The University of Osaka
Institutional Knowledge Archive

Title	一軸二舵船の舵に取り付けた水平フィンの設計法に関する研究
Author(s)	有井, 俊彦
Citation	大阪大学, 2015, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://doi.org/10.18910/52209
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

https://ir.library.osaka-u.ac.jp/

The University of Osaka

博士学位論文

一軸二舵船の舵に取り付けた水平フィンの設計法に関する研究

有　井　　俊　彦

平成 26 年 12 月

目　次　　頁

1.　緒言 …… 1
1.1　背景と目的 …… 1
1.2　本論文の内容 …… 2

2.　フィンの特性と検討課題 …… 3

3.　フィンの実船への適用経緯と課題 …… 4
3.1　はじめに …… 4
3.2　フィンの効果確認水槽試験 …… 4
3.3　5,999 DWT　タンカーA …… 4
3.4　5,999 DWT　タンカーB …… 5
3.5　まとめ …… 5

4.　フィン付きベクツイン船の推進性能 …… 6
4.1　はじめに …… 6
4.2　伴流計測とフィンへの流入角 …… 6
4.2.1　セメント運搬船の伴流計測 …… 6
4.2.2　VLCC の伴流計測 …… 7
4.3　フィンの最適取り付け角 …… 7
4.3.1　セメント運搬船のフィンの最適取り付け角 …… 7
4.3.2　VLCC のフィンの最適取り付け角 …… 8
4.4　シリング舵付き船の模型・実船相関 …… 8
4.5　数値流体力学(CFD)による流体力の検討 …… 9
4.5.1　はじめに …… 9
4.5.2　CFD ソフトウェア …… 9
4.5.3　計算モデル …… 10
4.5.4　計算結果 …… 10
4.5.5　まとめ …… 12
4.6　舵抵抗 …… 12
4.6.1　はじめに …… 12
4.6.2　船体の影響 …… 12
4.6.3　プロペラによる加速 …… 13
4.6.4　舵抵抗係数と舵翼厚影響 …… 13
4.6.5　曳航水槽での舵の抵抗 …… 14
4.6.6　回流水槽での舵の抵抗 …… 14
4.6.7　まとめ …… 15
4.7　フィンの抵抗 …… 15
4.8　フィン推力 …… 15
4.9　舵横力へのフィンの影響 …… 16
4.10　実船馬力推定 …… 16
4.11　まとめ …… 17
5.　フィン設計の指針 …… 18
5.1　フィン設計のパラメーター …… 18
5.2　フィンのスパン長さ …… 18

5.3　フィンの平面形状・後退角 …… 19
5.3.1　後退角と揚力 …… 19
5.3.2　フィン翼端・翼根の長さ …… 19
5.3.3　フィンアスペクト比の影響 …… 19
5.4　フィンの取り付け位置と取り付け角度 …… 20
5.4.1　流場特性と揚力評価基準線 …… 20
5.4.2　流場特性とフィンの取り付け角度の関係 …… 20
5.5　フィン端板の影響 …… 21
5.6　フィンの強度 …… 21
5.6.1　はじめに …… 21
5.6.2　フィンにかかる力 …… 21
5.6.3　フィン自体の強度 …… 22
5.6.4　フィン取り付け部強度 …… 23
5.6.5　おわりに …… 24
5.7　まとめ …… 24

6.　結言 …… 25

謝　辞 …… 26

参考文献 …… 27
付表一覧表 …… 29
付図一覧表 …… 30
付表 …… 33
付図 …… 41

1．緒言

1．1 背景と目的

フィッシュテール形状の翼断面を特徴とする高揚力特殊舵(シリング舵)は、その高揚力性能により操船性能が優れているため、多くの船舶に装備され、評価を受けてきている。

一基のプロペラに二枚の高揚力シリング舵を配する構成の“ベクツイン”舵は、ドイツ人 Karl Schilling が考案し[1)]、イギリス人 Peter Bingham により商業化され[2)]、その技術を導入した日本で 65 隻の実績があり、主に狭隘な港湾を利用する小型船舶に採用されて、その操船性の優れた機能が十分に利用されてきた。操船性能に優れるものの、二枚の舵を装備しているので、推進性能上のハンディキャップは如何ともし難く推進馬力の増加を許容せざるを得なかった。ベクツイン舵の推進性能を改良するために、二舵の内側に水平フィンを設けて、プロペラ後流を利用して、フィンの揚力を前進推力に配分して、推進性能を改善することが提案された[3)]。一軸一舵の推進性能改良については、乾等の舵による抵抗推進性能の改善[4)]、プロペラ後流の利用による性能改良については、谷口などの反動舵への応用[5)]、石田の放射状のフィンによる回収[6)]、岡本等による開発[7)]などで基本的な研究がなされてきた。しかし、 一軸一舵の場合はプロペラの真後ろに舵が存在し、舵自体がプロペラ後流エネルギーをある程度回収しているため、さらにフィンなどの付加物の効果を上げるためには、模型試験や数値流体力学(CFD)によって時間と労力を費やす必要がある。一方、一軸二舵の場合は、プロペラ直後に舵が無いため、プロペラ後流はエネルギー回収されずに流れ去ってゆく。このため、二舵間の流場にフィンを置くことにより、後流エネルギーの回収効果がジャパンハムワージ㈱の実験等による経験では一軸一舵の場合より大きくなる。文献[3)]では、ベクツイン舵の二舵間に水平フィンを配して、プロペラ後流を回収する概念が示されたが、フィンの具体的な設計法は述べられていない。水槽試験によりフィンの後退角や取り付け角を最適化することにより、フィンなしに比べて、3～5%の推進効率の改良が期待でき、実船性能の解析からこのことが実証されたが、本研究はその成果を踏まえて、フィン設計の具体的な方法の確立を目指したものである。その際、フィンの平面形状・大きさ・取り付け角などの設計要素について効果的に設計することが重要である。設計要素の最適化は、回流水槽における舵模型実験、大型水槽での実験、実船の就航データ解析を基に数値計算手法を加えて、 個々の船の船尾形状に適したものとする。

1.2　本論文の内容

本論文は、一基のプロペラに二枚の高揚力シリング舵を配するベクツイン舵の、二舵の内側に水平フィンを設けるシステムにおいて、次の項目につき論ずる。

第 1 章では、本研究の背景と目的、研究の内容につき述べる。

第 2 章では、フィンの特性と研究課題について述べる。

第 3 章では、ベクツイン舵を設けた実船につき、同型船でフィンなし・フィン付きの 2 組について試運転結果や就航実績の解析により、フィンを設けることにより推進効率がどのように変わるかの検討をする。

第 4 章では、模型船伴流計測からフィンへの流入角を推定する方法の検討、フィンの最適取り付け角度を決める水槽試験の実例を述べる。また、シリング舵付船の模型・実船相関につき、Nagarajan らの方法が有用であることを示す。次いで一般商用 CFD ソフトウェアを使用して、舵特性・フィン特性の解析を行い、回流水槽での舵実験結果と照合し、使用したソフトウェアの利便性に言及する。また当該ソフトウェアを利用して、抵抗面で有利な舵形状・フィン形状が得られか否かを論ずる。Nagarajan らの方法のベースとなる舵抵抗の推定式を構築し、さらに、フィン自体の推力および抵抗につき解析を行い、模型・実船相関に使用する算定式を求める。セメント運搬船と VLCC について、Nagarajan らの方法による実船馬力推定を行い、フィンの推進効率効果について検証する。

第 5 章では、フィンの平面形状の決め方を述べる。さらに、流場の特性とフィンの取り付け角最適値との関係を見出す手法を検討する。またフィンの強度につき、計算方法の指針を示す。

第 6 章は結言であり、本研究で得られた成果をまとめる。

2. フィンの特性と検討課題

プロペラの回転によって生じるプロペラ後流は、Fig. 2-1 のようにプロペラの回転方向に旋回しながら後に流れ、左右のフィンに流入する。このとき、左右のフィンはプロペラの後方において、ほぼプロペラ軸線上に位置するので、Fig. 2-2 に示すように一方のフィンに対する水流が後方に向かって上向きの角度をもって入射し、他方のフィンに対する水流が後方に向かって下向きの角度をもって入射し、船の前進方向に分力を持つ揚力を発生して船の推進効率が上がる。プロペラの回転方向が、船尾方向より見て前進時に右回りする場合は、左舷側につくフィンは翼先端～後端ラインに対して上方にキャンバーを有するものとし、右舷側のフィンはその逆で、下方にキャンバーを有するものとする。

Fig. 2-3 に左舷側フィンの場合のフィン取り付け角度、流入角とフィンによる推力の模式図を示す。フィン取り付け角 α 及び流入迎角 β の符号は図中に記載している。 フィンの効果が出るためには、Fig. 2-3 において、推力の絶対値が抵抗の絶対値を超える要がある。

このシステムで推進効率改善への影響を検討するには、下記のような未検討課題があり、これらの解明が本研究の主体となる。

・フィンの大きさの決定

・フィン平面形状の決定

・フィン取り付け角の決め方

これらの要素から決められたフィンシステムについて、実際どれだけの効果があるかの検証を行う手段としては、水槽試験があるが、水槽試験から実船性能推定する方法については、在来の一軸一舵の船に対する手法では、齟齬を生じる可能性があり、そのための新しい手法を検討せねばならない。また実績船のデータを解析して、フィンの効果を確認することも必要である。

3. フィンの実船への適用経緯と課題

3.1 はじめに

Table 3-1 にフィン付きベクツイン船の実績を示す。ベクツイン船の実績 65 隻のうち、22 隻がフィン付きとなっている。フィン付きベクツイン船のうち２隻が同型でフィンなしの船が建造されている。ベクツイン船にフィンを付けるのに際しては、まず水槽試験により効果を確認した。フィンの効果は、自航試験時の全推進効率の高低で判定するものとする。その結果、フィンの効果が確認されたので、２隻の船にフィンを設け、それらの試運転結果からフィンの効果を検討した[8)]。

3.2 フィンの効果確認水槽試験

フィン装備の計画をした 5,999DWT タンカーA（*Lpp*=97.00m）と類似した船型のセメント船（*Lpp*=106.00m）の模型を利用して、1 枚舵に変えてベクツイン舵を設けて水槽試験を行い、フィンの効果を検討した。Fig. 4-1 に船尾形状、舵配置を示す。舵の寸法はプロペラ直径（ここでは 3400mm）を基準に設定した。フィンの大きさ・形状・翼型(NACA4415[9)14)])については、試験を実施した水槽(ジャパンテクノメイト)の提案を受けて設定した。フィンの形状は、フィン前縁の後退角は 25°、フィンのスパン長さはプロペラ直径の 30%である。4.10 節に自航試験の結果を述べているが、フィン付きの全推進効率がフィンなしよりも約 3.4%優れており、フィンの効果が確認できた。

3.3 5,999 DWT タンカーA

Table 3-1 に示す船 A を対象にして、3.2 節の結果を基に、フィン採用が決定された。

Fig. 3-1 に本船の舵配置を示す。フィンの大きさ・形状・翼型は上記セメント船のデータを参考に決定した。フィン前縁の後退角は 22.75°、フィンのスパン長さはプロペラ直径の 30%とした。フィンの取り付け角度は 3.2 節のセメント運搬船のフィン取り付け角変更試験時のデータを参考にして、左右ともに、船尾方向が上向きに 4 度とした。 フィン効果の実証方法として、試運転結果と、その同型船でフィンを設けていない船 A’の試運転結果とを比較すること、また船 A の就航後の実績解析を実施した。

船 A および A’の海上試運転は、満載喫水にて海上模様も平穏な中で実施された。Fig. 3-2 に海上試運転の結果を示すが、フィン付の船 A の馬力が、5.0%～6.2%少ない。また就航後の 10 ケ月間の運航データを解析して、満載状態の就航実績として比較をしたが、フィンの効果は、主機約 80%出力時で 3.1%、主機約 60%出力時での効果があった。

3.4　5,999 DWT タンカーB

Table 3-1 に示すベクツイン船 B と、その同型船でフィンを設けていない船 B' の満載試運転結果を同様に比較した。B 船の舵配置を Fig. 3-3 に示す。フィンの大きさ・形状については、A 船と同様の方法で決定した。フィン前縁の後退角は 25°、フィンのスパン長さはプロペラ直径の 30%とした。Fig. 3-4 に船 B および船 B' の海上試運転結果を示すが、フィンの効果は、航海速力 14.5 ノットで、約 2.8%である。

3.5 まとめ

フィン付きベクツイン船 A および B とそれらの同型船でフィンのついていない船 A' および B' に対して、満載喫水での海上試運転結果を比較、フィンを設けることにより 3～4%の推進効率アップが実証された。ただしフィンの大きさ・形状・取り付け角度については、詳細な決定方法に依って決められたものではなく、水槽試験や数値流体力学のよる検討が必要であり、本研究でこれらの検討課題に対して研究を行った。

4. フィン付きベクツイン船の推進性能

4.1 はじめに

フィン付きベクツイン船の推進性能推定は、在来一舵船と同様に、模型水槽試験より実船の性能推定を行うのが基本となる。模型水槽試験より、実船の馬力推定を行う標準的なフローは次のようになる。まずフィンなしの状態で船尾の伴流計測を行う。伴流データからフィン取り付け位置でのフィンへの代表的な流入角を推定し、左右フィンの取り付け角度を変化させて、最適な取り付け角度を決める。その後に抵抗・自航試験を行い、実船の馬力推定を行う。模型試験データから実船性能を推定する際、舵は船体の一部と考えて模型・実船の相関を見る従来の方法では、実船の海上試運転データとの間に乖離があるため、この乖離を埋める手法ににについて述べる。この手法では舵は船体とは別に扱うこととなり、舵抵抗の正確な推定が必要になる。 模型試験での舵形状と舵抵抗の関係を解明する援用手段として CFD による流体力の検討を行う。模型試験での舵抵抗計測データを解析して、舵抵抗の推定法について述べる。 またフィンについてもその抵抗や推力の推定法についても言及する。模型水槽試験を Table 4-1 に示すセメント運搬船、VLCC、6,000m^3 タンカー、54BC の船種・船型について実施した。

4.2 伴流計測とフィンへの流入角

フィン取り付け角度を決める基本データとするため、フィン取り付け近辺の伴流計測を実施した。より正確で情報がたくさん得られる５孔ピトー管を使用、小型船の代表としてセメント運搬船を対象に、大型船としては VLCC を対象に２船につき伴流計測を実施した。

模型船の長さは Table 4-2、および Table 4-3 に記載のとおり、それぞれ 7.794m、7.080m であり、大型曳航水槽で計測を行った。

4.2.1 セメント運搬船の伴流計測

セメント運搬船の要目を Table 4-2 に、船尾形状、舵およびフィン配置を Fig. 4-1 に示す。自航状態において、計測位置は舵前端、AP 位置の二か所、計測速力は計画速力（フルード数 0.22)、プロペラ回転数は自航点付近の回転数 12.0rps とした。計測点はベクツイン舵の内側、Fig. 4-2 に示す点で実施した。二舵内に設けるフィンの角度の基礎データとするため実験はフィンなしで行った。 圧力、 流向を計測し、 解析は Kh-Kv 法[10] によった。

Fig. 4-3 に流れの模式図[11] を示すが、 流れ V の x -z 面への投影 V_V と x 軸とのなす角度 β_V がフィンへの流入角 β である。

計測項目は V_x、V_y、V_z、船速とし、伴流コンター、速度ベクトル、渦度を求めた。

Fig. 4-4 に伴流コンター、Fig. 4-5 に流速分布を示す(いずれも舵前端部におけるもの)。

プロペラ軸心面を挟んだ三点（z = 20, 0, -20(mm))での流入角 β を Fig. 4-6 に示す。 横軸は軸心からの距離 y を表す。z=0 の場合、軸心からの距離 y が約 20(mm)近辺で流入角の極値がある。 フィンへの流入角の判定は 5.4 節で述べる。

4.2.2 VLCC の伴流計測

VLCC の要目を Table 4-3 に、船尾形状、舵およびフィン配置を Fig. 4-7 に示す。自航状態において、計測位置は舵前端、AP 位置の二か所、計測速力は計画速力(フルード数 0.146)、プロペラ回転数は自航点付近の回転数 8.03rps とした。計測点はベクツイン舵の内側、Fig. 4-8 に示す点で実施した。

計測項目は Vx、Vy、Vz、船速とし、伴流コンター、速度ベクトル、渦度を求めた。Fig. 4-9 に速度分布、Fig. 4-10 に伴流コンターを示す。セメント運搬船の場合と同様にプロペラ軸心面を挟んだ三点（z = 20, 0, -20(mm))での流入角 β を Fig. 4-6 に示す。セメント運搬船の場合と同じく z=0 の場合、軸心からの距離 y が約 20(mm)近辺で流入角の極値がある。

4.3 フィンの最適取り付け角

フィン取り付け角の最適値を設定するには水槽試験による方法が基本的である。 水槽試験は曳航水槽での自航試験により次のような試験を行う。片舷側(例えば左舷側)のフィン取り付け角度を固定し、反対舷(右舷側)のフィン取り付け角度を数点変えて計画フルード数で自航試験を行い、全推進効率が最も高くなるフィン取り付け角度を反対舷(右舷側)の取り付け角度として決定する。次に右舷側のフィン取り付け角度を固定し、左舷側のフィン取り付け角度を数点変えて自航試験を行い、全推進効率が最も高くなるフィン取り付け角度を左舷側のフィン取り付け角度として決定する。セメント運搬船と VLCC の水槽試験でのフィン最適取付角決定の手順を示す。

4.3.1 セメント運搬船のフィンの最適取付角

まず左舷側のフィンの取り付け角度を 4 度とし、右舷側のフィンの取り付け角度を-8 度、-4 度、 0 度、4 度として各々計画速度で自航試験を行う。本船の流線計測は母型となった一舵の場合の計画速力対応フルード数 0.22 で実施したが、自航試験の速力は二舵の場合の計画速力対応のフルード数 0.21 とし、実船での自航点に対応するプロペラ荷重度で行った。模型船のプロペラ回転数は曳引車で模型船を曳航する力と、予め計算した実船と模型船との摩擦抵抗修正量(設定 SFC)との差が、設定 SFC の 10%以内になるように制御した。 フィン効果は、模型船の全推進効率 η の値で高低で判断するものとする。Fig. 4-11 において 左

舷側のフィンの取り付け角度を 4 度に固定したとき、右舷側のフィンの取り付け角度は 0 度が最適となる。 次に右舷側のフィンの取り付け角度を 0 度にして左舷側のフィンの取り付け角度を 0 度、4 度、8 度、14 度に変えて自航試験を行い、左舷側のフィンの取り付け角度は 8 度が最適となる。フィン取り付け角度を左舷 8 度、右舷 0 度として、 以降の抵抗試験・自航試験を実施することになる。

4.3.2 VLCC のフィンの最適取り付け角

セメント運搬船の場合と同様に、左舷側のフィン角度を 8 度とし、右舷側のフィンを -8 度、-4 度、0 度、4 度として計画速度で自航試験を行った。Fig. 4-12 において、左舷側の角度 8 度に固定したとき、右舷側は-4 度が最適となる。 次に右舷側を-4 度にして左舷側の角度を変えて自航試験を行い、左舷側は 8 度が最適となる。フィン角を左舷を 8 度、右舷を-4 度として、以降の抵抗試験・自航試験を実施した。フィン取り付け角は 4.3.1 のセメント運搬船の場合と異なるが、船尾伴流分布の差が一番大きな原因と考えられる。

4.4 シリング舵付き船の模型・実船相関

シリング舵を装備した船の速力推進性能については、模型試験では、流線型断面(NACA 断面)を持つ普通舵に比べ、性能が劣るという報告が多く、操縦性能は良いが、速力性能に劣ると顧客から言われることが多い。シリング舵を装備した船舶の海上試運転あるいは就航実績では、普通舵を装備した船舶の性能と遜色無く、模型試験より推定した実船性能予想のように劣ることは無いと言われることも多い。この模型試験よりの推定と実船性能実績の評価の差は、模型試験に基づく実船性能推定方法が、従来の手法では齟齬があると考察した。すなわち従来の手法では、模型船抵抗を船体＋舵を一つのものとして扱っているが、Nagarajan らの提案[12]に基づいて船体と舵は分離し、それぞれ模型・実船の相関を考慮して行うべきであるというものである。

従来法での船体抵抗算式の表示は

$$C_T = (1 + K)C_F + C_W + \Delta C_F \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4\text{-}1)$$

ここで　C_T = 全抵抗係数

C_F = 摩擦抵抗係数

K = 形状影響係数

C_W = 造波抵抗係数

ΔC_F = 摩擦抵抗に対する粗度修正

一方、新方法（以下、Nagarajan らの方法と呼ぶ）は舵を船体と別個に取り扱うもので

$$C_T = (1 + K_H)C_{FH} + C_{WH} + \Delta C_{FH} + (1 + K_R)\ C_{FR} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4\text{-}2)$$

ここで　C_T = 全抵抗係数

C_{FH} = 船体の摩擦抵抗係数

K_H = 船体の形状影響係数

C_{WH} = 船体の造波抵抗係数

ΔC_{FH} = 船体の摩擦抵抗に対する粗度修正

C_{FR} = 舵の摩擦抵抗係数

K_R = 舵の形状影響係数

この Nagarajan らの方法の検証を行うため、6,000m^{3}積タンカー（ベクツイン舵付き）を対象に模型船抵抗・自航試験を行った。 Table 4-4 に船体などの要目を、Fig. 4-13 に舵配置を示す。Fig. 4-14 に抵抗試験結果を示す。試験は舵なしと舵付の両状態で実施した。特に舵なしの状態は、船体と舵を別個に取り扱うためのデータとして実施した。Fig. 4-15 に従来法と Nagarajan らの方法による造波抵抗係数を示す。低速と高速領域を除き、Nagarajan らの方法による造波抵抗係数が若干高い。 次に自航要素を Fig. 4-16 に示す。伴流係数指標１－w、η_R(プロペラ効率比)は Nagarajan らの方法と従来法で変わらないが、推力減少係数指標１－t は Nagarajan らの方法が従来法を約 10%上回っている。これが Nagarajan らの方法の根幹を為す現象である。 上記模型試験から実船の性能予測をした。Fig. 4-17 に推定速力馬力曲線を示す。Nagarajan らの方法によるものが従来法より約 6%馬力が少ない。Fig. 4-17 には海上試運転結果を記入してある。この結果は Nagarajan らの方法によるものとよく合致してあり、Nagarajan らの方法が妥当であるといえる。 なお Fig. 4-58 及び Fig. 4-61 の速力馬力曲線は、Nagarajan らの方法を用いて再解析したものである。

4.5 数値流体力学(CFD)による流体力の検討

4.5.1　はじめに

舵の抵抗や直圧力、フィンの揚力などの流体力学的性質を把握する手段として水槽試験が行われるが、それに要する費用や時間に問題がある。この問題を補填する手段として数値流体力学(CFD)があり、以前は大型のコンピュータによる大掛かりな計算しかできなかったが、最近ではパソコンベースの CFD が利用できる環境となってきた。本節では CFD を用いた舵特性、フィン特性の解析につき論ずる[13]。

4.5.2 CFD ソフトウェア

本論文で実施した CFD は、一般商用ソフトウェア” Solid Works Flow Simulation”[14]である。　一般商用ソフトウェアを使用した理由を挙げると下記のとおりである。

・設計者が容易にソフトウェアを操作できる。

・CAD システムとの組み合わせが容易にできる。

・シミュレーション結果が短時間で得られる。

・ソフトウェアが安価である。

・流体解析の専門家以外の設計者が、PC 環境の下でソフトウェアが使用できる。

このソフトウェアは多くの産業界、大学および研究機関で導入されている[14)]。 ソフトウェアの基本はナビエストークスの方程式を解くことにあり、層流・乱流の問題を解くことができる。レイノルズ数がある値を超えると流れは乱流となるが、このソフトウェアは主として乱流問題を解くことに主眼を置いて開発されている。乱流問題を予測するには、ファーブル平均のナビエストークス方程式が使用されている。輸送方程式が用いられ、いわゆる $\kappa-\varepsilon$ モデルが採用されている。

4.5.3 計算モデル

4.6.6 で述べる阪大の回流水槽での 54BC の模型試験の状態に対応して、一様流とプロペラによる加速流を受ける流れをモデル化した。プロペラ回転による回転流を模擬するため、入力データに工夫を加えた。Fig. 4-18 に示すように一様流に加えて、x 軸方向のプロペラによる加速流、回転流およびプロペラ半径方向の速度の３つである。加速流は(4-6)式により、回転流は模型試験時の 660rpm(11rps)に対して 100rpm で調整、プロペラ半径方向の速度は、プロペラ軸心方向に 0.15m/s として、現実的なプロペラ後流を得るためのチューニングをした。

4.5.4 計算結果

a. 翼厚影響

翼厚比は小さいほど舵抵抗の面では有利であるが、舵強度面で最小の翼厚比がある。 翼厚比の抵抗性能への影響度合いを見るため、翼厚比 0.15、0.20、0.25 の３ケースにつき検討した。舵断面は、フィッシュテール部を除いて、舵頭材中心線を通る中心線に対して対称である。Fig. 4-45 (舵 1、2、3) に示すように、フィッシュテール部の船体中心線側は抵抗を減らすために、船体中心線に平行とした。Fig. 4-46 に翼厚比を横軸に抵抗係数の値を示す。CFD による推定値は実験値とおおむね一致している。 Fig. 4-46 には NACA2400 シリーズ翼の値との比較もしてある。比較は翼厚比が 0.20 での値が実験値と同じとして、傾向を示したが、実験値、CFD 計算値とよく合っているといえる。 舵角ゼロでの揚力係数を Fig. 4-19 に示すが、プロペラ回転流の影響で、揚力はゼロではない。実験値と CFD 計算値

はよく合っているといえる。揚力値が小さいので、翼厚比の影響は舵角ゼロでは見られない。

b. 舵形状の影響

Fig. 4-20 に示す 4 種の舵形状につき、舵形状の舵抵抗性能への影響を検討した。 舵 1 は対称型で、舵 9、12、13 は非対称型である。舵 9 は小型の船に採用されている形で、内側の曲率が小さい。舵 12 は大舵角での揚力を大きくする狙いで、内側の曲率を大きくしたものである。舵 13 は舵 9 から最大翼厚位置を船首部にもってきたものである。Fig. 5-4 に示すように舵形状としては舵 1 と舵 9 がほぼ同一の舵抵抗値を示し、また CFD と実験の一致はよい。 舵 12 の舵抵抗値は舵 1 および舵 9 より若干大きく、舵 13 の舵抵抗値は更に大きく、舵形状としては小型船では舵 9、中型および大型船では舵 1 を採用するのがよい。

c. フィンの影響

フィンの形状としては Fig. 4-22 に示す 3 個を選定した。これはフィン前縁の傾斜角を変えたものである。 Fig. 4-23 に示すが、いずれもフィンなしに比べて抵抗係数は減っている。 Fig. 4-24、Fig. 4-25、Fig. 4-26 に CFD 計算による圧力分布、速度分布を示す。フィンの上面と下面の圧力差は舵 4 が最も顕著であり、結果として抵抗が最小となっている。

d. 舵角組み合わせと舵揚力

Fig. 4-27 のように 2 つの舵の舵角を種々組み合わせていろいろの操縦モードが可能である。Fig. 4-28 には、左舷側の舵角を一定として、右舷側の舵角を変えた場合の、舵揚力の比較している。いずれも右舷側の舵角が 50° のときが最大揚力となっている。 舵角が大きくなるに従い CFD と実験値の乖離が大きくなっているが、これは CFD シミュレーションのモデルでは大きな剥離を伴う複雑な乱流が正確に実現できないことを示している。ただし大きな舵角での正確性は確認できていないが、角度影響の傾向を検討するには使用できると考える。

e. ゼロ設定角

舵角ゼロは通常、舵の基準線が船体中心線に平行になるように取られる。ベクツイン舵では、舵位置と船尾流れの関係から Fig. 4-29 のように、ある角度をもって舵角ゼロと決めるほうが、直進時の推進馬力が最も小さくなる可能性がある。Fig. 4-30 に舵 1、舵 5 について、開き角を変えた場合の抵抗係数を表している。舵角 0° の場合に比較して舵角 3°

では舵1では実験値で+0.8%、CFDで-8%、舵5では実験値で-0.8%、CFDで-14%となっているが、2°～3°が抵抗最小となる可能性も推察できるが、確かなことを調べるには、曳航水槽での試験が必要と考える。

4.5.5 まとめ

一般商用CFDソフトウェアを使用して、舵特性・フィン特性の解析を行った。回流水槽での舵実験結果と照合し、船の直進中や小舵角では、使用したソフトウェアで舵特性やフィン特性を把握できることがわかった。翼厚の舵抵抗への影響は実験値と同じ精度にて CFDで把握できること、抵抗面で有利な舵形状やフィン形状を得ることができること、左右舵の舵角の組み合わせによる舵揚力の変化の様子、舵角ゼロの設定方法の案などについて有用な結果を得た。

4.6 舵抵抗

4.6.1 はじめに

4.4の結果から、ベクツイン船の模型試験から実船の推進性能をより正確に推定するためには、舵抵抗の推定が重要な要素であることがわかった。水槽試験で舵抵抗を計測しているが、曳航水槽での試験では、セメント運搬船とVLCCにつき、抵抗試験および自航試験時に、また回流水槽でプロペラと舵の組み合わせで舵抵抗の計測を6,000m³積タンカーと54BCについて実施している。 自航試験や回流水槽でプロペラと舵の組み合わせでの試験では舵抵抗の解析に際して、舵への流入速度に関してプロペラ作動の影響を考慮する必要がある。また船体付の試験の場合、伴流を考慮した流入速度を採る要がある。 抵抗値は無次元化して平板の摩擦抵抗係数との比較をするが、このとき舵の厚さを考慮せねばならない。まずプロペラの加速影響、舵厚さの影響について言及し、舵抵抗の解析を行うこととする。なお舵抵抗に関する平板の摩擦係数はITTC 1957の式を使用する。

4.6.2 船体の影響

プロペラなしの場合の伴流係数（公称伴流係数）w_nおよびプロペラありの場合の伴流係数w_eを方形係数C_bを変数にして、D.W.Taylorのデータ[15]や水槽試験データベースより次式で表す。

$$w_e = 0.53\ C_b - 0.013 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4\text{-}3)$$

$$w_n/w_e = 1.58\ C_b - 0.07 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4\text{-}4)$$

試験時の流速を v_{mo} として、ベクツイン舵の場合は 4.2 節の伴流データから見て、舵への流入速度は平均流速 $(1-w_n)$ x v_{m0} より約 10%速いので、舵への流入速度 v_m は(4-5)式で表すこととする。

$$v_m = 1.1 \times (1-w_n) \times v_{m0} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4\text{-}5)$$

4.6.3 プロペラによる加速

自航試験時舵抵抗と抵抗試験時舵抵抗の相違はプロペラによる加速と舵への水平流入角の影響である。舵への流入角はゼロではなく、ある角度をもって舵にあたるが、5.4.5 項を参考にして 3° で流入していると仮定すると、流入角ゼロの時に比べて舵抵抗の増加は、NACA4415 のデータ [16] (Fig. 4-52) より約 20%とみる。 水平流入角による増加分を差し引いた抵抗の抵抗試験時舵抵抗に対する比の 1/2 乗が加速影響で、VLCC のフィン無しの舵に対してこの値を Fig. 4-31 に示す。 プロペラによる加速に関する式として、次式が一般的に使用されている [17]。

加速比 = 1+1.2a

$$a = 1/2 \left(\sqrt{1 + 8/\pi \cdot K_T/J^2} - 1 \right) \quad \cdots\cdots\cdots \quad (4\text{-}6)$$

ここで K_T = プロペラの推力係数

J = プロペラの前進係数

Fig. 4-31 に式(4-6)による値も表示した。 式(4-6)はプロペラの設計点を中心として算出されたものであり、プロペラ設計点付近では、ほぼ一定の値となる。 一方実験値から推定したものは、フルード数の増加につれ大きくなっているが、計画フルード数では(4-6)式による値とほぼ同じ値となっている。 Fig. 4-31 に(4-6)式による値の±8%の線を図示してあるが、実験値は(4-6)式±8%の範囲に収まっており、プロペラによる加速影響は(4-6)式に±8%の誤差を見込んでおけば、加速影響値の推定は、凡そ事象を表しているものと考察する。

4.6.4 舵抵抗係数と舵翼厚影響

船体粘性抵抗は通常 Schoenherr の平板摩擦抵抗係数を利用して、形状影響として、いわゆるフォームファクターを導入して求めている。 舵の場合も同様にして求めるが(ただし平板摩擦抵抗係数は ITTC 1957 式を使用)、翼厚影響のベースとして、Hoerner の式 [18]

$$C_{DS}/2C_f = 1 + 2\ t/c + 60\ (t/c)^2 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots \quad (4\text{-}7)$$

ただし C_{DS} ：抵抗係数　C_f ：平板摩擦抵抗係数　t：翼厚　c：翼幅

を採用し、シリング舵の場合の修正係数を導入した。 Fig. 4-32 に NACA2400 シリーズ [9]、NACA4400 シリーズ [9]、Hoerner の上式及び回流水槽での模型舵実験値 (4.6.6 項) において、

t/c = 0.15 での抵抗値を 1.0 として修正係数をプロットした。 Hoerner 式を基にし、実際のシリング舵のデータとして回流水槽実験値の傾向を加味して、次式の修正係数を得た。

$$C_{DS}/2C_f = 1.373 - 4.189\ t/c + 26.043\ (t/c)^{2} \quad \cdots\cdots \quad (4\text{-}8)$$

Fig. 4-33 に修正係数を示す。実験値と修正 ITTC 1957 式との比較は次項で行う。

4.6.5 曳航水槽での舵の抵抗

曳航水槽での抵抗試験および自航試験の際に、舵の抵抗を計測し、舵抵抗推定の基礎データとした。まず抵抗試験時の舵抵抗はセメント運搬船（フィンなしの状態）と VLCC（フィンなしおよびフィンありの状態）で計測した。Fig. 4-34 にセメント運搬船の場合の実験値を、Fig. 4-35 に修正 ITTC 1957 式との比を示すが、計画フルード数で約 2.7 倍である。一方 VLCC の場合でフィンなしでの実験値を Fig. 4-36 に、フィン付きでの実験値を Fig. 4-37 に、修正 ITTC 1957 式との比を Fig. 4-38 に示す。計画フルード数でフィンなしの場合、実験値と修正 ITTC 1957 式との比は約 1.1、フィン付きで約 1.4 である。Fig. 4-39 に舵形状の比較を示すが、VLCC は舵中心線に対して対称な形状であるのに対し、セメント運搬船はベクツイン特有の舵形状をしており、この影響が差となっている。 また VLCC において、フィン付きの値 1.4 がフィンなしの場合の 1.0 に比べて若干大きいのは、フィン自体の抵抗のみでなく、舵本体との相互干渉の影響と考えられる。

次に自航試験時の舵抵抗であるが、VLCC 船型において自航試験時（フィンなし、フィン付きの両者）に舵抵抗を計測、実験値を Fig. 4-40 および Fig. 4-41 に、また抵抗試験時と同様に実験値と修正 ITTC 1957 式（流速は船速を使用）との比を Fig. 4-42 に示す。抵抗試験時に比べ、修正 ITTC 1957 式との比が若干大きいのは、プロペラによる加速が(4-6)式に比べて、少し大きいと考える。なお模型実船相関を扱うときはお抵抗試験ベースなので、ここでは自航試験のデータは参考とする。

4.6.6 回流水槽での舵の抵抗

載荷重量 54,000 トン型バルクキャリアを対象に実施した模型試験の一環として、舵厚比の舵抵抗への影響や、フィン形状のフィン推力への影響を調べるため、回流水槽で 13 組のベクツイン舵模型の舵力計測実験を行った。 Fig. 4-43 に舵・プロペラの寸法・配置、Fig. 4-44 に実験状況、Fig. 4-45 に舵・フィンの形状、Table 4-5 に船体・プロペラ要目を示す。また試験種類一覧を Table 4-6 に示す。この実験のうち回流水槽での舵抵抗試験について以下に述べる。

フィンなしの舵三種類(t/c = 0.15, 0.20, 0.25)につき、VLCC の場合と同様の手法で舵抵抗について解析をした。実験は、プロペラ回転数 11rps、流速 0.8m/s、プロペラ作動点

は J = 0.45 で実施した。Fig. 4-46 に舵抵抗を示す。同図には 4.5 節に述べた CFD による舵抵抗値も併記してある。加速影響(4-6)式、シリング舵修正(4-8)式を VLCC の場合と同様に採用し、舵抵抗係数を Fig. 4-47 に示す。修正 ITTC 1957 式との比は約 1.6 倍であり、VLCC の場合の約 1.4 倍より少し大きくなっている。1.6 倍と 1.4 倍の差を速度での差にすれば、(1.6/1.4) ^0.5 = 1.07 であり、4.6.3 項で検討した加速影響(4-6)式の誤差範囲±8%に納まっていると考察する。

4.6.7 まとめ

模型試験から実船の性能推定を正確に行うために舵抵抗の推定が重要であり、曳航水槽試験や回流水槽試験で計測した舵抵抗データに基づき、船体の影響である伴流の影響、プロペラによる加速影響、舵翼厚影響を評価して、これらの影響を考慮したうえで、ITTC 1957 摩擦抵抗式を基準にした舵抵抗推定式を得た。 全抵抗に占める舵の割合が大きいベクツイン舵で、この結果は実船性能推定に非常に有用であると考察する。

4.7 フィンの抵抗

フィン無し及びフィン付での舵抵抗データより、フィン付の場合とフィン無しの場合の差がフィン自体の抵抗として求まる。 VLCC の曳航水槽での抵抗試験時の値を Fig. 4-48 に示す。P&S の平均値に対して、フィン抵抗係数（次式）を求めると、Fig. 4-49 が得られる。

$$C_{dfin} = R_{fin}/(1/2\,\rho\, S_{fin} V_m^{\,2}) \qquad \cdots\cdots \quad (4\text{-}9)$$

ここで C_{dfin} ： フィン抵抗係数

R_{fin} ： フィン抵抗 (N)

ρ： 水の密度 ($N \cdot s^2/m^4$)

S_{fin}: フィンの面積(m^2)（フィンの上面、下面の合計）

V_m： 速度 (m/s)

公称伴流 w_n を 0.49 として模型曳航速度 V_{m0} に対して

$V_m = (1 - w_n) * V_{m0}$ とした。

Fig. 4-49 で Fn = 0.13 − 0.16 間の C_d の平均値は、NACA 4415 のデータ [16] (Fig. 4-52) で迎角 α=13° の C_d とほぼ一致している。

4.8 フィン推力

ここではフィンの効果を検討することとし、54BC を対象に回流水槽で実施した試験結果を基に解析することにする。 Fig. 4-50 にフィン付舵三種とフィン無し舵の抵抗を示す。同図には、CFD による舵抵抗値も併記してある。フィン付それぞれの舵において、その抵抗

値からフィン無し（rudder 1） の抵抗値を引いた値に負符号をつけたものがフィンの効果（推力）であり、Fig. 4-51 に示す。三種のいずれのフィンも効果が認められるが、フィン前縁の後退角をゼロとしたものが最も良い結果を与えている。これは、フィン前縁への流入速度が後退角ゼロの場合がより大きいからと考慮する。

フィンの翼型はNACA4415であり、流入速度、流入角度が定まれば、フィンの推力が求まる。 フィンのスパン方向位置により流入速度、流入角度は異なるので、流入速度、流入角度はスパン方向の平均的な値として扱う。 推力が計測されているので、流入速度と流入角度を推定することとなる。 舵4を対象とし実験時の条件、プロペラ回転数11rps、流速0.8m/s、プロペラ作動点 $J = 0.45$, $K_T = 0.203$ 及びプロペラによる加速影響として(4-6)式とその±8%より求めたプロペラによる加速影響を流速0.8m/sに乗じて、流入速度とした。流入角 α をベースに、NACA 4415の C_L、C_D (Fig. 4-52)を使用し 揚力(L)、抗力(D)を求め、

$$T = L\sin\alpha - D\cos\alpha \quad \cdots\cdots \quad (4\text{-}10)$$

でスラスト(T)を求めた。 Fig. 4-53 より T = 0.18(N)に相当する流入角は加速影響(4-6)式の+8%を採れば、11.7° であり、失速にならない範囲でできるだけ大きい揚力を与える流入角であり、適切な流入角であると考察、上記のフィン推力の推定方法が有効なものと考えられる。

4.9 舵横力へのフィンの影響

フィンを付けた場合に舵の横力が、フィンなしに比べてどう変わるのかを検討した。

回流水槽での実験で、舵1とそれに後退角23.5度のフィンを付けた舵3の舵横力の比較をFig. 4-54(a)に示す。左舷側の舵横力はフィン付、フィンなしでほぼ同じで、右舷側はフィン付のほうが若干大きい。舵の翼形状が異なる舵9とそれに舵3と同じフィンを付けた舵10の比較をFig. 4-54(b)に示す。この場合は左舷側、右舷側ともにフィン付の方が、横力は少し小さい。またフィンの形状が異なる三種の舵につき、舵横力を比較し、Fig. 4-54(c)に示すが、舵2と舵3は左舷側、右舷側ともほぼ同じで、舵4は左舷側は舵2・舵3より若干大きく、右舷側は逆に舵2・舵3より若干小さい。 以上からフィンをつけた場合の舵横力は、フィンの無い場合とほぼ同一と考えてよい。

4.10 実船馬力推定

フィンの取り付け角を水槽試験で決め、抵抗・自航試験を実施した小型船の代表としてのセメント運搬船および大型船の代表であるVLCCにつき、実船馬力推定を行い、それに基づくフィンの効果について述べる。

まずセメント運搬船であるが、Fig. 4-55 に抵抗試験結果を示す。試験はフィンなしの状態で実施した。船体と舵を別個に取り扱い、Fig. 4-56 に造波抵抗係数を示す。従来法によるものも併記したが、*Fn* の全域にわたって Nagarajan らの方法による造波抵抗係数が若干高い。次に自航試験であるが、フィンなしおよびフィンありでの自航要素の比較を Fig. 4-57 に示す。計画速度対応 $Fn = 0.21$ において、推力減少係数指標 $1-t$ はフィン付が 2.4% 優れており、フィンの効果を表している。伴流係数指標 $1-w$ もフィン付が 1.5% 良いが、これはフィンの存在により流れが塞き止められてプロペラ流入速度が減少することによるものと考えられる。推進器効率比 η_R も 0.3% フィン付が良いが、フィンによる整流効果が貢献しているものと考察される。上述の積算により全推進効率 η はフィン付が 3.4% 優れている。実船の有効馬力 *(EHP)*、軸馬力 *(BHP)* を推定して、Fig. 4-58 に示す。 計画速力 13.4kts で、フィン付の馬力が 3.7%少ない。

次いで VLCC であるが、まず抵抗試験を行い、Fig. 4-59 にフィンなし、フィンありの結果を示す。両者の K を比較すれば、フィンなしで $K = 0.294$、フィンありで $K = 0.291$ で若干フィンありの抵抗が少ない。自航試験結果として、フィン無し及びフィン付きベクツイン舵の自航要素の比較を Fig. 4-60 に示す。計画速度対応の Fn=0.146 において、推力減少係数指標 $1-t$ はフィン付が 2.3% 優れており、フィンの効果を表している。伴流係数指標 $1-w$ もフィン付が 1.9% 良く、推進器効率比 η_R も 0.3% フィン付が良い。この理由はセメンと運搬船の場合と同様である。全推進効率 η はフィン付が 3.8% 優れている。実船の有効馬力 *(EHP)*、軸馬力 *(BHP)* を推定して、Fig. 4-61 に示す。常用馬力（15%のシーマージンを含む）で、フィン付が 0.15kts 良く、また速力 15.4kts では、フィン付の馬力が 3.4% 少ない。

4.11 まとめ

フィン付きベクツイン船の模型水槽試験から実船馬力推定について、まず模型船伴流計測からフィンへの流入角を推定する方法を示し、フィンの最適取り付け角度を決める水槽試験の実例を述べた。 シリング舵付き船の模型・実船相関につき、Nagarajan らの方法が有用であることを立証した。模型試験での舵形状と舵抵抗の関係を解明する援用手段として CFD による流体力の検討を行った。舵抵抗の推定式を構築し、フィン自体の推力および抵抗につき解析を行い、模型・実船相関の使用する算定式を求めた。 セメント運搬船と VLCC について、Nagarajan らの方法による実船馬力推定を行い、フィンの効果が 3%～4%あることを示した。

5. フィン設計の指針

5.1 フィン設計のパラメーター

ベクツイン舵のフィンの設計要素として、フィンのスパン長さ、フィンの平面形状、フィンの取り付け位置・角度およびフィンの強度がある。これらについて、設計手法のまとめを行う。

フィンの平面形状はFig. 5-1(b) に示すように、そのパラメーターである翼端部の翼弦長 C_{FT} 、翼根部の翼弦長 C_{FR}、スパン長さ幅 S_F、後退角 α で決まる。S_Fは制限が無ければ一般的に大きいほうが誘導抗力を減らすのでよいといわれているが、5.3節に述べるように左右フィンが舵回頭時に互いに干渉しないという制限があるので、それにより決定される。二枚の舵板間の寸法は、Fig. 5-1(c)に示すように、それぞれの舵板を105度回転し、プロペラの流れをせき止めるモード（クラムシェルモード）にする際に、干渉が無いようにするため、a_R + (0.02～0.05) = a で 決まる。ただし a_R、(0.02～0.05)、a の単位はメートルである。

フィンの実面積（片舷分）A_fは次式で表される。

$$A_f = S_F \times (C_{FR} + C_{FT})/2 \times k \qquad \cdots\cdots \qquad (5\text{-}1)$$

係数kは0.65～0.75で舵厚、フィンの大きさにより変わってくる。

5.2 フィンのスパン長さ

フィンのスパン長さはプロペラ直径との比で表わされる。 標準的な平面形状のフィンにおいて、(フィンのスパン長さ S_F) / (プロペラ直径 D_P) を変えてフィンの推力を計算により求めた。 Fig. 5-2 に S_F /D_Pを0.227～0.303に変えた場合の公称面積（= S_F x (C_{FR} + C_{FT})/2) と有効面積（公称面積から舵板内部部分の面積を除いたもの）の図及び要目を示す。 推力の計算は4.8.2項と同じく、プロペラ回転数11rps、流速0.8m/s、プロペラ作動点 J=0.45、K_T=0.203で行った。プロペラによる加速は(4-6)式、フィンの揚力係数、抗力係数はFig. 4-52に示すものを使用した。 標準としての S_F /D_Pを0.242とし、このときのフィンへの実流入角は、Fig. 4-52に示すNACA特性を基に失速が生じる少し手前の13°およびそれより小さい10° の２つ場合を検討した。S_F /D_Pと実流入角 α との関係は以下のように決めた。Fig. 5-3に舵前縁での水平方向の流入角変化の一般的な例を挙げているが、スパン揚力の平均値を表すと考えられる位置をフィン翼根からの距離で表し、この距離をスパン長さ S_Fで無次元化した線（見かけ上の揚力評価基準線と称する。詳細は5.4節に記述）を取る。S_Fが大きくなると見かけ上の揚力評価基準線はプロペラ軸心側に移動し、流れの角度も大きくなるので、Fig. 5-3の流入角分布の傾向から、Fig. 5-4の変化をすると推定した。

Fig. 5-5 に S_F/D_Pをベースに thrust/$D_P{}^2/v^2$を示すが、流入角 13° および 10° 共に S_F/D_Pが大きいほど thrust/$D_P{}^2/v^2$が大きい。 一方スパン長さは左右フィンが舵回頭時に互いに干渉しないことが必要である。 Fig. 5-6 にプロペラ直径と S_Fの実績を示すが、S_Fの決定の初期値として参考になる。

5.3 フィンの平面形状・後退角

5.3.1 後退角と揚力

後退角があると揚力は減少するが、その程度は文献[19]などにあるが、ここでは以下のように検討した。

回流水槽実験の舵 3 種につき、回流水槽における実験値と参考文献[20]よりのデータを基にしたフィン推力の計算値の比較を実施した. フィン①、②、③ (Fig. 4-45) の後退角はそれぞれ 47 度、23.5 度、0 度である。Fig. 5-7 に推力の回流水槽での実験値及び計算値の比較を、 後退角 30 度の場合を 1.0 として比較した。 実験値と参考文献を基に計算した値は後退角 20 度以上では同一傾向を示しており、Fig. 5-7 のカーブを参考に後退角影響をみることができる。 後退角 20 度以下では両者の一致はよくないが、 参考文献とは翼型が相違(参考文献は SD7003 型)、参考文献は矩形翼に対して、流れに後退角をつけている違いによるものと思われる。

5.3.2 フィン翼端・翼根の長さ

フィン翼端の長さ C_{FT}、翼根の長さ C_{FR}の相対的な関係が、フィン性能に影響を与える。

Fig. 5-8 に示す 4 種類のフィン形状につき、CFD で推力を推定した。Fig. 5-9 に結果を示すが、C_{FT}/C_{FR}の値は、0.2～0.3 が最適であることがわかる。Fig. 5-10 に示すように、C_{FR}の舵幅 C_Rとの比 C_{FR}/C_Rの値は、0.55(小型船)～0.86(大型船)、また Fig. 5-11 に示すように舵幅とプロペラ直径 D_pの比 C_R/D_pは 0.52(大型船) ～0.82(小型船)である。

5.2 節の検討結果から、フィンは大きいほど効果があるので、C_{FR}を最大値にとって、C_{FT}は C_{FT}/C_{FR}≒0.2～0.3 の関係で決めればよいと考える。

5.3.3 フィンアスペクト比の影響

舵におけるアスペクト比の直圧力への影響は岡田[21] や藤井[22] の実験式があるが、ここでは、岡田の式を採用して、フィンの推力へのアスペクト比影響とする。Fig. 5-12 に示すように、フィンの実面積に対するアスペクト比を λとして、岡田の式 $2.41\{1.3-1/(2\lambda)\}$ において、$\lambda = 1$ の時にこの値が 1.0 になるように次式をアスペクト比影響式とする。

$$k(\lambda) = 1.25\{1.3-1/(2\lambda)\} \quad \cdots\cdots\cdots (5\text{-}2)$$

5.4 フィンの取り付け位置と取り付け角度

フィン取り付けの前後位置は、舵板構造との取り合い、プロペラによる加速影響を考慮して、フィン前端が舵前端と一致するのを原則とする。

フィンの取り付け角度は、水槽試験による方法が基本的である。これについては4.3節で述べた。本節ではフィンを設ける流場の特性を把握して、フィン取り付け角最適値との相関を調べるため次のような手法を用いた[23]。

5.4.1 流場特性と揚力評価基準線

4.2節で述べたセメント運搬船およびVLCCの流速分布図Fig. 4-6において、横軸yのある値をもって流入角の代表値を決める方法を検討した。yの代表値をフィンの揚力評価基準線と呼ぶこととし、次のように設定した。フィンの揚力は、フィンのスパン方向にわたって変化しているが、矩形フィンの場合の形状を文献[19]に従って、Fig. 5-13のように楕円分布をしていると想定するとこの分布は(5-3)式で表される。

$$(x/S_F)^2 + (y/C_{L0})^2 = 1 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (5\text{-}3)$$

ただし、C_{L0}は翼根部(x=0)での揚力係数値である。さらにフィンの翼弦長に対応して翼根から翼端にわたって分布を(5-4)式で修正する。

$$k_x = 1.0 - (1.0 - C_{FT}/C_{FR}) \times (x/S_F) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (5\text{-}4)$$

ここでk_xは修正係数、C_{FT}、C_{FR}はFig. 5-1のとおり、それぞれフィンの翼端部、翼根部の翼弦長である。

C_{Lm}を修正揚力値とすれば(5-5)式で表わされる。

$$C_{Lm} = C_{L0}\ \{\ 1 - (x\ /S_F)^2\ \}^{0.5} \times \{\ 1.0 - (\ 1.0 - C_{FT}/C_{FR}) \times (x/S_F)\} \cdots\cdots\cdots \quad (5\text{-}5)$$

フィンの揚力値(ただしフィン長さS_Fに対して)をΛとすれば、$x = 0 \sim S_F$で積分して

$$\Lambda = C_{L0} \times S_F \times \{\pi/4 - (1 - C_{FT}/C_{FR})/3\} \cdots\cdots\cdots\cdots \quad (5\text{-}6)$$

フィン長さS_FにわたってのΛの平均値をΛ/S_Fで表すと

$$\Lambda/\ S_F = C_{L0} \times \{\pi/4 - (1 - C_{FT}/C_{FR})/3\} \cdots\cdots\cdots\cdots \quad (5\text{-}7)$$

(5-5)式で表される修正揚力値が、(5-7)式で表される値に等しくなる横軸x/S_Fの値を見かけ上の揚力評価基準線とした。この見かけ上の揚力評価基準線は翼根部での揚力係数値C_{L0}に無関係で、C_{FT}/C_{FR}の値で決まってくる。

5.4.2 流場特性とフィン取り付け角度の関係

セメント運搬船およびVLCCの見かけ上の揚力評価基準線を求め、4節のFig. 4-6に記載

して Fig. 5-14 に示す。 Fig. 5-14 において見かけ上の揚力評価基準線に対応した角度を読み，z=0 での値を Table 5-1 に示す。Table 5-1 には，水槽試験で得たフィン取り付け角の最適値も記載している。Fig. 5-15 に流入角とフィン取り付け角最適値を示した。Fig. 5-15 にはセメント運搬船および VLCC の取り付け角最適値に加えて、 最適点での推進効率値の-0.5%に対応する取り付け角をプロットしてあるが、 この推進効率 -0.5%を誤差許容範囲として、 これに対応した取り付け角の許容範囲にあるように流入角と取り付け角最適値との相関関係を図中の直線（最適値および-0.5%の 12 点を対象とした最小二乗法により決定）で示した。 非常に大雑把ではあるが、このようにある程度流場の傾向が推定できれば、Fig. 5-15 の関係からフィン取り付け角の最適値を求めることができると考える。今後データの数を増やすなどして、プロペラ後流の流場とフィンの作動迎角との関係などの検討を重ね、 最適取り付け角の精度を向上していきたい。

5.5 フィン端板の影響

航空機では、翼端での渦の好ましくない作用を減らすため、end plate（端板）を設けることがある。 ベクツイン船でその効果の程度を調べるため、つぎのような水槽試験を行った。 模型はセメント運搬船のものを使用し、フィンの端板として Fig. 5-16、Fig. 5-17 に示す大小 2 ケについて自航試験を実施した。 Fig. 5-18 に結果を示すが、伴流係数指標 $1-w$、推力減少係数指標 $1-t$、η_R(推進器効率比)、η_{OM}（プロペラ効率）いずれも、フィン付（端板なし）と大差なく、端板の効果はないと結論した。

5.6 フィンの強度

5.6.1 はじめに

フィンは吊舵を水平にして舵板に取り付けた様式になっており、舵の強度計算方式を参考に、フィンの強度を検討することができる。フィン強度としては、フィン自体の強度と、フィンの舵板への取り付け部の強度を検討する必要がある。 強度計算の流れは、まずフィンにかかる力を求め、その力に対して構造の変形や部材の弾性限界を超えないように部材寸法・配置を決める。次にフィンへの繰り返し荷重に対して、特にフィン取り付け部の疲労強度の検討を行う。Table 3-1 の A 船を対象にフィンの強度計算方法を示す。

5.6.2 フィンにかかる力

フィンにかかる力としては、フィンへの流れの流入による定常揚力、船体運動特にピッチングによる力、および変動力を考慮することが必要である。まず定常揚力 L は(5-8)式で求めることができる。

$L = 0.5 \times \rho \times A \times V^2 \times C_L$ ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ (5-8)

ここで L: 定常揚力 (N)

ρ ： 水の密度 ($N \cdot s^2/m^4$) = 1025.9 ($N \cdot s^2/m^4$)

A ： フィン面積 (m^2)

V ： 流入速力 (m/s) = V_s x ($1-w_n$) x (加速影響)

V_s ： 船速 (m/s)

$1-w_n$ ： 公称伴流率

C_L: 揚力係数

A 船において A = 0.756、V_s = 8.02、$1-w_n$ = 0.57、(加速影響) = 1.7、C_L = 1.6

より L= 37,473 (N)

次にピッチングによる力 F_pは(5-9)式で求められる。

$F_p = w \times a_p / g \times 2.0$ ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ (5-9)

ここで w = フィン排水量 (N)

a_p = 加速度 = $\theta \times (2\pi / T)^2 \times L_g$ (m/s^2)

θ = ピッチング振幅 (rad)

T = ピッチング周期 (s)

L_g = ピッチング中心 とフィンとの距離 ≒ $L/2$ (m)

A 船において w = 1,961、L = 97、θ = 0.18、T = 5.0、L_g = 48.5 より

F_p = 5,514 (N)

最後に変動揚力であるが、ピッチング角 10.0° と 0° との C_Lの差は 0.73 であり、この C_L 差分の揚力変動があるとして、変動揚力 = 17,132 (N)となる。

３つの力、定常揚力(37,473N)、ピッチングによる力(5,514N)、変動揚力(17,132N)のうち、フィンの自体の部材強度計算には定常揚力(37,473N)を使用し、フィン取り付け部の疲労強度計算には変動揚力(17,132N)を使用する。

5.6.3 フィン自体の強度

フィン自体の強度は、定常揚力(37,473N)に対して、舵強度計算と同一手法に従えばよく NK の舵強度計算式により外板厚さ、ウェブ厚さを求めるものとする。

フィン外板の厚さは NK の舵板算式より

$$t = 5.5 S \beta \sqrt{(d + F_R \times 10^{-4}/A) \times K_{pt}} + 2.5 \quad (mm)$$

$$\beta = \sqrt{1.1 - 0.5\,(S/a)^2}$$

ここで Fig. 5-19(a)より　S = 0.40 (m)、a = 1.395 (m) から

β = 1.029　ただし βmax = 1.0 より β = 1.0

d = 6.44 − 2.05 = 4.39 (draft 6.44 − フィン位置 2.05)

K_{pt} = 1.0

F_R = 37,473 (N) (定常揚力を採用)

以上より　t = 9.23

フィンの工作性を考慮して t = 12 (mm)とする。

フィンウェブの厚さはNK規則に従い、フィン板厚 x 0.7 = 8.4 であるが、フィン外板と同じく工作性より 12(mm)とする。

5.6.4 フィン取り付け部強度

フィンの取り付け部には、変動荷重による繰り返し応力がかかるので、疲労強度の面から十分な強度を持っていることの確認を以下の手法で行う。

フィン取り付け部の変動揚力によるモーメントは、取り付け部とフィン重心の距離 434(mm)と変動揚力 17132(N)より 7,435,288(N-mm)(Fig. 5-19(a)参照)。

Fig. 5-19(b)よりフィン取り付け部の断面係数 Z = 2,015,479 (mm^3)であり、これらより 応力 =3.69 (N/mm^2)となる。この変動応力がかかったときに、取り付け部の疲労強度がどうかを以下に検討する。

今、航海日数：荷役日数 = 3 : 1、就航率 = 95%、就航年数 = 20 年とすると、ピッチング (周期5秒)による繰り返し回数 = 9.0 x 10^7 ≒ 10^8となる。こ の繰り返しに対する許容変動応力を下記の方式で求める。S-N線図及びWeibull Shape Parameterが決まれば、疲労強度上許容できる応力範囲

(Δσ: Hot Spot Stress Range) は下記により求められる。

$$\Delta\sigma = (a \cdot D/N)^{1/m} * (\ln N)^{1/h} / (\Gamma(1 + m/h)^{1/m}$$

ここに

Δσ : Stress Range (N/mm2)

a: S-N 線図の定数

m: S-N 線図の定数

h: Weibull Shape Parameter　で次のDNV式による。

$$h = 2.21 - 0.54 \log(L) + 0.05$$

D: Damage Factor で、一般的には 20 年間に対し D < 1.0 とする。

N: 想定期間に対する総繰り返し数で、一般的には 20 年間で N = 10^8 cycle

一般的 S-N 線図を下記に示す（2 σ base の S-N 線図）。

$$\mathrm{Log}\ N = \mathrm{Log}\ a' - 2\log s - m\log\Delta\sigma = \mathrm{Log}\ a - m\log\Delta\sigma$$

BS7608 [25]の Weld Class W を採用し Log a = 11.20、m = 3.0。

L = 97 のとき ワイブル係数 h = 1.187

N = 10^8、$\ln(N)^{1/h}$ = 11.64、Γ(1+m/h) = 3.426 より

許容変動応力：Δσ (for D = 0.100) = 41.69 (N/mm²)となる。 一方、変動応力は 3.69 (N/mm²)で疲労強度は問題ない。

5.6.5 おわりに

フィンの強度として、そのベースとなる荷重の考え方を示し、舵板と同じ考え方でフィン自体の強度を検討すること、フィンの舵板への取り付け部の疲労強度の検討方法を例示した。通常のフィンであれば強度面で問題になることは無いと考察する。

5.7 まとめ

フィンの平面形状は、そのパラメーターである翼端部の翼弦長 c_{FT}、翼根部の翼弦長 c_{FR}、スパン長さ幅 S_F、後退角 α で決まるが、クラムシェルモードで左右のフィンの干渉がない範囲で、S_F および C_{FR} を最大値にとって、C_{FT} は C_{FT}/C_{FR} ≒ 0.2～0.3 の関係で決めればよい。

後退角は小さいほどフィンの効果が大きいが、舵を回頭したときに、左右のフィンが干渉しないことをチェックする必要がある。さらに流場の特性とフィンの取り付け角最適値との関係を、見かけ上の揚力評価基準線の概念から検討し、その手法を提示した。 フィンの強度につき、計算方法を例示し、指針とした。

6. 結言

本研究の成果をまとめると次のようになる。

(1) ベクツイン船の同型船でフィン付き船とフィン無し船の2組4隻の試運転結果を解析し、フィンの効果が3%～4%あることを確認した。

(2) フィン付きベクツイン船の模型水槽試験から実船馬力推定について、模型船伴流計測からフィンへの流入角を推定する方法を示し、フィンの最適取り付け角度を決める水槽試験の実例を述べた。

(3) シリング舵付き船の模型・実船相関につき、Nagarajanらの方法が有用であることを示した。

(4) 一般商用CFDソフトウェアを使用して、舵特性、フィン特性の解析を行った。 回流水槽での舵実験結果と照合し、船の直進中や小舵角では、使用したソフトウェアで舵特性やフィン特性を把握できることがわかり、抵抗面で有利な舵形状・フィン形状を得ることができた。

(5) Nagarajan らの方法のベースとなる舵抵抗の推定式を構築した。またフィン自体の推力および抵抗につき解析を行い、模型・実船相関の使用する算定式を求めた。

(6) セメント運搬船とVLCCについて、Nagarajanらの方法により模型実験から実船馬力推定を行い、フィンの効果が3%～4%あることを示した。

(7) フィンの平面形状の決め方の標準を設定した。後退角は小さいほどフィンの効果が大きいことがわかった。

(8) 流場の特性とフィンの取り付け角最適値との関係を、見かけ上の揚力評価基準線の概念から検討し、その手法を提示した。

(9) フィンの強度につき、計算方法の指針を示した。

謝 辞

本論文は筆者がジャパンハムワージ株式会社において関わってきた研究成果をまとめたものである。

大阪大学　長谷川和彦教授には、その遂行にあたって終始、ご指導・激励をいただき、主査としての労をおとりいただきました。

大阪大学　戸田保幸教授には、回流水槽での実験にあたり、懇切なご指導をいただきました。また副査としてご討論、ご指導をいただきました。

大阪大学　梅田直哉准教授には、副査として、ご討論、ご助言をいただきました。　ここに三先生に対し、あらためて深く感謝いたします。

ジャパンハムワージ株式会社冨田 幸雄会長、冨田 和志社長には、本論文執筆にあたりご理解とご助言を賜りました。また鍋島 健治郎顧問には論文提出のアドバイスとテーマ選定にあたり、ご助言を賜りました。これらの方々に心より感謝いたします。

多田納久義様には、実験や論文の書き方などに適切なアドバイスをいただきました。心より感謝いたします。

平成22年度日本海事協会との共同研究（省エネ型中型ベクツイン船の開発）でのいくつかのデータを本論文で使用しました。

参考文献

1) ドイツ特許：NO.2303299、1973年1月24日、発明者 Karl SCHILLING及びHarst RATHERT

2) VP Bingham ：「Schilling Rudder Developments」 British Ship Research Association 1977

3) 公開実用新案：実願平6-6195、平成6年(1994)1月25日、発明者ピーター・ビンガム及び冨田幸雄

4) 乾崇夫、宮田秀明：舵の総合性能の最適化に関する研究(第2報)、日本造船学会論文集、 第145号、1979年

5) 谷口中、渡辺恭二：自航模型船の後流計測並びにそのReaction Rudderへの応用、造船協会論文集、第88号、1950年11月

6) 石田駿一：プロペラ後流の回転エネルギーとフィンによる回収について、日本造船学会論文集、第159号、1986年

7) 岡本幸彦、笠原良和、福田正篤、白木東：船舶用省エネルギー装置NKK－SURFの開発、NKK技報、NO.132、1990年

8) 有井俊彦、細萱和敬、鍋島健治郎：一軸二舵船の舵用水平フィンの設計法、日本マリンエンジニアリング学会誌、第49巻、第6号、2014年11月

9) Ira H.Abbott and Albert E. Von Doenhoff ： Theory of wing sections、1959年、Dover publications

10) P.C.Pien：Fived-Hole Spherical Pitot Tube、D.T.M.B. Report No.1229、1958年

11) University of Cambridge、Department of engineering、Whittle laboratory ： Pressure probes、current search、2005年12月

12) Vishwanath Nagarajan、Dong-Hoon Kang、Kazuhiko Hasegawa、Kenjiro Nabeshima、Toshihiko Arii：A proposal for propulsion performance prediction of a single-propeller twin-rudder ship、Journal of Marine Science and Technology、2009年

13) T.Arii、A.Kobayashi、K.Hasegawa：Performance Analysis of Single-propeller/Twin-rudder System by Computational Fluid Dynamics、MARSIM 2012

14) DS SolidWorks Corp.： Solid Works Flow Simulation

15) D.W.Taylor: The Speed and Power of Ships、1933年

16) http://www.airfoil.com/ ： Airfoil Investigation Database

17) 葛西宏直、湯室彰規：MMG 報告－Ⅲ 舵に作用する力と船体・プロペラとの干渉、日本造船学会誌、No.578、1977年8月

18) S.F.Hoerner：Fluid－dynamic drag、1957年8月

19) S.F.Hoerner、H.V.Borst：Fluid－dynamic lift、1975年

20) A.Uranga、P.Persson、M.Drela、J.Peraire：Preliminary Investigation Into the Effects of Cross-Flow on Low Reynolds Number Transition 、 20th AIAA computational fluid dynamics conference、2011年

21) 岡田正次郎：推進器後流中に置かれた舵の性能に関する実験結果について（その5)、造船協会論文集、第105号、1959年7月
22) 藤井斉、津田達雄：自航模型による舵特性の研究(2)、造船協会論文集、第110号、1961年12月
23) 有井俊彦、細萱和敬、長谷川和彦：一軸二舵船の舵に取り付けた水平フィンの設計について、日本船舶海洋工学会論文集、第16号、2012年12月
24) British Standard Institution：BS7608、Code of practice for fatigue design and assessment of steel structure、1993年

LIST OF TABLES

Table 3-1 Record of vectwin ship with fin
Table 4-1 List of model tests
Table 4-2 Particulars of ship and model of cement carrier
Table 4-3 Particulars of ship and model of VLCC
Table 4-4 Particulars of ship and model of 6,000m^3 tanker
Table 4-5 Particulars of ship and model of 54BC
Table 4-6 List of model test at the circulating water channel
Table 5-1 Inflow angle

LIST OF FIGURES

Fig. 2-1 Propeller slipstream
Fig. 2-2 Slipstream and fin
Fig. 2-3 Fin force and its component
Fig. 3-1 Arrangement of rudder of ship A (5,999DWT tanker)
Fig. 3-2 Speed-power curves of ship A (5,999DWT tanker) compared with its sister ship A w/o fin
Fig. 3-3 Arrangement of rudder of ship B (5,999DWT tanker)
Fig. 3-4 Speed-power curves of ship B (5,999DWT tanker) compared with its sister ship B w/o fin
Fig. 4-1 Profile of stern and rudder arrangement of cement carrier
Fig. 4-2 Measuring points of wake of cement carrier
Fig. 4-3 Flow measurement by Pitot tube
Fig. 4-4 Wake contour of cement carrier
Fig. 4-5 Velocity component of cement carrier
Fig. 4-6 Athwartships distribution of inflow angle
Fig. 4-7 Profile of stern, rudder and fin of VLCC
Fig. 4-8 Measuring points of wake of VLCC
Fig. 4-9 Wake distribution of VLCC
Fig. 4-10 Wake contour curves of VLCC
Fig. 4-11 Optimum angle of fin of cement carrier
Fig. 4-12 Optimum angle of fin of VLCC
Fig. 4-13 Profile of stern and rudder of 6,000m^3 tanker
Fig. 4-14 Total resistance coefficient of 6,000m^3 tanker
Fig. 4-15 Wave making resistance coefficient of 6,000m^3 tanker
Fig. 4-16 Self propulsion factor of 6,000m^3 tanker
Fig. 4-17 Power curves of 6,000m^3 tanker
Fig. 4-18 CFD model
Fig. 4-19 Lift coefficient of symmetric type rudders of 54BC
Fig. 4-20 Symmetric and asymmetric type rudders of 54BC
Fig. 4-21 Resistance coefficient of symmetric and asymmetric rudders of 54BC
Fig. 4-22 Rudder with fin of 54BC
Fig. 4-23 Resistance coefficient of rudders with fin of 54BC
Fig. 4-24 Velocity and pressure distribution of rudder 4 of 54BC
Fig. 4-25 Velocity and pressure distribution of rudder 5 of 54BC
Fig. 4-26 Velocity and pressure distribution of rudder 6 of 54BC
Fig. 4-27 Differentially angling the two rudders
Fig. 4-28 Lift coefficient for differential angle cases of 54BC
Fig. 4-29 Zero setting angle

Fig. 4-30 Resistance coefficient versus zero setting angle of 54BC
Fig. 4-31 Acceleration rate by propeller of VLCC
Fig. 4-32 Thickness effect of rudder
Fig. 4-33 Standard correction factor for thickness effect of rudder
Fig. 4-34 Resistance of rudder at resistance test of cement carrier
Fig. 4-35 Comparison of resistance coefficient of rudder of cement carrier
Fig. 4-36 Resistance of rudder without fin at resistance test of VLCC
Fig. 4-37 Resistance of rudder with fin at resistance test of VLCC
Fig. 4-38 Comparison of resistance coefficient of rudder of VLCC
Fig. 4-39 Comparison of rudder section
Fig. 4-40 Resistance of rudder without fin at self propulsion test of VLCC
Fig. 4-41 Resistance of rudder with fin at self propulsion test of VLCC
Fig. 4-42 Comparison of resistance coefficient of rudder of VLCC
Fig. 4-43 Arrangement of rudder and propeller for model test of 54BC
Fig. 4-44 Arrangement of the test at circulation water channel of 54BC
Fig. 4-45 Rudder form of 54BC for model test at circulating water channel
Fig. 4-46 Resistance coefficient of symmetric type rudders for 54BC
Fig. 4-47 Comparison of resistance coefficient of rudder of 54BC at circulating water channel
Fig. 4-48 Resistance of fin of VLCC
Fig. 4-49 Resistance coefficient of fin of VLCC
Fig. 4-50 Resistance of model rudder with fin of 54BC
Fig. 4-51 Thrust of fin of 54BC
Fig. 4-52 Characteristics of NACA 4415
Fig. 4-53 Angle of attack of fin at model test of 54BC
Fig. 4-54 Effect of fin on lateral force of model rudder of 54BC
Fig. 4-55 Total resistance coefficient of cement carrier
Fig. 4-56 Wave making resistance coefficient of cement carrier
Fig. 4-57 Self propulsion factor of cement carrier
Fig. 4-58 Power curves of cement carrier
Fig. 4-59 Total resistance coefficient of VLCC
Fig. 4-60 Self propulsion factor of VLCC
Fig. 4-61 Power curves of VLCC
Fig. 5-1 Parameter of fin scale
Fig. 5-2 Series of fin size
Fig. 5-3 Typical span-wise variation of inflow angle
Fig. 5-4 Angle of attack as a function of S_F/D_P
Fig. 5-5 Thrust/D_P^2/v^2 as a function of S_F/D_P
Fig. 5-6 Data S_F/D_P to propeller diameter
Fig. 5-7 Thrust of fin as a function of sweep angle
Fig. 5-8 Series of C_{FT}/C_{FR}

Fig. 5-9 Effect of C_{FT}/C_{FR}
Fig. 5-10 C_{FR}/D_P as a function of diameter of propeller
Fig. 5-11 C_R/D_P as a function of diameter of propeller
Fig. 5-12 Aspect ratio of fin
Fig. 5-13 Prototype of load distribution
Fig. 5-14 Datum line for evaluation of lift
Fig. 5-15 Relation between inflow angle and optimum fin angle
Fig. 5-16 End plate of fin of cement carrier
Fig. 5-17 Profile of end plate of fin for cement carrier
Fig. 5-18 Effect of end plate of fin of cement carrier
Fig. 5-19 Data for strength calculation of fin

Table 3-1 Record of vectwin ship with fin

No	TYPE OF SHIP	CLASS	GROSS TONNAGE	DWT(t)	*Lpp* (m)	SPEED (kt)	ENGINE (kW)	YEAR BUILT
A	TANKER	NK	3,570	5,999	97.0	15.6	4,200	2001
B	TANKER	NK	3,597	5,999	98.0	15.3	3,880	2001
C	TANKER	NK	3,773	5,999	98.0	15.3	3,880	2001
D	TANKER	NK	3,870	5,999	97.5	15.0	3,310	2001
E	CEMENT CARRIER	NK	—	7,500	108.0	12.0	3,880	2001
F	TANKER	NK	3,789	4,999	99.2	15.0	3,880	2002
G	TANKER	NK	3,600	4,999	98.0	14.5	3,310	2002
H	RO/RO	NK	1,332	2,400	85.0	17.3	3,882	2003
I	COAL CARRIER	NK	15,000	12,000	134.0	14.5	5,250	2003
J	TANKER	NK	3,790	3,785	99.2	15.0	3,880	2005
K	TANKER	NK	3,790	3,785	99.2	15.0	3,880	2006
L	TANKER	NK	3,790	3,785	99.2	15.0	3,880	2007
M	TANKER	NK	3,530	3,773	98.0	14.5	3,310	2007
N	COAL CARRIER	NK	7,200	4,500	105.0	14.5	3,880	2008
O	COAL CARRIER	NK	7,200	4,500	105.0	14.5	3,880	2008
P	FLY ASH CARRIER	NK	4,526	4,500	99.8	14.0	3,240	2008
Q	TANKER	NK	3,550	4,999	99.0	14.5	3,310	2007
R	TANKER	NK	3,599	4,999	99.2	14.0	3,310	2009
S	FLY ASH CARRIER	NK	4,630	4,750	99.8	14.2	3,240	2010
T	COAL CARRIER	NK	18,600	15,000	146.0	14.0	5,180	2012
U	TANKER	NK	5,800	8,480	108.6	12.5	3,310	2013
V	CEMENT CARRIER	NK	6,700	9,000	106.0	13.6	4,000	2013

Table 4-1 List of model tests

		Cement	VLCC	6,000m^3 tanker	54BC
	Basin	JTM	ASMB	Osaka University	Osaka University Circulating Water Channel
	Date	2000.12	2001.8	2006.9	2011.4
Resistance	With normal single rudder		○		
	With Schilling without fin	○	○	○	
	With Schilling with fin	○	○		
	Resistance of rudder (w/o fin)	○	○	○(Cir.W.Channel)	○
	(with fin)		○		
Self propulsion	With normal single rudder		○		
	With Schilling without fin		○	○	
	With Schilling with fin	Optimum angle of fin	Optimum angle of fin		
	With Schilling with fin	○	○		
	Resistance of rudder(w/o fin)		○	○(Cir.W.Channel)	
	(with fin)	○	○		
	Optimum fin angle	P:8 S:0	P:0 S:0		
Wake survey					
		○	○		
Model scale	*Lpp* (ship) (m)	106	316	99.2	194
	Lpp (model) (m)	7.79	7.08	3.52	
	Scale	1/13.6	1/44.6	1/28.2	1/40

Table 4-2 Particulars of ship and model of cement carrier

	Ship	Model
Ship		
Lpp (m)	106.00	7.794
Breadth (m)	17.80	1.309
Depth (m)	10.00	-
draft (m)	6.95	0.511
Propeller		
No. of blade	4	5
Type	FPP	FPP
Diameter (m)	3.40	0.250
Pitch ratio	0.669	0.669
Expanded area ratio	0.625	0.535
Rudder		
No	2	2
Type	Schilling	Schilling
Height (m)	3.55	0.261
Breadth (m)	2.72	0.200
Lateral area (m^2) (for one rudder)	9.66	0.0522

Table 4-3 Particulars of ship and model of VLCC

	Ship	Model
Ship		
Lpp (m)	316.00	7.080
Breadth (m)	60.00	1.344
Depth (m)	29.70	-
draft (m)	19.25	0.431
Propeller		
No. of blade	4	4
Type	FPP	FPP
Diameter (m)	9.60	0.215
Pitch ratio	0.672	0.700
Expanded area ratio	0.430	0.400
Rudder		
No	2	2
Type	Schilling	Schilling
Height (m)	8.50	0.459
Breadth (m)	5.00(6.00/4.00)	0.112(0.134/0.090)
Lateral area (m^2) (for one rudder)	42.50	0.400

Table 4-4 Particulars of ship and model of 6,000m^3 tanker

	Ship	Model
Ship		
Lpp (m)	99.20	3.520
Breadth (m)	16.00	0.570
Depth (m)	8.10	-
draft (m)	6.20	0.220
Propeller		
No. of blade	5	5
Type	FPP	FPP
Diameter (m)	3.40	0.121
Pitch ratio	0.777	0.667
Expanded area ratio	0.750	0.650
Rudder		
No	2	2
Type	Schilling	Schilling
Height (m)	3.80	0.135
Breadth (m)	2.80	0.099
Lateral area (m^2) (for one rudder)	10.64	0.0134

Table 4-5 Particulars of ship and model of 54BC

	Ship	Model
Ship		
Lpp (m)	194.00	7.080
Breadth (m)	32.26	1.344
Depth (m)	29.70	-
draft (m)	19.25	0.431
Propeller		
No. of blade	4	4
Type	FPP	FPP
Diameter (m)	6.60	0.215
Pitch ratio	0.553	0.700
Expanded area ratio	0.367	0.400
Rudder		
No	2	2
Type	Schilling	Schilling
Height (m)	7.80	0.285
Breadth (m)	4.105(4.75/3.46)	0.150(0.173/0.126)
Lateral area (m^2) (for one rudder)	32.02	0.0426

Table 4-6 List of model test at the circulating water channel

Diameter of model propeller : 160mm

velocity : 0.8m/s
number of revolution : 11rps
Advance coeficientJ : 0.45

Rudder No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
eight of rudde	162.5	162.5	162.5	162.5	162.5	162.5	162.5	162.5	162.5	162.5	162.5	162.5	162.5
readth of rudd	104	104	104	104	104	104	104	104	104	104	104	104	104
Thickness ratio of rudder	0.15	0.20	0.25	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
Rudder form	Symmetry	Symmetry	Symmetry	Symmetry	Symmetry	Symmetry	Symmetry	Symmetry (max. thickness location forword)	Asymmetry①			Asymmetry ②	Asymmetry ③
Form of fin	-	-	-	③	②	①	-	-	-	②	-	-	-
End plate	-	-	-	-	-	-	with	-	-	-	with	-	-

Rudder angle

P	S													
0	0	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
3	-3	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
6	-6	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
9	-9	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
12	-12	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
15	-15	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
-3	3	○	○	○		○		○	○	○	○	○	○	○
-6	6	○	○	○		○		○	○	○	○	○	○	○
-9	9	○	○	○		○		○	○	○	○	○	○	○
-12	12	○	○	○		○		○	○	○	○	○	○	○
-15	15	○	○	○		○		○	○	○	○	○	○	○
5	0	○	○	○				○	○	○		○	○	○
5	20	○	○	○				○	○	○		○	○	○
5	35	○	○	○				○	○	○		○	○	○
5	50	○	○	○				○	○	○		○	○	○
5	75	○	○	○				○	○	○		○	○	○
P	S													
15	0	○	○	○				○	○	○		○	○	○
15	20	○	○	○				○	○	○		○	○	○
15	35	○	○	○				○	○	○		○	○	○
15	50	○	○	○				○	○	○		○	○	○
15	75	○	○	○				○	○	○		○	○	○
25	0	○	○	○				○	○	○		○	○	○
25	20	○	○	○				○	○	○		○	○	○
25	35	○	○	○				○	○	○		○	○	○
25	50	○	○	○				○	○	○		○	○	○
25	75	○	○	○				○	○	○		○	○	○
0	-5	○	○	○				○	○	○		○	○	○
-20	-5	○	○	○				○	○	○		○	○	○
-35	-5	○	○	○				○	○	○		○	○	○
-50	-5	○	○	○				○	○	○		○	○	○
-75	-5	○	○	○				○	○	○		○	○	○
0	-15	○	○	○				○	○	○		○	○	○
-20	-15	○	○	○				○	○	○		○	○	○
-35	-15	○	○	○				○	○	○		○	○	○
-50	-15	○	○	○				○	○	○		○	○	○
-75	-15	○	○	○				○	○	○		○	○	○
0	-25	○	○	○				○	○	○		○	○	○
-20	-25	○	○	○				○	○	○		○	○	○
-35	-25	○	○	○				○	○	○		○	○	○
-50	-25	○	○	○				○	○	○		○	○	○
-75	-25	○	○	○				○	○	○		○	○	○
-75	75	○	○	○				○	○	○		○	○	○

Table 5-1 Inflow angle

	Ship name	Cement carrier	VLCC
Inflow angle	Port (deg.)	-24.7	-21.4
	Starboard (deg.)	23.8	21.7
Optimum fin angle	Port (deg.)	8.0	8.0
	Starboard (deg.)	0	-4.0

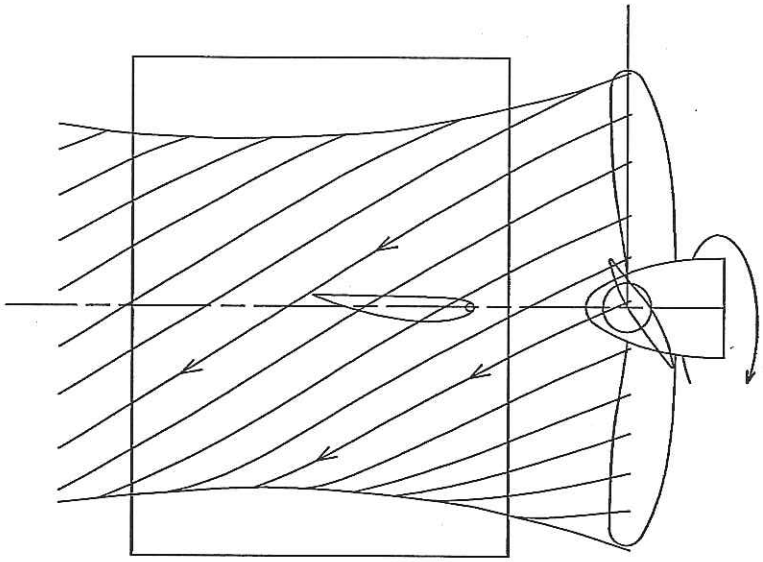


Fig. 2-1 Propeller slipstream

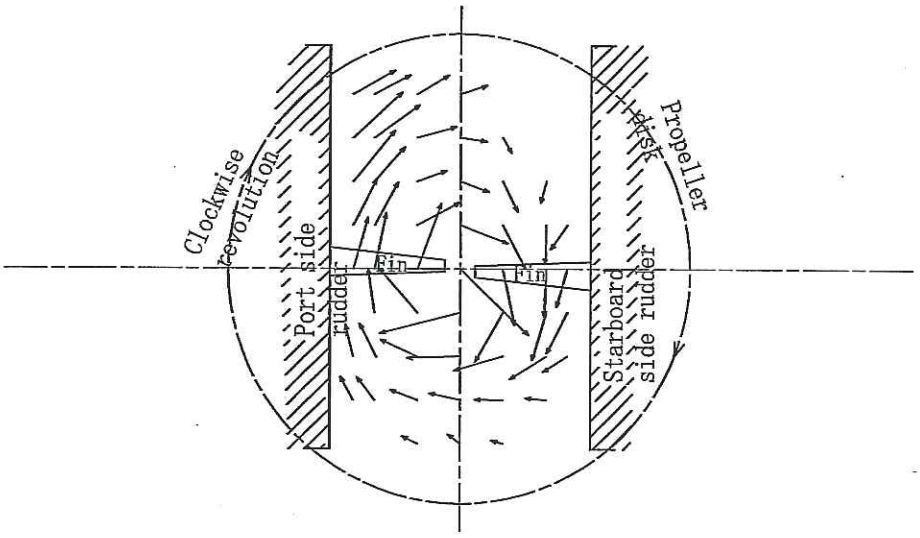


Fig. 2-2 Slipstream and fin

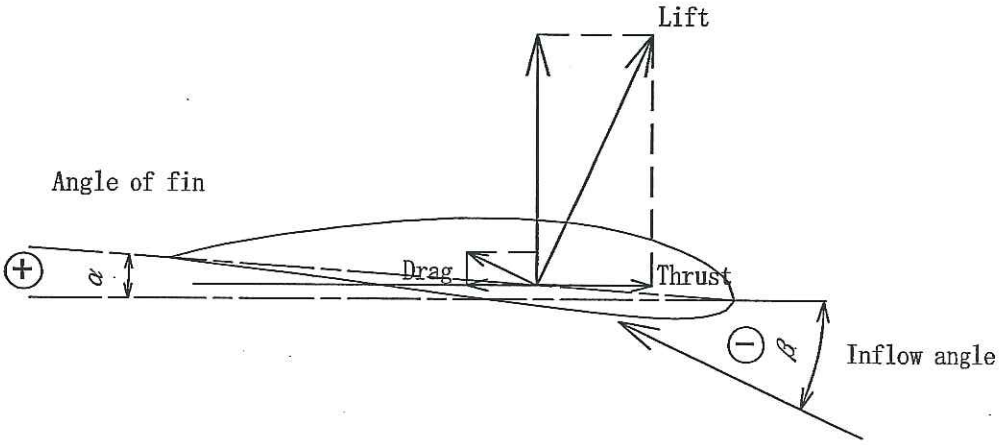


Fig. 2-3 Fin force and its component

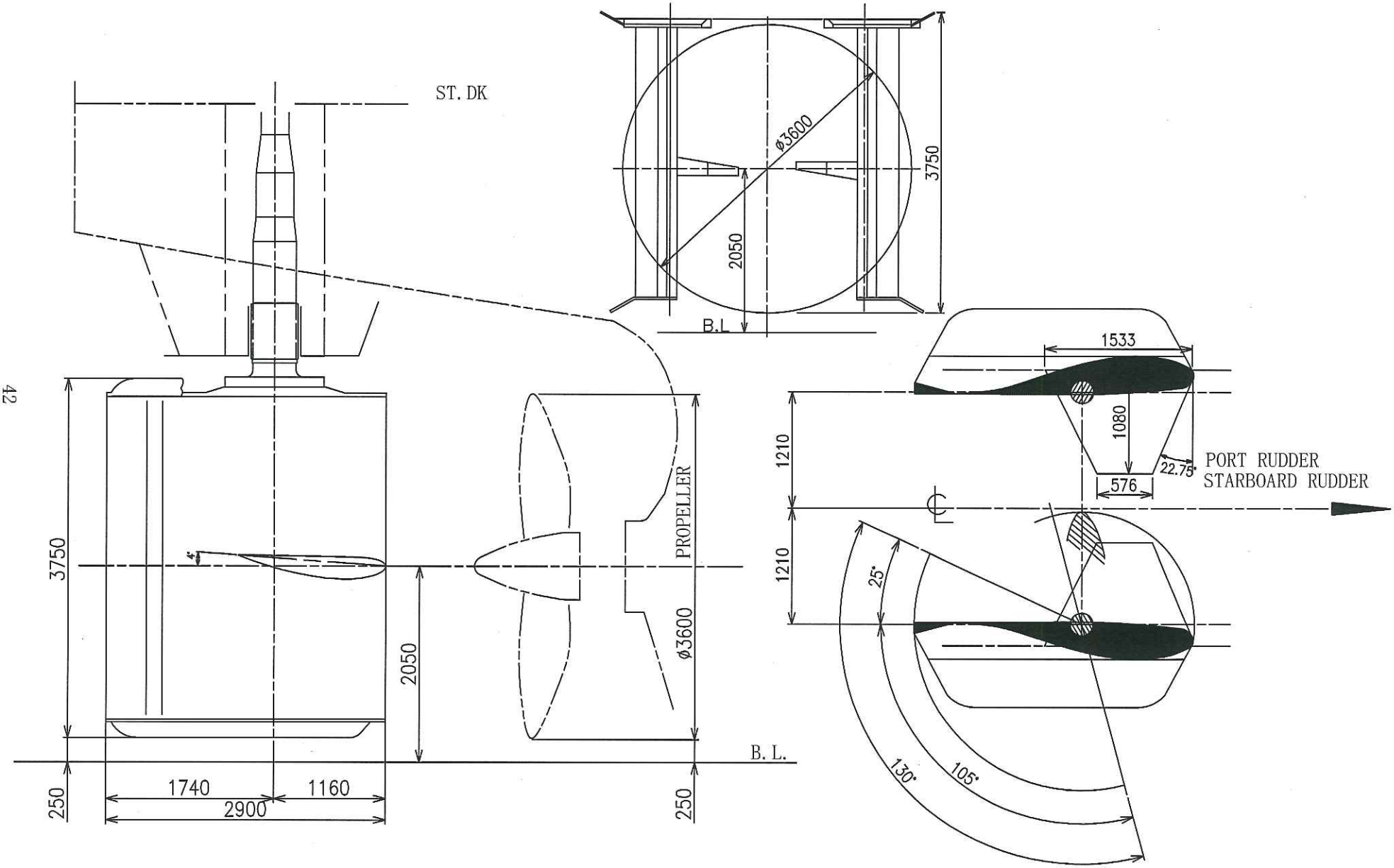


Fig. 3-1 Arrangement of rudder of ship A (5,999DWT tanker)

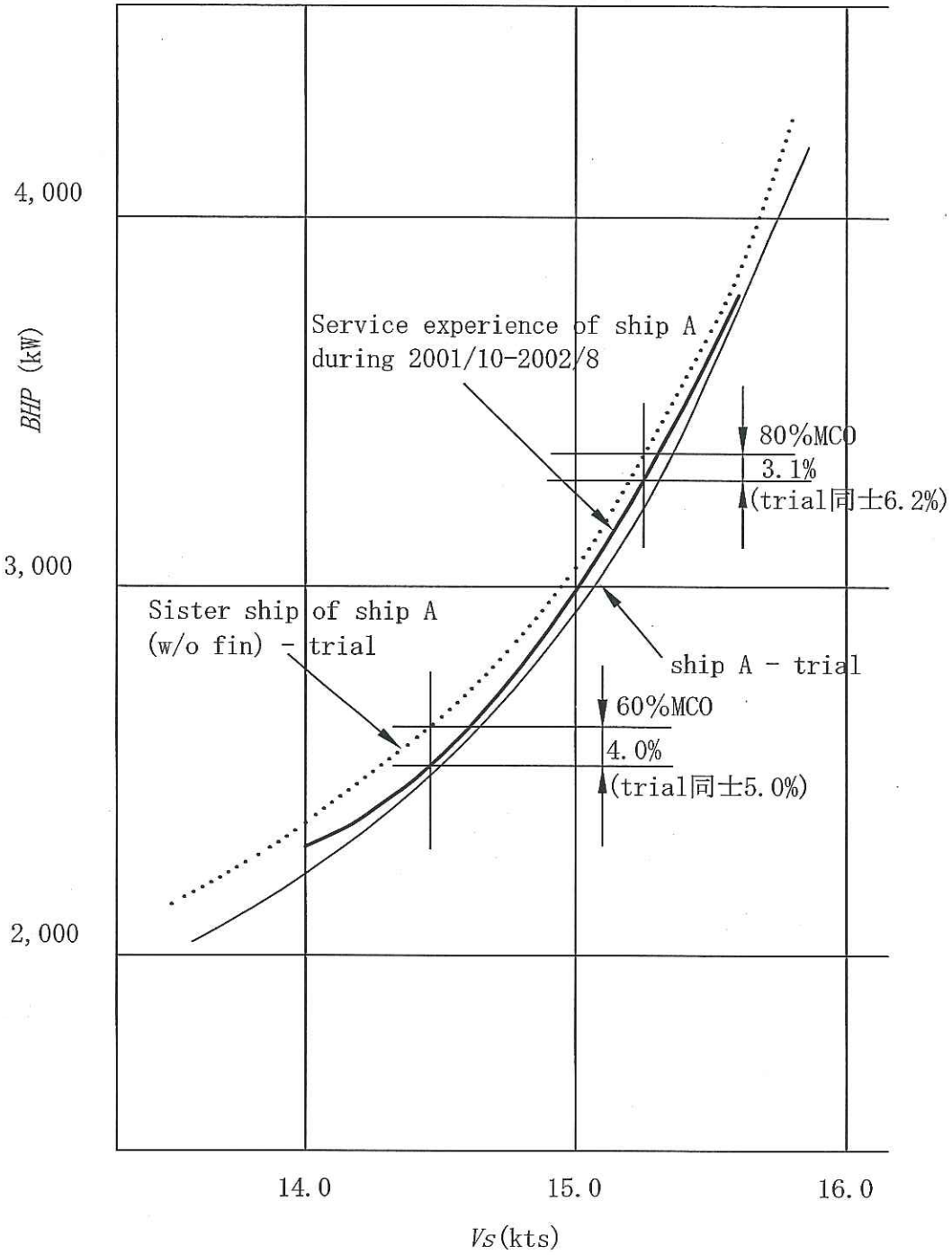


Fig. 3-2 Speed - power curves of ship A (5,999DWT tanker) compared with its sister ship of A w/o fin

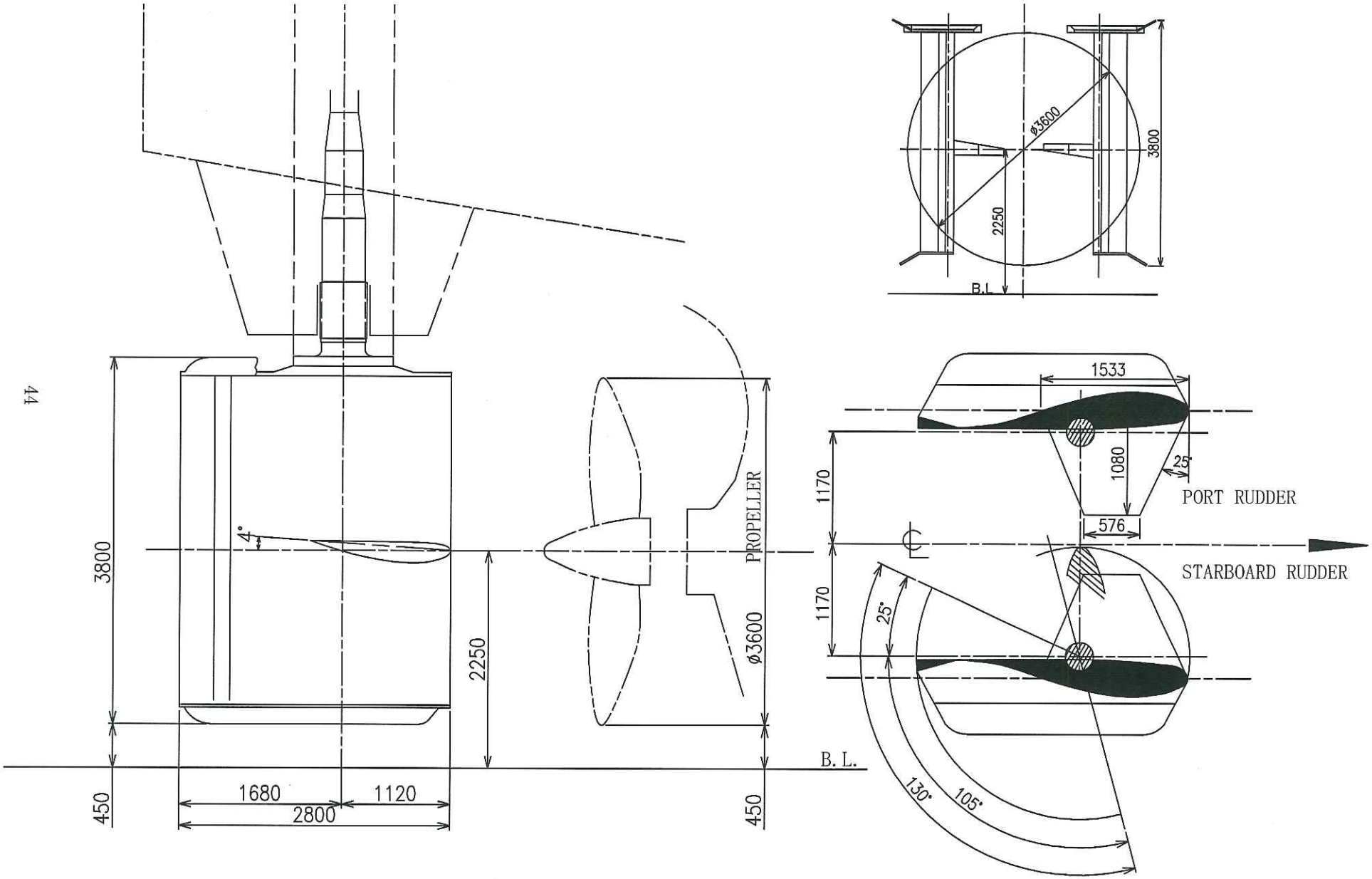


Fig. 3-3 Arrangement of rudder of ship B (5,999DWT tanker)

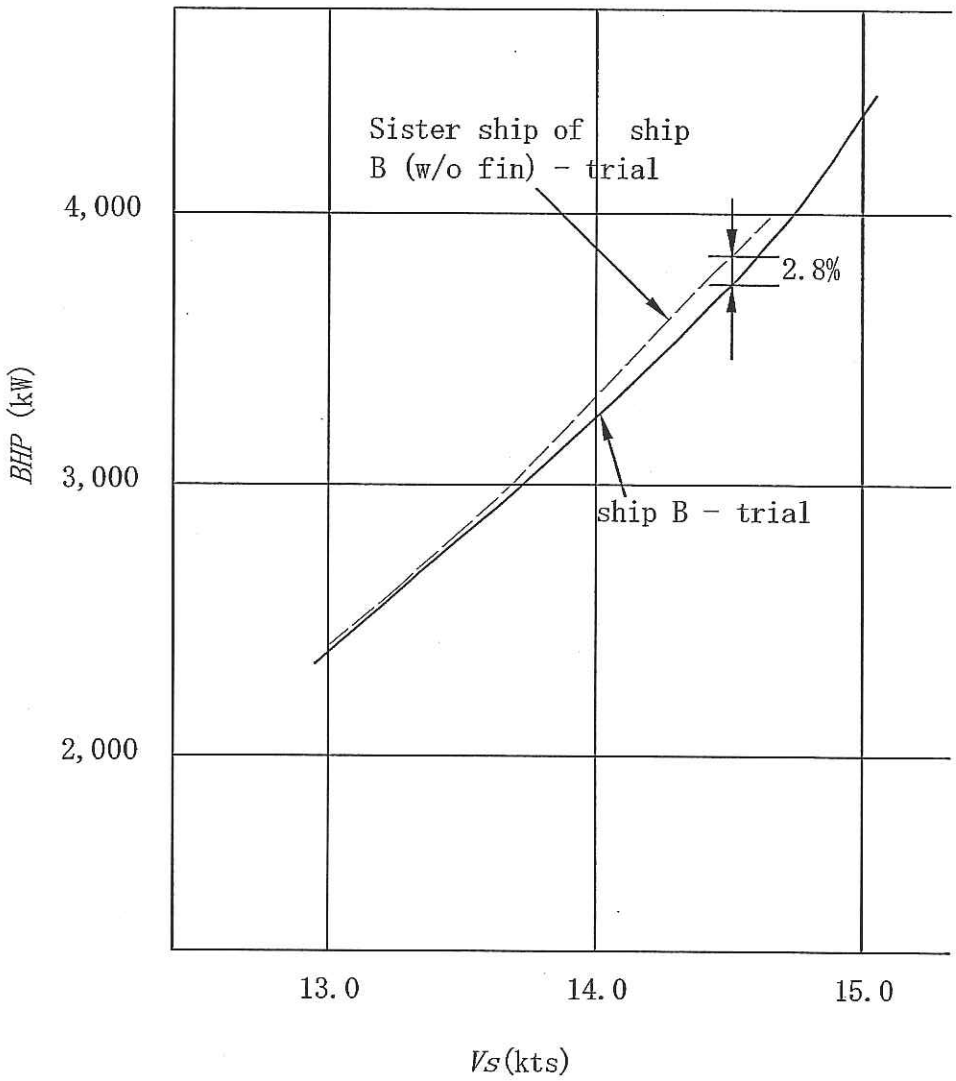


Fig. 3-4 Speed – power curves of ship B (5,999 DWT tanker) compared with its sister ship of B w/o fin

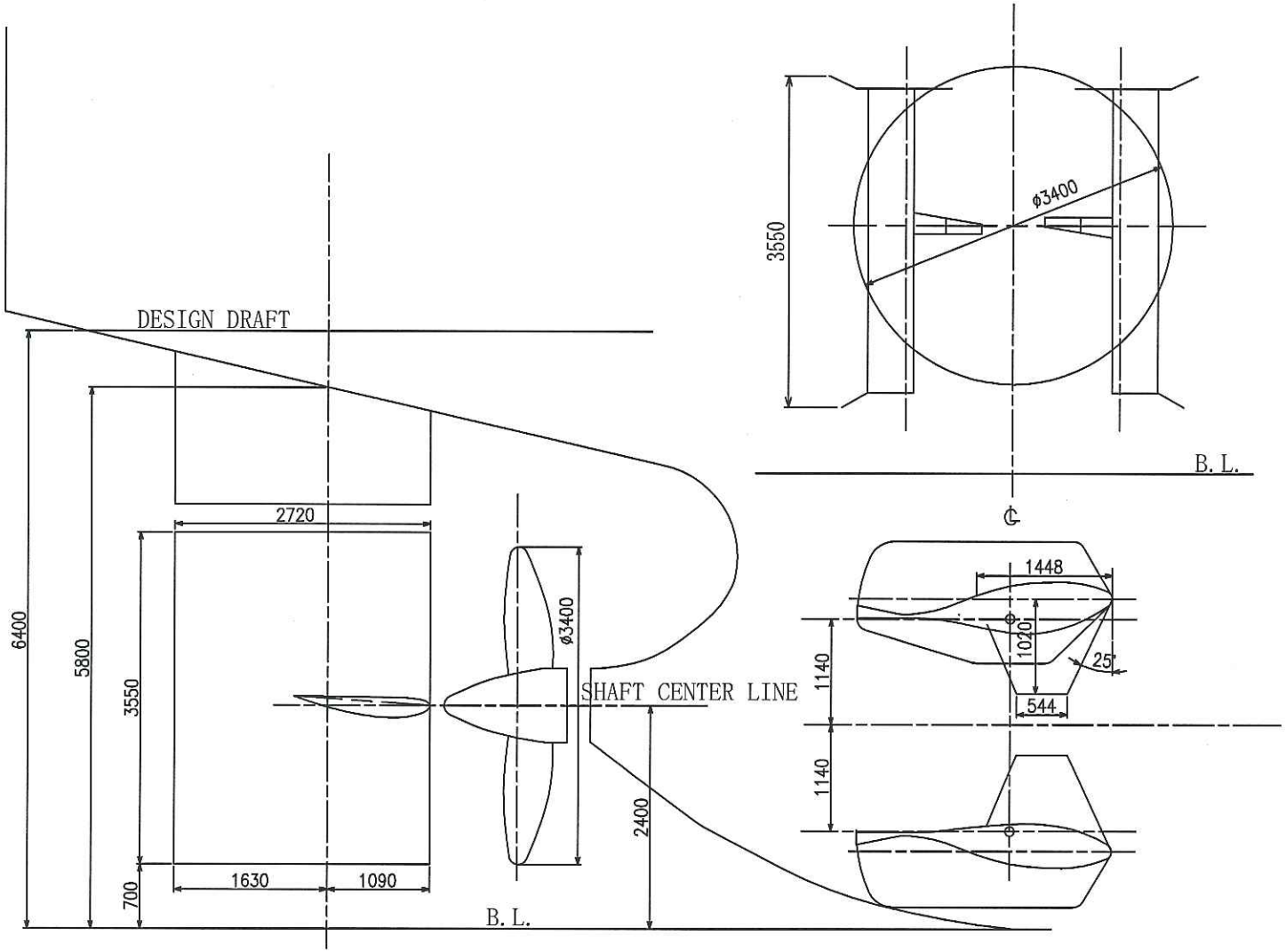


Fig. 4-1 Profile of stern and rudder arrangement of cement carrier

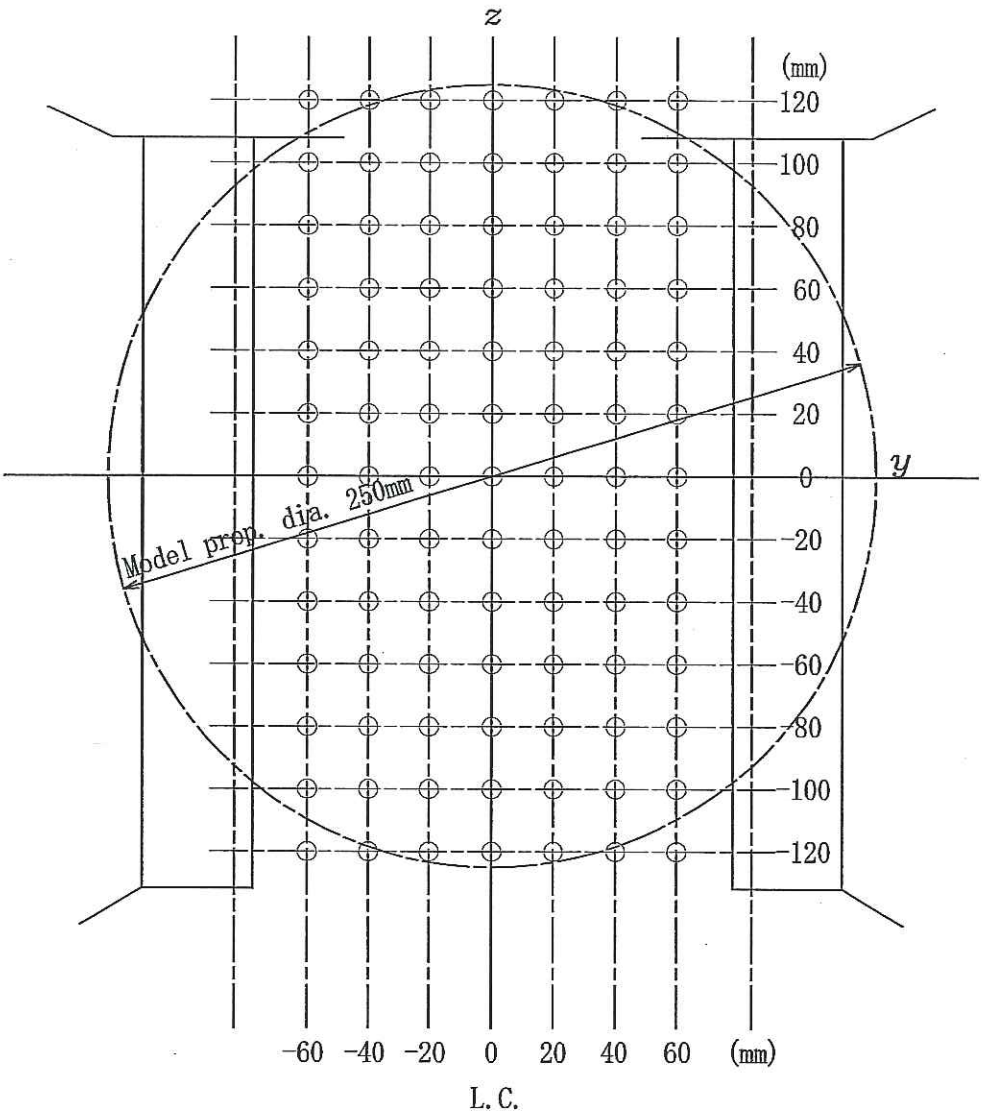


Fig. 4-2 Measuring points of wake of cement carrier

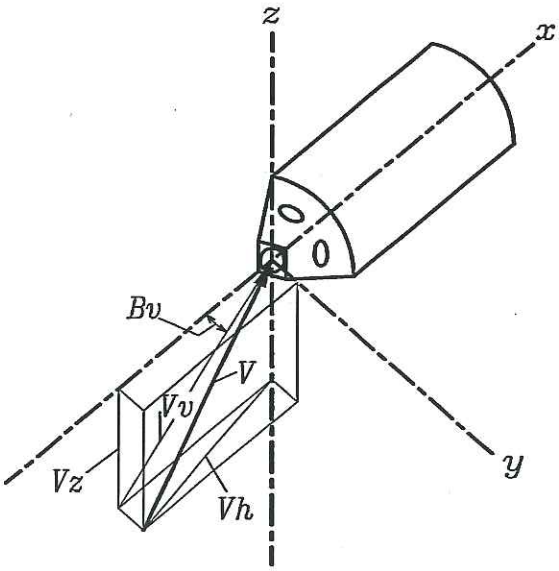


Fig. 4-3 Flow measurement by Pitot tube

MSNO	:	1126
CONDITION	:	FULL LOAD
F_n	:	0.2200 (Vs= 14.0 knots)
V_M	:	1.9540 m/s
MEASURING POSITION	:	80.0 mm fore from A.P

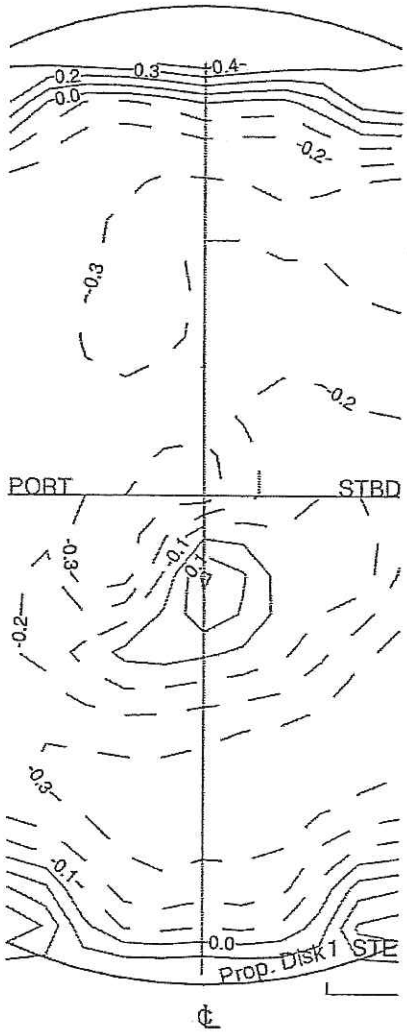


Fig. 4-4 Wake contour of cement carrier

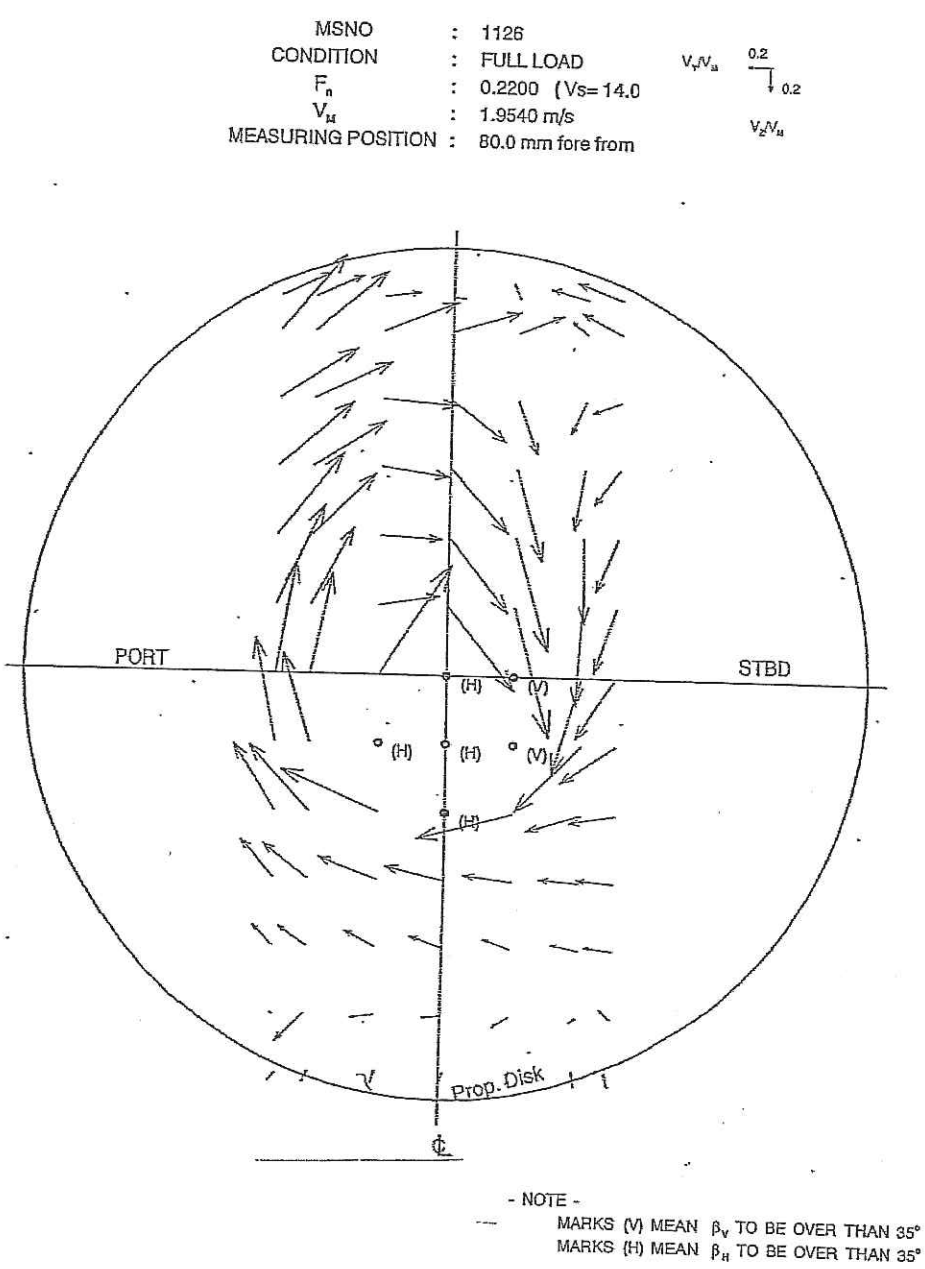
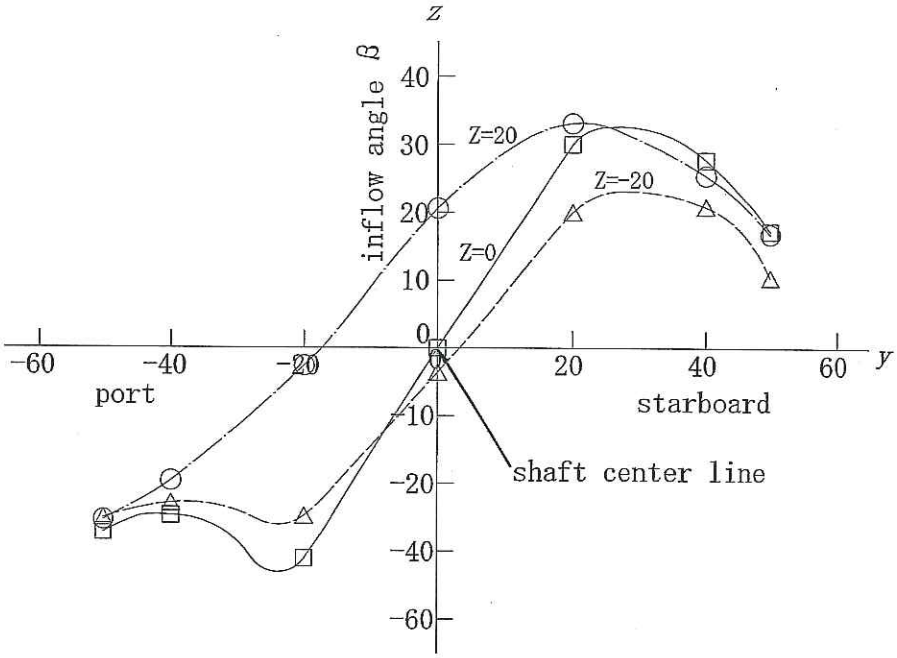


Fig. 4-5 Velocity component of cement carrier

Cement carrier



VLCC

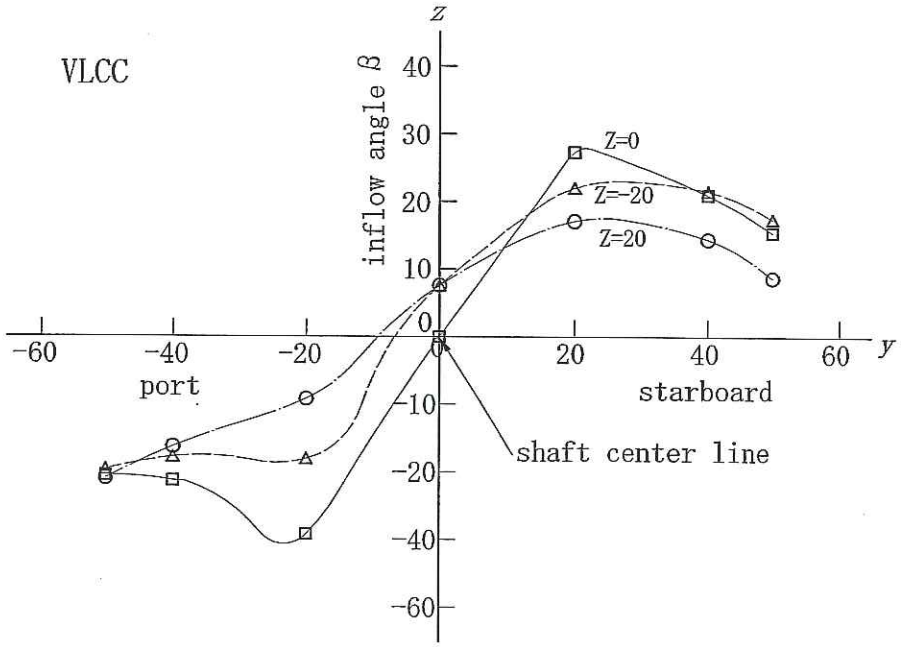


Fig. 4-6 Athwartships distribution of inflow angle

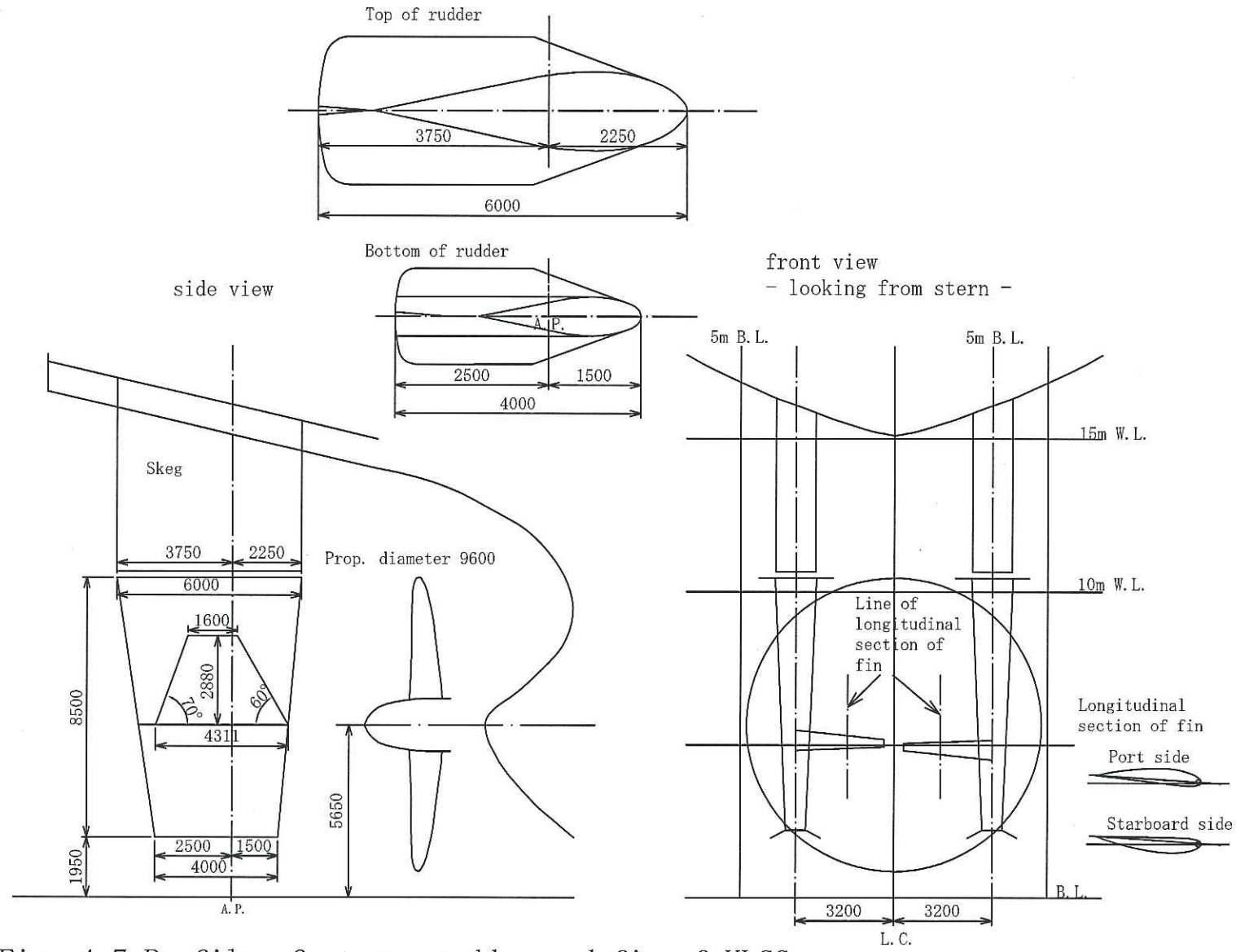


Fig. 4-7 Profile of stern, rudder and fin of VLCC

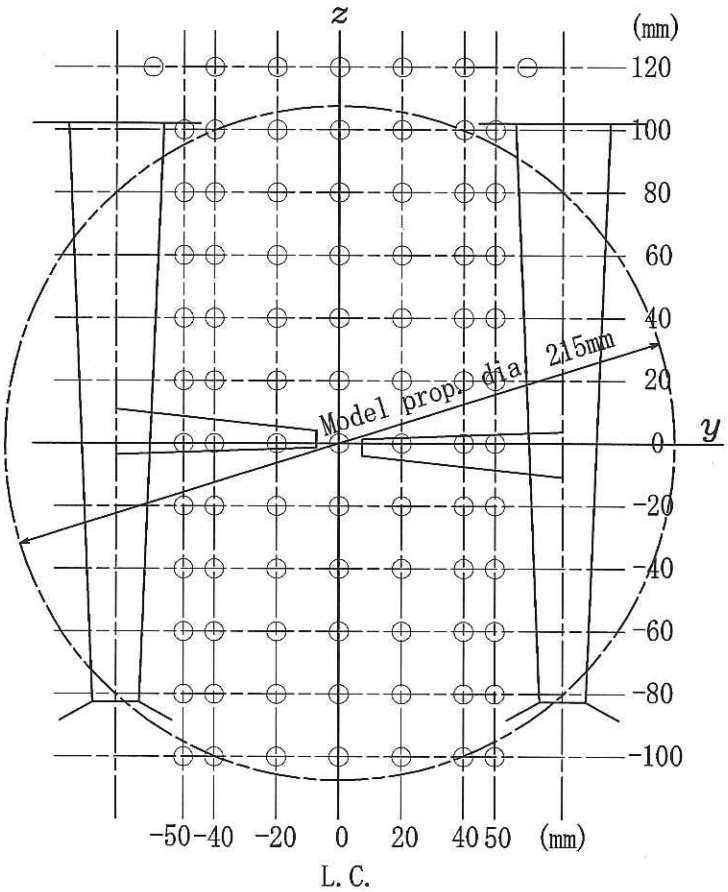
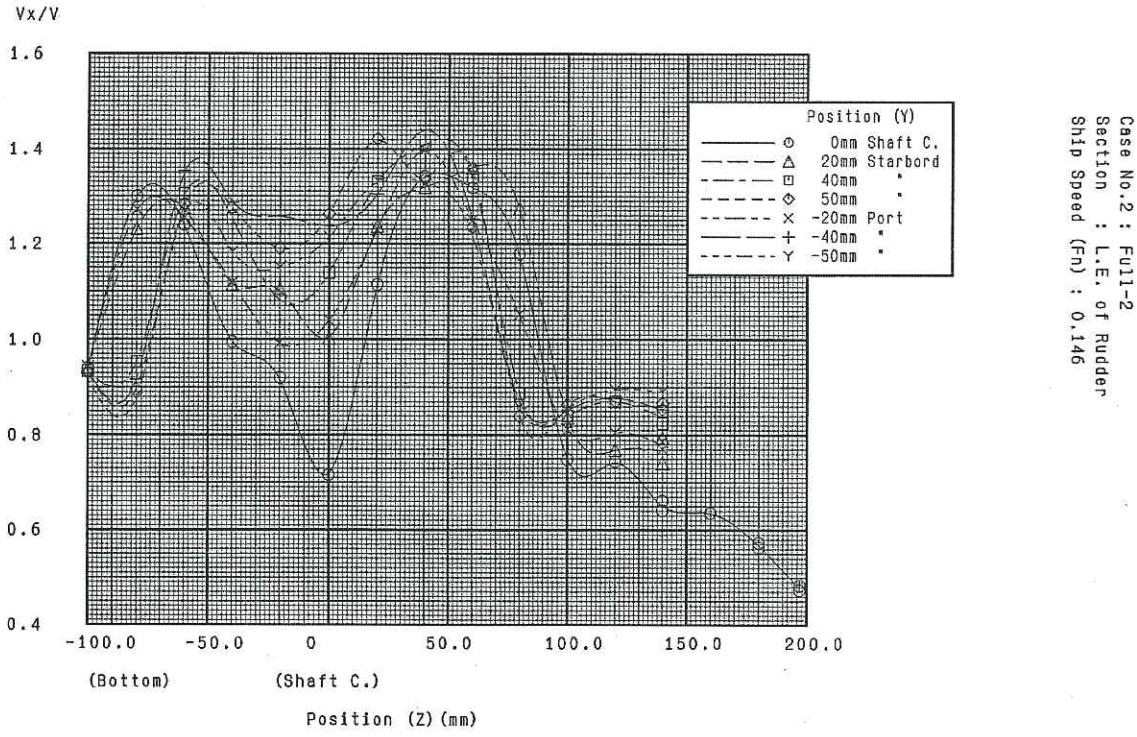


Fig. 4-8 Measuring points of wake of VLCC



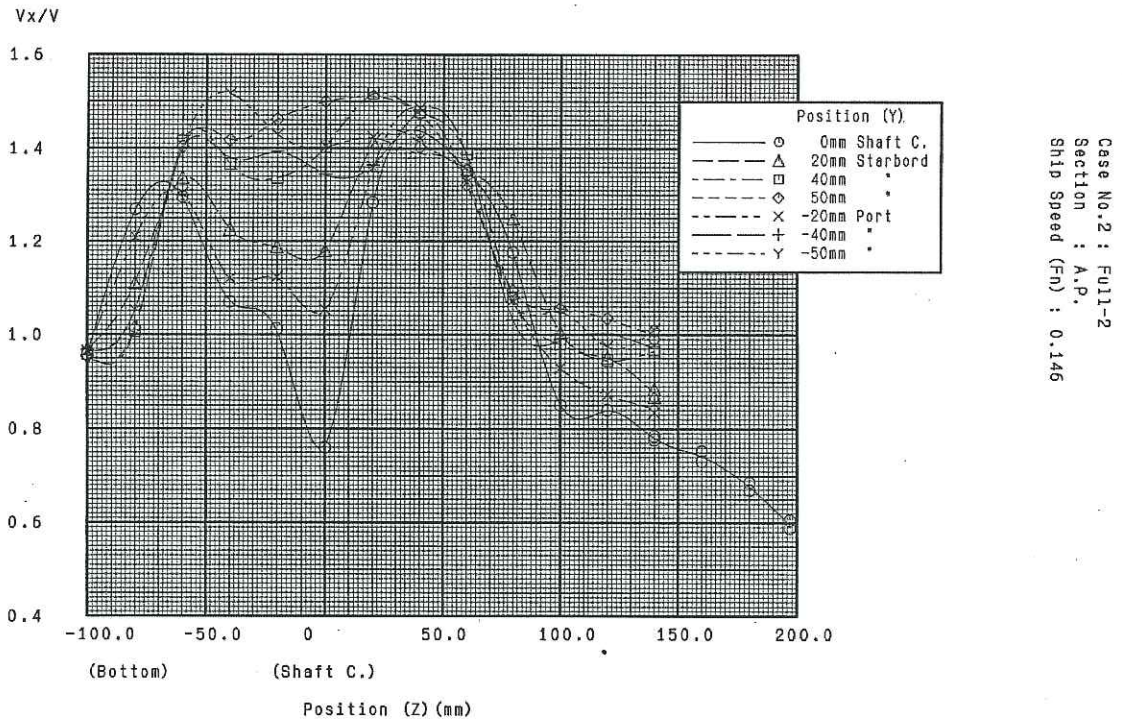


Fig. 4-9 Wake distribution of VLCC

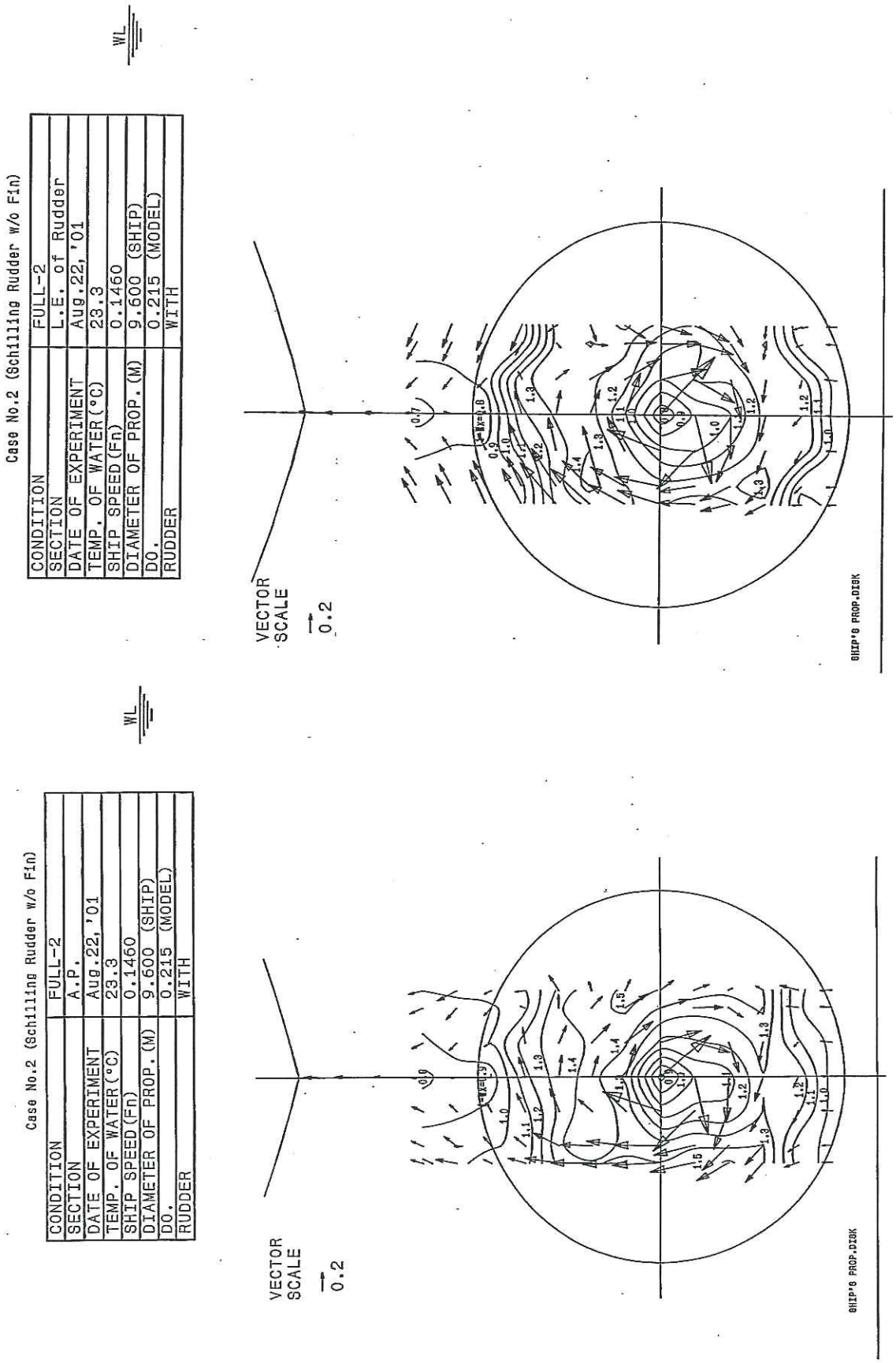


Fig. 4-10 Wake contour curves of VLCC

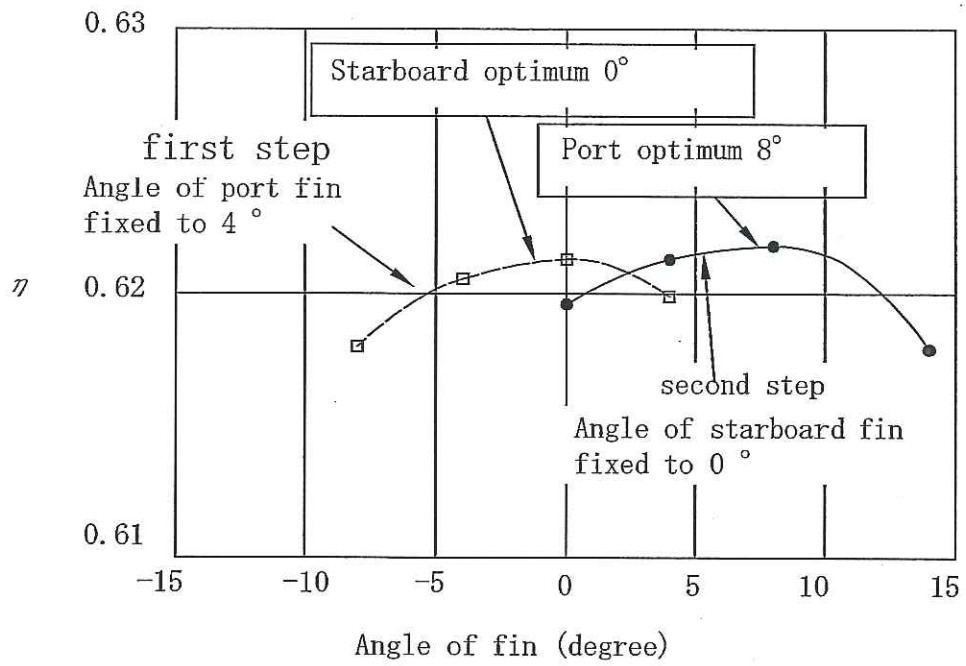


Fig. 4-11 Optimum angle of fin of cement carrier

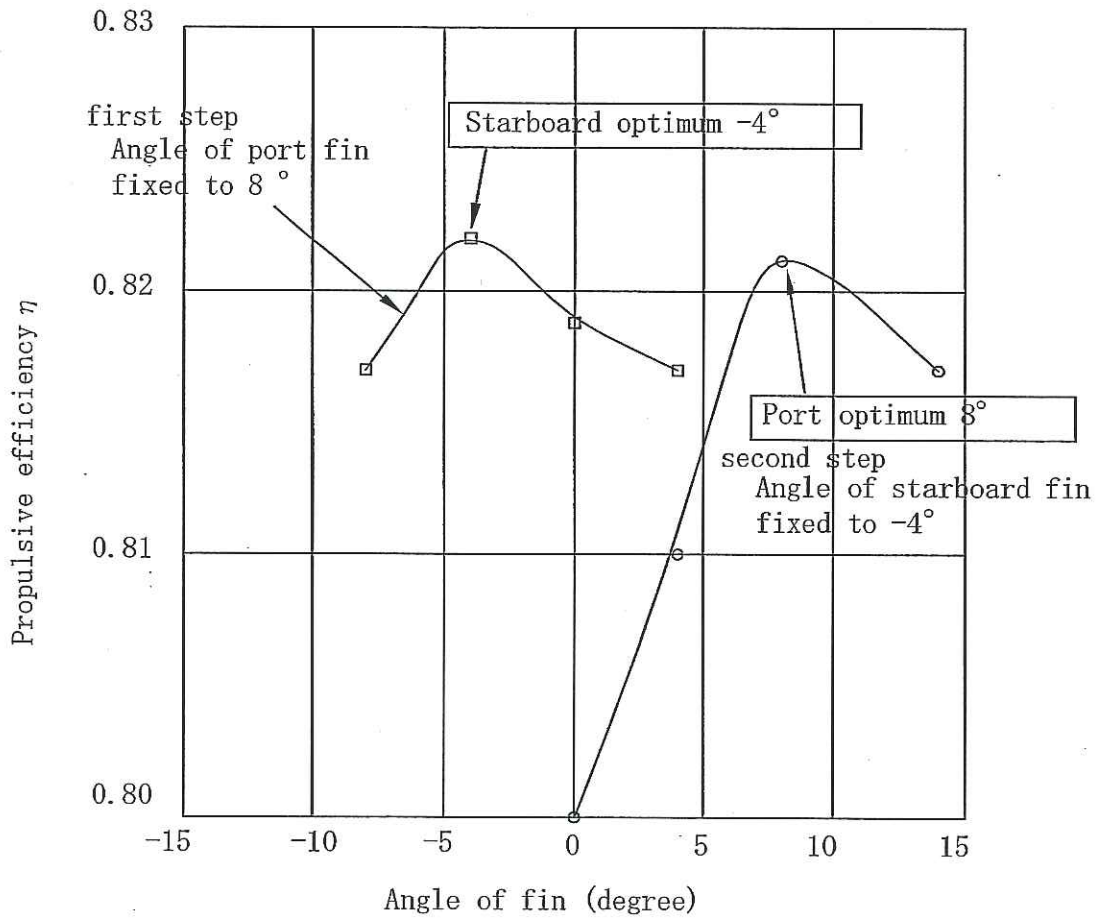


Fig. 4-12 Optimum angle of fin of VLCC

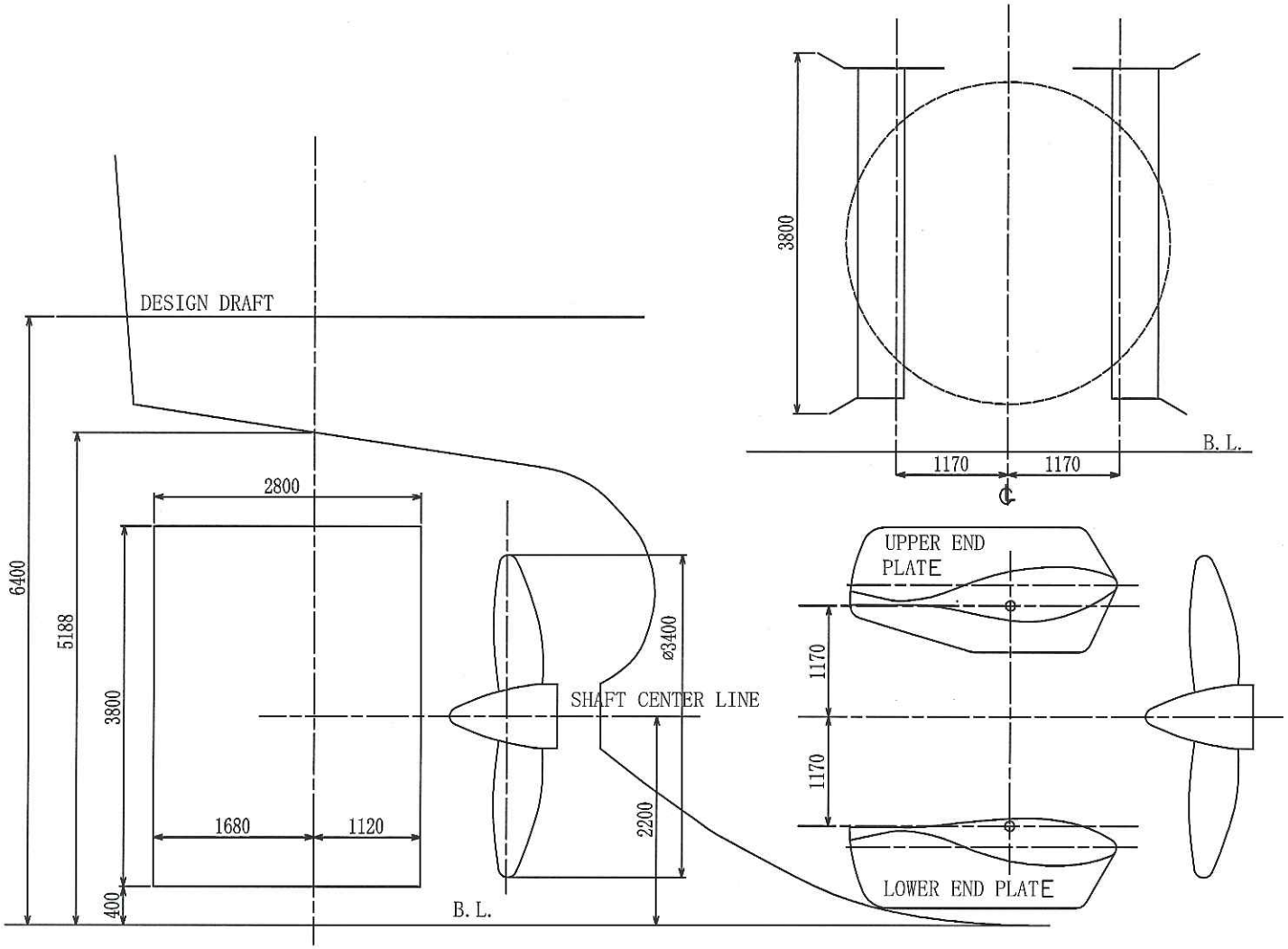


Fig. 4-13 Profile of stern and rudder of 6,000m^3 tanker

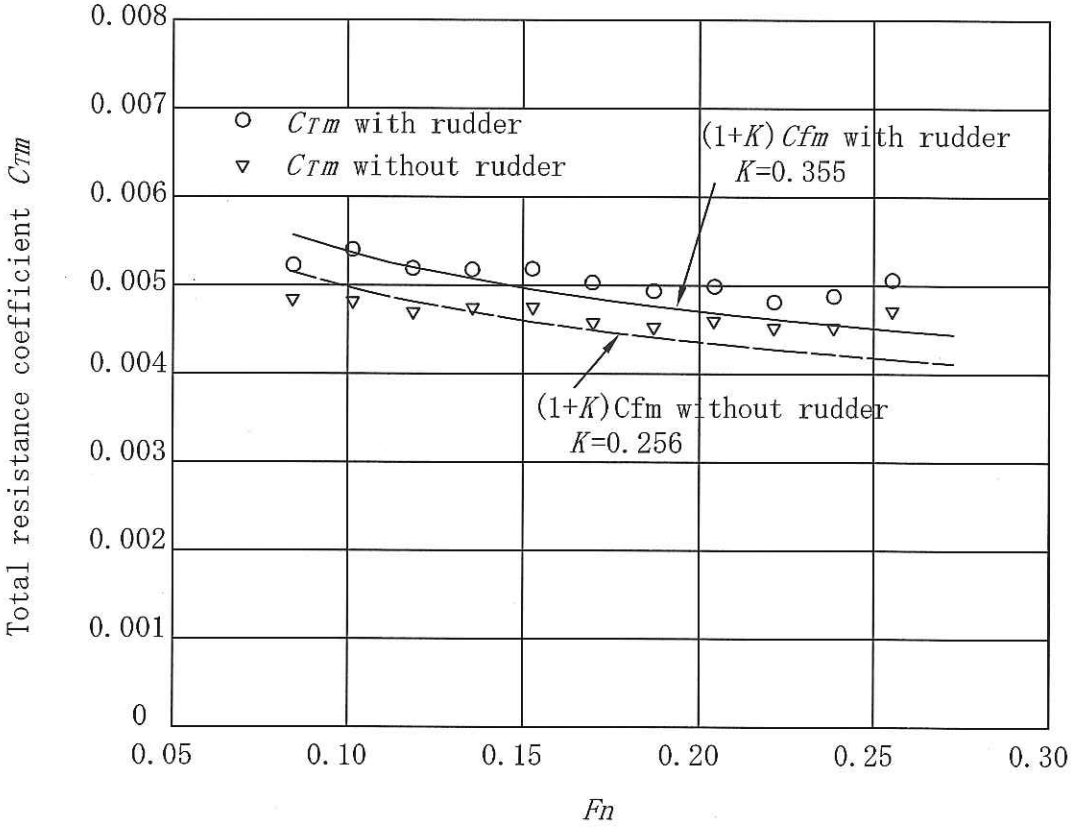


Fig. 4-14 Total resistance coefficient of 6,000m^3 tanker

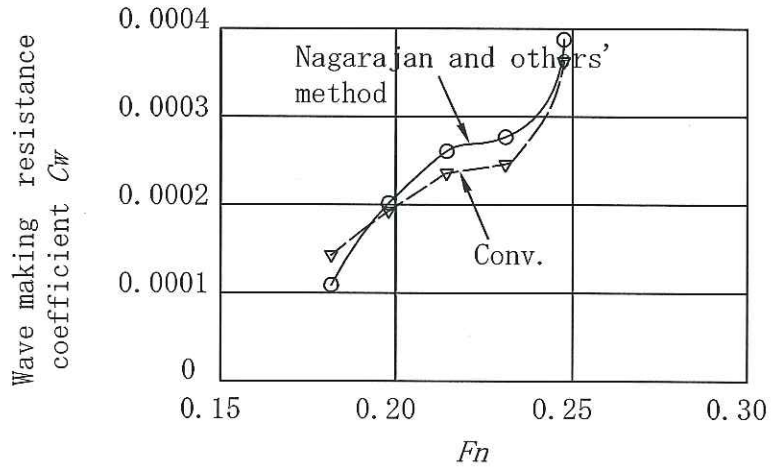


Fig. 4-15 Wave making resistance coefficient of 6,000m^3 tanker

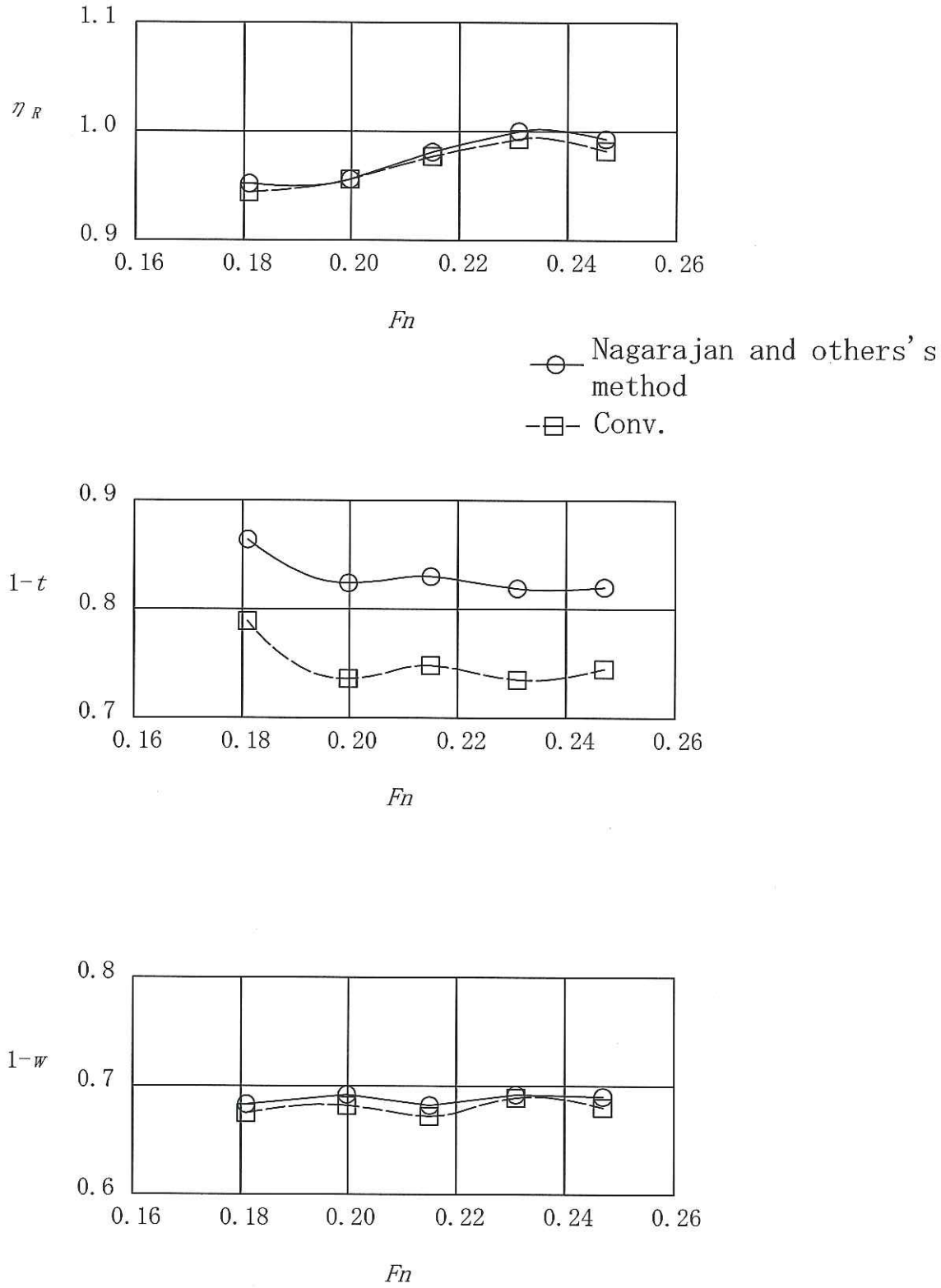


Fig. 4-16 Self propulsion factor of 6,000m^3 tanker

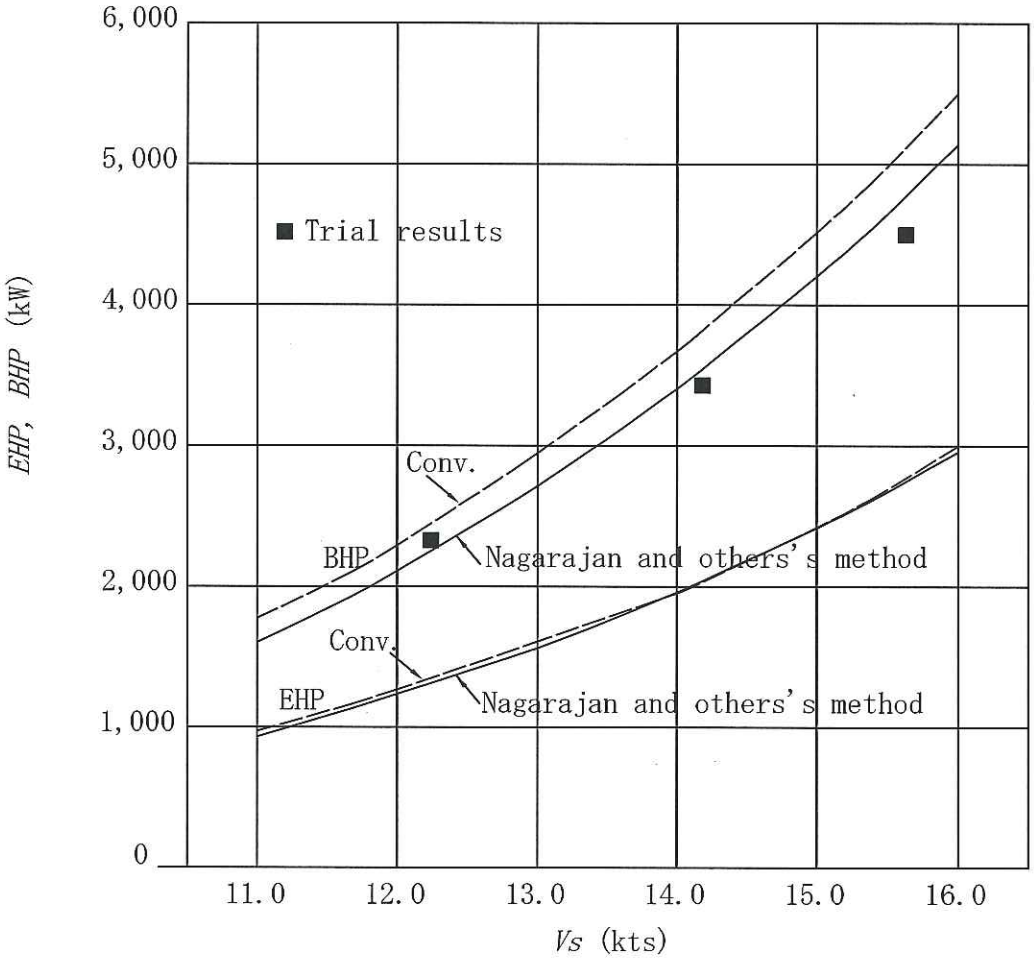


Fig. 4-17 Power curves of 6,000m^3 tanker

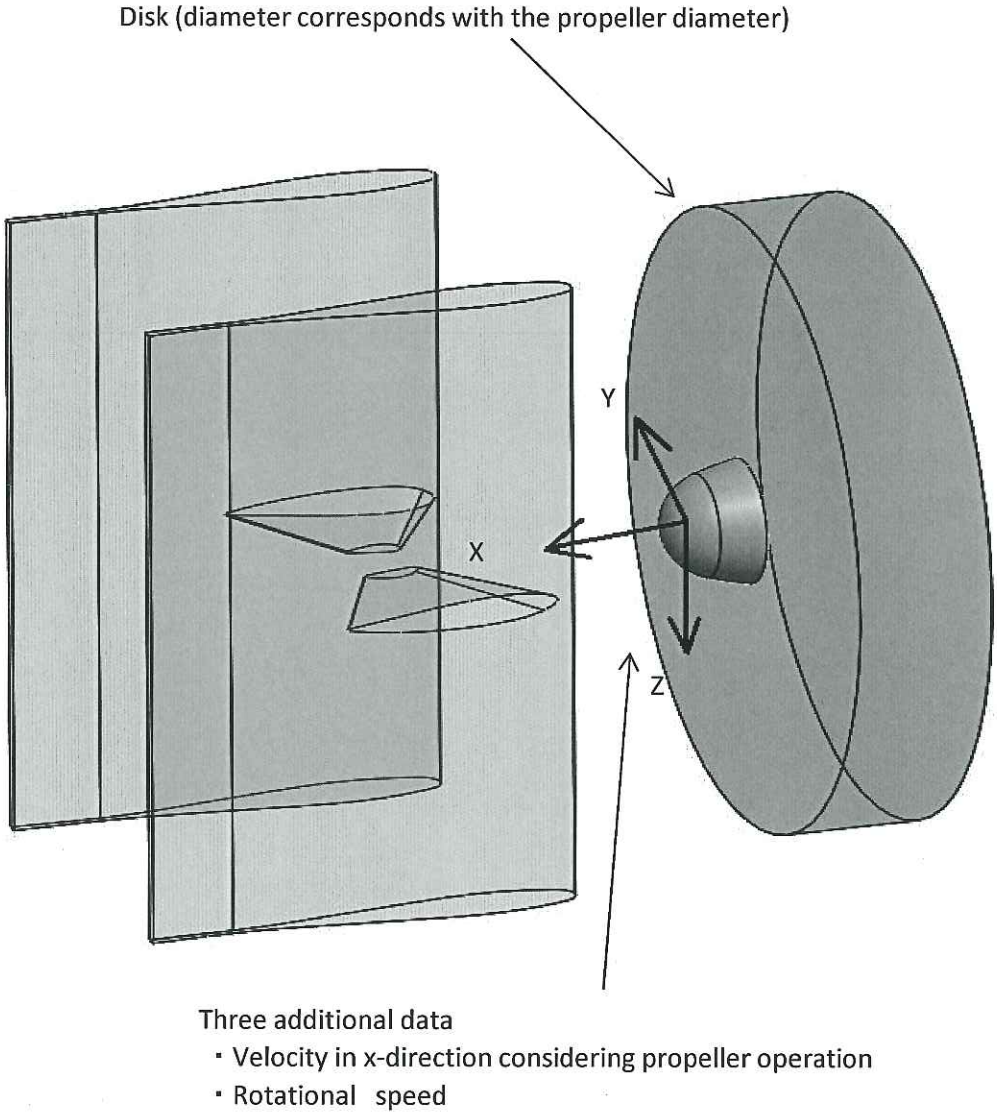


Fig. 4-18 CFD model

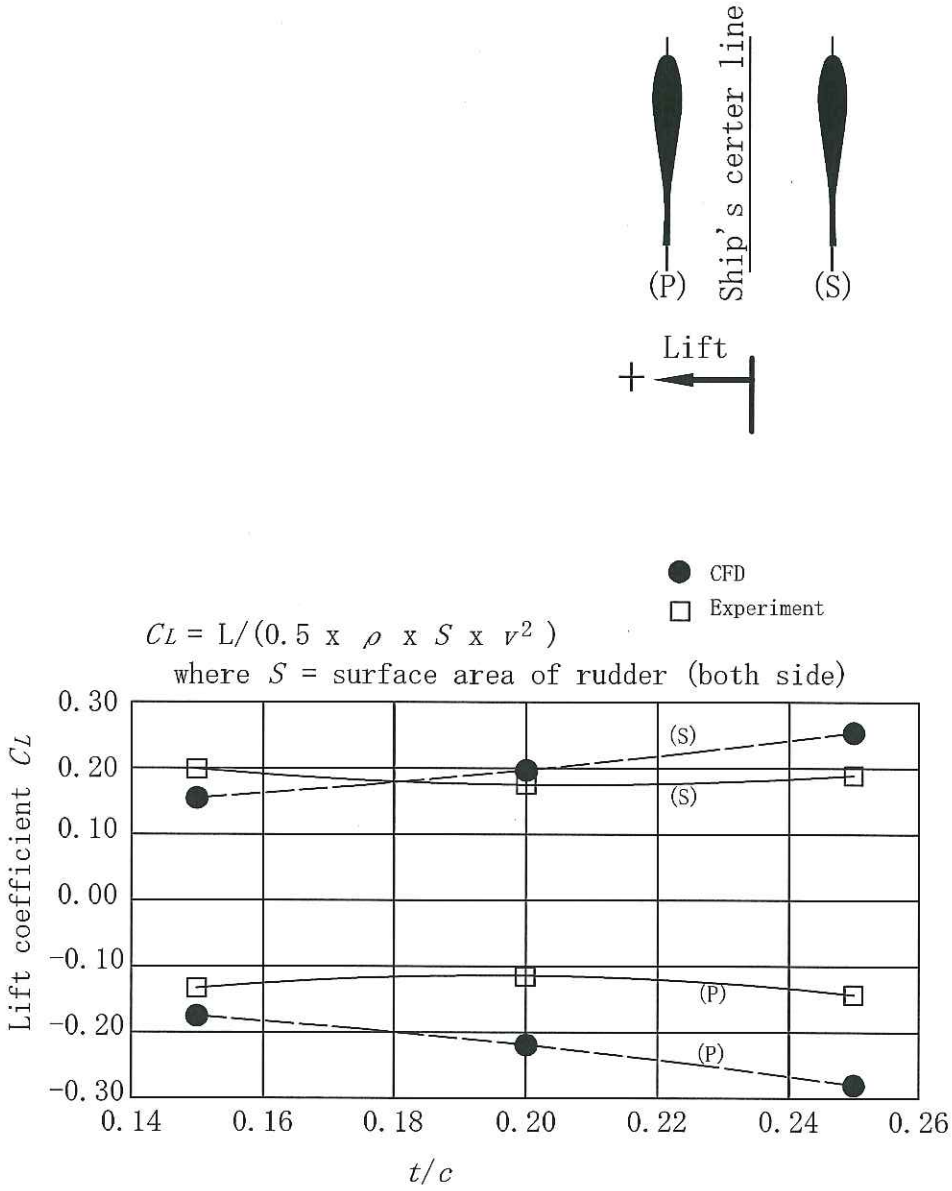


Fig. 4-19 Lift coefficient of symmetric type rudders of 54BC

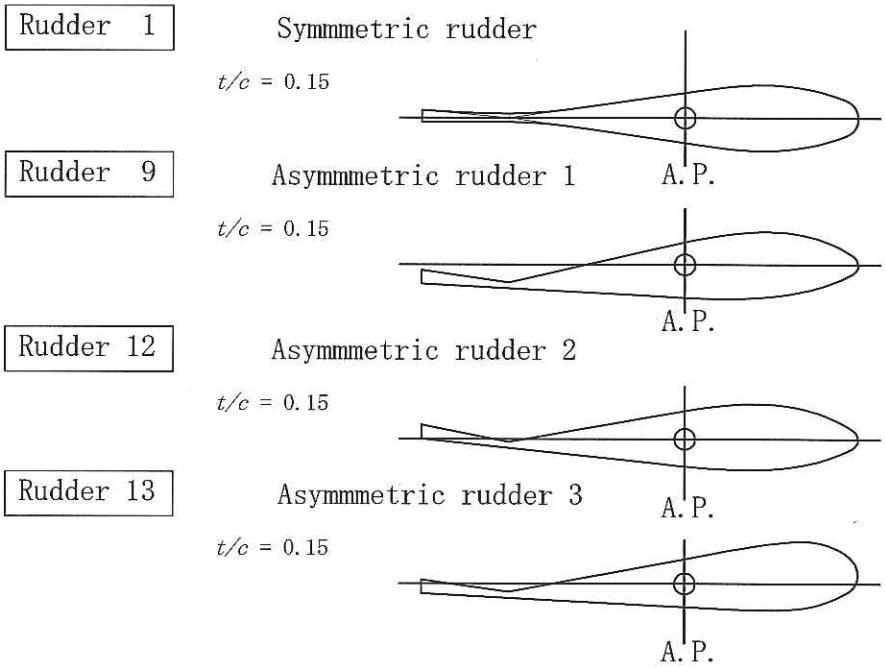


Fig. 4-20 Symmetric and asymmetric type rudders of 54BC

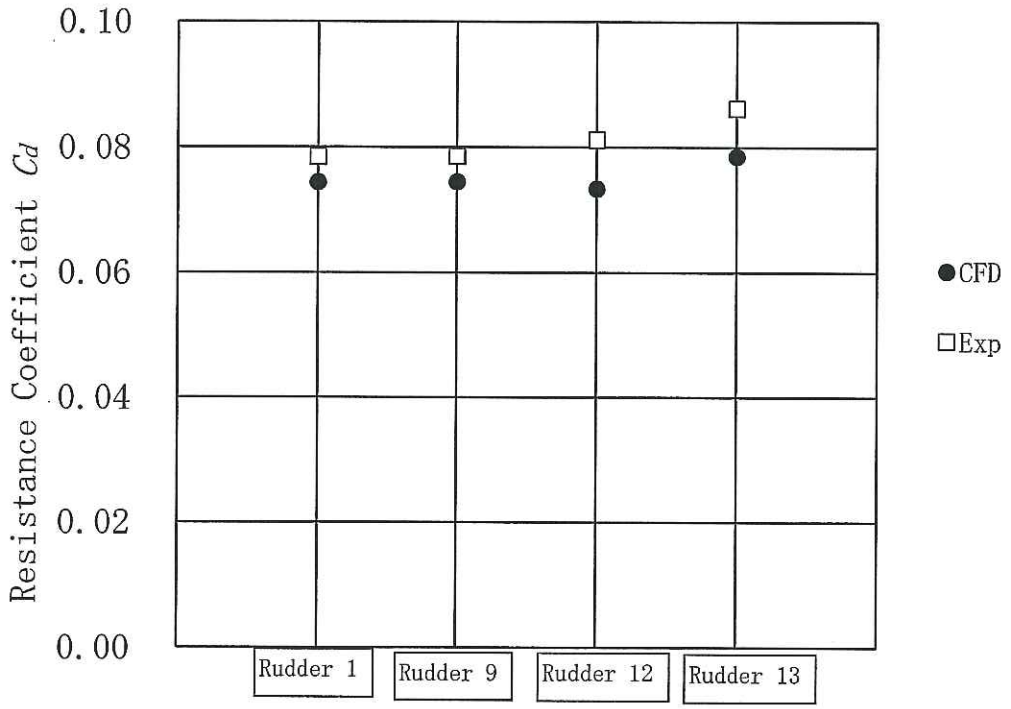


Fig. 4-21 Resistance coefficient of symmetric and asymmetric rudders of 54BC

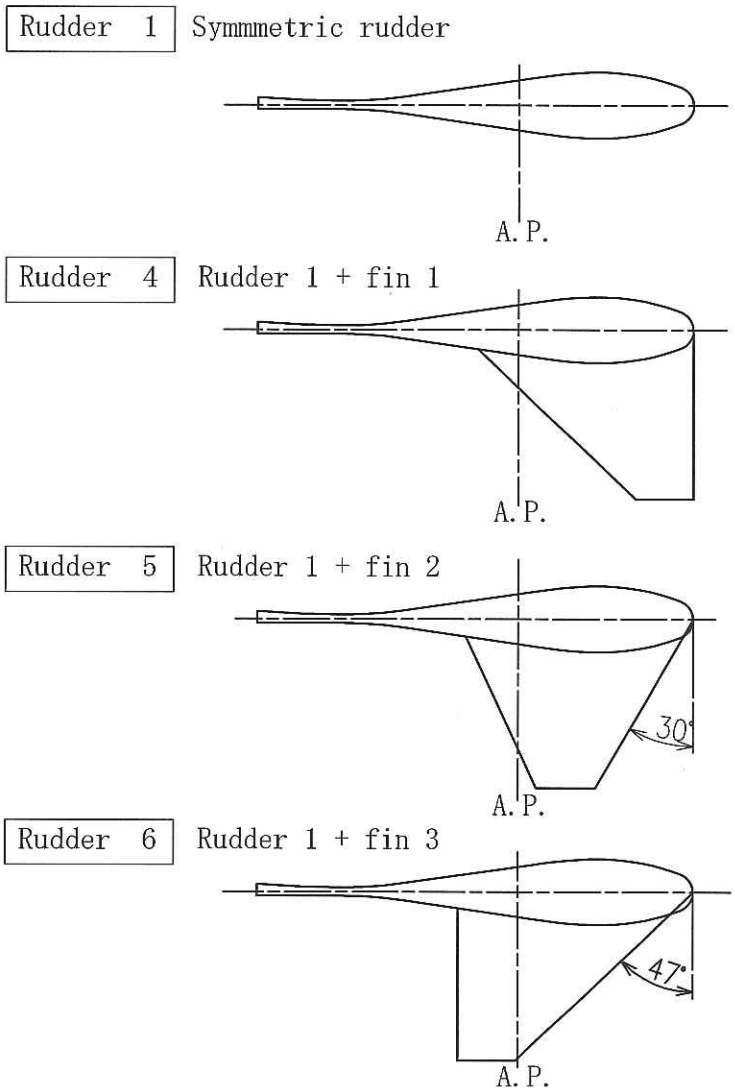


Fig. 4-22 Rudder with fin of 54BC

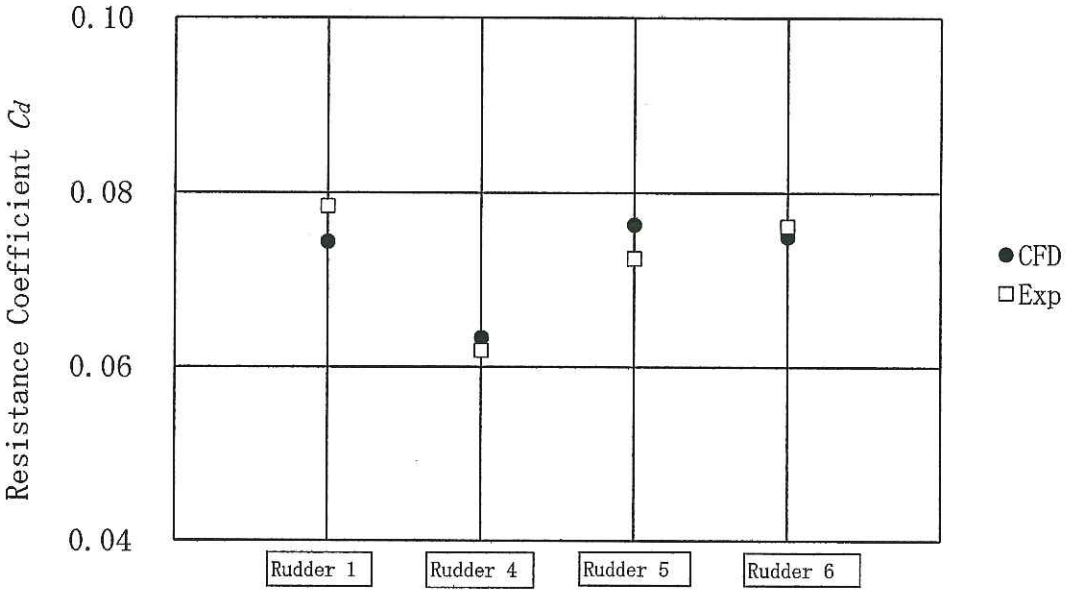


Fig. 4-23 Resistance coefficient of rudders with fin of 54BC

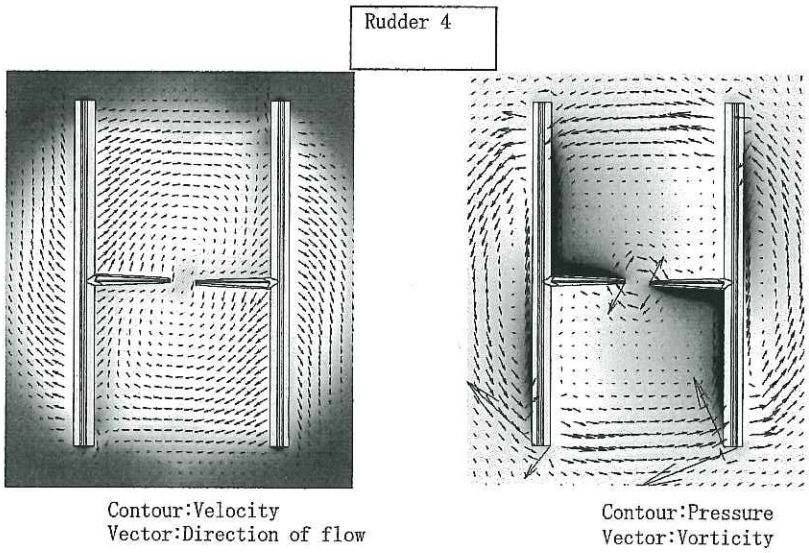
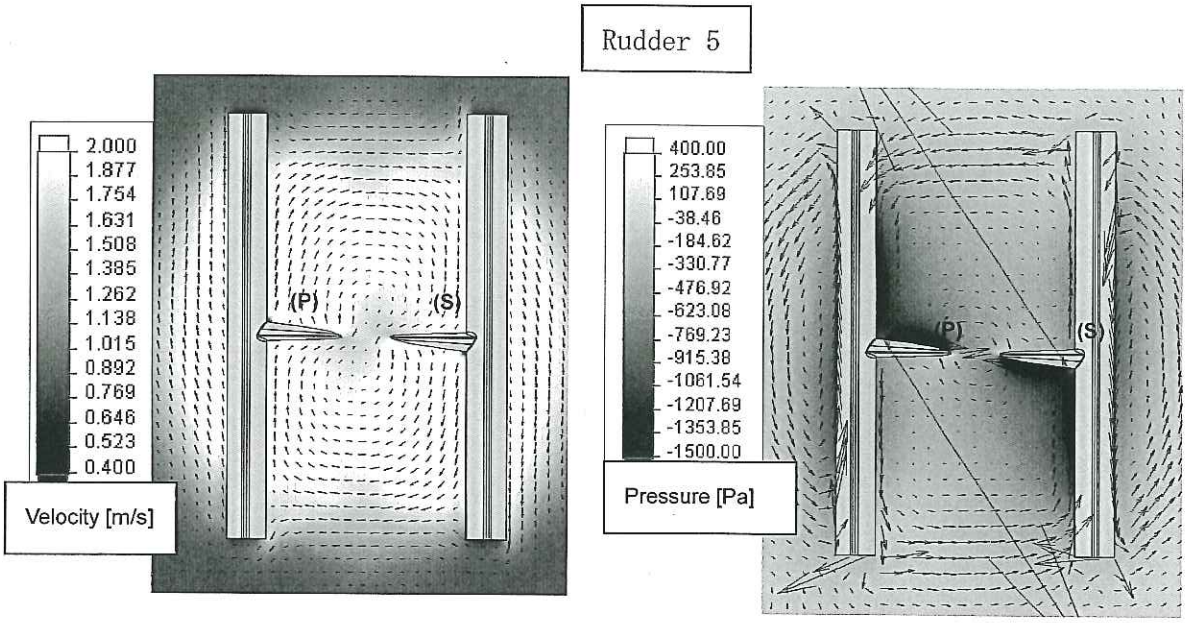


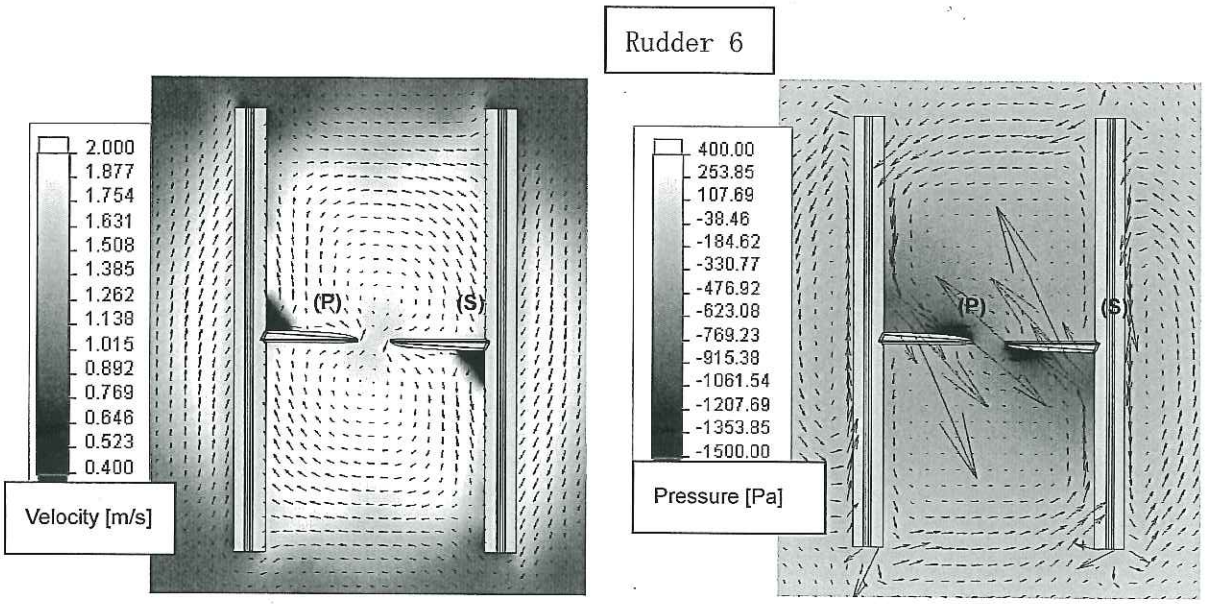
Fig. 4-24 Velocity and pressure distribution of rudder 4 of 54BC



Contour:Velocity
Vector:Direction of flow

Contour:Pressure
Vector:Vorticity

Fig. 4-25 Velocity and pressure distribution of rudder 5 of 54BC



Contour:Velocity
Vector:Direction of flow

Contour:Pressure
Vector:Vorticity

Fig. 4-26 Velocity and pressure distribution of rudder 6 of 54BC

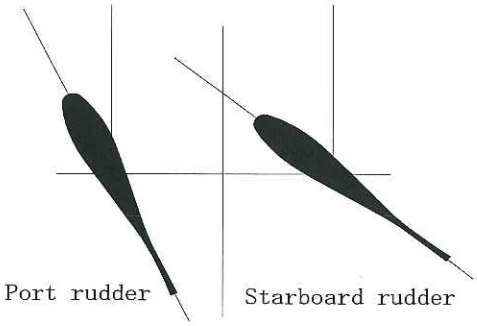


Fig. 4-27 Differentially angling the two rudders

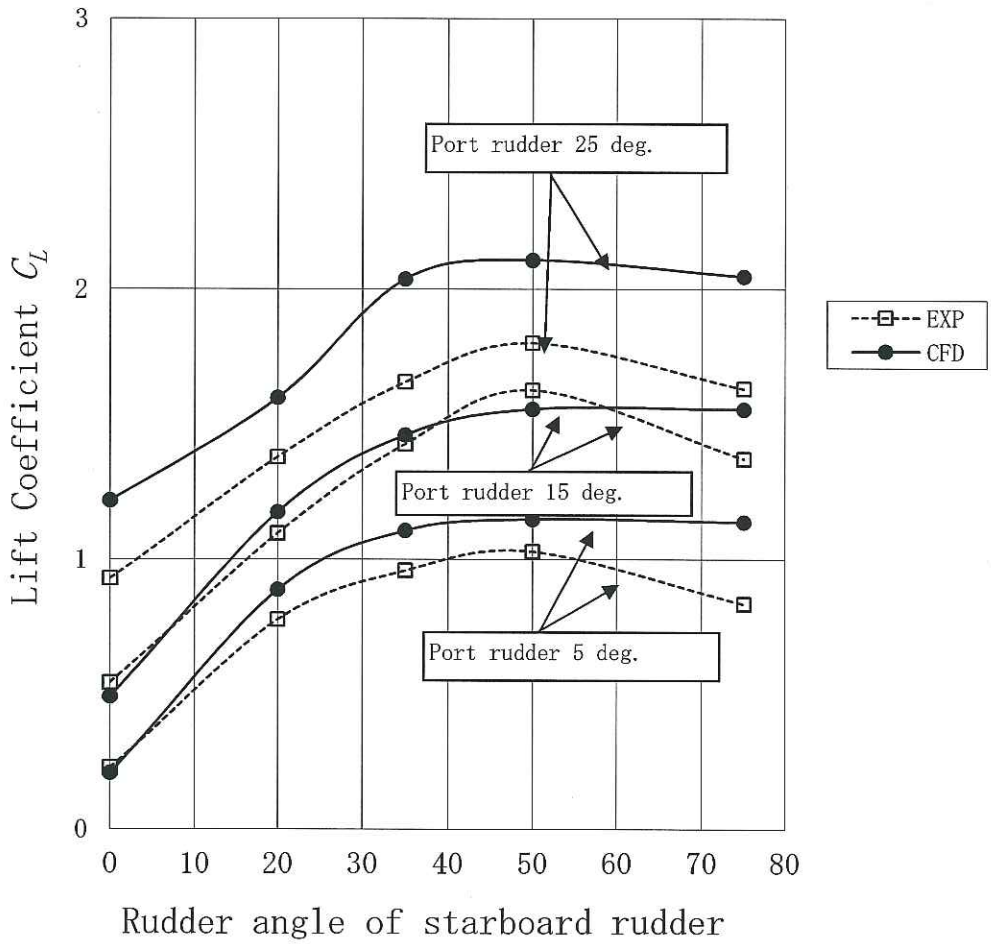


Fig. 4-28 Lift coefficient for differential angle cases of 54BC

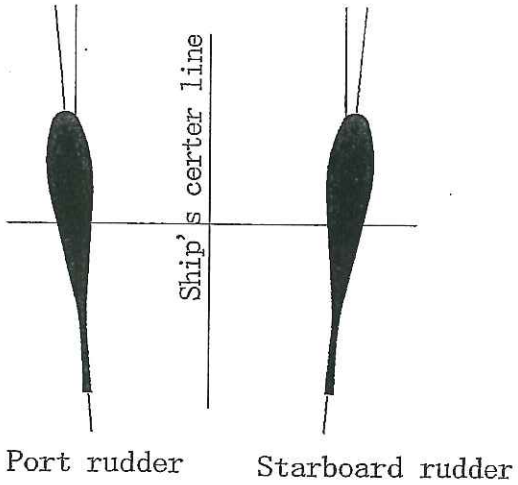


Fig. 4-29 Zero setting angle

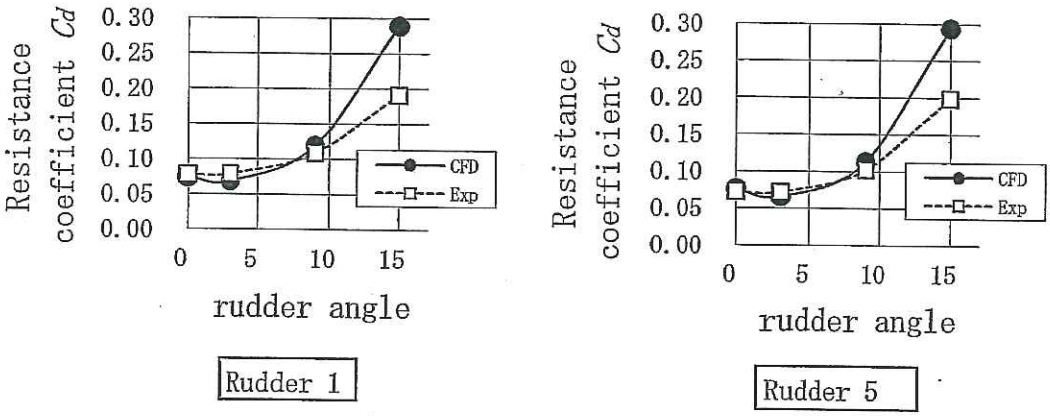


Fig. 4-30 Resistance coefficient as a function of zero setting angle of 54BC

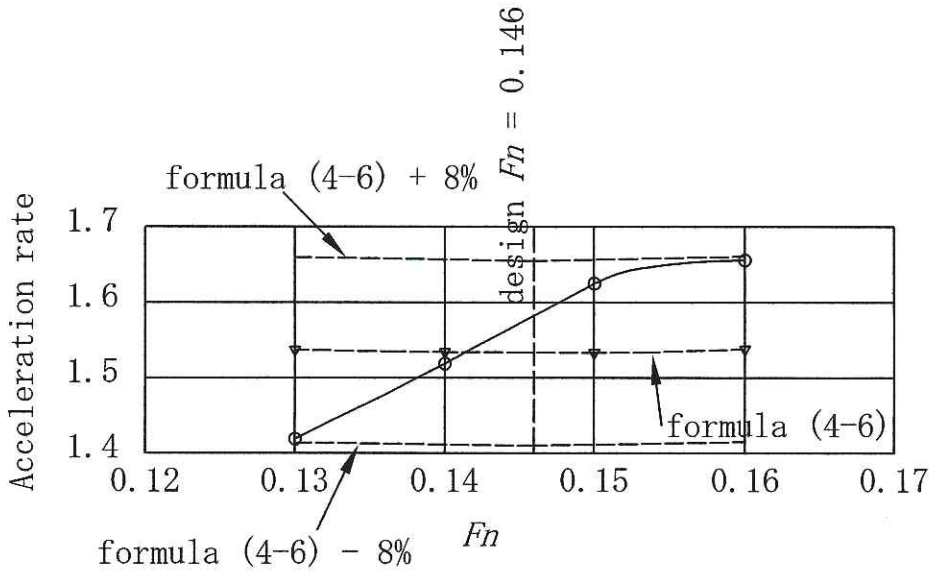


Fig. 4-31 Acceleration rate by propeller of VLCC

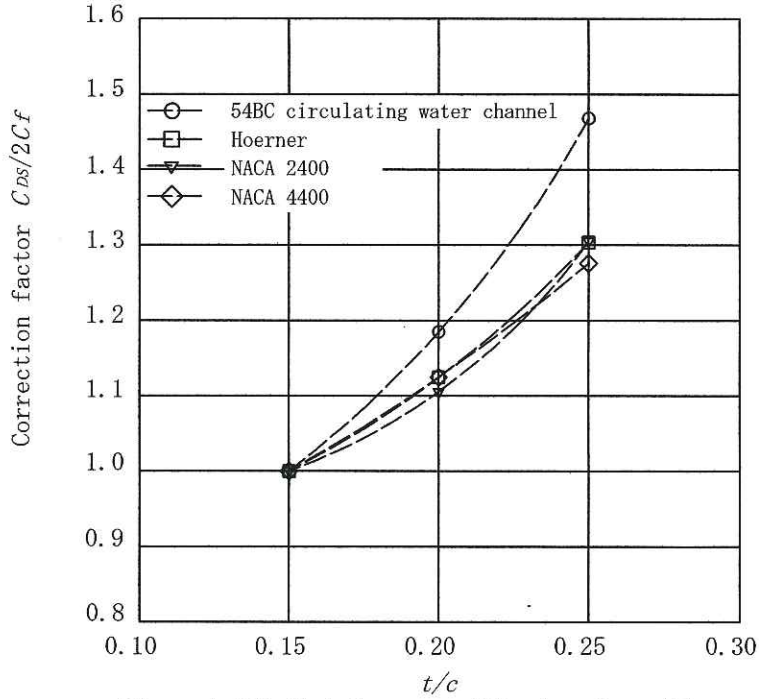


Fig. 4-32 Thickness effect of rudder

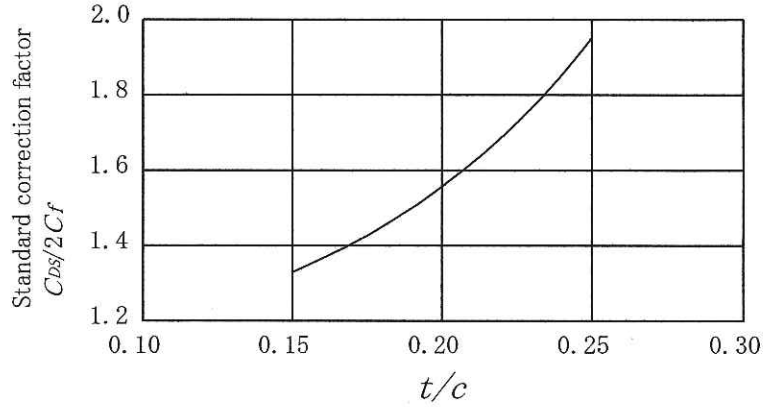


Fig. 4-33 Standard correction factor for thickness effect of rudder

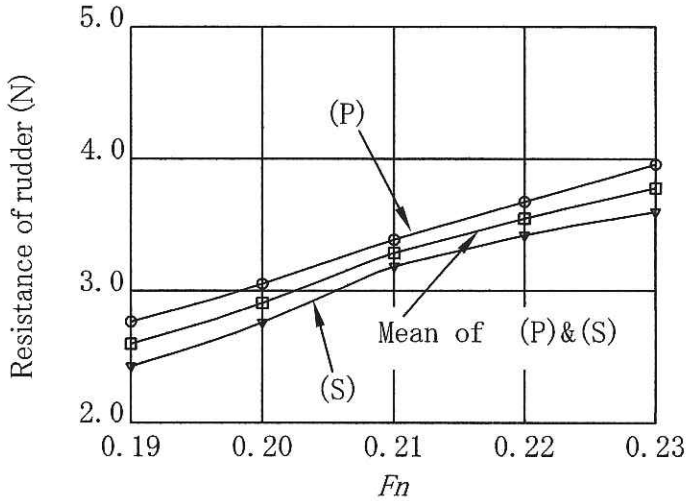


Fig. 4-34 Resistance of rudder at resistance test of cement carrier

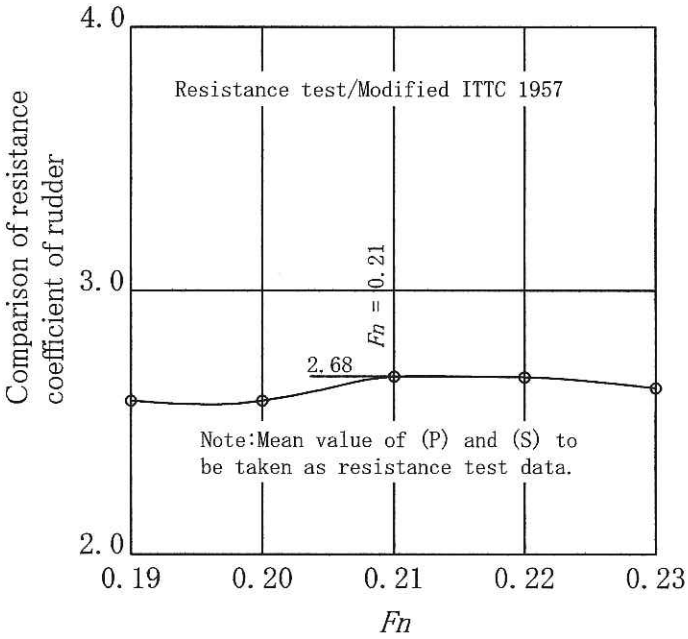


Fig. 4-35 Comparison of resistance coefficient of rudder of cement carrier

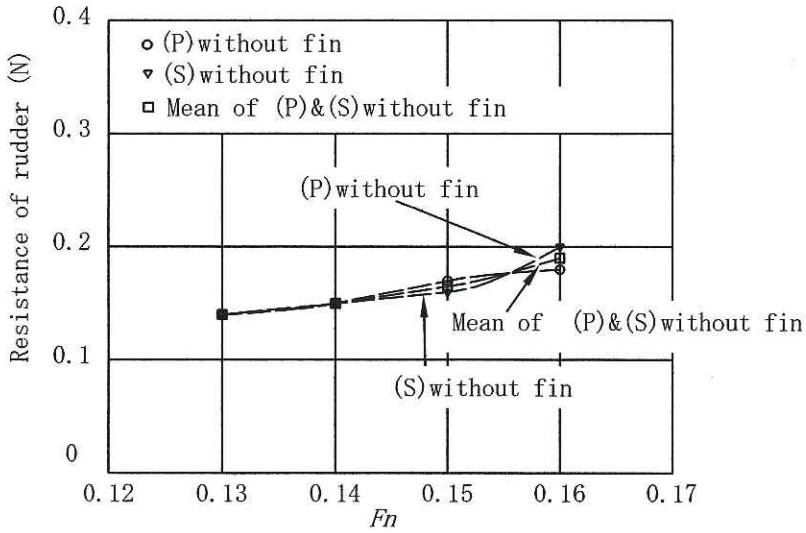


Fig. 4-36 Resistance of rudder without fin at resistance test of VLCC

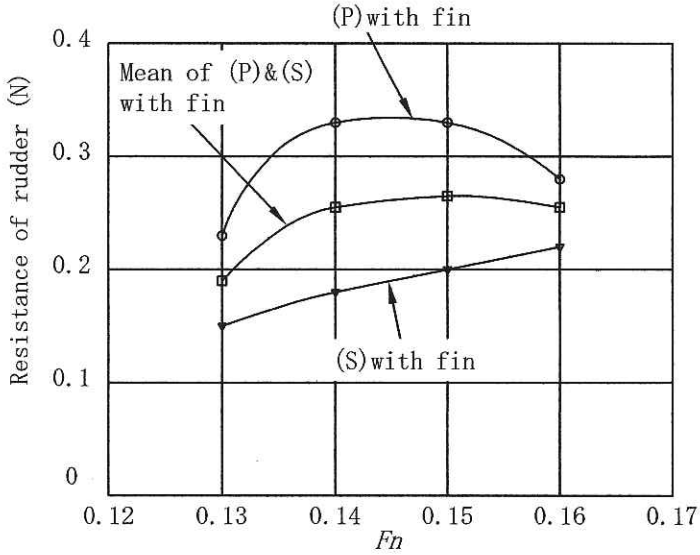


Fig. 4-37 Resistance of rudder with fin at resistance test of VLCC

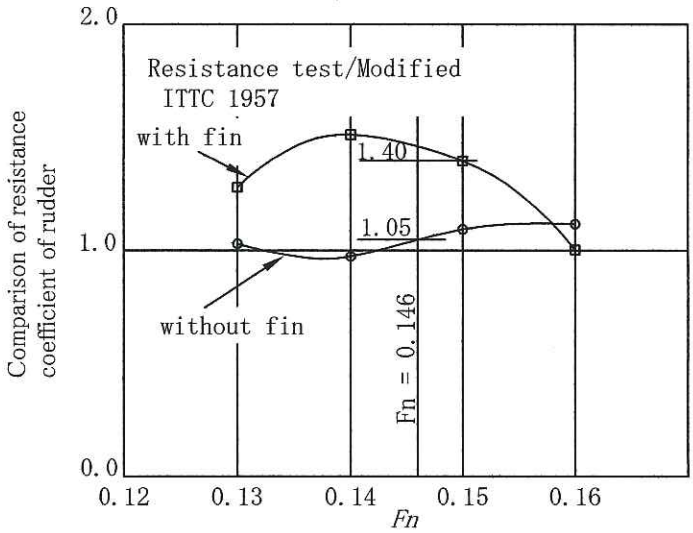


Fig. 4-38 Comparison of resistance coefficient of rudder of VLCC

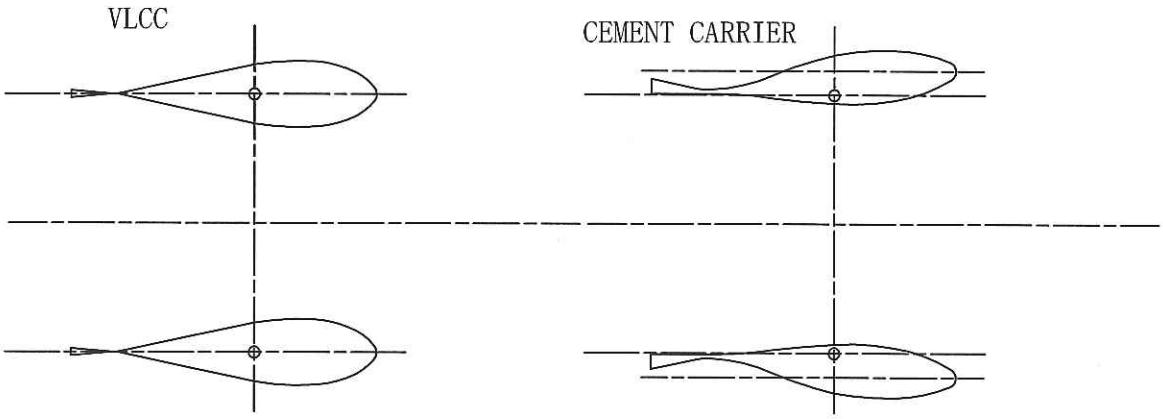


Fig. 4-39 Comparison of rudder section

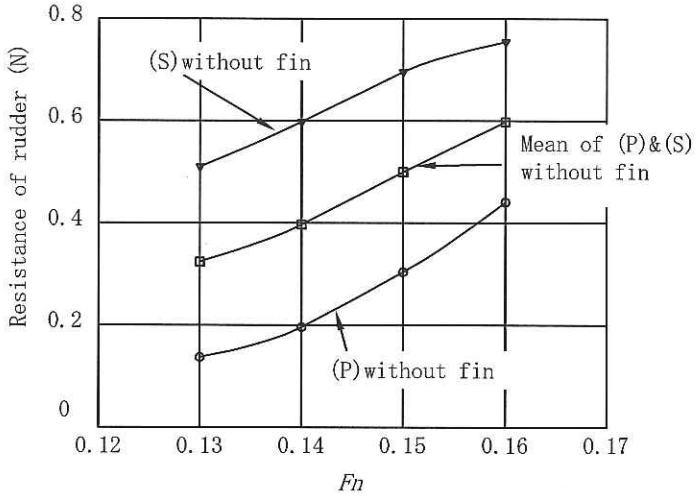


Fig. 4-40 Resistance of rudder without fin at self propulsion test of VLCC

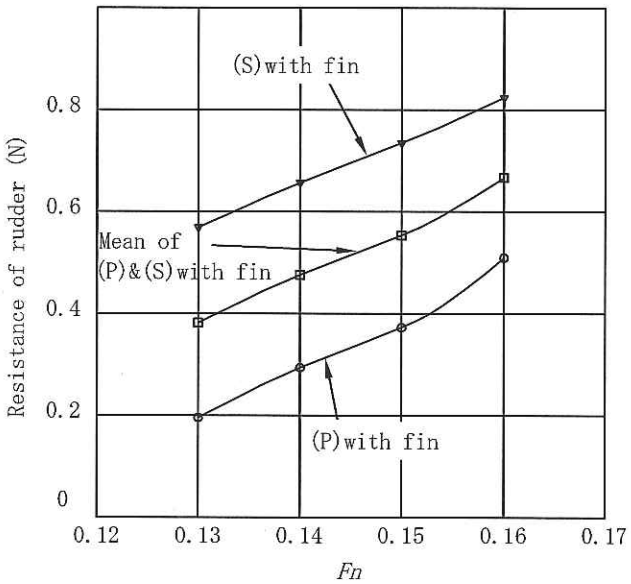


Fig. 4-41 Resistance of rudder with fin at self propulsion test of VLCC

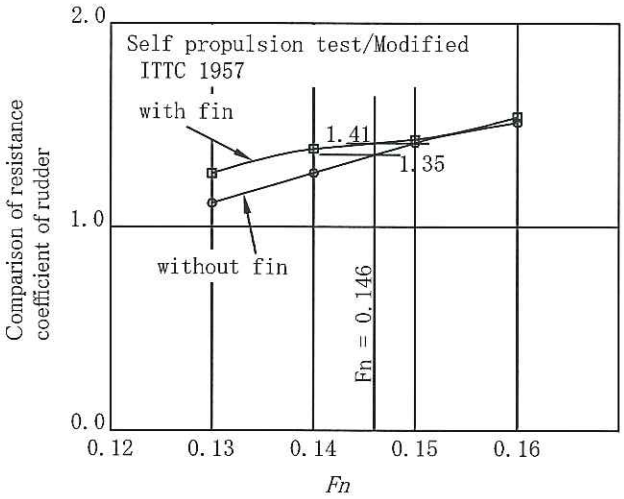


Fig. 4-42 Comparison of resistance coefficient of rudder of VLCC

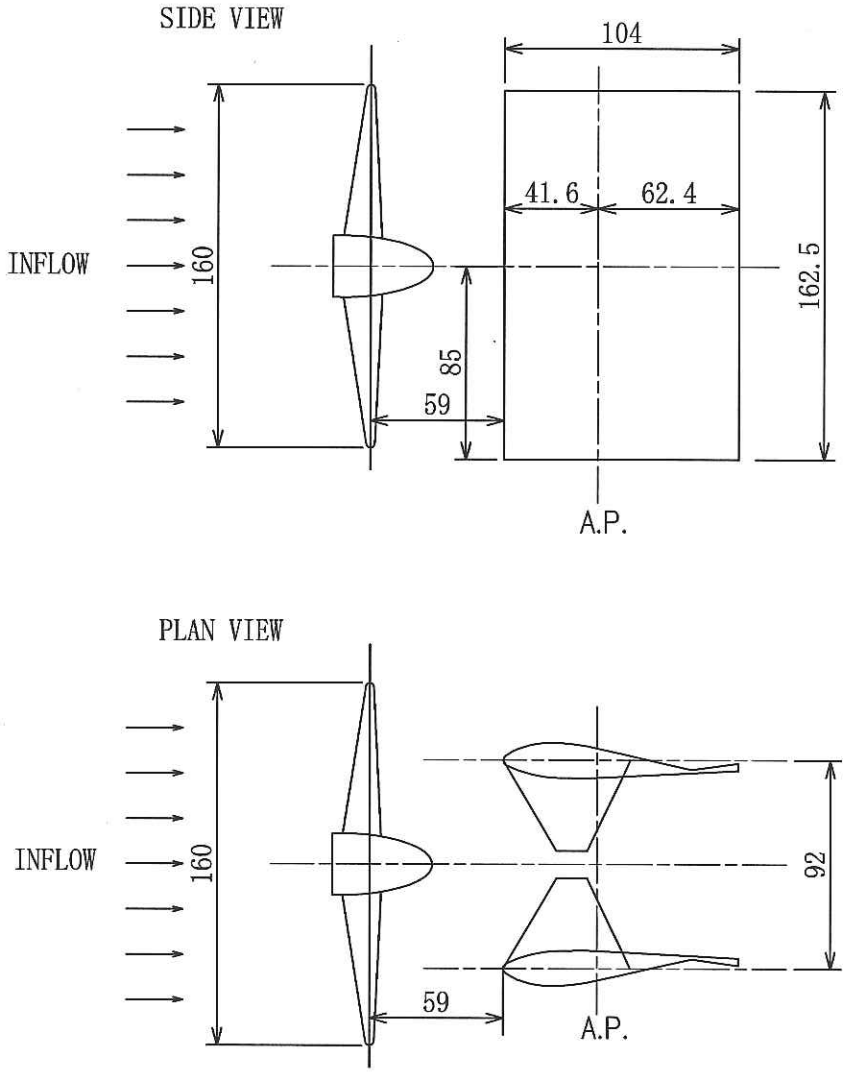
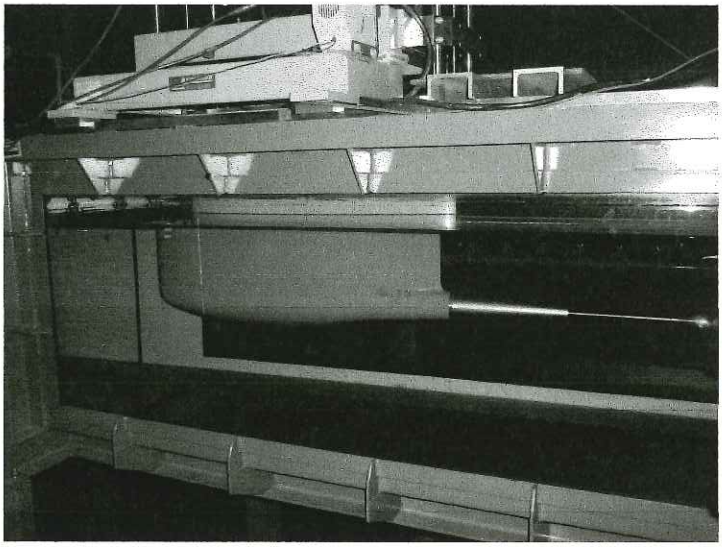
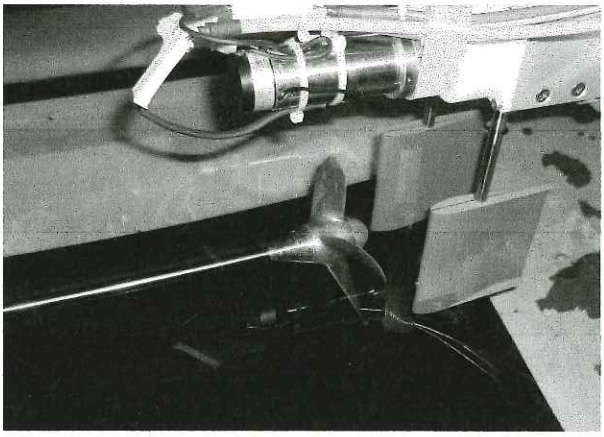


Fig. 4-43 Arrangement of rudder and propeller for model test of 54BC





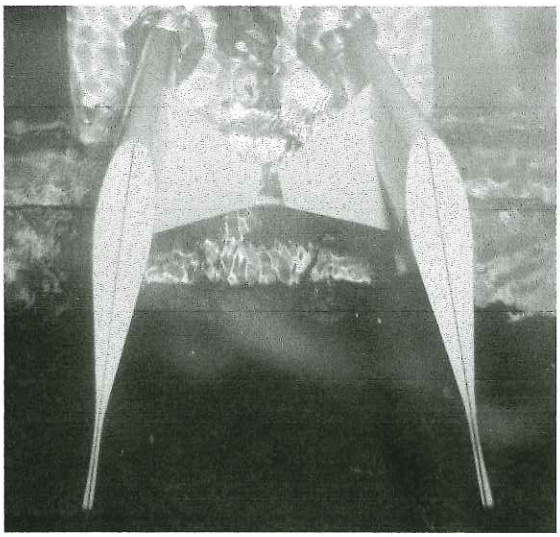
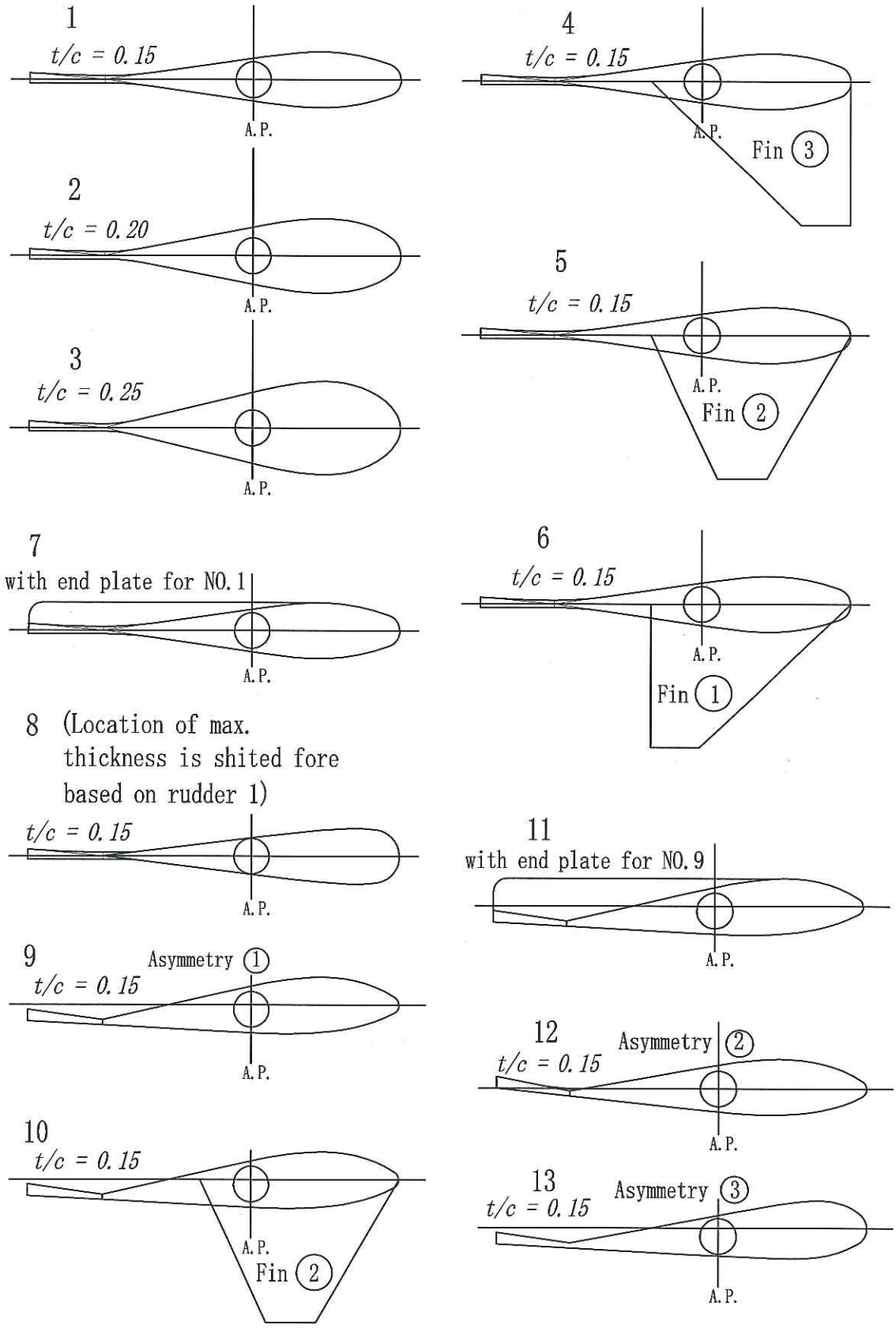


Fig. 4-44 Arragement of the test at circulating water channel of 54BC



(Note) Port side rudders are shown.

Fig. 4-45 Rudder form of 54BC for model test at circulating water channel

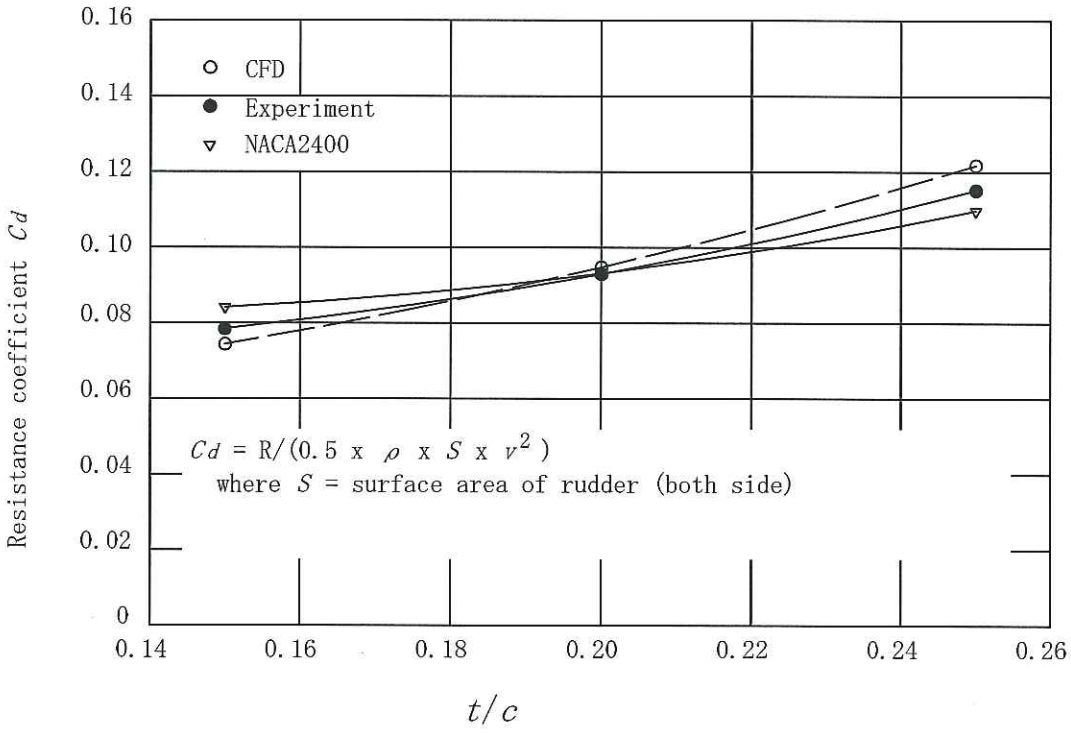


Fig. 4-46 Resistance coefficient of symmetric type rudders for 54BC

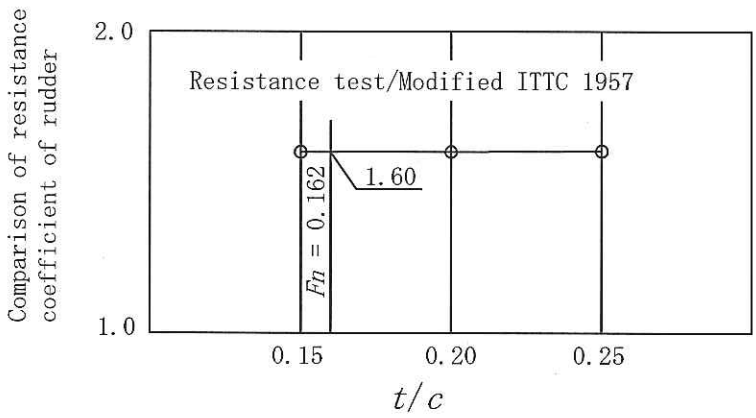


Fig. 4-47 Comparison of resistance coefficient of rudder of 54BC at circulating water channel

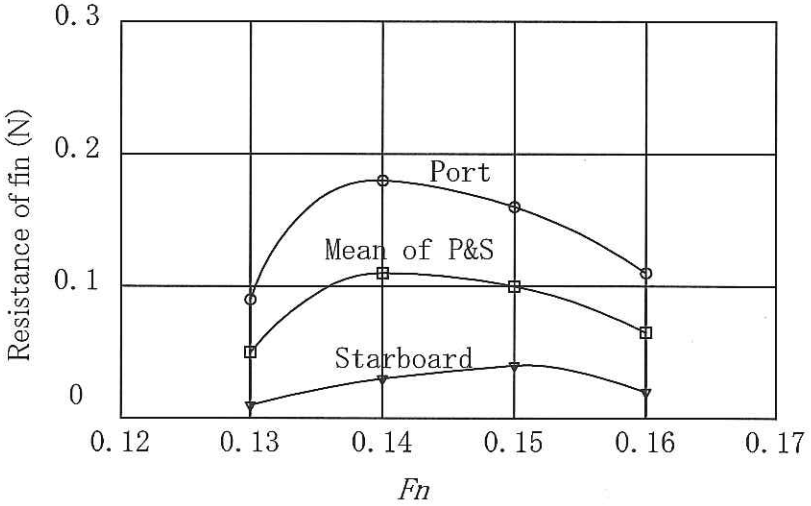


Fig. 4-48 Resistance of fin of VLCC

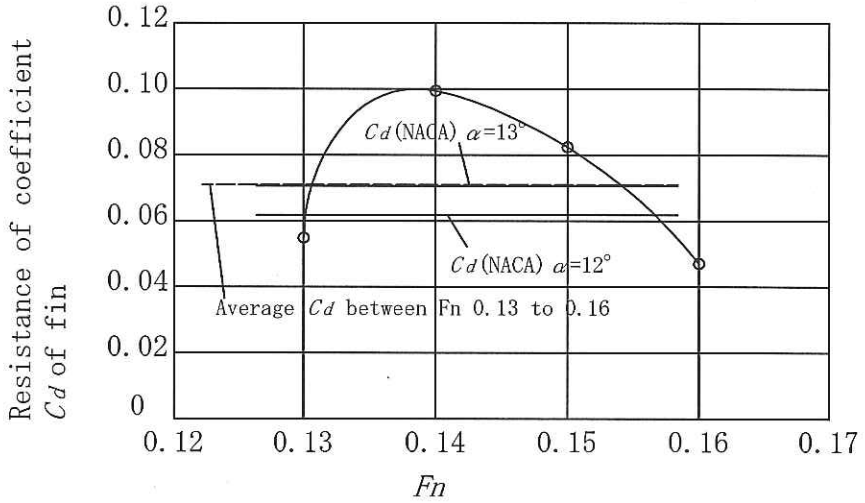
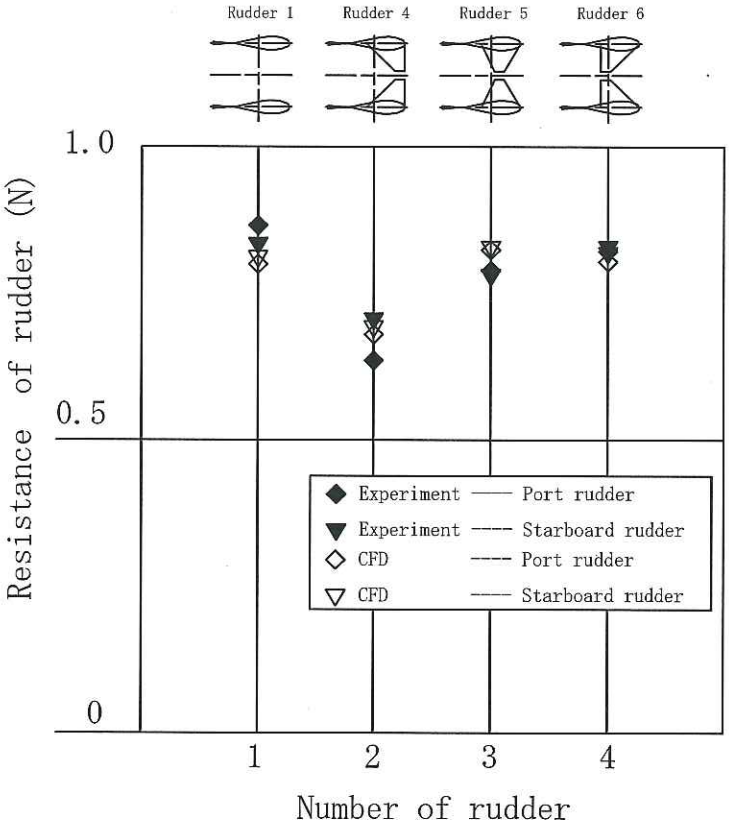
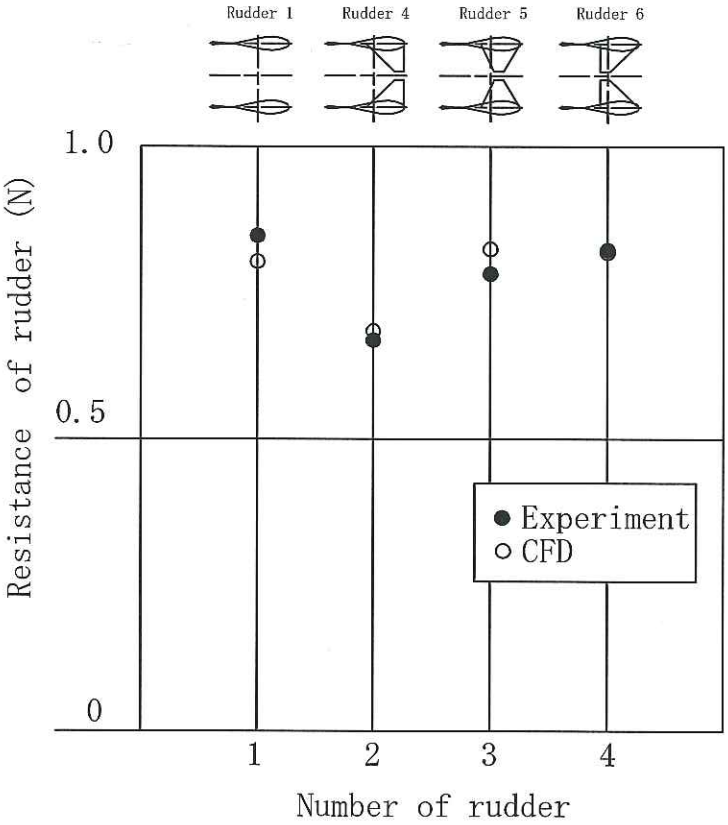


Fig. 4-49 Resistance coefficient of fin of VLCC

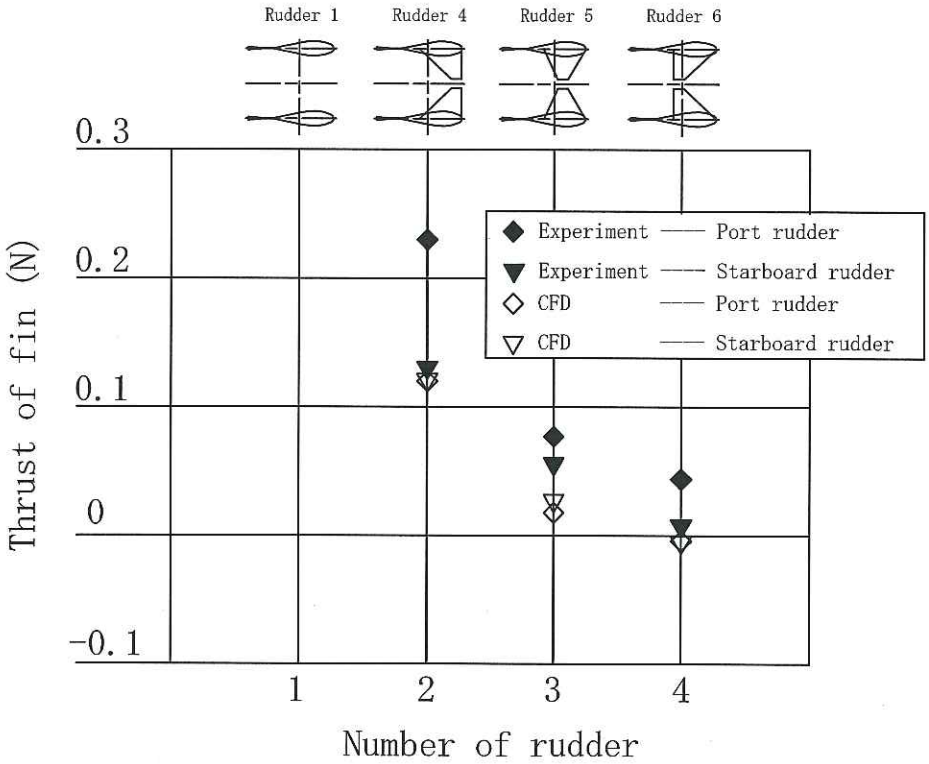


(a) Resistance of model rudder, each (P) & (S)

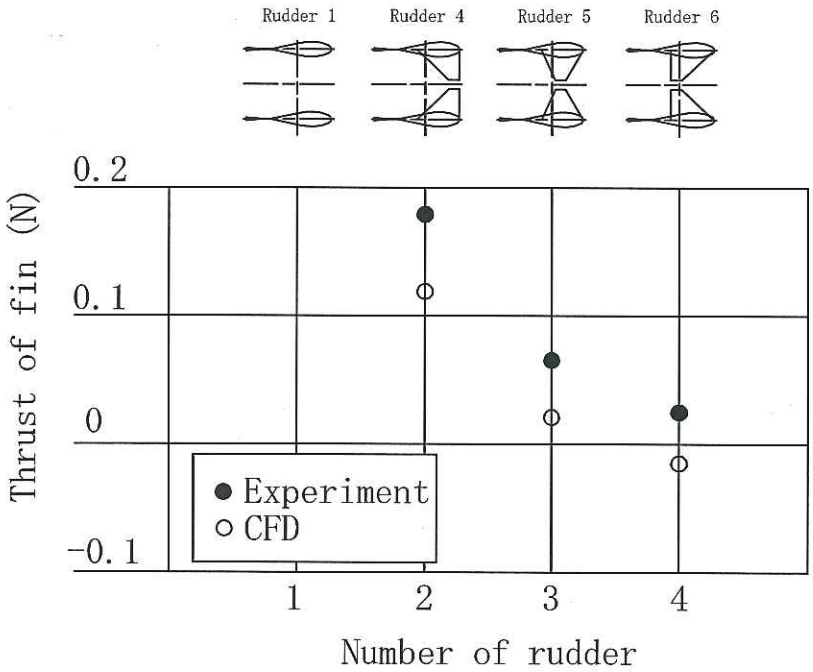


(b) Mean value of (P) & (S)

Fig. 4-50 Resistance of model rudder with fin of 54BC



(a) Thrust of fin, each (P) & (S)



(b) Mean value of (P) & (S)

Fig. 4-51 Thrust of fin of 54BC

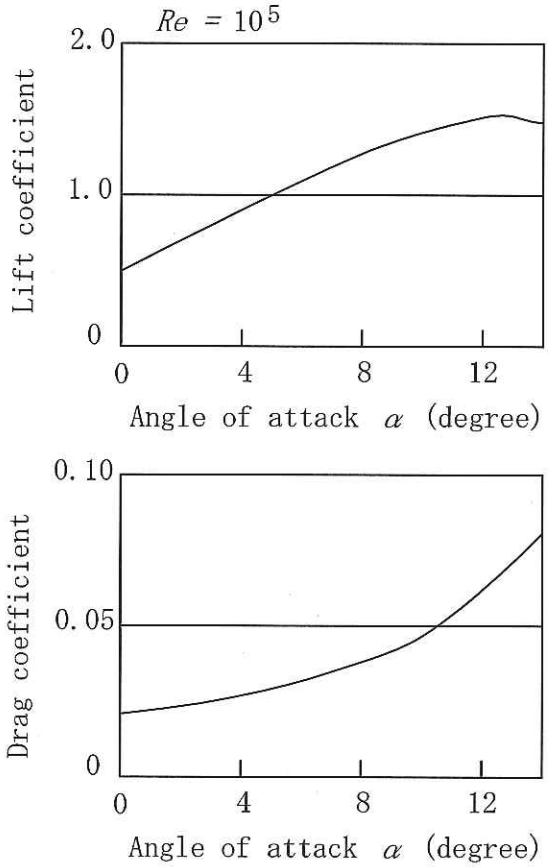


Fig. 4-52 Characteristics of NACA 4415

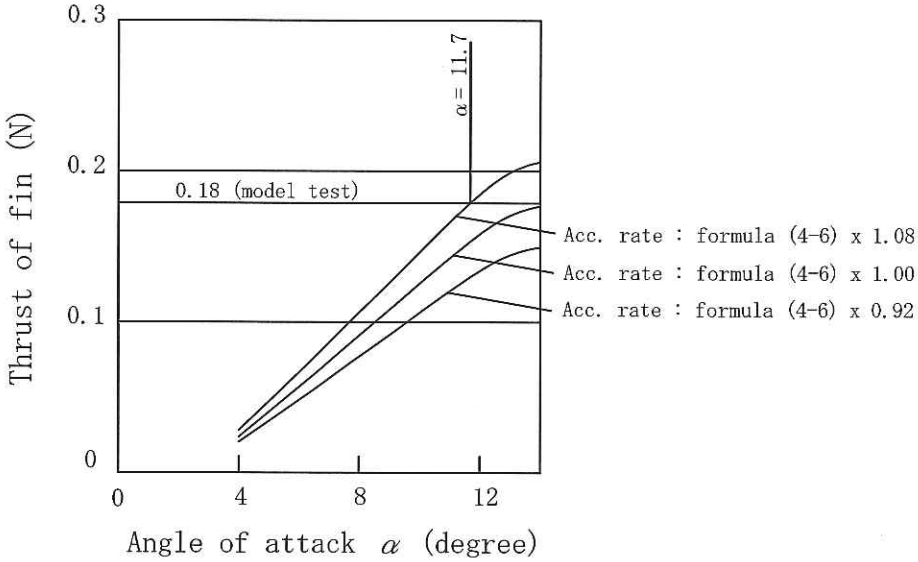
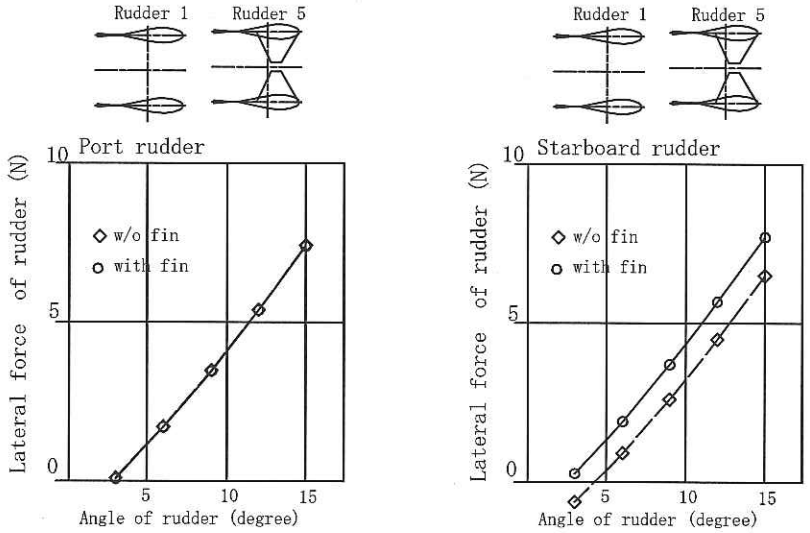
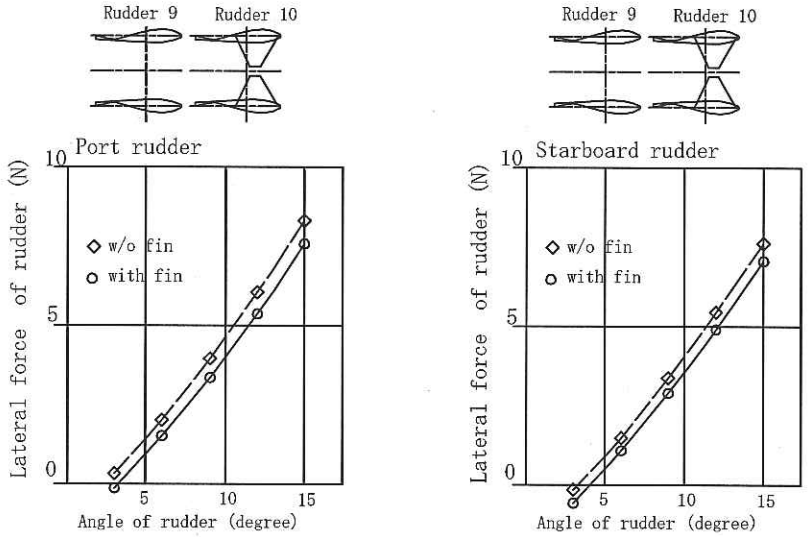


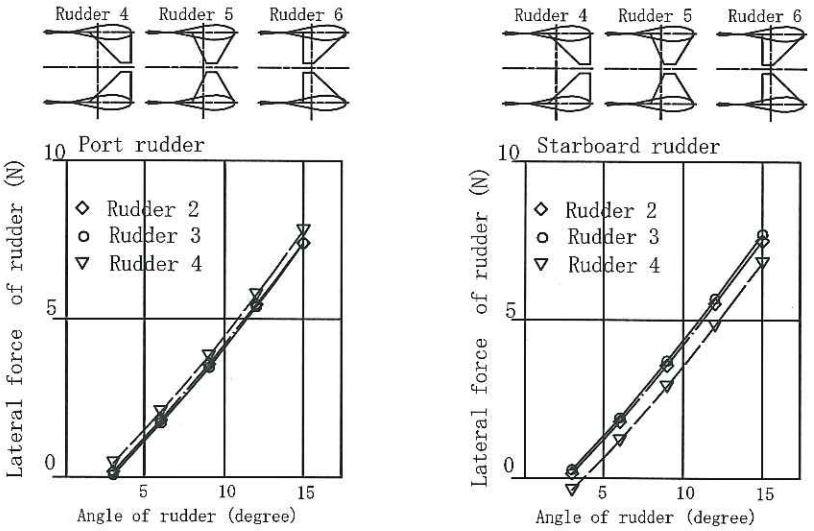
Fig. 4-53 Angle of attack of fin at model test of 54BC



(a) Comparison of rudder 1 and rudder 5



(b) Comparison of rudder 9 and rudder 10



(c) Comparison of rudder 4, rudder 5 and rudder 6

Fig. 4-54 Effect of fin on lateral force of model rudder of 54BC

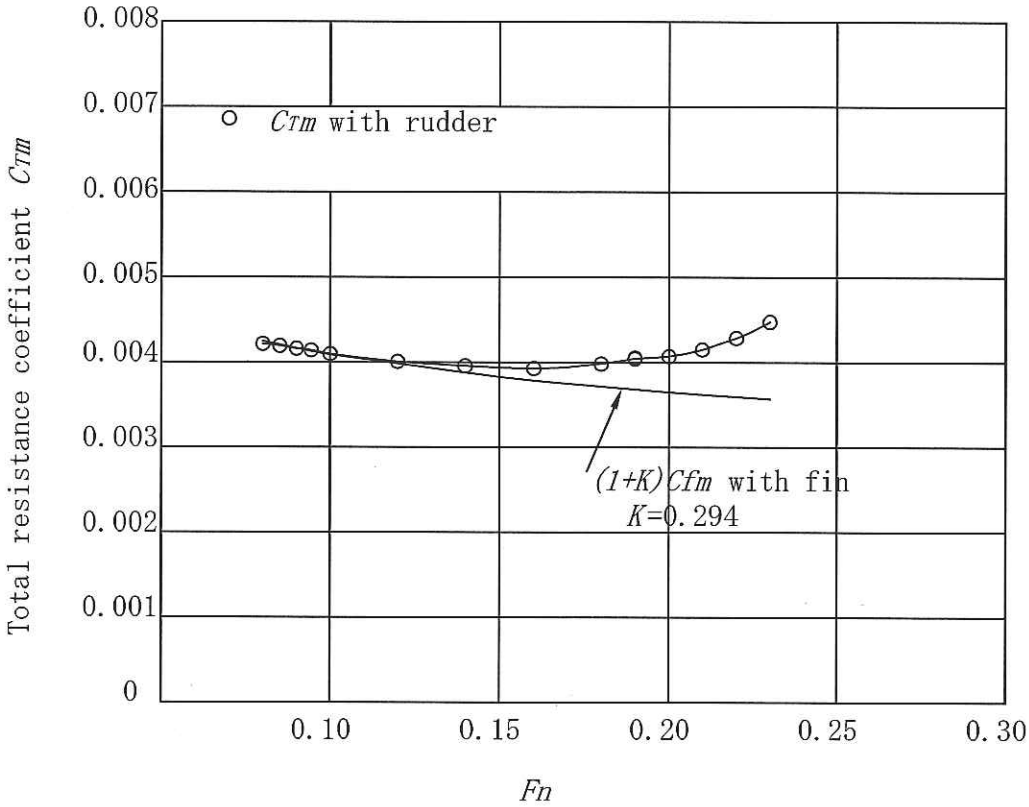


Fig. 4-55 Total resistance coefficient of cement carrier

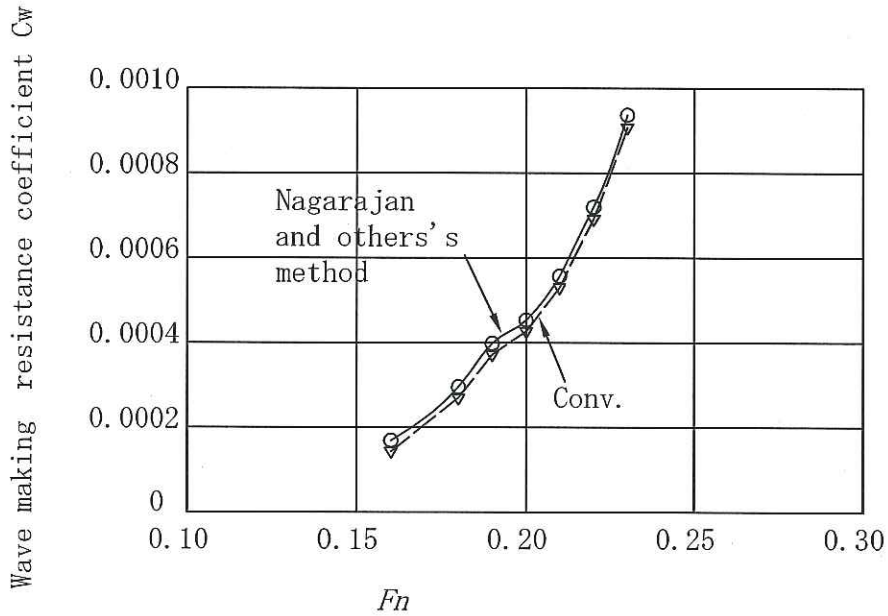
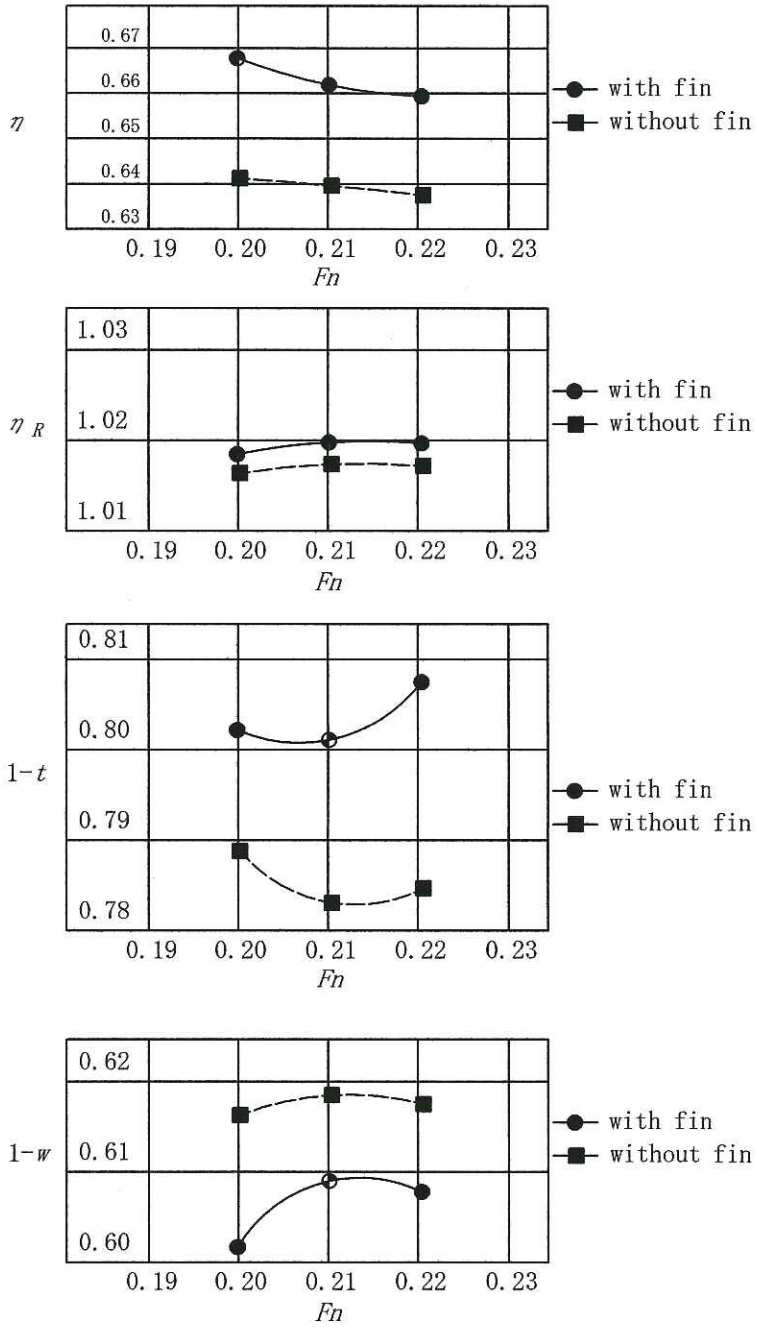


Fig. 4-56 Wave making resistance coefficient of cement carrier



at Fn = 0.21

	without fin	with fin	effect of fin
$1-t$	0.783	0.802	1.024
$1-w$	0.618	0.609	1.015
η_R	1.017	1.020	1.003
η	0.640	0.662	1.034

Fig. 4-57 Self propulsion factor of cement carrier

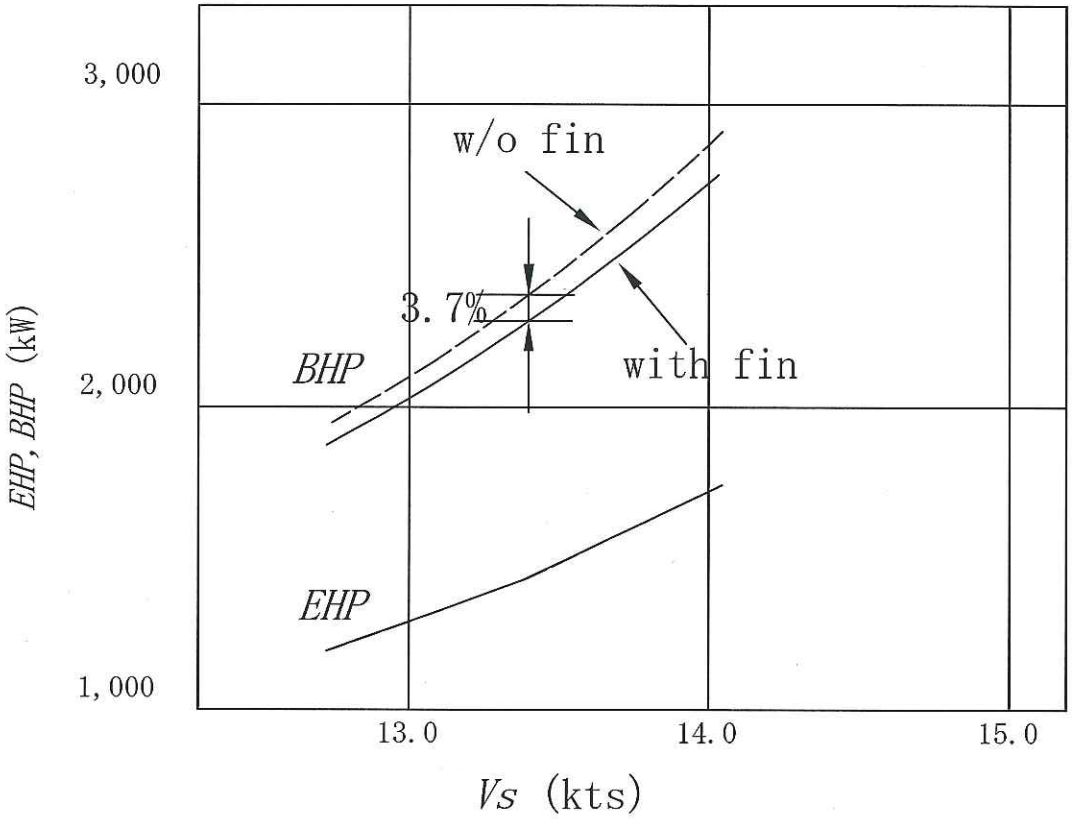


Fig. 4-58 Power curves of cement carrier

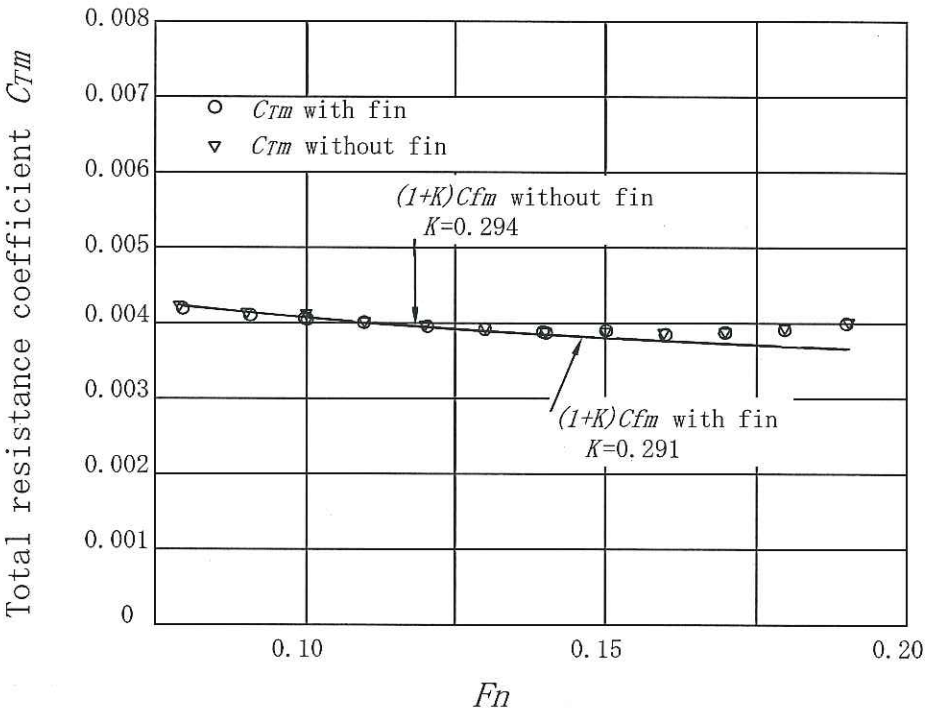
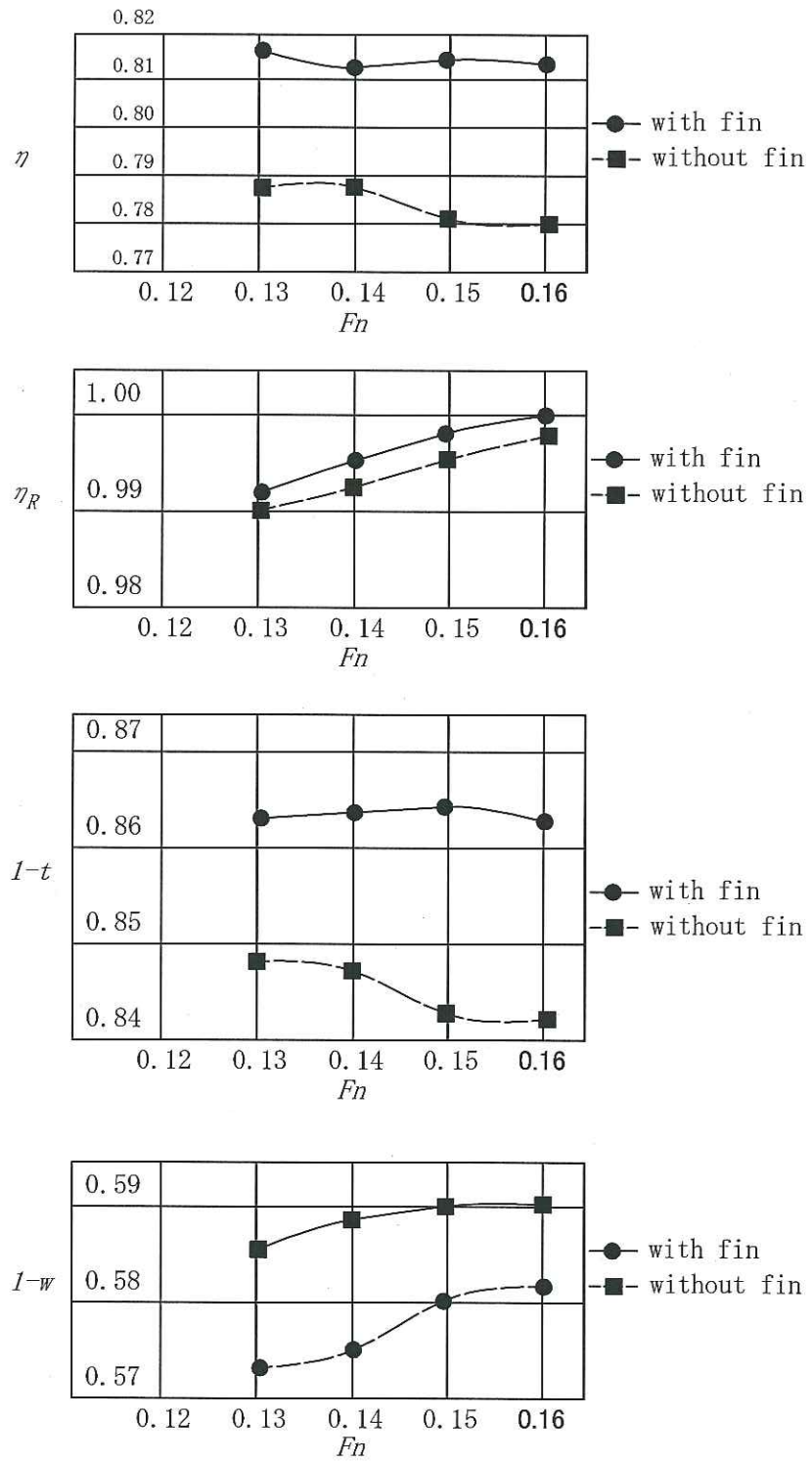


Fig. 4-59 Total resistance coefficient of VLCC



self propulsion factor at Fn = 0.146

	without fin	with fin	effect of fin
$1-t$	0.845	0.864	1.023
$1-w$	0.589	0.578	1.019
η_R	0.994	0.997	1.003
η	0.782	0.812	1.038

Fig. 4-60 Self propulsion factor of VLCC

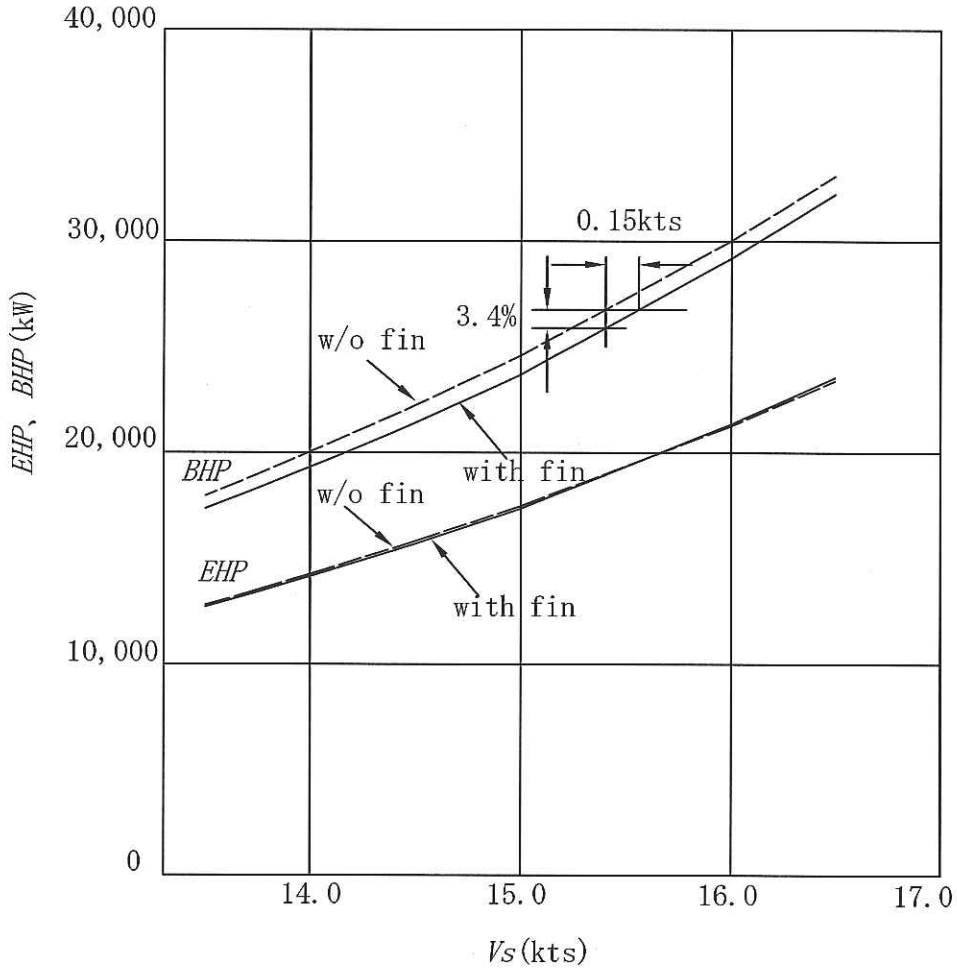


Fig. 4-61 Power curves of VLCC

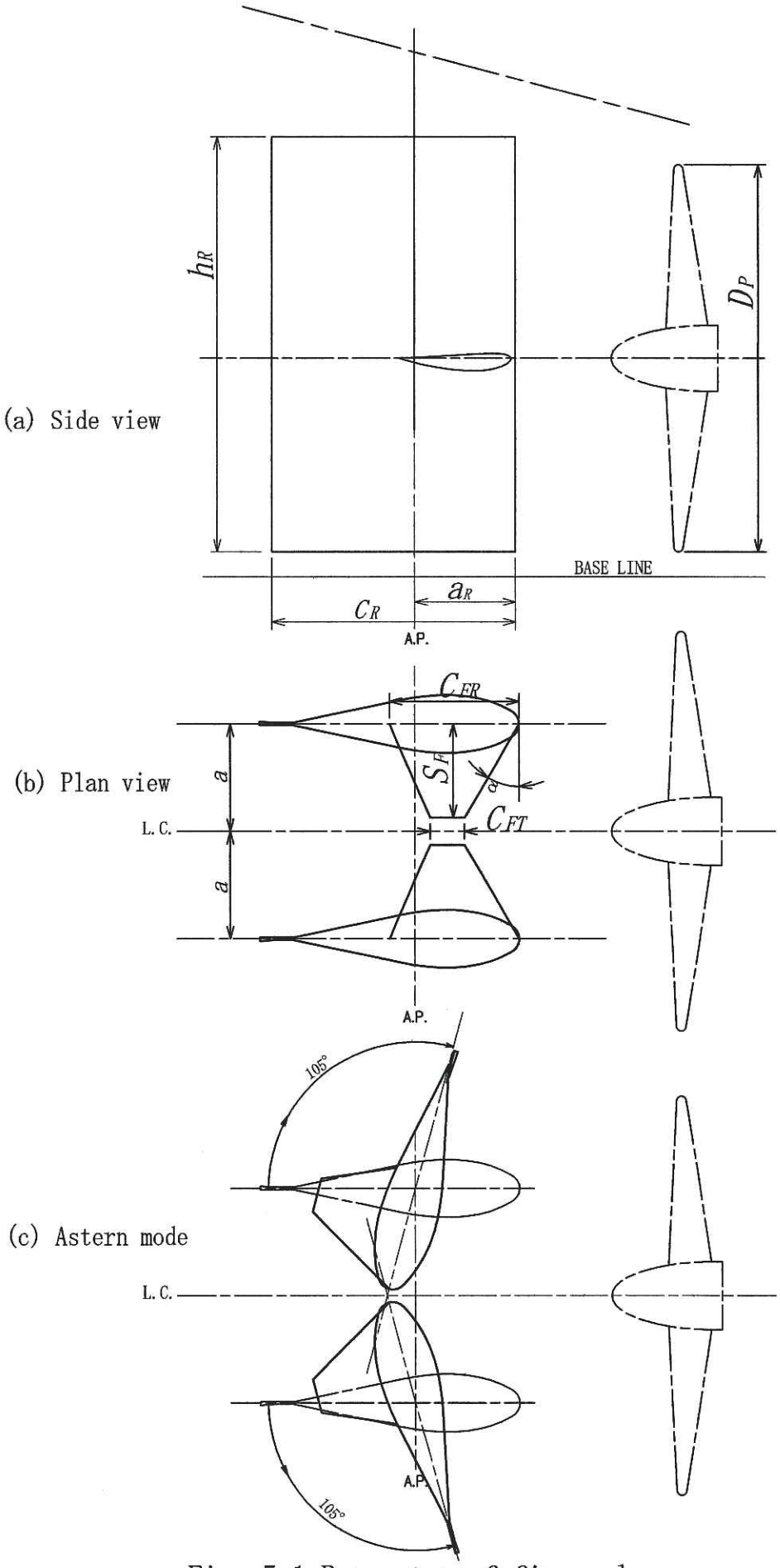
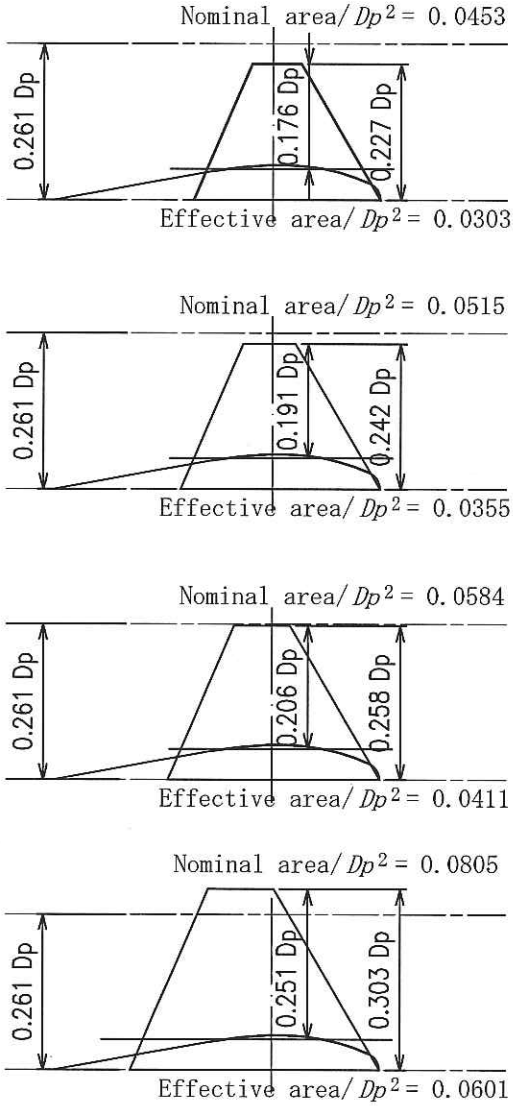


Fig. 5-1 Parameter of fin scale



D_P: Propeller diameter

Span S_F/D_P	0.227	0.242	0.258	0.303
① Nominal Area/D_P^2	0.0453	0.0515	0.0584	0.0805
② Effective Area/D_P^2	0.0303	0.0355	0.0411	0.0601
②/①	0.669	0.689	0.704	0.747

Fig. 5-2 Series of fin size

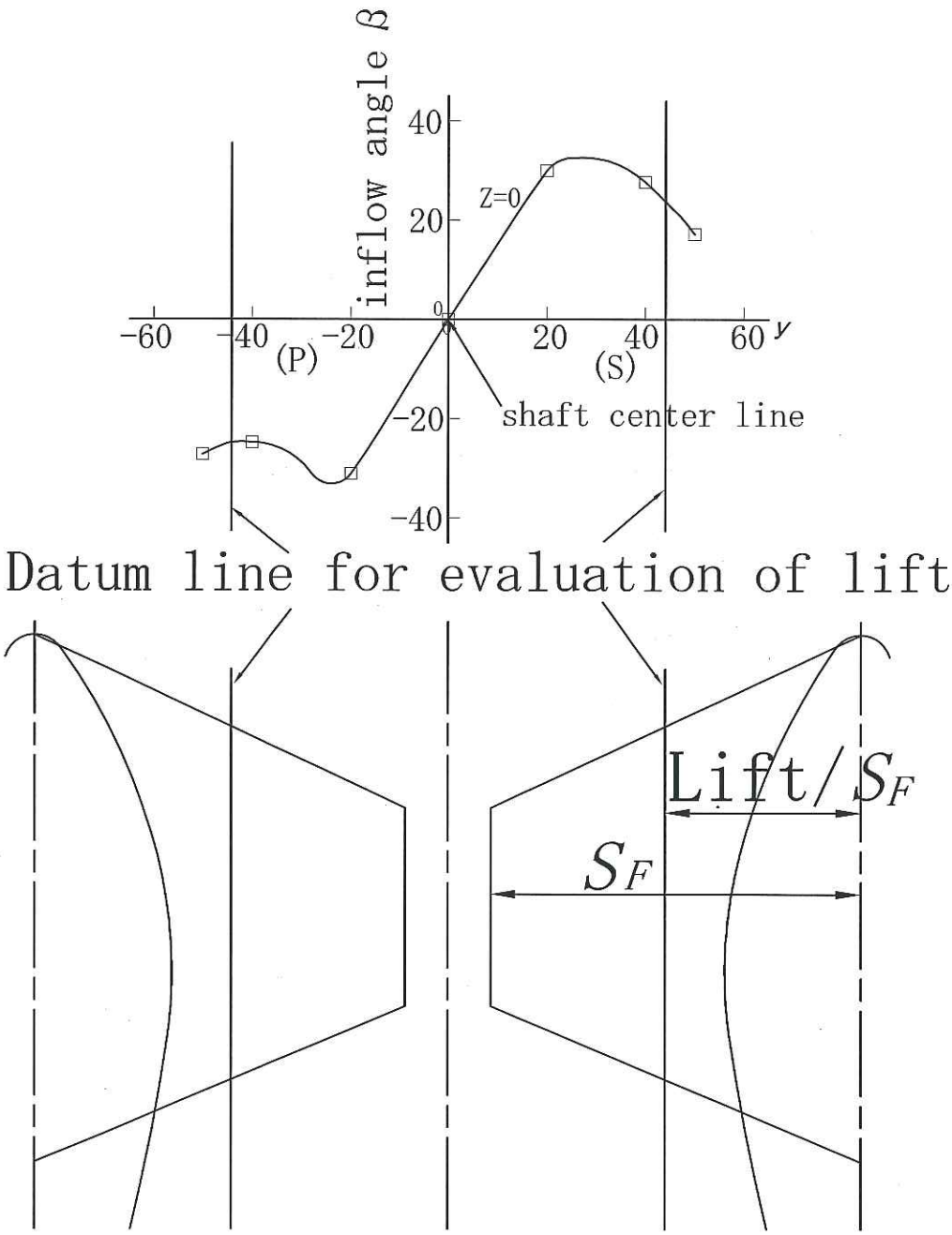


Fig. 5-3 Typical span-wise variation of inflow angle

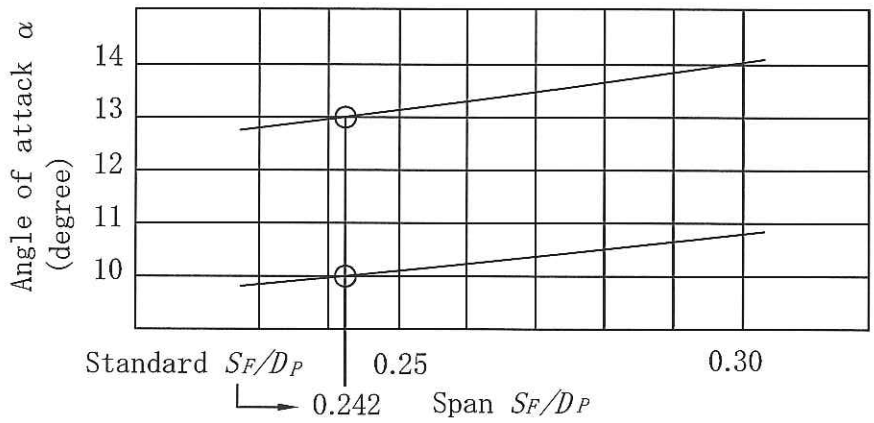


Fig. 5-4 Angle of attack as a function of S_F/D_p

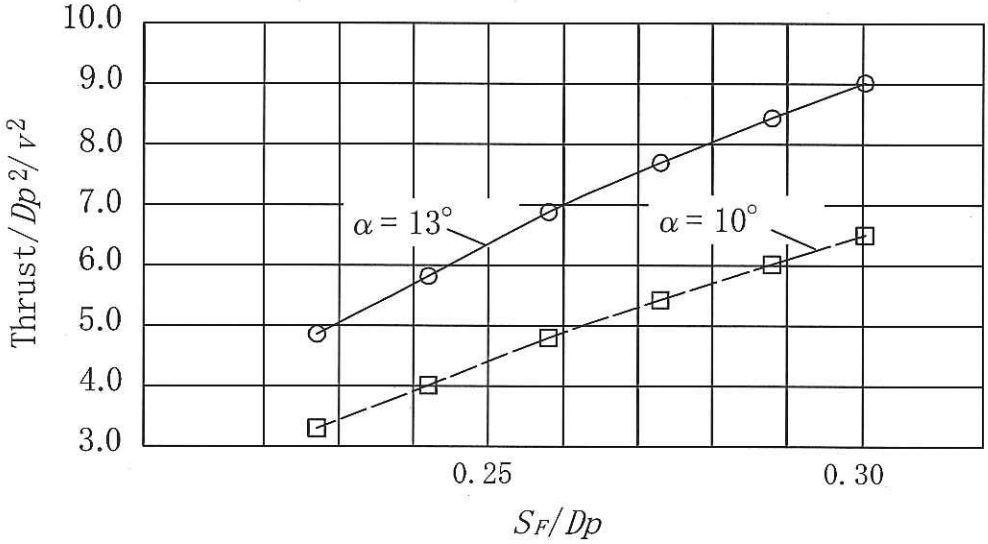


Fig. 5-5 Thrust/D_P^2/v^2 as a function of S_F/D_p

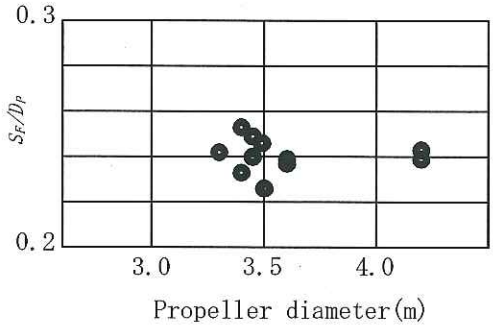


Fig. 5-6 Data S_F/D_p to propeller diameter

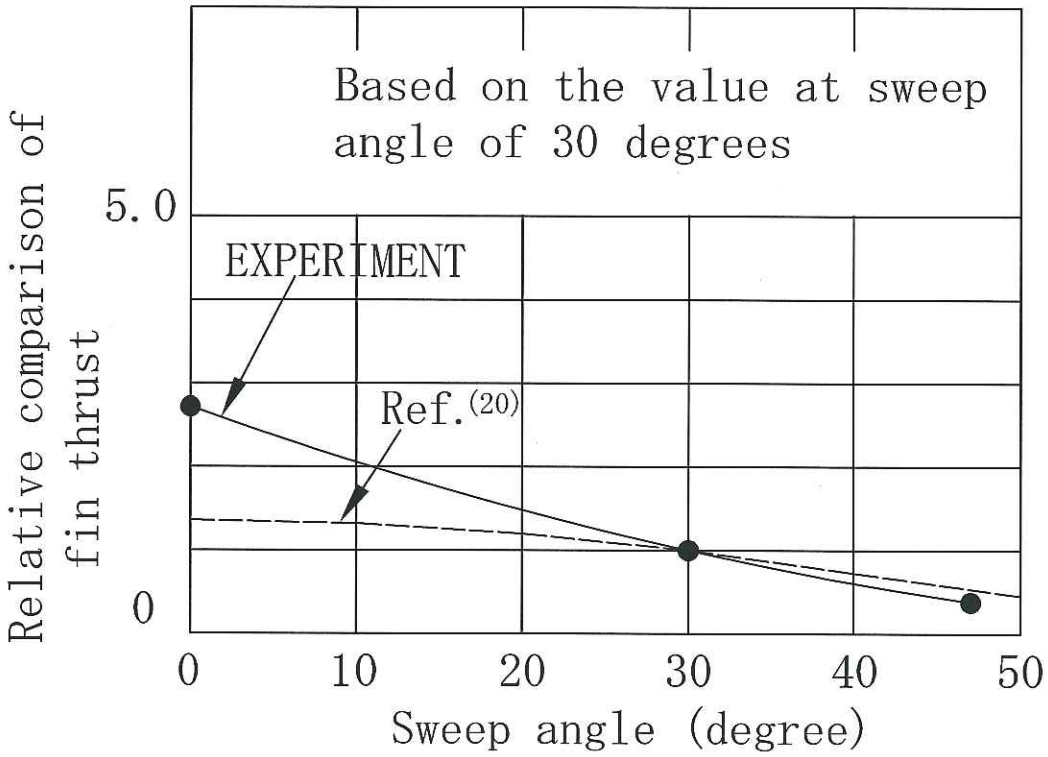


Fig. 5-7 Thrust of fin as a function of sweep angle

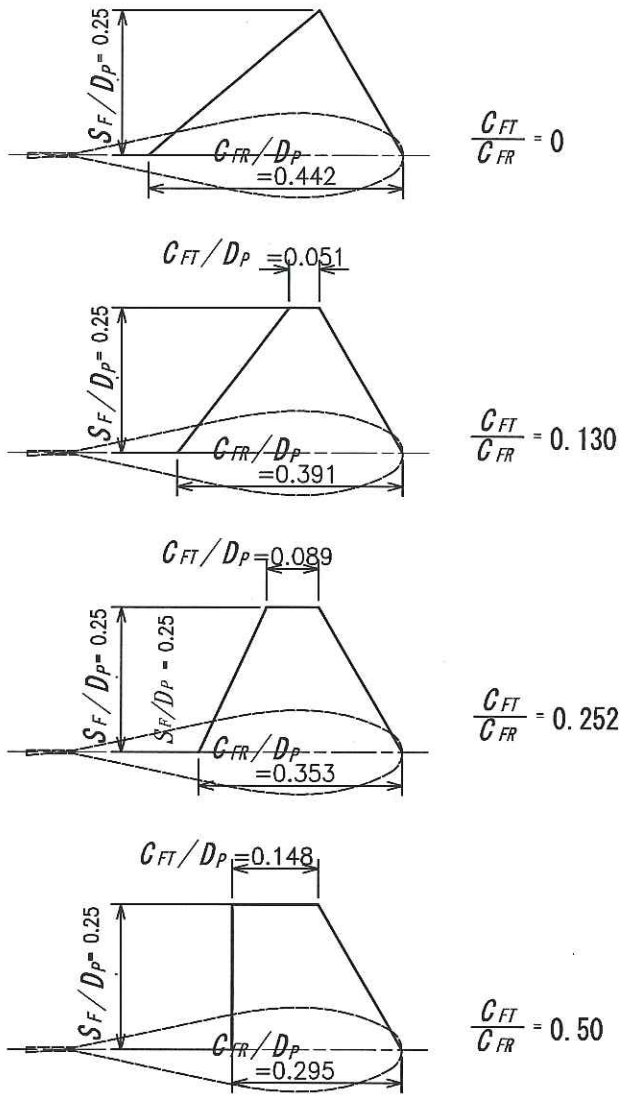


Fig. 5-8 Series of C_{FT}/C_{FR}

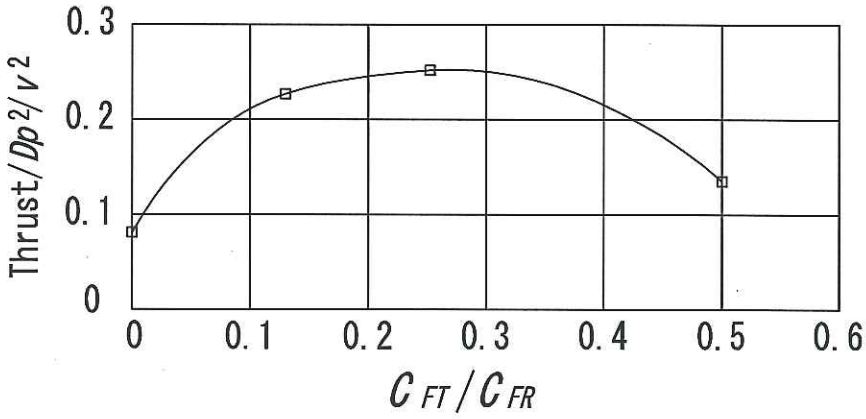


Fig. 5-9 Effect of C_{FT}/C_{FR}

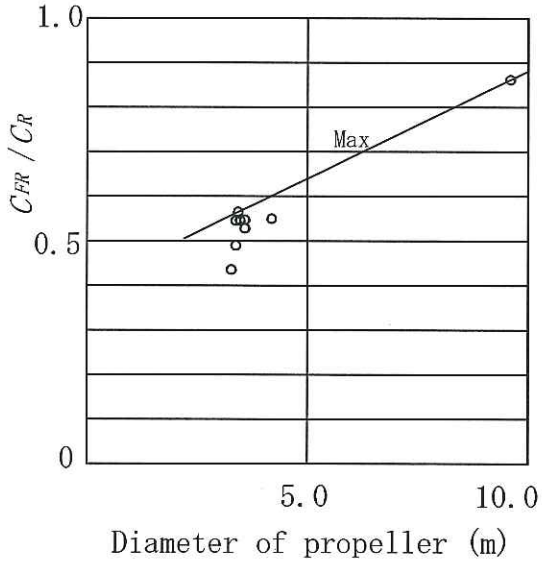


Fig. 5-10 C_{FR}/C_R as a function of diameter of propeller

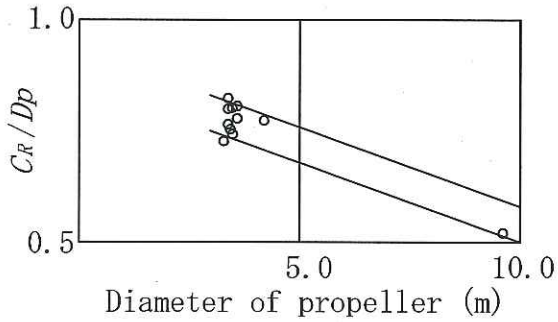
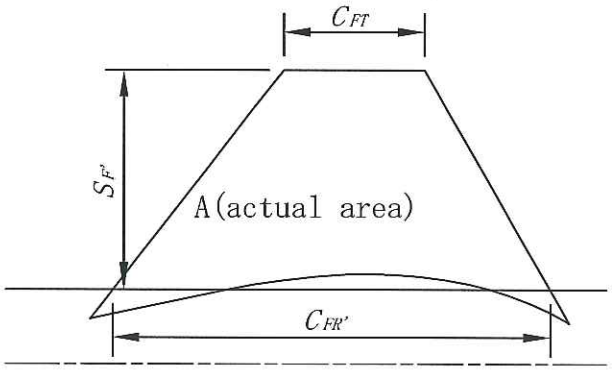


Fig. 5-11 C_R/D_P as a function of diameter of propeller



A(actual area)

$= (C_{FT} + C_{FR'}) \times S_F'/2$

Aspect ratio $= (S_F')^2/A$

Fig. 5-12 Aspect ratio of fin

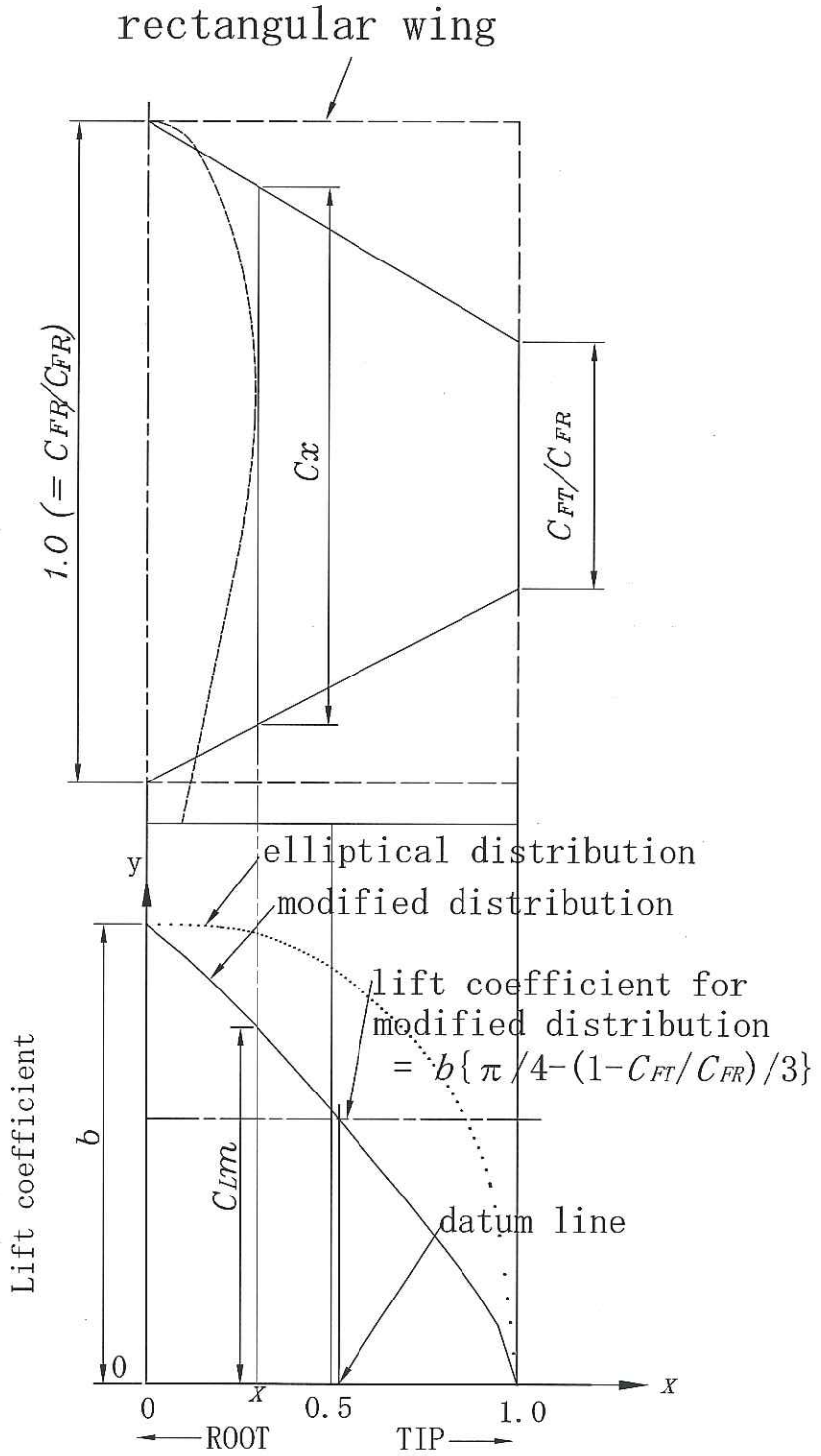
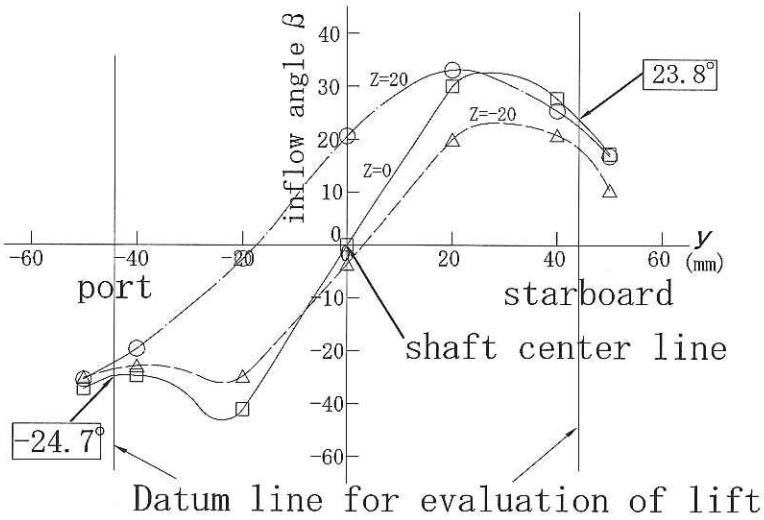


Fig. 5-13 Prototype of load distribution

Cement carrier



VLCC

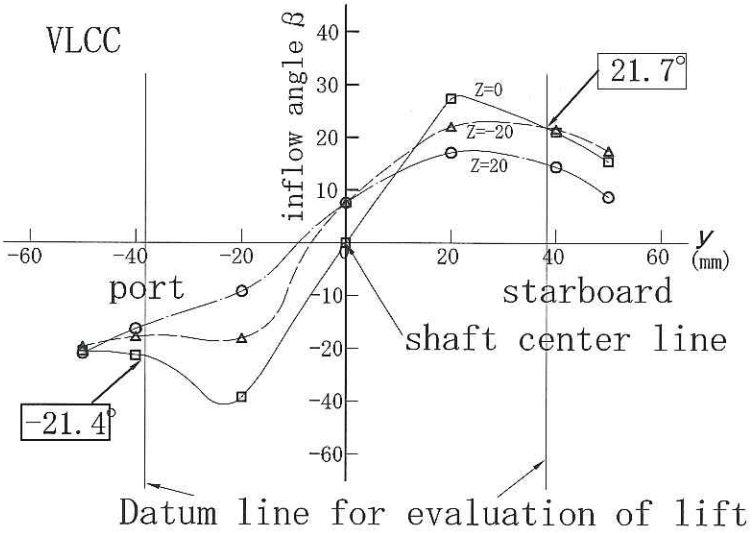


Fig. 5-14 Datum line for evaluation of lift

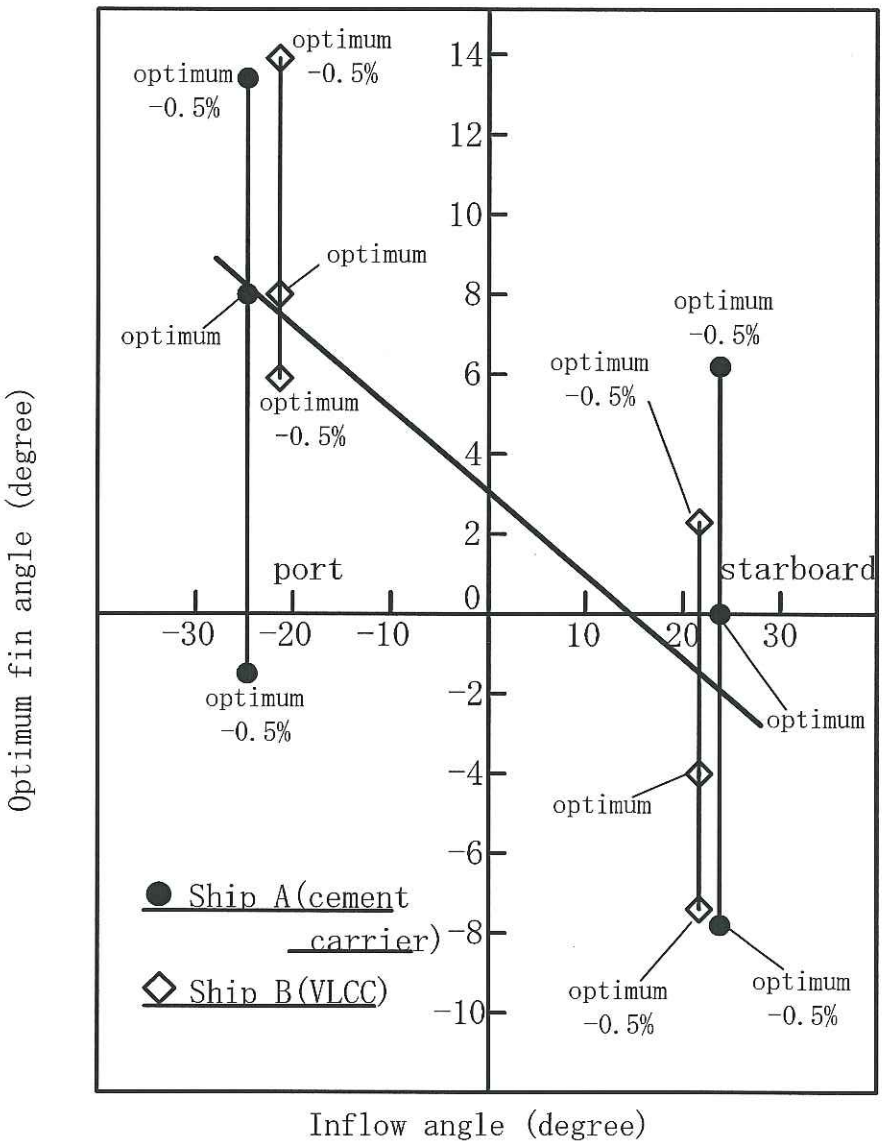


Fig. 5-15 Relation between inflow angle and optimum fin angle

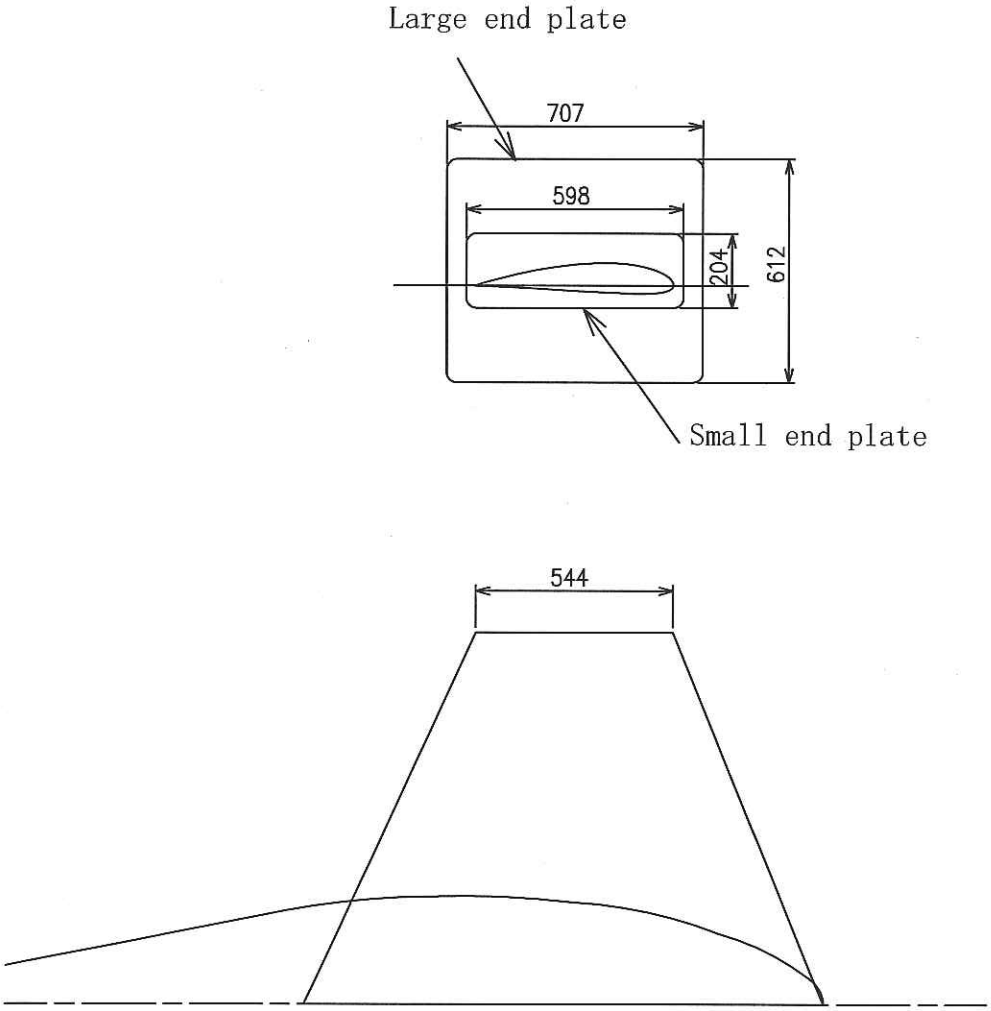
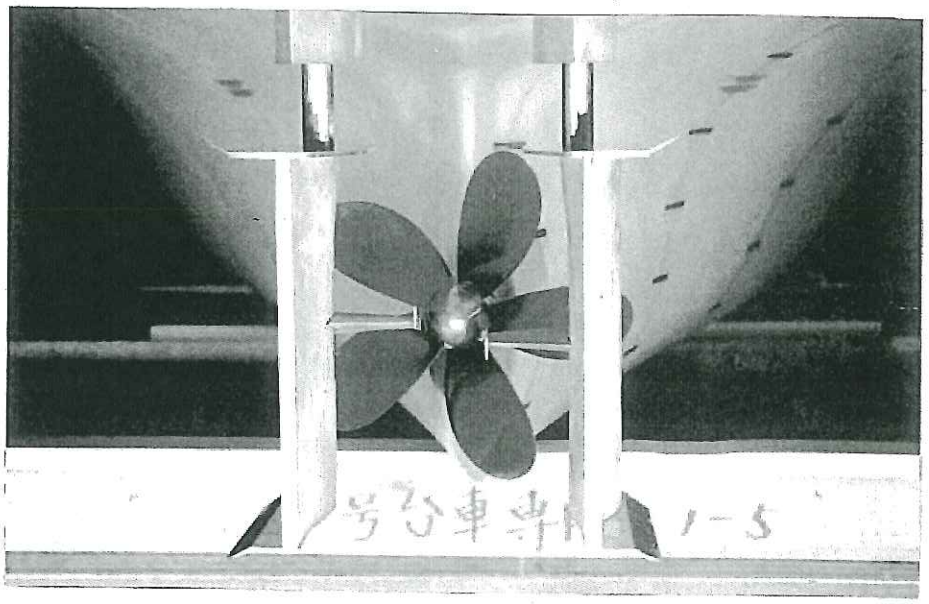
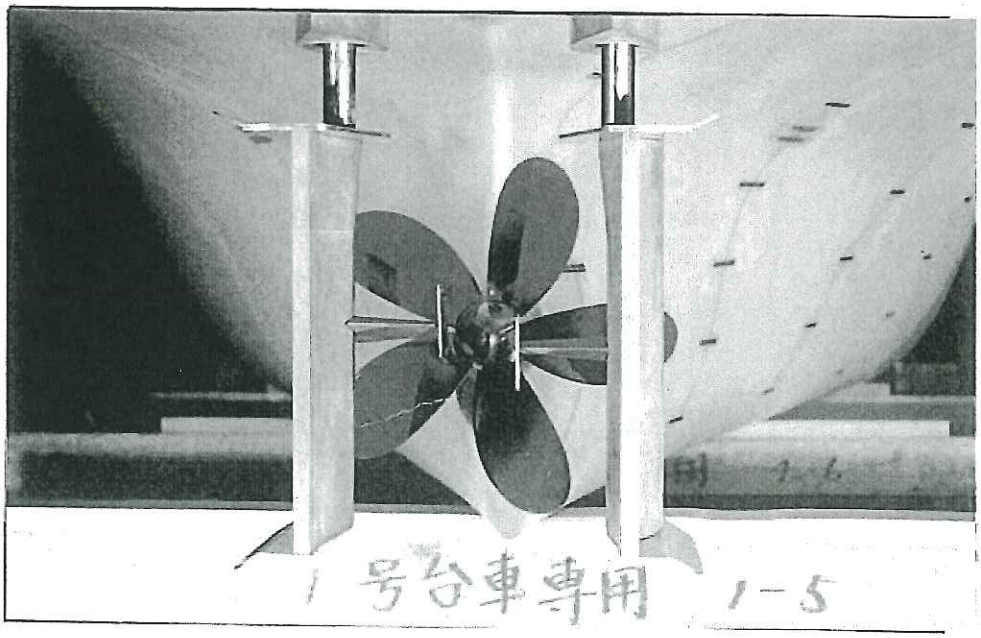


Fig. 5-16 End plate of fin for cement carrier



Small end plate



Large end plate

Fig. 5—17 Profile of end plate of fin for cement carrier

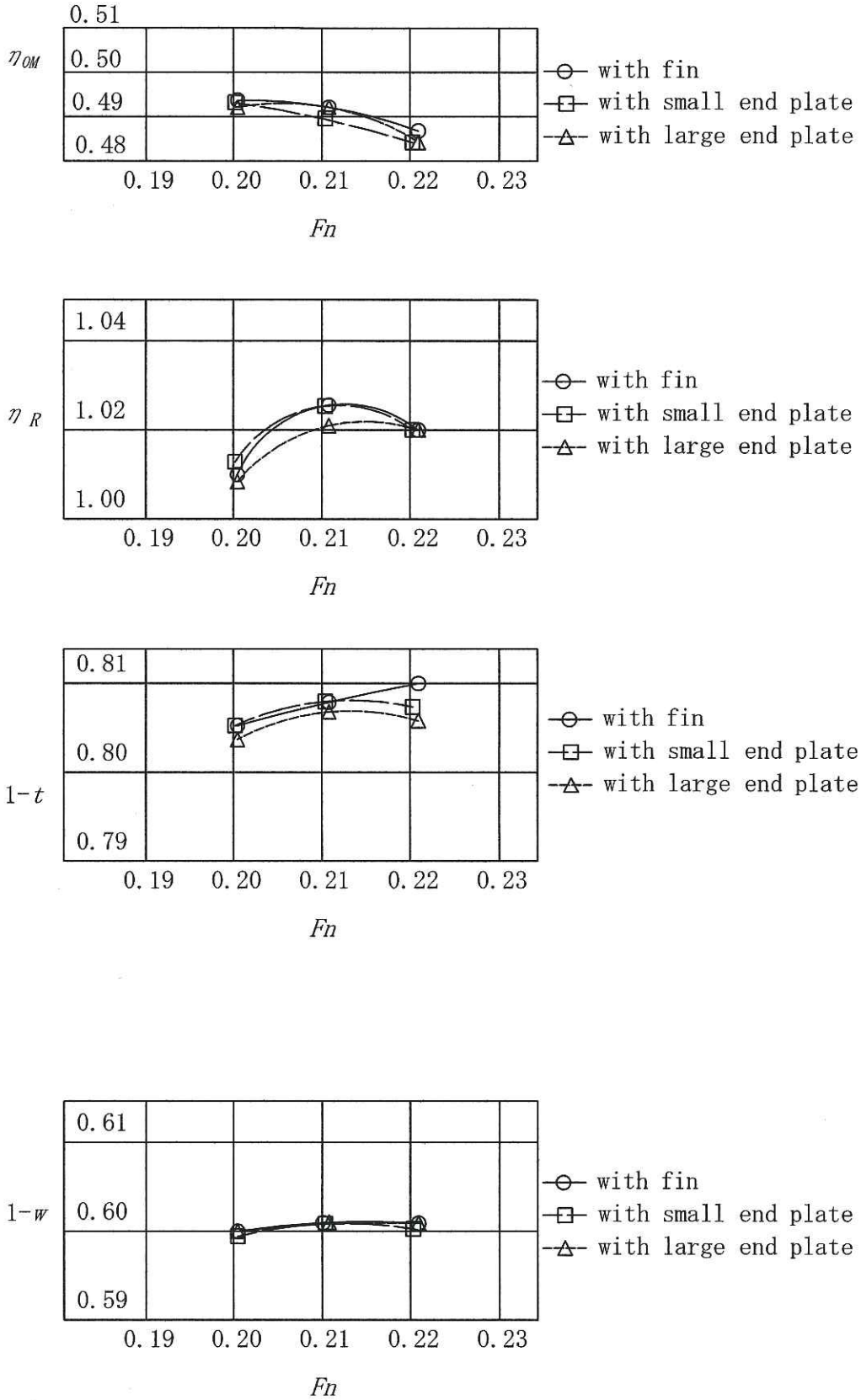
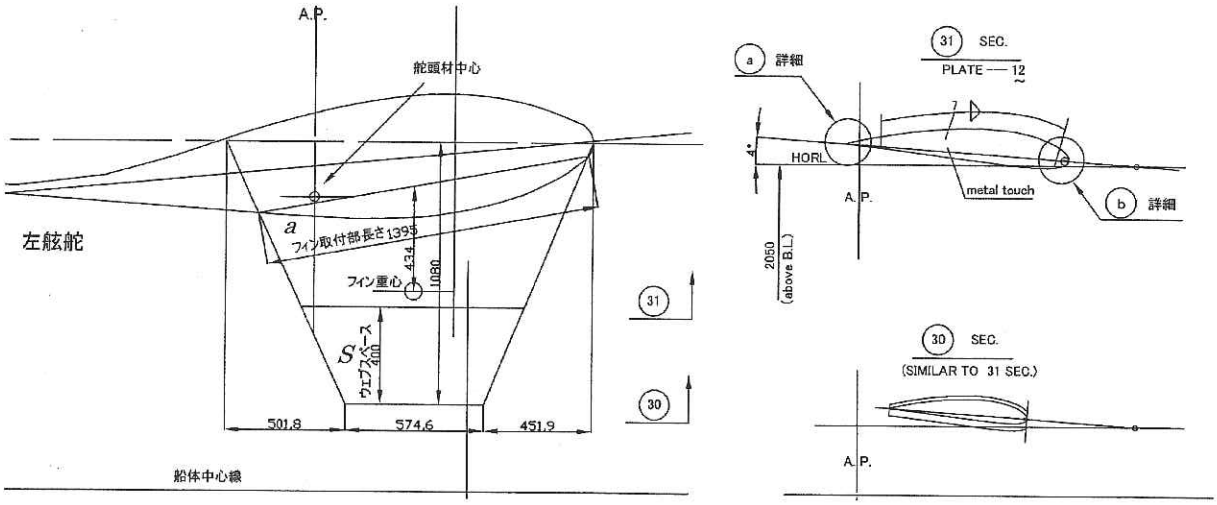
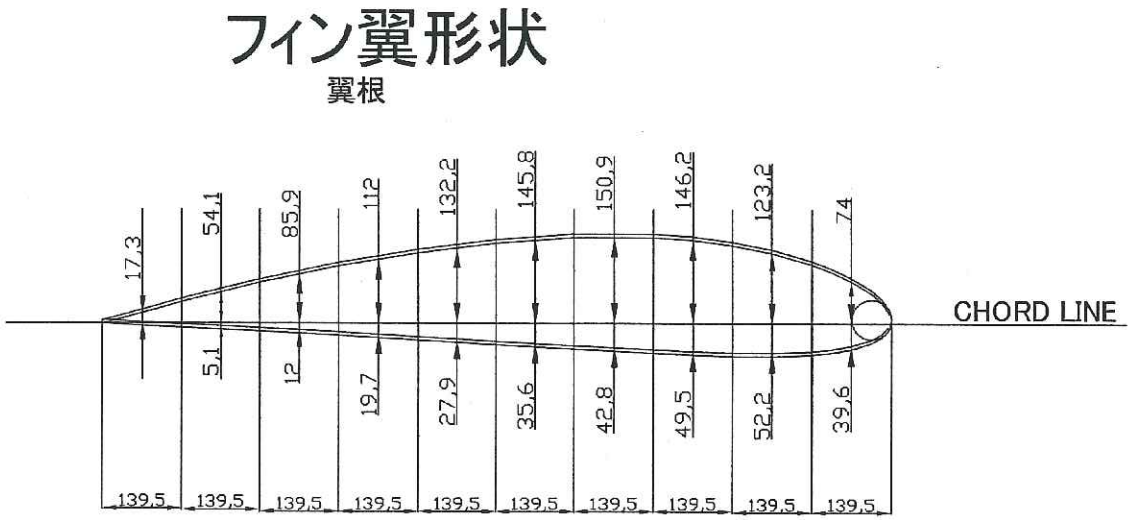


Fig. 5-18 Effect of end plate of fin of cement carrier



(a)



(b)

Fig. 5—19 Data for strength calculation of fin