial H^{(a)}}{\partial y} d\xi \quad (25)$$

したがって, この積分方程式を r について解けばよいことになる。ただし, この時の r に関しては次の条件を満足する必要がある。すなわち, 船尾後方の wake を横切って圧力は連続であること, また Kelvin の定理, Kutta の条件を満足することである。

すなわち,

$$r(x, t) = r(x), \text{ for } x < -\frac{L}{2} \quad (26)$$

$$\int_{-\infty}^{L/2} r(\xi, t) d\xi = 0 \quad (27)$$

$$r\left(x = -\frac{L}{2}, t\right) = -\frac{1}{U} \frac{d\Gamma}{dt} \quad (28)$$

ただし, Γ は船体まわりの循環を表わす。

前報に示すように, Bernoulli の定理より船体中心線における圧力差 $\Delta P(x, t)$ が求められると, 船体に働く横力 F と yaw moment M を求めることができる。

すなわち,

$$\left. \begin{aligned} F(t) &= - \int_{-L/2}^{L/2} \Delta P(x, t) dx \\ M(t) &= - \int_{-L/2}^{L/2} x \Delta P(x, t) dx \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

実際に船体に働く流体力は式 (29) に水深 H を乗じたものである。

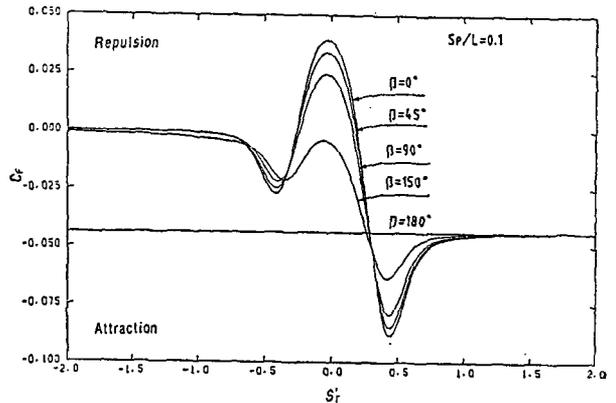
3 数値計算例

前章で導いた計算法に基づき, ここでは突堤や楔型側壁の近くを航行する船に働く流体力を求める。計算対象船は Table 1 に示す一般貨物船型である。

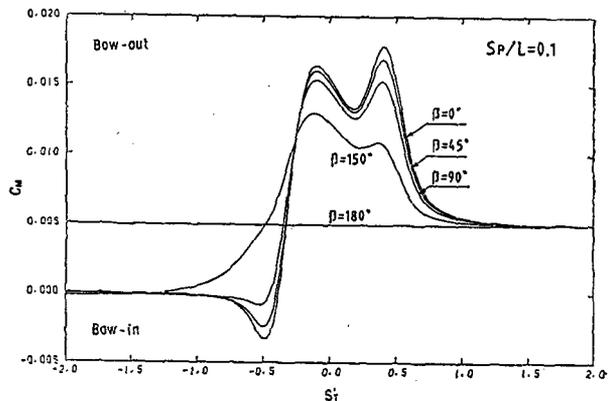
まず Fig. 2 に示すように β の角度を有する楔型側壁を例にとり, 側壁先端から船の midship までの長さ方向の距離を S_T とし, 船体中心線から側壁までの側方距離を S_P とする。ただし, 船速は U で側壁の一边 x' に平行に S_P を一定のまま航行するとし, x' の負方向から正方向に航行する。また S_T は船体の中央が側壁先端 (y' 軸) に達するまでを負, それ以降を正とする。すな

Table 1 Principal particulars of ship for numerical calculation

LENGTH	LPP	155.0 M
BREADTH	B	26.0 M
DRAFT	d	8.7 M
L/B		5.961
L/d		17.816
B/d		2.988
BLOCK COEFF, C_b		0.698
TRIM	τ/d	0.0



(a)



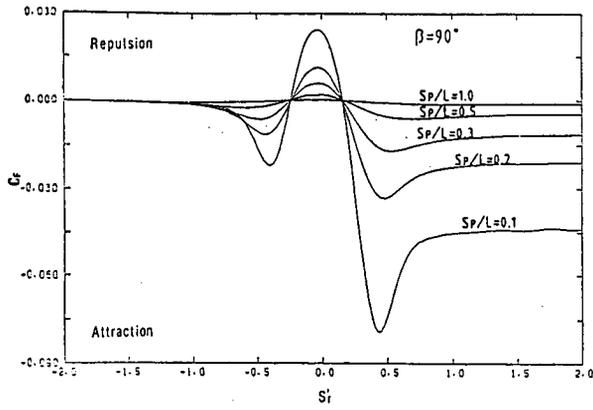
(b)

Fig. 3 The effect of angle β on lateral force and yaw moment acting on a ship in the proximity of wedge-shaped bank wall

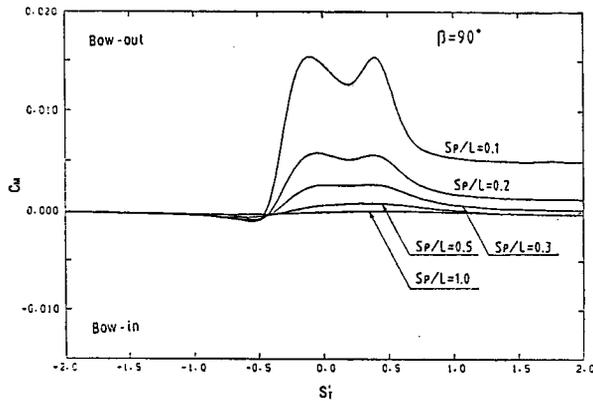
わち船体の中央が側壁先端に並んだ時 $S_T=0$ とする。また水深 (H) と吃水 (d) の比 $H/d=1.2$, 船速は実船で 4kt, $S_P/L=0.1$ とした状態における船体に働く横力 (F) と, yaw moment (M) の無次元値 C_F と C_M に対する楔型角度 β の変化による影響を計算したものを Fig. 3 に示している。ただし,

$$C_F = \frac{F}{\frac{1}{2} \rho U^2 L d}, \quad C_M = \frac{M}{\frac{1}{2} \rho U^2 L^2 d}$$

また図の横軸は S_T の無次元値 S_T' ($S_T'=S_T/L$) で示している。船が側壁に近づくと従って, 横力と yaw moment はともに作用し始め, 側壁先端付近に至ると



(a)



(b)

Fig. 4 The effect of S_P on lateral force and yaw moment acting on a ship in the proximity of bank wall with wedge angle $\beta=90^\circ$

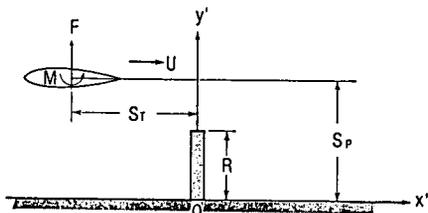
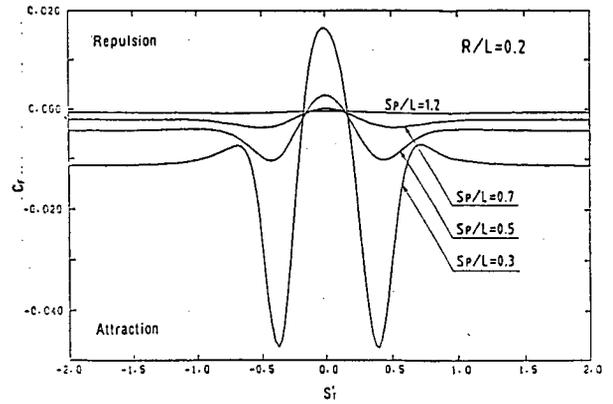


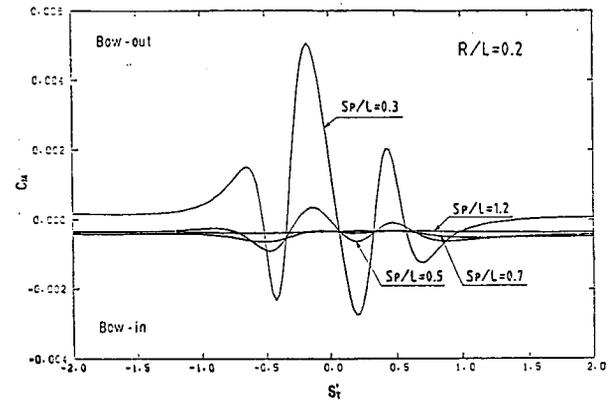
Fig. 5 Coordinate systems for a breakwater

ともに、流体力の最大値を示している。さらに前進すると、横力と yaw moment は次第に連続して側壁が存在するために、いわゆる岸壁吸引力が作用することになる。また角度 β が小さいほど、すなわち尖った楔型側壁の方が船体に大きな流体力が作用している。一方、楔型側壁の場合において、 $\beta=90^\circ$ とし、船体中心線から側壁までの側方距離 S_P の変化による影響を Fig. 4 に示している。当然のことであるが、側壁に近接して航行する時大きな流体力が作用している。

次に Fig. 5 に示すような突堤の場合を考える。この時も Fig. 2 の楔型側壁の場合と同じ航行条件とする。今、突堤の長さを R とし、 $R/L=0.2$ とした時 S_P によ



(a)



(b)

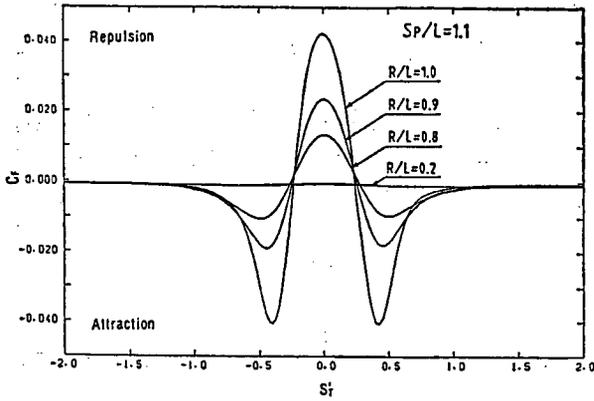
Fig. 6 The effect of S_P on lateral force and yaw moment acting on a ship in the proximity of a breakwater with length $R/L=0.2$

る流体力の変化の計算結果を Fig. 6 に示している。また、 S_P を一定にし、突堤の長さが流体力にどのような影響を与えるかを示したのが Fig. 7 である。船が突堤の近くを航行する場合、横力の変化は船体中央部が突堤を通過する前後において極めて顕著である。楔型側壁と突堤のいずれも、側壁先端部と突堤の前後 $2.0L$ 以上離れたところでは、ほとんど流体力に及ぼす影響は現われない。

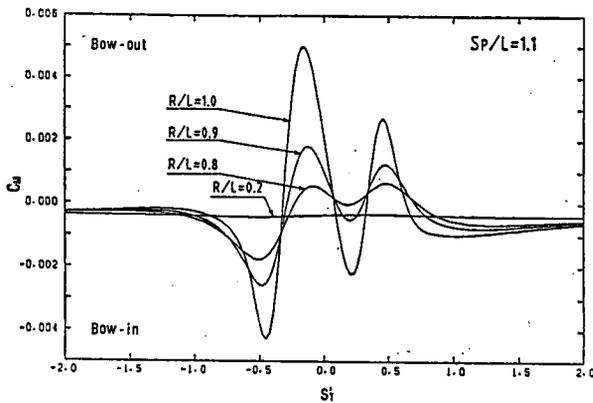
4 考 察

突堤などのような不均一な側壁の近くを航行する船の操縦運動を評価する場合、シミュレーション計算による方法が有効である。したがってここでは、前章で求めた流体力を用いて不均一な側壁の近くを航行する船の運動を検討する。シミュレーション計算に用いる数学モデルは、著者の一人が提案している方法⁴⁾を用いることにする。

ここでは不均一な側壁の例として、Fig. 2 に示すような楔型側壁の場合を取上げる。計算条件としては楔型角度 $\beta=90^\circ$ の場合で、船速は実船相当で 4kt、水深は



(a)



(b)

Fig. 7 The effect of R on lateral force and yaw moment acting on a ship in the proximity of a breakwater

$H/d=1.2$ の状態とする。また船は針路を一定に保つように方位角 ψ 、回頭角速度 r' 、側方距離 S_P' ($S_P'=S_P/L$) に比例する操舵を行うものとして、舵角 δ を次式で与える。

$$\delta = \delta_0 - K_1(\psi - \psi_0) - K_2 r' - K_3(S_P' - S_{P0}')$$

ここで δ_0 は初期状態での舵角、 ψ_0 は原針路の方位角、 S_{P0}' は初期状態での側方距離とし、 K_1, K_2, K_3 は比例定数である。ただし、 δ は最大 15° と仮定する。

まず船の運動と側方距離 S_P の影響をみるために、舵角 δ は常に 0 の状態で全く操舵を行わない場合の船の航

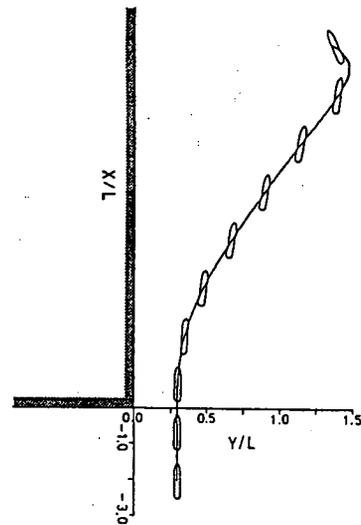


Fig. 8 Situations of wedge-shaped bank wall and ship's path

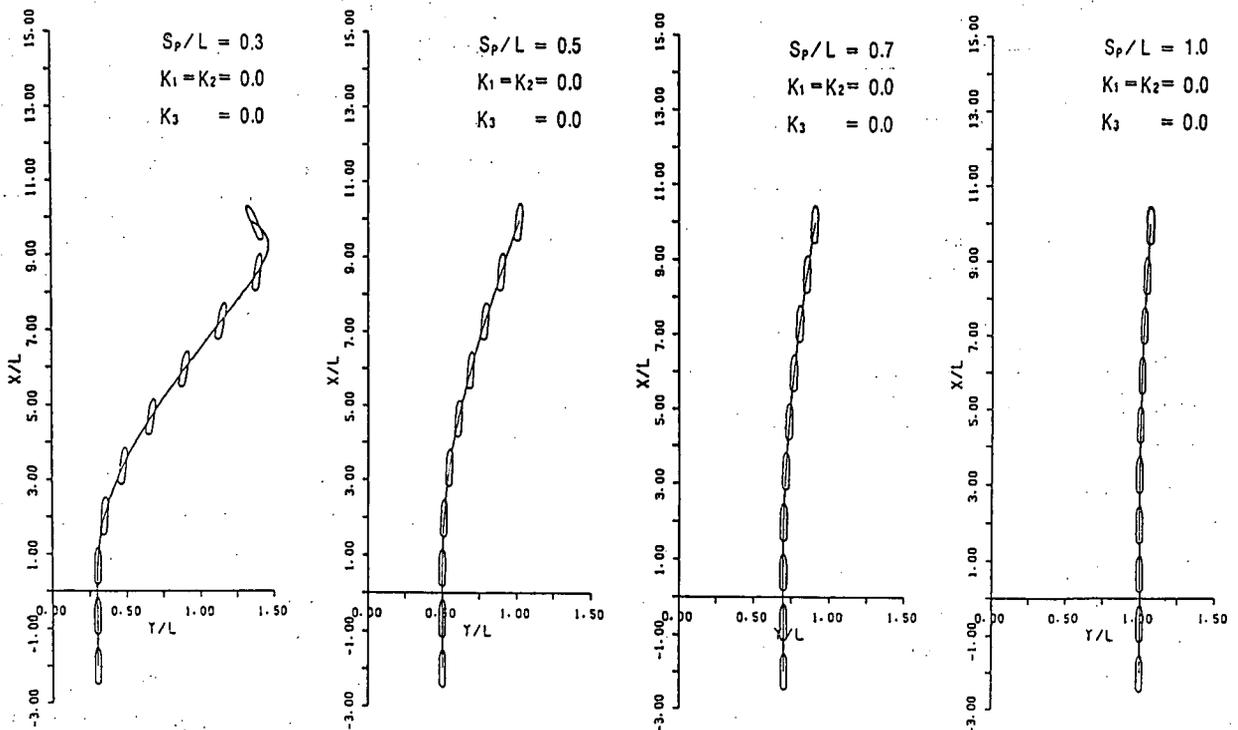


Fig. 9 Ship trajectories without rudder control in the proximity of wedge-shaped bank wall

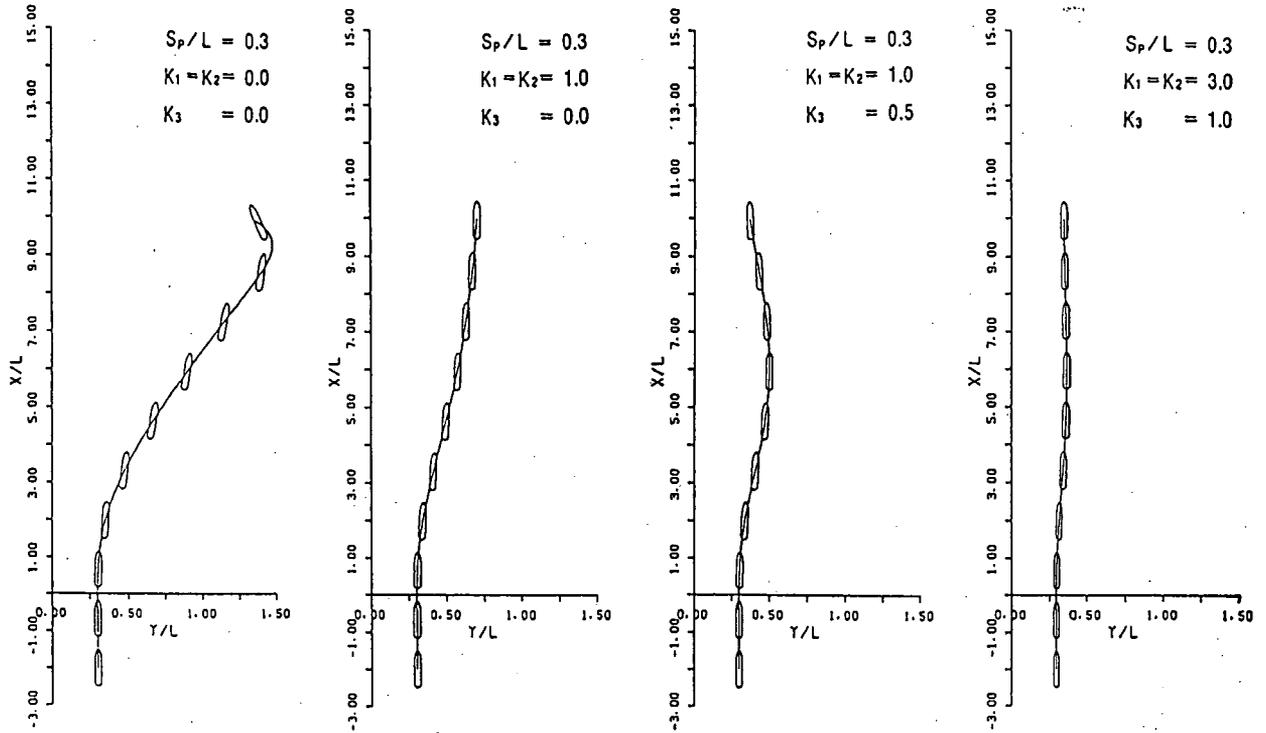


Fig. 10 Ship trajectories with rudder control at $S_P/L=0.3$ in the proximity of wedge-shaped bank wall

跡を Fig. 9 に示している。なお、Fig. 8 には Fig. 9 の $S_P/L=0.3$ の場合を示しており、 $\beta=90^\circ$ の楔型側壁はその一边を Y/L 軸上、他の一边を X/L 軸上にあるものとする。以下 Fig. 9, Fig. 10 とともに側壁の位置は同様のものとする。Fig. 9 では $S_P/L=0.3$ から 1.0 までの 4 状態についての計算結果を示しているが、 S_P/L の値が小さいほど、側壁の影響を大きく受けて船の航跡は大きな変位を示している。また $S_P/L=1.0$ になると、ほとんど影響がみられない。これらのことは Fig. 4 に示した流体力からも予測できることである。

一方、 $S_P/L=0.3$ の場合について、ここで示した操舵を行った時の航跡を Fig. 10 に示す。本計算では常に $K_1=K_2$ とし、 $K_1=K_2=0.0, 1.0, 3.0$ および $K_3=0.0, 1.0$ の場合の結果を示している。この結果では、操舵を行うことにより船の運動をかなり制御することができるが、このような海域においては K_3 の項がかなり有効であることが分かる。このことは、たとえば自動運航システムを考えた時自動操舵のみで、このような側壁の近くを航行する場合の針路を保つことと同時に、原針路からの変位を抑えることが最も有効になることが考えられる。一般にはこのような海域では船速も差程大きくとれないし、したがって風などの影響を受け易く、また横方向の変位も制限があるなど厳しい条件下で航行しなければならないことが多く、このような海域では特に原針路をそのまま保つことが要求されることになる。

そこで、原針路から船幅以上の変位が生じた時を仮に

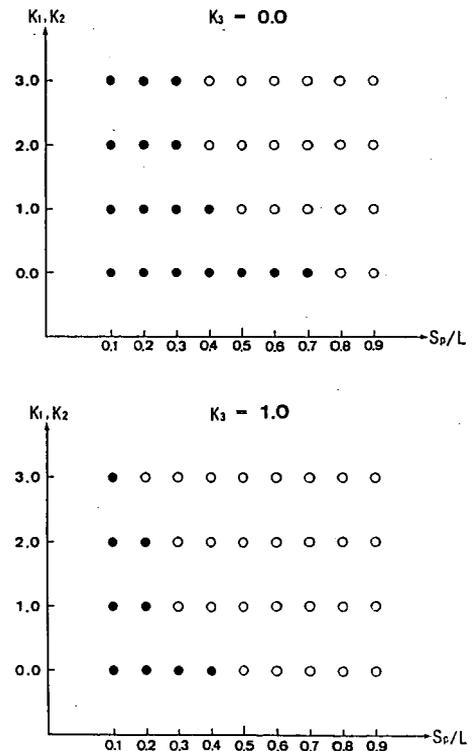


Fig. 11 Lateral deviation in relationship with K_1, K_2, K_3 and S_P/L

許容限界と考えるとした時の、 S_P/L と操舵の比例定数の関係を Fig. 11 に示している。この図で黒丸印は許容限界を超えた場合を示している。この結果からも K_3 を考慮することにより S_P/L の値が比較的、小さくとも

原針路の上を航行することができることになる。

5 結 言

前報で提案した狭水路中を航行する N 隻船の船体相互間の干渉力の計算法を用いて、不均一な垂直側壁の近くを航行する船体に作用する流体力を求め、さらにこの流体力を用いて、このような海域を航行する時のシミュレーション計算を行い、運動特性を調べた。本報では不均一側壁の例として楔型側壁と突堤の場合についての流体力を求めたが、その結果楔型側壁の場合はその最先端部、突堤の場合は突堤自体の前後で船体に働く流体力に顕著な変化がみられる。さらにこの流体力の変化が船の操縦運動に大きな影響を及ぼしている。また、当然考えられることであるが、本報で用いた操舵法から考えてこのような海域では原針路からの変位を十分に抑えることが安全上有効になると考えられる。

以上、前報で述べた狭水路中での問題と本報での不均一側壁の問題を合せて、いわゆる制限水域での操縦運動の推定に際しては上記の細長体理論を用いた流体力の計算法と、文献4)で記した数学モデルを用いた操縦運動のシミュレーション計算によって、設計の段階で操縦運動を推定することができると考えられる。また、この計算法は設計の際に適用するばかりでなく、自動運航シス

テムの場合の自動操舵の設計、航行の安全確保の観点から航行帯、船速制限などの海上交通管制やさらには、港や運河の設計に際して船の運動を加味した設計などの面の開発にも、一つの指針を与える一助になるものと期待している。

最後に本論文の図表作成にご協力いただいた九州大学工学部名切恭昭技官に感謝致します。また本研究の一部は文部省の科学研究費補助金により実施されたものであり、また数値計算は九州大学大型計算機センターのFACOM VP-100を使用したことを付記し関係各位に謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 貴島勝郎, 安川宏紀: 狭水路中を航行する船の操縦性能, 日本造船学会論文集, 第156号 (1984).
- 2) L. I. Sedov: Two dimensional problems in hydrodynamic and aerodynamic, John Willy & Sons, N. Y., (1965).
- 3) P. J. Taylor: The blockage coefficient for flow about an arbitrary body immersed in a channel, Jour. of Ship Research, Vol. 17 (1973).
- 4) K. Kijima: Manoeuvrability of ship in confined water, Proceeding Int. Conf. on Ship Manoeuvrability, RINA, Vol. 1 (1987).

VI 制限水域における船の操縦性

貴島 勝郎* 野中 晃二**

目 次

1. 緒言	137	3.1 旋回性および針路安定性	154
2. 船体に働く流体力	138	3.2 浅水域での停止性能	158
2.1 運動方程式	138	3.3 船体相互間の干渉	160
2.2 付加質量	140	4. 狭水路中における操縦運動	164
2.3 横力と回頭モーメント	142	4.1 水路壁影響と針路安定性	164
2.4 舵力	145	4.2 狭水路中での停止性能	168
2.5 前後力	148	4.3 船体相互間の干渉	170
2.6 船体沈下	150	4.4 狭水路航行時の諸問題	170
3. 浅水域における操縦運動	154	5. 結言	172

1. 緒言

1960年頃から船舶の大型化が進み、ここ20年の間に載荷重量50万トンを越す油槽船も建造され、戦前1万トン級の船を大型と呼んだのと比較すると隔世の感がする。この大型化に伴って性能上、構造上種々の問題が提起されてきたが、操縦性能もその中の重要な部分となっている。このような超肥大船の操縦性能の特徴は、一般に旋回性は良いが針路安定性が悪いと言われているように、操縦性に関しては小型船ではみられなかった種々の特徴が現われている。特に大洋航行中はまだよいとしても船型が大型化してくると船長300m近い巨体とはおよそ不釣合の航路幅や水深が問題になり、従って港湾内、運河等における操縦性の重要性が認識されるようになって来た。最近の船の大型化のみならず、油槽船をはじめとしてLNG船、LPG船等の危険物を積載する船が増えて来ており、港湾内・運河・海峡のような船舶の輻輳する海域における海上交通の安全性の面からも多くの問題を有している。このような船が万一座礁や衝突事故を起こすと、積載物の爆発あるいは流出が生じることもあり大きな社会問題にもなる。1978年のフランス沖での“AMOCO CADIZ”の海難事故はそのよい例である。

ところで、船が浅水域や狭水路のような、いわゆる制限水域を航行する場合、非制限水域に比べて相違する点は、

- (1) 船体の質量と慣性能率が見掛上増加する。
- (2) 船体の沈下量が増加し、船速によってトリムが変化する。
- (3) 船体に作用する横力およびモーメントが変化する。

があげられる。これらの点に関しては数多くの研究が行われ、特に水深一定、水路幅一定時における船体に作用する流体力に関する定常問題としては大略その特性が明らかにされているように思われる。一方現実問題としてはこの他に、船の航行水域の水深変化や水路幅変化を考慮した流体力の非定常問題をはじめとする諸問題の解明もまた当然必要な事柄であり、これらについては現在多くの研究者が取組んでいる問題で今後その成果が期待されているところである。

さて本章では以上の諸問題に関して現在までに得られた成果をもとに、船の操縦性能に及ぼす水深や水路幅の影響についての概要を述べることにする。まず第2節では制限水域下における船体に作用する流体力の推算方法およびその特性について、第3節は浅水域における船の針路安定性、停止性能、船体相互間の干渉について、第

* 九州大学工学部

** 船舶技術研究所運動性能部

4節では狭水路中における諸問題について述べる。

2. 船体に働く流体力

2.1 運動方程式¹⁾⁴⁾⁸⁾

普通扱っている操縦運動方程式は、深水の無限水域を単独で航行している場合のものであるが、制限水域となると、水底や岸、運河壁などの影響を考慮することが必要になるし、また、こういう水域での他船との行合い、追越しなどごく近い距離で行われるようになるので、他船との干渉も重要になる。

制限水域であるために生じてくる操縦運動への上述のような種々の影響は、普通用いられている運動方程式において、各項の係数の変化として取り扱えるものもあれば、側壁近くを航行するために生じる非対称力のように、新たに項をつけ加えねばならないものもある。

各々の港湾、海峡、内海、運河等における制限水域としての環境、状態は各々異なっているが、制限水域の操縦性に与える影響は、浅水影響と、船体間干渉などを含む広い意味での bank suction の2つに代表される。従って、この2つの影響が端的に現われる浅水域と狭水路が、制限水路として代表的なものと考えられる。

広い水域において水深が一樣な浅水域の場合は、他船との干渉がなければ、運動方程式の形は深水無限水域の場合と同じで、各項の係数が浅水影響のため水深により変化することになる。狭水路の場合は、bank suction による項が加わる。狭水路は同時に浅水である場合が多いので、浅水影響も考慮することが必要になる。

制限水域においては、衝突や座礁の危険性が大きくなるので、低速で航行することが多い。そこで以下では、特にことわらない限り $F_N=0$ での問題とし、また、roll, heave, pitch との連成も無視することにする。

Fig. 2.1 に示す、側壁が平行で直線状の狭水路を航行する船の運動方程式を考えると次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} m\left(\frac{du}{dt} - rv\right) &= X \\ m\left(\frac{dv}{dt} + ru\right) &= Y \\ I_{zz}\frac{dr}{dt} &= N \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.1)$$

外力 X, Y, N は、船の加速度 ($\dot{u}, \dot{v}, \dot{r}$)、速度 (u, v, r)、舵角 δ 、及び狭水路内での船の位置 η と姿勢角 ψ の関数となる。これを水路中央を直進する定常状態 ($u=U, \dot{v}=\dot{r}=v=r=\delta=\eta=\psi=0$) について Taylor 展開し、船体の左右対称性等を考慮すると次式が得られる。

$$\left. \begin{aligned} (m - X_{\dot{u}})\frac{du}{dt} &= X_u \cdot u + X_{NL} \\ (m - Y_{\dot{v}})\frac{dv}{dt} &= Y_v \cdot v + (Y_r - mU)r + Y_{\delta} \cdot \delta + Y_{\eta} \cdot \eta + Y_{\psi} \cdot \psi + Y_{NL} \\ (I_{zz} - N_{\dot{r}})\frac{dr}{dt} &= N_v \cdot v + N_r \cdot r + N_{\delta} \cdot \delta + N_{\eta} \cdot \eta + N_{\psi} \cdot \psi + N_{NL} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.2)$$

X_{NL}, Y_{NL}, N_{NL} は高次の項を表わす。

(2.2)式は、5つの従属変数 u, v, r, η, ψ に対して式は3つなので、運動を求めるには更に次の2つの式が必要となる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\eta}{dt} &= v \cos \psi + u \sin \psi = U \sin(\psi - \beta) \\ \frac{d\psi}{dt} &= r \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.3)$$

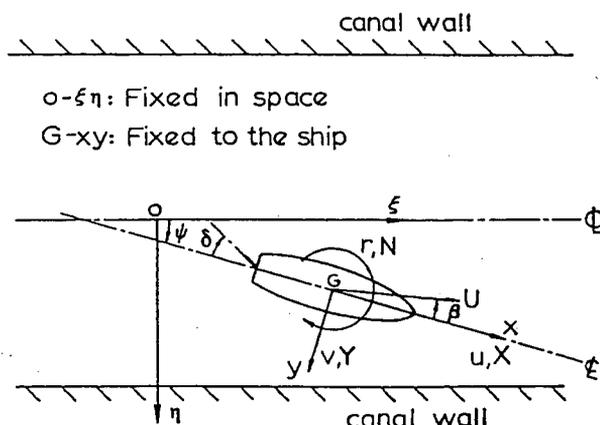


Fig. 2.1 Coordinate system for describing the motion of a ship traveling in a canal. 4)

制限水域において、運動方程式を構成する流体力がどのように変化するか、その結果運動はどのように変化するか、については以下の各節で述べることにして、ここでは簡単に、(2.3)式を必要としない広い水域での運動と、(2.3)式を必要とする狭水路での運動の性質の差を、(2.2)及び(2.3)式より高次の項を省略した線型の運動方程式から考えてみることにする。

(2.2), (2.3)式を無次元化し、かつ、高次の項を省略すると次式が得られる。なお、線型化により(2.2)式の x 方向の式は他の式と独立になるので省略し、また、 Y_ϕ , N_ϕ の項も小さいとして省略している。

$$\left. \begin{aligned} -(m' + m'y) \frac{d\beta}{ds} &= Y'_{\beta} \cdot \beta + (Y'_{r} - m')r' + Y'_{\delta} \cdot \delta + Y'_{\eta} \cdot \eta' \\ (I'_{zz} + J'_{zz}) \frac{dr'}{ds} &= N'_{\beta} \cdot \beta + N'_{r} \cdot r + N'_{\delta} \cdot \delta + N'_{\eta} \cdot \eta' \\ \frac{d\eta'}{ds} &= \psi - \beta \\ \frac{d\phi}{ds} &= r' \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.4)$$

$$\text{ただし, } s = \frac{Ut}{L}, \quad \eta' = \frac{\eta}{L}, \quad r' = \frac{Lr}{U}$$

舵角 δ を一定にとった場合、系が安定であるとする、最終的な定常状態は広い水域では次のような旋回状態となる。

$$r' = \frac{Y'_{\delta} N'_{\beta} - N'_{\delta} Y'_{\beta}}{Y'_{\beta} N'_{r} - N'_{\beta} (Y'_{r} - m')} \delta, \quad \beta = -\frac{Y'_{\delta} N'_{r} - N'_{\delta} (Y'_{r} - m')}{Y'_{\beta} N'_{r} - N'_{\beta} (Y'_{r} - m')} \delta \quad \dots\dots\dots(2.5)$$

他方、狭水域では $r' = 0$ で、

$$\eta' = \frac{Y'_{\delta} N'_{\beta} - N'_{\delta} Y'_{\beta}}{Y'_{\beta} N'_{\eta} - N'_{\beta} Y'_{\eta}} \delta, \quad \psi = \beta = -\frac{Y'_{\delta} N'_{\eta} - N'_{\delta} Y'_{\eta}}{Y'_{\beta} N'_{\eta} - N'_{\beta} Y'_{\eta}} \delta \quad \dots\dots\dots(2.6)$$

という斜航状態となる。

(2.4)式を ψ についてまとめると、次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} (m' + m'y)(I'_{zz} + J'_{zz}) \frac{d^4\psi}{ds^4} &+ \{Y'_{\beta}(I'_{zz} + J'_{zz}) - N'_{r}(m' + m'y)\} \frac{d^3\psi}{ds^3} \\ &+ \{-Y'_{\beta} N'_{r} + N'_{\beta}(Y'_{r} - m') - (I'_{zz} + J'_{zz})Y'_{\eta}\} \frac{d^2\psi}{ds^2} \\ &+ \{-(m' + m'y)N'_{\eta} - (Y'_{r} - m')N'_{\eta} + N'_{r}Y'_{\eta}\} \frac{d\psi}{ds} \\ &+ (-Y'_{\beta} N'_{\eta} + N'_{\beta} Y'_{\eta})\psi = 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.7)$$

(5)式の旋回状態が安定であるためには、よく知られた次の条件が満足されればよい。

$$-Y'_{\beta} N'_{r} + N'_{\beta}(Y'_{r} - m') > 0 \quad \dots\dots\dots(2.8)$$

一方、(2.6)式の斜航状態が安定であるためには、(2.7)式に Routh-Hurwitz の判定規準を用い、更に、 $m' + m'y > 0$, $I'_{zz} + J'_{zz} >$, $Y'_{\beta} > 0$, $N'_{\beta} > 0$, $N'_{r} < 0$, 及び、 $Y'_{\eta} > 0$, $N'_{\eta} < 0$ という性質を考慮して、次のような条件が得られる。

$$\left. \begin{aligned} \{Y'_{\beta}(I'_{zz} + J'_{zz}) - N'_{r}(m' + m'y)\} \{-Y'_{\beta} N'_{r} + N'_{\beta}(Y'_{r} - m') - (I'_{zz} + J'_{zz})Y'_{\eta}\} \\ \times \{-(m' + m'y)N'_{\eta} - (Y'_{r} - m')N'_{\eta} + N'_{r}Y'_{\eta}\} \\ - (m' + m'y)(I'_{zz} + J'_{zz}) \{-(m' + m'y)N'_{\eta} - (Y'_{r} - m')N'_{\eta} + N'_{r}Y'_{\eta}\}^2 \\ - \{Y'_{\beta}(I'_{zz} + J'_{zz}) - N'_{r}(m' + m'y)\}^2 (-Y'_{\beta} N'_{\eta} + N'_{\beta} Y'_{\eta}) > 0 \\ - (m' + m'y)N'_{\eta} - (Y'_{r} - m')N'_{\eta} + N'_{r}Y'_{\eta} > 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.9)$$

狭水路での安定条件(2.9)式は、広い水域での安定条件(2.8)式に比べてはるかに複雑で、一般に狭水路での安定性は広い水域に比べて低下する。

以上は、slow motion derivativesの立場をとる運動方程式についての話であって、操舵直後などの過渡応答を正しく予測するには、memory effect を考慮した微積分方程式で考えることが必要であるが、実際問題としては、深水においては、円周波数0での値を用いる slow motion derivatives で実用上充分であることが知られている。浅水になると memory effect がより重要になるという考え³⁾⁷⁾もあるが、制限水域における操縦運動の計算で、

memory effect を考慮しなかったために不合理な結果が出たという報告は今のところないようである。

2.2 付加質量

付加質量や付加慣性モーメントは、水深が浅くなるほど、側壁に近づくほど大きくなって行くが、これを計算で求める方法としては次の3つの方法が考えられる。

1. strip 法
2. 細長体理論
3. 3次元計算

strip 法は、最も簡単で実用的な方法であるが、横運動では浅くなるにつれて船首尾をまわる流れがふえ、流れの3次元性が強くなるため、何らかの方法で3次元修正を行うことが必要になる。

2次元物体の付加質量については、耐航性の分野において種々の方法が実用化されているが、操縦性では主として円周波数が0の場合を扱うので、自由表面は剛体壁となり、自由表面による鏡像モデルについての問題となり、計算はより簡単となる。特に、水平底の浅水や矩形断面の水路等のように、単純な鏡像を利用できる場合は、計算は比較的簡単になる。

Flagg・Newman¹⁰⁾は、矩形物体の浅水での付加質量 m' について、Gurevich により写像を用いて求められた解析解を、 $d/h \rightarrow 1$ で展開して次のような近似式を得た。

$$m' = \frac{\rho B d^2}{h-d} + \frac{4}{\pi} \rho h^2 \left\{ 1 - \log \left[4 \left(1 - \frac{d}{h} \right) \right] + \frac{1}{3} \left(1 - \frac{d}{h} \right)^2 + O \left(1 - \frac{d}{h} \right)^3 \right\} \quad \dots\dots\dots(2.10)$$

但し、 B は物体の幅、 d は吃水、 h は水深を表わす。

(2.10)式より、 $h/d \rightarrow 1$ につれて、付加質量は2次元では無限大に発散することがわかる。これは、3次元では水は船首尾をまわって逃げるが、2次元では船底下を通してしか逃げ道がないためである。Fig. 2.2に、(2.10)式による計算結果を示す。図中 T は吃水 d を表わす。

矩形断面水路の中央にある矩形物体の付加質量については、Bai¹⁸⁾ は領域分割法を用い、接続部での条件を近似的に満足させることにより次のような式を導いた。

$$m' = \frac{2m}{3B} \left\{ \frac{2hd}{W-B} + \frac{d(B+W/2)}{h-d} + \frac{1}{2} (W-B) \right\} \quad \dots\dots\dots(2.11)$$

但し、 m は物体の質量、 W は水路幅を表わす。この式は、 $0 < (h-d)/B \leq 0.15$ 、 $0 < (W-B)/d < 0.6$ でよい近似値を与える。

Newman⁹⁾ は、側壁がある場合については、側壁に対する正確な鏡像のかわりに、簡単な特異点をおくことにより、次のような式を得ている。

single wall, infinite depth

$$\frac{m+m'}{(m+m')_\infty} = 1 + \frac{(m+m')_\infty}{8\pi\rho y_s^2}$$

canal, infinite depth

$$\frac{m+m'}{(m+m')_\infty} = 1 + \frac{(m+m')_\infty}{24\rho W^2} \left[2 + 3 \tan^2 \left(\frac{\pi y_0}{W} \right) \right]$$

single wall, finite depth

$$\frac{m+m'}{(m+m')_h} = 1 + 3 \operatorname{cosech}^2 \left(\frac{\pi y_s}{h} \right) \cdot \left[1 - \frac{(m+m')_\infty}{(m+m')_h} \right]$$

canal, finite depth

$$\frac{m+m'}{(m+m')_h} = 1 + \left\{ 3 \sum_{n=-\infty}^{\infty} \operatorname{cosech}^2 \frac{\pi}{h} \left(y_0 + \frac{W}{2} + nW \right) - 6 \sum_{n=1}^{\infty} \operatorname{cosech}^2 \frac{n\pi W}{h} \right\} \times \left[1 - \frac{(m+m')_\infty}{(m+m')_h} \right]$$

.....(2.12)

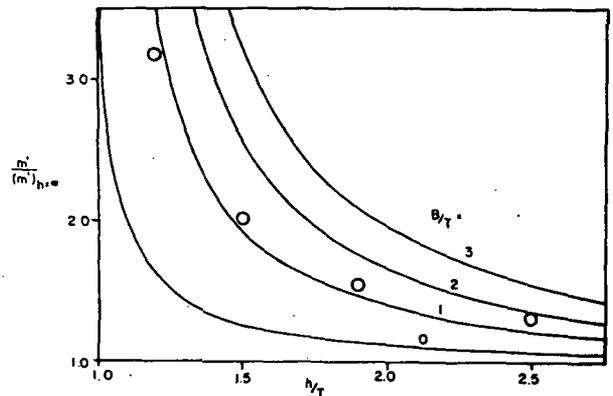


Fig. 2.2 Dependence of added mass coefficients on depth/draft ratio. 7)

—: theoretical value for two-dimensional rectangles

o: experimental data by Fujino (1976)

但し、 y_0 は側壁から物体中心までの距離、 y_0 は水路中心から物体中心までの距離、 $(m+m')_\infty$ は深水無限水域での見かけの質量、 $(m+m')_h$ は水深 h の無限水域での見かけの質量を表わす。

矩形断面水路に関しては、藤野¹²⁾¹³⁾の hypercircle method による計算もある。船体表面に特異点を分布させる積分方程式法としては、鏡像を利用した菅¹¹⁾の計算がある。通常出会うような、より一般的な形状の、船体断面と水路断面に対しては、有限要素法が有力な手段となるだろう。

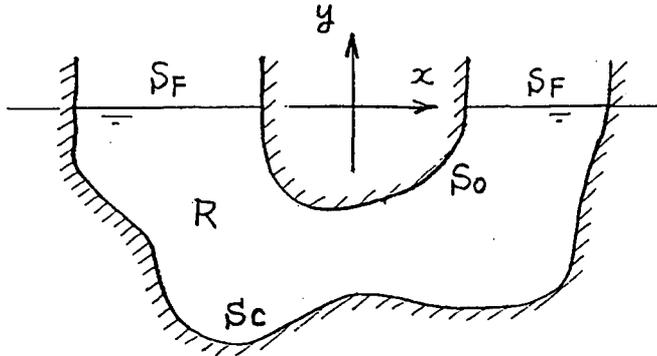


Fig. 2.3 Boundary configurations

Bai¹⁷⁾は、Fig. 2.3 に示す領域 R において、次のような速度ポテンシャル ϕ と、流れ関数 ψ を考えた時、

$$\left. \begin{aligned} \nabla^2 \phi(x, y) &= 0 \text{ in } R \\ \phi_n &= n_1 \text{ on } S_0 \\ \phi_n &= 0 \text{ on } S_F \\ \phi_n &= 0 \text{ on } S_c \\ \phi(x_0, y_0) &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.13)$$

$$\left. \begin{aligned} \nabla^2 \psi(x, y) &= 0 \text{ in } R \\ \psi &= y \text{ on } S_0 \\ \psi &= 0 \text{ on } S_F \\ \psi &= 0 \text{ on } S_c \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.14)$$

次のような汎関数 $J\{\phi\}$, $K\{\psi\}$ に対して、

$$\left. \begin{aligned} J\{\phi\} &= -\iint_R (\nabla\phi)^2 dx dy + 2 \int_{S_0} n_1 \phi dS \\ K\{\psi\} &= \iint_R (\nabla\psi)^2 dx dy \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.15)$$

その第1変分 $\delta J\{\phi\} = \delta K\{\psi\} = 0$ のとき、

$$J\{\phi\} \leq m'/\rho \leq K\{\psi\} \dots\dots\dots(2.16)$$

が成り立つという dual extremum principles を利用して、有限要素法により付加質量を求めている。この方法は、数値解の上界と下界が求まるので、解の精度も check できるという利点を持っている。

1つの汎関数の第1変分を0とする通常の変分原理による有限要素法を用いたものとしては、Mikelis-Price¹⁸⁾による計算がある。Fig. 2.4は計算の1例で、側壁の影響は水深の影響よりもかなり小さい様子を示している。図中の点線は、(2.12)式による結果で、壁に近づくとき(2.12)式の近似が悪くなり、有限要素法による結果とは大きくちがってきている。

strip 法を用いる場合は、特に浅水では流れの3次元性が強くなるので、3次元修正が必要となる。浅水域での付加質量と付加慣性モーメントに対する3次元修正については、藤野他²⁰⁾によるタンカー船型及びマリナー船型についての研究がある。Fig. 2.5は3次元修正係数で、付加質量及び付加慣性モーメントに対する修正係数 C_m , C_I は、水深が浅くなるにつれて一様に減少しており、3次元影響が水深の減少とともに一様に大きくなることを示している。また、付加慣性モーメントに対する修正係数 C_I の方が、付加質量に対する修正係数 C_m より小さく、横移動運動に対するよりも、回頭運動に対する方が3次元流れの影響の大きいことがわかる。

菅・花岡²¹⁾の方法も strip 法の1種であり、各断面で流れは2次元的のみで、平板の無限鏡像列の2次元速度ポテンシャルから、流体力の水深による変化の割合を求めたもので、付加質量、付加慣性モーメント、及び、斜

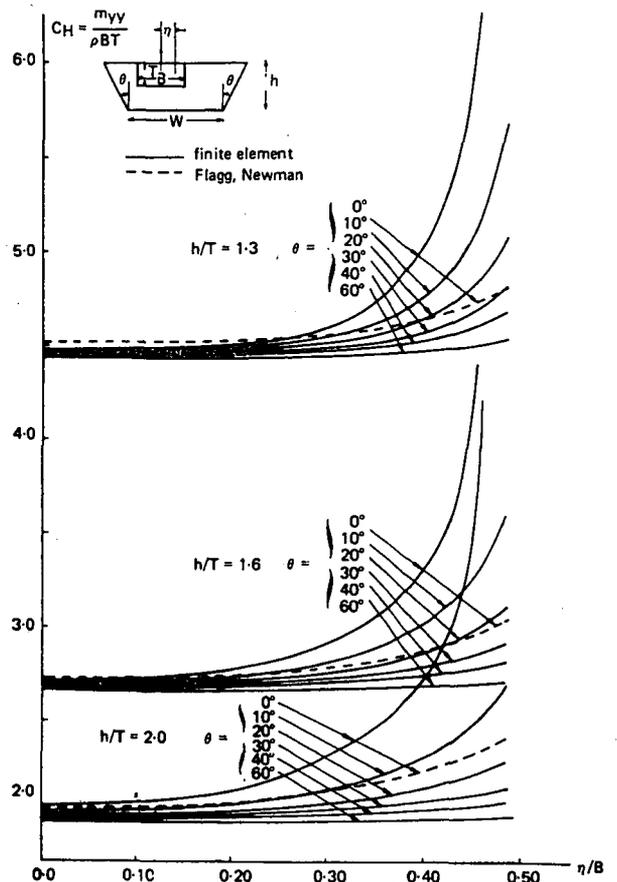


Fig. 2.4 Non-dimensional sway added mass coefficient of the rectangular cylinder ($B/T=2$, $W/B=2$) in a canal with sloping sides. 19)

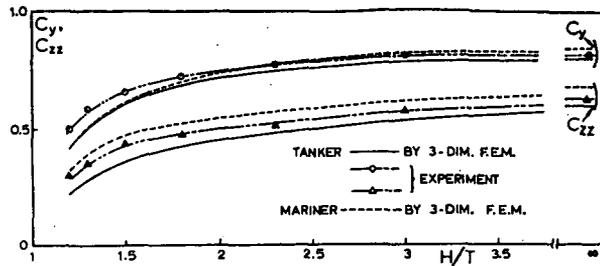


Fig. 2.5 Three-dimensional correction factors, C_y and C_{zz} of the sway added mass and the yaw added mass moment of inertia. 4)

航, 旋回による横力と回頭モーメントの, 水深による変化の割合を次式のように与えている。

$$k_F = \frac{4}{\pi^2} \frac{h}{d} \int_{-1}^1 \cos h^{-1} \frac{\cos\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{d}{h} t\right)}{\cos\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{d}{h}\right)} dt \dots\dots\dots(2.17)$$

細長体理論によるNewman²²⁾の方法は, 浅水においては, 遠場の流れが, 水平面内において船体を透過性のある薄翼とした場合の2次元な流れになること, 及び, 近場では各船体断面での流れが2次元であるとして, 両流場のマッチングから解を求めたもので, 菅・花岡の方法に3次元修正を加えたものという見方もできる。付加質量 M , 付加慣性モーメント J , 横力 Y , 回頭モーメント N の水深による変化の割合を, 長さ 2 , 吃水 d の平板に対して次式で与えている。

$$k_F = \frac{(F_i)_h}{(F_i)_\infty} = \left[A \frac{\delta}{\beta i} \frac{\pi^2 \delta^2}{8 \log\left(\cos \frac{\pi \delta}{2}\right)} \right]^{-1}$$

$$\delta = 4d/h, \quad A: \text{アスペクト比}$$

$$F_i = \{M, J, Y, N\}, \quad \beta i = \left\{1, \frac{3}{8}, 4, 2\right\}$$

.....(2.18)

より近似度の高い細長体理論による方法としては, 菅²³⁾の方法がある。Series 60に関する計算では, 付加質量はstrip法で出したものと大差なく, 実用上はstrip法で差し支えないとしている。

3次元船体の付加質量を求める最も直接的な方法は, 費用と時間はかかるが, 実験を行うか, または3次元計算を行うかである。

藤野他¹⁴⁾は, 浅水での付加質量の3次元修正係数を求めるため有限要素法で3次元計算を行っているし, Inglis他²⁴⁾もまた, 浅水でのバージの付加質量を有限要素法とHess・Smithの方法で計算している。Fig. 2.6は, このバージと同じ L/B , B/T のタンカー船型についてのFujino⁹⁾の実験と, Inglis他²⁴⁾の計算との比較であり, よく合っている。

制限水域での実験としては, 浅水及び狭水路における, タンカー船型とマリナー船型についての, Fujinoの系統的な実験⁹⁾が良く知られている。最近のものとしては, Gill・Price²⁵⁾による, タンカー船型 ($C_B=0.82$) と貨物船型 ($C_B=0.54$) についての, 浅水中での実験などがある。

2.3 横力と回頭モーメント

3次元剝離渦に代表される渦系による流体力が支配的流体力となる船体に働く横力と回頭モーメントの理論的取り扱い方としては, 細長体理論や小縦横比翼理論による近似解法が主であり, 実用船型に関して純3次元的に解く方法は理論的に可能だが, 実際に計算された例はないようである。

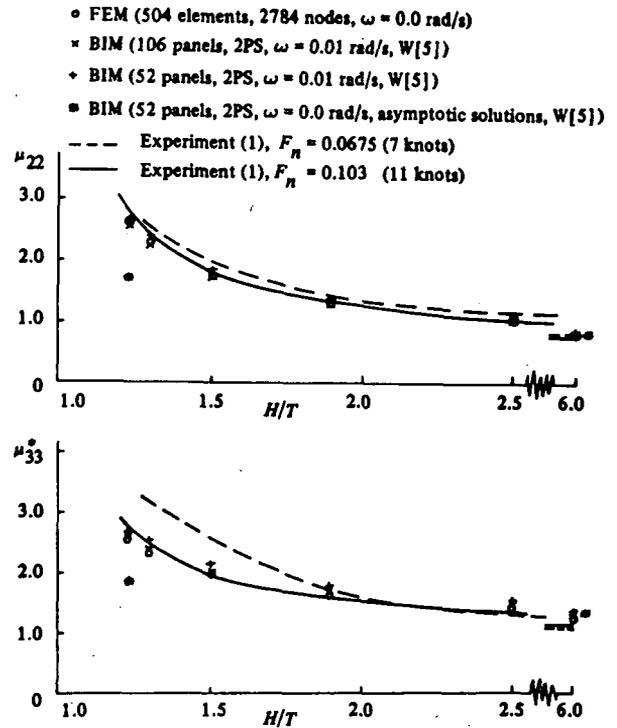


Fig. 2.6 Comparisons between finite element (FEM) and boundary integral (BIM) solutions for a rectangular barge of the same principal dimensions as tanker Tokyo-Maru. 24)

Newman²²⁾は、細長体理論による、浅水域での付加質量の推定に用いた式に、船体後端において、縦方向の流速が連続であるという一種の Kutta の条件を課すことにより、浅水での横力 Y と回頭モーメント N を求めた。

$$\left. \begin{aligned} Y &= \rho h \left\{ \pi V - \int_{-1}^1 U(x) \left(\frac{1+x}{1-x} \right)^{\frac{1}{2}} dx \right\} \\ N &= V \left(\Delta - \pi \frac{h}{2} \right) + \rho h \int_{-1}^1 U(x) \sqrt{1-x^2} dx \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.19)$$

Δ は排水量、 V は横流れ速度、 $U(x)$ は各断面での cross flow、 h は水深で、 $U(x)$ は次式から求まる。

$$U(x) = \frac{1}{\pi} \oint_{-1}^1 \frac{(UC)'}{\xi-x} d\xi + V \dots\dots\dots(2.20)$$

blockage parameter $C(x)$ の具体的な求め方については Taylor²⁷⁾ が示しているが、船体が矩形断面に近い場合には、次のような近似式を与えている。

$$C(x) = \frac{B(x)}{2\varepsilon} + \frac{2h}{\pi} - \frac{B(x)}{2} - \frac{2h}{\pi} \log 4\varepsilon + \frac{2h}{3\pi} \varepsilon^2 + O(\varepsilon^4), \quad \varepsilon = \frac{h-d}{h} \dots\dots\dots(2.21)$$

矩形平板についての、流体力の水深による変化の割合は(2.18)式で与えられているが、その時の圧力中心は、

$$x_{CP} = -\frac{\pi+C}{\pi+2C} \dots\dots\dots(2.22)$$

と表わされ、blockage parameter C は、深水では $C=0$ で、浅くなるにつれて大きくなり、keel clearance $\rightarrow 0$ で $C \rightarrow \infty$ となる。従って、(2.22)式は、水深が浅くなるにつれて、圧力中心は船首 ($x_{CP} = -1$) より後方へ移動して行き、2次元翼と見なせる clearance 0 の場合は、船首から $L/4$ の位置になることを示している。

(2.17)式で表わされる菅・花岡の方法では、斜航及び旋回による圧力中心の水深による変化は出てこない。

Breslin²⁶⁾は Newman²²⁾の方法を $F_N \neq 0$ の場合へ拡張した。浅水の outer flow では、速度ポテンシャルを ϕ とすると、

$$(1-F_h^2)\phi_{xx} + \phi_{yy} = 0, \quad F_h = V/\sqrt{gh} \dots\dots\dots(2.23)$$

で流場が近似されることを用い、Newman の式において、 $C(x)$ を単に $C(x)/\sqrt{1-F_h^2}$ でおきかえればよいことを示した。(18)式を $F_N \neq 0$ の場合になおすと、次のようになる。

$$h_F = \left[A\delta \left\{ \frac{1}{\beta i} - \frac{\pi^2}{2h} \frac{\sqrt{1-F_h^2}}{\log\left(\cos\frac{\pi\delta}{2}\right)} \right\} \right]^{-1} \dots\dots\dots(2.24)$$

線形揚力面理論を用いたものとしては、浅水中を斜航する矩形平板に対して、細長翼近似により更に式を簡単化した、Sundström⁹⁰⁾による計算がある。

Bollay の、翼幅方向に束縛渦の強さは一定であり、翼端から自由渦となって直線的に流れ去る、という非線型小縦横比翼理論を用いた計算もいくつか行われている。

井上・村山²⁸⁾は、鏡像列を考へて、浅水中で斜航及び旋回する矩形平板に働く揚力とモーメントを求めており、井上・貴島²⁹⁾は、鏡像行列により、狭水路中央を斜航する矩形平板に働く揚力とモーメントを求めている。自由渦の流出角としては、井上・村山は Bollay の第1近似による $\beta/2$ を用いており、井上・貴島は流れの観察から迎角 β に等しいとしている。

貴島³⁰⁾は、さらに、Bollay の考え方を非定常運動に準静的に拡張し、浅水中を yawing しつつ前進する矩形平板に働く力を計算した。

Fig. 2.7 に、井上・村山の計算と実験との比較を示す。 N_β を除けば、計算は実験結果と比較的良くあっている。

浅水域での実験としては、文献4)の list にまとめられているが、その他に最近では、Gill・Price²⁵⁾によるタンカー船型と貨物船型についての船速と水深をかえた時の実験や、SR 154³¹⁾及び SR 175³²⁾でのタンカー船型についての浅水での実験、Sundström⁹⁰⁾による $C_B = 0.805$ の船型についての船速と水深をかえた時の実験などがある。

運河内や、海岸や突堤・岸壁の近く、あるいは他の船の近くを航行する場合、それらとの間に干渉を起し、新たな流体力が発生する。例えば、水路中央からそれて側壁に沿って航行する場合、船体のまわりに左右非対称な流れを生じ、船体は bank suction として知られている側壁への吸引力と船首を壁から離すモーメントを受け、その力は浅くなるほど、また側壁に近づくほど強くなっていく。

Newman³⁾は、船体から側壁までの距離が船体断面の長さ比べて大きい場合は、流れは、船体及び鏡像の中

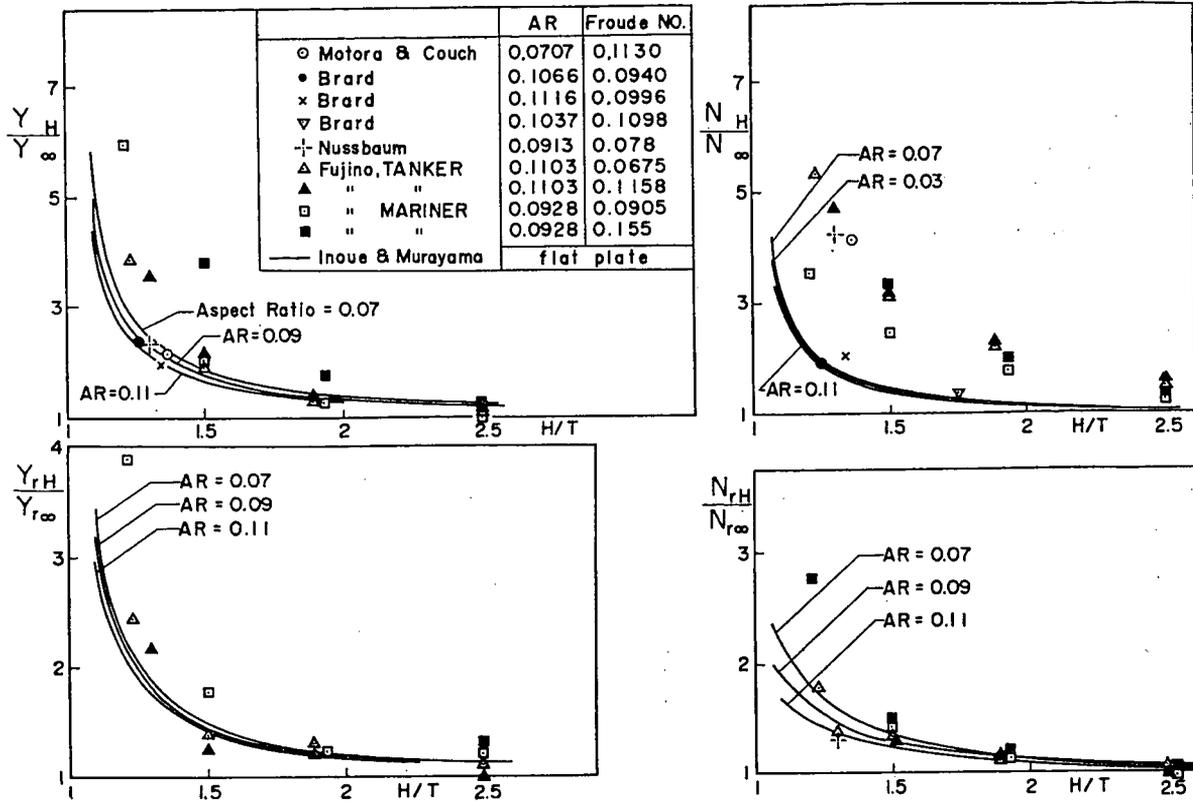


Fig. 2.7 Shallow water effect on the linear damping derivatives (Aspect Ratio=2T/L). 4)

心線上に source を分布させることで近似できるとし、速度ポテンシャルを、

$$\phi(x, y, z) = \frac{U}{4\pi} \sum_{m=-\infty}^{\infty} \sum_{n=-\infty}^{\infty} \int_{-l}^l \frac{S'(\xi) d\xi}{[(x-\xi)^2 + \{y+nW - (-1)^n y_0\}^2 + (z-2mh)^2]^{3/2}} \quad (2.25)$$

と表わして、船体に働く横力 Y を Lagally の定理を用いて、次式のように導いた。

$$Y = -\rho \frac{U^2}{4\pi} \sum_{m=-\infty}^{\infty} \sum_{n=-\infty}^{\infty} (2y_0 + nW) \times \int_{-l}^l S'(x) \int_{-l}^l S'(\xi) [(x-\xi)^2 + (2y_0 + nW)^2 + (2mh)^2]^{-3/2} d\xi dx \quad (2.26)$$

但し、S(x) は船体の断面積、y₀ は水路中央からの距離を表わす。

Beck³³⁾ は、船体まわりの循環も考慮に入れ、source と

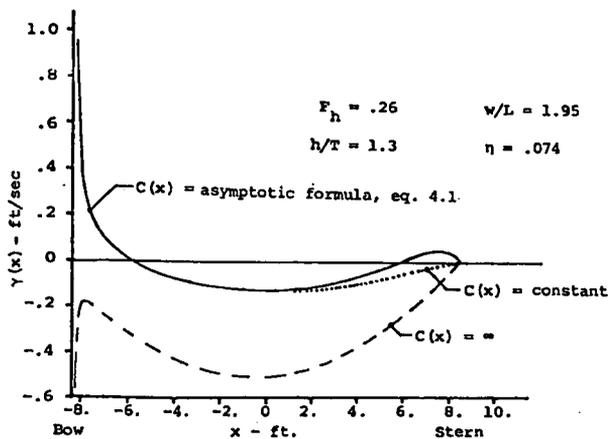


Fig. 2.8 Circulation distribution for ore carrier. 33)

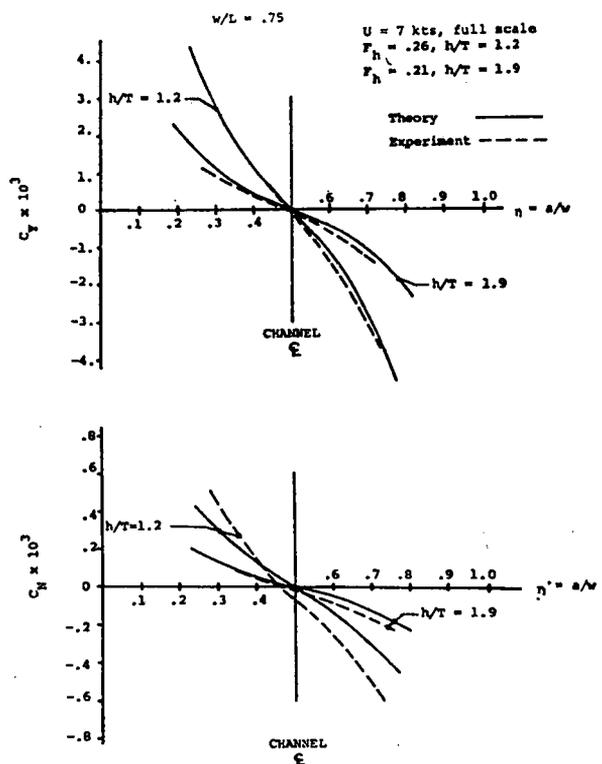


Fig. 2.9 Variation of side force and yaw moment with wall position ratio for the Tokyo-Marun, W/L=0.75. 33)

vortexで流場を表わし、かつ、遠場では $(1-Fh^2)\phi_{xx}+\phi_{yy}=0$ という浅水近似を用いて船速の影響も考慮し、水路内を航行する船に働く力を求めた。Fig. 2.8 は船体の循環分布の計算であるが、2次元翼の問題となる keel clearance 0 の $C(\eta)=\infty$ の場合は、bow in のモーメントを生じており、ある程度 clearance ができると、通常経験する bow out のモーメントになっている。Fig. 2.9 は、東京丸に関する計算と実験の比較で、壁に近づくほど、浅水になるほど、大きな力やモーメントを受ける様子がわかる。

水底が水平でない、非一様深さの一般の浅水の場合については、理論的な取扱い方について Tuck³⁵⁾ の解説がある。

非一様深さの最も簡単な場合として、水底傾斜が一定の海岸を、海岸線に沿って航行する場合については、実験としては、Gawn³⁴⁾の傾斜した仮底を用いた模型実験があり、計算としては King・Tuck³⁶⁾の計算がある。

King・Tuckの方法は、 $F_N=0$ における Tuckの方法⁴⁹⁾の応用であり、浅水近似による遠場と近場の流場のマッチングから、船体を表わす source と vortex の分布を求めている。Fig. 2.10, 11は、深水中で垂直側壁に沿って、および水底傾斜一定の海岸線に沿って航行する場合の横力とモーメントの比較で、傾斜底でも垂直側壁と同様に、suction と bow out のモーメントを受けている。

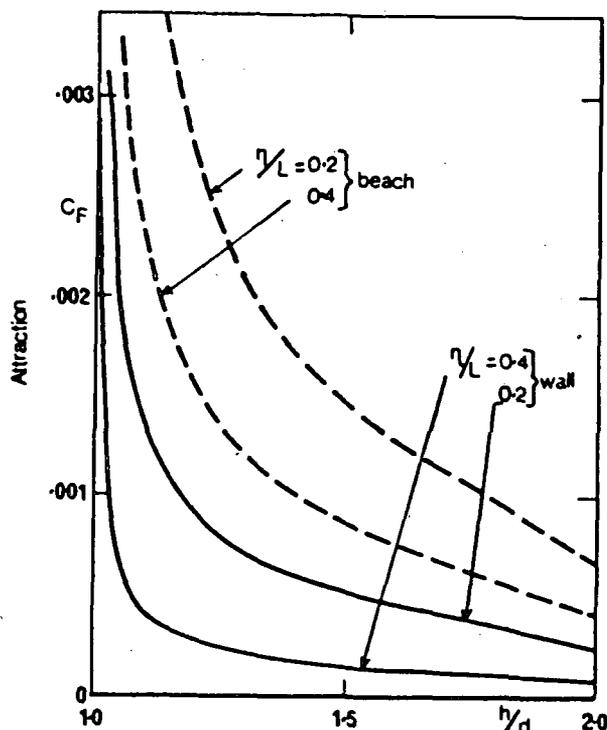


Fig. 2.10 Comparison of coefficient of sway force for walls and beaches for fixed distance to length ratio η/L as a function of h/d for a ship moving parallel to the beach or wall. 36)

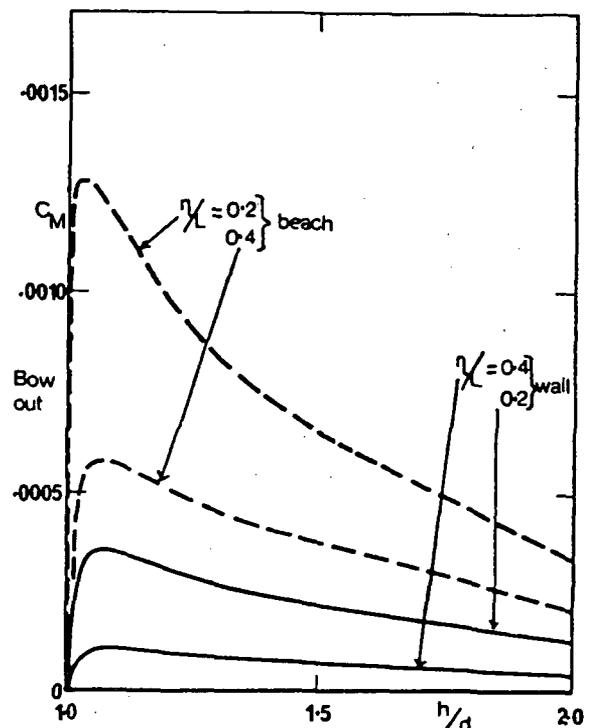


Fig. 2.11 Comparison of coefficient of yaw moment for walls and beaches for fixed distance to length ratio η/L as a function of h/d for a ship moving parallel to the beach or wall. 36)

狭水路での実験としては、浅水と同じように文献4)の list が利用に便利であろう。

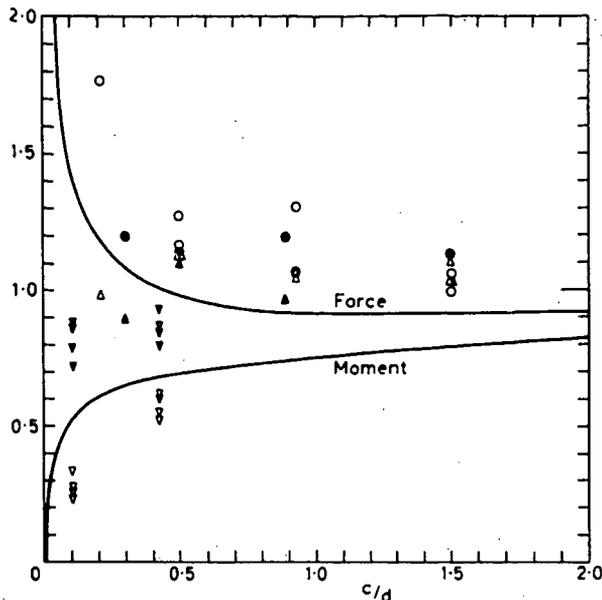
船体間干渉、及び非定常側壁影響については、浅水域及び狭水路における操縦運動の節で述べる事にする。

2.4 舵力

舵単独の性能については、船体に比べて単純な形をしており、厚さも薄いため、通常の翼理論により比較的精度よく推定できる。

舵単独の場合の浅水影響については、船体の場合と同様に、 $F_N=0$ では、水面及び水底に関する鏡像を考えればよい。

菅・花岡²¹⁾の方法は、舵上部はほぼ水面に接しているとして、2倍のアスペクト比の薄翼の浅水影響を、線型揚力線理論の式から求めており、船体に比べて浅水影響の現われ方がかなり小さいという結果が出ている。



Rudder force and moment: $C_{L\delta}(c/d)/C_{L\delta}(\infty)$ and $C_{M\delta}(c/d)/C_{M\delta}(\infty)$. Curves: our model with $b_{\max} = 0.15$, $d = 0.05$, $r = 0.02$, $p = 0$ (no propeller race and wake effects). Experimental points: circles $C_{L\delta}$, triangles $C_{M\delta}$.
 ▽: [Dand, 1976], cargo model, $F_n = 0.106$, $\delta = 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ$, ▽ propeller still, ▽ propeller running at self propulsion.
 ○△: [Fujino, 1968, 1970], ○ cargo model, $F_n = 0.0905, 0.155$, △ tanker model, $F_n = 0.103$, both with propeller running at self propulsion.

Fig. 2.12 Rudder force and moment. 38)

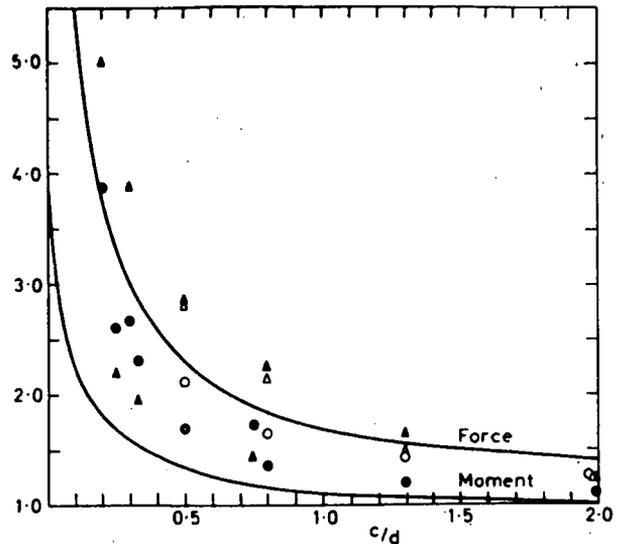
仲渡他³⁷⁾の計算は、船体による舵の鏡像効果を求めたものであるが、水面下深くもぐった舵への水底の影響と同じものになる。迎角と同じ角度で自由渦が流出する非線型モデルを考えており、小舵角では舵高さの約3%、大舵角では約10%程度のすき間から wall effect がはじり、wallに近づくとつれて、流体力はアスペクト比が2倍の値に近づいている。

船体と舵との干渉については、線型翼理論によるHess³⁸⁾39)40)の一連の研究と、非線型渦モデルを用いた藤野他⁴¹⁾の研究が代表的なものであろう。

Hess³⁸⁾は、船体と舵をフラップ付翼と見なし、船体と舵とのすき間はないものとし、浅水の場合について、細長体の仮定のもとに Tuckの方法を適用し、遠場では水平面内での2次元翼の問題、近場では断面内での2次元流の問題とし、両場のポテンシャルのマッチングから解を求めている。船体断面形状の影響も blockage parameter C を通して考慮されていることになる。Fig. 2.12, 13,

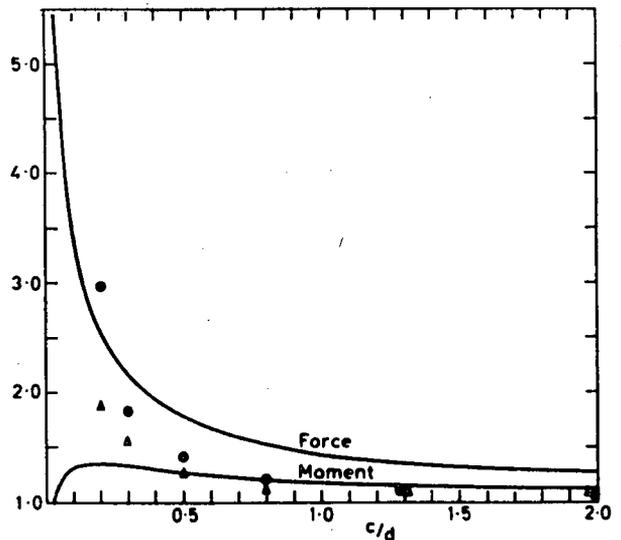
14は $C_B = 0.8$ の船についての計算と実験との比較で、一致はあまり良くないが、操舵による圧力中心が、浅くなるにつれて、船尾から船体中心の方へ移って行く様子がわかる。針路安定性と旋回の計算も行っており、浅くなるにつれて、単調に針路安定性は良くなり、旋回性は低下している。

藤野他⁴¹⁾の方法は、深水での方法を、鏡像モデルを考えて浅水の場合に拡張したもので、束縛渦は船体上で span 方向に一定で、自由渦が翼端より $\beta/2$ で流出し、舵面上からも、船体からの自由渦に平行に、渦が流出するというモデルを用いて計算を行っている。Fig. 2.15, 16, 17は、偏角 $\beta = 0^\circ$ 、舵角 $\delta = -15^\circ$ の計算例で、船



Sway derivatives: $C_{L\beta}(c/d)/C_{L\beta}(\infty)$ and $C_{M\beta}(c/d)/C_{M\beta}(\infty)$. Curves: our model with $b = 0.15$, $C_B = 0.80$, $d = 0.05$, $p = 0$. Experimental points: circles $C_{L\beta}$, triangles $C_{M\beta}$.
 ○△: [Brard, 1951], three different model ships, oblique tow.
 ●▲: [Fujino, 1972], PMM measurements on tanker model (average over $F_n = 0.0482, 0.0675, 0.0868$).
 ○△: [Fujino, 1972], oblique tow measurements on same model ($F_n = 0.0868$).

Fig. 2.13 Sway derivatives. 38)



Turn derivatives: $C_{L\omega}(c/d)/C_{L\omega}(\infty)$ and $C_{M\omega}(c/d)/C_{M\omega}(\infty)$. Curves: our model with $b = 0.15$, $C_B = 0.80$, $d = 0.05$, $p = 0$. The curve for $C_{M\omega}$ tends to 0 as $c/d \rightarrow 0$. Experimental points: circles $C_{L\omega}$, triangles $C_{M\omega}$. ●▲: [Fujino, 1972], PMM measurements on tanker model (average over $F_n = 0.0482, 0.0675, 0.0868$).

Fig. 2.14 Turn derivatives. 38)

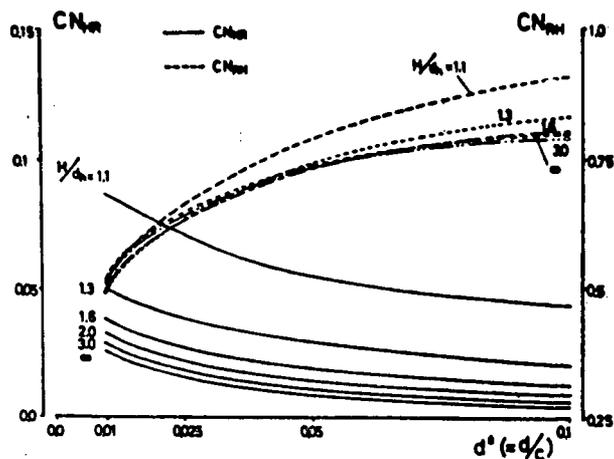


Fig. 2.15 Normal forces acting on the main hull and the rudder in shallow water ($\beta=0^\circ, \delta=-15^\circ$). 41)

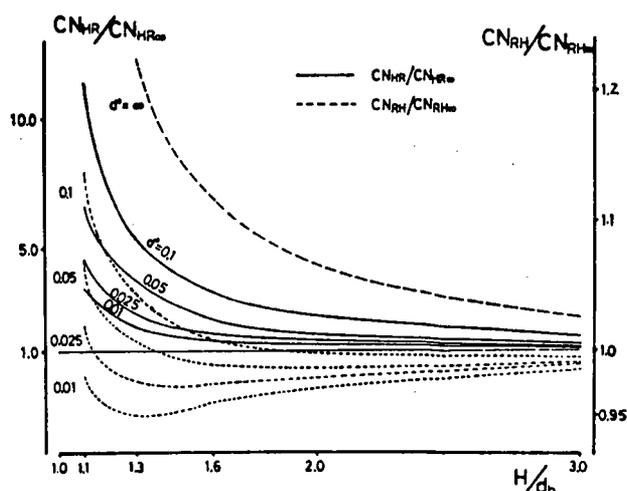


Fig. 2.16 Normal forces acting on the main hull and the rudder in shallow water ($\beta=0^\circ, \delta=-15^\circ$). 41)

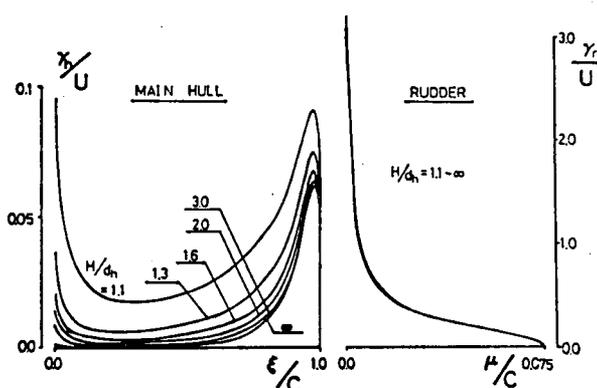


Fig. 2.17 Chordwise distribution of vorticity at mid-span of the main hull and the rudder ($\beta=0^\circ, \delta=-15^\circ, d^*=0.025$). 41)

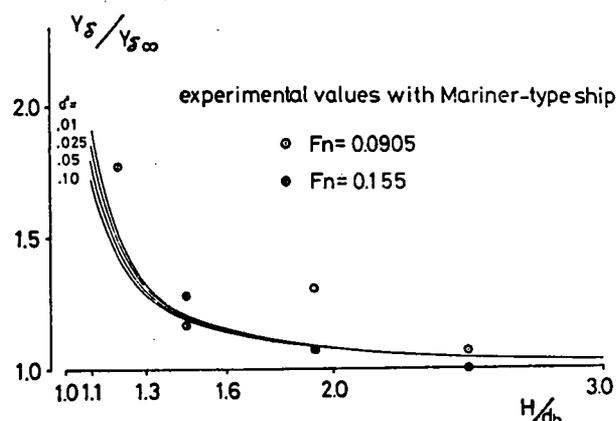


Fig. 2.18 Increase of rudder effectiveness in shallow water ($\beta=0^\circ$). 41)

体に働く力 CN_{HR} は、水深 H 及び舵と船体とのすき間 d^* の減少とともに一様に増加している。船体が偏角をもつと偏角により船体に発生する流体力が支配的となり、 d^* の影響は小さくなる。船長方向の循環密度分布で見ると、浅くなるにつれて増加し、その増加率は船尾よりも船首付近がはるかに大きい。そのため、操舵による付

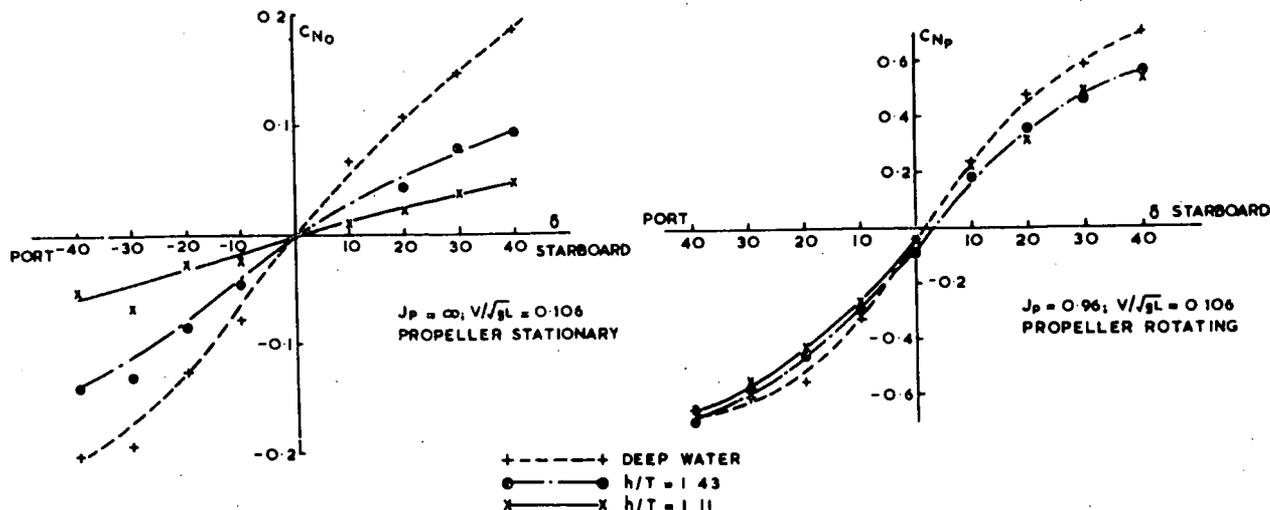


Fig. 2.19 Turning moment induced by rudder in various water depth. Model at zero yaw and constant ahead speed. 81)

加流体力の圧力中心は、浅くなるにつれて前方に移動することがわかる。

船尾舵に対する浅水影響は、「浅水影響により舵自身の効果がまず前に、船体に対する浅水影響が早く現われ、主船体に誘起された循環の舵の効果を減ずる効果が卓越し、無限水深時より舵の発生する流体力は減じる。しかし、水深が著しく浅くなると、水底による舵自身の鏡像効果が優り、舵の発生する流体力は無限水深時のそれより大きくなる。」⁴¹⁾

Fig. 2.18 は操舵による全横力への浅水影響で、Hess の Fig. 2.12 の Y_a に相当するものであるが、藤野他の方は浅くなるにつれて単調に増加しているのに対し、Hess の方では、 $h/d=2.5$ 付近で僅かに低下してから増加している。船尾に付けられた舵は船体伴流とプロペラ後流の影響を受ける。Fig. 2.19 は、Dand⁸¹⁾による実験結果であるが、プロペラが回っていない場合は、浅くなるほど、wake の増加により舵がきかなくなっている。

船体伴流やプロペラ後流を考慮して舵力を求める場合は、抵抗・自航試験の資料が必要になる。直進付近の微小運動に対しては、次の項で述べるような直進時の資料を用いればよいであろうが、船体がある程度以上の角速度や偏角を持つ場合は、特に制限水域においては、今のところ、有効流入角や有効流入速度についての有力な理論はなく、実験的に求めざるを得ない。Fig. 2.20, 21は肥大船の浅水における実験結果³²⁾で、偏角 $\beta=0^\circ$ で舵角をかえた場合、及び、舵角 $\delta=0^\circ$ で偏角をかえた場合の舵力で、浅水では斜航船体の wake が大きくかつ複雑に舵力に影響しているのがわかる。

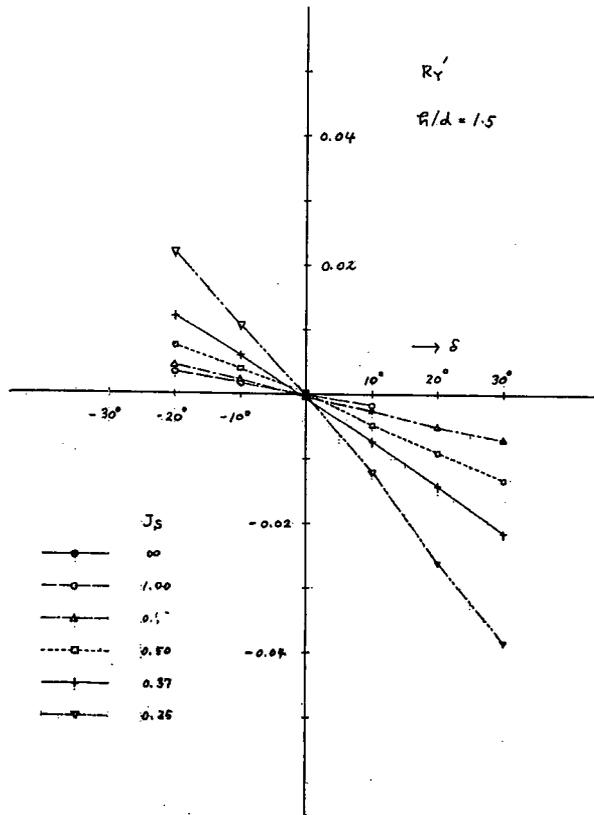


Fig. 2.20 Behind rudder test ($\beta=0^\circ$). 32)

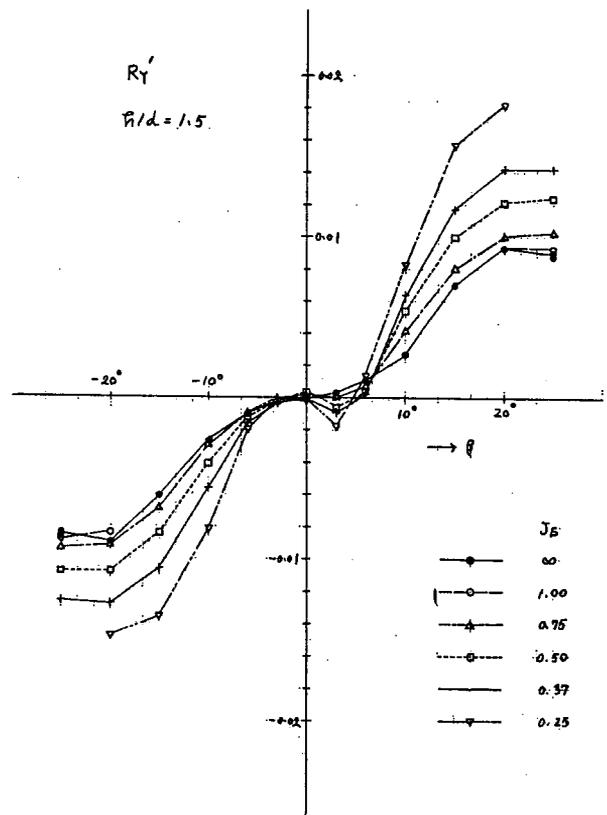


Fig. 2.21 Oblique towing test ($\delta=0^\circ$). 32)

2.5 前後力

制限水域における抵抗や推進性能の変化は、最も簡単な線型運動方程式で表わされる場合でも、縦方向の運動の変化だけでなく、wakeの変化、スラスト減少率やスラスト係数の変化などによるプロペラ後流の変化として、舵力に直接影響を与えるために生じる横運動の変化という形で、制限水域における操縦性能に影響を与えている。

水深が浅くなるにつれて、水路幅が狭くなるにつれて、一般に抵抗は増加して行く。特に狭水路においては、曳航水槽での抵抗試験などにおける blockage effect と直接関係するため、古くから多くの研究が行われており、

抵抗に関しては、Lap⁴²⁾により詳しい review がなされている。

水深による抵抗変化として、Kinoshita・Sudo⁴³⁾は、多くのタンカーについての公試及び模型試験結果から、摩擦抵抗の増加率として、次のような実験式を導いている。

$$\alpha(\%) = \Delta C_F / C_F = 191(\sqrt{A_{\text{中}}}/H - 0.32)^2 + 16.6(\sqrt{A_{\text{中}}}/H - 0.32) \quad \dots\dots\dots(2.27)$$

$A_{\text{中}}$ は中央横断面積、 H は水深で、 $\sqrt{A_{\text{中}}}/H < 0.32$ では浅水影響は現われず、造波抵抗への浅水影響は $H/d < 30V/\sqrt{gL}$ で現われるという結果を得ている。

制限水域での船速とプロペラ回転数の関係については、Sjostrom⁴⁴⁾はタンカー船型について、浅水及びスエズ運河を模した狭水路において自航試験を行い、Fig. 2.22のような結果を得ている。図中、深水中で max. continuous で航行している時の船速と回転数を100%としている。

制限水域での抵抗については、横力とモーメントの測定で、同時に三分力として縦方向の力も測定していることが多いので、それらも利用できる。例えば、Gawn³⁴⁾

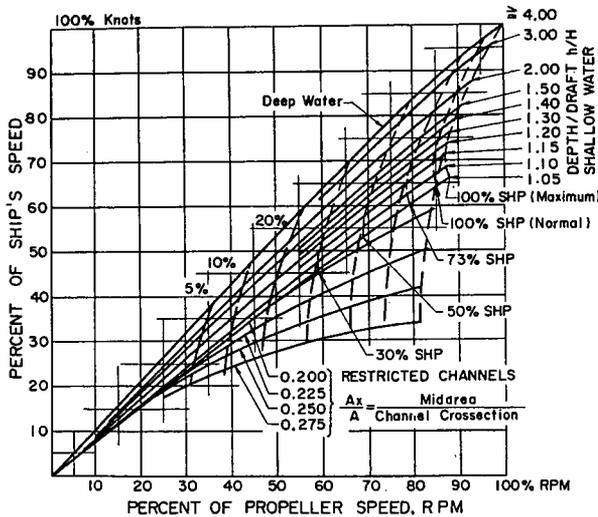


Fig. 2.22 Shallow water effect on speed and RPM. 44)

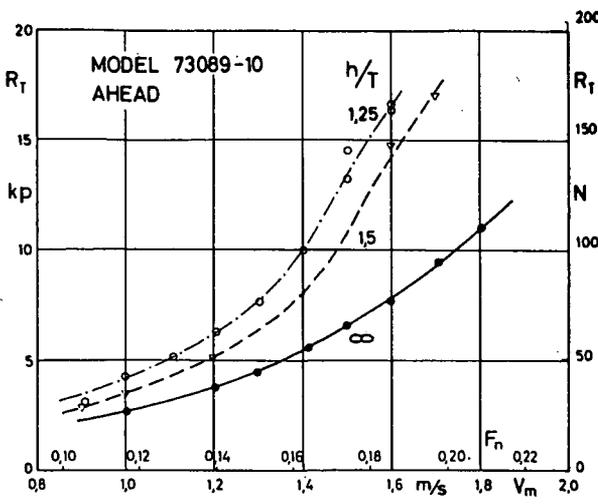


Fig. 2.23 Total resistance as a function of model velocity. Ship going ahead. 46)

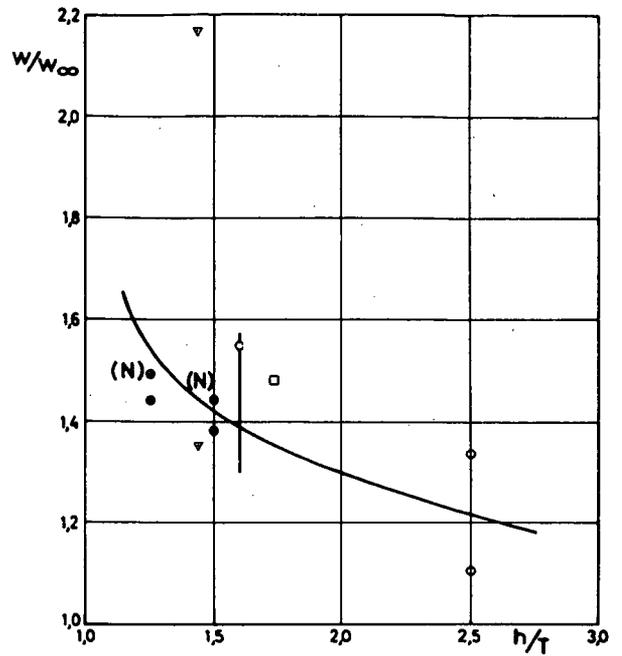


Fig. 2.24 Dependence of wake coefficient on depth of water. 46)

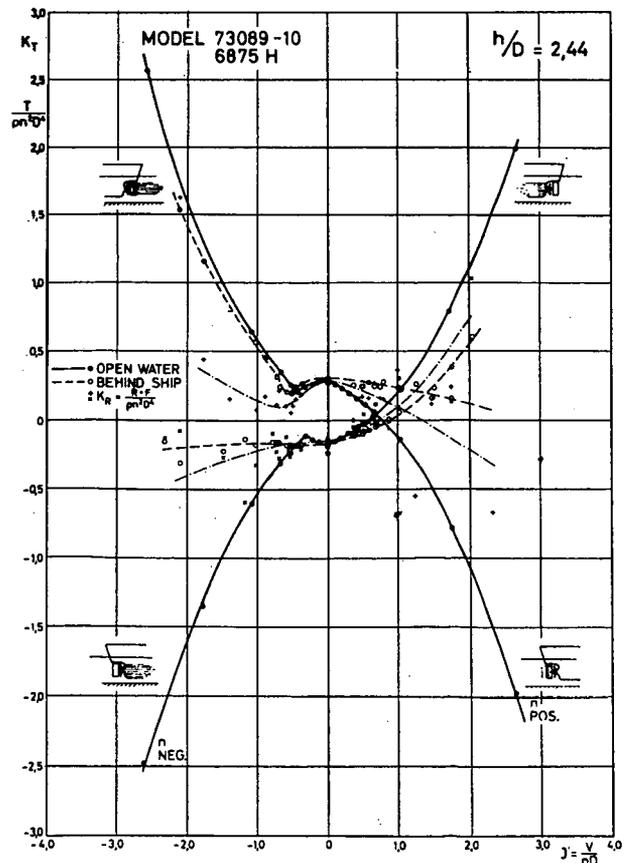


Fig. 2.25 K_T - J' diagram ($h=1.25 T$). 46)

の実験では、斜め底での抵抗という珍しい資料もある。文献45)にも多くの資料のlistがのっており、制限水域での抵抗については、資料は比較的豊富である。

制限水域における抵抗変化の主な原因としては、非粘性抵抗では、水深による波運動の変化という wave retardation effect と、水底や側壁のために生じた船体まわりの流速の変化という back flow effect の2つがあり、低速における粘性抵抗の変化では、back flow effect が主な原因となる。

Graff は、制限水域での抵抗に対し、水路幅も水深もかなりあり、船速 U に比べて平均 back flow $4U$ が充分小さい場合の近似式として、次式を与えている²⁾。

$$X = \frac{1}{2} X_{uu} \cdot U^2 \left(1 + \frac{2 \cdot 4U_b}{U}\right) \left(1 + \frac{2 \cdot 4U_h}{U}\right) = \frac{1}{2} X_{uu} \cdot U^2 (1 + K_b)(1 + K_h)$$

K_b は狭水路、 K_h は浅水の影響係数で、楕円体に対する値を、無限鏡像列の計算より出している。

浅水での伴流率 w 、推力減少率 t に関する資料としては、 $C_B=0.824$ のばら積船についての Harvald⁴⁶⁾による広範な実験がある。まず、船体単独で前進及び後進する時の抵抗とwakeの測定、プロペラの単独試験、次いで、船体にプロペラをつけ、前進及び後進でプロペラを正転及び逆転させた場合のスラスト、トルク、抵抗を測定している。Fig. 2.23, 24, 25 に結果の1例を示す。ここには図は示していないが、 w と t は浅くなるにつれて増加し、また、前進定数 J により大きく変化するようになる。

巨大船の浅水域における抵抗・推進性能については、SR154⁴⁷⁾で広範な実験が行われている。それによると、造波抵抗に影響の現われるのは $F_h > 0.65$ で、通常の運航速度では粘性抵抗の増加と考えられる。Fig. 2.26, 27に示されているように、 $1-t$ 、 η_0 、 $1-w$ は、水深及び F_h とともに減少していく。

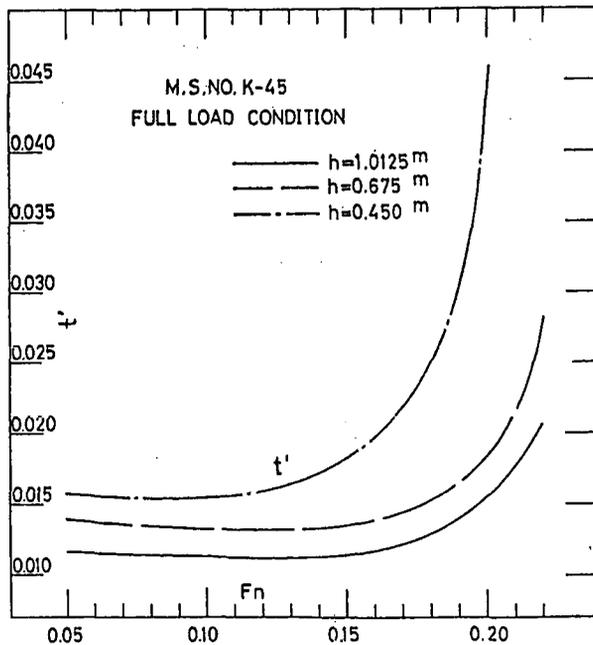


Fig. 2.26 Thrust coefficient 31)

F_h が1を越えるような高速域については、例えば、Graff 他⁴⁸⁾による Taylor の series model についての浅水での実験がある。

2.6 船体沈下

船が走ると、船速により船体まわりの流れが変化し、増速された流れによる圧力低下のため、船は沈下やトリムを起すが、制限水域では、この現象が特に大きく出てくるようになる。

浅水域での squat に関する Tuck⁴⁹⁾の理論は、細長体の仮定のもとに、速度ポテンシャルを船体の近傍と遠方で漸近展開し、両ポテンシャルのマッチングより解を求めたもので、1st order の項をとると、船体表面での圧

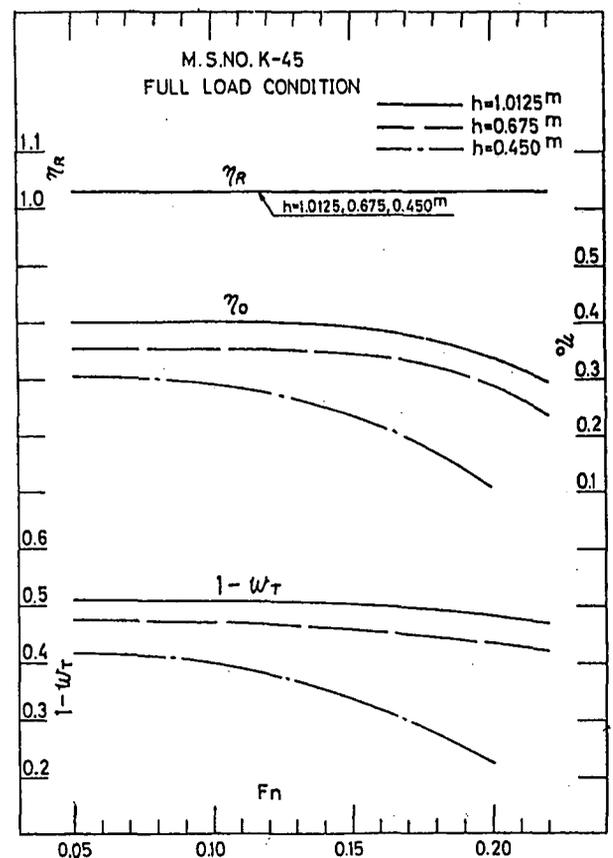


Fig. 2.27 Propulsion factor 31)

力分布として次式が得られる。

$$p(x)/\frac{1}{2}\rho U^2 = \begin{cases} -\frac{1}{\pi h\sqrt{1-F_h^2}} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{S'(\xi)}{x-\xi} d\xi & (F_h < 1) \\ \frac{1}{h\sqrt{F_h^2-1}} S'(x) & (F_h > 1) \end{cases} \dots\dots\dots(2.29)$$

この式は、第1次近似では、浅水での速度による圧力変化は、主として主流方向の速度の変化によるものであり、また、各断面では断面形状に関係なく圧力変化はほぼ一定であることを示している。これに対し深水中では、3方向の速度変化による圧力低下は同じオーダーになる。

(2.29)式より、沈下 S とトリム t を求めると、次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} S/L &= C_s \cdot F_h^2 / \sqrt{|1-F_h^2|}, & C_s &= (C_F - \alpha \cdot C_M) / (1 - \alpha \cdot \beta) \\ t &= C_t \cdot F_h^2 / \sqrt{|1-F_h^2|}, & C_t &= (C_M - \beta \cdot C_F) / (1 - \alpha \cdot \beta) \\ \alpha &= \int xB(x) dx / L \int B(x) dx \\ \beta &= L \int xB(x) dx / \int x^2 B(x) dx \\ C_F &= -\frac{1}{2\pi L} \int \int B'(x) S'(\xi) \log|x-\xi| dx d\xi / \int B(x) dx \\ C_M &= -\frac{1}{2\pi} \int \int \{xB(x)\}' S'(\xi) \log|x-\xi| dx d\xi / \int x^2 B(x) dx \\ C_F &= -\frac{1}{2L} \int B(x) S'(x) dx / \int B(x) dx \\ C_M &= -\frac{1}{2} \int xB(x) S'(x) dx / \int x^2 B(x) dx \end{aligned} \right\} \begin{matrix} F_h > 1 \\ F_h > 1 \end{matrix} \dots\dots\dots(2.30)$$

C_s, C_t は船体の形状だけよりきまり、水深及び船速の影響は船の形に関係なく $F_h^2 / \sqrt{|1-F_h^2|}$ の形できいてくる。Fig. 2.28 は、実験との比較を示すよく知られた図で、 $F_h=1$ 付近を除いてはよく合っている。 $F_h < 1$ では沈下が、 $F_h > 1$ ではトリムが顕著となっている。

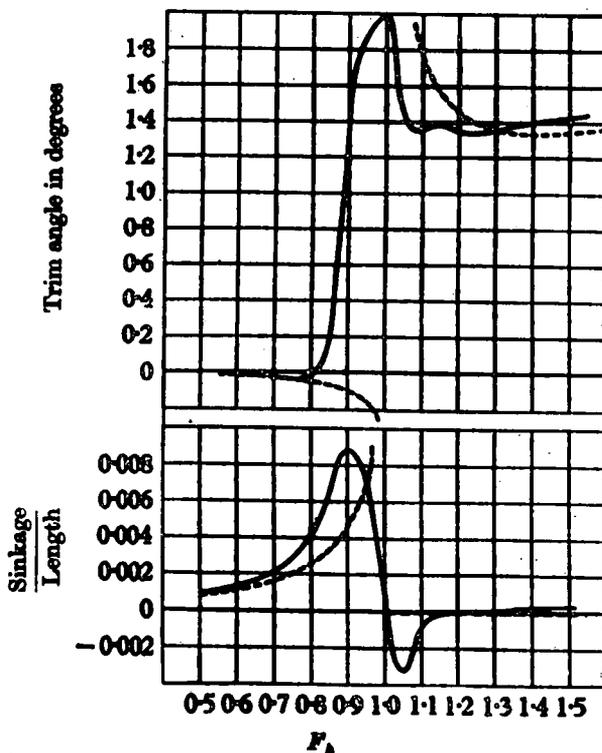


Fig. 2.28 Comparison between theoretical and experimental sinkage and trim at $h/L=0.125$,.....theory,——experiment. 49)

Tuck⁵²⁾はまた、 $F_h < 1$ のとき、簡単に沈下を推定する式として、船型に適当な仮定を用いて(2.30)式を単純化し、次のような近似式を出している。

$$S = 0.13(U^2 \nabla / hL^2) \dots\dots\dots(2.31)$$

単位は feet と knot で、 ∇ は排水容積を表わす。

矩形断面水路の中央を航行する場合についても、Tuck⁵⁰⁾は浅水の場合と同様にして、 $F_h < 1$ に対して次のような式を導いた。

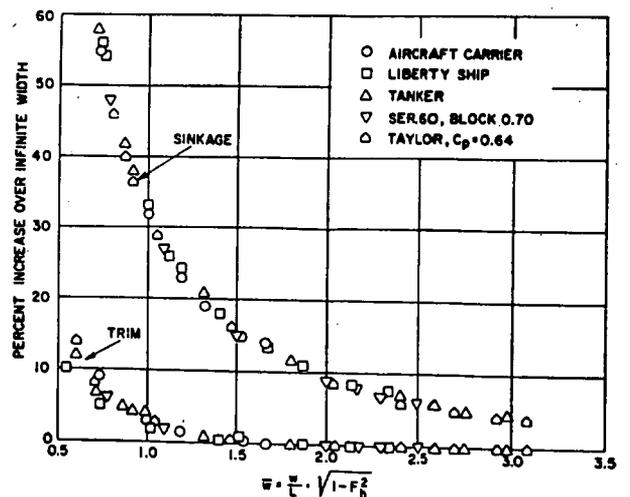


Fig. 2.29 Sinkage and trim at finite widths relative to infinite widths, 50)

$$\left. \begin{aligned}
C_F &= \frac{1}{4\pi L} \int_{-\infty}^{\infty} |k| S^* \bar{B}^* \coth\left(\frac{W}{2} \sqrt{1-F_h^2} |k|\right) dk \int B(x) dx \\
C_M &= \frac{1}{4\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |k| B^* \overline{x B^*} \coth\left(\frac{W}{2} \sqrt{1-F_h^2} |k|\right) dk \int x^2 B(x) dx \\
S^*(k) &= \int S(x) e^{ikx} dx \\
\bar{B}^*(k) &= \int B(x) e^{-ikx} dx \\
\overline{x B^*}(k) &= \int x B(x) e^{-ikx} dx
\end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.32)$$

この C_F , C_M を, (2.30)式の C_F , C_M のかわりに用いればよい。 W は水路幅, $B(x)$ は船の水線幅を表わす。この場合, C_S と C_t は船型だけの関数ではなく, 水路幅 W と F_h を組み合わせた有効水路幅 $\bar{W} = W \sqrt{1-F_h^2}/L$ の関数となる。

種々の船に対して, 計算した沈下とトリムの, 水路幅 ∞ での値に対する増分をとったものが Fig. 2.29 で, 船型に関係なく, 有効幅 \bar{W} でよく 1 本の線上にまとまっている。沈下は水路幅の影響を大きく受けるが, トリムに対する水路幅の影響は小さく, 有効幅が船長より大きくなると, トリムはほとんど影響を受けない。

浅水と深水の中間領域となる, 水深の影響は受けるがそれが支配的ではない有限水深における沈下とトリムについては, Tuck・Taylor⁵²⁾が, 外部ポテンシャルとして $S'(x)$ の source 分布による 3次元ポテンシャルを考え, 内部ポテンシャルとのマッチングによる解法を示した。

$F_h=1$ 付近の transcritical 領域においては, 上記の浅水線型理論は成り立たなくなるが, この付近を扱ったものとしては, Lea・Feldman⁵³⁾及び Mei⁵⁴⁾の理論がある。

Mei⁵⁴⁾は, 浅水域における支配方程式として, $(1-F_h^2)\phi_{xx} + \phi_{yy} = 0$ のかわりに, 自由表面条件のより高次の項まで考慮した。

$$(1-F_h^2)\phi_{xx} + \phi_{yy} - 3U/gh \cdot \phi_x \phi_{xx} + h^3/3 \cdot F_h^2 \phi_{xxxx} = 0 \dots\dots\dots(2.33)$$

を用いており, $F_h=1$ での沈下力 Z とトリム・モーメント M としては, 長さ 1 の薄い船に対して次の式を得ている。

$$\left. \begin{aligned}
Z \\
M
\end{aligned} \right\} = -\frac{\sqrt{3}}{2\pi} \left\{ \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} \left\{ \frac{1}{2} \{b(x)\} - \frac{1}{2} \{xb(x)\} \right\} f'(\xi) \ln|x-\xi| dx d\xi \right\} \dots\dots\dots(2.34)$$

但し, $b(x) = B(x)/B_{max.}$, $f(x) = S(x)/S_{max.}$

squat の求め方としては, Tuck の理論に代表される純理論的な方法の他に, 1次元理論又は1次元理論に修正係数をかけた semi empirical theory と呼ばれている水力学的な方法, 及び, これまでの実船や模型試験の資料から組み立てた実験式又は経験則による方法がある。

Dand⁵⁵⁾はこの3つの方法を比較し, Tuck の理論は若干 under estimate であり, 修正1次元理論の方がより正しく推定できるとしている。

1次元理論⁵⁶⁾は, 船体の存在のため水路内の流れが一様に加速されて, 圧力低下のため水面が下がり, そのため船体も沈下するというもので, 流量が等しいという条件, 及び, ベルヌーイの定理により,

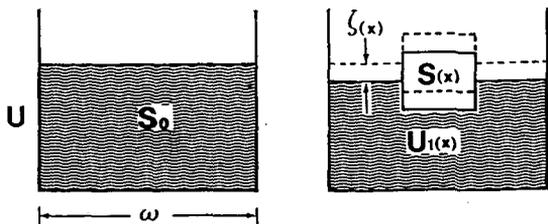


Fig. 2.30 One dimensional theory

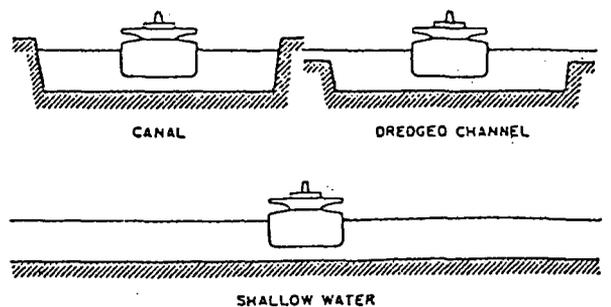


Fig. 2.31 Hydrodynamic boundaries in canal, dredged channel and shallow water. 88)

$$\left. \begin{aligned} U \cdot S_0 &= U_1(x) \{ S_0 + W \cdot \zeta(x) - S(x) \} \\ \frac{U^2}{2} &= \frac{1}{2} U_1(x)^2 + g \cdot \zeta(x) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2.35)$$

上式より $\zeta(x)$ を求めると、沈下及びトリムは次式で与えられる。

$$\frac{S}{L} = \frac{\int \zeta(x) B(x) dx}{L \int B(x) dx}, \quad t = \frac{\int \zeta(x) B(x) x dx}{L \int B(x) x^2 dx} \dots\dots\dots(2.36)$$

1次元理論は、もともと狭水路における理論であり、断面内での流速は同じとしているので、幅無限大の浅水では back flow が0となり squat 0 となるが、実際は squat は起きている。そこで Dand⁵⁷⁾は、Tuck の有効水路幅という考え方をいれ、さらにプロペラ回転も考慮し、これらの修正係数を模型実験より求めている。実験式としては、300隻にもわたる実船、模型船の資料から求めた Barrass⁵⁸⁾ の式などがある。

制限水路としては、浅水と狭水路の他に、しゅんせつ水路もよく出会う水路である。しゅんせつ水路の中央線を航行する場合については、Beck 他⁶⁰⁾の計算がある。channel 内では、狭水路についての Tuck の方法でポテンシャルの展開と構成を行い、channel の端となる段差のある中間領域で、波高の連続性と流量の連続性という条件を課して、channel 外部とのマッチングを行い解を求めている。Fig. 2.32, 33はその計算結果の1例で、channel 幅が狭いほど、船速が高いほど外部領域の影響は大きく、また、外部水深が内部水深に近いほど変化は大きい。特に $F_\infty \rightarrow 1$ では急激な変化が起っている。 $F_\infty < 1$ ではトリムの変化は非常に小さいが、 $F_\infty > 1$ では急激にふえている。なお、 $F_\infty = U/\sqrt{gh_\infty}$ で、 h_∞ は外部水深を表わす。

しゅんせつ水路を横切ったり、水底に突起があったりする場合のように、進行方向に水深が一様でないと、船体は非定常沈下力を受けることになる。 $F_N=0$ とすると、側壁が進行方向に変化する無限水深での狭水路の場合と同じような問題となる。

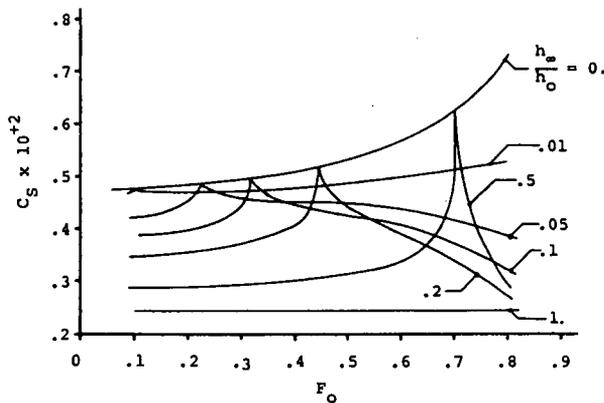


Fig. 2.32 Sinkage. $W/L=0.5$. 60)

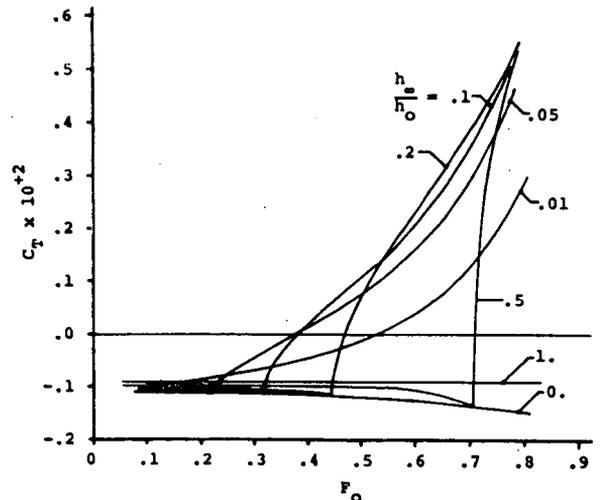


Fig. 2.33 Trim. $W/L=0.5$. 60)

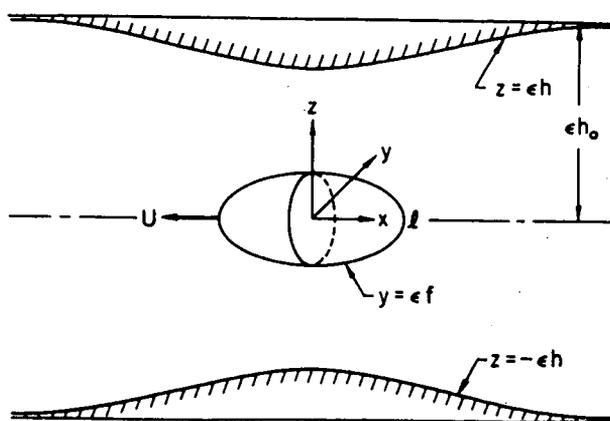


Fig. 2.34 Coordinate system. 61)

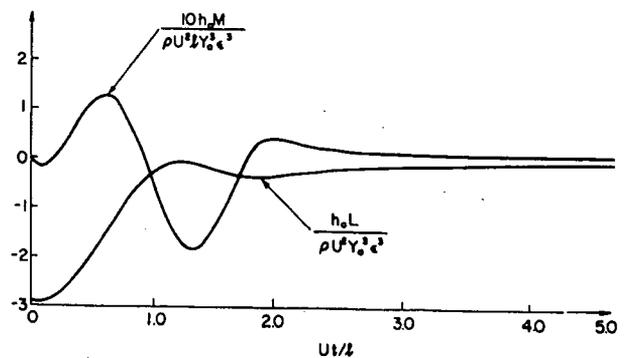


Fig. 2.35 Unsteady lift and moment acting on a ship with parabolic waterline passing over a parabolic bump in shallow water. 61)

Plotkin⁶¹⁾は、水深が変化する時の沈下力とトリム・モーメントの非定常成分を、Tuck と同様な方法で求めている。Fig. 2.35 は、回転放物体が物体と同じ長さの放物線状の突起物の上を通過する場合の沈下力とトリム・モーメントの非定常成分で、突起物に近づくと、始めに頭上げモーメントが働き、次いで沈下が始まり頭下げモーメントが働く。突起物の真上では、沈下力が最大でモーメントは0になっている。

以上はすべて直進中の squat であるが、直進以外の squat を計測した例は非常に少ない。浅水中の旋回においては、日章丸の模型実験において、直進中とは反対に船尾トリムになることが観測されている。また、同船の実船計測においても、浅水域の旋回で、回頭角がまずに従い船尾トリムが増加したと報告されている。これについては、旋回中の転心位置は、船体中央部より船首に近い位置にあるため、後部流速が前部流速より増大するためであろうと説明されている⁶³⁾。

直進中の squat の資料としては、以上の他に、山口他⁶⁴⁾⁶⁵⁾⁶⁶⁾による12万トンタンカー等の実船と模型船による実験、SR 98⁶⁷⁾での $C_B=0.8$ のタンカーについての実験、SR 154³¹⁾での鉱石運搬船と2軸タンカーについての実験などがある。

3. 浅水域における操縦運動

3.1 旋回性及び針路安定性

船に働く流体力は、水深により変化するため、船の運動も水深により変化する。充分浅い水域においては、旋回性は低下し、針路安定性は良くなることが知られている。

運動が線型方程式で表わされる最も簡単な場合について、流体力の水深による変化に菅・花岡²¹⁾の方法を用いれば、定常旋回において、水深による無次元角速度 r' の変化について次式が得られる。

$$k_r = \frac{r'_h}{r'_\infty} = k_\delta \cdot \frac{N'_r Y'_\beta - N'_\beta Y'_r + (m' + m'_x) N'_\beta}{k_F (N'_r Y'_\beta - N'_\beta Y'_r) + (m' + m'_x) N'_\beta} \quad \dots\dots\dots(3.1)$$

k_F は(2.17)式で表わされる船体の浅水影響係数、 k_δ は舵の浅水影響係数を表わす。

(3.1)式は、プロペラ後流も、wake も、舵と船体の干渉も考慮しない、単に船体と舵各々単独の浅水影響を考をただけの簡単なものであるが、この式と模型実験の結果⁶⁸⁾を比較したものが Fig. 3.1 で、計算、実験ともに浅くなるにつれて単調に r' は減少しており、定性的によく合っている。

しかし、一般には h/d による r' の変化は必ずしも Fig. 3.1 に示されているようには単調ではなく、Fig. 3.2, 3.3 の SR 98⁶³⁾の模型実験結果からもわかるように、 h/d が2.0以下になると急速に r' は減少して行くが、その前の $2.0 < h/d < 3.0$ 程度の中間の水深では、深水よりも大きくなったり、波うったりしているものもあるし、また、舵角によって、その現われ方が少しづつ異なっているものもある。

より詳しく運動を simulate するには、高次の項を含む非線型の運動方程式を解くことが必要になる。非線型項の表わし方としては、Taylor 展開による3次までの項を用いる方法と、cross flow drag の考えから2次型式を用いる、の2つがよく使われている。

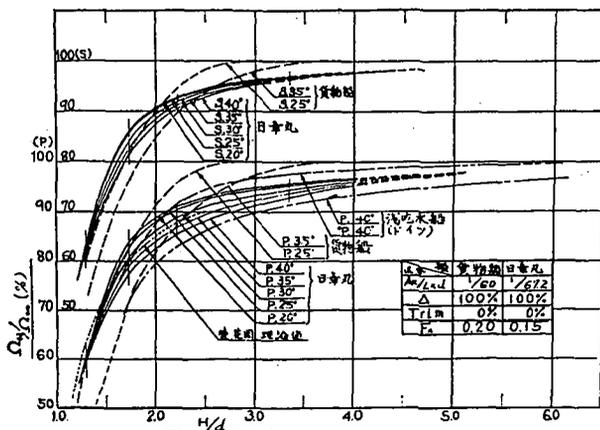


Fig. 3.1 Shallow water effect in angular velocity (68)

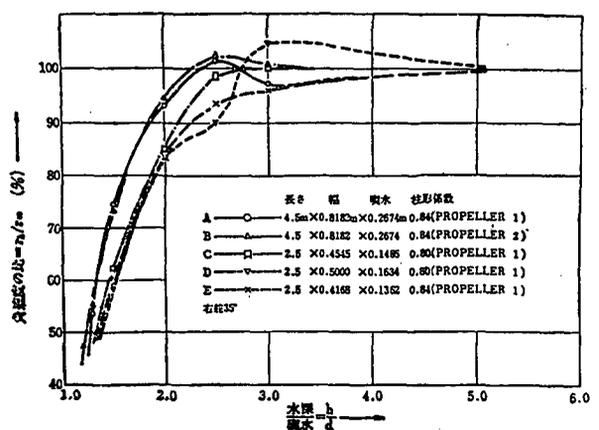


Fig. 3.2 Shallow water effect in angular velocity, tanker. (63)

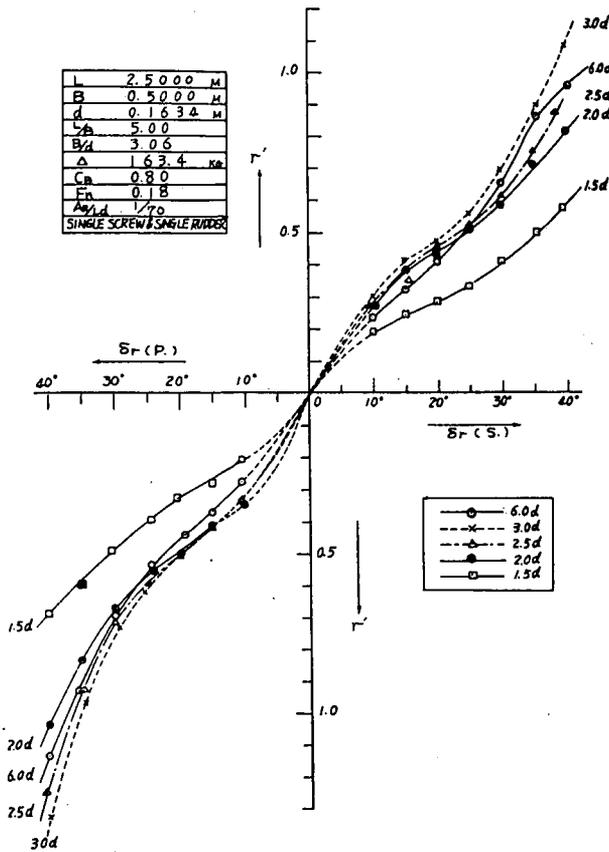


Fig. 3.3 Result of turning test in shallow water. (67)

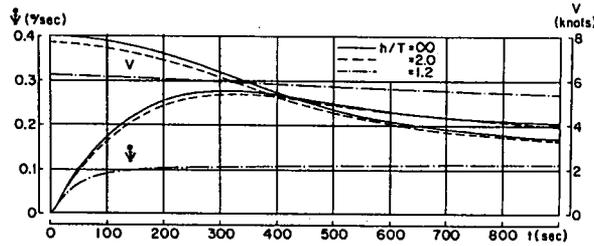


Fig. 3.4 190,000 dwt tanker-simulator results of step response tests, $\delta = 35$ deg. (69)

Berlekom・Goddard⁶⁹⁾は、PMM テストにより 2 次型式での微係数を求め、また、プロペラのトルク、スラスト及び舵への流入速度を、プロペラ回転数と前進速度の関数として求め、大型船の浅水域での運動を simulate している。Fig. 3.4 は 35° step 操舵に対する応答の計算例で、 h/T (T : 吃水) が 2.0 ではまだ浅水影響は小さく、深水時とあまりかわらないが、更に浅くなると、 r ($=\dot{\psi}$) は小さくなり、かつ、早く一定値に達するようになる。また、浅水では r や β が小さくなるため、速度低下率も小さくなっている。

Eda 他⁷⁰⁾は、3 次の項まで含む運動方程式を用いており、旋回腕テストなどより微係数を求め、浅水域での運動を計算している。Fig. 3.5 は、8 万トンタンカーの 35° 右旋回の航跡の計算で、 $h/d = 1.5$ では、tactical dia. は僅かに大きくなり advance は減少しているが、 $h/d = 1.2$ では、tactical dia. は非常に大きくなり、advance もまた大きくなっている。

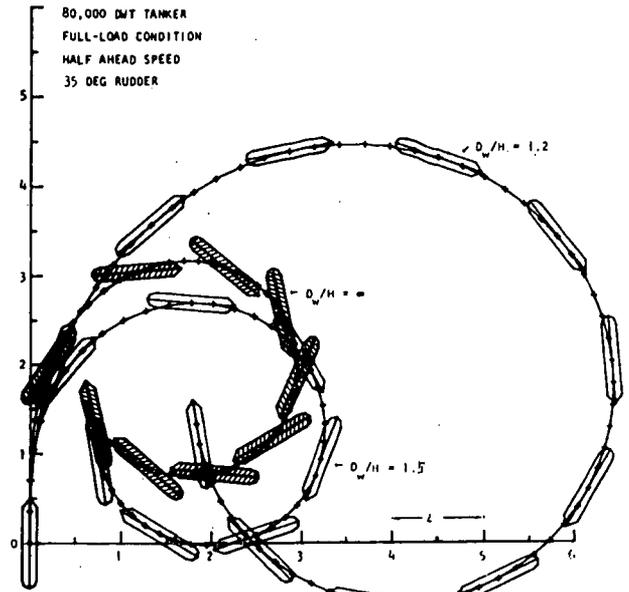


Fig. 3.5 Effect of water depth on turning performance. (70)

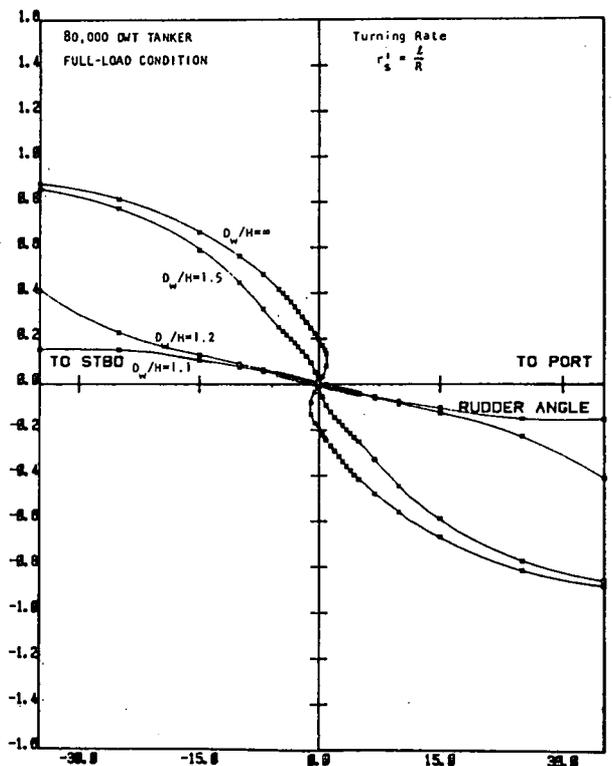


Fig. 3.6 Effect of water depth on steady turning performance. (70)

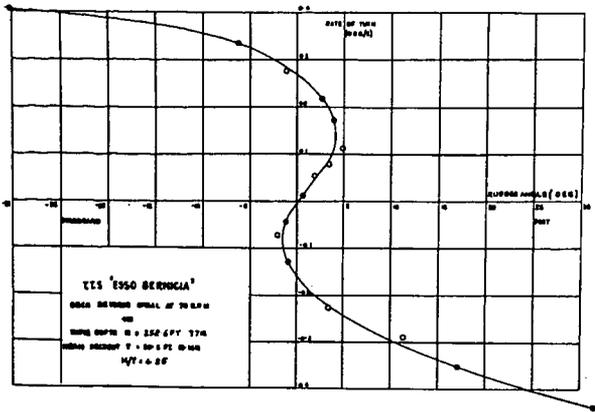


Fig. 3.7 $r-\delta$ curve for deep water, ballast condition at 60 r.p.m. 71)

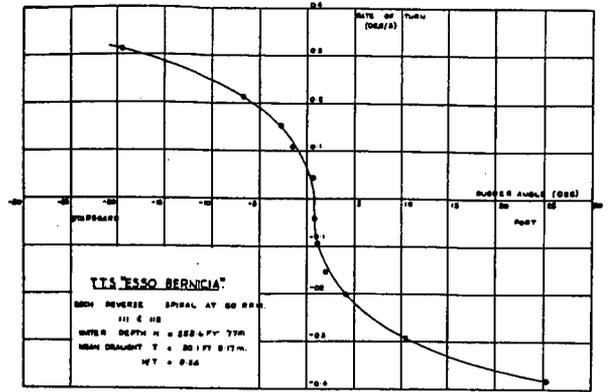


Fig. 3.8 $r-\delta$ curve for shallow water, ballast condition at 60 r.p.m. 71)

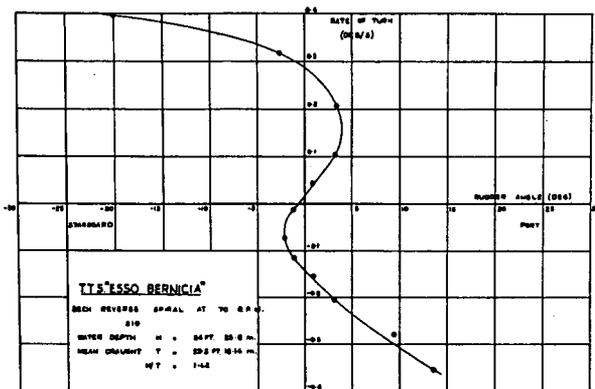


Fig. 3.9 $r-\delta$ curve for deep water, loaded condition at 70 r.p.m. 71)

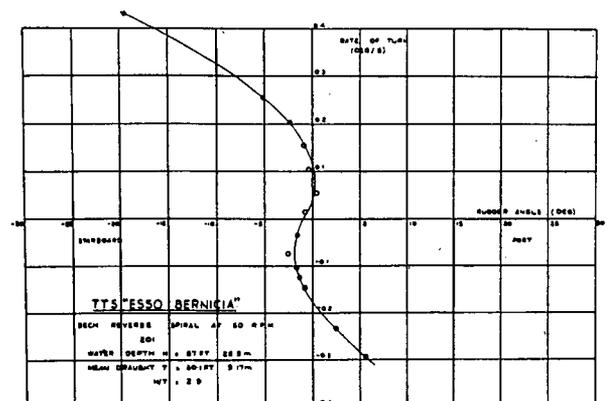


Fig. 3.10 $r-\delta$ curve for shallow water, loaded condition at 70 r.p.m. 71)

実船の浅水域における操縦性実験は、危険性や費用の面の制約から数少ないが、Esso Bernicia⁷¹⁾ や Esso Osaka⁷³⁾ などの実験がある。

193,000 DWT タンカー Esso Bernicia は、full load 及び ballast の 2 状態につき、浅水と深水で、旋回、逆スパイラル、Z 操舵、停止試験が行われた。Fig. 3.7, 8, 9, 10 は、逆スパイラル試験の結果で、full load の場合は、 $h/d=1.42$ では深水時とほとんどかわりはないが、ballast cond. の場合は、 $h/d=2.9$ では旋回性は強まり針路安定性は低下している。 $h/d=2.9$ という水深は、Fig. 3.2 の、旋回性に複雑な変化が現われている中間水深の領域にある。

278,000 DWT タンカー Esso Osaka の実船試験は、ほぼ満載に近い状態で、 $h/d=4.2, 1.5, 1.2$ の 3 水深において、旋回試験、Z 操舵試験など種々の試験が行われた。Fig. 3.11 はスパイラル試験結果で、旋回性、針路安定性ともに、水深により複雑に変化している。Fig. 3.12 は、 35° 左旋回の軌跡で、Fig. 3.5 に示した Eda 他 の計算と非常に良く似た結果が出ている。 $h/d=1.5$ の中間水深で advance は減少し tactical dia. は僅かに増加、さらに浅くなると、advance, tactical dia. とも大きく増加している。針路安定性も、中間水深で低下、浅水で非常に良くなっている。

針路安定性の安定判別の式(2.8)式、

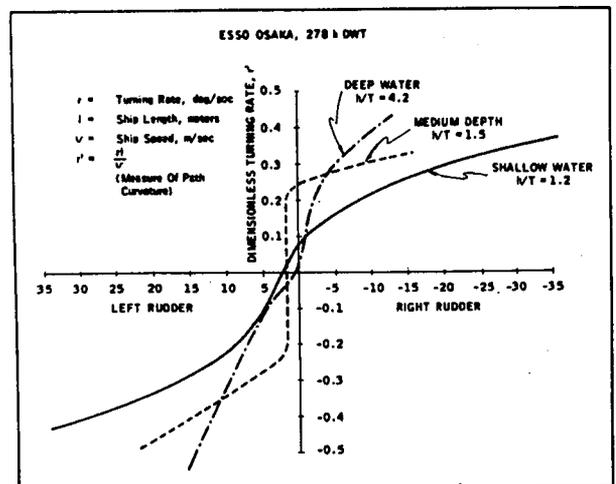


Fig. 3.11 Smoothed spiral tests results, showing dimensionless turning rate versus rudder angle, from 7 knots. 72)

ESSO OSAKA, 278 k DWT

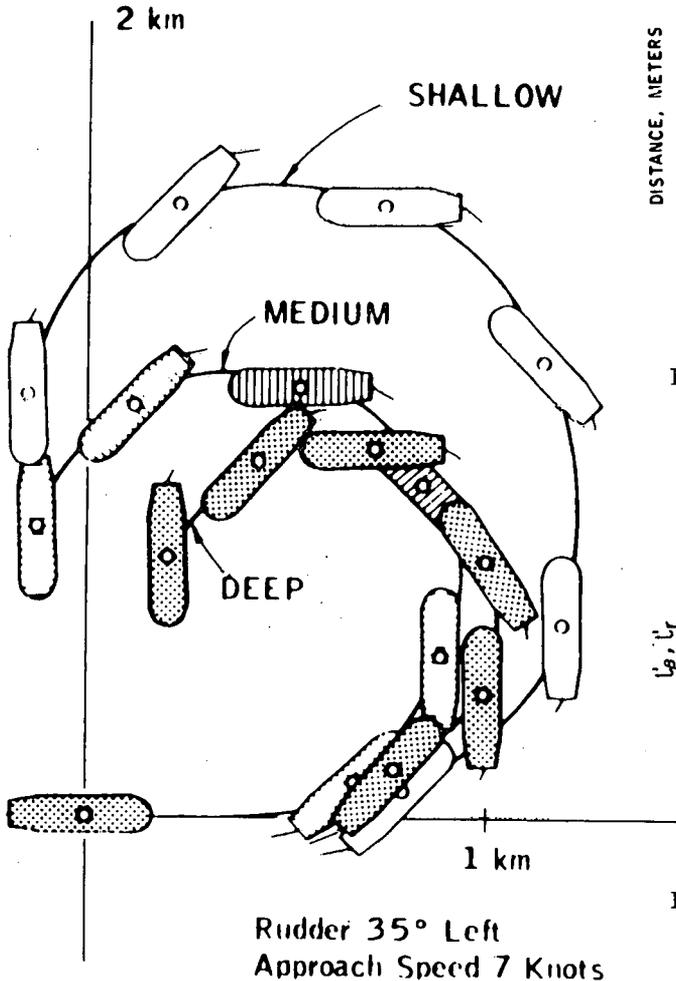


Fig. 3.12 Water depth effect on turning circle path. Depth/draft ratios of 1.2, 1.5 and 4.2. 72)

$\Delta_{\infty} = N'_{\beta}(Y'_{\tau} - m') - Y'_{\beta}N'_{\tau} > 0$ (2.8)'

において、微係数の水深による変化を、菅・花岡の方法を用いて表わすと、浅水域での針路安定判別の式は次のようになる。

$$\Delta_h = k_F^2 \{ \Delta_{\infty} + (m' + m'_{\alpha}) N'_{\beta} \} - k_F (m' + m'_{\alpha}) N'_{\beta} > 0 \quad \text{.....(3.2)}$$

k_F は菅・花岡の方法によると、水深の減少と共に単調に1より増加していくので、 $\Delta_{\infty} > -(m' + m'_{\alpha}) N'_{\beta} / 2$ なら、 Δ_h は浅くなるにつれて単調に増加していくことを(3.2)式は示しているが、これも旋回性と同様に、前述の実験結果からもわかるように、必ずしも単調な変化はしない。

Fig. 3.14, 3.15¹⁵⁾は、sway 及び yaw の damping 力の着点の差から安定性の変化を見たもので、タンカー船型、マリナー船型ともに、 l_{β} の水深による変化は全体的に小さく、かつ、 $h/d=2$ 付近で極大になっている。 l_r の方は、 $h/d=1.5$ 付近より急速に増加している。

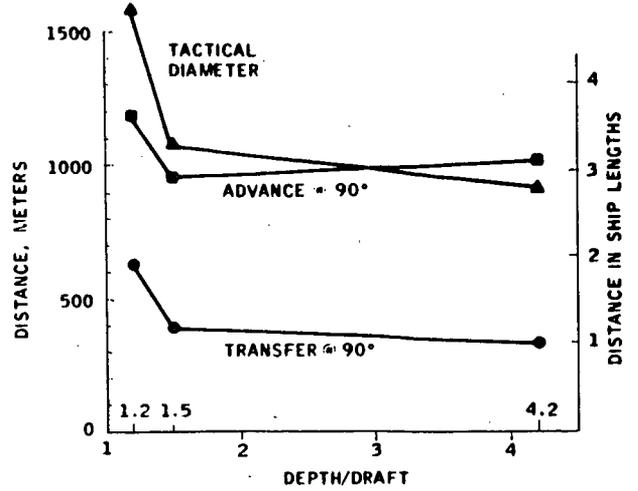


Fig. 3.13 Changes in turning circle indices with water depth. 72)

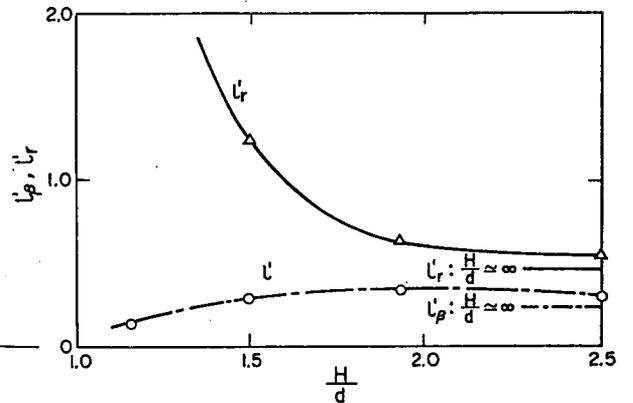


Fig. 3.14 Effect of the finite water depth on directional stability of a 'Mariner' ship, $F_N=0.0905$. 15)

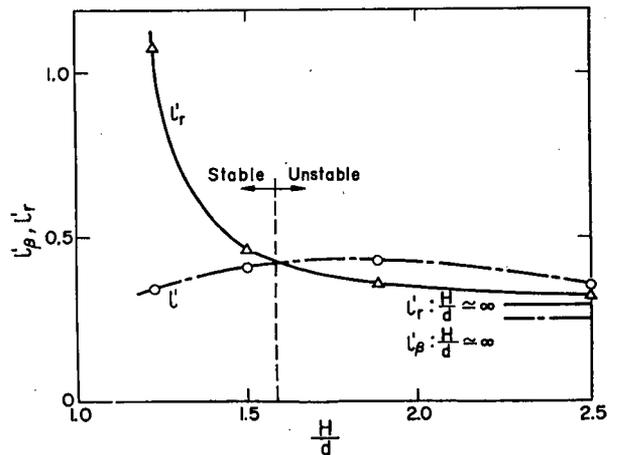


Fig. 3.15 Effect of the finite water depth on directional stability of a supertanker ($C_B=0.805$), $F_N=0.0675$. 15)

マリナー船型では、 h/d の減少と共に、安定性はおよそ単調に増加しているが、タンカー船型の場合は、中間水深で針路不安定となり、さらに浅くなると、安定性は回復し、かつ、急速に安定性はよくなっていく。

このように、水深が浅くなっていくと、ある中間水深のところ、針路安定性が深水時よりも低下するという現象は、タンカー船型に比較的現われやすいようで、SSPA での simulation⁶⁹⁾や、Esso Bernicia, Esso Osaka の実船試験結果にも現われており、Fujino⁸⁾はこの中間水深を dangerous depth と名づけている。

3.2 浅水域での停止性能

船の操縦性能を評価する時の1つの要素に緊急回避性能がある。船の緊急回避の手段としては操舵による方法とプロペラを逆転して停止する方法、又はその両者の併用が考えられるが、出入港時や多くの船が輻輳する海域における緊急回避に際してはプロペラを逆転して停止する方が有効な場合が多い。ところが一般にプロペラを逆転して停止する場合には船が右に回頭したり左に回頭したりと言われてるように非常に複雑な挙動を示す。そこで深水域における停止運動については第V章で述べているので、ここではプロペラを逆転して緊急停止する場合の停止運動に及ぼす水深の影響について述べる。

この問題に関して、SR 175²²⁾および井上他²³⁾は大型タンカーの場合を例にとり、停止運動を計算でシミュレートすることによって船の航跡、偏角、回頭角および船速の時間変化と水深の関係を調べている。計算においては、船体に働く流体力と、 $J=V/nD$ (D :プロペラ直径, n :プロペラ回転数)をパラメーターとしてプロペラ逆転によって船体に誘起される流体力を実験的に求め、更に前進航走中の船がプロペラ逆転を発令してからプロペラの回転数が整定するまでの、いわゆる逆転操作時間 t_r は実船におけるこの間の航走距離に対応させて定め、且つ t_r の間はプロペラ推力が線的に変化するものとして計算した結果と自航模型船による実験結果の例を Fig. 3.16 と Fig. 3.17 に示している。図の上半分は船の重心の航跡を示し、下半分は船の絶対速度 V 、偏角 β および回頭角 ϕ の時間的変化を示している。これによると航跡は計算に用いた J の値の範囲では原針路より右に偏位し、回頭角は右回りとなっている。更に $t_r=0$ の時の X_s/L (X_s :停止縦距) および Y_s/L (Y_s :停止横距) と J_0 ($J_0=V_0/nD$, V_0 :初期船速) の関係が Fig. 3.18 に示すもので、水深がかなり浅くなると $|J_0|$ の大きいところで X_s は短く、 Y_s は長くなる傾向がみられる。しかし $|J_0|$ の小さい範囲では水深の影響はほとんどみられない。

以上の結果では、プロペラを逆転した時の停止運動に対する停止縦距、停止横距は水深 (H) と吃水 (d) の比 H/d の値により変わるが、水深影響がみられるのは大略 $H/d < 1.5$ の範囲であり、浅くなると停止距離は短く

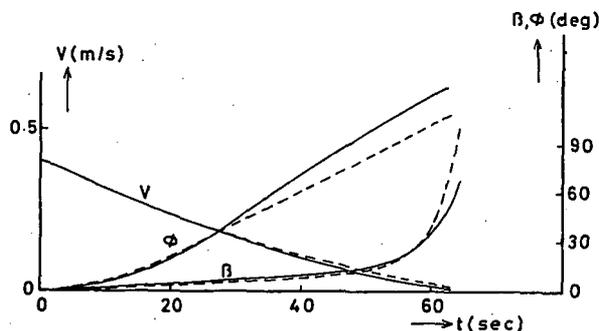
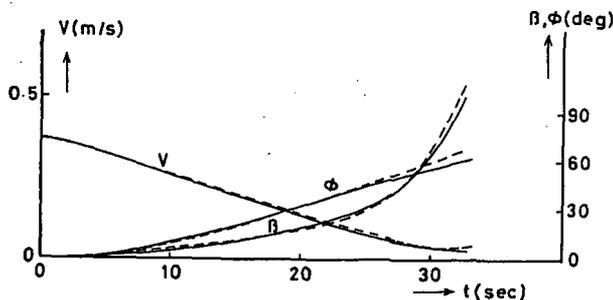
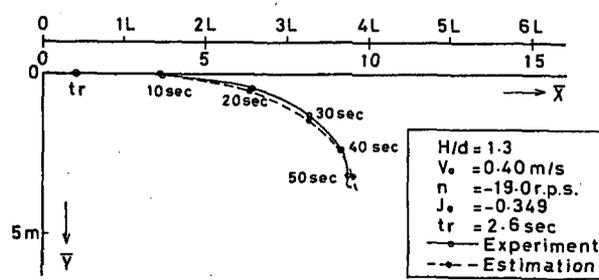
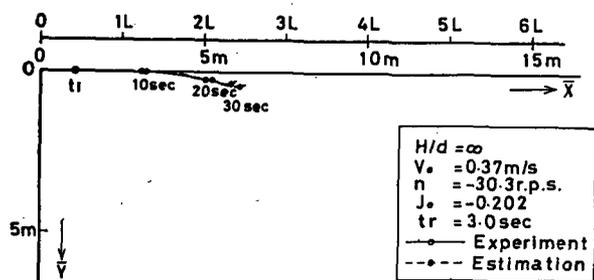


Fig. 3.16 Simulation results on stopping of large tanker in deep water. (91)

Fig. 3.17 Simulation results on stopping of large tanker in shallow water. (91)

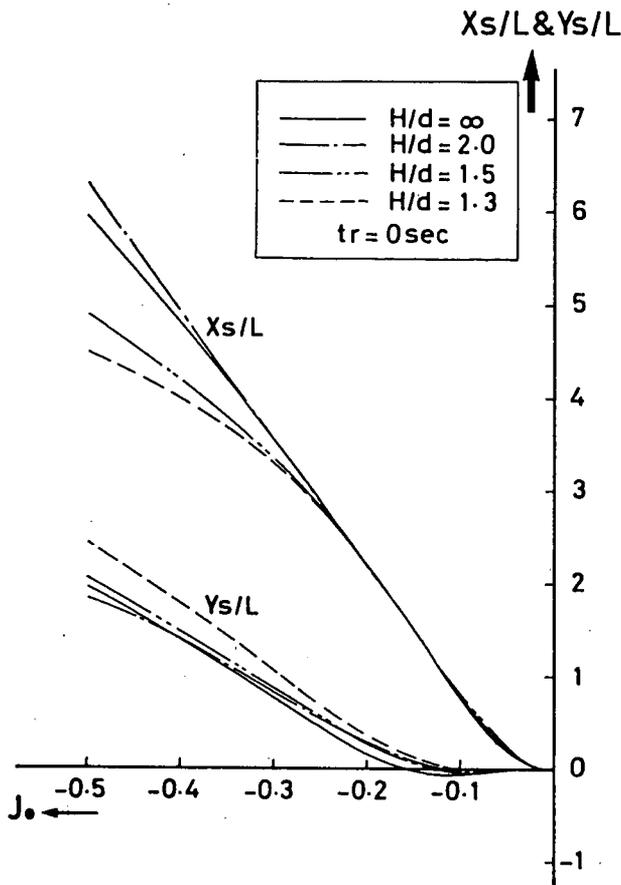
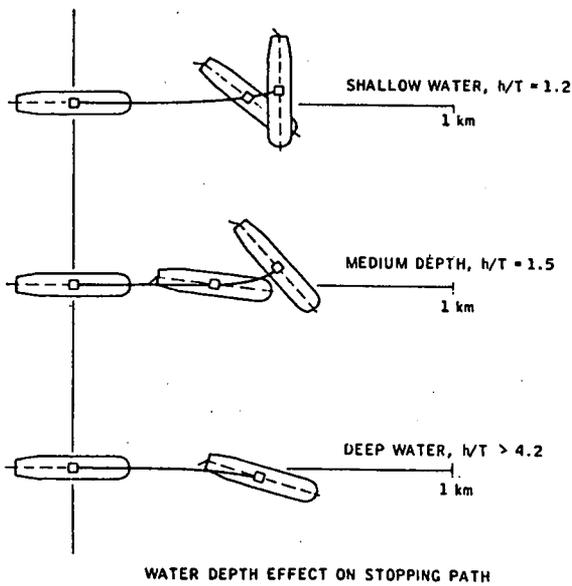
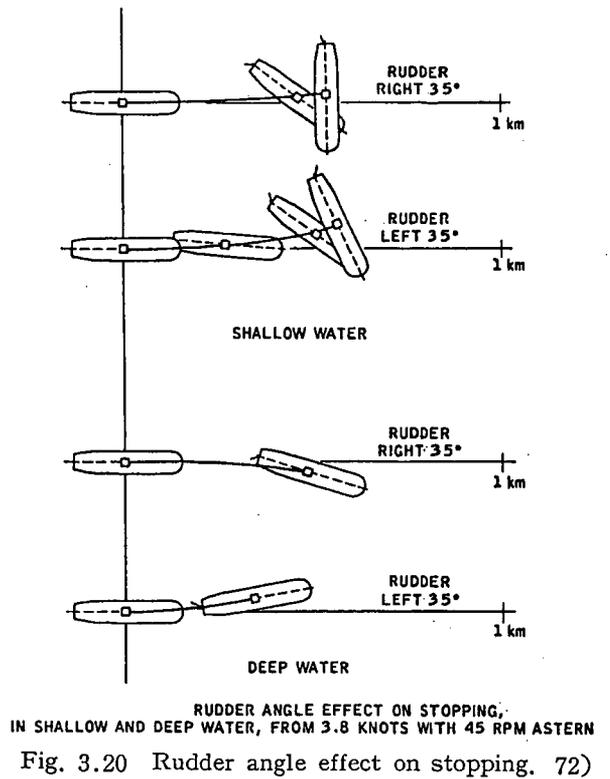


Fig. 3.18 Calculation results on stopping distance and course deviation. 91)



WATER DEPTH EFFECT ON STOPPING PATH
From 3.8 Knots, With 35° R Rudder & 45 Rpm Astern
(About 50% Of Available Astern Power, Ref. 9)

Fig. 3.19 Water depth effect on stopping. 72)



RUDDER ANGLE EFFECT ON STOPPING,
IN SHALLOW AND DEEP WATER, FROM 3.8 KNOTS WITH 45 RPM ASTERN
Fig. 3.20 Rudder angle effect on stopping. 72)

$$\beta = 0, r = 0, n \neq 0$$

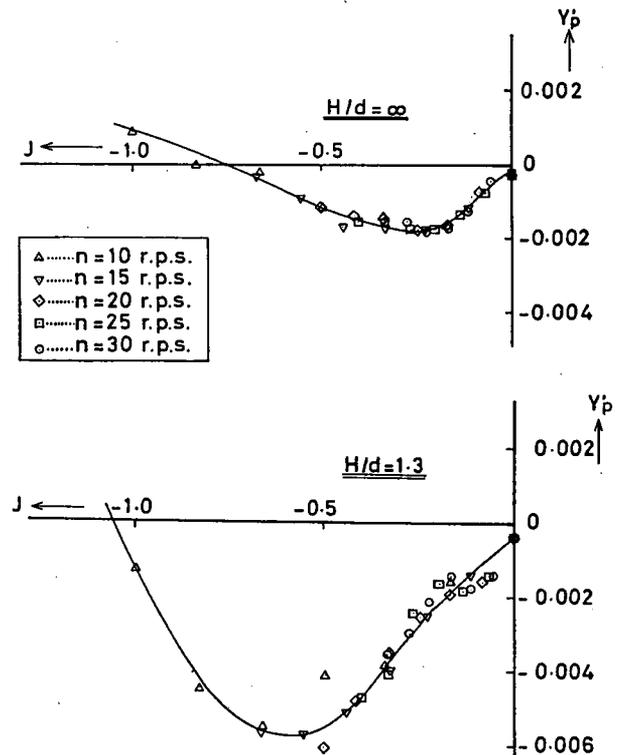


Fig. 3.21 Measured results on lateral force induced by propeller. 91)

なり、停止横距は長くなる傾向がみられる。またプロペラ逆転開始時点で初期偏角あるいは初期回頭角速度を有している場合、その停止縦距および停止横距に及ぼす影響は大きい。初期偏角の停止縦距に及ぼす影響は水深が浅くなる程大きく、初期回頭角速度の停止横距に及ぼす影響は水深が浅くなる程小さくなることが考えられる。一方実船試験により停止性能に及ぼす水深の影響を調べた興味ある報告⁷²⁾がある。この試験では大型油槽船

“ESSO OSAKA”について、右舵35°固定でプロペラ逆転の場合と、左右に舵角35°をとって舵角の影響を調べる場合の2種類の試験を行っており、前者の結果を Fig. 3.19, 後者のそれを Fig. 3.20 に示している。何れの場合も初期船速が低速の為、停止縦距に関しては左程水深の影響はみられないが、停止時の回頭角は深水時に比べ浅水域の方が非常に大きくなっている。これは前述の模型試験およびシミュレーション計算結果からも同じことが言える。これらの停止運動において注目すべき点はプロペラ逆転を発令した時点での船速とプロペラ逆転回転数によってプロペラが船体に誘起する横方向の力 (Y_P) およびモーメント (N_P) が変化することである。またこの Y_P , N_P は共に浅水影響を受け、Fig. 3.21 と Fig. 3.22 に示すように水深が浅くなると $|J| < 0.6$ の範囲ではこの値は大きくなる。従って模型試験結果およびシミュレーション結果を示した Fig. 3.17 にみられるように、深水時に比べて浅水になると回頭角は増加し停止時点の回頭角は非常に大きくなる。Fig. 3.19 と Fig. 3.20 の“ESSO OSAKA”の試験では舵角を有しているので前述のシミュレーション計算と直接の比較はできないが、以上述べた Y_P , N_P の水深による変化および J の値を考慮すれば水深による回頭角の変化と原針路に対する横方向偏位についても説明することができる。

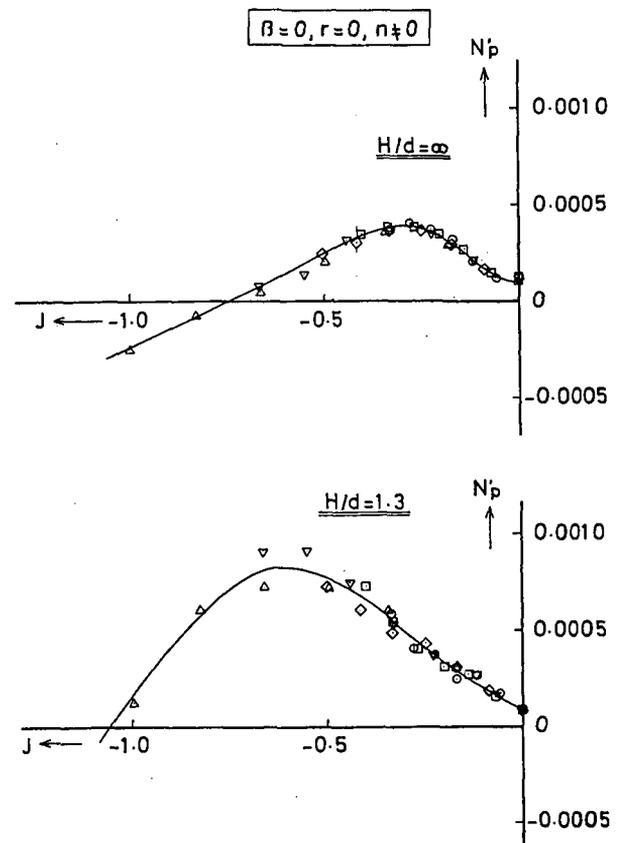


Fig. 3.22 Measured results on yaw moment induced by propeller. (91)

3.3 船体相互間の干渉

同じ形、同じ大きさの船が、平行に同じ速度で航行する時の干渉は、長い側壁に沿って航行する場合と同じで、例えば、船体を簡単な source 分布で表わした時の干渉力は、Newman⁹⁾により(2.26)式として示されている。

異なる形と大きさの船が、平行航路を進む時の干渉については、Tuck・Newman⁷³⁾は、深水の場合、浅水の場合、浅水の極限としての clearance 0 の場合、という3つの場合に対して次のような解法を示した。

深水の場合、速度ポテンシャルを、

$$\phi = -Ux + \phi_1 + \phi_2 + \phi_{12}$$

と表わし、 ϕ_1 は自船によるもの、 ϕ_2 は他の船によるもの、 ϕ_{12} は干渉項とし、これらのポテンシャルを細長体理論により各船体について求め、各断面に働く力は、

$$Y'(x, t) = \rho S(x) \left(\frac{\partial}{\partial t} - U \frac{\partial}{\partial x} \right) V(x, t) + \rho \left(\frac{\partial}{\partial t} - U \frac{\partial}{\partial x} \right) (V \cdot A) \quad \dots\dots\dots(3.4)$$

で表わせるとして、横力とモーメントを求めている。 V は他の船のために生じた断面での cross flow で、 ρA はその断面の付加質量を表わす。

(3.4)式右辺第1項は、cross flow V の圧力勾配のため生じた力であり、第2項は船体の運動量の変化による成分を表わす。

Fig. 3.23, 3.24 は、異なる大きさの船が、平行に同じ速度で進む時の計算と実験との比較で、定性的には良く合っているが、定量的には計算の方がかなり低い値を示している。

clearance 0 の場合は、流れは2次元的となり、2つの2次元翼の問題として source と vortex で流れを表わして解いている。Fig. 3.25, 3.26 は、同じ大きさの船に対する計算で、先行する船の船尾近くに後行する船の船首がある場合 ($l/L = \pm 2.0$)、先行する船の方が、より大きな反発力と bow in moment を受ける様子などがわかる。

また clearance 0 の場合を貴島⁹²⁾他は2次元翼の取扱いをもとに2船の船長の違いを考慮した時の干渉力を計算しており、その例を Fig. 3.27~3.30に示す。自船の船長を L_1 他船のそれを L_2 として2船の前後距離を l 、

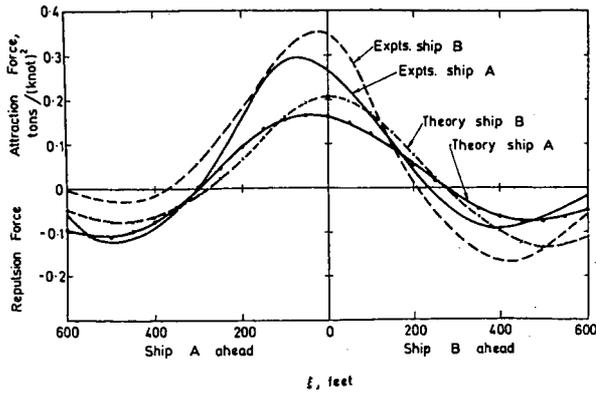


Fig. 3.23 Sway forces on two ships, and corresponding experimental results of Newton (73)

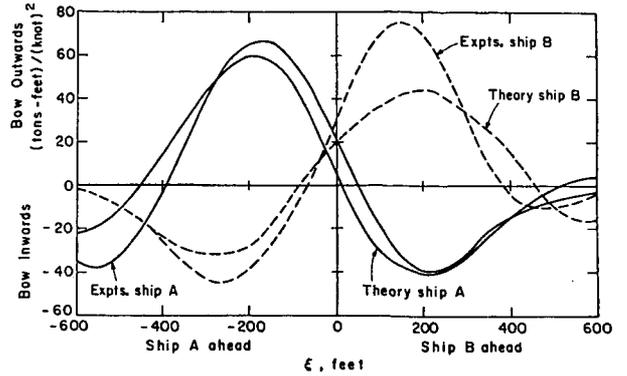


Fig. 3.24 Yaw moments on two ships, and corresponding experimental results of Newton, (73)

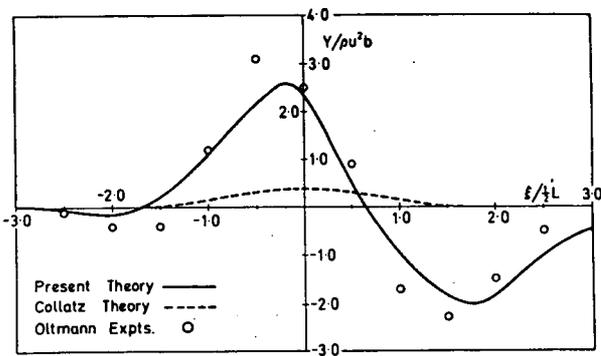


Fig. 3.25 Theoretical and experimental sway force on each of two identical two-dimensional bodies in steady motion, at a separation distance $\eta=0.625 (L/2)$. (73)

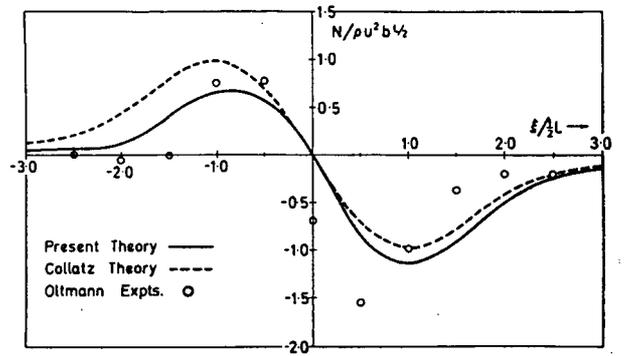


Fig. 3.26 Theoretical and experimental yaw moment on each of two identical two-dimensional bodies in steady motion, at a separation distance $\eta=0.625 (L/2)$. (73)

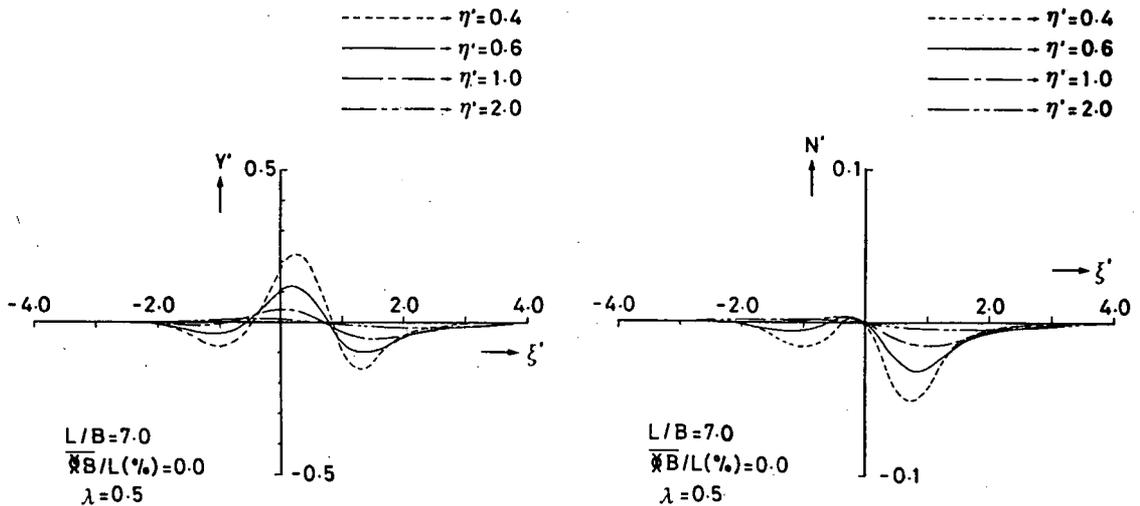


Fig. 3.27 Sway force and yaw moment on two-dimensional wing in steady motion. (92)

横方向間隔を η としてそれぞれの距離において等速度で並進する時に自船に働く横力 (Y'), モーメント (N') の計算例が Fig. 3.27~3.30 に示すものである。ここで $\lambda=L_2/L_1$ で定義されるものでこの計算結果から他船が大きい場合には自船は大きな干渉力を受けることになる。即ち反発力も吸引力も λ が大きい程その値も大きくなっている。また反発力および吸引力が最大になると λ の関係を Fig. 3.29~3.30 に示す。ここで X_y, X_n はこの最大時の λ の値を表わす。例えば吸引力が最大となる点については Fig. 3.29 に示すように λ が 2.0 以上の場

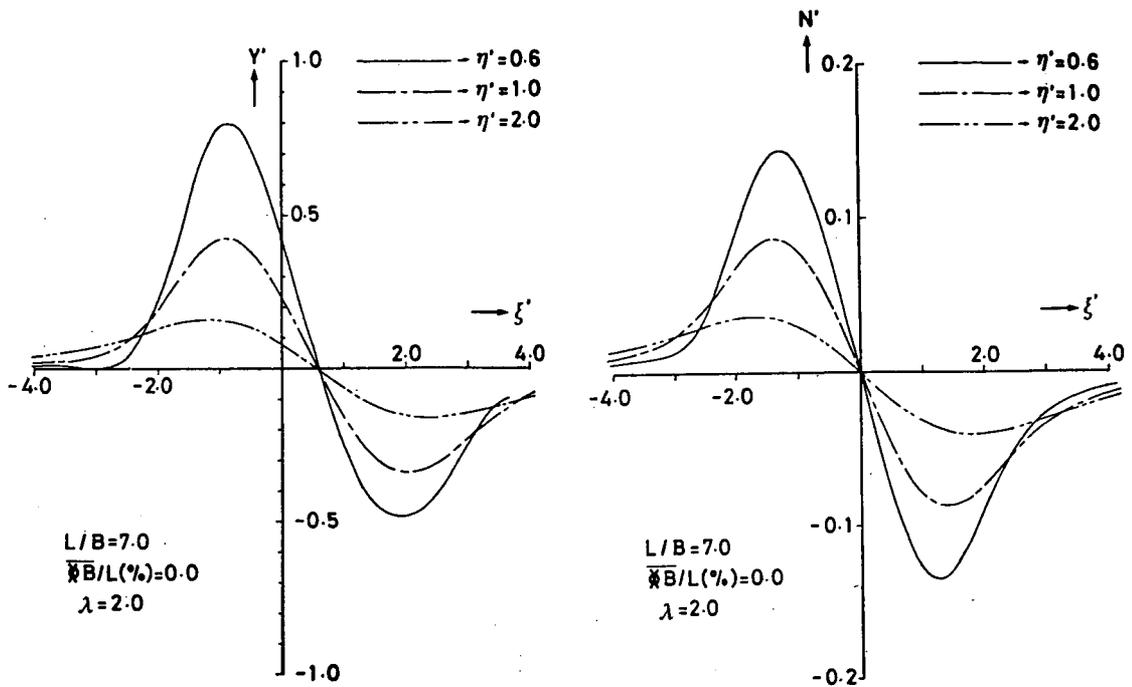


Fig. 3.28 Sway force and yaw moment on two-dimensional wing in steady motion. 92)

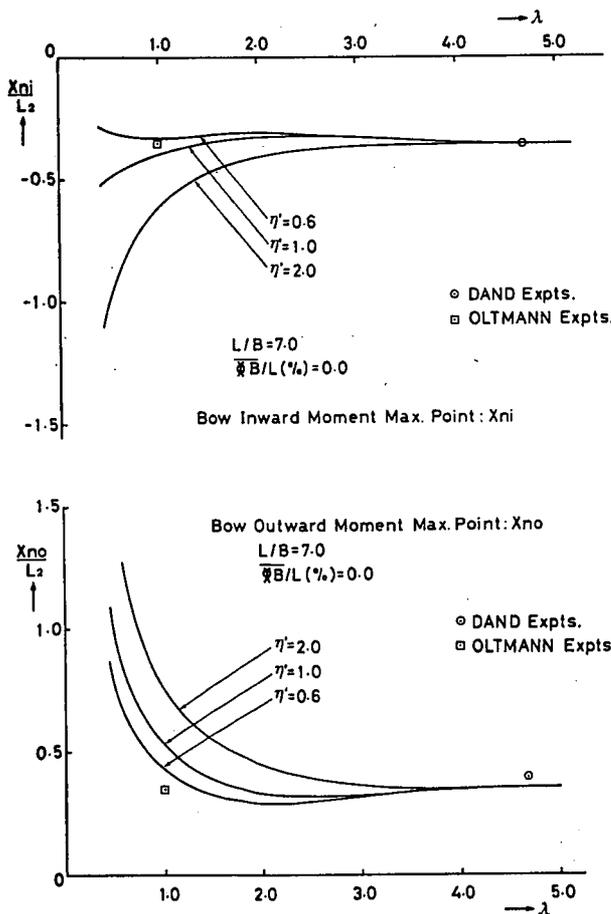


Fig. 3.29 Relative location at the maximum value of bow inward and outward moment. 92)

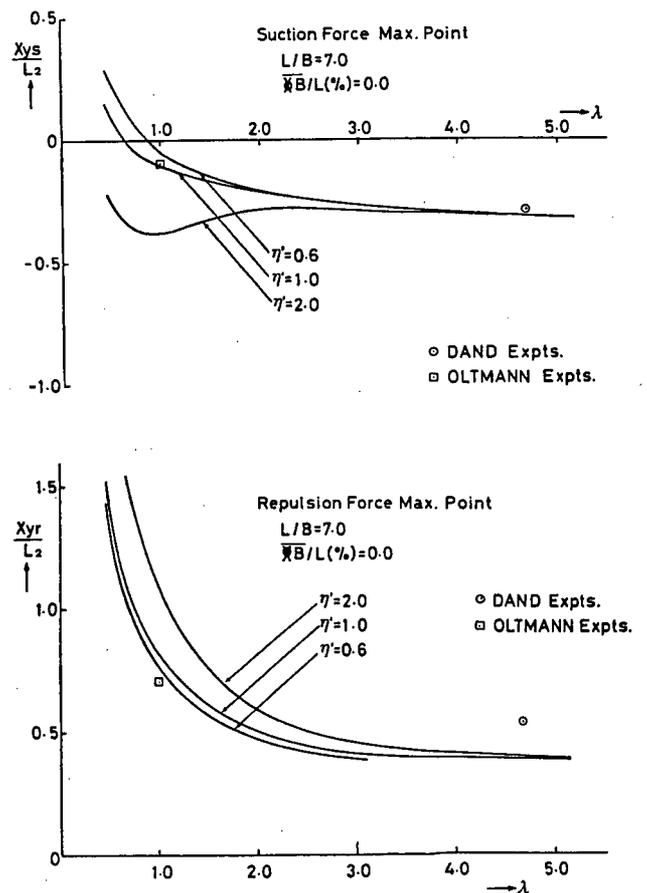


Fig. 3.30 Relative location of the maximum value of suction and repulsion force. 92)

合は X_y は η の値には余り依存しなくなり $-0.3L_2$ 前後の値に落ち着くことが分かる。つまり自船より他船が数倍

大きい場合、自船が他船の midship 前方に $0.3L_2$ 程度の位置にある時に最大の吸引力が作用することになる。これは Dand の実験結果ともよく一致している。更に興味深いことは吸引力の最大値が生じるのは他船の midship から前方に $0.3L_2$ 程度自船が先行する場合で、この時はほぼ同時に bow-inward moment が作用することになり吸引力と bow-inward moment によって衝突の危険性もあり、操船には注意を要することになる。

Tuck・Newman の浅水及び clearance 0 に対する計算は、2 船の船速が同じ場合の計算であるが、Dand⁷⁵⁾ は、浅水で 2 船が異なる船速で進む時の干渉を clearance 0 として、船体表面を source panel で表わして干渉力を求めたが、循環は考慮しなかった。

次いで、Dand⁷⁶⁾ は、上記の方法⁷⁵⁾ に近似的に循環の影響をいれるため、船体中央に point vortex をおき、船尾に Kutta の条件を課して計算を行った。同時に、数隻の模型船について、平行に同じ船速で進む時の干渉力を計測している。Fig. 3.31 は、大きさの少し異なる船に対する実験結果の一例で、hard over でも打ち消せないほど大きい回頭モーメントを発生している。

Abkowitz 他⁷⁷⁾ は、深水において、船体を中心線上の source と doublet で表わし、Lagalley の定理より干渉力を求めている。循環は考えていないが、実験とは比較的よく合っており、鏡像を考えることにより、浅水の場合の計算も行っている。

深水においては、船体間の干渉力は、船体の厚さを表わす source 分布による成分が支配的であるが、浅水においては、Newman・Tuck⁷³⁾、Beck³³⁾、Dand⁷⁶⁾ の計算や Tuck³⁵⁾ の解説に示されているように、source に比べて循環の影響が大きくなっていくので、浅水では source と vortex をともに考慮することが必要であろう。

Yeung・Hwang⁷⁸⁾ は、浅水で、ごく近くを平行に同じ船速で進む場合の干渉力を、2 つの船体を含む内部領域と、2 つの船体の影響を 1 本の線上の source と vortex で表わした外部領域とのマッチングにより求めている。

より一般的な浅水での干渉問題として、King⁷⁹⁾ は、 $F_N=0$ で clearance 0 の場合を考え、任意の運動をする複数個の 2 次元揚力体についての非定常問題の一般的解法を示した。静止している船の横を通る船との間の干渉力を計算し、Oltmann⁸⁰⁾ の実験との比較を行っているが、通過する船に働く回頭モーメントを除いて、大体合っているようである。

狭水路においては、行き合いや追い越し等においては、両船は必然的に接近せざるを得ないが、広い水域においても、輻輳航路、出入航作業のため引船が本船の近くを走る場合、洋上補給などの場合は、接近して航行することになる。浅水においては、船体相互間の干渉はより強くなると共に、同じ水深でも、各々の船の大きさによって浅水影響の現われ方が異なってくるため、注意が必要である。

接近して航行する場合の衝突の危険性については、行き合いの場合は、相互干渉の時間が短いため、たとえ干渉のため制御困難となっても、大きく航路からそれる時には、すでに他船とは離れていることが多く、第 3 船との衝突や浅瀬への乗上げなどの危険性は大きくなるものの、相手船との衝突という観点からは、平行して走る干渉時間の長い、つまり危険時間の長い、追い越しの方がより危険性は高いという判断のもとに、Dand⁸¹⁾ は、浅水域での追い越しに関する計算と実験を行い、追い越しにおける衝突の危険性について、次のような点を指摘している。

第 1 は、引船と本船のように、大きさの全く異なる船の間の干渉で、本船の方は引船の影響をほとんど受けないが、引船の方は本船の影響を大きく受けることになる。Fig. 3.32 は、引船と本船が並進する時の引船に働く 3 分力の測定結果を示す。平行航路を後から引船が走って来て追い抜く場合、本船の船尾付近では、引船は吸引力と bow in moment を受けるため外側へ舵をとる。本船の中央部に近づくと bow out moment となるため内側へ舵をとる。さらに船首部に近づくと、抵抗増加のた

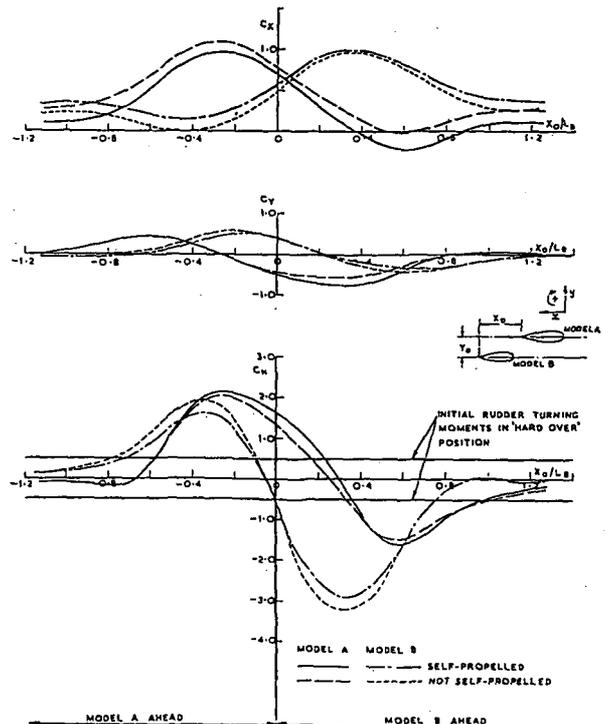


Fig. 3.31 Measured interaction forces and moments, $Y_0/L_B=0.252$. 76)

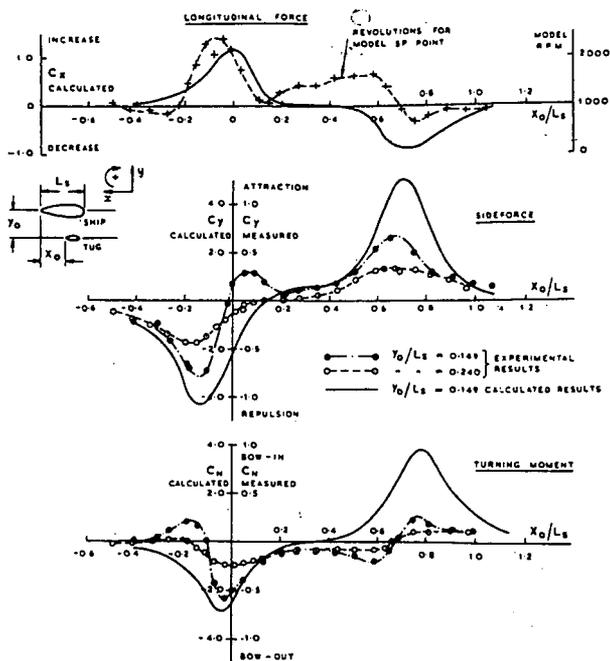


Fig. 3.32 Interaction forces and moment on tug model C induced by model D—Effect of lateral separation. 81)

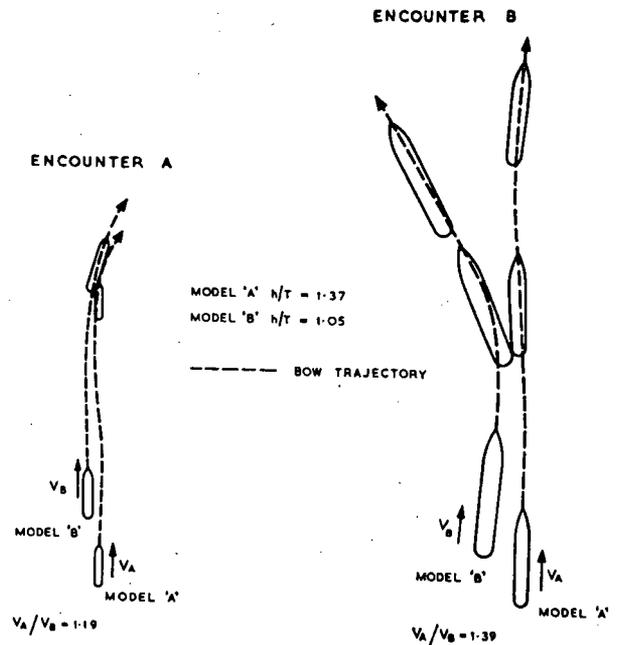


Fig. 3.33 Collision situations in shallow water. 81)

め power を上げると共に、吸引力と bow out moment も強くなるため、更に内側に舵をとることになる。船首より少し前へ出ると、抵抗はもとにもどり、吸引力は反発力へ、bow out moment は bow in moment へと急激に変化する。この段階で舵を外側へきるのがおけると、引船はより本船に近づき、より強い干渉力をうけ、引船の舵力では制御不能となり、衝突するという危険性がある。

第2は、同じ程度の大きさの船の追い越しの場合で、Fig. 3.31 に示すような力を受けるが、この場合は2つの危険域がある。B船が後方よりA船に近づくとつれて、A船、B船ともに bow in moment を受けるが、この影響は浅水ではかなり遠方よりゆっくりと出てくるため、なかなか気がつきにくく、気づいた時には手おくれという場合がある。さらに近づくと、B船は強い吸引力と bow in moment を受け、A船は bow out moment を受ける。更に進んで少し追い抜き始めると、B船は急速に反発力と bow out moment へと変化をし、船尾衝突の危険性が大きくなる。

Fig. 3.33 は、舵 0° で自航させた場合の船首の軌跡で、上記の2つの危険域での衝突の様子を示している。

4. 狭水路中における操縦運動

4.1 水路壁影響と針路安定性

船が狭水路を航行する時の操縦性に関して水路壁が大きな影響を及ぼすことはよく知られている。この場合、その基本となる船体に作用する流体力が無限水深時のそれに比べて大きく変化している。そこで本節ではまず初めにこの流体力について述べてみる。

水路の断面が一定で、しかも水深・水路幅共に一定の直線状水路の中心線上を船が航行する時に船体に作用する横力およびモーメントについて考えると、船が狭水路の中心線上を航行する場合とその中心線から一方の水路壁に近寄り航行する場合とは大きく異なる。前者は船体まわりの流れ場が左右対称であるのに対し、後者は左右非対称となる。従ってこの流体力について言えば前者に関しては水路幅の影響が現われ、後者においては水路壁からの吸引力、いわゆる“bank suction”が働くことになる。一方実際の狭水路航行においては一方の水路壁に近付いて航行する場合が多く、従ってこの bank suction は重要な要素となる。

船体に作用する bank suction の働きは、長くて直線状の水路の中心から離れて航行する時には定常に働き、Fig. 4.1 に示すように、一般に suction force と船首を水路壁から離そうとする bow-outward のモーメントに

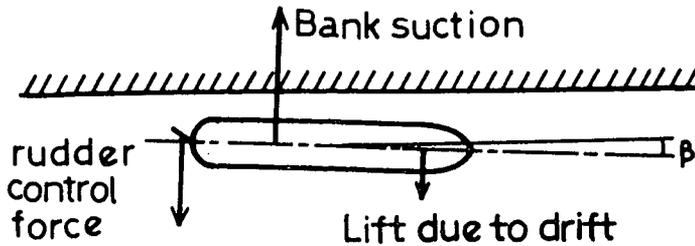


Fig. 4.1 Equilibrium conditions in motion along a long canal bank.

釣合いように舵をとることにより水路壁に沿って平行に航行することができる。Eda⁸⁸⁾はこの平衡問題に関して模型実験と計算により船が直線状の水路を平行に航行する為に必要な舵角を求めておりその結果をFig. 4.2に示す。この時の計算に用いた横力(Y')とモーメント(N')は、

$$\left. \begin{aligned} N' &= a_1 v' + a_2 y'_0 + a_3 \delta + a_4 v'^3 + a_5 y'_0{}^3 \\ &\quad + a_6 \delta^3 + a_7 v' y'_0{}^2 + a_8 \delta y'_0{}^2 \\ &\quad + a_9 \delta^2 y'_0 + a_{10} v'^2 y'_0 \\ Y' &= b_1 v' + b_2 y'_0 + b_3 \delta + b_4 v'^3 + b_5 y'_0{}^3 \\ &\quad + b_6 \delta^3 + b_7 v' y'_0{}^2 + b_8 \delta y'_0{}^2 \\ &\quad + b_9 \delta^2 y'_0 + b_{10} v'^2 y'_0 \end{aligned} \right\} \dots (4.1)$$

の多項式で表わし、 $a_1 \sim a_{10}$, $b_1 \sim b_{10}$ のそれぞれの係数は

Table. 4.1 に示す通りである。但し $y'_0 = y_0/L$ で y_0 は水路中心線からの横方向偏位を表わしている。

Table. 4.1 Hydrodynamic coefficients of yaw moments and sway forces. 88)

W/B	3.70	3.70	3.70	6.17	9.88	9.88
D_w/H	1.21	1.34	2.01	2.01	1.21	2.01
a_1	-8.45E-01	-5.37E-01	-2.61E-01	-2.18E-01	-4.67E-01	-2.44E-01
a_2	-1.28E-01	-1.19E-01	-4.34E-02	-1.39E-02	7.92E-04	3.30E-03
a_3	-7.03E-02	-5.26E-02	-5.34E-02	-3.92E-02	-3.83E-02	-4.85E-02
a_4	-6.72E+00	3.27E+00	-2.02E-01	3.53E+00	1.79E+00	6.62E+00
a_5	-5.09E+00	8.33E-01	-3.01E-01	-6.47E-02	-1.03E-01	-3.95E-02
a_6	7.12E-02	2.13E-02	1.36E-02	1.45E-02	-1.24E-03	1.76E-02
a_7	-2.22E+01	-1.15E+01	-3.45E+00	-9.38E-01	-4.98E-01	-2.12E-01
a_8	-5.83E-01	-6.71E-02	3.45E-01	-1.79E-02	-8.67E-03	1.52E-02
a_9	7.38E-02	-2.78E-02	7.23E-02	3.80E-02	1.14E-02	3.94E-02
a_{10}	-3.37E+00	-2.16E+00	5.00E-01	-4.25E-01	-2.97E-01	-2.81E-01
e_1	2.00E-02	2.69E-02	1.16E-02	1.70E-02	1.09E-02	1.06E-02
b_1	-2.54E+00	-1.03E+00	-5.04E-01	-4.47E-01	-1.51E+00	-3.66E-01
b_2	6.44E-01	4.41E-01	1.42E-01	5.32E-02	4.98E-02	6.09E-02
b_3	2.02E-01	1.41E-01	1.28E-01	8.92E-02	1.58E-01	1.03E-01
b_4	-1.82E+02	-7.48E+01	-1.15E+01	-1.17E+01	-8.01E+01	-1.72E+01
b_5	7.44E+00	7.99E+00	5.69E+00	1.46E+00	3.89E-01	1.46E-01
b_6	-2.17E-01	-5.55E-02	-4.90E-02	1.36E-02	-1.05E-01	3.31E-02
b_7	-4.75E+01	-3.06E+01	-4.43E+00	-5.56E-01	-2.15E+00	-2.54E-01
b_8	1.87E+00	7.46E-02	-7.14E-01	-7.71E-03	-1.97E-02	-3.08E-02
b_9	-1.79E-02	1.21E-01	-1.83E-01	-7.77E-02	-6.30E-02	-6.31E-02
b_{10}	8.36E+01	6.05E+01	1.03E+01	9.67E-01	8.91E+00	1.14E+00
e_1	9.41E-02	7.63E-02	3.80E-02	4.69E-02	4.40E-02	5.98E-02

ところがこのように水路の幅や水深が一定であれば以上のように平衡状態を保ったまま航行できるが、水路壁が途中でとぎれたり、水路幅が変わったり、更に水深が変化したりする場合は上記の平衡状態は急激に崩れ、流体力は大きく変動し従って操船上非常に危険な状態になることも考えられる。

そこで水路幅や水深が変化するときの bank suction に関する非定常問題について考えてみる。この問題については Norrbin^{89), 93), 94)}の実験的な研究がある程度で、その他の研究例はほとんど見当たらない。従ってここでは彼の研究成果を引用しながら考察してみる。

長さ5mの模型船を用いて船が浅水域で且つ有限長さの水路壁 (short bank) に近接して航行するときの bank

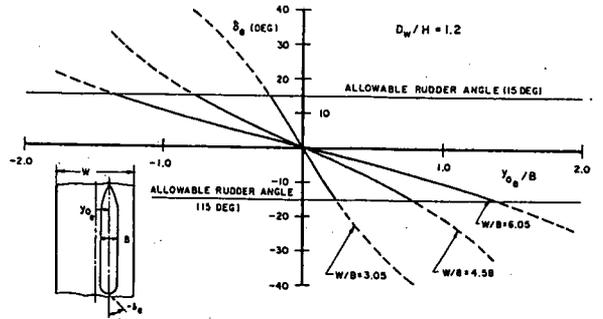
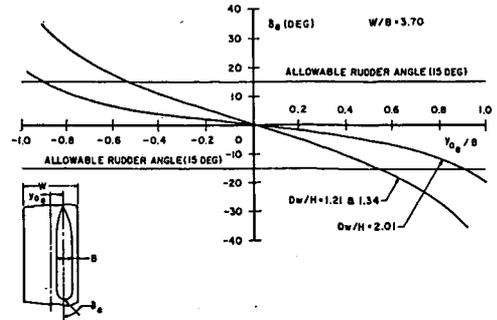


Fig. 4.2 Required rudder angle to maintain off-centerline course. 88)

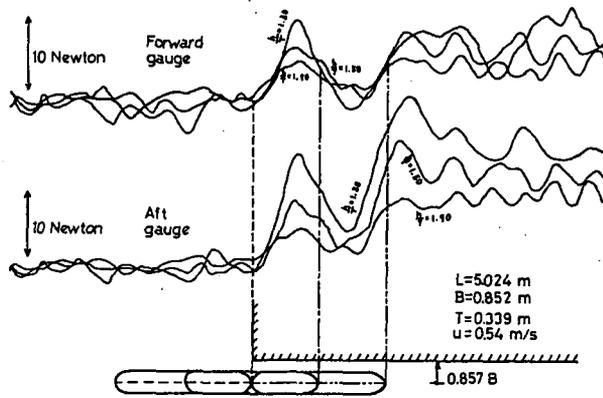


Fig. 4.3 Lateral force transients for model meeting surface-piercing finite bank, 89)

suction の過渡状態を計測した例を Fig. 4.3 に示す。船首が bank の前端を通過した時より suction force が作用し始め、船尾が bank の前端を過ぎる時にはほとんど最大状態になっている。また short bank を船が通過する時の横力とモーメントを模型船を使って計測した例を Fig. 4.4 に示す。この図の上側は bank の長さが船長の 3 倍で、下側は 6 倍の場合で bank の長さが無限長の時の流体力に対する比として表わしている。但し計測点は midship の位置である。何れの結果も bank の前後端 1 船長程度から船は bank の影響を受けており、特にモーメントに関しては bank の前後端付近を通過する時に大きなモーメントが作用している。これらの様子を船長方向の圧力分布の計測を行って

みると、Fig. 4.5 に示すように、bank と船の位置関係でその大きさが変化する状態が容易に分る。また bank の長さ と suction force の最大値の計測例を、無限長さの bank における suction force と有限長さの bank の場合のそれとの比 ($Y_{LB}/Y_{LB=\infty}$) として Fig. 4.6 に示している。bank の長さが船長の 6 倍程度以上においては無限長さの bank の場合と同じ効果になると考えられる。以上、水深が一定の場合の他に Fig. 4.7 に示すように、いわゆる platform bank

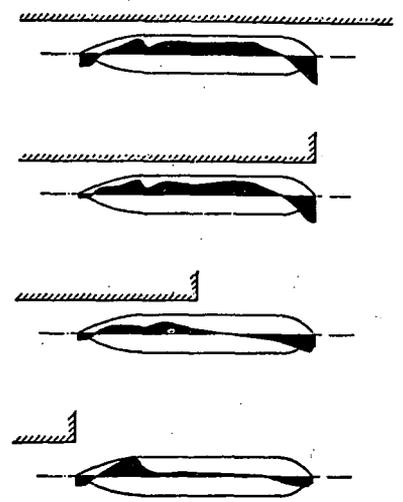
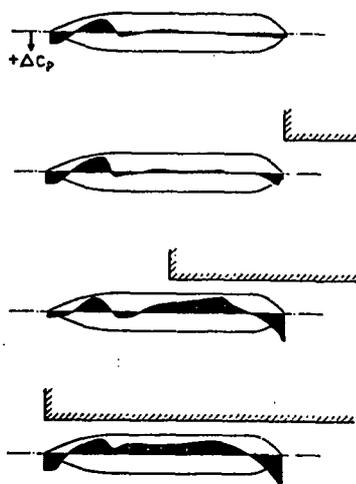


Fig. 4.5 Variation of pressure load distribution on a wateline cylinder of the Svealand model in motion past a short (3L) bank, 39)

の場合はその bank の水深によってその影響は異ってくる。この図において $h_1=0$ 即ち wall bank の時の suction force に比べて platform におけるそれは大略 $e^{-2\frac{h_1}{h-h_1}}$ の係数で整理できるように思われる。

以上のように定常力としての suction force が働く long bank の場合に比べて、非定常力の作用する short bank においては bank の前後端で横力およびモーメント共に急激に変化する為、操船上也非常に注意を要することになる。特に bank に接近したり、船速がある程度大きい場合は bank に衝突したりすることもあり、非

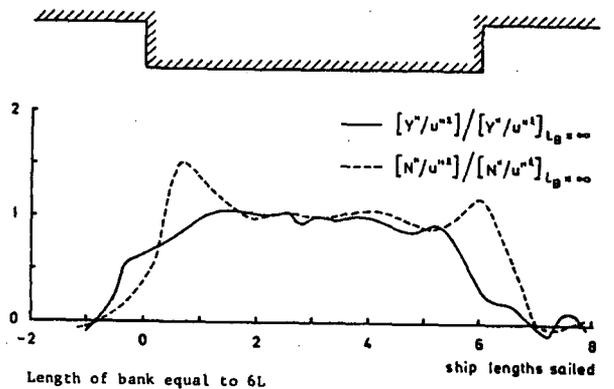
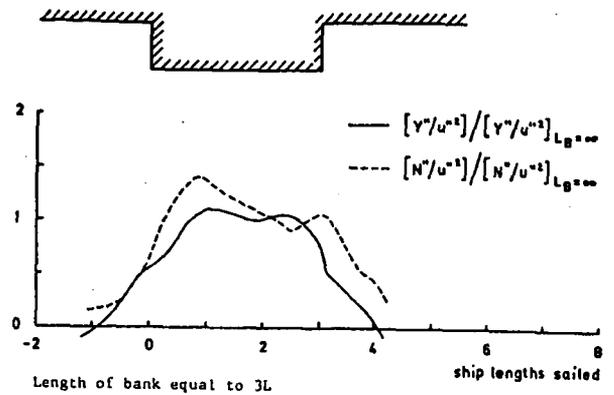


Fig. 4.4 Variation of interference force and moment on the Svealand model in transient motions past short bank, 93)

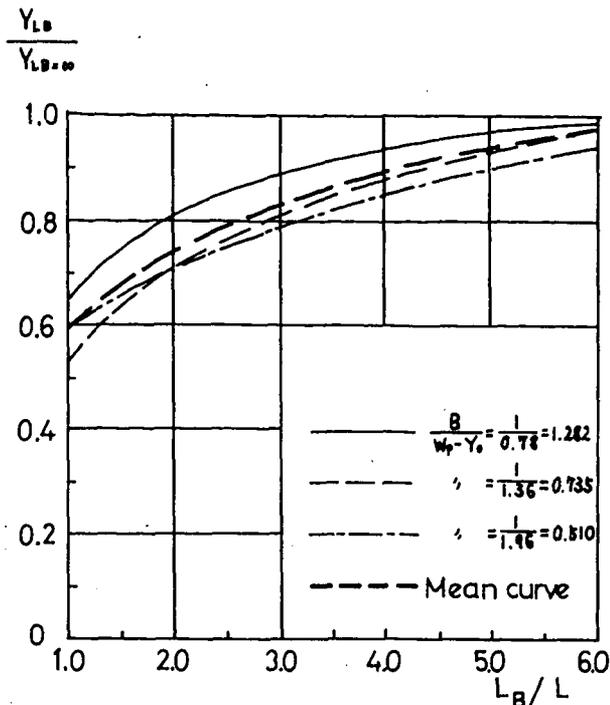


Fig. 4.6 Relative magnitude of maximum bank suction force during passages of banks of finite length. 89)

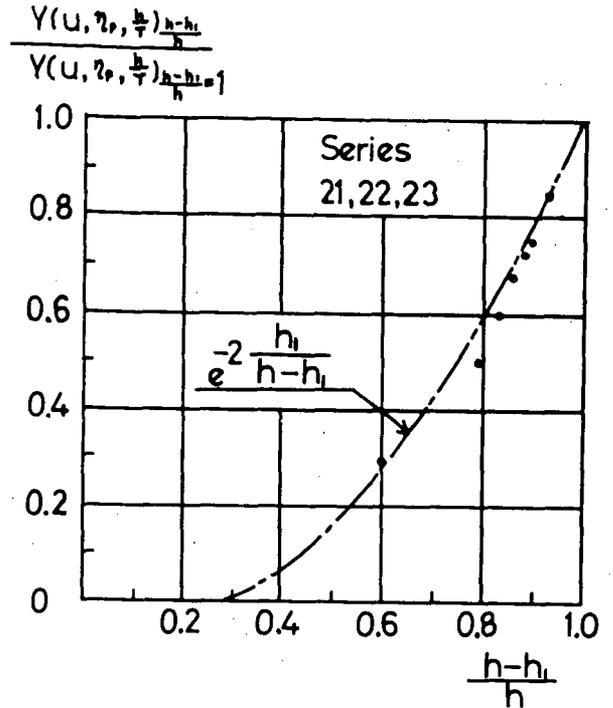
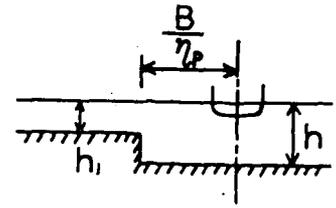


Fig. 4.7 Effect of platform submergence on maximum suction force. 89)

常に危険な状態となる。

次に以上の流体力の問題と同時に狭水路航行における重要な事柄は針路安定性の問題である。船の針路安定性の判定に関しては本章第2節および第2回操縦性シンポジウムにおいて詳細に述べられているので、ここでは狭水路中での針路安定性に関する特性について考えてみる。

狭水路中での針路安定性の判別は深水域や浅水域の場合のように static derivative と呼ばれる微係数 Y_β , N_β , $Y_r - (m + m_x)$, N_r のみからは針路安定性は決まらず、前述の bank suction 等の水路壁あるいは水路幅の影響を考慮する必要がある。船が狭水路の中心線上を航行する場合においても藤野⁸⁾ のマリナー船型とタンカー船型による模型実験結果にみられるように、何れの場合も水路幅影響を考慮した stability criterion は正となり船は針路不安定化の傾向になることが分かる。しかし実際は操舵することによって安定に航行している場合が多い。これについては Khattab⁹⁾ 他等が狭水路中での自動操舵に関連して系統的に調べている。Eda⁸⁾ はこの問題を次のように取扱っている。まず rudder control として

$$\begin{aligned} \delta_a &= a(\psi - \psi_e) + b'\dot{\psi}' + c'(y_0 - y_{0e}) + d'y_0' + \delta_e \\ &= \delta + t'_r \delta' \end{aligned} \quad \dots\dots\dots(4.2)$$

ここで a =yaw gain constant, b' =yaw rate gain constant, c' =path deviation gain constant, d' =path deviation rate gain constant を表す。この式と yaw, sway の操縦運動方程式により次式を導いている。

$$\left. \begin{aligned} \bar{\psi} &= \sum_{n=1}^n \phi_n e^{\sigma'_n t'} && \text{(heading angle)} \\ \bar{y}'_0 &= \sum_{n=1}^n Y'_{0n} \sigma'_n t' && \text{(path deviation)} \\ \bar{\delta} &= \sum_{n=1}^n \Delta_n e^{\sigma'_n t'} && \text{(rudder angle)} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots(4.3)$$

ここで ϕ_n , Y'_{0n} , Δ_n は初期条件にもとづく定数であり、また σ'_n は次の特性方程式から得られる固有値を表す。

$$p_0\sigma'^5 + p_1\sigma'^4 + p_2\sigma'^3 + p_3\sigma'^2 + p_4\sigma' + p_5 = 0 \quad \dots\dots\dots(4.4)$$

即ちこの特性方程式のすべての根の実数部が負であれば安定となる。いわゆる Eigenvalue analysis と呼ばれる方法である。以上の式を用いて $C_b=0.83$ のタンカー船型についての計算例を Fig. 4.8 に示す。但しこの計算は種々の水路幅について yaw gain constant の値のみを変化させた時、即ち方位角比例制御の時の安定性を調べたもので、操舵しない時は狭水路中は無論のこと非制限水域においても針路不安定な船である。しかしながら Fig. 4.8 に示すように、この計算結果では狭水路中においては方位角比例制御だけでも非常に安定化し $a=4\sim 5$ (但し $W/B=4.58, H/d=1.2$) の時に最も針路安定となることが分かる。これは船が水路の中心線上を航行する時も、そしてどちらか一方の水路壁に近寄って航行する時も同様のことが言える。従って船体に作用する流体力と舵力とが釣合だけの舵角の余裕があれば方位角比例制御でも狭水路中での保針性能を有することができる。(4.2)式の a と b' を変えて狭水路で且つ浅水中を250,000 DWT のタンカーが航行する時の航跡をシミュレートしたものが Fig. 4.9 と Fig. 4.10 である。

Fig. 4.9 では path deviation を、Fig. 4.10 では heading angle の変化を示したものでいずれも初期状態として2度の外乱が与えられた場合である。これらの結果では yaw gain, yaw rate gain constant の値が2では未だ不安定であるが4になると安定化している。これは前述の針路安定性の項で述べたことと一致している。

以上狭水路を船が航行する時の水路壁影響および針路安定性について述べてきたが、その特性を列記すれば、

- (1) 当然のことながら水深より水路幅が増大する方が操縦性の見地からは非常に有利になる。
- (2) 狭水路では水深の影響より水路幅あるいは水路壁の影響が非常に重要である。
- (3) 一方の水路壁に近接して航行するに要する舵角は水路幅および水深が減少する程、また船が水路壁に近寄る程大きくなる。
- (4) 狭水路中で不安定である船も方位角比例制御だけでもかなり針路安定化することが分かる。

要するに狭水路中では水路に沿って航行する為の舵角、即ち静的な力の釣合と、もう1つは針路安定性が主要な要素となり、従ってこの2つの要素をどれ程満足させるかによって水路の大きさとその水路を航行可能な船との関係をつかむことができる。

4.2 狭水路中での停止性能

狭水路中では前節で述べた水路に沿って航行する際の船体に作用する力の釣合の問題や針路安定性の問題の他に緊急回避の問題があげられる。特に狭水路では水路壁によって操船上非常に制約を受ける為に、衝突あるいは座礁に対する回避に際してはプロペラを逆転して緊急停止を行う方法が有効な場合が多い。ところが第3節でも

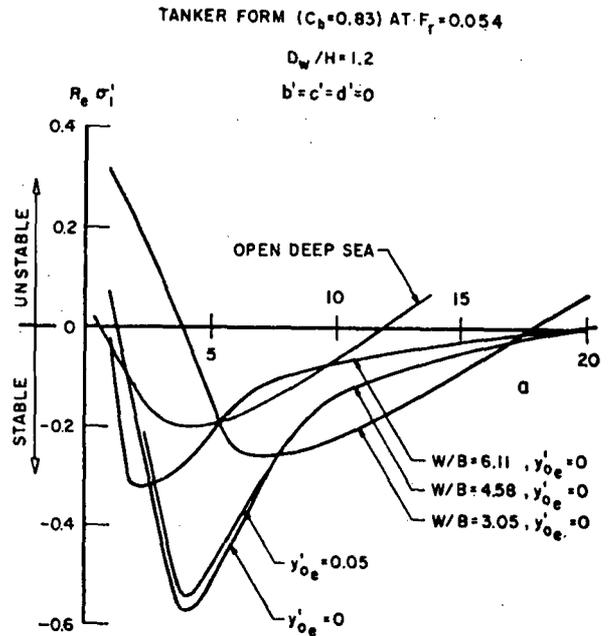


Fig. 4.8 Directional stability vs yaw gain constant. (88)

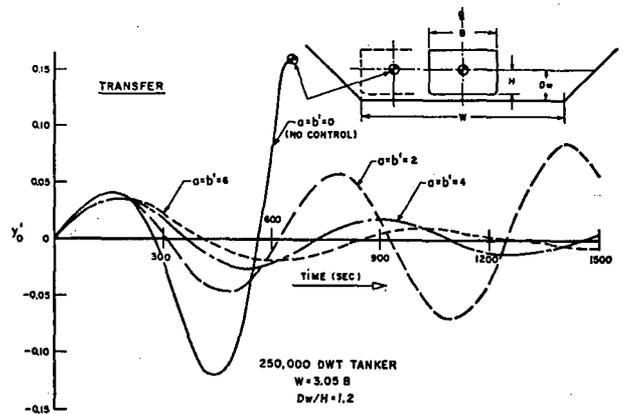


Fig. 4.9 Ship path after yaw disturbance of 2 degree. (88)

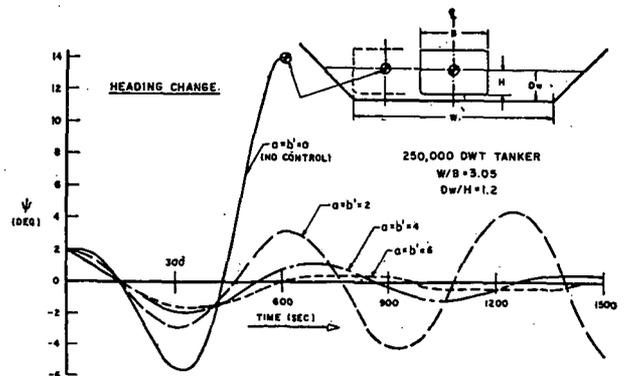


Fig. 4.10 Heading angle after yaw disturbance of 2 degree. (88)

述べたように緊急停止運動時は針路が非常に不安定となり、右に回頭したり左に回頭したり複雑な挙動を示す。本節では船が狭水路中でプロペラを逆転して停止する時の運動が水路幅によってどのように変化するかについて述べる。この問題については SR 175⁹²⁾において研究が行われ興味ある成果を得ており、ここではこれに関連した井上他⁹¹⁾の研究を基に検討してみる。

(a) 船の初期状態が水路幅中心線上にある場合

プロペラ逆転発令以前の原針路が水路幅中心線上に一致している場合について大型タンカーを例にとり、理論計算と模型実験から得られた流体力係数を用いて停止運動のシミュレーション計算を行ってみる。一般に狭水路においては水深が浅い場合がほとんどであるが、停止運動に及ぼす水路幅影響に重点を置いて検討する為に水深の影響が余り大きくない $H/d=2.0$ についての航跡のシミュレーション計算結果と自航模型試験結果の例を Fig. 4.11 に示す。但しここで用いたプロペラ逆転によって船体に誘起する流体力 Y_P, N_P については第3節第2項で述べた浅水時の値をそのまま用いている。縦距 (X_s) と横距 (Y_s) に及ぼす水路幅影響を調べた例が Fig. 4.12 に示すものである。これらの計算結果によると船体が水路壁に接触しない範囲においては当然のことながら X_s/L は $|J_0|$ (但し $J_0=V_0/nD$, V_0 =初期船速) が大きくなるに従って増加しており、また J_0 を固定して考えれば $X_s/L, Y_s/L$ は水路幅が小さくなると減少する傾向にある。このようにそれぞれの水路幅において $|J_0|$ を大きくしていくと、ある $|J_0|$ 以上では船の回頭と横偏位により船首あるいは船尾が水路壁に接触するようになる。即ちこの限界の $|J_0|$ はそれぞれの水路幅について存在し、この値を越えると水路壁に接触するものと考えられる。

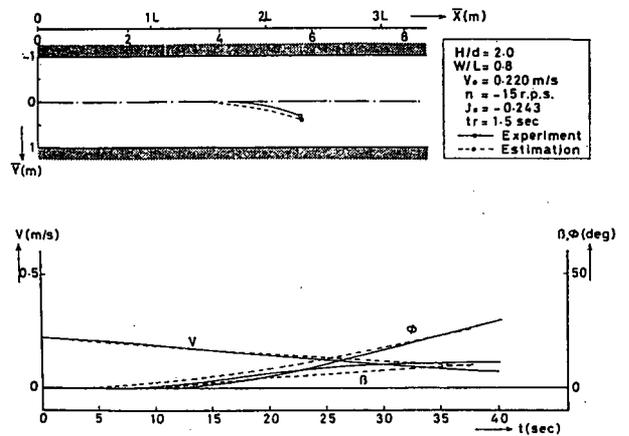


Fig. 4.11 Simulation results on stopping of large tanker in canal. 91)

(b) 船の初期状態が水路幅中心線から横方向に偏位している場合

プロペラ逆転発令以前の船が水路幅中心線から横方向に偏位して、 $\beta=0, r'=0$ で水路壁に平行に航行している時の停止運動における航跡を種々の初期状態についてシミュレーション計算を行った結果が Fig. 4.13~Fig. 4.15 に示すものである。以上の計算結果によると $\eta_0/B=0$ 即ち船の初期状態が水路幅の中心線上にある場合に船が右舷方向に偏位する J_0 の範囲においても Fig. 4.13 のように初期状態が右舷側水路壁に近寄った場合には左舷方向に偏位する。即ち、船が水路幅中心線から初期横方向偏位を有す場合に、左舷右舷いずれの方向に偏位していくかはプロペラが逆転することによって誘起される船体横方向の力と suction force と suction moment との力の釣合によって決まることになる。従ってこの場合もある1つの水路幅において船の初期横方向偏位量が与えられれば、この船が水路壁に接触せずに停船する為の限界の J_0 即ち船速とプロペラ逆転回転数の関係を推定することができる。

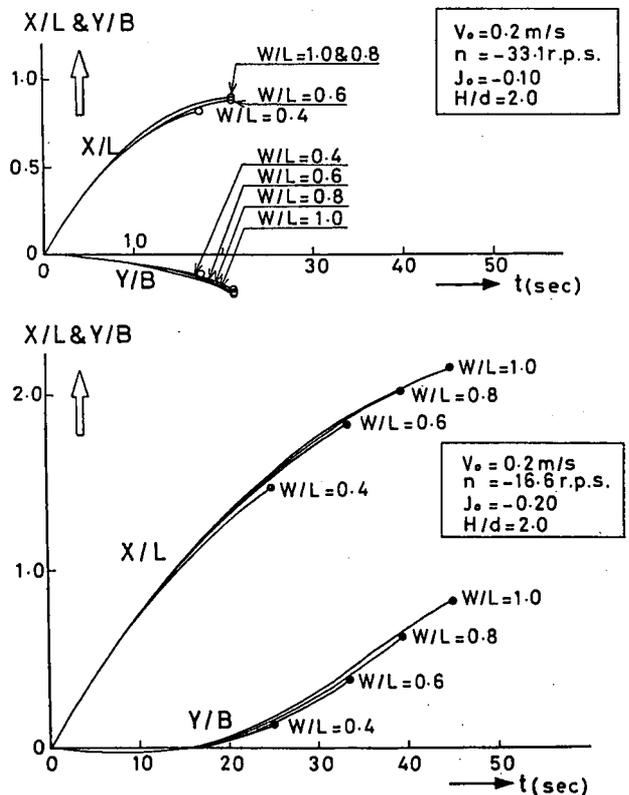


Fig. 4.12 Course deviation and stopping distance. 91)

このように狭水路中での停止運動に際しては水深、水路幅および水路壁と船体との間隔の他に船速とプロペラ逆転回転数の因子もまた無視できないものであることがわかる。狭水路航行の安全性の観点から考えれば、プロペラ逆転時の船の初期状態によっては水路壁に衝突したり、あるいは水路の中心線を越えて他の通航帯に進入す

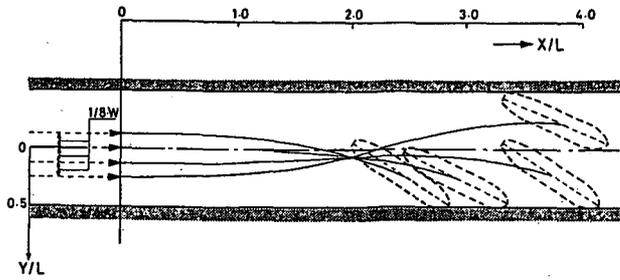


Fig. 4.13 Effects of initial lateral deviation for trajectory of large tanker in $J_0 = -0.3$. 91)

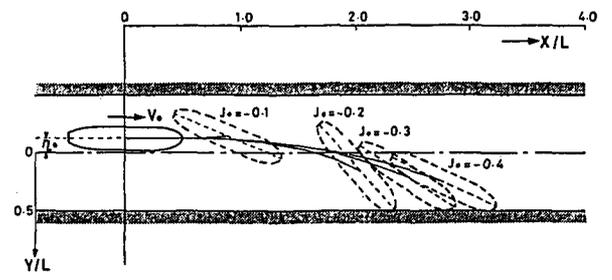


Fig. 4.14 Trajectory of large tanker as function of J_0 for initial lateral deviation. 91)

ることもあり非常に危険なことになる。但し以上はプロペラ逆転発令後の操舵は行っていない為に実際上は操舵によって水路壁との接触を避けられる場合は多いものと考えられる。

4.3 船体相互間の干渉

狭水路中での船体相互間の干渉は船舶の輻輳する運河や海峡において操船上重要なもので古くから注目されている。特に狭水路においては水路幅又は航路幅更に水路壁に制約を受ける為に必然的に追い越しや行き合の場合、2船は非常に接近することになり、従って船体相互間の干渉はより強いものとなる。これらの問題については Moody⁸⁷⁾ や Müller⁸⁶⁾ の実験的研究があるが、最近 Tan⁹⁷⁾ は Yeung⁹⁸⁾ の方法を応用して狭水路中を2船が行き合う場合と追い越し場合の船体に作用する流体力を matched asymptotic expansion の方法によって求めている。2船が行き合う場合では、2船が接近しつつある時反発力、通過中は吸引力そして通過後は再び反発力という、いわゆる see-sawing 現象であり第3節第3項で述べた浅水域の場合と定性的に全く同じでモーメントについても同様の現象がみられる。また当然のことながら水路幅が小さくなるとそれらの干渉力も大きくなっている。追い越し場合については追越船と被追越船では干渉の強さが異なり、被追越船では追越船に働く干渉力よりもより大きな干渉力を受ける。またその両船の速度差が大きくなれば被追越船の干渉力は増大することになる。

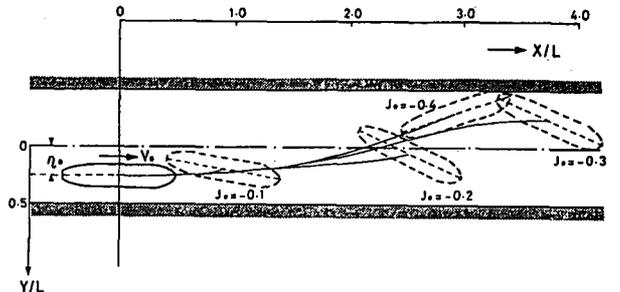


Fig. 4.15 Trajectory of large tanker as function of J_0 for initial lateral deviation. 91)

第3節第3項で述べた事柄からも分かるように、浅水域にしる狭水路中にしる2船が行き合う場合あるいは追い越し場合の干渉力は大きく分けて

- (1) 2船が接近しつつある状態
- (2) 2船が互いに通過中の状態(行き合の場合は bow to bow から stern to stern まで)
- (3) 2船が通過した後の状態

の3段階に分けて考えることができる。特に(1), (2)の状態は衝突の危険性という観点からは注意を要する状態である。先述の如く行き合の場合よりも追い越しの場合の方が上記(1), (2)の状態は時間的に長く続く為に追い越し時の衝突接触の危険性は高くなるということになる。しかしながら無限水域中に比べて狭水路中では他船から受ける干渉力の他に水路壁影響更に航行帯のことも考慮しなければならない為にそれが行き合の場合でも操船上は慎重な判断が要求される。Eda⁹⁹⁾も述べているように2船が行き合う場合の control に関して、bow to bow の状態に近い時に生じる最初の干渉モーメントの peak は非常に重要となり、それが完全に2船が通過するまでの control に影響を及ぼすことになる。

4.4 狭水路航行時の諸問題

狭水路中を航行する時の船の操縦性に関する重要な要素については前節までに述べた。しかし現実問題としてはこれらの他にも考慮すべき種々の問題がある。例えば狭水路中での船速の問題、風や潮流の問題あるいは与えられた水路に対しての操船可能な船の大きさ等の問題が考えられる。そこでここではこれらの2, 3の問題に触

れてみる。

(a) 船速について

船速の増加が造波，トリムあるいは船体沈下に影響を及ぼしていることは周知のことであるが，狭水路中では bank suction に関しての船速変化も考慮しなければならない。Eda⁸⁸⁾の模型実験結果によると Fig. 4.16に示すように船速の増加に伴って suction moment coefficient (N'_{η}) は増加し suction force coefficient (Y'_{η}) は減少している。また低速域ではこれらの変化はほとんどなく，ある船速以上になると急激に変化しており，これは操船上非常に注意を要することになる。従って操船上 critical な船速の存在というものが考えられるが，水路の幾何学的条件のみならず船体沈下他の多くの条件を加味しなければならないことを考えれば容易に決められるものではないように思われる。

この船速の限界については山口他⁶⁴⁾が船体沈下量の観点から次の推定式を求めている。

$$F_{ri} = \left\{ \frac{2pq(m-1)}{\left[\frac{m}{q(1+me)-n} \right]^2 - 1} \right\}^{1/2}$$

但し $p=d/L$, $q=1/(1+e)$, $e=0.24$
 $m=H/d$, $n=B/W$ (H :水深, W :水路幅)

(b) 水路と船体の幾何学的条件について

4.1 で述べた針路安定性および舵力と船体に作用する流体力の問題に加えて，水底と船底との clearance の大小もまた航行可能かどうかの判断材料となる。

更に，Eda⁸⁸⁾はFig. 4.17に示すように rudder control として(4.2)式を用い， $C_b=0.83$ のタンカー船型の場合における操船可能な水路の大きさを求めている。またこれにより針路安定性に関しては水深の影響より水路幅の影響がより重要であることも指摘している。

(c) 潮流と風について

狭水路中の航行においては船速も左程大きくとれない為に風や潮流等外力の影響も無視できない場合が多い。運河や河川の航行に際しては時に水の流れの影響が大きく，特に低速時には水路の流れに加えて船自身が乱した流れによっても操船上影響を受けやすくなる。従って河川における港への出入港あるいは着岸時の船の操縦性に関しては与えられた水路，操船可能な searoom (海面余裕) 等の地形的環境条件と先述の bank suction や針路安定性の問題を総合的に考慮しなければならない。一方水の流れに関しては運河や河川を建設する場合も重要な問題であり，むしろこれらの建設に際しては造船側，操船側から提供すべき船の操縦性の問題点を十分に考慮して行わねばならないことになる。

水流のある狭水路航行時の船の操縦運動をシミュレーション計算によって評価する場合その狭水路中の flow patternを明確に把握する必要がある。この flow pattern については種々の流れが考えられる。例えば水流が一定の水路を船が cross する場合，局所的に横方向流れがあ

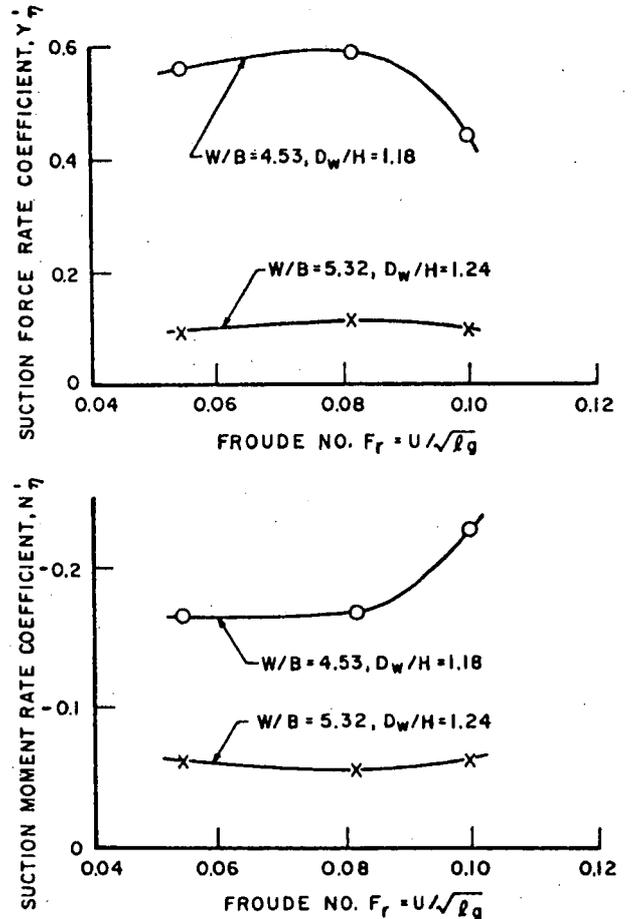


Fig. 4.16 Force and moment coefficients versus ship speeds. 88)

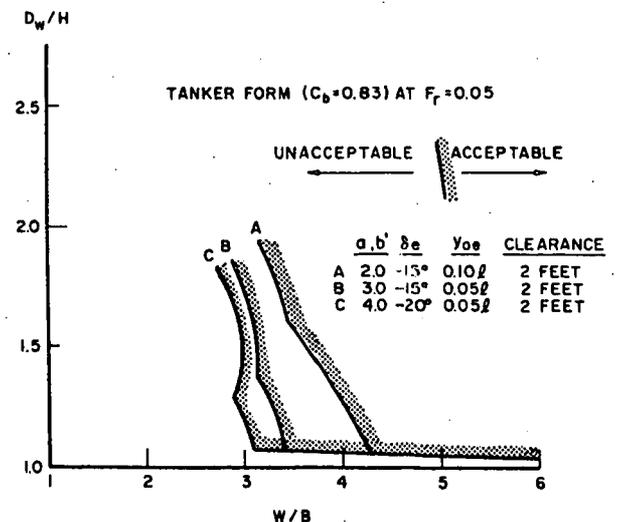


Fig. 4.17 Composite limiting contours, guideline to relationship between canal dimensions and acceptable ship size. 88)

る場合あるいは更に複雑になって水路幅が異なる時やlockがある時の flow pattern等非常に多くの例が考えられる。これらについて Kolkman¹⁰⁰⁾ は模型とシミュレーション計算により flow pattern と船に与える影響を調べている。

風の影響についても狭水路航行時あるいは出入港時は船の操縦性に関して重要となる。Dand・White¹⁰¹⁾ は模型実験とシミュレーション計算により cross wind の強さと通行帯の幅についての関係を求めている。狭水路中心線上を走る 8 m 長さの VLCC 模型での試験結果 Fig. 4.18 では cross wind の風速(V_T)と船速(V_S)の比が増加するにつれて通行帯の幅(W/B)および cross 保持の為の舵角は大きくなっていく。

5. 結 言

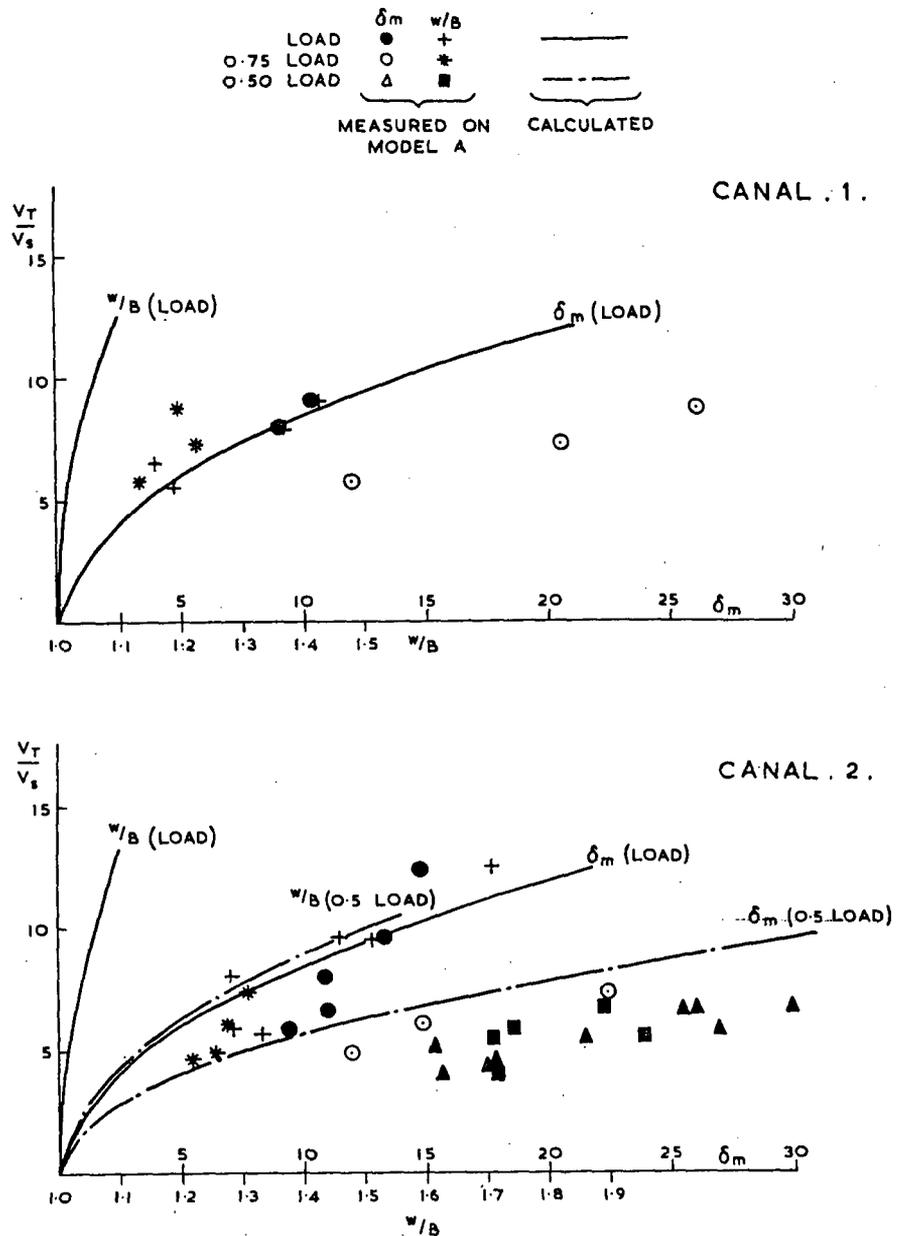
以上制限水域における船の操縦性に関する特性および問題点について述べた。現在、以上のようにこれらについてはある程度説明されているが今後詳細に検討すべき問題は数多く残されている。例えばそのいくつかの例をあげてみると、まず船体に作用する流体力の推算に関しては深水

域から浅水域まで幅広く利用できる簡便な計算方法や海底傾斜を含んだ条件下での流体力の有効な理論的推定法をはじめとして、模型実験結果を実船の操縦性能の評価に應用する時の浅水影響・狭水路影響を含めた相関の問題、水路湾曲部と操縦性、船体・プロペラ・舵の相互干渉力と水深・水路幅との関連あるいは collision の問題を含めた海上交通流等まだまだ多くの問題が残されている。

本章で述べた事柄が今後の研究等への一助になれば幸いである。

参 考 文 献

- 1) 第2回操縦性シンポジウム, 日本造船学会, 1970.
- 2) N. H. Norrbin: Theory and observations on the use of a mathematical model or ship manoeuvring in deep and confined waters, 8th. Symp. Naval Hydrodynamics, 1970. and SSPA Publ. No.68, 1971.
- 3) J. N. Newman: Some theories for ship manoeuvring, Int. Symp. Directional Stability and Control of Bodies Moving in Water, 1972, and J. Mech. Eng. Sci., Vol.14, No.7, 1972.



EFFECT OF CROSS WIND & SPEED ON LANE WIDTH & MEAN RUDDER ANGLE

Fig. 4.18 Effect of cross wind and speed on lane width & mean rudder angle. 101)

- 4) M. Fujino: Maneuverability in restricted waters—state of the art, Dept. Nav. Arch. Mar. Eng. Ref. No.184, Univ. Michigan, 1976.
- 5) H. Edstrand, N. H. Norrbin: Shallow water phenomena and scale model research some experience from the SSPA maritime dynamics laboratory, ISP, Vol.25, No.287, 1978.
- 6) E. O. Tuck: Hydrodynamic problems of ships in restricted waters, Ann. Rev. Fluid Mech., Vol.10, 1978.
- 7) J. N. Newman: Theoretical methods in ship maneuvering, Int. Symp. Advance in Marine Technology, 1979.
- 8) M. Fujino: Experimental studies on ship manoeuvrability in restricted waters—Part 1, ISP, Vol.15, No.168, 1968.
- 9) M. Fujino: Experimental studies on ship manoeuvrability in restricted waters—Part 2, ISP, Vol.17, No.186, 1970.
- 10) C. N. Flagg, J. N. Newman: Sway added mass coefficients for rectangular profiles in shallow water, J. Ship Research, Vol.15, No.4, 1971.
- 11) 菅 信: $K \rightarrow 0$ および $K \rightarrow \infty$ での 2 次元浅水動揺の付加質量の計算, 第28回船舶研究発表会講演集, 1976.
- 12) 藤野正隆: Hypercircle Method による制限水路中における 2 次元柱体の横方向付加質量の推定, 日本造船学会論文集, 134号, 1973.
- 13) M. Fujino: The effects of the restricted waters on the added mass of a rectangular cylinder, 11th. Symp. Naval Hydrodynamics, 1976.
- 14) 藤野正隆, 杉田松次: 制限水路中で水平および垂直振動する矩形断面 2 次元柱体の付加質量について, 日本造船学会論文集, 136号, 1974.
- 15) M. Fujino: Directional stability and control of a vessel in restricted waters, Int. Symp. Directional Stability and Control of Bodies Moving in Water, 1972, and, J. Mech. Eng. Sci., Vol.14, No.7, 1972.
- 16) K. J. Bai: The added mass of two dimensional cylinders heaving in water of finite depth, J. Fluid Mech., Vol.81, Part 1, 1977.
- 17) K. J. Bai: Sway added mass of cylinders in a canal using dual extremum principles, J. Ship Research, Vol.21, No.4, 1977.
- 18) K. J. Bai: Added mass of a rectangular cylinder in a rectangular canal, J. Hydronautics, Vol.11, No.1, 1977.
- 19) N. E. Mikelis, W. G. Price: Two dimensional sway added mass coefficients for vessels manoeuvring in restricted waters, TRINA, Vol.121, 1979.
- 20) 藤野正隆, 高品純志, 山本茂: 操縦運動の付加質量および付加慣性モーメントの 3 次元修正について, 日本造船学会論文集, 135号, 1974.
- 21) 菅信, 花岡達郎: 旋回性に及ぼす浅水影響の計算, 日本造船学会論文集, 115号, 1964.
- 22) J. N. Newman: Lateral motion of a slender body between two parallel walls, J. Fluid Mech., Vol.39, Part 1, 1969.
- 23) 菅信: 浅水域における船体まわりのポテンシャル流の計算, 日本造船学会論文集, 129号, 1971.
- 24) R. B. Inglis, N. E. Mikelis, W. G. Price, J. B. Waite: Comparison of restricted open water ship manoeuvring acceleration derivatives evaluated by finite element and boundary integral methods, ISP, Vol.28, No.320, 1981.
- 25) A. D. Gill, W. G. Price: Experimental evaluation of the effects of water depth and speed on the manoeuvring derivatives of ship models, TRINA, Vol.120, 1978.
- 26) J. P. Breslin: Theory for the first order gravitational effects on ship forces and moments in shallow water, J. Hydronautics, Vol.6, No.2, 1972.
- 27) P. J. Taylor: The blockage coefficient for flow about an arbitrary body immersed in a channel, J. Ship Research, Vol.17, No.2, 1973.
- 28) 井上正祐, 村山紘二: 浅水中を旋回する船の微係数の計算について, 西部造船会会報, 37号, 1969.
- 29) 井上正祐, 貴島勝郎: 狭水路において斜行する矩形板に働く力の計算, 西部造船会会報, 39号, 1970.
- 30) 貴島勝郎: 浅水域において Yawing しつつ前進する矩形板に働く力の計算, 西部造船会会報, 43号, 1972.
- 31) 造研第154研究部会: 幅広肥大船の運航性能に関する研究, 研究資料 No.250, 1976, 及び, No.268, 1977, 及び, No.235, 1975.
- 32) 造研第175研究部会: 加減速時における操船性能に関する研究, 研究資料 No.321, 1979, 及び, No.330, 1980.
- 33) R. F. Beck: Forces and moments on a ship moving in a shallow channel, J. Ship Research, Vol.21, No.2, 1977.
- 34) R. W. L. Gawn: Steering and propulsion on H.M.S. Nelson in a restricted channel, TRINA, 1950.
- 35) E. O. Tuck: Some classical water wave problems in varying depth, IUTAM Symp. 1976

- 36) G. W. King, E. O. Tuck: Lateral forces on ships in steady motion parallel to banks or beaches, Applied Ocean Research, Vol.1, No.2, 1979.
- 37) 仲渡道夫, 工藤君明, 加藤隆一: 舵と船尾底との隙間効果に関する基礎的研究, 関西造船協会誌, 177号, 1980.
- 38) F. Hess: Rudder effectiveness and course keeping stability in shallow water—a theoretical model, ISP, Vol.24, No.276, 1977.
- 39) F. Hess: Bank suction cancelled by rudder deflection—a theoretical model, ISP, Vol.25, No.281, 1978.
- 40) F. Hess: Ships in shallow canals—a theoretical model for lateral forces, rudder effectiveness and course keeping stability, ISP, Vol.26, No.302, 1979.
- 41) 藤野正隆, 加納敏幸, 元良誠三: 舵と船体の相互干渉に関する基礎的研究(第2報), 日本造船学会論文集, 147号, 1980.
- 42) A. J. W. Lap: Ship resistance in shallow and restricted waters, 13 th ITTC, 1972.
- 43) M. Kinoshita, S. Sudo: Effect of shallow water upon the resistance of large tankers, 11 th, ITTC, 1966.
- 44) C. H. Sjostrom: Effects of shallow water on speed and trim, Naval Engineers Journal, April, 1967.
- 45) H. E. Saunders: Hydrodynamics in ship design, SNAME, 1957.
- 46) Sv. Aa. Harvald: Wake and thrust deduction at extreme propeller loading for ship running in shallow water, TRINA, Vol.119, 1977.
- 47) H. Schwanecke: On the propulsion quality of ships operating at restricted water depth, Ocean Engng. Vol.6, 1979.
- 48) W. Graff, A. Kracht, G. Weinblum: Some extensions of D. W. Taylor's standard series, TSNAME, Vol.72, 1964.
- 49) E. O. Tuck: Shallow water flows past slender bodies, J. Fluid Mech. Vol.26, Part 1, 1966.
- 50) E. O. Tuck: Sinkage and trim in shallow water of finite width, Schiffstechnik, Bd 14, Heft 73, 1967.
- 51) E. O. Tuck: The estimation of squat, Navigation, Vol.3, 1970.
- 52) E. O. Tuck, P. J. Taylor: Shallow wave problems in ship hydrodynamics, 8 th, Symp. Naval Hydrodynamics, 1970.
- 53) G. K. Lea, J. P. Feldman: Transcritical flow past slender ships, 9 th Symp. Naval Hydrodynamics, 1972.
- 54) C. C. Mei: Flow around a thin body moving in shallow water, J. Fluid Mech. Vol.77, Part 4, 1976.
- 55) I. W. Dand: Full form ships in shallow water—some method for the prediction of squat in subcritical flows, NPL Ship Report 160, 1972.
- 56) J. T. Tothill: Ships in restricted channels—a correlation of model tests, field measurements and theory, Marine Technology, April, 1967.
- 57) I. W. Dand, A. M. Ferguson: The squat of full ships in shallow water, TRINA, Vol.115, 1973.
- 58) C. B. Barrass: The phenomena of ship squat, ISP, Vol.26, No.294, 1979.
- 59) H. Vermeer: The behaviour of a ship in restricted waters, ISP, Vol.24, No.280,
- 60) R. F. Beck, J. N. Newman, E. O. Tuck: Hydrodynamic forces on ships in dredged channels, J. Ship Research, Vol.19, No.3, 1975.
- 61) A. Plotkin: Slender body potential flow between closely spaced walls, J. Hydronautics, Vol.11 No.2, 1977.
- 62) A. F. Dickson: Underkeel clearance, J. Institute of Navigation, Vol.20, No.4, 1967.
- 63) 日本海難防止協会: 超大型船操船の手引き, 1970.
- 64) 山口篤利, 本田啓之輔, 松木哲, 広田実, 原潔, 真田紘一郎: 浅水域航走中の超大型船の船体沈下量, 日本航海学会誌, 37号, 1967.
- 65) 運輸省第三港湾建設局: 瀬戸内海航路における船体沈下に関する模型実験報告書, 1965.
- 66) 神戸商船大学港湾運航技術研究会: 瀬戸内海航路における船体沈下に関する研究(模型実験完了報告書), 1966.
- 67) 造研第98研究部会: 巨大船の運航性能に関する実験研究報告書, 研究資料, No.61, 1967, 及び, No.75, 1968.
- 68) 小関信篤, 山内保文, 松岡史香, 山崎芳嗣: 旋回性に及ぼす浅水影響に関する模型試験, 造船協会論文集, 117号, 1965.
- 69) W. B. van Berlekom, T. A. Goddard: Maneuvering of large tankers, TSNAME, Vol.80, 1972.
- 70) H. Eda, R. Falls, D. A. Walden: Ship maneuvering safety studies, TSNAME, Vol.87, 1979.
- 71) D. Clarke, D. R. Patterson, R. K. Wooderson: Manoeuvring trials with the 193,000 tonne dead-

- weight tanker 'Esso Bernicia', TRINA, Vol.115, 1973.
- 72) C. L. Crane: Maneuvering trials of a 278,000-DWT tanker in shallow and deep waters, TSNAME, Vol.87, 1979.
 - 73) E. O. Tuck, J. N. Newman: Hydrodynamic interactions between ships, 10 th Symp. Naval Hydrodynamics, 1974.
 - 74) J. N. Newman: Some hydrodynamic aspects of ship maneuverability, 6 th Symp. Naval Hydrodynamics, 1966.
 - 75) I. W. Dand: Some aspects of maneuvering in collision situation in shallow water, 10 th Symp. Naval Hydrodynamics, 1974.
 - 76) I. W. Dand: Ship-ship interaction in shallow water, 11 th Symp. Naval Hydrodynamics, 1976.
 - 77) M. A. Abkowitz, G. M. Ashe, R. M. Fortson: Interaction effects of ships operating in proximity in deep and shallow water, 11 th Symp. Naval Hydrodynamics, 1976.
 - 78) R. W. Yeung, W. H. Hwang: Nearfield hydrodynamic interactions of ships in shallow water, J. Hydronautics, Vol.11, No.4, 1977.
 - 79) G. W. King: Unsteady hydrodynamic interaction between ships, J. Ship Research, Vol.21, No.3, 1977.
 - 80) P. Oltman: Experimentelle Untersuchung der Hydrodynamischen Wechselwirkung Schiffsähnlicher Körper, Schiff und Hafen, Vol.22, Heft 8, 1970.
 - 81) I. W. Dand: Hydrodynamic aspects of shallow water collision, TRINA, Vol.118, 1976.
 - 82) A. J. Hermans: Ship manoeuvring and hydrodynamic forces acting on ships in confined waters, Symp. aspects of navigability of constraint waterways including harbour entrance, 1978.
 - 83) R. Brard: Maneuvering of ships in deep water, in shallow water and in canals, TSNAME, Vol.59, 1951.
 - 84) S. Matora, R. B. Couch: Manoeuvrability of full bodied ships in restricted waters, Univ. Michigan, 1961.
 - 85) M. Nussbaum: Längskräften am Modell eines Grosstankers, VBD Berichten Nr. 396 I—II and 406, 1966, or see 2).
 - 86) K. E. Schoenherr: Data for estimating bank suction effects in restricted water on merchant ship hulls, 1 st Tymp. Ship Maneuverability, DTMB Rep. No.1461, 1960.
 - 87) C. G. Moody: The handling of ships through a widened and asymmetrically deepened of Gaillard Cut in Panama Canal, DTMB Rep. No.1705, 1964.
 - 88) H. Eda: Directional stability and control of ships in restricted channels, TSNAME, Vol.79, 1971.
 - 89) N. H. Norrbin: Bank effects on a ship moving through a short dredged channel, 10 th Symp. Naval Hydrodynamics, 1974.
 - 90) O. Sundström: Measurements of side forces and moments on a ship model and a comparison with some simplified theories, The Royal Institute of Technology, August, 1978.
 - 91) 井上正祐, 貴島勝郎, 田中慎一郎, 江藤豊彦: 制限水域における船の減速時運動のシミュレーション, 西部造船会会報, No.60, 1980.
 - 92) 貴島勝郎, 河野誠, 千原一朗: 操縦性問題における2船間の相互干渉, (未発表)
 - 93) N. H. Norrbin: A method for the prediction of the manoeuvring lane of a ship in a channel of varying width, Symposium aspect of navigability of constraint waterways, including harbour entrances. Delft, 1978.
 - 94) N. H. Norrbin: Manoeuvring in confined waters interaction phenomena due to side bank or other ships, Report of manoeuvrability committee, 14th ITTC, 1975.
 - 95) O. M. M. Khattab, K. Nomoto: Steering control of a ship in a canal, J. of the Kansai Society of Naval Architects, No.169, 1978.
 - 96) E. Müller: Untersuchungen über die gegenseitige kursbeeinflussung von schiffen auf binnenwasserstraten, Schiff und Hafen, Heft 6, 1967.
 - 97) W. T. Tan: Unsteady hydrodynamic interaction of ships in the proximity of fixed obstacles, MIT Report 79—4, 1979
 - 98) R. W. Yeung: Interactions of slender ships in shallow water, J. of Fluid Mech. Vol.85, 1978.
 - 99) H. Eda: Dynamic behavior of tankers during two-way traffic in channels, Marine Tech. Vol.10, 1973.
 - 100) P. A. Kalkman: Ships meeting and generating currents, Symposium aspect of navigability of constraint waterways including harbour entrances, Delft, 1978.
 - 101) I. W. Dand and W. R. White: Design of navigations canals, Symposium aspect of navigability of constraint waterways including harbour entrances, Delft, 1978.

(昭和 59 年 11 月 日本造船学会秋季講演会において講演)

狭水路中を航行する船の操縦性能

正員 貴島勝郎* 正員 安川宏紀**

Manoeuvrability of Ships in Narrow Waterway

by Katsuro Kijima, Member Hironori Yasukawa, Member

Summary

In restricted waters such as harbour, bay or cannal, it is necessary to know the precise manoeuvring characteristics of ship including the effects of water depth, channel bank or the another ships from viewpoint of safety of navigation. In narrow waterways, specially, the effects of channel bank and hydrodynamic interactions between ships are fairly significant.

This paper examines hydrodynamic behavior of ships during meeting and passing in narrow water channel, by using slender body theory. Furthermore, ship motions with rudder control during passing in channel by using these hydrodynamic forces are discussed. This paper concludes as follows.

(1) During passing, the interaction forces, such as lateral force and yaw moment, between two ships are affected by the differences of ship speed and ship length, and by lateral distance between ships.

(2) Lateral force and yaw moment acting on the ship are significant when the another larger ship passes nearby this ship.

(3) By simulation study of ship motions, some problems on two way traffic in channel are noted.

1 緒 言

港湾内や海峡のように多くの船が輻輳する水域では衝突などの海難事故の危険性が高くなり、特に航行の安全性は重要なものとなる。また最近ではこのような海域での海上交通管制の必要性も論じられている。このような輻輳水域での船舶航行の安全性を考える場合、船の持つ固有の操縦特性をはじめとして他船による影響を含めた種々の影響を考慮する必要がある。特に狭水路においては水路幅や航路幅に制約を受けるために必然的に追い越しや行き合いの場合互いに近接して航行することになり、したがって操縦特性に関しては側壁影響のみならず船体相互間の干渉力による影響も大きな要素になると考えられる。

これまでこの種の問題に関する理論的研究例としては Newman¹⁾ や Yeung²⁾ による 2 船間の相互干渉力に関する研究や Yeung & Tan³⁾ による不均一な岸壁影響の研究があるが、狭水路中を複数の船が航行する時の問題についてはほとんど検討されていない。

そこで本論では細長体理論をもとにして狭水路中を複数の船が近接して航行する時の各々の船に作用する流体力を求める計算法を導き、その方法によって 2 隻の船の場合についての側壁影響と船体相互の干渉力を求めその特性について検討した。更にこの流体力を用いて狭水路中を 2 船が行き合う場合および追い越し場合の運動特性を調べ、狭水路航行時の安全性に対する一つの指針を得た。

2 基 礎 式

まず狭水路を航行する N 隻の船に働く流体力の定式化を行う。Fig. 1 に示すように空間に固定された座標系 $o-xyz$ と i 番目の船 (Ship i) に固定された座標系 $o-x_iy_iz_i$ を考える。 N 隻の船はそれぞれ水路幅 W の直線上の狭水路を側壁に平行に船速 U_i で直進しており、また水路壁は垂直とする。

今自由表面を固定壁として船体の double model を考え、水深を h とすれば船体まわりの速度ポテンシャル $\phi(x, y, z; t)$ の境界条件は次のようになる。

$$\nabla^2 \phi = 0 \quad (1)$$

$$[\partial \phi / \partial n_i]_{B_i} = U_i (n_x)_i \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (2)$$

$$[\partial \phi / \partial z]_{z=\pm h} = 0 \quad (3)$$

* 九州大学工学部

** 三菱重工業(株)長崎研究所(研究当時,九州大学大学院生)

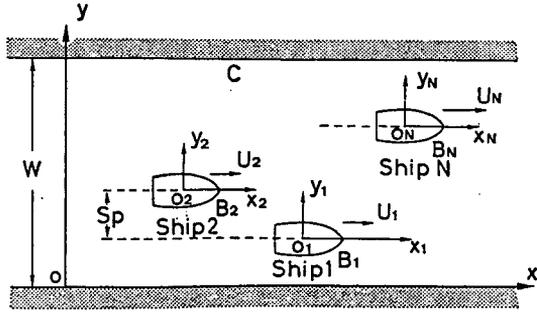


Fig.1 Coordinate systems

$$[\partial\phi/\partial n]_C=0 \quad (4)$$

$$\phi \rightarrow 0 \text{ at } \sqrt{x_i^2+y_i^2+z_i^2} \rightarrow \infty \quad (5)$$

ここで B_i' は Ship i の船体表面を, C は水路壁面を表わす。また \bar{n}_i と \bar{n} は B_i' と C における内向き単位法線ベクトルを, $(n_x)_i$ は単位ベクトル \bar{n}_i の x_i 方向成分とする。(1)~(5) 式の条件を満たすような ϕ を求めればよいが, 3次元問題として求めるのは非常に困難であるために以下に述べる仮定に従って船体まわりの流場を2つの領域, すなわち内部領域と外部領域に分けて考える。

すなわち

(i) 船体は細長体とする。

$$L_i=O(1), \quad B_i=O(\epsilon), \quad d_i=O(\epsilon)$$

ただし L_i, B_i, d_i はそれぞれ Ship i の船長, 幅, 吃水を表わし, ϵ は slenderness parameter ($\epsilon \ll 1$) とする。

(ii) 水深 h および Ship i と Ship j 間の側方距離 S_{pij} , Ship i と近い方の側壁との距離 S_{pio} は次のオーダーとする。

$$h=O(\epsilon), \quad S_{pij}=O(1), \quad S_{pio}=O(1) \\ i=1, 2, \dots, N, \quad j=1, 2, \dots, N, \quad i \neq j$$

2.1 内部領域問題

船体にごく近傍の次に示す領域, すなわち内部領域を考える。

$$x_i=O(1), \quad y_i, z_i=O(\epsilon), \quad i=1, 2, \dots, N$$

内部領域における速度ポテンシャルを Φ_i とすると(1), (2), (3) 式は次のように表わされる。

$$\frac{\partial^2 \Phi_i}{\partial y_i^2} + \frac{\partial^2 \Phi_i}{\partial z_i^2} = 0 \quad (6)$$

$$[\partial\Phi_i/\partial N_i]_{\Sigma_i(x_i)} = U_i(n_x)_i \quad (7)$$

$$[\partial\Phi_i/\partial z_i]_{z=\pm h} = 0 \quad (8)$$

ただし $\Sigma_i(x_i)$ は Ship i の x_i 断面, N_i は $\Sigma_i(x_i)$ における船体法線方向の内向き2次元ベクトルとする。すなわち Φ_i は2つの平行な壁(水底とその鏡像)の間にある物体の二次元問題に帰着する。この時の Φ_i は次の形で表わされる。

$$\Phi_i(y_i, z_i; x_i, t) = U_i(t)\Phi_i^{(1)}(y_i, z_i)$$

$$+ V_i^*(x_i, t)\Phi_i^{(2)}(y_i, z_i) \\ + f(x_i, t) \quad (9)$$

ただし, $\Phi_i^{(1)}$ は単位速度の直進運動による速度ポテンシャル, $\Phi_i^{(2)}$ は単位速度の横運動による速度ポテンシャルである。また V_i^* は横断面 $\Sigma_i(x_i)$ における cross flow の速度で f_i は無限遠方での条件が満たされないために生じる定数項である。ここで $\Phi_i^{(1)}$ に関しては船体内部からの吹き出しの総量が $-S_i'(x_i)$ で示されたとし, また2つの壁により制限を受けるとその outer limit は次式で表わされる^{1), 2)}。

$$\lim_{|y_i| \gg \epsilon} \Phi_i^{(1)} = -\frac{S_i'(x_i)}{4h}|y_i| \quad (10)$$

ここで $S_i(x_i)$ は double-model を考えた時の船体横断面積である ($S_i'(x_i) = dS_i(x_i)/dx_i$)。一方, $\Phi_i^{(2)}$ に関しては水底に近接して船体が存在するために流れが妨げられることになり Sedov⁴⁾ の考えを基にしてその影響を表わす係数として $C_i(x_i)$ (blockage coefficient) を用いればその outer limit は次式で表わされる^{1), 2)}。

$$\lim_{|y_i| \gg \epsilon} \Phi_i^{(2)} = y_i \pm C_i(x_i) \quad (11)$$

ただし本論においてこの $C_i(x_i)$ の値は Taylor⁵⁾ によって示された矩形断面についての近似式を用いる。以上より(9) 式の内部領域における速度ポテンシャルの outer limit は次式のように表わせる。

$$\lim_{|y_i| \gg \epsilon} \Phi_i(y_i, z_i; x_i, t) = -\frac{U_i(t)S_i'(x_i)}{4h}|y_i| \\ + V_i^*(x_i, t)[y_i \pm C_i(x_i)] \\ + f_i(x_i, t) \quad (12)$$

2.2 外部領域問題

次に示す外部領域を考える。

$$x_i, y_i=O(1), \quad z_i=O(\epsilon) \quad i=1, 2, \dots, N$$

外部領域における速度ポテンシャルを ϕ とし, これを $z=0$ で展開すると次のようになる。

$$\phi(x, y, z; t) = \phi(x, y, 0; t) + \phi_z(x, y, 0; t)z \\ + \frac{1}{2}\phi_{zz}(x, y, 0; t)z^2 + \dots \\ = \phi_0(x, y; t) + \phi_1(x, y; t)z \\ + \frac{1}{2}\phi_2(x, y; t)z^2 + \dots \quad (13)$$

(13) 式に(1), (3) 式を適用し高次の項を無視すると次式で示す xy 平面における Laplace の式となる。

$$\frac{\partial^2 \phi_0}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi_0}{\partial y^2} = 0 \quad (14)$$

以後 ϕ_0 を ϕ と書くことにする。ここで船体中心線上に吹き出しと渦を分布させ, かつ側壁の境界条件を考慮して吹き出しと渦に関するグリーン関数を各々 $G_i^{(n)}(x, y; \xi, \eta)$, $G_i^{(n)}(x, y; \xi, \eta)$ として次のような形で表わすことにする (Appendix 参照)。

$$G_i^{(o)}(x, y; \xi, \eta) = \ln [(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2]^{1/2} + H_i^{(o)}(x, y; \xi, \eta) \quad (15)$$

$$G_i^{(v)}(x, y; \xi, \eta) = \tan^{-1} \left(\frac{y-\eta}{x-\xi} \right) + H_i^{(v)}(x, y; \xi, \eta) \quad (16)$$

ここで (x, y) は control point を, (ξ, η) は吹き出しまたは渦のある位置を表わしている。また $H_i^{(o)}$, $H_i^{(v)}$ は側壁があるために付加される関数で, それらは次の条件を満たすように定められる。

$$\left[\frac{\partial G_i^{(o, v)}}{\partial n} \right]_c = 0 \quad (17)$$

以上より外部領域における速度ポテンシャルは次のように書ける。

$$\begin{aligned} \phi_i(x, y; t) &= \sum_{j=1}^N \frac{1}{2\pi} \left[\int_{L_j} \sigma_j(S_j, t) G_j^{(o)}(x, y; \xi, \eta) dS_j \right. \\ &\quad \left. + \int_{L_j w_j} \tau_j(S_j, t) G_j^{(v)}(x, y; \xi, \eta) dS_j \right] \quad (18) \end{aligned}$$

ここで $\sigma_j(S_j, t)$ は j 番目の船における吹き出しの強さを示し, $\tau_j(S_j, t)$ は渦の強さを示している。 L_j は j 番目の船体中心線上の船首から船尾までを, w_j は伴流域を示す。なお ξ, η は S_j の関数となっている。(18) 式を Taylor 展開して外部領域における速度ポテンシャルの inner limit ($y_i \rightarrow 0$) を考えると次のように表わせる。

$$\begin{aligned} \lim_{|y_i| \ll 1} \phi_i(x, y; t) &= \sum_{j=1}^N \frac{1}{2\pi} \left[\int_{L_j} \sigma_j(S_j, t) G_j^{(o)}(x_0, y_0; \xi, \eta) dS_j \right. \\ &\quad + \int_{L_j w_j} \tau_j(S_j, t) G_j^{(v)}(x_0, y_0; \xi, \eta) dS_j \\ &\quad + \left\{ \int_{L_j} \sigma_j(S_j, t) \frac{\partial G_j^{(o)}}{\partial y_i}(x_0, y_0; \xi, \eta) dS_j \right. \\ &\quad \left. + \int_{L_j w_j} \tau_j(S_j, t) \frac{\partial G_j^{(v)}}{\partial y_i}(x_0, y_0; \xi, \eta) dS_j \right\} y_i \\ &\quad + \frac{1}{2\pi} \int_{L_i} \sigma_i(S_i, t) [\ln |x_i - \xi_i| \\ &\quad + H_i^{(o)}(x_0, y_0; \xi, \eta)] dS_i \\ &\quad + \frac{1}{2\pi} \int_{L_i w_i} \tau_i(S_i, t) [\theta_i + H_i^{(v)}(x_0, y_0; \xi, \eta)] dS_i \\ &\quad \pm \frac{1}{2} \int_{x_i}^{L_i/2} \tau_i(\xi_i, t) d\xi_i \\ &\quad + \left[\frac{1}{2\pi} \int_{L_i} \sigma_i(S_i, t) \frac{\partial H_i^{(o)}}{\partial y_i}(x_0, y_0; \xi, \eta) dS_i \right. \\ &\quad + \frac{1}{2\pi} \int_{L_i w_i} \tau_i(S_i, t) \left\{ \frac{1}{x_i - \xi_i} \right. \\ &\quad \left. + \frac{\partial H_i^{(v)}}{\partial y_i}(x_0, y_0; \xi, \eta) dS_i \right\} y_i + \frac{1}{2} \sigma_i(x_i) |y_i| \end{aligned} \quad (19)$$

ただし (x_0, y_0) は船体固定座標 $o_i - x_i y_i$ において $(x_i,$

$y_i = 0^{\pm}$) に相当する空間固定座標 $o - xy$ の点を表わしている。

2.3 積分方程式と流体力

以上では内部領域と外部領域の2つの領域について考えたが, それら2つの領域の重なる部分 ($\epsilon \ll y_i \ll 1$) では両者の速度ポテンシャルは等しくなければならない。すなわち matching の条件としては次式のようになる。

$$\lim_{|y_i| \gg \epsilon} \Phi_i(y_i, z_i; x_i, t) = \lim_{|y_i| \ll 1} \phi_i(x, y; t) \quad (20)$$

ここで, 内部領域での速度ポテンシャルの outer limit (12) 式と外部領域での速度ポテンシャルの inner limit (19) 式において, 同じ性質の項を等しいとおくと次式が得られる。

$$\sigma_i(x_i, t) = - \frac{U_i(t) S_i'(x_i)}{2h} \quad (21)$$

$$V_i^*(x_i, t) C_i(x_i) = \frac{1}{2} \int_{x_i}^{L_i/2} \tau_i(\xi_i, t) d\xi_i \quad (22)$$

$$\begin{aligned} V_i^*(x_i, t) &= \sum_{j=1}^N \frac{1}{2\pi} \left[\int_{L_j} \sigma_j(S_j, t) \frac{\partial G_j^{(o)}}{\partial y_i}(x_0, y_0; \xi, \eta) dS_j \right. \\ &\quad + \int_{L_j w_j} \tau_j(S_j, t) \frac{\partial G_j^{(v)}}{\partial y_i}(x_0, y_0; \xi, \eta) dS_j \\ &\quad + \frac{1}{2\pi} \int_{L_i} \sigma_i(S_i, t) \frac{\partial H_i^{(o)}}{\partial y_i}(x_0, y_0; \xi, \eta) dS_i \\ &\quad + \frac{1}{2\pi} \int_{L_i w_i} \tau_i(S_i, t) \left[\frac{1}{x_i - \xi_i} \right. \\ &\quad \left. + \frac{\partial H_i^{(v)}}{\partial y_i}(x_0, y_0; \xi, \eta) \right] dS_i \end{aligned} \quad (23)$$

(22), (23) 式より V_i^* を消去すると τ_i に関する基礎積分方程式が得られる。

$$\begin{aligned} &\frac{1}{2C_i(x_i)} \int_{x_i}^{L_i/2} \tau_i(\xi_i, t) d\xi_i \\ &\quad - \frac{1}{2\pi} \int_{L_i w_i} \tau_i(S_i, t) \left\{ \frac{1}{x_i - \xi_i} \right. \\ &\quad \left. + \frac{\partial H_i^{(v)}}{\partial y_i}(x_0, y_0; \xi, \eta) \right\} dS_i \\ &\quad - \sum_{j=1}^N \frac{1}{2\pi} \int_{L_j w_j} \tau_j(S_j, t) \frac{\partial G_j^{(v)}}{\partial y_i}(x_0, y_0; \xi, \eta) dS_j \\ &= \frac{1}{2\pi} \int_{L_i} \sigma_i(S_i, t) \frac{\partial H_i^{(o)}}{\partial y_i}(x_0, y_0; \xi, \eta) dS_i \\ &\quad + \sum_{j=1}^N \frac{1}{2\pi} \int_{L_j} \sigma_j(S_j, t) \frac{\partial G_j^{(o)}}{\partial y_i}(x_0, y_0; \xi, \eta) dS_j \end{aligned} \quad i=1, 2, \dots, N \quad (24)$$

したがってこの積分方程式を τ_i について解けばよいことになる。ただしこの時 τ_i に関しては次の条件も満足する必要がある。すなわち伴流を横切って圧力は連続であること, また Kelvin の定理, Kutta の条件である。すなわち

$$\tau_i(x_i, t) = \tau_i(x_i) \quad \text{for } x_i < -L_i/2 \quad (25)$$

$$\int_{-\infty}^{L_i/2} r_i(\xi_i, t) d\xi_i = 0 \quad (26)$$

$$r_i\left(x_i = -\frac{L_i}{2}, t\right) = -\frac{1}{U_i} \frac{d\Gamma_i}{dt} \quad (27)$$

ただし Γ_i は Ship i のまわりの循環を表わす。
以上から渦分布がわかればベルヌーイの定理より船体に働く x_i 軸における圧力差 $\Delta p(x_i, t)$ は次のように表わされる。

$$\Delta p(x_i, t) = -\rho \left(\frac{\partial}{\partial t} - U_i \frac{\partial}{\partial x_i} \right) \Delta \phi(x_i, t) \quad (28)$$

$\Delta \phi$ は (19) 式より

$$\Delta \phi(x_i, t) = \int_{x_i}^{L_i/2} r_i(\xi_i, t) d\xi_i \quad (29)$$

したがって (28) 式は

$$\Delta p(x_i, t) = -\rho \left[\frac{\partial}{\partial t} \int_{x_i}^{L_i/2} r_i(\xi_i, t) d\xi_i + U_i r_i(x_i, t) \right] \quad (30)$$

となり、船体にわたって積分すると横力 F と yaw moment M が求められる。

$$\left. \begin{aligned} F_i(t) &= - \int_{-L_i/2}^{L_i/2} \Delta p(x_i, t) dx_i \\ M_i(t) &= - \int_{-L_i/2}^{L_i/2} x_i \Delta p(x_i, t) dx_i \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

得られた F_i, M_i は xy 平面において2次元的に考えたものであるため、実際に船体に働く力およびモーメントは (31) 式に h を乗じたものとなる。

2.4 数値計算法

ここでは (24) 式の積分方程式を数値的に解く。まず各々の船体を長さ方向に M_i 等分し、等分された一つの要素の長さを Δx_i とする。その要素中では渦の強さは一定で要素中のすべての渦は1点で代表されると仮定する。また一つの time-step に船の進む距離を $\Delta \tilde{x}_i$ とし船尾から後方の伴流域ではこの $\Delta \tilde{x}_i$ の長さを一つの要素とすると、基礎積分方程式 (24) 式は次のような代数方程式に変換される。

$$\sum_{j=1}^N \left\{ \sum_{n=1}^{M_j} \iota_j A_{mn}^{(k)} r_{in}^{(k)} + \sum_{n=1}^k \iota_j B_{mn}^{(k)} \tilde{r}_{in}^{(k)} \right\} = g_{im}^{(k)} \quad (32)$$

$$m=1, 2, \dots, M_i \quad (32)$$

$$i=1, 2, \dots, N$$

ただし、

$$\iota_j A_{mn}^{(k)} = \begin{cases} -\frac{1}{2\pi} \left\{ \frac{1}{x_{im} - \xi_{jn}} + \frac{\partial H_i^{(r)}}{\partial y_i} \right\} & : \text{for } j=i, \xi_{jn} < x_{im} \\ -\frac{1}{2\pi} \left\{ \frac{1}{x_{im} - \xi_{jn}} + \frac{\partial H_i^{(r)}}{\partial y_i} \right\} + \frac{1}{2C_i(x_i)} & : \text{for } j=i, \xi_{jn} > x_{im} \\ -\frac{1}{2\pi} \frac{\partial G_j^{(r)}}{\partial y_i} & : \text{for } j \neq i \end{cases}$$

$$\iota_j B_{mn}^{(k)} =$$

$$\begin{cases} -\frac{1}{2\pi} \left\{ \frac{1}{x_{im} - \xi_{jn}} + \frac{\partial H_i^{(r)}}{\partial y_i} \right\} & : \text{for } j=i \\ -\frac{1}{2\pi} \frac{\partial G_j^{(r)}}{\partial y_i} & : \text{for } j \neq i \end{cases}$$

$$g_{im}^{(k)} = \frac{1}{2\pi} \sum_{n=1}^{M_i} \left\{ -\frac{U_i S_i'(\xi_{in})}{2h} \cdot \frac{\partial H_i^{(r)}}{\partial y_i} \right\} + \frac{1}{2\pi} \sum_{j=1}^N \sum_{n=1}^{M_j} \left\{ -\frac{U_j S_j'(\xi_{jn})}{2h} \cdot \frac{\partial G_j^{(r)}}{\partial y_i} \right\}$$

なお ξ_{jn} のように \sim の付いたものは伴流要素を、 $\hat{\xi}_{jn}$ のように \wedge の付いたものは吹き出し点を、 k は time-step を表わしている。

また渦の条件 (25), (26) 式は次のように表わされる。

$$\tilde{r}_{in+1}^{(k)} = \tilde{r}_{in}^{(k-1)} \quad : \text{for } n=1, 2, \dots, k-1 \quad (33)$$

$$k=2, 3, \dots$$

$$i=1, 2, \dots, N$$

$$\sum_{n=1}^{M_i} r_{in}^{(k)} + \sum_{n=1}^k \tilde{r}_{in}^{(k)} = 0 \quad : i=1, 2, \dots, N \quad (34)$$

これらの式を用いて次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} \sum_{j=1}^N \left[\sum_{n=1}^{M_j} \iota_j A_{mn}^{(k)} r_{in}^{(k)} + \iota_j B_{mn}^{(k)} \tilde{r}_{in}^{(k)} \right] \\ = g_{im}^{(k)} - \sum_{j=1}^N \sum_{n=1}^{k-1} \iota_j B_{mn}^{(k)} \tilde{r}_{in}^{(k-1)} \\ \sum_{n=1}^{M_i} r_{in}^{(k)} + \tilde{r}_{ik}^{(k)} = - \sum_{n=1}^{k-1} \tilde{r}_{in}^{(k-1)} \\ m=1, 2, \dots, M_i, \quad i=1, 2, \dots, N \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

また Kutta の条件 (27) 式は各要素の先端から $1/4 \Delta x_i$ ($1/4 \Delta \tilde{x}_i$) の位置に渦点を、 $3/4 \Delta x_i$ の位置に control point を置くことによって自動的に満足される²⁾。本計算においては船体の分割数 M_i は 40 とした。

3 数値計算例

3.1 浅水域における2船間の相互干渉力

前章で述べた計算法の有効性を検証するために、まず無限水路幅で浅水域を2隻の船が近接して平行に航行する時の相互干渉力を数値的に求める。計算の対象船は Table 1 に示す一般貨物船型である。Fig. 2 に示すように2隻の船 (本節では同型船) が行き合う (meeting) の場合の ship 1 に作用する横力 (F_1) と yaw moment (M_1) の計算結果を次式による無次元値 CF_1 と CM_1 で

Table 1 Main particulars of ship for numerical calculation and model experiment

		FULL SCALE SHIP	MODEL SHIP
LENGTH	L _{pp} (m)	155.0	2.5
BREADTH	B (m)	25.0	0.419
DRAFT	d (m)	8.7	0.140
L/B		5.967	
L/d		17.857	
B/d		2.993	
Block Coeff. C _b		0.698	
Aspect Ratio K		0.112	
Trim	T/d	0.0	

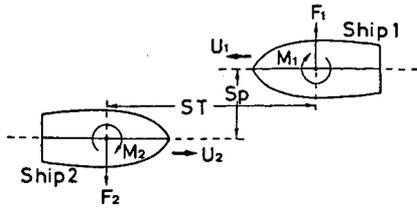


Fig. 2 Coordinate systems in meeting

示した例が Fig. 3 である。これらの図の横軸は Fig. 2 に示すように 2 船間の x 軸方向の距離 S_T の無次元値 S_T' ($S_T' = S_T / (1/2)(L_1 + L_2)$) で示し、側方距離 S_P の無次元値 S_P' ($S_P' = S_P / (1/2)(L_1 + L_2)$) が変化した時の CF_1 および CM_1 と S_T' との関係を示している。

$$CF_i = \frac{F_i}{\frac{1}{2} \rho U_1 U_2 B_i d_i}, \quad CM_i = \frac{M_i}{\frac{1}{2} \rho U_1 U_2 B_i d_i L_i}$$

また Fig. 3 における計算条件は $L_1 = L_2 = 2.5 \text{ m}$, $U_1 = U_2 = 0.3279 \text{ m/s}$, $H/d_1 = 1.3, 1.5$ ($H = h$: 水深) である。ここで $S_T' = 0$ は ship 1 と ship 2 の midship が一致した時で、2 船が行き合う以前を $S_T' < 0$, 行き合った後を $S_T' > 0$ とする。また Fig. 3 には Table 1 に示した $L = 2.5 \text{ m}$ の模型船を用いて著者の一人が実験を行

った結果⁶⁾を示し計算結果との比較を行った。 CF_1, CM_1 共に実験値と計算値の比較では定性的にはよく一致しているが、それぞれの流体力の peak の値については約 $0.3 S_T'$ の位相の遅れがみられる。これは一つには実験値は粘性や自由表面の影響を受けていることに起因するものと考えられる。

3.2 狭水路中を航行する船体相互間の干渉力

3.1 において計算結果と実験結果との比較により両者がほぼ一致していることから本計算法の有効性が確かめられたので、今度は同じ方法で狭水路中を船が行き合う場合 (meeting) や追い越す場合 (passing) の計算結果を次に示す。対象船型は Table 1 に示す船を用いる。まず Fig. 4 に示す定義に従い、 $W/L_1 = 2.0$, (W : 水路幅), $L_1/L_2 = 1.0$, $U_1/U_2 = 1.0$, $S_P/L_1 = 0.5$, $H/d_1 = 1.3$ の状態で同型船が行き合う場合の S_{P1}/L_1 を変化させた時の計算結果を Fig. 5 に示す。また一般に 2 隻の船が近接して航行する場合、行き合い時よりも追い越し時の方が近接している状態が時間的に長く続くために相互干渉もまた長時間受けることになる。したがって操船上は行き合い時よりも追い越し時の方がより重要と思われるので、ここでは以下主に ship 1 が ship 2 を追い越

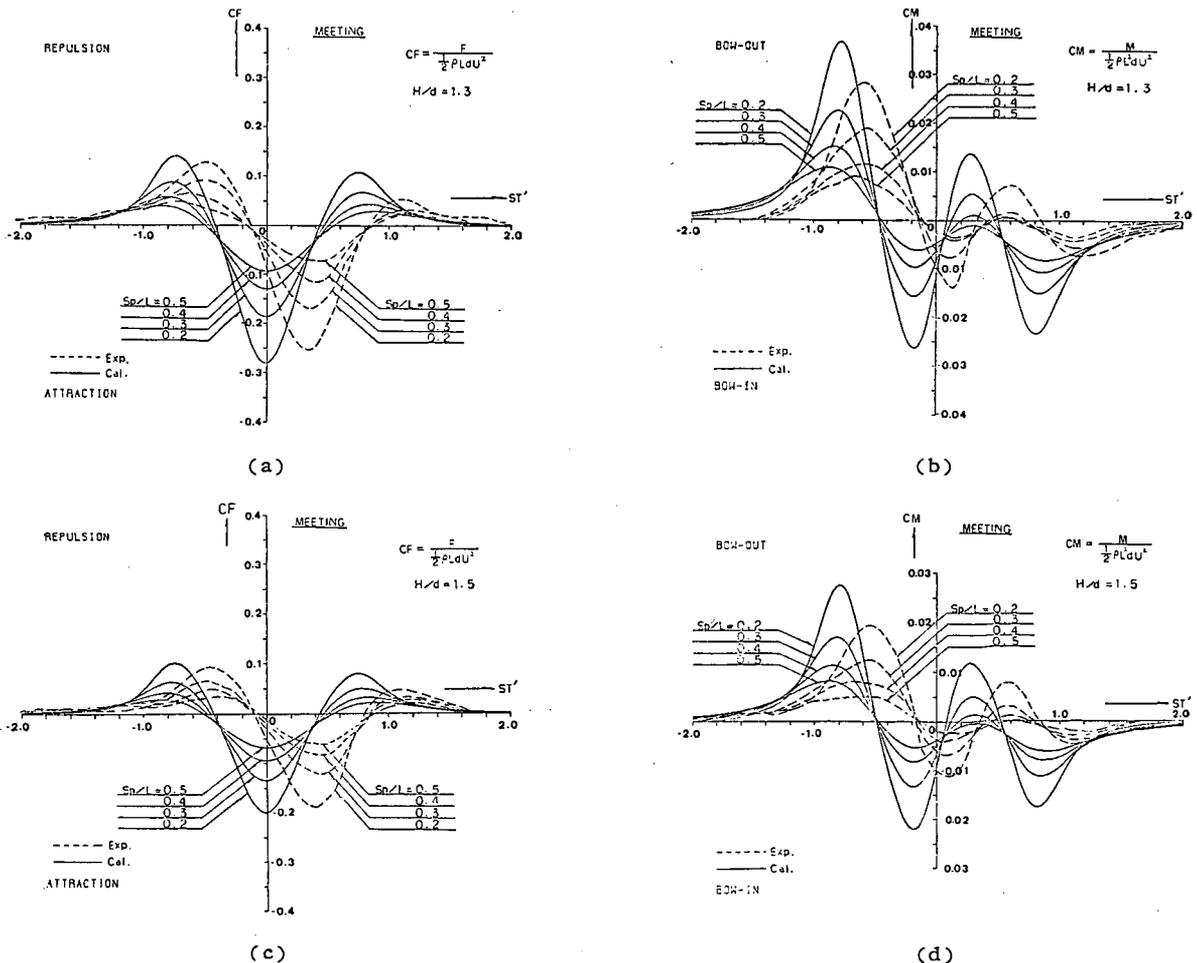


Fig. 3 Lateral force and yaw moment acting on ship 1 in meeting

寸時についてのみ述べることにする。Fig. 6~Fig. 7 には $L_1/L_2=1.0$, $U_1/U_2=2.0$, $H/d_1=H/d_2=1.3$, $S_P/L_1=0.5$, $W/L_1=2.0$ の状態で ship 1 が ship 2 を追い越す時の CF_i , CM_i ($i=1, 2$) を示している。Fig. 6 の a, b には ship 1 に働く CF_1 , CM_1 , また Fig. 7 の a, b

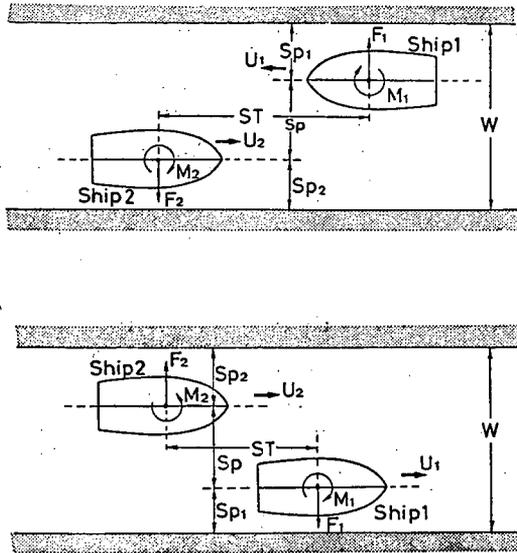


Fig. 4 Coordinate systems in meeting and passing in narrow water channel

にはその時の ship 2 に働く CF_2 , CM_2 を示す。これらの図では ship 1 と ship 2 の側方距離 S_P を一定にして S_{P1}/L_1 を 0.25 から 1.25 まで 0.25 ごとに变化した時の計算結果を示している。なお $S_{P1}/L_1=0.75$ の時が $S_{P1}=S_{P2}$ となり両船共に等しい側壁影響を受けている状態を現わす。また S_{P1}/L_1 が大きく、すなわち ship 1 が ship 2 側の側壁に近づいて追い越す時に ship 1 に働く相互干渉力は大きくなり、逆に S_{P1}/L_1 が小さくなると ship 2 に働く干渉力が大きくなることわかる。同様に水深の影響を Fig. 8~Fig. 9 に示している。また水路幅の影響に関しては ship 1 については横力、モーメント共に $W/L > 1.0$ ではほとんど影響はなく、ship 2 には水路幅の影響はほとんど現われない。

4 考 察

前章において狭水路中を近接して航行する2船間相互の干渉力と側壁影響を求めた。ここではこれらの流体力が船の運動にどのような影響を及ぼすかについて検討する。まず、航路幅 310m の直線状の狭水路中において ship 1 が ship 2 を追い越す場合の運動のシミュレー

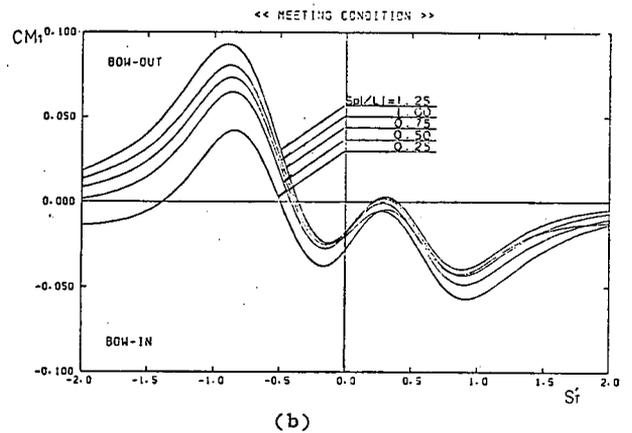
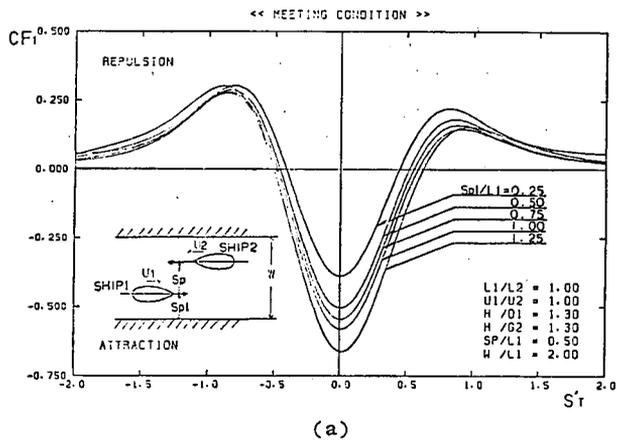


Fig. 5 The effect of S_{P1} on lateral force and yaw moment acting on ship 1 in meeting

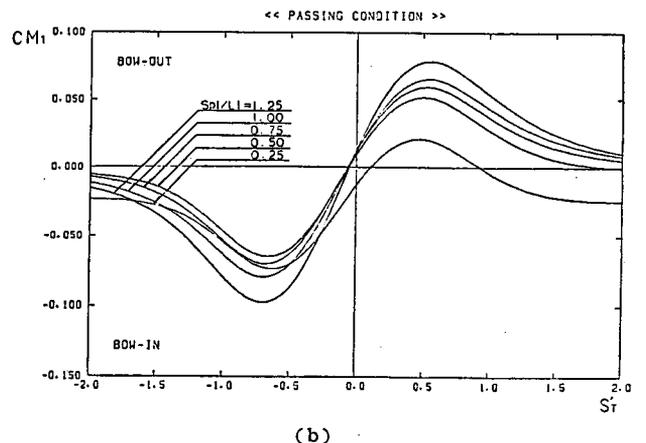
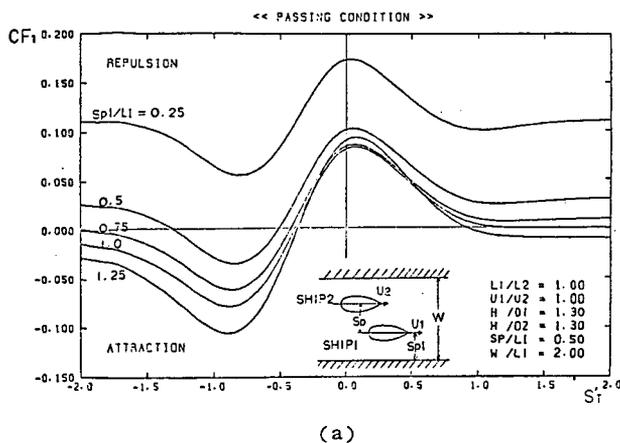


Fig. 6 The effect of S_{P1} on lateral force and yaw moment acting on ship 1 in passing

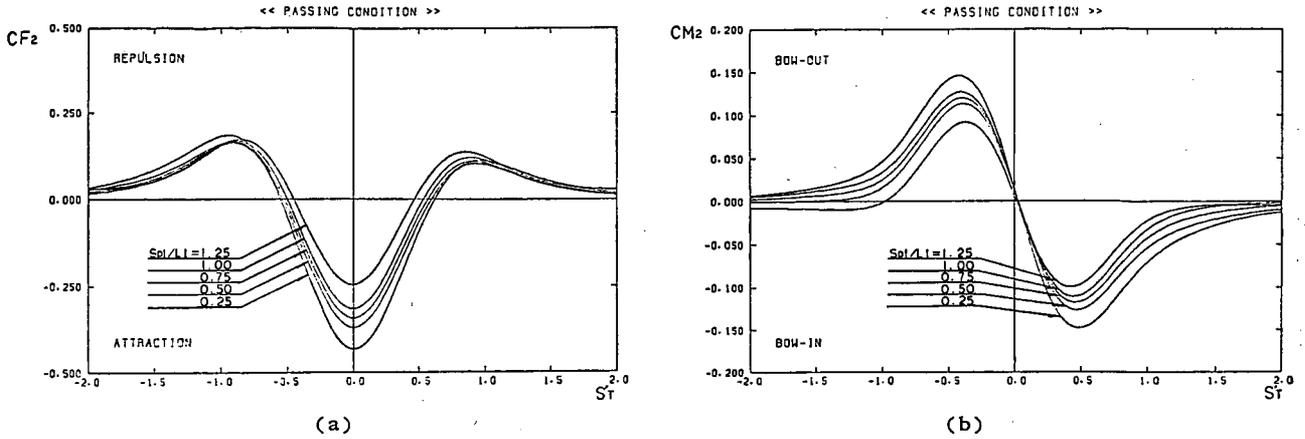


Fig. 7 The effect of S_{P1} on lateral force and yaw moment acting on ship 2 in passing

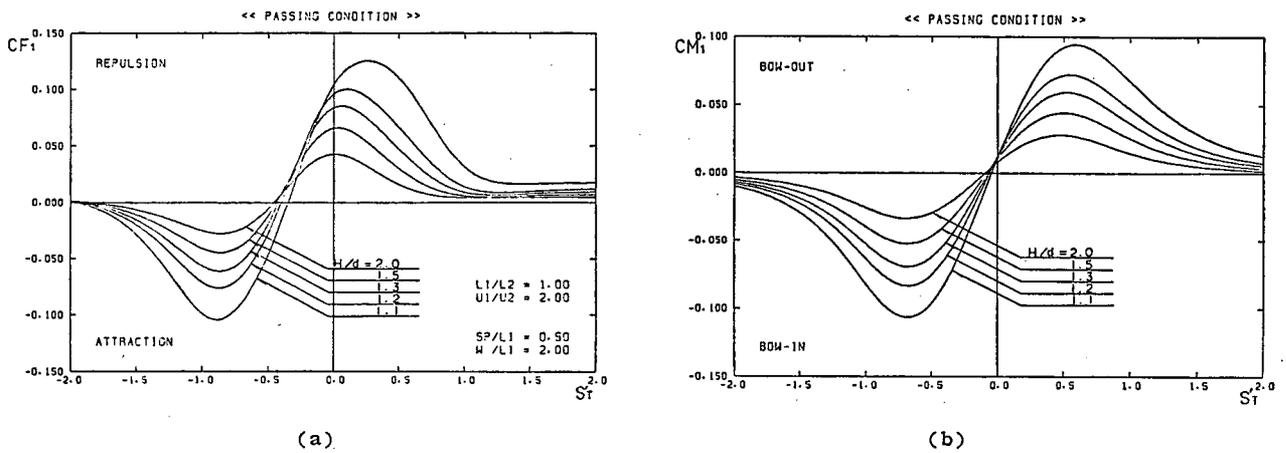


Fig. 8 The effect of water depth on lateral force and yaw moment acting on ship 1 in passing

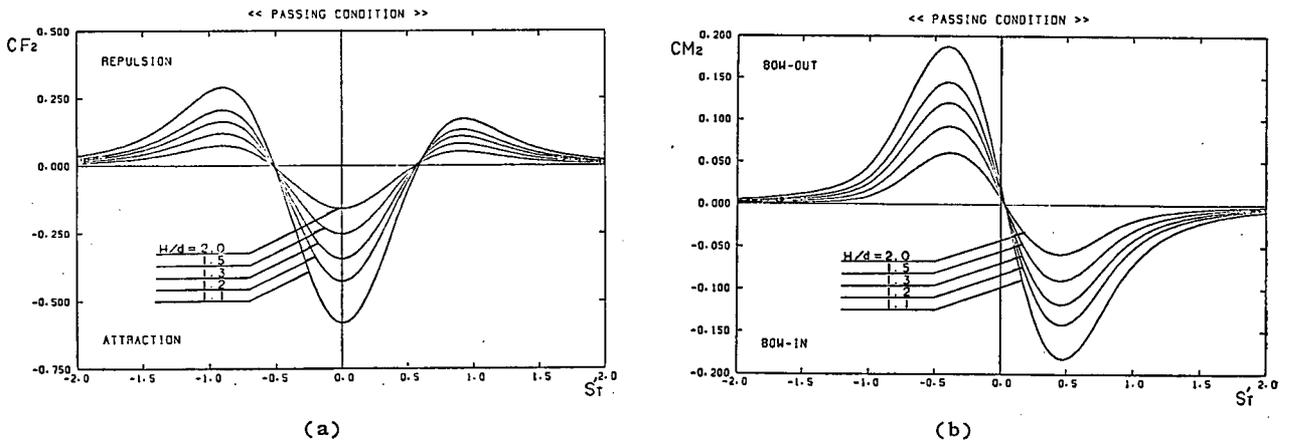


Fig. 9 The effect of water depth on lateral force and yaw moment acting on ship 2 in passing

シミュレーション計算による航跡を Fig. 10 と Fig. 11 に示す。ここで Fig. 10 においては船の大きさの影響を調べるため、被追い越し船 ship 2 の船長 $L_2=155$ m (主要目等は Table 1 に示す), $U_2=3$ kt とし追い越し船 ship 1 は ship 2 の相似船で船長が $L_1/L_2=0.8\sim 1.4$ の 4 状態で、かつ $U_1=4.5$ kt の場合の運動の航跡を示している。ただし水深は大きい方の船に対して $H/d_i=1.2$ ($i=1$ または 2)、船体相互間の側方距離は小さい船に対

して $S_P/L_i=0.5$ ($i=1$ または 2) としている。シミュレーション計算の方法は文献 7) に従い、両船共に針路を一定に保つように方位角 ψ 、回頭角速度 r' に比例する操舵を行うものとし舵角 δ は次式で与えている。

$$\delta = \delta_0 + k_1(\psi - \psi_0) + k_2 r'$$

ここで δ_0 は初期状態での舵角、 ψ_0 は原針路の方位角、 k_1, k_2 は比例定数とする。Fig. 10 と 11 の計算では $k_1=k_2=6.0$ とした。

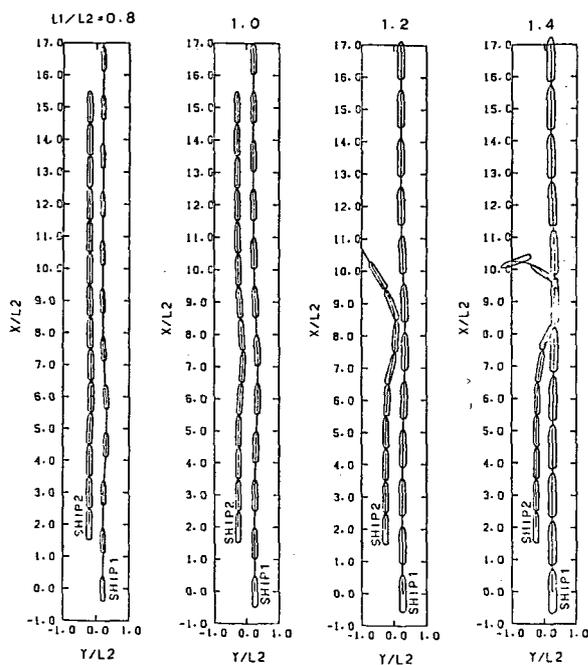


Fig. 10 Ship trajectories as a parameter of difference of length between ships

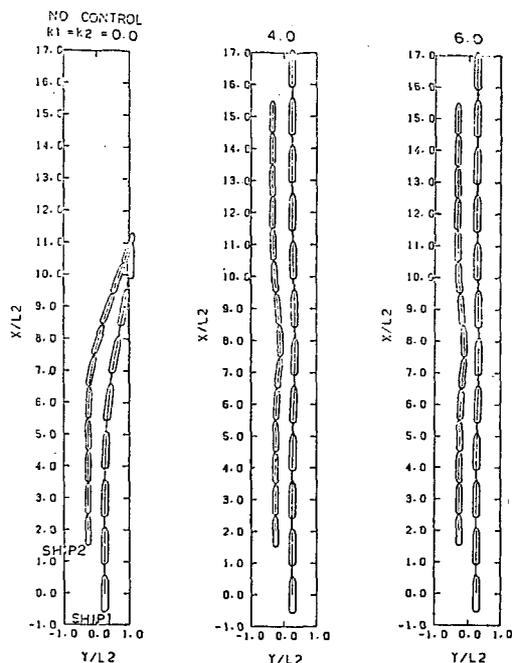


Fig. 12 Ship trajectories as a parameter of rudder control

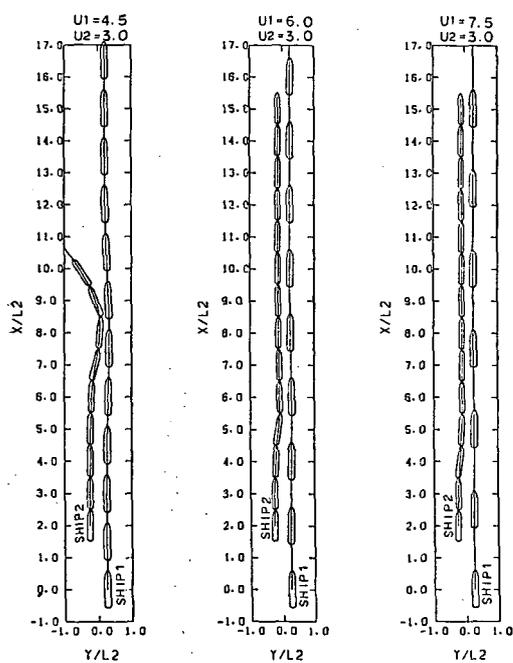


Fig. 11 Ship trajectories as a parameter of difference of speed between ships

Fig. 11 では船速影響を検討している。 $L_1/L_2=1.2$, $S_p/L_2=0.5$, $H/d_1=1.2$, また $U_2=3\text{kt}$ として U_1 を 4.5, 6.0, 7.5 kt の 3 状態についての両船の航跡を示している。なお Fig. 10, Fig. 11 共に図中の下側から両船共に同時に出発し、かつ同一時刻での船影は下からの順番に対応している。Fig. 10 において ship 2 より ship 1 が大きくなると ship 2 に大きな影響が現われ、図中の $L_1/L_2=1.4$ では ship 2 が追い越し船の ship 1 に

引き込まれて衝突している (図中現実にはあり得ないが、衝突後の航跡も引き続き計算した結果も示している)。Fig. 11 の船速影響に関しては両船の速度差が小さい程衝突の危険性が現われており、これは両船が近接して航行する時間が長くなるため干渉力の作用する時間も長いと考えられる。また Fig. 12 には Fig. 10 の $L_1/L_2=1.2$ の場合 (ただし $h/d_2=1.6$) の操舵の応答による変化を示している。ただし $k_1=k_2=0, 4, 6$ の 3 状態について示した。

これらのシミュレーション計算結果から追い越し船が被追い越し船より大きい場合、被追い越し船には大きな干渉力が働き、水深が浅くまた両船の速度比が小さく、側方距離も小さい場合には舵力よりもこれらの干渉力が大きくなる場合もあり、操舵による他船や側壁との衝突回避も困難な状態もあり得ることになる。今、この干渉力が舵力よりも大きくなり、且つ側壁や他船に衝突した時を仮に操船の限界として定義づけ、この限界線を以上のシミュレーション計算から被追い越し船 ship 2 について求めたものを Fig. 13 に示す。すなわちこの図で示した S_p より小さい側方距離で他船から追い越される場合被追い越し船が操船不能になる危険性を示していることになる。

5 結 言

狭水路中を航行する 2 隻の船体相互の干渉力と側壁影響を理論的に求め、かつそれらの特性を調べた。更にこれらの流体力を基にして狭水路中を航行する時の安全性

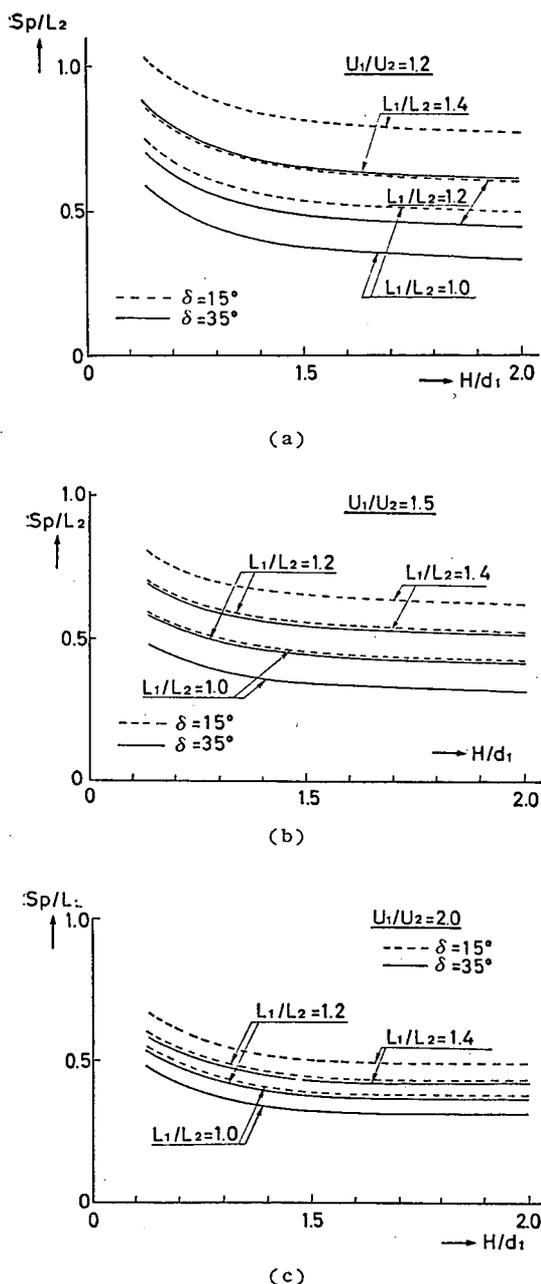


Fig. 13 Minimum lateral distance between ships indicating that the rudder force and moment are much smaller than the hydrodynamic interactions during passing

の問題についての検討も行った。その結果、狭水路における追い越しの場合一般に被追い越し船に働く流体力が重要となり、特に追い越し船より被追い越し船が小さい場合には被追い越し船には大きな干渉力が働く。更にこの干渉力は両船の船長比の他、船速比、側方距離、水深によって影響を受け、船速比に関しては同程度の船速で追い越される場合が操船上最も注意を要する度合の大きい結果が得られている。またこれらの流体力を用いた運動のシミュレーション計算によって狭水路を安全に航行するための一つの指針を得た。

最後に本研究の一部は文部省の科学研究費補助金により実施されたものであり、また数値計算は九州大学大型計算機センターの FACOM M-382 を使用したことを付記し関係各位に謝意を表します。

参考文献

- 1) J. N. Newman: Lateral motion of a slender body between two parallel walls, Jour. of Fluid Mechanics, Vol. 39, 1969.
- 2) R. W. Yeung : On the interaction of slender ships in shallow water, Jour. of Fluid Mechanics, Vol. 85, 1978.
- 3) R. W. Yeung & W. T. Tan: Hydrodynamic interactions of ships with fixed obstacles, Jour. of Ship Research, Vol. 24, 1979.
- 4) L. I. Sedov: Two dimensional problems in hydrodynamic and Aerodynamic, John Willy & Sons, N. Y., 1965.
- 5) P. J. Taylor : The blockage coefficient for flow about on arbitrary body immersed in a channel, Jour. of Ship Research, Vol. 17, 1973.
- 6) 貴島勝郎：2 船間の相互干渉力に関する模型実験，西部造船会性能部会，SP 88-30，1981.
- 7) 貴島勝郎：旋回運動のシミュレーション計算，日本造船学会運動性能研究委員会第 5 回 JAMP 委員会資料，1983.

APPENDIX

(15), (16), (17) 式で定義されたグリーン関数は次に述べる方法で求められる。

今、Fig. 1 のような狭水路で制限された 2 次元水域を z 平面とし、複素平面 $z = x + iy$ とする。今、この平面を上半平面 (ζ 平面) に等角写像する次の写像関数を考える。

$$\zeta = e^{(\pi/W)z} \tag{36}$$

ζ 平面において $\zeta = \zeta_0$ の点に吹き出した渦がある時の複素ポテンシャル $f^{(s)}$, $f^{(r)}$ は鏡像モデルを考えて次のように表わされる。

$$\left. \begin{aligned} f^{(s)} &= \ln(\zeta - \zeta_0) + \ln(\zeta - \bar{\zeta}_0) \\ f^{(r)} &= -i \ln(\zeta - \zeta_0) + i \ln(\zeta - \bar{\zeta}_0) \end{aligned} \right\} \tag{37}$$

$\bar{\zeta}_0$ は ζ_0 の共役複素数である。上式の実数部をとるとグリーン関数が求まり、それを z で微分すれば複素速度 ($w = u - iv$) が求まる。

$$\left. \begin{aligned} w^{(s)} &= \frac{df^{(s)}}{dz} = \left[\frac{1}{\zeta - \zeta_0} + \frac{1}{\zeta - \bar{\zeta}_0} \right] \frac{\partial \zeta}{\partial z} \\ w^{(r)} &= \frac{df^{(r)}}{dz} = \left[-\frac{i}{\zeta - \zeta_0} + \frac{i}{\zeta - \bar{\zeta}_0} \right] \frac{\partial \zeta}{\partial z} \end{aligned} \right\} \tag{38}$$

また (24) 式中の y_i 方向の速度成分は次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial G^{(s)}}{\partial y_i} &= -\text{Im} [w^{(s)} e^{i\theta_i}] \\ \frac{\partial G^{(r)}}{\partial y_i} &= -\text{Im} [w^{(r)} e^{i\theta_i}] \end{aligned} \right\} \tag{39}$$

ただし Im は虚数部を表わし、 θ_i は空間固定座標と船体固定座標とのなす角を示し、船が x の正方向に進行する時は $\theta_i = 0$ 、負方向の時は $\theta_i = \pi$ となる。

国土技術政策総合研究所資料

TECHNICAL NOTE of NILIM

No.110 September 2003

編集・発行 ©国土技術政策総合研究所

本資料の転載・複写のお問い合わせは

〒239-0826 神奈川県横須賀市長瀬3-1-1
管理調整部企画調整課 電話:046-844-5018