

高経済性内航船舶の船型開発に関する研究

上田 隆康*・齊藤 勇*
菅井 信夫*・塚田 吉昭*

Hull Form Development of Coastal Ship with High Economical Performance

By

Takayasu UEDA, Isamu SAITO
Nobuo SUGAI, Yoshiaki TSUKADA

Abstract

In order to improve an economical situation of a coastal transportation, to develop a hull form with high performance for saving a fuel oil consumption is very important.

The research project concerning the hull form development of the so-called 999G. T. type coastal oil carrier was carried out from 1984 to 1985.

This report shows the research procedure and the results of model tests. The outline of the study is as follows.

(1) The prototype was selected as the base of hull form improvement.

(2) The first stage of hull form improvement was made by using the proportion of hull, which showed the minimum operating cost among the some combinations of principal dimensions.

(3) The second stage was made by modifying the shape of fore body and by adding bulbous bow. In this stage, the statistical analysis method based on the wave-making resistance theory and the type ship method were applied.

(4) In the third stage, the thrust deduction factor was improved by using the calculating method on the propeller-hull interaction.

(5) The final stage was made by adopting the low speed propeller with large diameter and stern bulb shape.

As the result of this study, the remarkable reduction of the engine power had been achieved.

Besides the items mentioned above, the evaluation about the vibratory forces induced by propeller and the economical advantage by making use of the ship with a newly developed hull form are also shown in this report.

目 次

	頁		
1. 緒言	38	4. 船型開発の順序と模型試験	41
2. 船型開発の基本方針と概要	38	4.1 比較基準船の選定と模型試験結果	42
3. 内航船舶の主要目及び性能に関する調査	39	4.1.1 比較基準船の選定	42
3.1 主要目の調査	39	4.1.2 比較基準船の模型試験結果	42
3.2 性能の調査	39	4.2 船型開発のための主要目検討	43
		4.2.1 主要目の検討範囲と馬力推定	43
		4.2.2 輸送コストの試算	49
		4.2.3 主要目以外の船型要素の検討	51
		4.2.4 主要目検討船の模型試験結果	51
		4.3 船体前半部の改善	51

* 推進性能部

原稿受付：昭和61年5月1日

4.3.1	横断面積曲線と船首バルブ	51
4.3.2	フレームライン形状	53
4.3.3	模型試験結果	54
4.4	船体後半部の改善	57
4.4.1	推力減少係数の改善	57
(1)	船尾形状の計画—その1	57
(2)	模型試験結果	58
4.4.2	船尾バルブ船型と高効率プロペラ	62
(1)	船尾形状の計画—その2	62
(2)	高効率プロペラ	63
(3)	模型試験結果	64
4.5	プロペラ起振力の検討	66
5.	性能改善にもとづく経済性評価	67
6.	結言	69
謝 辞		71

1. 緒 言

内航船舶は、凡そ1万隻が就航していると言われており、国内貨物輸送量4.17億トン・キロメートルの約47%の輸送を担っている。昭和48年に起こった第1次オイルショック以来、内航船舶においても省エネルギー対策の普及と省エネルギー技術の開発が強力に進められ、船型改良、推進器高効率化などによる馬力低減、主機・補機の高効率化、低質燃料の使用拡大、長期汚損防止用塗装の普及などに多大の努力が払われて来た。その結果、499G/T型、699G/T型、999G/T型の内航船舶などにおいてかなり省エネルギー効果が現れている。しかしながら、中小型内航船舶では、性能改善のための技術開発が大型外航船舶に比べて、今一歩立ち遅れていることは事実であろう。

この実情に鑑み、昭和54年、55年には船舶整備公団が999G/T型内航タンカーについて[1]、また、昭和55年、56年には日本中型造船工業会（以後中造工と略記する）が499G/T型内航鋼材運搬船について[2]、それぞれ本格的な船型開発を実施し、大きな成果を上げた。しかし、999G/T型タンカーの上記の研究を第一次の研究とすれば、第一次の研究当時は、当該船舶への船首と船尾に対するバルブの装着及び、低回転大直径プロペラの採用についてまだ検討されなかったため、船首と船尾にバルブを持つ船の出現は極めて少ない。ただ、低回転大直径プロペラは、バルブ船型よりも検討しやすく、性能改善の効果が得やすい点から、採用例も次第に現れて来ているようである。このような観点から、999G/T型タンカーについて第1次研究

から残された項目を主眼とする第2次研究の実施が強く希望されており、本研究では、これに添えてより高い省エネルギー効果を発揮する内航船舶を開発することにした。

2. 船型開発の基本方針と概要

最近の船型開発の方法については、ノウハウの関係もあってその実情は把握し難い。また、大規模な船型開発の例があまり報告されていない。しかしながら、特定の目的に限定して、高性能の船型を開発する場合は、比較的最近でも多数の模型船を使用した水槽試験が重視されているようである。この例としてかつて米国でのSL-7、我が国での35ノット、3000個積みコンテナ船の開発があった。最近では、緒言で記したように499G/T型鋼材運搬船の船型開発が、6隻の模型船を使って行われ、約40%の馬力低下を得ている。我が国でのこの2例では、理論計算が船型開発に適用され、特に船体前半部の船型開発に寄与した。

本研究の999G/T型内航タンカーの船型開発も、上述の例における模型試験と理論計算の併用によって得られた技術的知見を活用することにした。

船型開発は、各開発段階に於ける種々の技術的要素に重要な基礎を置きつつも、全体としては、これらの要素が適正なバランスのもとに構成された総合方式として遂行される必要があり、まさしくシンセシスの適否が、開発成果の良否を決定づけるものである。

本研究では、はじめに、性能改善の対象船舶について、その主要目と性能の調査を既存船の資料によって行い、これにより、船型開発の計画を立てる。続いて、船型開発の基礎となり開発段階の性能比較基準となる船型を決定し、その性能を定める。船型開発の第一段階では、実船の性能趨勢の調査をもとに、主要目を輸送コストの観点から検討し、それに基づく母型を定め、その性能の調査を行う。即ち、主要目について選択し得る範囲を検討し、主要目を変化させた場合の馬力を推定する。次にこの馬力をもとに輸送コストを試算し、これが最小となる主要目の船型を船型開発用の母型として選定することとする（船型開発用模型第1船）。第2段階では、船体前半部の改善を、主として横断面積曲線の評価、船首バルブの装着、フレームライン形状の好適化によって図る（模型第2船）。第3段階では、船体後半部の改善に移り、推進性能の改善を図るべく、船体とプロペラの相互干渉理論を用いて、船体後半部フレームライン形状の改善を行う（模型第3船）。第4段階では、プロペラ高効率化のための低回転大直径プロ

ロペラの設計を行い、プロペラ前方の流れをプロペラに集中させ、かつその均一化を図るため船尾バルブを装着する(模型第4船)。次に、プロペラ起振力に関する検討を加え、おわりに、本研究による性能改善成果に対し経済性評価を加えるものとする。

このような研究の流れを図-1、図-2に示す。図-1は概要を示し、図-2は各段階ごとに用いた研究手法なども含め、本文の説明が研究全体の中に対応する位置をはっきりさせるために示した。

本研究では、実用化に即応した船型の開発を行うことを重要な基本方針としつつ、本研究における船型開発法についてその有効性を実証し、次いで、他の内航船舶の性能改善に対するガイドラインとすることも目的の一つとした。

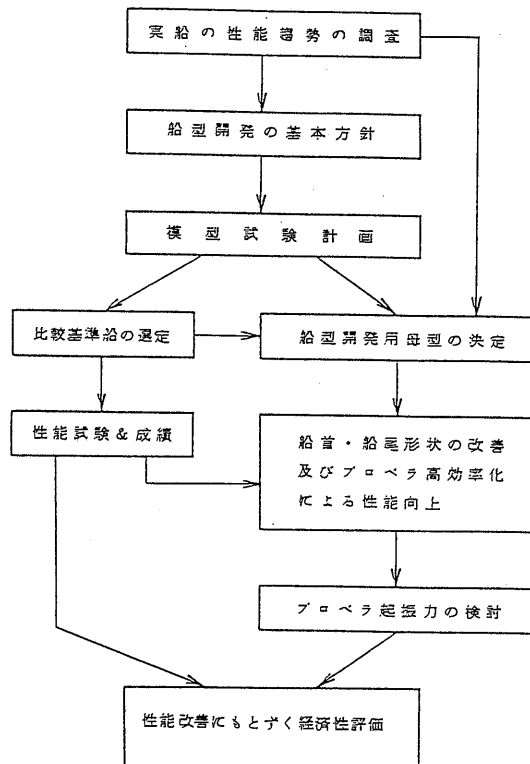


図-1 研究の概要流れ図

3. 内航船舶の主要目および性能に関する調査

船型開発の着手に当たって、対象の既存船が如何なる主要目と性能を有するかを知る必要があるので次の調査を行った。

3.1 主要目の調査

出来るだけ最近に建造された対象船舶20数隻について船体主要目などを調査した。その一例を図-3、4に示す。一方、昭和36年から48年に至る、今から20年前から約10年間の対象船舶の主要目などの調査結果[3]では、主要目などは急激な変化を見せている。垂線間長さ L_{PP} は、62m から72.5m へ、幅Bは10.2m から12m へ、深さDは5.2m から5.8m へ、満載排水量 Δ_F は2,200ton から3,400ton へ、載貨重量DWは1,520ton から2,530ton へと年度を追って変化し、然も一様に大型化している。特にDWの増加が著しい。48年から58年に至る10年間では、ここでは、経過を追ったデータはないが、文献3)中の昭和48年度船のデータと今回の調査データの比較がほぼこれに対応し、これによると主要目の変化は比較的緩やかとなっている。

今回の調査結果に見られるように、最近建造された対象船は、特に $L/B=6.4$ と大きく、方形係数 $C_B=0.67$ と小さいので細長く瘦せており、フルード数 F_n も高い。

大型タンカーの性能改善では形状影響係数を含む粘性抵抗の軽減と、伴流係数の増加による推進効率の向上が重視されてきたが、内航タンカーでは満載状態の計画速力が12ノットであり、 $F_n=0.22$ と高くなっている。大型タンカーの性能向上を図る検討項目に加えて、船体前半部形状や、 l_{CB} についても検討を加え、造波抵抗の減少を図る必要があると判断された。また、プロペラも徐々に低回転大直径化が進む傾向が見られる。船型の特徴については、正面線図や横断面積曲線を検討する必要がある。

3.2 性能の調査

対象とする内航タンカーの海上速力試運転は、標準試運転施行要領と同等に行われているが、海象・気象の影響は大型船よりも受け易く、算定される馬力の精度も十分でない場合がある。

試運転解析は、20数隻の中から10隻を選び、標準解析法に沿って実施された。可変ピッチプロペラ船の場合は、翼角一定の試運転データが対象とされた。

解析結果を文献4)から引用して、図-5、6に示すが、図-6はBHPに基づくアドミラリティー係数 C_{adm} である。両図には、何等かの省エネルギー対策を行って

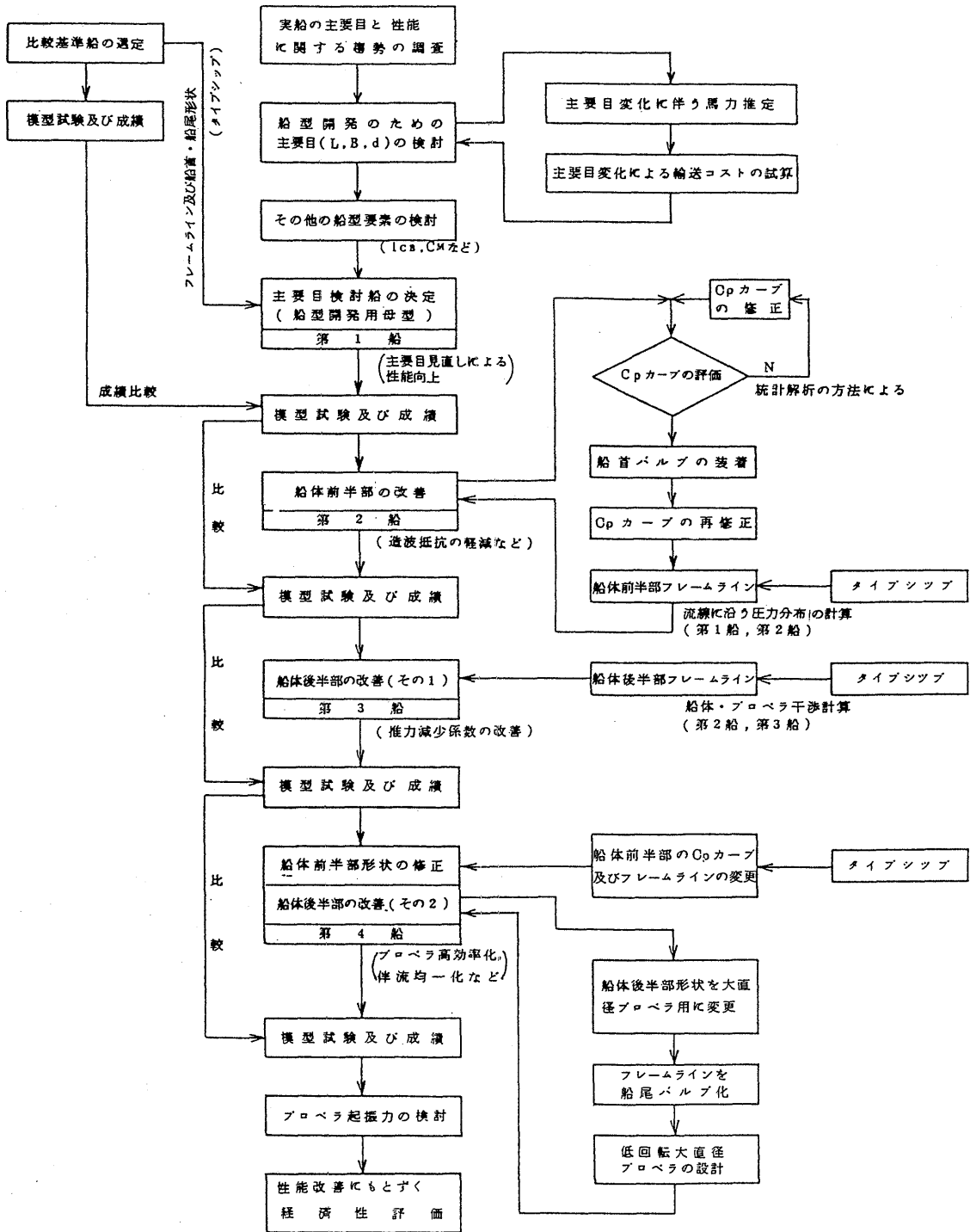


図-2 研究全体の説明図

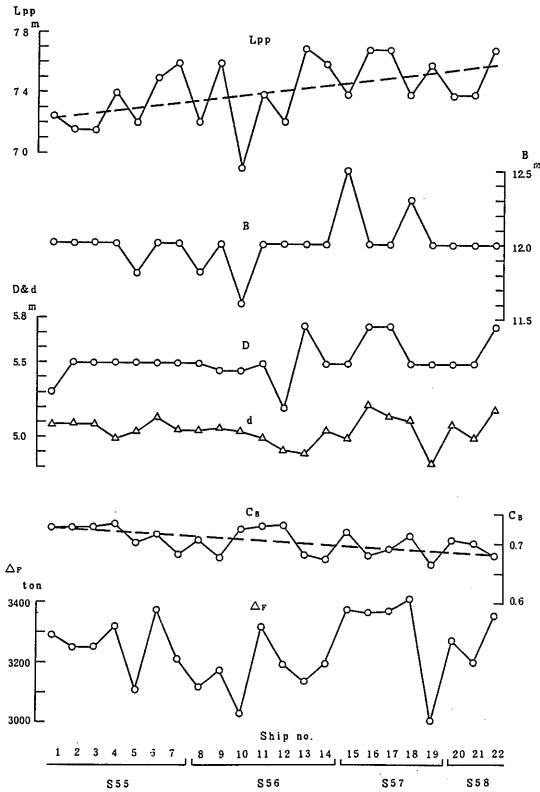


図-3 999G/T型タンカーの主要目調査(L, B, D, d, C_B, ΔF)

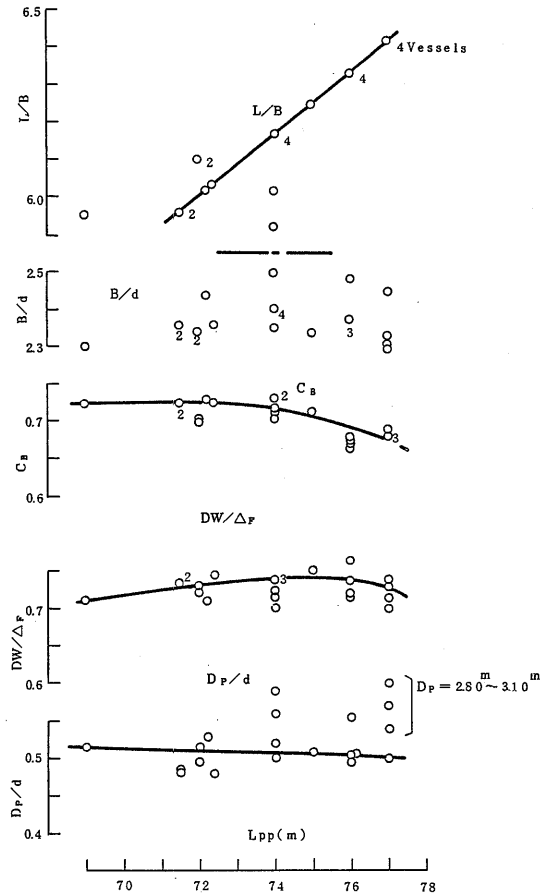


図-4 999G/T型タンカーの主要目調査(L/B, B/d, DW/ΔF, D_p/d)

いる船を白抜き記号で、そうでない船を黒塗り記号で示している。図-5では、省エネルギー対策船とそうでない船との差が馬力、回転数ともに明瞭に現れており、更に、省エネルギー対策船の中でも回転数が上下のグループに別れている。回転数の低いグループ3隻は何れも減速機付き低回転大直径プロペラ(直径 $D_p \times$ 回転数 $N_s = 2.80\text{m} \times 212\text{rpm}$, $2.80 \times 228\text{rpm}$, $3.00\text{m} \times 194\text{rpm}$)を装備した船であり、これを馬力で見ると、何れも一番低いグループに入っている。(○)印は、回転数は正しく計測されているが、馬力の算定に疑問点があるので、一応()付きとした。図中の曲線はグループ毎の平均を参考として示した。図-6に於いても、省エネルギー対策船とそうでない船のグループは、はっきりと2分されている。計画速度の $V_s' = 12$ ノットでは、 $C_{adm} = 330 \sim 340$ であることが判明した。

4. 船型開発の順序と模型試験

本研究は、999G/T型内航タンカーについて、少なくとも15%以上所要馬力の少ない高経済性船型を、通常用いられている理論計算の援用のもとに、極力少ない模型試験によって開発しようとするものである。

船型開発の順序および各段階の模型試験の概要については既に図-1, 2に示したとおりである。

模型試験は、低速領域を含めた抵抗試験、プロペラ単独性能試験、自航試験及び伴流計測を基本とした。その他、プロペラの荷重量変更による自航試験、波形計測、船尾表面の圧力分布計測、舵力計測、船体周りの波形撮影も適宜行った。

これらの模型試験は、長さ6mのパラフィン製模型船が用いられ、船舶技術研究所第二(長さ400m, 幅18

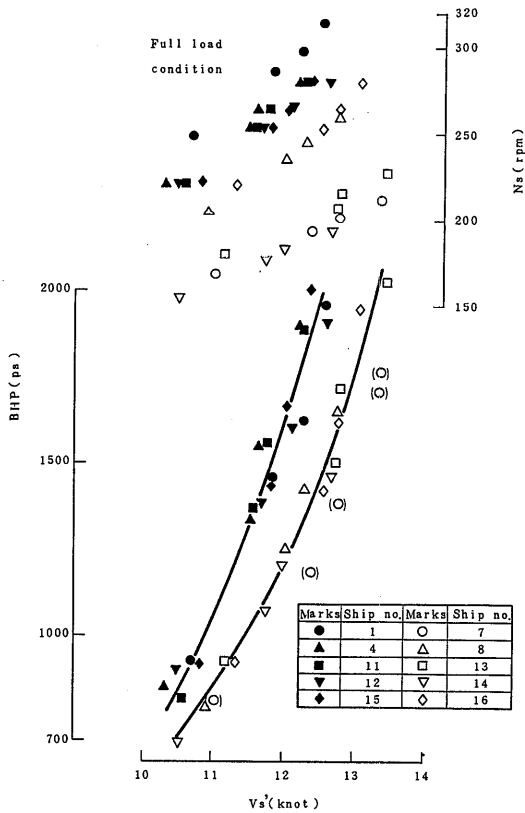


図-5 999G/T 型タンカーの実船性能調査 (Vs'~BHP)⁴⁾

m, 深さ8m), 第三(長さ150m, 幅7.5m, 深さ3.5m) 船船試験水槽で実施された。

4.1 比較基準船の選定と模型試験結果

4.1.1 比較基準船の選定

船型開発を行うに当って、開発の各段階で性能の改善性を確認するための比較基準を定める必要がある。比較基準を定めるには、色々な考え方が出来るが、ここでは、研究の継続性に重点を置く立場を取ることとした。昭和55年度に船舶整備公団が、それ以前の在来船に対し船型改良試験を行って試設計を行っているので[1]、この試設計船を本研究に於ける比較基準として選定することにした。比較基準船の要目その他の詳細は表-1に示す通りである。この比較基準船には1,900ps×245rpmのディーゼル主機が搭載され、プロペラは主機と直結駆動である。Dp=2.70mの4翼で固定ピッチと可変ピッチの2種のプロペラについて試設計が行われている。比較基準船の等吃水に於ける満載状態での横断面積曲線、正面線図及び船首・船尾の側面

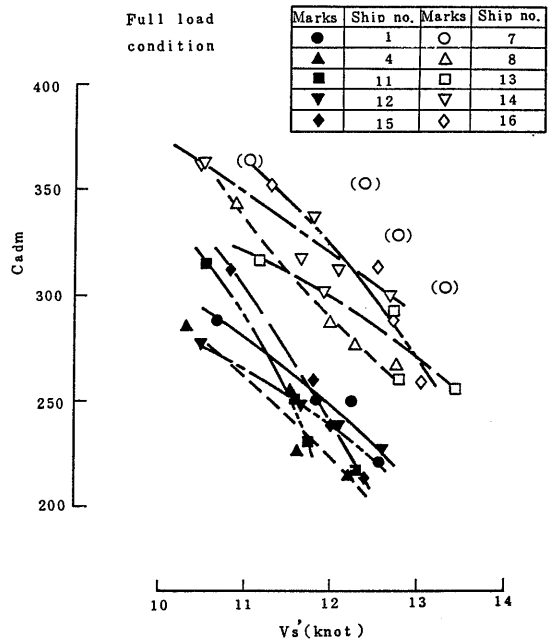


図-6 999G/T 型タンカーの実船性能調査 (Vs'~Cadm)

形状を後述の開発第1, 第2船型とともに図-7, 8, 9にそれぞれ示す。

4.1.2 比較基準船の模型試験結果

試験状態は、排水量 Δs=3,200ton, トリム0の計画満載及び、航海実績の平均値と考えられる Δs=1,800ton, トリム3%のバラストの2状態とする。試験状態表を表-1に、バラスト状態に於ける横断面積曲線を図-7中に示す。

使用した模型プロペラは、実船換算で直径2.70mであり、その要目を表-2に示す。プロペラ形状及び単独性能曲線を図-10に示す。

比較基準船の舵つき模型船による満載、バラスト両状態の抵抗試験結果を図-11に示した。

満載、バラスト両状態の形状影響係数Kは、シェンヘル線ベースでK=0.19, 0.26となり、平均的な値を示したと判断される。Kの値は、粘性圧力抵抗との関連が強いので、船型評価の重要な尺度である。

本研究での馬力算定は、中小型船に通常使用されている剰余抵抗係数rRによる2次元解析法によった。抵抗試験から求めたrRと表面粗度修正係数ΔCF=0.0005を用いて実船の有効馬力EHPを算定し図-12に示した。

表-1 供試船の要目及び試験状態(その1)

		比較基準船			第 1 船		第 2 船	
MODEL SHIP		ACTUAL SHIP	MODEL SHIP	ACTUAL SHIP	MODEL SHIP	ACTUAL SHIP	MODEL SHIP	ACTUAL SHIP
LPP	(M)	6.0000	76.0000	6.0000	78.0000	6.0000	78.0000	78.0000
LDWL	(M)	6.1624	78.0571	6.1623	80.1100	6.1623	80.1100	80.1100
B	(M)	0.9474	12.0000	0.9231	12.0000	0.9231	12.0000	12.0000
D	(M)	0.5132	6.5000	0.4462	5.8000	0.4462	5.8000	5.8000
T	(M)	0.3987	5.0500	0.4077	5.3000	0.4077	5.3000	5.3000
FR	(M)	0.0395	0.5000	0.0192	0.2500	0.0192	0.2500	0.2500
FK	(M)	0.0474	0.6000	0.0462	0.6000	0.0462	0.6000	0.6000
R	(M)	0.0789	1.0000	0.0769	1.0000	0.0769	1.0000	1.0000
		DESIGN FULL LOAD CONDITION			BALLAST CONDITION			
MODEL SHIP		比較基準船	第 1 船	第 2 船	比較基準船	第 1 船	第 2 船	
TA	(M)	0.39870	0.40770	0.40770	0.33650	0.32839	0.32192	
TM	(M)	0.39870	0.40770	0.40770	0.24650	0.23839	0.23192	
TF	(M)	0.39870	0.40770	0.40770	0.15650	0.14839	0.14192	
TRIM	(M)	0.0	0.0	0.0	0.18000	0.18000	0.18000	
DISV(N)	(CUB.M)	1.53537	1.51827	1.52363	0.86410	0.79932	0.79932	
DISV(A)	(CUB.M)	1.53537	1.51827	1.52363	0.86410	0.79932	0.79932	
SN	(SQ.M)	7.93131	7.94489	8.03640	6.00085	5.78771	5.76606	
SA	(SQ.M)	8.20692	8.21752	8.30902	6.27646	6.06148	6.03869	
ACTUAL SHIP								
TA	(M)	5.0502	5.3001	5.3001	4.2623	4.2691	4.1849	
TM	(M)	5.0502	5.3001	5.3001	3.1223	3.0991	3.0149	
TF	(M)	5.0502	5.3001	5.3001	1.9823	1.9291	1.8449	
TRIM	(M)	0.0	0.0	0.0	2.2800	2.3400	2.3400	
DISV(N)	(CUB.M)	3120.3	3335.6	3347.4	1756.1	1756.1	1756.1	
DISV(A)	(CUB.M)	3120.3	3335.6	3347.4	1756.1	1756.1	1756.1	
DISV(A)	(TON)	3198.3	3419.0	3431.1	1800.0	1800.0	1800.0	
SN	(SQ.M)	1272.5	1342.7	1358.2	962.8	978.1	974.5	
SA	(SQ.M)	1316.8	1388.8	1404.2	1007.0	1024.4	1020.5	
COEFFICIENT								
CBA		0.6629	0.6502	0.6505	0.6921	0.6665	0.6831	
CBF		0.6921	0.6946	0.6991	0.5413	0.5444	0.5616	
CB		0.6775	0.6724	0.6748	0.6167	0.6054	0.6224	
CPA		0.6980	0.6685	0.6687	0.7535	0.6992	0.7175	
CPF		0.7288	0.7142	0.7188	0.5892	0.5712	0.5899	
CP		0.7134	0.6914	0.6938	0.6714	0.6352	0.6537	
CM		0.9496	0.9726	0.9727	0.9185	0.9532	0.9520	
CWA		0.8610	0.8598	0.8080	0.7844	0.7559	0.7215	
CWF		0.8003	0.8002	0.7558	0.7207	0.7052	0.7199	
CW		0.8306	0.8300	0.7819	0.7526	0.7306	0.7207	
CVP		0.8156	0.8102	0.8630	0.8195	0.8287	0.8636	
LCB	(%)	-0.6803	-0.9960	-1.0012	2.9587	2.2877	2.3065	
LPP/B		6.3331	6.4998	6.4998	6.3331	6.4998	6.4998	
B/T		2.3762	2.2642	2.2642	3.8434	3.8722	3.9803	
CVOL*(E+3)		7.1082	7.0290	7.0538	4.0005	3.7006	3.7006	
DISV/(DISV)FULL		1.0000	1.0000	1.0000	0.5625	0.5265	0.5246	

次に、やはり舵つき模型船による自航試験から得られた自航要素(図-13)と有効馬力曲線を使って制動馬力BHP(図-14)を算定した。このとき、 $(1-w)$ のみについて、満載とバラストの両状態でそれぞれ $e_s=1.05, 1.08$ の尺度影響を考慮した。伝達効率 η は、船尾機関の通常値として $\eta_T=1/1.03$ とした。 C_{adm} は満載の12ノットで約290である。比較基準船の成績を表-3にまとめた。これらの成績は以後比較基準として使用する。

4.2 船型開発のための主要目検討

主要目の適切な選定は、かなりの性能改善となる場合があるので、性能改善の第一ステップとして重視さ

れる。

新測度法では、従来と同一総トン数でも容積が若干大きく取り得ること、また、軽油、灯油、ガソリンなどの通称白油積みが多くなり、貨物油槽容積を大きくする機運などがあることなどを踏まえて、主要目の検討を輸送コストが最小となる観点から行うこととした。

4.2.1 主要目の検討範囲と馬力推定

図-3に示す20隻余の実船の主要目調査によると、主要目は下記の範囲にある。

$L_{pp}=69.0\sim 77.0\text{m}$, $B=11.6\sim 12.5\text{m}$, $D=5.2\sim 5.75\text{m}$, $d=4.83\sim 5.22\text{m}$, $C_B=0.665\sim 0.731$,

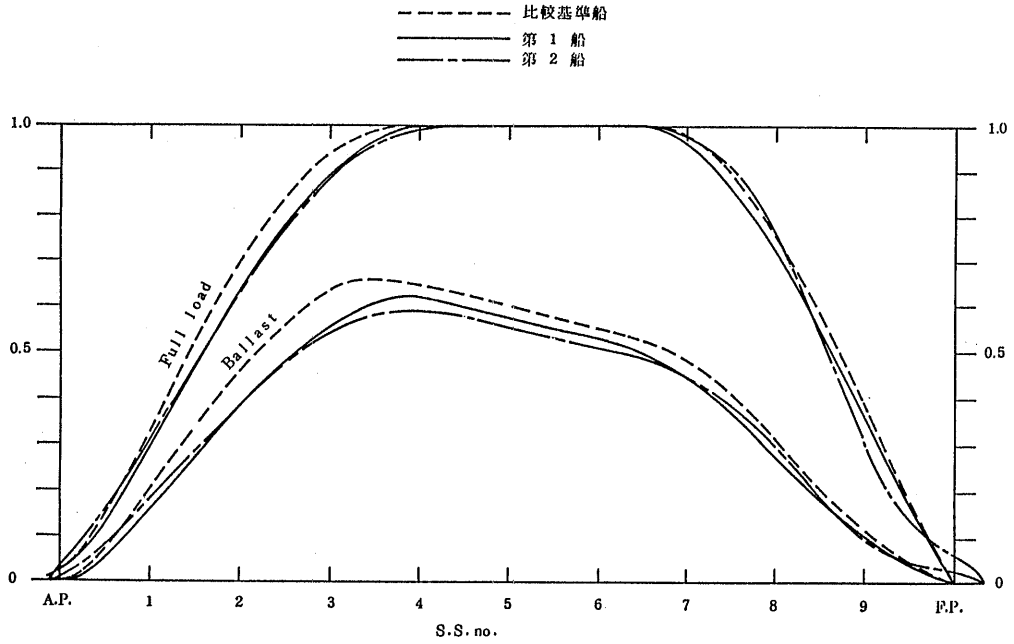


図-7 横断面積曲線(その1)

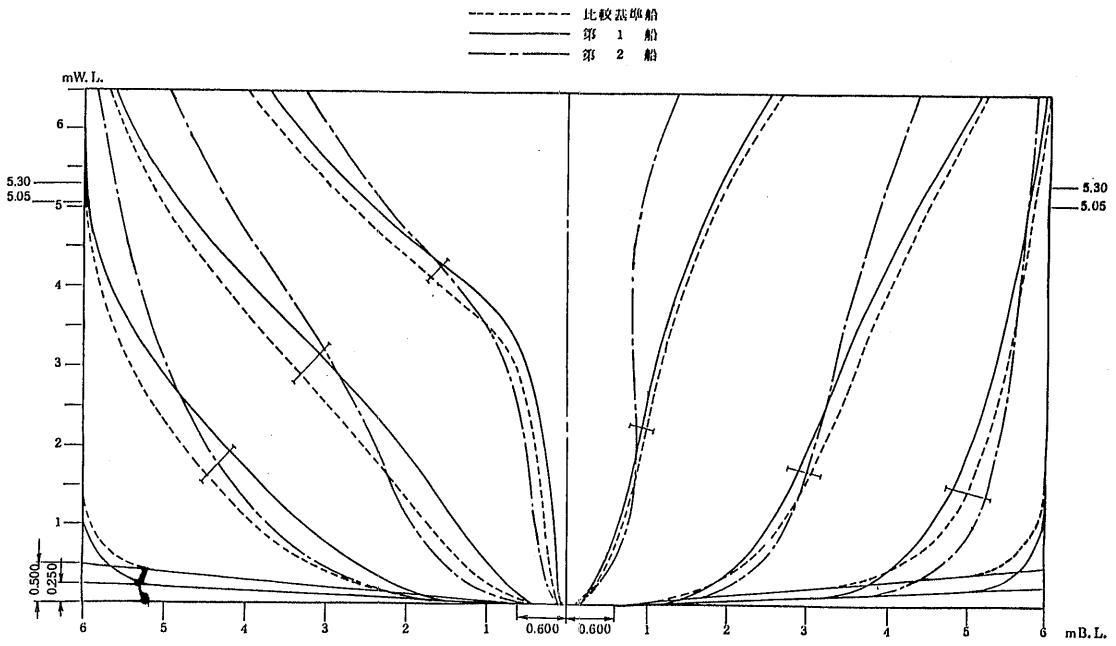


図-8 正面線図(その1)

表-2 模型プロペラの要目

	通常プロペラ	低回転大直径プロペラ
模型プロペラ番号	M. P. NO. 2195	M. P. NO. 0230
直径	0.213m*1	0.238m*2
ボス比	0.170	0.155
ピッチ比	0.700	0.774
展開面積比	0.570	0.461
最大翼幅比	0.3194	0.2532
翼厚比	0.0414	0.0409
レキ角	10°-0'	10°-0'
翼数	4	4
翼断面形状	AU	AU

実船寸法 *1 比較基準船用 2.70m
 第1 船~第3 船用 2.77m
 *2 第4 船用 3.10m

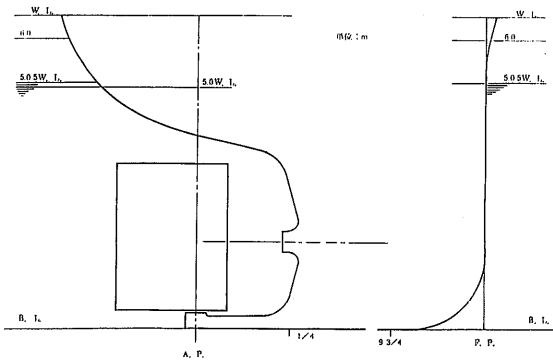


図-9 比較基準船の船首・船尾の側面形状

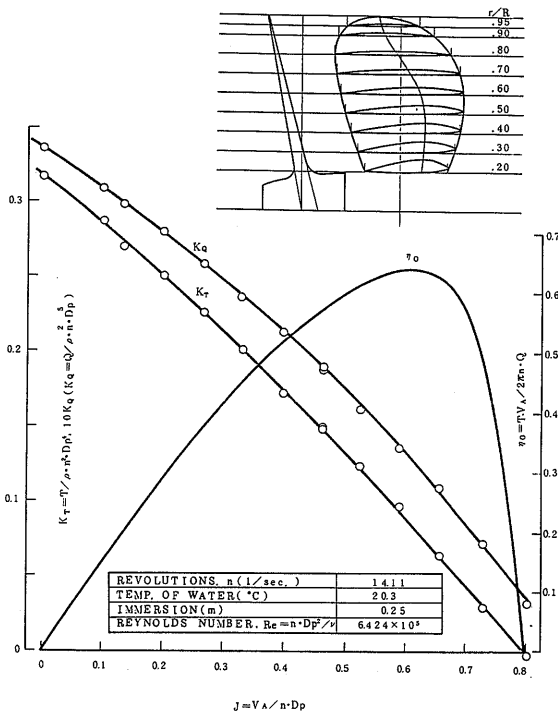


図-10 模型プロペラの単独性能曲線(その1)

$\Delta_F = 3,010 \sim 3,378 \text{ton}$ などであり、今日までの数年の間にも、 L_{pp} は大きくなり、 C_B は小さくなる傾向が見られる。主要目の検討範囲は、設定航路、港湾などの事情その他を考慮のうえ決めるべきものであるが、比較基準船の主要目が既にこれらの要件を含んでいるので、これを参考に下記のように設定した。

- a) L_{pp} ：船の長さを許容範囲で延ばし、少しでも瘦せ型を図ることによって性能向上を狙うことにした。ただし、検討範囲は $L_{pp} = 76.0\text{m}, 77.0\text{m}, 78.0\text{m}$ とした。
- b) B：実船調査を参考に次の場合を設定した。

B = 12.0m, 12.5m

- c) d：長さ、幅、所要排水量に対し、吃水と肥脛係数はバランスの良い選択が必要であるが、検討範囲は、港湾の水深を考慮して、5.2m, 5.3m とした。

- d) 乾舷 F：乾舷に関する調査結果から、白油積みの $d = 5.2\text{m}$ と 5.3m に対する乾舷は、ほぼ 0.55m と 0.45m になるが、一方、初期設計としての乾舷計算は、上記の L_{pp} , B, d の各変化の組み合わせに対し、基本乾舷、深さ修正値とも変化する。しかし、ここでは詳細設計ではなく、船価と馬力の推定に用いるので、一律に $F = 0.500\text{m}$ と設定した。

- e) 中央横断面形状：中央横断面積係数 C_M を大きく取れば、 C_B 一定のもとで柱形係数 C_F がそれに従って小さくなり、造波抵抗上は好ましい。 $L_{pp} = 78.0\text{m}$, B = 12.0m, d = 5.30m の要目で $\Delta_F = 3,420\text{ton}$, $C_B = 0.672$ のもとに C_M を 0.92 から 0.98 まで変化させ、その時の制動馬力の変化をテラーの設計図表を用いて調

表-3 計画速力における性能

	K		R _R				
	満載	バラスト	満載, 12ノット		バラスト, 13.5ノット		
比較基準船	0.19	0.26	F _n =0223で0.00455	100%	F _n =0251で0.00473	100%	
第1船	0.16	0.17	F _n =0220で0.00455	100%	F _n =0248で0.00420	89%	
第2船	0.20	0.36	" 0.00292	64%	" 0.00560	118%	
第3船	0.21	0.34	" 0.00292	64%	" 0.00555	117%	
第4船	0.15	0.27	" 0.00284	62%	" 0.00495	105%	
満載状態, 12ノット							
	1-W _T		1-t		η _R		
比較基準船	0.660		0.786		0.997		
第1船	0.708	7%悪	0.827	5%良	1.002	1%良	
第2船	0.667	1%悪	0.813	3%良	0.983	1%悪	
第3船	0.667	1%悪	0.829	5%良	0.997	0%	
第4船	0.715	8%悪	0.847	8%良	0.968	3%悪	
バラスト状態, 13.5ノット							
	1-W _T		1-t		η _R		
比較基準船	0.655		0.790		1.012		
第1船	0.693	6%悪	0.805	2%良	1.005	1%悪	
第2船	0.643	2%良	0.804	2%良	0.993	2%悪	
第3船	0.650	1%良	0.818	4%良	0.993	2%悪	
第4船	0.698	7%悪	0.840	6%良	0.962	5%悪	
満載状態, 12ノット							
	EHP(ps)	Δs(ton)	EHP/Δs	%	DW(ton)	EHP/DW	%
比較基準船	792	3198.3	0.248	100	2350	0.337	100
第1船	835	3419.0	0.244	98	2487	0.336	100
第2船	725	3431.1	0.211	85	"	0.292	87
第3船	725	3429.5	0.211	85	"	0.292	87
第4船	718	3421.6	0.210	85	"	0.289	86
バラスト状態, 13.5ノット							
	EHP(ps)	Δs(ton)	EHP/Δs	%			
比較基準船	840	1800	0.467	100			
第1船	805	"	0.447	96			
第2船	903	"	0.502	107			
第3船	913	"	0.507	109			
第4船	856	"	0.476	102			
満載状態, 12ノット							
	BHP(ps)	Δs(ton)	BHP/Δs	%	DW(ton)	BHP/DW	%
比較基準船	1340	3198.3	0.419	100	2350	0.570	100
第1船	1362	3419.0	0.400	95	2487	0.548	96
第2船	1132	3431.1	0.330	79	"	0.455	80
第3船	1106	3429.5	0.322	77	"	0.445	78
第4船	1018	3421.6	0.298	71	"	0.409	72
バラスト状態, 13.5ノット							
	BHP(ps)	Δs(ton)	BHP/Δs	%			
比較基準船	1310	1800	0.728	100			
第1船	1270	"	0.706	97			
第2船	1390	"	0.772	106			
第3船	1370	"	0.761	105			
第4船	1210	"	0.672	92			

注) 第1船~第3船の
プロペラはM.P.NO.2195,
第4船のプロペラのみ
M.P.NO.0230

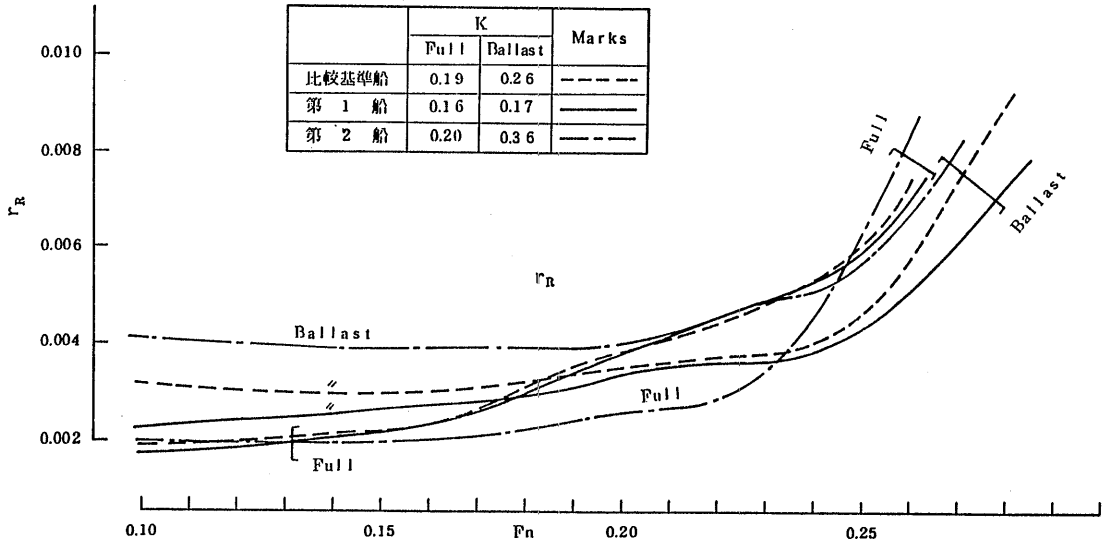


図-11 抵抗試験結果(その1)

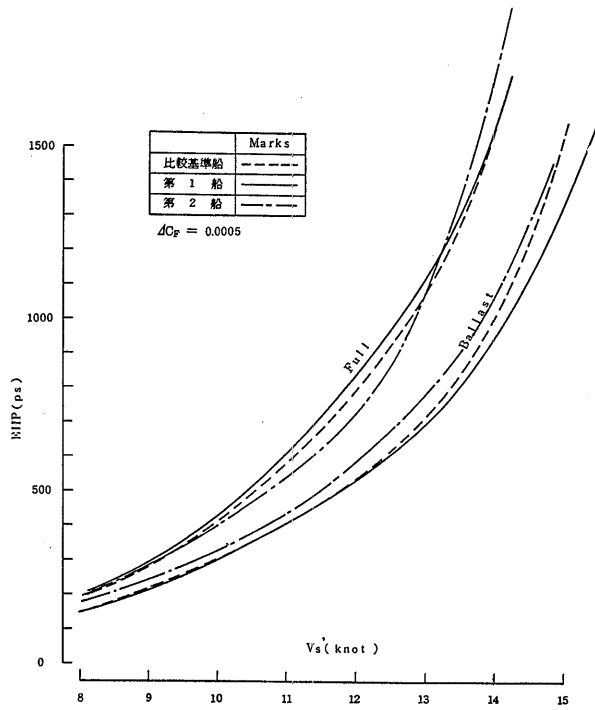


図-12 有効馬力曲線(その1)

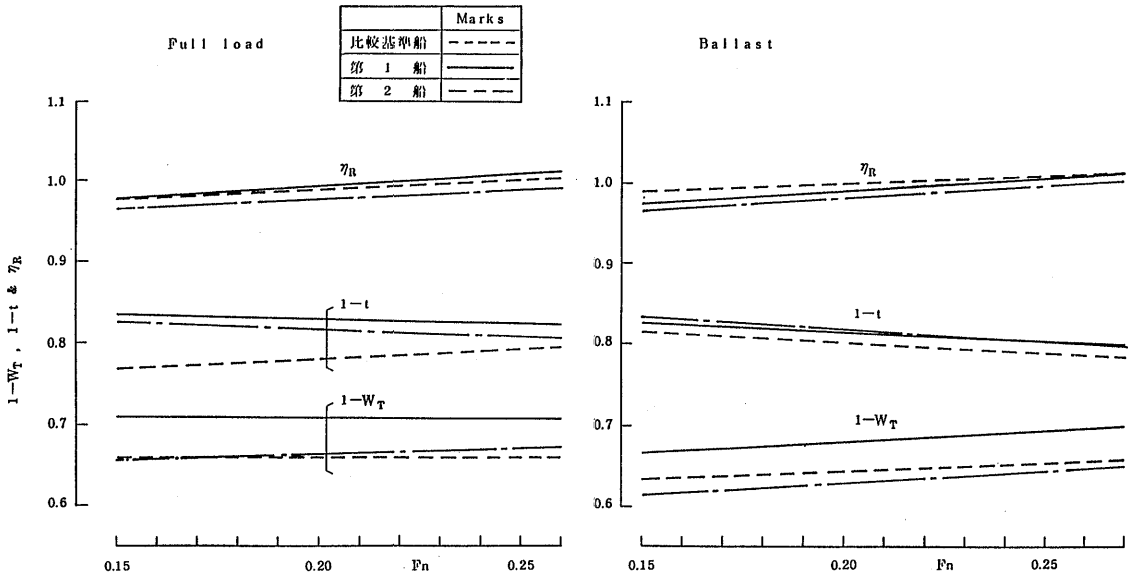


図-13 目航要素(その 1)

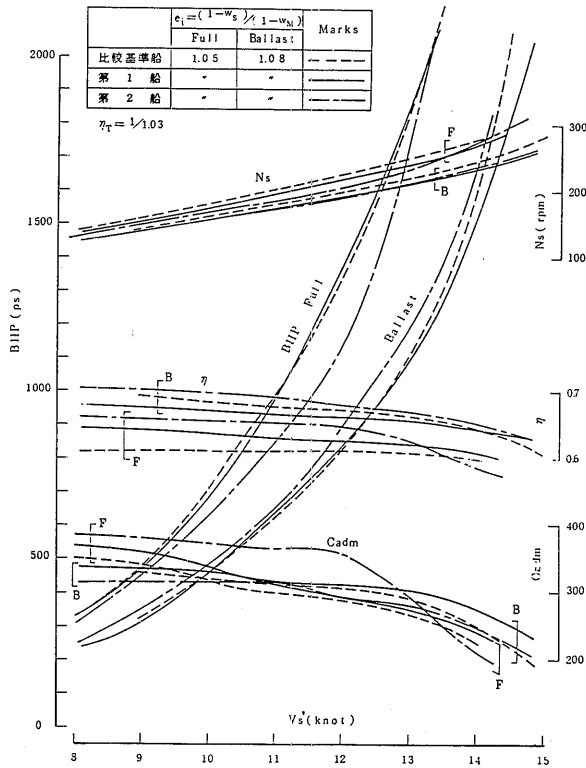


図-14 制動馬力等曲線(その 1)

査した。その結果、 $C_M=0.92$ では $BHP=1,200ps$ から $C_M=0.98$ で $1,060ps$ まで比較的単調に減少する傾向にあることがわかったので、これを参考にして C_M の増加を図るため、55年度の試設計船の船底勾配 $F_R=0.500m$ を $0.250m$ にした。これは、試設計船が黒油積みであったのに対し、白油積みでは、 F_R を半減しても荷油の集合性に問題は無いと判断した。弯曲部半径 $R (=1.000m)$ と平板竜骨半幅 $F_K (=0.600m)$ は試設計船と同一に保った。弯曲部半径を小さくしなかったのは、同一構造・寸法のビルジキールを取り付けることによって耐横揺れ性能の低下を防ぐとともに、ビルジ渦発生による抵抗増加を懸念したためである。

f) DW : 載貨重量の想定を新測度法の適用との関係で次のようにした。

ア) 荷油重量 CW : 荷油容積を調査実船の実績から推定して白油を $2,850m^3$ (試設計船は約 $2,340m^3$) とすると、荷油重量は約 $2,247ton$ (試設計船は約 $2,111ton$) となる。

以後も試設計船の値を参考として、()内に示す。

イ) 燃料油重量 F_oW : 試設計船、調査実船の値を参考にし、所要馬力の低下を想定して幾分少なく $155ton$ ($150ton$) と想定する。

ウ) その他: 清水重量 $F_wW=60ton$ ($56ton$)、潤滑油重量 $L_oW=5 ton$ ($4.6ton$)、乗員、所持品及び余裕などを $20ton$ ($28.1ton$) とする。

以上の重量和として $DW=2,487ton$ ($2,350ton$) となり、試設計船に比べて約 5.8% の増加となった。

g) 軽荷重量 LW と Δ_F : 軽荷重量は、新測度法適用以後の実船データを使い、サーフェス・ナンバーによって推定した。

主要目範囲の D , LW , Δ_F , C_B , C_M , C_P などを求めたのが表-4である。

これらの主要目に対する BHP を推定する馬力推定図表としては、中造工図表 [5] が一番最近に作られたものであり、本対象船の馬力推定には最も適していると思われる。これは入力される要目の船に対する最適プロペラによって馬力の推定計算が行われるものである。馬力計算の結果を図-15に示すが、本図によると、 DW 一定の条件下では、長さを長く、幅を大きく、吃水を深くするに伴って BHP は減少していくが、これは L の増加によってフルード数が減少し、造波抵抗が小さくなること、 B と d の増加によって C_B , C_P が減少し、船体の痩せ型化による抵抗減少があったためである。

4.2.2 輸送コストの試算

前項で船体寸法と所要馬力が求められたので、これらをもとに、船価を求め、次いで輸送コストを計算し、この輸送コストが最小となる船体主要目を選定することにする。

表-4 主要目検討の範囲

$$F = 0.500m$$

$$LW = C_H \cdot L \cdot (B + D)$$

$$C_H = 0.6709$$

$$DW = 2487 ton$$

$L_{pp}(m)$	76				77				78			
	120		125		120		125		120		125	
$B(m)$	5.2	5.3	5.2	5.3	5.2	5.3	5.2	5.3	5.2	5.3	5.2	5.3
$d(m)$	5.7	5.8	5.7	5.8	5.7	5.8	5.7	5.8	5.7	5.8	5.7	5.8
$D(m)$	5.7	5.8	5.7	5.8	5.7	5.8	5.7	5.8	5.7	5.8	5.7	5.8
$LW(ton)$	902.6	907.5	928.5	933.5	914.4	919.6	940.2	945.4	926.5	931.5	952.5	957.5
$\Delta_F(ton)$	3389.6	3394.5	3415.5	3420.5	3401.4	3406.6	3427.2	3432.4	3413.5	3418.5	3439.5	3444.5
C_B	0.697	0.685	0.675	0.663	0.691	0.679	0.668	0.656	0.684	0.672	0.662	0.650
C_M	0.972	0.973	0.972	0.973	0.972	0.973	0.972	0.973	0.972	0.973	0.972	0.973
C_P	0.717	0.704	0.694	0.681	0.710	0.698	0.687	0.675	0.704	0.691	0.681	0.669
L/B	6.33	6.33	6.08	6.08	6.42	6.42	6.16	6.16	6.50	6.50	6.24	6.24
B/d	2.31	2.26	2.40	2.36	2.31	2.26	2.40	2.36	2.31	2.26	2.40	2.36

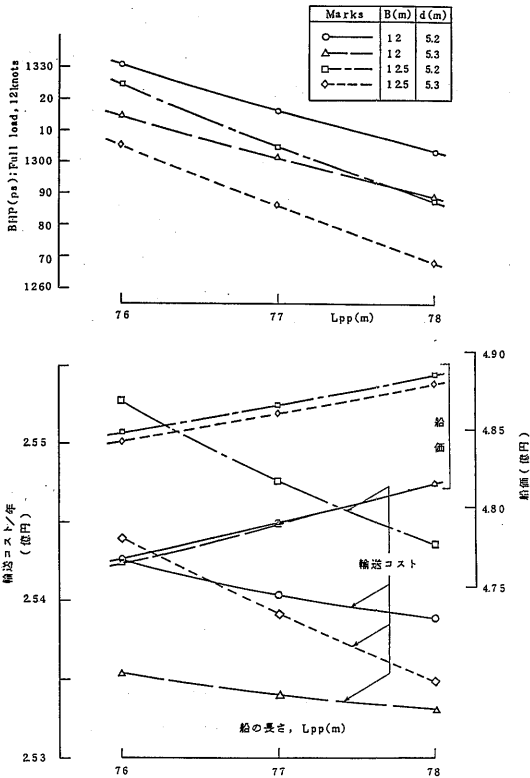


図-15 主要目検討のための馬力、船価、輸送コスト

(1)船価 S_0 : 次のように示される。

船価 = 製造原価 (= 船殻費 + 艀装費 + 機関部費 + 電機部費) + 管理費 + 金利 + 利益 (1)

ここでは、個々の内容について積算することはせず、サーフェス・ナンバーと所要馬力を基にして次の形で求めることにした。

$$\left. \begin{aligned} \text{即ち、船殻費} &= C_1 \cdot L \cdot (B+D), \\ \text{艀装費} &= C_2 \cdot L \cdot (B+D), \\ \text{機関部費} + \text{電機部費} &= C_3 \cdot \text{主機主力}, \end{aligned} \right\} (2)$$

ただし、所要馬力 = (常用出力) / (シーマージン) = (主機出力 × 0.85) / 1.15

C_1, C_2, C_3 は、新測度法適用船の平均値を取った。計算した船価を図-15に示したが、船の長さ、幅が増すに従って船価は増大するが、幅の影響の方が大きい。深さは変化が0.1mであり、影響は大きくない。

(282)

(2)輸送コスト：次のように区分される。

船費：直接船費 = 船員費 (Y_1) + 船用用品費 (Y_2) + 潤滑油費 (Y_3) + 修繕費 (Y_4) + 保険料 (Y_5) + 固定資産税 (Y_6) + 雑費 (Y_7)
 間接船費 = 店費 (Y_8) + 金利 (Y_9) + 償却費 (Y_{10})
 運航経費 = 主機燃料費 (Y_{11}) + 補機燃料費 (Y_{12}) + 港費 (Y_{13}) + 貨物費 (Y_{14})

従って、輸送コスト = 船費 + 運航経費 (3)

以上の各項目を計算の便のため下記のように集約する。

ア) 船価に関係するもの (Y_5)

$Y_5 = Y_5 + Y_9 + Y_{10}$ として表わされ、 S_1 を乗り出し船価とすると、最近の実績からこれらを計算すると、次のようにまとめられる。

$$Y_5 = 0.1532 \cdot S_1 = 0.1593 \cdot S_0$$

イ) 主機馬力に関係するもの (Y_{11})

Y_{11} = 燃料価格 × 常用出力 × 航海時間 × 燃費
 C重油の価格、比重、航海時間及び燃費に関する最新のデータを使って Y_{11} を求めると、
 $Y_{11} = 35.7 \times \text{常用出力} \times \text{千円/年}$ で計算が出来る。

ウ) その他…乗組員数、総トン数に関係する経費及び補機燃料費 Y_0 。

$$Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4 + Y_6 + Y_7 + Y_8 + Y_{13} + Y_{14} = 103,053 \text{千円/年} \cdots \text{実績より推定した。}$$

ただし、乗組員数は対象船の場合は12名となっている。 Y_{12} は発電機類、甲板機械類、ポンプ類、ボイラーなどの燃料費であるが、A重油焚きの補機類の平均馬力 × 稼動時間 (年) × 燃費及びC重油焚きのボイラーの燃料消費量 × 稼動時間 (年)を夫々推定し、結局 $Y_{12} = 20,632 \text{千円/年}$ と推定した。これらを合計して $Y_0 = 123,685 \text{千円/年}$ とした。

従って輸送コストは、

$$\text{輸送コスト} = \{0.1593 \times \text{船価 (千円)} + 35.7 \times \text{常用出力 (ps)} + 123,685\} \times \text{千円/年}$$

この計算方法に従って、主要目範囲の輸送コストを計算した。その結果を図-15に示す。輸送コストは、船の長さが長く、幅が狭く、吃水が深くなるに伴って低くなっていくが、長さを長くする場合の輸送コストの低下率は、幅が12.5mの時は、12.0mの時に比べてかなり急激である。この原因は主機関連費によるものであり、図-15中の L_{pp} 変化に対する BHP の傾向が輸送コストに影響を及ぼしたものである。検討した主要目

範囲内で $L_{pp}=78.0\text{m}$, $B=12.0\text{m}$, $d=5.3\text{m}$ の場合の輸送コストが最小値を示したので、この主要目を船型開発船の主要目にした。

4.2.3 主要目以外の船型要素の検討

主要目の決定のほか次の事項についても検討を加えた。船型開発用の第1船(母型)は、比較基準船の主要寸法を見直し、その効果を調査しようとするものである。従ってこの狙いからは主要寸法以外は変更を加えないようにしなければならないが、母型選定の時点から考慮した方が望ましいものとして l_{CB} がある。多数の船の実績について調査された例やシリーズ60チャートによる l_{CB} 変化の調査によると、 l_{CB} の最適位置は凡そ $l_{CB}=0\sim-1.5\%L_{pp}$ となっている。この間での馬力変化は緩やかであり、従って計画船の目安として $l_{CB}=-0.5\sim-1.0\%L_{pp}$ とした。

4.2.4 主要目検討船の模型試験結果

比較基準船の横断面積曲線 (C_p カーブ) を使って、狙いの C_B , l_{CB} を得るためには数種の幾何学的な変更方法があるが、ここでは、船首、船尾の C_p カーブの傾向を極力変更しないジャンボ法 [6] を用いた。次に、このようにして得られた C_p カーブをもとに比較基準船の正面線図をタイプシップとしてステーション移動法により新船型のフレームラインを決めたが、新船型のフレームラインは、元のフレームラインの特徴を殆んど失っていない。船首、船尾の側面形状は、タイプシップに長さ方向と深さ方向の寸法比を乗じて作製された。

第1船の主要目と試験状態を、表-1に、横断面積曲線、正面線図を比較基準船(以後基準船と呼ぶ)とあわせて、図-7, 8に示す。

C_p カーブでは、基準船と肥脊係数、 l_{CB} の違いによる差は有るもののカーブの傾向は満載、バラスト両状態とも良く似ている。正面線図では、船底勾配と、計画満載吃水を変更し、中央横断面係数 C_M が少し大きくなった他は、フレームラインはタイプシップの傾向を良く保持したものとなった。 l_{CB} を基準船の $-0.68L_{pp}$ から $-0.996L_{pp}$ に変化させたので、フレームラインの変化としては、船体前半部のU型が少し進み、船体後半部の瘦せ型が大きくなった。

試験状態は、実船で排水量3,420tonの等吃水 $d=5.30\text{m}$ である満載状態と、排水量1,800tonの3% L_{pp} 船尾トリムのバラスト状態とした。試験に使用した模型プロペラは基準船のものと同じである。

試験結果を基準船と比較して示す。剰余抵抗係数 r_R を形状影響係数とともに図-11に、基準船と全く同じ方

法で算定した実船有効馬力を図-12に、自航要素及びこの自航要素と有効馬力から基準船の場合と全く同じ方法で算定した実船制動馬力を図-13, 14に示す。基準船と第1船は実船長さがそれぞれ76.0mと78.0mであるが、実船性能推定係数である ΔC_F , e_i は同じ値を使用した。また、計画速力に於ける馬力等の性能を表-3にまとめた。

第1船の試験結果を基準船と比べると、形状影響係数 K が満載、バラスト両状態とも改善され、これは船体の瘦せ型化が寄与したと思われる。船尾の瘦せ型は、自航要素において $(1-t)$ の改善、 $(1-w_T)$ の悪化を招いたが、これは普通の船尾瘦せ型化による自然な結果と言える。

第1船の制動馬力は満載状態で基準船より2%増加したが、排水量が7%増加しているのので、排水量当りの制動馬力では5%の改善となった。バラスト状態の馬力改善は3%であった。結局、排水量当りの馬力で5%の改善率は、中造工図表による馬力推定から予想した改善率8%を少し下まわった。その主な理由は、第1船の船型と中造工図表の基礎となった船型とが異っているためであろう。

4.3 船体前半部の改善

造波抵抗に対する最も重要な支配要素である船体前半部形状に関し、造波抵抗の少ない船型を開発する方法として、純理論的な方法、理論に実験を援用した波形解析法の応用による方法及びデータの統計解析と理論を組み合わせた方法などがある。最近、船首バルブや船体前半部の横断面積曲線およびフレームラインなどの最適化が最新の造波抵抗理論の適用によって行われつつある。

しかし、ここでは出来るだけ簡単に効果的に性能改善の出来る方法をとることにした。即ち、横断面積曲線は統計解析の方法に従い、船首バルブとフレームラインは良好な成績を示したタイプシップによりそれぞれ製作し、船体に沿う流れの圧力変化をポテンシャル計算によってチェックすることにした。

4.3.1 横断面積曲線と船首バルブ

a) 横断面積曲線

横断面積曲線の評価は、統計解析の方法によるのが、実用的、精度的に好都合である。本方法の利点は、理論と実験の両者を組合せた統計解析の方法をとっているため、定量性の良好な資料が多ければそれだけ精度の高い結果が期待出来る点であろう。このような意味合いから、大水槽で試験が行われた800余隻の船型試験資料を収録している統計解析による方法 [7] を使っ

て本研究の船体前半部改善用の横断面積曲線を作製することにした。

中造工試設計船H改型(M. S. No. 3704) [2]の C_p カーブを図-16に示すが、この C_p カーブは非線形性の船首波による造波抵抗の軽減も図るべく検討されたものであり、試験結果に於いて良好な成績を示した。H改型の C_p カーブはエントランス部を細くえぐり、前肩を張らせ、後肩を落した特徴を有している。第2船の C_p カーブにも、この特徴を取り入れるとともに、H改型と同等の6%船首バルブを装着し、 C_p 値、 l_{CB} 値、船体平行部長さは第1船と等しくすることにした。はじめに、 C_p カーブの評価として、第1船の C_p カーブをもとに5、6種の C_p カーブを作製し、統計解析の方法で示される C_w' の計算を行った結果、 C_w' の小さい C_p カーブを得ることができた(図-16中の原型)。更に、この C_p カーブを中心に前肩、後肩について適度な“張り”と“落ち”を作り、各組み合わせ合計9通りの C_p

カーブ(図-16)について C_w' を計算した結果、前肩張り、後肩落ちが一番良好な結果を示した(図-17)。肩張り、肩落ちの組み合わせによって排水量と l_{CB} 位置が変化するので、これらを所定値にするための C_p カーブの再調整を行った。このようにして一応 C_p カーブを作製し、次いで船首バルブを付加し、エントランス部の水線入角を小さくするための“えぐり”を加える。船首バルブについては次節で記すが、このようにして製作された第2船の C_p カーブを図-7に示した。

b) 船首バルブ

最新の研究によると、船首バルブは線形分散波の軽減に役立つばかりでなく、非線形性造波に対しても軽減効果のあることが報告され、前述のとおり、H改型の船首バルブにはこの研究成果が取り入れられた。本対象船は満載状態の計画速力が $F_n=0.22$ と高く、船首バルブ面積はH改型の6%より多少大きくしたほうが良好と考えられたが、投揚錨時の障害を防止する観点

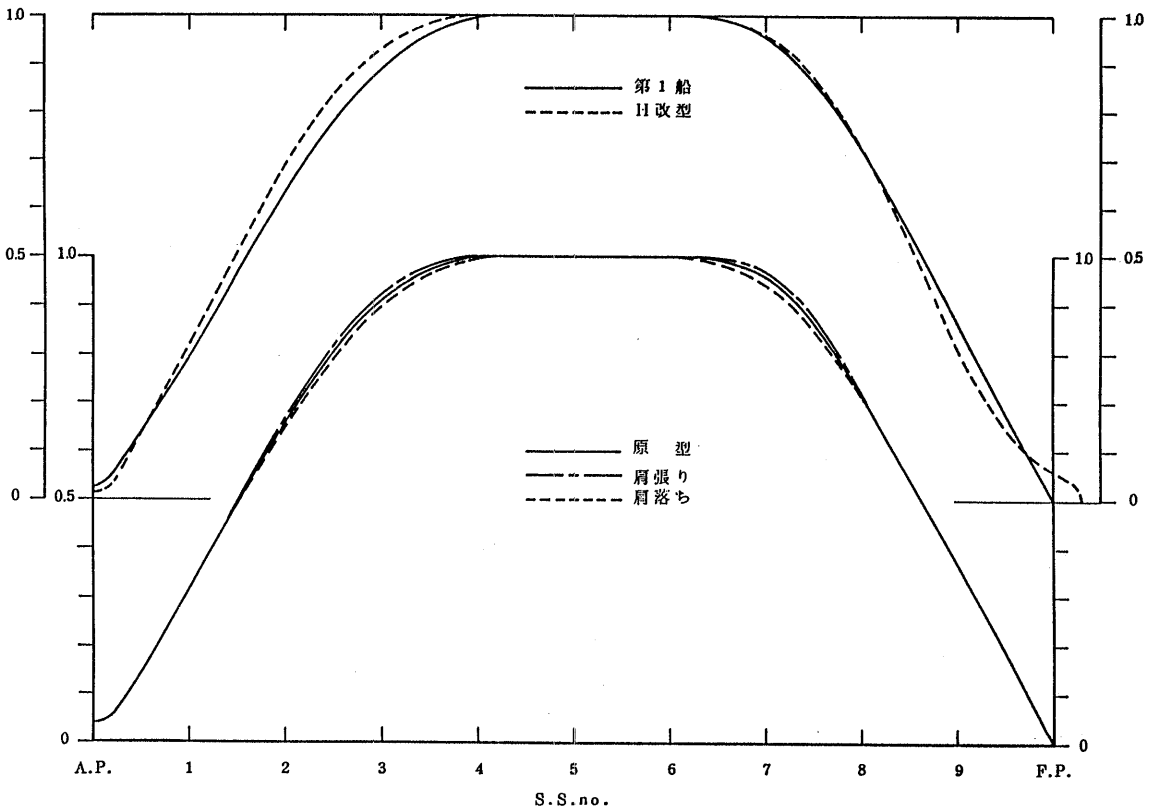


図-16 第2船用 C_p カーブの肩張り、肩落ち

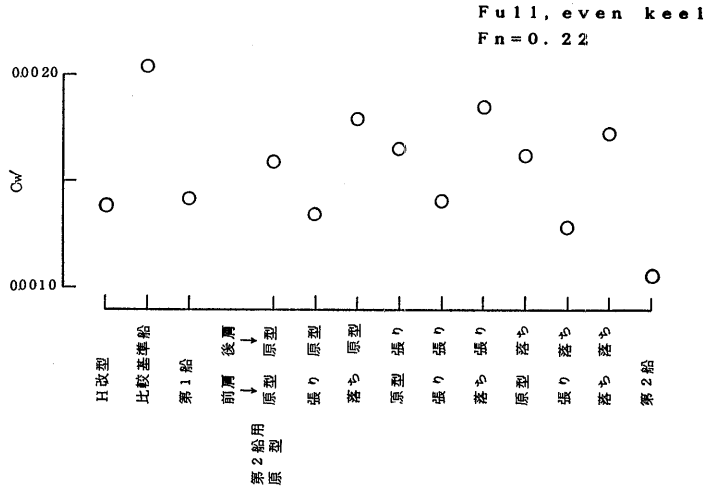


図-17 第2船用 C_p カーブの評価

からH改型に倣って、実用上6%程度の大きさが適当と判断された。錨鎖管位置のフレアーを大きくするにも限度があり、従って6%バルブにしながらも、縦長形状を取ることにした。縦長の薄い船首バルブは水線入角を小さくし、船首波の波頂線角度を小さくするので造波抵抗の低減に役立つものである。このような条件によって決定された船首バルブを図-18に示す。

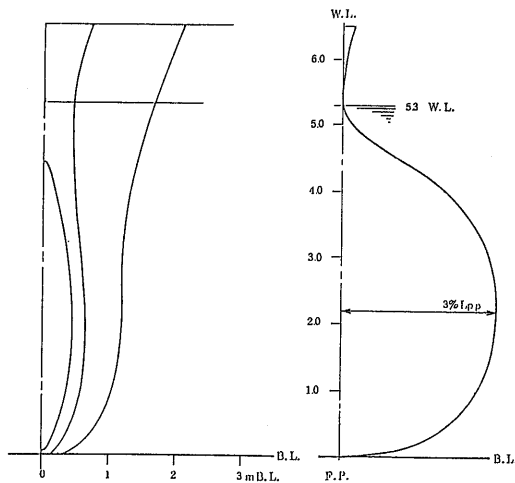


図-18 第2船の船首バルブ

4.3.2 フレームライン形状

フレームライン形状について理論を背景とした検討も次第に可能となりつつあるが、実際の設計段階では、経験などによる知見がまだ大幅に活用されているようである。ここでは、理論研究による結果を定性的に導入しつつ、良好な成績を示した船型をタイプシップとする方法を取ることにした。船型試験で蓄積された結果では、高速船、肥大船とも船体前半部はU型、後半部は中程度のV型フレームラインが好ましいとされてきたが、最近の研究では、 C_p カーブ、水線面形状のエントランス部に対する考え方が次第に変化してきた。最近はややプラントな船首形状を避け、水線面形状も水線入角を極力小さく抑え、非線形性造波抵抗の軽減が図られる。本対象船のフレームライン計画についてもこの設計思想を適用することにした。既に発表されているフレームラインシリーズ [8] の中から船首の水線面形状が細く、フレームラインがU型で抵抗性能の良い船型 (M. S. No. 0239) をタイプシップとして、既に決定している C_p カーブをもとに第2船のフレームラインを作製した。後半部のフレームラインは、抵抗面からはV型、推進性能面からは、ややU型が好ましいとされるので、中間からややV型に寄った標準的なフレームラインとした。第2船のフレームラインを図-8に示した。水線入角は約17.5度でかなり小さくすることが出来た。フレームラインのU型を大きくすれば船体下方に沿う流れの圧力勾配が大きくなり、ビル

渦発生による粘性圧力抵抗の増加を来すおそれがあるので、第1船と第2船の船体周りの流れをポテンシャル計算によって調査した。図-19に見られる特徴として、第1は、船首バルブの効果であり、第1船はS.S. 9・3/4より前方では計算値がないものの、9・3/4よりF.P.にかけて圧力の高いことが推察されるが、第2船では、船首端での圧力が低くなるとともに、圧力の山が後方にずれている。第2は、肩張りの影響であり、水深の浅いNo.1~3の流線上のS.S. 7・1/2付近の肩部で、第2船の圧力が第1船より少し低くなっている点である。第3は、フレームラインU型化の影響として、流線に沿う負の圧力勾配が第2船でやや大きくなるとともに、船底部に入る箇所の圧力低下も大きくなっている。第2、第3の傾向が強くなれば抵抗増加を招くが、特に第3の傾向は、船体前半部からもビルジ渦が発生し、このため、粘性圧力抵抗が増加する可能性を示唆している。

その他の船体設計として、中央横断面形状、船尾部

側面形状、舵形状及びプロペラシャフトのベースライン上の高さ(=1.800m)などは第1船のそれらと同じくした。模型プロペラ直径の実船換算値は2.77mとなり、プロペラ上部のチップクリアランス比 z_t/D_p は約25%である。第2船の船体主要目などを表-1に示す。

4.3.3 模型試験結果

試験状態は、第1船と等しくした。模型プロペラも比較基準船、第1船と同一のものを使用した。

試験結果を、比較基準船、第1船と比較して、図-11~14中に示した。これらの試験結果は、前述の2船と全く同じ解析方法に基づいて求めたものである。また、計画速力に於ける馬力などの性能を表-3中に示した。

試験結果によると、第2船の形状影響係数Kは、第1船に比べて満載状態では0.16から0.20へ、バラスト状態では0.17から0.36へと増加した。このようにKが増加した理由は、第2船のフレームラインが第1船より全体的にU型となり、このために発生したビルジ渦

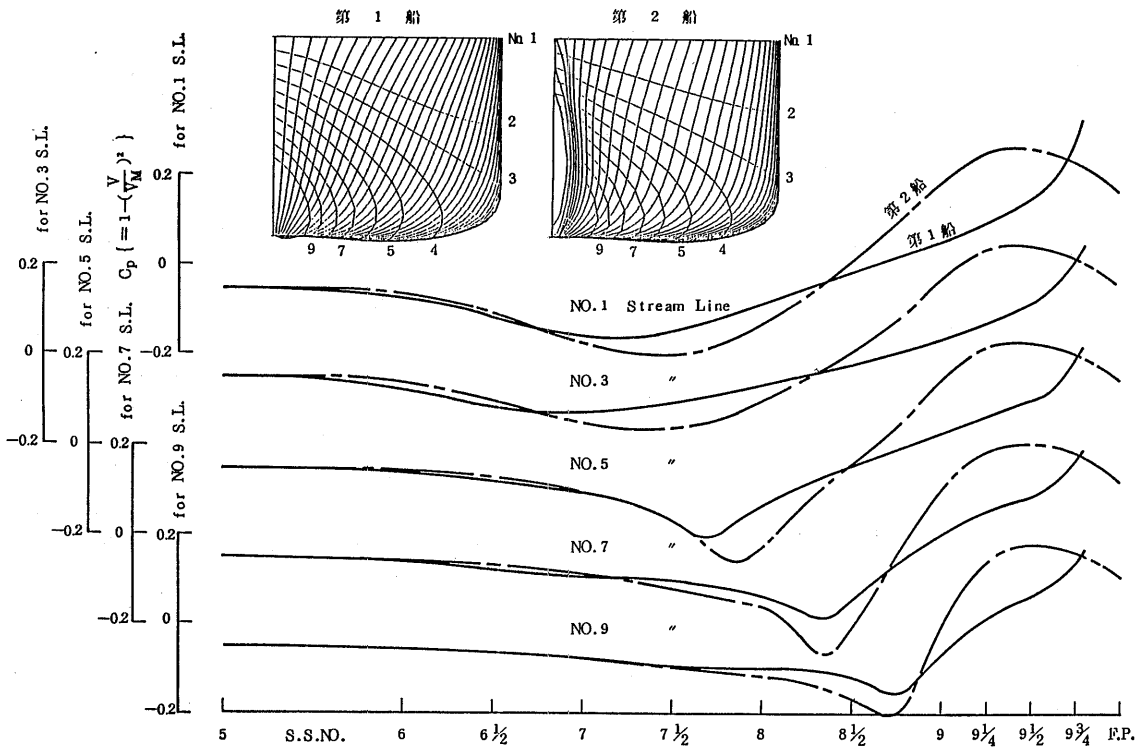


図-19 第1船、第2船の流線に沿う圧力変化

による可能性が考えられる。バラスト状態で特に大きく増加したのは、後半部フレームラインのU型化が、船尾トリムによって船尾肥大度を大きくし、このため二次流れが強くなることによる渦抵抗などの増加があったためと考えられる(表-1のバラスト時の C_{BA} 値を参照)。

次に、満載の $F_n=0.22$ 付近で、第2船の r_R は第1船のそれに比べて約35%の大幅な低下を示した(図-11)。ただし、バラスト状態の定格速度 $F_n=0.248$ で、第2船の r_R は第1船より約30%の増加を示したが、これは造波抵抗の増加によるものではなく、形状影響係数の大幅な増加によってもたらされたものである。

満載の r_R が大幅に改善された理由として、 C_P カーブの十分な検討、適正なバルブの装着、フレームラインのU型化による水線入角の減少などがあげられ、これらの相乗効果が与ったものと思われる。 r_R 改善の理由

を調べる情報の一つに波形計測があり、この計測によって得られた波形造波抵抗の大小を調べるものである。

第1船、第2船の波形計測によって得られた波形記録、振幅関数 $A(\theta)$ の無次元表示 $A^*(\theta)$ を図-20、21に示す。満載状態の波形記録によると、第2船は第1船に比べて、船首波の波高が低くなり、波頂線角度も小さくなったが、これは何れも船首バルブの効果として現われたものである。ただし、第2船の後続波の波高が第1船より大きくなっているのは、前肩の“張り”により、大きな前肩波が発生したためと考えられる。バラスト状態では、トリムによって、船首バルブの最大突出位置が水面に一致し、バルブが露出状態となったため、バルブが吹出し特異点としての造波抵抗軽減の機能を失ったものである。第1船のバラスト状態における振幅関数が第2船より小さくなっているの

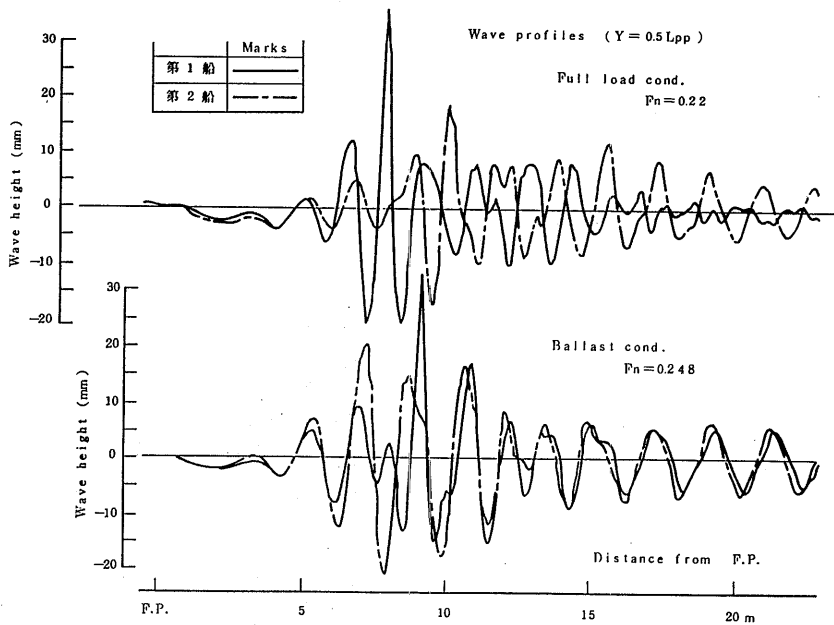


図-20 波形記録

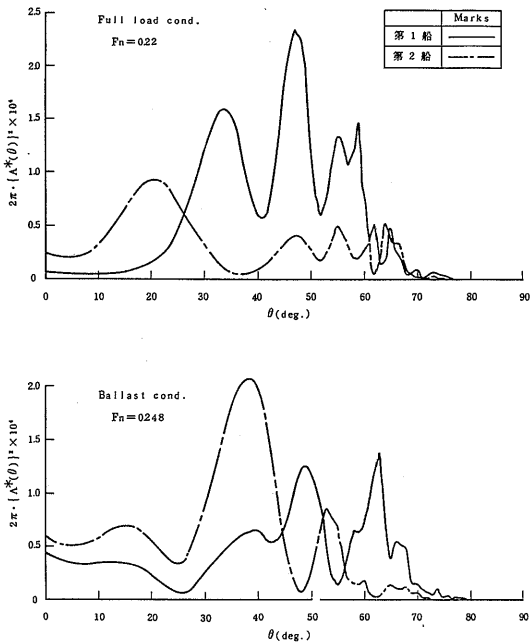


図-21 振幅関数

は、波崩れによるものである。

波形造波抵抗の無次元係数 C_{WP} を三次元解析法から求めた造波抵抗係数 C_w とともに図-22に示す。満載の $F_n=0.22$ での C_{WP} は、第2船が第1船の1/2となっているが、 C_w の減少量を説明するには至らない。第2船の C_w と C_{WP} は満載、バラストとも良く一致しているが、第1船はその一致度が悪く、特に満載では差が大きい。両船の満載状態に於ける船首波の観測（写真参照）によれば、第1船では波高、波頂線角度とも第2船より大きく、波崩れも多いのに対し、第2船では、船首の波崩れは見られなかった。これらの情報から考えると、第1船の満載状態では、水線入角の大きい船首に発生する非線形性の船首波が発生したが、第2船の適正な船首バルブによってこの船首波の発生が効果的に抑制されたものと解釈される。バラスト状態ではバルブの効果が少ないものの、幾分か C_w の減少として現れている。第1船の C_{WP} は両状態とも C_w より小さく、バラスト状態でも同様な船首波の発生があった模様である。非線形性の船首波は $(C_w - C_{WP})$ で考えられているが、急な波傾斜のため波崩れを起すので、波形計測では捕捉出来ない特性を持つとされている。

有効馬力では、満載状態の改善が大きく、比較基準船、第1船に対し、 EHP/Δ_s が約85%となったが、バラスト状態では、 K が大きくなったため EHP は増加した。

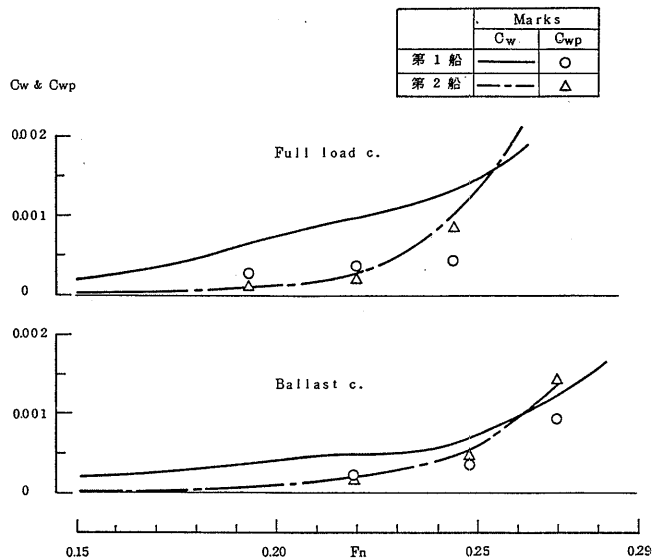


図-22 C_{wp} と C_w の比較

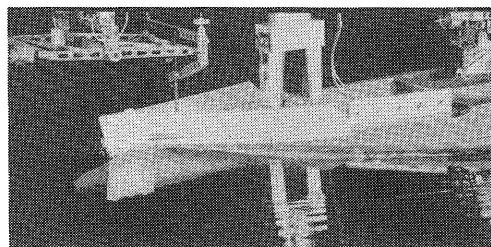
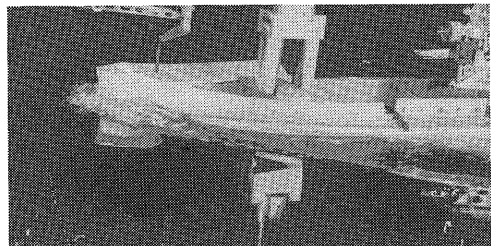


写真 満載状態に於ける船首波の観測

自航要素では、第2船の船尾形状がU型フレームラインのため第1船より肥大化したので、満載で(1-t)が2%悪くなったが、(1-w_T)は満載・バラスト両状態とも良くなり、船尾フレームラインシリーズの試験結果にしばしば現れる成績と同様となった。

満載状態の制動馬力は、抵抗減少と推進効率の向上によってBHP/Δ_s或はBHP/DWが比較基準船の80%となった。しかし、バラスト状態では、推進効率は向上したものの、抵抗が増加したため、BHP/Δ_sが比較基準船より6%も増加する結果となった。

4.4 船体後半部の改善

船体前半部の改善では、バラスト状態の形状影響係数が大きく増加した問題点があるものの、満載状態では約20%の馬力軽減の成果が得られたので、第3船からは船体後半部の改善に入ることにした。船体後半部形状は、推進性能に関する主要な支配要素である。

船体後半部の改善は2段階に分けて実施する。その第1段階では、推力減少係数(1-t)の向上を試みる。第2段階ではプロペラ効率η₀の向上を図るため、低回転大直径プロペラの採用を考え、同プロペラに適合する船尾形状として、伴流利得の低下の抑制と伴流均一化を図るための船尾バルブ船型を検討する。第2船において残されたバラスト状態の抵抗性能の改善は、推進性能の向上を図る過程に含めて検討を加えることにする。

4.4.1 推力減少係数の改善

(1) 船尾形状の計画—その1

推力減少係数(1-t)の改善を図ることは、プロペラの作動による船体抵抗の増加を抑制することにほかならない。自航時の船体抵抗増加量G(T)は、船体、プロペラ、舵の相互干渉成分とプロペラによる造波成分の4成分よりなるが、この内、船体とプロペラの干渉による船体抵抗増加量F_{PH}が、G(T)のかなりの割合(例えば80%)を占めるので、F_{PH}を抑制することがtの改善に最も効果的である。船体とプロペラの干渉力(F_{PH})については、多くの理論的研究が発表されて来た[9]。ここでは、F_{PH}を船尾形状に直接関係づけした干渉係数B₀を使って次のように示した[10]。

$$\left. \begin{aligned} F_{PH} &= \rho \cdot B_0 \cdot \Gamma_0, \\ \Gamma_0 / U_0 &= -\bar{U}_{a0} + \sqrt{\bar{U}_{a0}^2 + C_T}, \quad \bar{U}_{a0} = U_{a0} / U_0, \\ C_T &= T / (\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_P \cdot U_0^2) \end{aligned} \right\} (4)$$

Γ₀はプロペラの吸い込み強さ、U₀は船速、U_{a0}とA_Pはプロペラ円の平均流速と面積である。

この関係を使って、船尾形状の修正による性能改善

の定量化を試みる。干渉係数B₀は、tの向上に寄与する船尾形状修正のlocalな性状を示していないので、実際に船尾部のどの部分を如何に変化させるかを明らかにしなければならない。この目的のために、第2船の船尾圧力分布を調査した。図-23は、満載状態のF_n=0.22に於ける、プロペラ有無による船尾圧力計測結果であるが、プロペラの作用による大きな圧力低下を示す領域が見出される。また、プロペラを単一渦円筒モデルに置き換えて、プロペラ作用時の圧力分布をポテンシャル理論によって計算した結果も図-23に示すが、

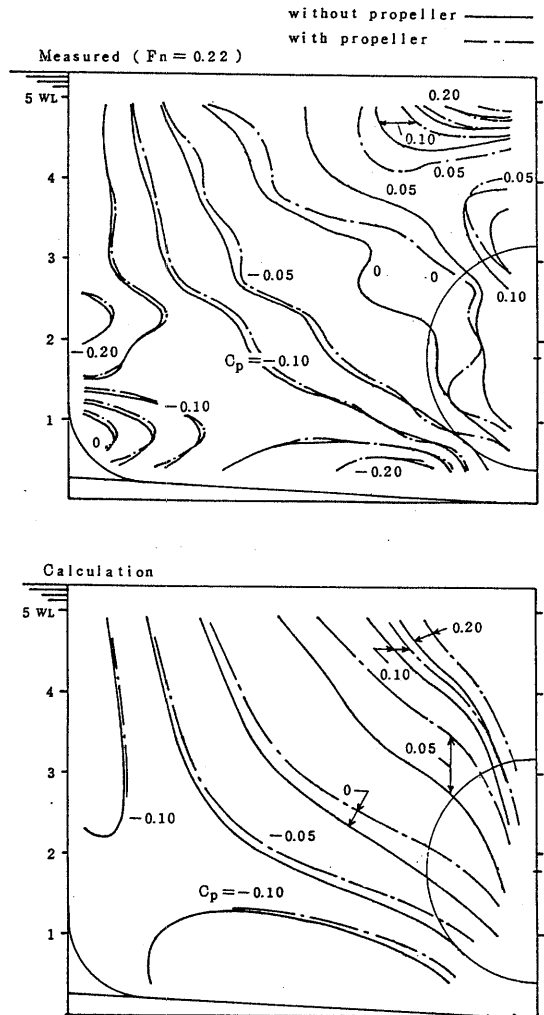


図-23 第2船の船尾表面圧力分布(満載状態のプロペラ有り, 無し)

計算値と計測値は大体一致していると言える。自航時の抵抗増加は、[プロペラの作用による船尾表面の圧力変化量×面積の x 方向成分] に比例することから、上記の領域に於いて、プロペラの吸い込み作用により、船体表面の圧力回復が抑えられ、その結果圧力抵抗が増加したと考えられる。従って、プロペラの吸い込み作用から生じた圧力低下量の x 方向成分を減少させるためには、上記の圧力低下を示した領域の痩せ型化を図る必要がある。

船体後半部のフレームライン変形と S. S. 1・½ から船尾に向かっての C_pカーブを僅かに変更することによって該当箇所の痩せ型を図るものとする。手持ちのタイプシップを検討した結果、第 2 船の前半部形状の決定に使用した船型 (M. S. NO. 0239) の船尾フレームラインを用いて、第 3 船の船尾形状を決定することにした。L_{pp}=95m, C_B=0.74の中速貨物船について、その船尾形状変化と B₀、(1-t)の関係を調査した結果 [11], [12] を参考に、タイプシップをベースとしたフレームラインの設計を行うが、(1-t)の予想向上値となる B₀値を設定し、船尾フレームラインはこの B₀値になるように修正を加えながら決定した。このフレームラインは、主機室、軸室のスペースをも考

慮していることは勿論である。舵形状、船尾側面形状、軸心高さ、プロペラ及びその周辺配置などについては、第 2 船に変更を加えなかった。

決定された、第 3 船の船体後半部正面線図、横断面積曲線、船体主要目など、干渉係数などを第 2 船との比較で図-24, 25, 表-5, 6 にそれぞれ示す。第 3 船では 4.5WL 以下を第 2 船に比べてかなり痩せさせたので、それより上方から甲板に向かってフレームラインが広がった (図-24)。表-6 には、図-23 で見出された部分の痩せ型を図った第 3 船の \bar{B}_0 ($=B_0 / (\frac{1}{2} \cdot A_P \cdot U_0)$) とそれによる推力減少率 t_T ($=F_{PH}/T$ と定義する) の計算値を、第 2 船のそれらとともに示したが、これによると (1-t_T) は約 2% の向上が見込まれる。なお、表中には、有効伴流推定係数 (境界層に対するプロペラ作用を示す) \bar{C}_0 、舵と船体の干渉係数 \bar{E}_0 および w_E なども併記した。 \bar{C}_0 、 \bar{E}_0 、 w_E については文献(10) にその定義などが示されている。

(2) 模型試験結果

舵ありの通常の抵抗試験結果 (図-26) では、形状影響係数は満載、バラストでそれぞれ、K=0.21, 0.34 となり、バラストでは第 2 船よりやや改善されたが、第 3 船の有効馬力を計算した結果では、満載、バラス

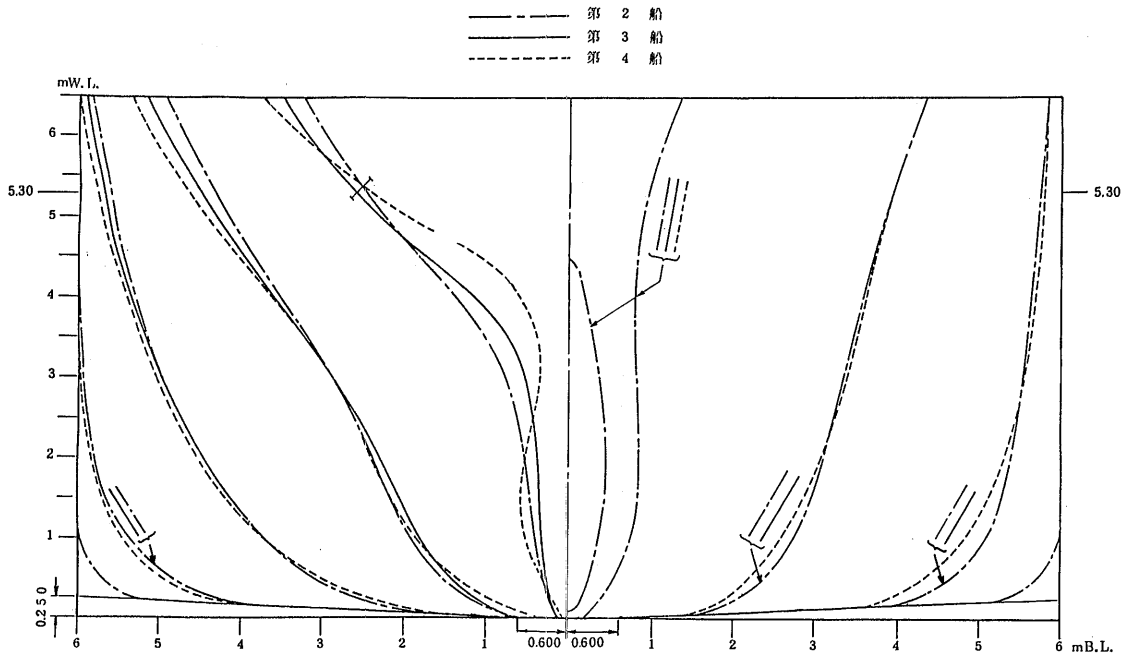


図-24 正面線図(その 2)

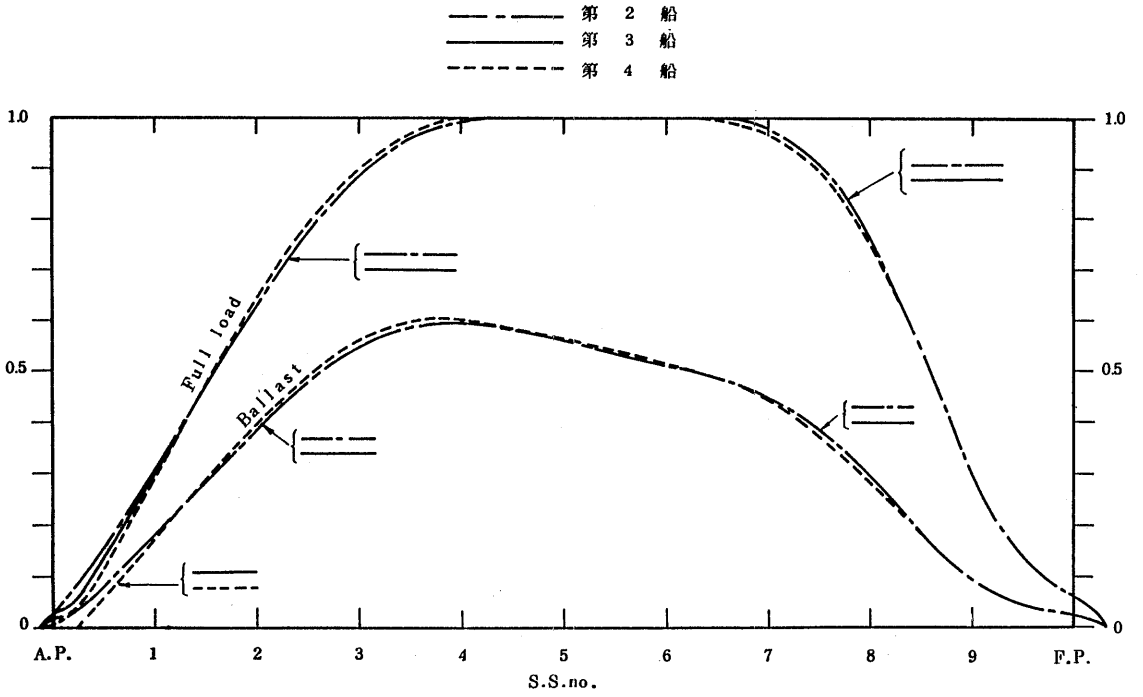


図-25 横断面積曲線(その2)

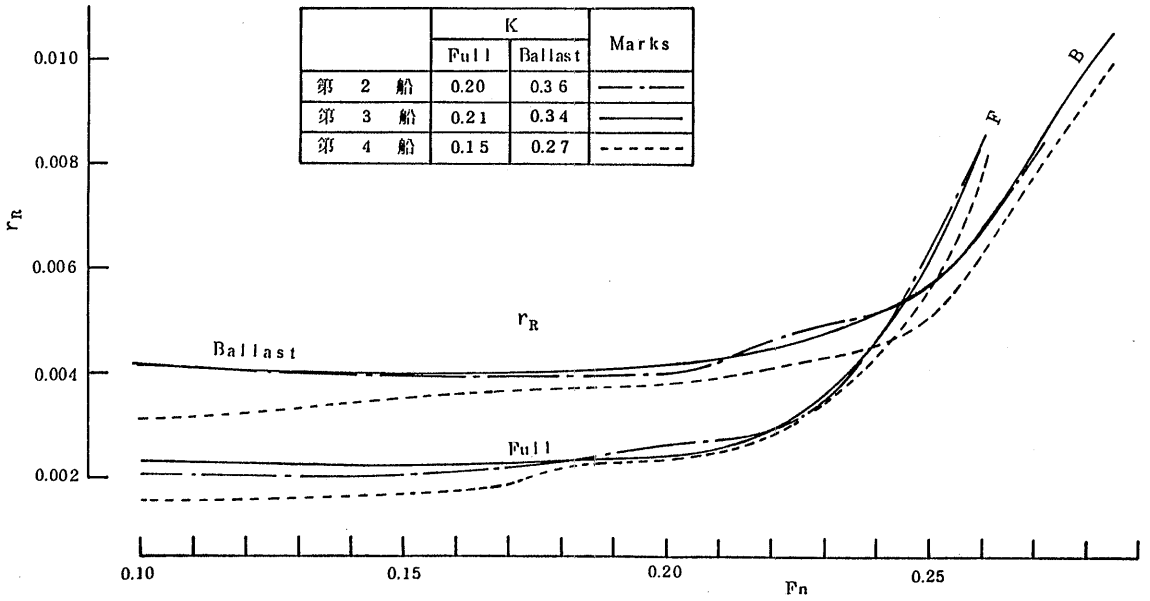


図-26 抵抗試験結果(その2)

表-5 供試験の要目及び試験状態(その2)

		第 3 船		第 4 船	
LPP	(M)	6.0000	78.0000	6.0000	78.0000
LDWL	(M)	6.1623	80.1100	6.1623	80.1100
B	(M)	0.9231	12.0000	0.9231	12.0000
D	(M)	0.4462	5.8000	0.4462	5.8000
T	(M)	0.4077	5.3000	0.4077	5.3000
FR	(M)	0.0192	0.2500	0.0192	0.2500
FK	(M)	0.0462	0.6000	0.0462	0.6000
R	(M)	0.0769	1.0000	0.0769	1.0000
FULL LOAD CONDITION					
		第 3 船	第 4 船	第 3 船	第 4 船
MODEL SHIP					
TA	(M)	0.40770	0.40770	0.32309	0.32384
TM	(M)	0.40770	0.40770	0.23309	0.23384
TF	(M)	0.40770	0.40770	0.14309	0.14384
TRIM	(M)	0.0	0.0	0.18000	0.18000
DISV(N)	(CUB.M)	1.52291	1.51942	0.79932	0.79932
DISV(A)	(CUB.M)	1.52291	1.51942	0.79932	0.79932
SN	(SQ.M)	8.12614	8.06964	5.81544	5.75534
SA	(SQ.M)	8.39877	8.34640	6.08807	6.03210
ACTUAL SHIP					
TA	(M)	5.3001	5.3001	4.2002	4.2099
TM	(M)	5.3001	5.3001	3.0302	3.0399
TF	(M)	5.3001	5.3001	1.8602	1.8699
TRIM	(M)	0.0	0.0	2.3400	2.3400
DISV(N)	(CUB.M)	3345.8	3338.2	1756.1	1756.1
DISV(A)	(CUB.M)	3345.8	3338.2	1756.1	1756.1
DISV(A)	(TON)	3429.5	3421.6	1800.0	1800.0
SN	(SQ.M)	1373.3	1363.8	982.8	972.7
SA	(SQ.M)	1419.4	1410.5	1028.9	1019.4
COEFFICIENT					
CBA		0.6499	0.6502	0.6760	0.6793
CBF		0.6991	0.6957	0.5624	0.5552
CB		0.6745	0.6730	0.6192	0.6172
CPA		0.6681	0.6685	0.7099	0.7132
CPF		0.7188	0.7152	0.5906	0.5829
CP		0.6934	0.6918	0.6503	0.6481
CM		0.9727	0.9727	0.9523	0.9524
CWA		0.8325	0.8343	0.7255	0.7139
CWF		0.7558	0.7559	0.7201	0.7208
CW		0.7941	0.7951	0.7228	0.7174
CVP		0.8493	0.8464	0.8567	0.8604
LCB	(%)	-1.0130	-1.0022	2.0754	2.2853
LPP/B		6.4998	6.4998	6.4998	6.4998
B/T		2.2642	2.2642	3.9602	3.9475
CVOL*(E+3)		7.0505	7.0344	3.7006	3.7006
DISV/(DISV)FULL		1.0000	1.0000	0.5249	0.5261

ト両状態とも改善効果はなかった(図-27)。

舵つき自航試験の結果(図-28), 第3船の(1-t)は第2船のそれに対し, 満載, バラストの両状態ともに2%良好となり, 狙い通りの改善効果が確かに現れ, プロペラと船体の干渉計算により推力減少係数の向上を図る本方法の有効性が確認された。(1-t)の改善方法は, フレームラインを瘦せさせるので, 殆どの場合には伴流係数wを小さくし, 船殻効率 η_H $\{=(1-t)/(1-w)\}$ には, 変化のない場合が多いが, 本船の場合には η_H の改善もみられた。制動馬力の計算結果(292)

果を図-29, 表-3に示す。第3船の満載状態のBHP/ Δ_S は, 第2船のそれに比べて2%強改善されたが, これは(1-t)の改善によるものである。ただし, バラスト状態の性能改善は1%弱に止まった。

船尾変形に用いた船体・プロペラ干渉計算から求められる自航時抵抗増加量 $C_G \{=F_{PH}/(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_P \cdot U_0^2)\}$ と推力減少係数 t_T の実験値との比較を図-30に示す。計算値は表-6に示した \bar{B}_0 を用いている。 C_G , t_T の変化は, 計算, 実験とも同一傾向を示し, 計算と実験の値は, 中速貨物船の場合[11]と同様本船型の第2船,

表-6 干渉係数, 伴流係数, 推力減少係数など
(満載, 舵なし, $F_n=0.22$)

		第 2 船*1	第 3 船*1	
\bar{B}_0		0.2293	0.1935	
\bar{C}_0		0.1480	0.1510	
\bar{E}_0		-0.0380	//	
C_T	MPP*2	1.008	1.042	
	SPP *3	0.830	0.819	
$1-t$	MPP	CAL.	0.876	0.897
		EXP.	0.875	0.895
	SPP	CAL.	0.873	0.890
		EXP.	0.870	0.890
$1-w_E$	MPP	CAL.	0.748	0.759
		EXP.	0.740	0.745
	SPP	CAL.	0.736	0.745
		EXP.	0.730	0.740
$1-w_N$		0.615	0.627	

- *1 with M. P. NO. 2195
- *2 Model propulsion point
- *3 Ship propulsion point

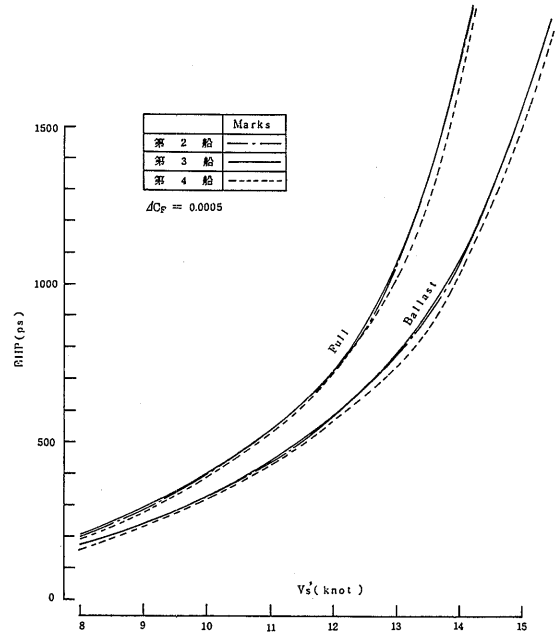


図-27 有効馬力曲線(その2)

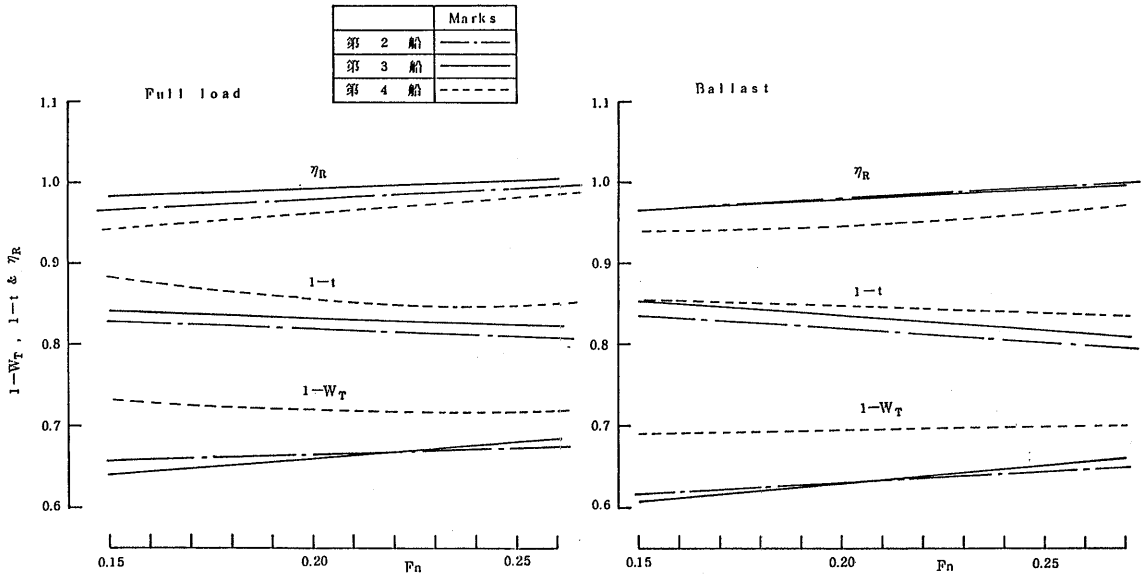


図-28 目航要素(その2)

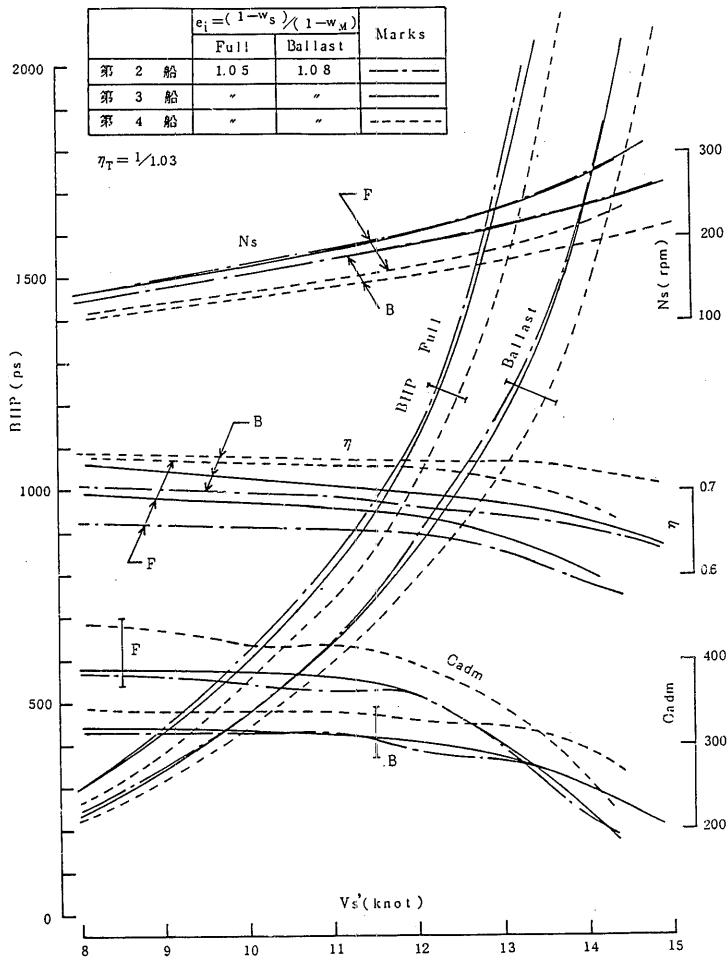


図-29 制動馬力等曲線(その2)

第3船でもほぼ一致した。このことは、船体とプロペラの干渉計算に於いて簡単なプロペラモデルを用い、かつ伴流の不均一性も考慮に入れていないにもかかわらず、(4)式の関係が実用的には成立していると言えるであろう。

また、舵の自航性能に及ぼす影響としては、プロペラ前方の船体に及び、 $\bar{E}_0 < 0$ であることから、船体抵抗の増加を抑制していることが判明した。 \bar{C}_0 は、表-6のように、第2船と第3船は殆んど同じ大きさであるため、 $(1-w_N)$ の大小関係はそのまま $(1-w_E)$ の大小関係となった。舵の排除効果による堰止め影響 $\Delta w \approx 0.08$ と顕著に現れており、ITTC性能委員会が提示した伴流値に対する舵の修正量0.04よりかなり大き

くなっている。

4.4.2 船尾バルブ船型と高効率プロペラ

本研究の船型開発第4船では、低回転大直径プロペラとそれに適合する船尾形状を採用することによって更に性能を改善しようとするものである。

(1) 船尾形状の計画—その2

プロペラ直径を増加させると、伴流率 w が低下し、このため伴流利得の減少をきたすと共に、伴流の不均一性が強くなりプロペラ起振力の増加を招くおそれがあるので、第4船の船尾形状は、これらのデメリットを補うように考慮する必要がある。これらのデメリットを極力抑えつつ、船尾の境界層流れをプロペラに導入するためには、船尾バルブが最も有効であると

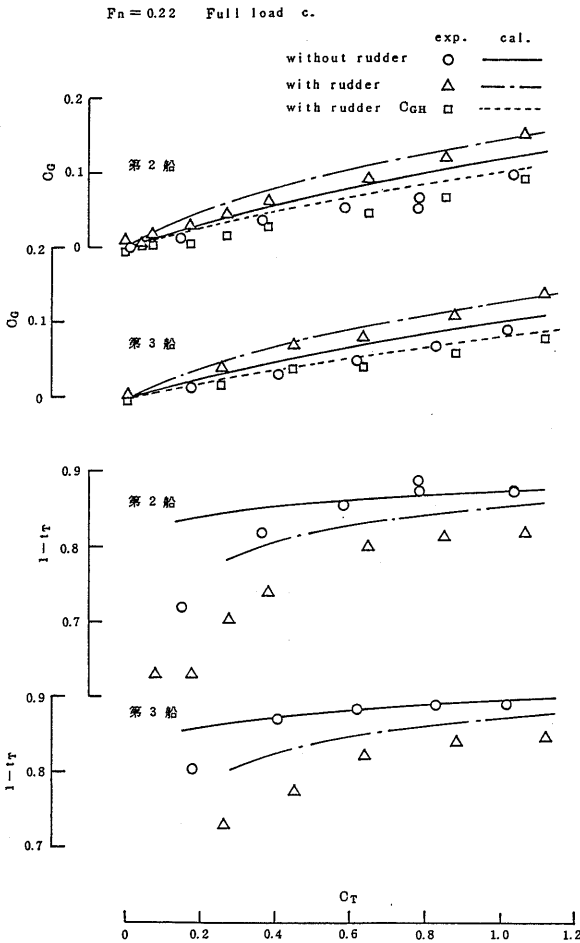


図-30 C_T に対する C_G , $1 - t_r$ の関係
(第2船, 第3船)

考え、第4船では船尾バルブ船型を採用することにした。船尾バルブによって上記の伴流制御を行うためには、抵抗増加を招かない限度において、寸法的にある程度の大きさが必要である。

理論計算による船尾バルブの計画法はまだ殆んど開発されていないので、ここでは資料の検討を基礎とした計画を実施することにした。中小型船の船尾バルブとその性能に関する公表資料は極めて乏しく、2, 3の例を見るに過ぎない。ここでは、日本中型造船工業会が開発したH改尾船型 [2] と呼ばれる船尾バルブを検討することによって、バルブの膨みを約30%減じ、バルブ上方の凹型フレームラインの“窪み”を多少緩和させることにした。

船尾バルブの大きさに関する数値的判断はなかなか困難であるため、ここでは、過大過少を避けるような選択を行った。

第4船では、上記のほか、次のような船型変更も併せて行うことにした。第2船から第3船のフレームライン変形は、主として船尾部のS. S. 2より後方の、吃水中央部分を中心とした痩せ型を図ったが、形状影響係数に与える影響は僅かであった。第1船から第2船へのフレームライン変形に戻って注目すると、船首付近と船尾付近のビルジ部（船底から吃水の約 $\frac{1}{2}$ 位の範囲）をかなりU型にしたため、形状影響係数の増加を招いたが、これらの結果を検討すると船体前半部もビルジ渦の発生による形状影響係数の増加をもたらす可能性があり、結局、第4船では、第3船の船首尾のビルジ部をU型からややV型のフレームラインに戻すことにした。また、第2船、第3船の波形計測で見出された波高の大きい前肩波を減少させるため、前肩部に当たるS. S. 7 $\frac{1}{2}$ 周辺の C_P カーブの変化も緩やかにさせた。

船尾側面形状は、大直径プロペラの配置のため、ソールピースを除去し、舵も吊舵に変更した。

最終的に決定された正面線図、横断面積曲線、船尾側面形状及び船体主要目などを図-24, 25, 31及び表-5にそれぞれ示す。

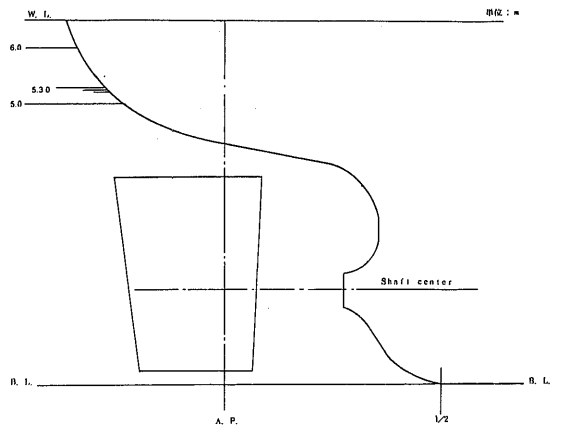


図-31 第4船の船尾側面形状

(2) 高効率プロペラ

設計時の検討事項は以下の通り。

a) 直径 D_p

- ソールピースを除去すれば、プロペラチップとベースラインの間隔は、入出渠時の安全性

を考慮して許容最小値を取る必要がある。

- 主機，減速機を上下異芯に配置するが，プロペラ軸芯の高さは出来るだけ低くする。
- バラスト航行時にプロペラチップが露出しないようにする。
- プロペラ上部に配置するアフトピークタンクには，トリム調整に必要な容積を確保する。
- プロペラ上方のチップクリアランスは25%程度を確保する。

存のものを超えることは難しく，結局既存船の最大直径と同じ3.100mとした。

b) プロペラへの供給馬力 P

第3船の水槽試験をもとに，主機出力を1,800psと仮定する。第4船で更に馬力低下が得られれば，1,800psエンジンをディレートさせ，例えば，1,700psで使用するものとする。

主機出力からプロペラに至るまでに必要な馬力として，主機冷却用ポンプの駆動馬力，減速機損失馬力，航海中に使用する軸発電用馬力及び軸系の摩擦損失を考慮して結局，プロペラへの供給馬力は1,591.3psと

した。

c) プロペラの前進速度 V_A の推定

大直径プロペラの有効伴流値は，第3船の通常プロペラ ($D_P=2.77m$) による自航試験から得られた有効伴流値に，第3船の曳航時伴流分布をもとに $D_P=3.10m$ と $2.77m$ の各直径で求められた公称伴流値の比を乗じ，更にこれに尺度影響の修正を行って推定した。

d) プロペラ回転数 N_s

プロペラ回転数を仮に140~220rpmの範囲に選んで，プロペラの単独効率が最大となるピッチを調査した。ただし，回転数マージンを3%と見込んだ。

以上の結果によって，プロペラの出力係数 B_P と直径係数 δ を計算し，MAUの設計図表からピッチ比 H/D_P ，プロペラ単独効率 η_0 を求めた。

次に展開面積比 a_E は，バリルのキャビテーション判定図表をもとに通常の方法で求めた。

以上により，回転数に対する H/D_P ， η_0 ， a_E の変化を求めたものが図-32である。本図によると $N_s=180rpm$ で η_0 が最大となり，その時の H/D_P ， a_E を採用した。これらの要目を表-2に，輪郭形状などを，本プロペラ

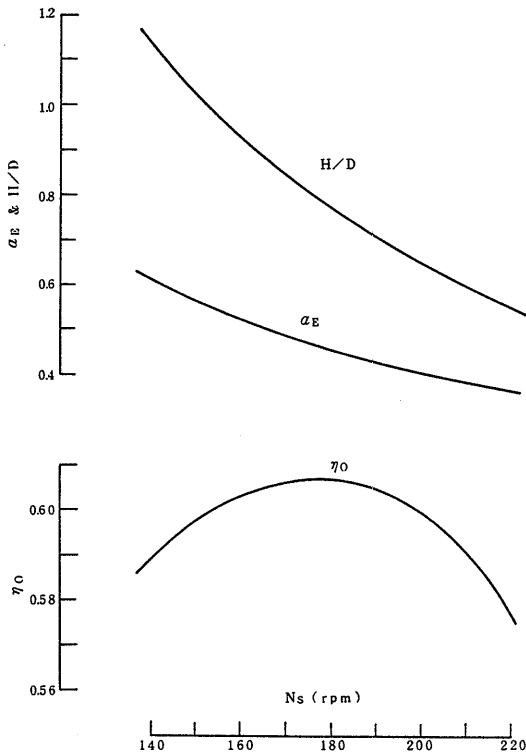


図-32 高効率プロペラの設計

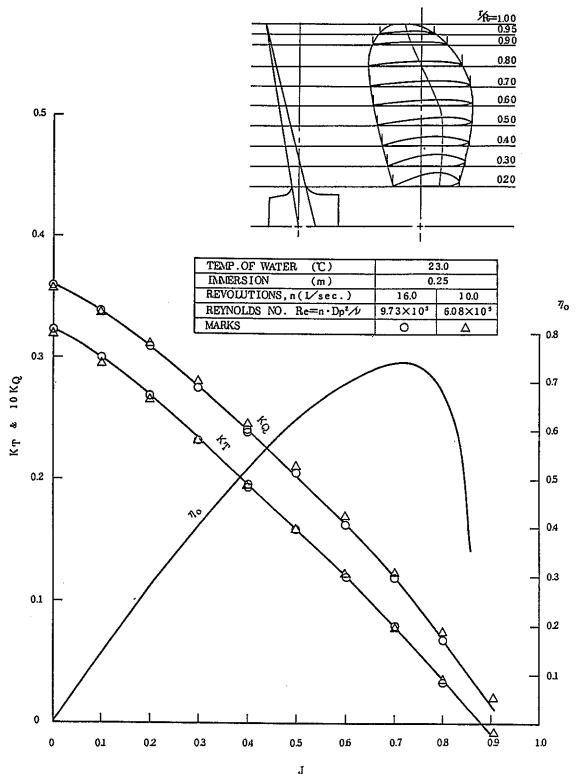


図-33 模型プロペラの単独性能曲線(その2)

の単独性能試験結果とともに図-33中に示した。

(3) 模型試験結果

抵抗, 自航の各試験結果を図-26~29及び表-3に示した。形状影響係数は満載, バラスト両状態とも第2船, 第3船よりもかなり小さくなり, ビルジ部のU型フレームラインをややV型に戻した効果が得られた。図-26に示す r_R については, 満載, バラストとも定格速度付近で, 第2船, 第3船よりも低くなり, これは, C_p カーブの前肩張りを緩和させたことによる前肩波の軽減効果が得られたためと考えられる。

次は自航要素について調べると, 第4船では, 大直径プロペラによる伴流利得の減少を抑制するため, 船尾バルブを採用したにもかかわらず, $(1-w_T)$ は満載, バラスト両状態とも第3船に比べ6~7%も増加した。直径が約12% ($3.1\text{m}/2.77\text{m}$) 増加したことによる $(1-w_T)$ の増加は, 例えば文献5)によると, 約5%と推定されるので, 6~7%の増加そのものは妥当のようであるが, 船尾バルブの狙いはそれほど発揮されなかった。

$(1-t)$ は, 両状態とも第3船に比べて, 2~3%改善されたが, その理由としては次のように考えられる。即ち, 第2船の $(1-t)$ を向上させるため, プロペラの上・前方に当るフレームラインを痩せさ

せた第3船で, その成果が得られたと同じ効果が第4船でも得られたものと考えられる。図-24に見られるように, 第4船のプロペラ上方部のフレームラインは第3船に比べて, かなり痩せ型になっているが, これは, 船尾バルブを形成させたことによるものであり, $(1-t)$ の改善は, 船尾バルブの間接的効果と言えよう。

η_R は, K_T 一致法と呼ばれる解析法のもとに, 均一流中のプロペラ効率に対する船後不均一流中のプロペラ効率の比を示すが, 円周方向の不均一性が強いほど η_R が大きくなるといわれている。第4船の η_R が低下したのは, 船尾バルブによって, 伴流分布が第3船より均一化されたためとも考えられるが, 図-34に示すプロペラ位置での伴流計測の結果を見ると, 船尾バルブによる伴流均一化の効果は期待に反して少なかったと考えられるので, 結局 η_R が低下した原因は不明である。 $(1-t)$, η_R の, 第3船から第4船へのこのような変化は, 船型計画時の推定がなかなか困難であり, 船型開発がまだかなり模型試験に依存しているのもこのような理由によるものと思われる。

η_0 は, 図-28に示していないが, 大直径プロペラの設計時にプロペラ性能を推定した結果によると, 普通プロペラによる第3船に比べて, 大直径プロペラによる第4船で26%近く向上し, $(1-w_T)$ の悪化などを十分

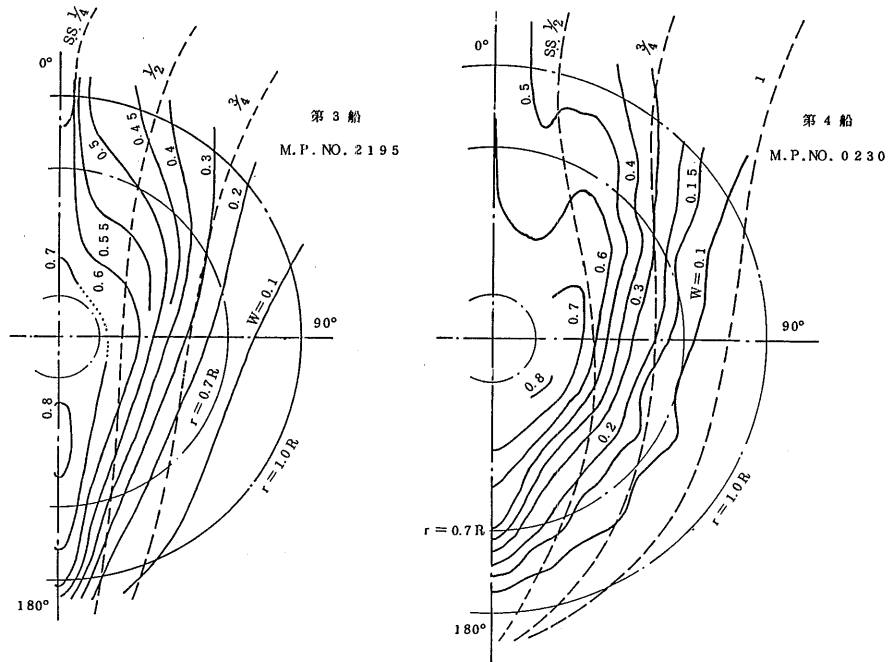


図-34 第3船, 第4船の伴流分布(満載状態, $F_n=0.22$)

補って結局推進効率 η の改善としては、12%が見込まれた。これに対し、実験結果では、満載の計画速力で、 η_0 の向上は約12%であり、 $(1 - w_T)$ の悪化の他 $(1 - t)$ 、 η_R も変化し、結局 η の向上は約8%であった。

第4船の制動馬力は、図-29に示すように第3船のそれより更に低下し、特にバラスト状態で顕著であった。比較基準船と比べると、満載状態で約30%、バラスト状態で10%近い省エネルギー効果が得られた。

また、第4船の満載の計画速力における C_{adm} は、400近くとなり、就航実船の性能調査を示した図-6に於ける省エネルギー対策船が $C_{adm} = 330 \sim 340$ であるのに比べて性能が格段に向上したことを示した。

伴流分布については既に述べたが、この均一化を十分に図るためには、更に大きいバルブをもう少し下方

に形成させるとともに、バルブの上流に当るフレームラインをU型にする必要があると考えられるが、これらは抵抗の増加を招く可能性があり、この兼ね合いから最適の選択を行うことはかなり難しいことである。

4.5 プロペラ起振力の検討

激しい船尾振動は、航海計器、自動化機器並びに海員の居住性能に対し悪影響を及ぼすので、これを未然に防止する立場から、船尾振動の主要な原因となるプロペラ起振力の検討が、船型開発や基本設計の段階で実施される。

プロペラ起振力は大別して2種類の起振力からなっており、1つは変動圧力 (Propeller induced fluctuating pressure) に基く、いわゆるサーフェス・フォースである。このサーフェス・フォースの推定方法は種々

表-7 サーフェス・フォースの比較

	本船 999G/T 内航タンカー	199G/T カーフェリー	漁 船			1軸大型コンテナ船		
			A	B	C	A	B	C
L _{pp} (m)	7800	2900	49.50	49.70	39.20	200.0	1680	1950
D _p (m)	310	185	2.26	2.65	1.94	7.4	5.7	7.1
Z _t /D _p	0.230	0.254	0.273	0.248	0.284	0.22	0.24	0.282
Z	4	4	4	3	3	5	4	5
F ₀ (ton)	0.83	5.31	1.2	7.7	1.9	19	23	15
F ₀ /D _p ² (ton/m ²)	0.09	1.55	0.23	1.1	0.51	0.35	0.71	0.30

表-8 ベアリング・フォースの比較 (計算値)

	本船: 999 G/T 内航タンカー		199 G/T カーフェリー	漁 船			2軸大型 コンテナ船	1 軸 貨物船
	実 船	模 型 船		A	B	C		
Z	4		4	4	3	3	5	4
伴流分布	実 船	模 型 船	同左	同左	同左	同左	同左	同左
$\overline{K_T}$	0.2125	0.2357	0.177	0.1930	0.1348	0.2090	0.1963	0.2442
$\Delta K_T / \overline{K_T}$	0.079	0.023	0.095	0.034	0.262	0.136	0.075	0.031
$\overline{K_{FY}} / \overline{K_T}$	0.039	0.035	0.017	0.000	0.020	0.028	0.008	0.008
$\Delta K_{FY} / \overline{K_T}$	0.029	0.032	0.032	0.026	0.086	0.085	0.043	0.021
$\overline{K_{FZ}} / \overline{K_T}$	0.002	0.011	0.084	0.073	0.064	0.066	0.160	0.087
$\Delta K_{FZ} / \overline{K_T}$	0.017	0.015	0.013	0.048	0.124	0.105	0.032	0.025
$\overline{K_Q}$	0.0280	0.0302	0.0183	0.0192	0.0164	0.0301	0.0382	0.0364
$\Delta K_Q / \overline{K_Q}$	0.080	0.021	0.094	0.031	0.256	0.135	0.061	0.030
$\overline{K_{MY}} / \overline{K_Q}$	0.259	0.274	0.790	0.697	0.522	0.366	0.383	0.385
$\Delta K_{MY} / \overline{K_Q}$	0.135	0.135	0.160	0.306	1.140	0.610	0.088	0.157
$\overline{K_{MZ}} / \overline{K_Q}$	0.005	0.077	0.150	0.045	0.203	0.157	0.024	0.056
$\Delta K_{MZ} / \overline{K_Q}$	0.153	0.086	0.480	0.094	0.744	0.455	0.137	0.109

$$\text{N.B. } K_T, K_{FY}, K_{FZ} = \frac{1}{\rho \cdot n^2 \cdot D_P^5} (T, |F_Y|, |F_Z|)$$

$$K_Q, K_{MY}, K_{MZ} = \frac{1}{\rho \cdot n^2 \cdot D_P^5} (Q, |M_Y|, |M_Z|)$$

— : mean

Δ : Peak to peak

発表されているが、非定常キャビテーションによる影響を考慮したサーフェス・フォースを求める高橋の方法 [13] が本邦では最も多く用いられているので、ここでもこの方法によってサーフェス・フォースを求めることにした。

もう1種類のプロペラ起振力は通常ベアリング・フォース (Propeller excited vibratory forces and moments) と呼ばれる成分であり、この起振力の計算方法もサーフェス・フォースと同様多く発表されているが、ここではやはり最も多く使用されている非定常プロペラ揚力面理論の方法によることにした。

実船での $r=0.9R$, $\theta=0^\circ$ 付近の伴流分布形状を推定し、満載状態の計画速力に於けるサーフェス・フォース F_0 を求めた値は次の通りである。

$$\text{満載状態} : F_0 = 0.83\text{ton}, F_0/D_p^2 = 0.09\text{ton/m}^2$$

となる。このサーフェス・フォースはプロペラ上方の外板がフラットであると仮定して求められた値であり、実際は船底曲面のため、これより幾分小さいはずである。文献13) の討論中にサーフェス・フォースの容認限界として $F_0/D_p^2 < 0.6 \sim 0.7\text{ton/m}^2$ が、また、文献14) では、変動圧力振幅に対する容認レベルとして 7KN/m^2 (= ton/m^2) が示されている。本船の場合、前者に対しては上記の通りであり、後者に対しては、 0.29ton/m^2 (満載) となり、何れも小さく、本船のサーフェス・フォースは全く安全域にあることが判明した。参考として他船との比較 [15] を表-7に示した。表中の199G/Tカーフェリー、漁船B及び1軸大型コンテナ船Bは何れも船尾振動が問題となった船である。

第4船の実船について、ベアリング・フォースの検出を行うためには、実船の伴流分布を推定する必要があるため、笹島・田中の方法によって実船伴流を求めることにした。ただし、tangential成分 ΔV_θ は除外し V_x だけを対象にした。推定された伴流分布と実船プロペラの作動条件 (回転数) からベアリング・フォースを計算し、他船のものとともに表-8に示した。表-8中には、第4船の模型船のベアリング・フォースも示した。6隻の他船は全て模型船についての計算値であるが、これらと比べて本船は特に大きな値を示していない。ベアリング・フォースに関して提案された容認限界 [16] の1例と本船の実船値を比較すると、 $(\Delta K_T/\bar{K}_T) + (\Delta K_Q/\bar{K}_Q) < 0.25$ (本船は0.159), $(\Delta K_{Fy}/\bar{K}_T) + (\Delta K_{Fz}/\bar{K}_T) + \{\Delta K_{Mx}/(0.3R \cdot \bar{K}_T)\} + \{\Delta K_{Mz}/(0.3R \cdot \bar{K}_T)\} < 0.35$ (本船は0.128) であり、やはり小さい値となっており、これらの比較から、本船は船尾バルブの効果も幾分あずかって、ベアリング・フォースで

も問題のないことが判明した。

5. 性能改善にもとづく経済性評価

5隻の模型船による船型試験を実施した結果、大幅な馬力低下が得られたが、この船型開発の成果を、馬力の低減量のほかに更に経済性評価によって示すことが望ましいと考えられる。

経済性を判定する指標即ち尺度としては、数多くのものが発表されているが [17] [18] [19]、将来に亘る収入や諸経費の予測が精度的に不十分な建造計画時には、トン当りの輸送コスト (年間に輸送される貨物の1重量トン当りの輸送コスト) とか資本回収率が適当であると考えられる。

船舶の性能向上による経済性を比較検討する場合には、ある設定された稼動ルーチンとそのスケジュールにもとずいて長期間連続して繰返し輸送する場合を対象とするのが普通である。この場合のトン当りの輸送コスト [17] と資本回収率 [18] は次式で示される。

$$\text{トン当りの輸送コスト} = [\text{年間総運航経費}] / [\text{年間貨物輸送量}] \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \text{資本回収率 (CRF)} &= [\text{年間利益}] / [\text{総投下資本}] \\ &= [\text{年間運賃収入} - \text{年間運航経費}] / [\text{船価} + \text{乗り出し費用}] \quad (6) \end{aligned}$$

ここで、(5)式の年間総運航経費は4章で述べた輸送コストのことであり、(6)式の年間運航経費と償却費の和で表わされる。従って、 $(\text{CRF})^{-1}$ は、

$$(\text{CRF})^{-1} = \text{投下資本償却年数} \quad (7)$$

を示している。

第4船の比較基準船に対する経済性評価も上記の2つの指標で行うことにする。(5)式、(6)式を算出するための各項目について以下に簡単な説明を加える。

[船価] S_0 : 船価の算出は、4.2.2で述べた方法に倣うものとする。第4船 (新開発船) の船価が、比較基準船と異なる項目は次の通りである。

- a) 長さ, 吃水, 肥瘠係数などの船体主要寸法の変化
- b) 船首, 船尾のバルブの装着
- c) 舵形式の変更
- d) ソールピースの除去
- e) 白油積みタンク内のエポキシ系塗装
- f) 主機馬力の低減
- g) 大直径プロペラの採用
- h) 減速機を含む軸系の変更

表-9 比較基準船と新開発船の船価(単位:千円)

	比較基準船	新開発船	備 考
L _{pp} (m)	76.00	78.00	
B (m)	12.00	12.00	
d (m)	5.05	5.30	
D (m)	5.50	5.80	
L・(B+D)	1,330.0	1,388.4	
所要馬力 (ps)	1,340	1,018	満載, 12ノット, 表-3より
主機馬力 (ps)	1,812.9	1,377.3	=所要馬力× $\frac{1.15}{0.85}$
a) 船 殻 費	133,141.0	163,861.0	コストアップ率 = 23.1%
b) 機 装 費	14,368.00	14,998.9	コストアップ率 = 4.4%
c) $\left(\begin{array}{c} \text{機関部費} \\ \& \\ \text{電機部費} \end{array} \right)$	148,987.4	150,787.4	コストアップ率 = 1.2%
製 造 原 価	425,808.4	464,637.3	= a)+b)+c)
船 価 , S ₀	474,282.4	517,531.6	コストアップ率 = 9.1%

a)~e)は、船殻の材料費と工費などの変化、f)~h)は、主機・補機費及び関係工費の変化となる。a)~h)を個々に見積って算出した船価を表-9に示すが、新開発船の船価は、基準船のそれより4,325万円高、109.1%となり、この9.1%のコストアップの内、6.5%までは、主要寸法(L, d等)の増加・船首・船尾バルブの装着及びタンク内特殊塗装による船殻費の増加分によるものである。

[乗り出し費用] $s : s = S_0 \times 0.04$

[総投下資本] S_1 : これは乗り出し船価とも呼ばれ、 $S_1 = s + S_0 = 1.04 \times S_0$

[年間総運航経費] Y : 4.2.2の(3)式で既に記述したように $Y = Y_1 + Y_2 + \dots + Y_{14}$ で示される。ここでは個々の費目ごとに推定せず、次のようにして求めることにした。乗組員数に關係する Y_1 及び総トン数に關係する $Y_2, Y_3, Y_4, Y_6, Y_7, Y_8, Y_{13}, Y_{14}$ は両船がともに12名乗組の999総トンの船舶であるため、これらは両船同一であり、4章での値を使用する。保険料 (Y_5)、金利 (Y_9)、償却費 (Y_{10})、主機燃料費 (Y_{11})、補機燃料費 (Y_{12}) の計算は4章と同じ方法を用いる。

(300)

Y_{11} と Y_{12} を算出するためには、年間運行時間モデルを設定する必要がある。当該船舶の最近の運行実態に関する調査資料をもとに設定した運航時間モデルを表-10に示す。表中の時間モデル以外の記載は、文献1)に於ける試設計船についての運航時間モデルより転載し、これに倣うことにした。以上のようにして算出した年間の燃料消費量及び燃料費を表-11に示す。表-11によると、全体の燃料費に対する推進用燃料費の割合は基準船の72.8%に対し、新開発船は69.2%であり、3.6%低下した。新開発船の推進用燃料費及び全体の燃料費の基準船に対する節燃費率はそれぞれ16.3%、11.9%であった。

これらの燃料費を含めて算出した年間総運航経費 Y を表-12に示す。表-12によると、新開発船の年間総運航経費は比較基準船の99.0%となった。

[年間貨物輸送量] W : 1 航海の貨物輸送の荷油重量 CW と、年間航海回数 N (表-10参照) より、 $W = CW \cdot N$ と示されるが、 CW は次のようにして求められる。即ち、4章2節1項の f) で記したように黒油積みの基準船と白油積みの新開発船の荷油容積はそれぞれ

表-10 999G/T型内航タンカーの運航時間モデル

	荷役	満載航海			荷役	バラスト航海			停泊	備考
		出港	単純航海	入港		出港	単純航海	入港		
主 機 関	推進	40h ④	2325h ⑤	65h ④	45h ④	2065h ⑤	60h ④			
	軸発電	40h 62kw ④	2325h 49kw ⑤	65h 62kw ④	45h 51kw ④	2065h 49kw ⑤	60h 51kw ④			
	バラストポンプ				45h 315kw ④	110h 315kw ⑤	90h 315kw ⑤	60h 315kw ④		
	ウインドラス	40h 24kw ④		40h 24kw ④	45h 24kw ④			40h 24kw ④		
	ウインチ	40h 13kw ④		40h 13kw ④	45h 13kw ④			40h 13kw ④		
	カーゴポンプ				200h 600ps ④					
	主機冷却水ポンプ	40h 13kw ④	2325h 13kw ⑤	65h 13kw ④	200h 13kw ④	45h 13kw ④	2065h 13kw ⑤	60h 13kw ④		
発電機	410h 38kw ④			390h 38kw ④						
停泊用発電機								3100h 21kw ④		
補助ボイラー		1500h 164ℓ/h ⑤								

- ④, ⑤: 重油
- 年間の稼働時間は、修理時間240hを除いて8500hとした。
一航海所要時間は平均7.8h、年間航海数は109回とした。

れ約2,340m³と2,850m³であるので、黒油と白油の比重、膨張率を考慮するとCWはそれぞれ2,111tonと2,247tonとなる。従って、両船のWは、

基準船 $W = 2,111\text{ton} \times 109\text{回} = 230,099\text{ton}$

新開発船 $W = 2,247\text{ton} \times 109\text{回} = 244,923\text{ton}$

[年間運賃収入] R: フレイトレートを r_c 、年間貨物輸送容積を Q とすると、 $R = Q \times r_c$ である。内航タンカーの r_c については、当該船舶の積み量を対象として白油、黒油の区別なくある設定された運送距離により、その時の実勢により決められる。最近の参考値を使って計算すると、

基準船 $R = Q \cdot r_c = 331,578\text{千円}$

新開発船 = 403,845千円

となり、年間運賃収入の差は約22%、約7,227万円となった。

以上の各項目について算出した値を表-13に示した。更に(5), (6), (7)式を使って重量トン当りの輸送コスト、資本回収率及び投下資本償却年数を求め、これらを表-13に示した。表-13によると、新開発船の重量トン当りの輸送コストは、比較基準船より約7%も下り、資

本回収率は53%上昇し、投下資本償却年数は、比較基準船の4.2年に対し、新開発船は2.7年であり、1.5年短縮された。従って、新開発船には高経済性内航船舶としての評価を与えることが出来よう。因に、当該船舶の稼働年数は7年と言われており、これを過ぎると、馬力性能、集荷性能の低下などのため売却船の対象となってゆく。

6. 結 言

本研究に於いては、999G/T型内航タンカーの船型開発を、従来から行われて来た船型要素の変化による系統的模型試験によらず、視点を変えた船型開発法によって実施してきたが、研究経過の要約と得られた主な結果は次のとおりである。

1) 実船の主要目並びに性能についての調査を行った結果、主要目調査からは、緩やかではあるが、長さを長くし、船体肥瘠度を小さくし、痩せ型化を図る一方、DWは大きくなる傾向が見られた。次に、性能調査からは、省エネルギー対策を行っている船は馬力、プロペラ回転数が低く、 C_{adm} が高くなっていることがあ

表-11 年間の燃料消費量(k1)及び燃料費(千円)

	比較基準船			新開発船		
	A重油	C重油	合計	A重油	C重油	合計
推進用	53,621	103,365	1,087,271	45,082	86,487	909,569
軸発	3,124	5,242	5,566	3,124	5,242	5,566
プラスチックポンプ	1,043	1,840	2,883	1,043	1,840	2,883
ウィンドラス	1,250		1,250	1,250		1,250
ウィンチ	6,677		6,677	6,677		6,677
カーゴポンプ	2,738		2,738	2,738		2,738
主機冷却水ポンプ	1,557	1,669	1,822	1,557	1,669	1,822
小計	89,110	1,104,641	1,193,751	80,571	935,478	1,016,049
主発電機	12,006		12,006	12,006		12,006
停泊用発電機	27,545		27,545	27,545		27,545
小計	39,551		39,551	39,551		39,551
補助ボイラー		246,000	246,000		246,000	246,000
小計		246,000	246,000		246,000	246,000
年間燃料消費量	128,661	1,350,641	1,479,302	120,122	1,181,478	1,301,600
推進用の比率	41.7%	76.5%	73.5%	37.5%	73.2%	69.9%
省エネ量(推進用による)				8,539	169,163	177,702
年間燃料費	8,630	70,233	78,596	7,807	61,436	69,244
推進用	3,485	53,749	57,235	2,930	44,953	47,883
節燃費(推進用による)				551	8,796	9,347

表-12 年間総運航経費(=輸送コスト), 千円

	比較基準船	新開発船	備考
船価 S_0	47,428.23	51,753.16	
乗出し船価 S_1	49,325.36	53,823.29	
保険料 Y_2	7,398.8	8,073.5	
金利 Y_3	23,774.8	25,942.8	
償却費 Y_{10}	44,392.8	48,441.0	
主機燃料費 Y_{11} 補機燃料費 Y_{12}	78,596.3	69,244.8	表-11より
その他($Y_1+Y_2+Y_3+Y_4+Y_5+Y_6+Y_7+Y_8+Y_{13}+Y_{14}$)			
輸送コスト	25,748.57	25,502.51	Y_5 以下の合計
の比率	100	99.0	

表-13 経済性評価

	比較基準船	新開発船	備考
a) 年間総運航経費 Y (千円)	25,748.57	25,502.51	
b) 年間貨物輸送量 W (トン)	23,009.9	24,492.3	
c) 1重トン当りの輸送コスト(千円/トン)	1.119	1.041	$=Y/W$
d) c)の両船の比率	1.00	93.1	
e) 年間運賃収入 R (千円)	33,157.8	40,384.5	
f) 償却費 Y_{10} (千円)	44,392.8	48,441.0	
g) 年間運航経費($Y-Y_{10}$) (千円)	21,309.29	20,658.41	$Y-Y_{10}$
h) 年間利益 Pr (千円)	11,848.51	19,726.09	$R-(Y-Y_{10})$
i) 船価 S_0 (千円)	47,428.24	51,753.16	
j) 乗出費用 s (千円)	18,971.3	20,701.3	$=s \times 0.04$
k) 総投下資本 S_1 (千円)	49,325.37	53,823.29	$=s+S_0=1.04 \times S_0$
l) 資本回収率 ORF	2.40%	3.6%	$=Pr/S_1$
m) ORF の両船の比率	1.00	1.53	
n) 投下資本償却年数(年)	4.2	2.7	$(ORF)^{-1}$

明らかになった。また、計画速力は $F_n=0.22$ 付近で、タンカーとしてはかなり高く、造波抵抗に関する検討が必要であることが判明した。

2) 実船の性能趨勢の調査から得られた結果をもとに、抵抗・推進に関する実用化された理論的手法を取り入れた船型開発法を計画した。その大筋は、初めに主要目の見直しを行い、続いて、船体前半部形状の改善、船体後半部形状の改善を行い、最後にプロペラの高効率化を図るものである。

3) 開発の各段階で性能の改善性を確認するための比較基準が必要であるため、船舶整備公団が昭和55年度に開発した省エネルギー試設計船を本研究の比較基準として定めた。

4) 初めに、実船として取り得る主要目の範囲を定め、その輸送コストを計算し、これが最小となる主要目を船型開発用母船型として選んだ(第1船)。比較基準船の主要目(L, B, d, $C_B=76.0\text{m}, 12.0\text{m}, 5.05\text{m}, 0.6775$)から第1船の主要目(78.0m, 12.0m, 5.30m, 0.6730)への変更は、主として、瘦せ型化を図ったものであるが、その結果を水槽試験によって調査した結果、排水量当りの制動馬力は、満載とバラストの計画速力で比較基準船よりそれぞれ5%と3%の改善が得られた。

5) 造波抵抗の軽減を図るため、 C_p カーブの改善、船首バルブの装着、船体前半部のフレームラインの修正などを、調査資料及び統計解析その他の計算をもとに行った(第2船)。模型試験の結果、排水量当りの制動馬力は、満載で第1船より16%、比較基準船より20%の大幅な改善が得られた。これはバルブの装着による効果を含め、水線入角を減少させたことなどの船首形状の改善により、造波抵抗が大幅に減少したことによるものである。ただし、バラストでは、トリムのため、船首バルブの造波軽減作用が失われ、更に、U型フレームライン形状とトリムの相互作用で形状影響係数が大きくなり、結局、制動馬力が比較基準船より6%増加した。

6) 船体後半部では、推力減少係数(1-t)の改善を図るため、船尾表面圧力分布の計測値を参考にしながら、船体とプロペラの干渉計算を基礎として、プロペラ上方前方に当るフレームラインの瘦せ型を図った(第3船)。模型試験の結果、第3船の(1-t)は第2船より2%改善され、これは計算による計画値とよく一致した。従って、(1-t)の改善を図るには、本研究に用いた計算方法が有効であることが判明した。

7) プロペラの高効率化を図るため、低回転大直径プロペラを採用した。併せて、バラスト状態の抵抗とプロペラ起振力の軽減を図るため、前者に対しては、船首尾のビルジ部に於けるU型フレームラインをややV型に変え、後者に対しては船尾バルブを付加した(第4船)。その結果、第4船の制動馬力は、満載とバラストで、第3船より6%と13%、比較基準船より29%と8%の改善が得られた。 C_{adm} も満載で400近くに達した。

8) 大幅な馬力軽減の得られた第4船について、プロペラ起振力を計算によって検討した結果、実船に於けるサーフェス・フォース、ベアリング・フォースとも容認限界内にあり、問題の無いことが判明した。これは、船尾フレームラインが適度のU型となっている上に、船尾バルブの効果も加わって伴流分布の不均一性が幾分緩和され、これらがプロペラ起振力の軽減に役立ったものである。

9) 船型開発による馬力軽減の成果について、経済性評価の試算を行った。その結果、新開発船の重量トン当りの輸送コスト、資本回収率及び投下資本償却年数は、比較基準船のそれらより、それぞれ約7%減少、53%上昇、1.5年短縮と言う好結果が得られ、新開発船は、高経済性内航船舶としての性能を十分有することが判明した。

以上述べたように、適正な船型開発法とそのプロセスを計画し、それらに基いて研究を実施した結果、新測定法の適用で載貨容積、満載排水量が増加したにもかかわらず、所要馬力を大幅に減少させ、従って経済性を大きく改善させることができた。然も、船尾振動の少ない船型が開発された。

本研究の方法は、今後の色々な船種の船型開発に参考となり、性能改善に役立つことと確信する。

謝 辞

本研究は、昭和57年10月に船舶整備公団から999G/T型内航タンカーの省エネルギーを図るための研究を船舶技術研究所と共同して実施したい旨の申し入れがあり、これを契機として実施したものである。

昭和57年度には、実船性能の資料収集とその分析が行われたが、水槽試験及び諸計算を中心とした研究は、58、59年度の2か年間にわたって実施された。

本研究の実施に当って、東京大学工学部船舶工学科梶谷 尚教授をはじめとする研究委員会が同公団の企画のもとに運営され、本研究は、この研究委員会のもとに遂行されたものである。

水槽試験は、5隻の大型模型船を使って実施されたが、その結果、幸いにも新開発船の所要馬力は在来船に比べて大幅に低減すると言う好成績が得られ、この成績をもとに実船試験設計が実施された。

本報告は、全体研究の中から、主として船舶技術研究所で実施された水槽試験の部分に、独自に試算した経済性評価を加えてまとめたものである。

研究の全般にわたって、梶谷 尚教授をはじめとする研究委員会の方々には終始多大のご指導を頂きました。

また、本報告のまとめについては、大阪府立大学工学部船舶工学科 田口賢士教授から懇切なご指導を頂きました。

船舶整備公団 故松尾 進前理事、新藤卓治理事及び工務部 森下丈夫前部長、山口 修部長、峠 康之前調査役、有川彰一前調査役ほかの大勢の関係の方々には、研究の遂行面で限りない程お世話になりました。

船舶技術研究所では、推進性能部 高橋 肇前部長、川上善郎業務課長、山口真裕特殊船型研究室長、海洋開発工学部足達宏之前安全性研究室長、推進性能部職員の方々に研究の指導、計算、実験などの多岐にわたり大変お世話になりました。

上述の大勢の方々から心からお礼を申し上げます。

参考文献

- 1) 船舶整備公団：「高経済性内航船に関する調査研究一(999G/T型省エネルギー油送船の試設計)」, 昭和55年10月。
- 2) 日本中型造船工業会：「省エネルギー内航船(499トン貨物船)設計のための技術指導書」, 昭和57年3月。
- 3) 船舶整備公団：「内航油送船の船型に関する調査研究」, 昭和50年4月。
- 4) 船舶整備公団：「内航船の船首尾形状の改善及びプロペラの高効率化に関する調査研究一中間報告」, 昭和59年3月。
- 5) 日本中型造船工業会：「中小型貨物船馬力推定図表」, 昭和48年10月。
- 6) 並松正明, 清水徳樹, 越智正雄：「肥大船型の線図の電子計算化」, 西部造船会会報 第35号 昭和43年2月。
- 7) 山口真裕, 角川 明, 柳原 健：「 $C_B=0.65$ の広幅喫水船の推進性能に関する水槽試験」, 船舶技術研究所報告 第19巻 第3号 昭和57年5月。
- 8) 斉藤 勇, 塩沢政夫, 松田 登：「内航船の推進性能に及ぼすフレームラインの影響」, 船舶技術研

究所第28回研究発表会講演集 昭和51年12月。

- 9) Dickmann, H. E.: 「Wechselwirkung zwischen Propeller und Schiff unter besonderer Berticksichtigung des Welleneinflusses」, J. S. T. G. Bd. 40, 1939. および, Korvin-Kroukovsky, B. V.: 「Stern Propeller Interaction with a Stream line Body of Revolution」, I. S. P., Vol. 3, No.17, Jan. 1956. など。
- 10) 足達宏之, 菅井信夫, 森山文雄, 上田隆康：「荷重量変更法による船型試験システム」, 船舶技術研究所報告 第19巻 第3号 昭和57年5月。
- 11) 上田隆康, 足達宏之, 菅井信夫, 森山文雄：「荷重量変更自航試験システムによる船尾形状変化の性能評価について」, 日本造船学会論文集 第152号 昭和58年1月。或いは, Ueda, et al.: 「An Evaluation for Stern Forms by Means of Propeller Load Varying Test System」, Naval Architecture and Ocean Engineering from the J. S. A. J., Vol. 21, 1983.
- 12) 上田隆康, 足達宏之, 菅井信夫, 森山文雄, 塚田吉昭：「船体とプロペラの干渉計算を基礎とした船尾改良について」, 船舶技術研究所第42回研究発表会講演集 昭和58年12月。
- 13) Takahashi, H.: 「Estimation of Surface Force Induced by Propeller」, Vol. 140 J. S. N. A. J. Dec. 1976.
- 14) Holden, K., Thorgaard, K. and Frostad, R.: 「On Optimum Skew Propeller Designs and Total Propulsion Efficiency」, ISSHES-83 Sym. Sep. 1983.
- 15) Ueda, T. and Takahashi, H.: 「Characteristics of Propeller Excited Vibratory Forces on Fishing Boats」, PRADS Sym. Tokyo Oct. 1977 或いは, 上田隆康他4名：「漁船の推進性能とプロペラ起振力について」, 船舶技術研究所報告 第14巻 第4号 昭和52年7月。
- 16) 15th ITTC Proc. Part 1: 「Report of Propeller Committee」, Hague, Sep. 1978.
- 17) Buxton, I. L.: 「Engineering Economics and Ship Design」, B. S. R. A. Wallsend Research Station, Aug. 1971.
- 18) Benford, H.: 「Principles of Engineering Economy in Ship Design」, T. SNAME, 1963.
- 19) 小川武著：「海運営業概説」, 海運経営実務講座, 海文堂出版, 昭和46年2月。