久米 健一*, 一ノ瀬 康雄*, 笠原 良和**

Hull Design Approach for Energy-Saving Coastal Vessels

by

KUME Kenichi, ICHINOSE Yasuo, KASAHARA Yoshikazu

Abstract

In an effort to reduce greenhouse gases from coastal vessels through hardware modifications, the Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers formed a research consortium with three shipyards to develop energy-saving coastal vessels. With the support of the National Maritime Research Institute, the consortium developed highly efficient hull forms with specifications suitable for implementation in actual ships. Ship owners and operators were surveyed and the preliminary design was created by the aforementioned shipyards. The developed coastal vessels were a 499 gross-ton tanker and a 749 gross-ton general cargo ship, which are widely used in domestic shipping. The target energy-saving rate was 16% or more compared with an average similar ship constructed in the 1990s. This paper describes the part of the method used to design the hull forms and also reports on the performance of the developed hull forms.

* 流体設計	十系		
**研究当時	海上技術安全	全研究	所
原稿受付	令和 2年	7月	20 ⊨
審查日	令和 2年	9月	7 ⊨

1. まえがき・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	10
2. 初期船型の計画・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	10
3. 船型最適化 · · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	•••••11
3.1 浮心位置と船首バルブ寸法の最適化・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	
3.1.1 浮心の前後位置と横断面積曲線の2変数ブレンディング・・・・・	
3.1.2 船首バルブの長さと幅の 2 変数ブレンディング・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	
3.2 <i>C</i> ^{<i>P</i>} 曲線の最適化・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	
3.3 船尾形状の最適化・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	
3.4 最適船型の主要目等・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	•••••14
4. CFD 計算結果と水槽試験結果の比較・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	15
4.1 模型船および模型プロペラ, 試験状態・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	15
4.2 CFD 計算条件······	15
4.3 水槽試験結果および CFD 計算結果・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	
4.4 初期船型からの要素ごとの性能改善量・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	
5. 省エネ率・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	
5.1 馬力計算・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	
5.1.1 749 総トン型一般貨物船型・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	•••••17
5.1.2 499 総トン型タンカー船型・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	•••••17
5.2 CO ₂ 排出量低減達成度の評価・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	
5.2.1 749 総トン型一般貨物船型・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	
5.2.2 499 総トン型タンカー船型・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	
6. 喫水及び初期トリムの影響・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	•••••19
6.1 749 総トン型一般貨物船型・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	
6.2 499 総トン型タンカー船型・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	
7. おわりに・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	••••••24
参考文献·····	

目 次

1. まえがき

いわゆる「パリ協定」の採択を受け内航海運も GHG 削減に向けた相応の貢献を求められており,省エネルギー 内航船の実現と普及が今まで以上に求められている.このような状況で日本船舶海洋工学会と内航船建造造船所 3社((株)三浦造船所,興亜産業(株),本瓦造船(株))が研究コンソーシアムを組んで内航船の省エネ性能のベー スアップを図るべく研究開発を実施した.開発目標値はパリ協定での国別削減目標値を踏まえ,1990 年代建造の 類似船型に対し16%以上の省エネ率達成とした.海上技術安全研究所(海技研)は同研究コンソーシアムからの 研究分担要請に応じ,CAD や数値シミュレーション(CFD)の利用はもちろん上記造船所の協力も得て,実船建造 を視野に入れた設計上の制約条件も考慮した上で,省エネ性能を追求し,かつ実船として成立しうる499 総トン 型タンカー船型及び749 総トン型一般貨物船型の開発を請負研究として実施した.

本稿では船型開発に用いた手法について、749 総トン型一般貨物船型を例に述べる.また、開発した船型の性能についても報告する.

2. 初期船型の計画

開発対象とした 749 総トン型一般貨物船として,船主等へのヒアリング結果を踏まえ鋼材運搬船を想定した. また,鋼材運搬船の貨物は一定の大きさを有する有形物であることから,貨物艙の形状は直方体を基本とする box 型が望まれた.液体貨物のタンクと異なり,貨物艙の配置の自由度は低く,推進性能と両立させるための設計の 難易度は高い.このような船型を短期間で最適化するにあたり,まず同船種の従来船をベースとした初期船型を 生成した.749 総トン型の内航船は垂線間長 *Lpp* が 80 m 前後と短く,比較的高いフルード数で運航されることか ら,船首バルブを有し,船尾のフレームラインの傾向は低抵抗の V 型傾向とした.また,図1に示すように従来 の内航船で採用されることの多いシューピース付きの逆 G 型船尾形状としプロペラ直径はそれに対応して 2.6 m とした.初期船型の垂線間長は 78.0 m,浮心の前後位置は-1.1 %*Lpp* である.



3. 船型最適化

船型最適化の方針として造波抵抗の低減と推進効率の向上の両立を目指し、CFDを最大限利用することとした. 造波抵抗の低減のためには浮心の前後位置と船首バルブ形状の最適化が最も効果的と判断し、これに最初に取り 組んだ.特に浮心の前後位置はトリムを成立させることが必要条件であり、船型の検討においては実船建造を視 野に入れて区画配置も並行して実施した.また船首バルブ形状については、船主やオペレータに対するヒアリン グ結果から同船種には全長に制約がないとのことから、バルブ幅の変更だけでなくバルブ長さの延長も考慮に入 れた.

3.1 船体の横断面積分布と船首バルブ寸法の最適化

3.1.1 浮心の前後位置と横断面積曲線の2変数ブレンディング

初期船型に対し,浮心の前後位置 *lcb* と横断面積曲線(*Cp* 曲線)の肩張り・肩落ちの傾向を最適化することとし,それらをパラメータとする2変数ブレンディングにより,複数のシリーズ船型を生成した.船型のブレンディングにはまずそれぞれの変数の変化量が最小または最大となる組み合わせの4船型を,海技研と(有)ACT が共同で開発を進めている AutoDes で生成し,同じトポロジーで計算格子も生成する.同じ格子トポロジーを有するその4船型について,対応する計算格子点の座標の線形的な内挿補間により4船型の間に位置する中間船型を25船型(5×5)生成した.なお,AutoDes は入力船型の自動変形機能を有するソフトウェアであり,*Cp* 曲線の変化に

応じた船型変形や船首バルブ形状の変形,船尾フレームラインの傾向の変更が容易に実行できる.生成した 25 船型に対する CFD 計算結果(波紋図)を図2に示す.計算時のフルード数は計画速力である 12.0 knots 相当とし, レイノルズ数の設定は模型船スケールとした.図2の横軸は *lcb*の前後移動を縦軸は *Cp*曲線の肩の形状変化を表 している.この中から波形が最も小さい船型を選択し第1次最適化船型とした.



図2 ブレンディング手法で生成した船型の CFD による波紋図

3.1.2 船首バルブの長さと幅の2変数ブレンディング

次に、同じく初期船型について船首バルブの長さと幅を変化させ、2 つの変数の変化量が最小または最大とな る組み合わせの4船型をAutoDesで生成した.その4船型の船首バルブの形状を図3に示す.これを元に前項と 同じく2変数ブレンディング手法で25船型(5×5)の中間船型を生成し、その計算結果から全抵抗が最小となる船 首バルブの「変形方向」を探索した.その後、第1次最適化船型の船首バルブ形状をその方向の最大値まで変形 させた船首バルブ形状との2船型(1変数)ブレンディングを実施し、その中間船型から全抵抗が最小となる船 型を選択し第2次最適化船型とした.



図3 船首バルブの変形(長さと幅の最大・最小)

最適化前の初期船型と第2次最適化船型の CFD で推定した波紋図を図4と図5に示す.波紋を表す等高線の間隔 Δh は0.1% L_{PP} である.船首部から八の字に拡がる縦波の範囲が小さくなり後方に続く横波も減少している. 全抵抗係数 C_m も3.91×10⁻³から3.75×10⁻³に減少した.

13



図5 第2次最適化船型の波紋図 (Δh/L_{PP}=0.001)

3.2 Cr曲線の最適化

前節までの浮心の前後位置 *lcb* と船首バルブ形状の最適化完了後,図1に示した舵後端と船尾端の間のクリア ランスが無くなるように船尾垂線位置 A.P.を後方に 1.0 m 移動し垂線間長 *Lpp* を延長して 79.0 m とし,初期船型 よりも船体の柱形係数 *Cp*を小さくした. さらなる造波抵抗の低減のために *Cp*分布およびその1 階微分値と船側 波形の関係を見ながら手動で横断面積曲線 (*Cp*曲線)を修正した.この船型を第3次最適化船型とし,その波紋 図を図6に示す.図5に示した第2次最適化船型に対し船首波の谷が浅くなると共に,船体中央部付近に残って いた横波が軽減されている.全抵抗係数 *Cm* は 3.75×10^3 から 3.69×10^3 となりさらに減少した.



図6 第3次最適化船型の波紋図 (Δh/L_{PP}=0.001)

3.3 船尾形状の最適化

推進効率向上のためにプロペラ直径 *D_P*の大型化¹⁾を図り,その実現のためにシューピースを必要としないマリナー型のフラップ付き舵の採用を行った.プロペラ周辺の空間に余裕ができ,結果的に*D_P*は初期船型の2.6mに対し2.8mと大型化させることができた.また,伴流利得の増加のために抵抗増加を抑えつつV型からU型フレームライン傾向に変更した.船尾フレームラインの変更前後のプロペラ面における公称伴流分布図を図7に示す.想定どおり抵抗の増加を抑えつつプロペラ面内の適切な位置に船尾縦渦を誘導することが出来ている.

(267)



一般的に小型の内航船はプロペラボスに比べて船尾管の直径が大きいが、開発船型もその現状に合わせて船尾 管径を決定した.船尾プロファイルを図8に示す.このような過程を経て開発した船型を最終的に「最適船型」 として決定し、模型船を用いた水槽試験での性能確認に移行した.



3.4 最適船型の主要目等

最適船型の主要目等を表1に示す.船幅Bと喫水dは初期船型と同一である.貨物艙寸法は船主等に対するヒアリング結果を踏まえたものとしている.なお,本船型は文献2)で述べられている検討を経て749総トン型一般貨物船としての要件を満足していることを確認済みである.

$L_{PP}[\mathbf{m}]$	79.000	Hold Type	Box		
<i>B</i> [m]	13.000	Hold Size [m]	42.0×10.0		
<i>d</i> [m]	4.689	DWT [t]	2,420		
lcb [% L_{PP}]	-0.25	Gross tonnage	749		
$D_P[\mathbf{m}]$	2.800	Mariner type flap rudder			

表1 最適船型の主要目

15

4. CFD 計算結果と水槽試験結果の比較

本稿に示した最適船型については CFD を利用して開発し,最終的に水槽試験結果に基づく精度の高い馬力推定を行った.本章では最適船型の模型船(M.S.No.869)を用いて海技研の400m 試験水槽で実施した抵抗・自航試験の結果を記す.なお,CFD による予測値と水槽試験による確定値の対比も示しておくことは有益であると考え図中に併記した.

4.1 模型船および模型プロペラ, 試験状態

水槽試験に用いた模型船の写真を図 9 に示す. 模型船はバウスラスタ孔を 1 基備えており, 孔の入口にはグ リッドを設置している. 舵はフラップ付き舵を想定しておりシューピースの無いマリナー型とした. 模型プロペ ラは本船型用に設計されたものであるが代用プロペラとの位置付けで展開面積マージンを大きめ (Wageningen ラ インに対し+10%) に設計したプロペラを用い, 自航解析にはレイノルズ数 *R_{nD}*=0.6×10⁶ での単独特性を用いた. なお, プロペラに関する情報の詳細は文献 1)を参照されたい.



図9 最適船型の模型船(M.S.No.869)

4.2 CFD 計算条件

CFD 計算には海技研で開発された構造格子対応の粘性流体解析ソフト NEPTUNE³を用いた. 舵とビルジキール,バウスラスタ孔は省略した. プロペラ作動の影響を模擬するためには無限翼数理論に基づく簡易プロペラモデルを用いた. 乱流モデルには修正 Spalart-Allmaras (MSA)モデル(*cvor*=10)を採用した. 船体の姿勢は初期トリムゼロ(evenkeel)に固定し,自航計算では自由表面無しの二重模型流れで解析した. レイノルズ数およびフルード数は水槽試験に用いた模型船および実船の寸法比と計画速力 12.0 knots を考慮して *L_{PP}*ベースでそれぞれ 1.0739×10⁷, 0.2218 とした.

4.3 水槽試験結果および CFD 計算結果

模型船を用いて実施した水槽試験は3次元外挿法を用いて解析した.抵抗試験で得られた造波抵抗係数 C_W曲線を CFD 計算結果と併せ図 10 に示す.浮心の前後位置と船首バルブ形状および C_P 曲線の最適化により計画速力付近のフルード数 Fr=0.20~0.22 での造波抵抗が低いレベルに抑えられ,同範囲では hollow 傾向にもなっており,計画速力をターゲットとした造波抵抗の最小化が適切に行われたことが確認できた.

満載(Designed Full)状態の水槽試験で得られた公称伴流分布図を図 11 に示す. 初期船型に対し伴流利得を増加 させるよう船尾のフレームライン形状を U 型傾向に変更したが,想定通り形状影響係数 k の増加を抑えつつ船尾 の縦渦を効果的に生成することが出来ている.

自航試験は実船の自航点(ship point)で実施した. 自航試験の解析結果を CFD 計算結果と併せ図 12 に示す. プロペラの大直径化により模型船の有効伴流係数 1-wt が増加することが想定されたが船尾形状の改良により最小限に抑えることできた.



4.4 初期船型からの要素ごとの性能改善量

初期船型から最適船型への改良のポイントを明確にするため性能要素毎に省エネ化への寄与度を分析し,要素毎の省エネ率として表2に示す.いずれも最適化前の初期船型を基準とした数値であり,最適船型の水槽試験結果を初期船型の数値に一つずつ置き換えた場合の制動馬力 BHP の変化を要素ごとの省エネ率とみなしている. プロペラ直径変化に応じたプロペラ単独効率ηοの寄与度については運動量理論に基づくプロペラ荷重度と理想効率の関係を用いて推定した.

船体前半部形状については3章で述べたような船型最適化を行ったことで、形状影響係数 k で 2.1 %、造波抵抗係数 C_W で 1.8%の抵抗低減を実現できた.船体後半部形状についてはマリナー型舵の採用に伴う船尾プロファイルの変更、プロペラ直径大型化、U型フレームラインの採用により、実船の有効伴流係数 1-ws の悪化は見られたものの推力減少係数 1-t の向上もあり船殻効率 η_H (=(1-t)/(1-ws))では約 2.1 %向上させることができた.

-				
Р	Parameters Initial		Optimized	Improvement [%]
	k	0.260	0.231	2.1
	C_W	0.368	0.325	1.8
	η_{H}	1.268	1.295	2.1
	1-t	0.775	0.825	7.7
	1-ws	0.611	0.637	-2.5
	η_R	1.010	1.007	-0.3
	η_O	0.533	0.551	3.3

表2 要素ごとの性能改善量

5. 省エネ率

5.1 馬力計算

ここまで 749 総トン型一般貨物船型を例示し,船型開発の手法を紹介してきたが,ここからは同様の手順で開 発された 499 総トン型タンカー船型の性能についても示す.

5.1.1 749 総トン型一般貨物船型

実船の馬力計算に必要な粗度修正係数 ΔC_F は 0.4×10^3 を用いた. 伴流係数の尺度影響係数 ε は矢崎チャート 4 か ら得られる値に経験定数として 1/1.03 を乗じた.また、制動馬力 BHP の計算に用いる軸系の伝達効率η には 1/1.03, 想定する減速逆転機(前進側減速比 1.55)のギアロスとして 1/1.02 を用いた.プロペラ単独特性は、実船 搭載を視野に入れキャビテーション性能を考慮した上で効率向上を目指して設計したプロペラ 1) (展開面積比は Wageningen ラインに対し-5%) のレイノルズ数 R_{nD} =1.1×10⁶ での試験結果を採用した.このように算出した馬力 曲線を図 13 に示す. 75%MCR (883 kW)での到達速力は 12.61 knot となった.



5.1.2 499 総トン型タンカー船型

749 総トン型一般貨物船型と同じく,水槽試験結果に基づき計算した馬力計算結果を図 14 に示す.75%MCR (552 kW)での到達速力は 12.16 knot となった.



図 14 499 総トン型タンカー船型馬力曲線(満載状態)(M.S. No. 868)

5.2 CO2 排出量低減達成度の評価

開発船の省エネ目標は1990年代の類似船型の CO₂排出量の平均値に対し16%以上の削減である。開発した最適船型の省エネ率の計算には目標値の算出と同じ式を用いており(5.1)式~(5.3)式に示す.ここで, FOCR_{ME}は主機の燃費率, FOC_{ME} は主機の75%MCR での燃料消費量, FOC_{AE} は補機の燃料消費量であり主機の MCR での燃料 消費量の8%と仮定している.DWT は載貨重量[t], V_Sは前節で述べた75%MCR での到達速力, Emission_{CO2}はCO₂ 排出量でありこれらが省エネ率計算に用いられる.

$$FOC_{ME}[g/h] = FOCR_{ME}[g/kWh] \cdot MCR[kW] \cdot 0.75$$
(5.1)

$$FOC_{AE}[g/h] = FOCR_{ME}[g/kWh] \cdot MCR[kW] \cdot 0.08$$
(5.2)

$$Emission_{CO2}[gCO_2/(t \cdot NM)] = \frac{3.1144 \cdot FOC_{ME} + 3.2060 \cdot FOC_{AE}}{V_S[\text{knot}] \cdot DWT[t]}$$
(5.3)

5.2.1 749 総トン型一般貨物船型

ここでは 749 総トン型一般貨物船型の省エネ率の計算について述べる.載貨重量の算出には船殻重量が必要で あるため造船所が計算した数値を使用し,搭載する主機の最大出力は *MCR*=1,177 kW(1,600 PS)を想定した.(5.1) 式~(5.3)式で計算した最適船型の省エネ率等を表 3 に示す.本船型の CO₂ 排出量は開発目標値である 32.73 gCO₂/(t·NM)に対し 20.27 となり,省エネ率 38.1%を達成した.なお,*MCR*=1,177 kW(1,600 PS)の主機は,従来の 749 総トン型一般貨物船に搭載されてきた主機と比べると *MCR* が約 2 割小さいが,開発した最適船型の水槽試 験結果を基準に考えると約 41%のシーマージンを有していることになり,計画速力の 12.0 knots には約 61% *MCR* で到達することから十分な余力を有している.

Item	Unit	Value
Output (MCR)	kW	1,177
FOCR _{ME}	g/kWh	202.9
FOC_{ME}	g/h	178,960
FOC_{AE}	g/h	19,089
V_S	knot	12.61
DWT	t	2,420
Emission _{CO2}	$gCO_2/(t \cdot NM)$	20.27
Energy Saving Ratio	%	38.1

表3 749 総トン型一般貨物船型の省エネ率

5.2.2 499 総トン型タンカー船型

次に 499 総トン型タンカー船型の省エネ率の計算について述べる. 749 総トン型一般貨物船型と同様に(5.1)式 ~(5.3)式で計算された最適船型の省エネ率等を表4に示す.本船型のCO₂排出量は開発目標値である 32.84 gCO₂/(t-NM)に対し 26.47 となり,省エネ率 19.4 %を達成した. なお,搭載する主機の最大出力は 499 総トン型タンカー で一般的な *MCR*=735.5 kW(1,000 PS)を想定したものである.

Item	Unit	Value
Output (MCR)	kW	735.5
$FOCR_{ME}$	g/kWh	209.6
FOC_{ME}	g/h	154,085
FOC_{AE}	g/h	12,327
V_S	knot	12.16
DWT	t	1,241
Emission _{CO2}	$gCO_2/(t \cdot NM)$	26.47
Energy Saving Ratio	%	19.4

表4 499 総トン型タンカー船型の省エネ率

6. 喫水及び初期トリムの影響

ここまで初期トリムゼロの計画満載状態における性能について評価してきたが、内航船は一般的に船尾トリム状態で運航されることが多いためトリム付き満載状態およびバラスト状態の性能についても報告する.749総トン型一般貨物船型および499総トン型タンカー船型の喫水状態等についてそれぞれ表5と表6に示す.

表 5	749 総トン型一般貨物船型の喫水状態
10	「「小小」ノエール良い加土の大小小心

M.S.No.	869				
$L_{PP}[\mathbf{m}]$		6.7714			
<i>B</i> [m]		1.1143			
	Full			Dellect	
Draft condition	Designed	Aft trim			(Trial)
		0.5 m	1.0 m	1.5 m	(IIIal)
d (midship)[m]	0.4019	0.4005	0.3991	0.3976	0.2511
Trim[m]	0.0000	0.0429	0.0857	0.1286	0.0857
Disp. ratio	1.000	1.000	1.000	1.000	0.587

r						
M.S.No.	868					
$L_{PP}[\mathbf{m}]$		5.9088				
<i>B</i> [m]		0.9600				
	Full					
Draft condition	Designed	Aft trim	Ballast			
		1.0 % <i>Lpp</i>				
d (midship)[m]	0.4032	0.3976	0.2957			
Trim[m]	0.0000	0.0590	0.1772			
Disp. ratio	1.000 0.992 0.697					

表 6 499 総トン型タンカー船型の喫水状態

6.1 749 総トン型一般貨物船型

図 15 に水槽試験で得られた C_W曲線を示す.満載状態では船尾トリムが大きくなるにつれて Fr<0.21 の範囲 で hump 傾向が顕著になるものの,計画速力付近 (Fr=0.22) ではほとんど同じレベルである.船尾トリム状態 では船首バルブが水面上に出ているため,船速が遅い領域では船首の造波および砕波現象が卓越するが,船速 が増すにつれて船首沈下量の増加と船首造波が発達するため船首バルブが水面下に没し,初期トリムゼロの状態と同等の造波抵抗に抑えられたことによると考えられる.

図 16 に自航要素を示す. 船尾トリムの増加に伴い 1-t と 1-wt が共に増加するが図 17 に示した実船の有効伴流 係数を用いた船殻効率 η_Hで比較するとトリムの影響はほとんど現れないことがわかる.





トリムが異なる状態の馬力曲線を図 18 に示す.本船型(M.S.No.869)では、満載状態の約 11.8 knots を超える領域においては船尾トリムをつけた方が BHP は減少することが確認された.計画速力 12.0 knots においては 0.5~ 1.5 m の初期トリムでいずれも初期トリムゼロの状態に対し 1~2%の馬力低減が認められた.同じ排水量で初期 トリムを船尾側にした場合に所要馬力が低下するということは、初期トリムゼロの状態における最適な浮心の前

後位置 *lcb* は本船型の-0.25%*Lpp*よりもさらに後方にあることを示唆している.しかし,船体の区画配置検討の結果, *lcb* のこれ以上の後方移動は困難であることが分かっており,現状の *lcb* は実現可能性も考慮した上で最適であると言える.

また,外航船での採用実績が豊富な省エネ装置である海技研開発の船尾ダクト WAD の性能評価については文献 5)を参照されたい.



図 18 馬力曲線 (実験) (749 総トン型一般貨物船型)

6.2 499 総トン型タンカー船型

図 19 に水槽試験で得られた C_W曲線を示す.船尾トリムが付いた状態では満載状態より形状影響係数 k が増 大するものの造波抵抗係数が減少した.トリムにより見かけの C_P曲線が変化したことによるものであり,浮心の 前後位置を後方に移動させた時に見られる一般的な傾向と整合する.バラスト状態の造波抵抗は船首バルブが水 面上に出ていることで生じる砕波現象により Fr=0.22 付近まで増加傾向であるが,水面の盛り上がりにより船首 バルブが没するようになる Fr>0.22 の範囲では増加傾向が緩やかになった.

図 20 に自航要素を、図 21 に実船の有効伴流係数を用いた船殻効率 η_H を示す。船尾トリムやバラスト状態で は満載状態に対し特に推力減少係数が改善し馬力が低減することが分かった。





図 21 船殻効率(実験)(M.S.No.868)

トリムが異なる状態の馬力曲線を図 22 に示す.本船型(M.S.No.868)では,満載状態の 10.0 knots を超える領域 においては船尾トリムをつけた方が BHP は減少することが確認された.排水量が満載状態よりも小さいバラス ト状態の BHP が満載状態と同程度であるが,満載状態における造波抵抗低減を目指して最適化した結果である と考えられる.バラスト状態の性能が極端に悪いわけではなく,満載状態の性能が改善されたことにより相対差 が縮まったものである.

(277)



7. おわりに

749 総トン型一般貨物船型を例示し内航船の省エネ船型開発の手法と、その結果開発された船型の性能について紹介した. CFD を利用して浮心の前後位置および船首バルブ長さと幅、C_P曲線の最適化を行うとともに、船尾フレームライン形状の変更、マリナー型舵の採用、プロペラ大直径化等により 1990 年代に建造された類似船型の平均的な燃費に対し、749 総トン型一般貨物船型で 38.1 %、499 総トン型タンカー船型で 19.4 %の省エネ率をとなる船型が開発できた.

省エネ性能の向上のためには CFD 等の技術を駆使したが,船型に制約の多い内航船において浮心位置を可能 な限り後方へ移動した船型を実船として成立させる配置上の工夫や,プロペラの大直径化のためにマリナー型舵 を採用するなどの決断も大きく寄与していると考えている.内航船は外航船と比べて設計上の制約が多くかつ厳 しいため,仕様を従来船から大きく変更することに躊躇しがちであるが,今回の省エネ船型開発プロジェクトで は海運・造船・公的機関の連携がうまく機能し,それぞれが役割を果たすことで内航船の省エネ性能の飛躍的な 向上につながった.海運からの CO₂ 排出量削減のためには省エネ船型の開発に留まらずその普及が必須であり, そのためには技術と実務の両面からのアプローチが重要である.このプロジェクトではそれを示す具体的な成果 が得られた.

謝 辞

本研究は経済産業省の補助事業「平成28年度輸送機器の実使用時燃費改善事業費補助金(海上輸送機器の実使 用時燃費改善事業)」を受けて、日本船舶海洋工学会、三浦造船所、興亜産業、本瓦造船が研究コンソーシアム を組んで実施した研究「内航海運のための省エネルギー船型群の研究開発」の一環として実施したものです。研 究の実施にあたり、ご尽力いただいた関係者各位に深く感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 川北千春,白石耕一郎,藤沢純一,澤田祐希,新川大治朗:内航船用固定ピッチプロペラの開発,日本船舶 海洋工学会講演会論文集,第24号(2017).
- 2) 三浦則和:749 総トン型一般貨物船の基本設計,日本船舶海洋工学会講演会論文集,第24号(2017).
- N. Hirata, T. Hino : An efficient algorithm for simulating free-surface turbulent flows around an advancing ship, Journal of The Society of Naval Architects of Japan, Vol.185(1999), pp.1-8.
- 4) 矢崎敦生:模型船による水槽試験から実船の伴流係数を推定するための図表について、日本造船学会誌、第
 480号(1969), pp.270-272.
- 5) 久米健一,一ノ瀬康雄,三浦則和,深澤良平,大場弘樹:749総トン型一般貨物船の省エネルギー船型の開発,日本船舶海洋工学会講演会論文集,第24号(2017).