

ブリティッシュ・コロンビア大学によるトローラー 系統模型試験データの再解析による船体主要寸法の 検討

メタデータ	言語: Japanese 出版者: 公開日: 2024-08-06 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 升也, 利一 メールアドレス: 所属:
URL	https://fra.repo.nii.ac.jp/records/2010553

This work is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License.



短 報

ブリティッシュ・コロンビア大学によるトローラー系統 模型試験データの再解析による船体主要寸法の検討

升也利一*

Examination of hull dimensions by re-analysis of UBC trawler series model test data

Toshikazu MASUYA

By re-analyzing the published UBC trawler series model test data, we show here that the wave resistance coefficient depends on the prismatic coefficient of fineness and the sectional area curve of the ship. The wave resistance coefficient can be regarded as a function of the Froude number when the displacement, the prismatic coefficient, and the sectional area curve of the ship are constant. By using this relationship, if the breadth is increased by 10% under conditions of constant displacement, then the principal dimensions of a ship for which the effective horsepower is minimized can be calculated by using the non-linear programming method.

2013年12月3日受付, 2014年6月5日受理

船上作業の安全性確保や機器配置の改善による操作性の向上などの理由から、あるいは船内居住区画の床面積確保などの要請から、日本漁船においてもヨーロッパ漁船と同様の幅広船型が求められる場合がある。過去に水産工学研究所では、各分野の専門家の協力を得て、日本型漁船とヨーロッパ型漁船の比較研究を実施しており、両者の得失を計る上で貴重な資料となっている¹⁾。

ヨーロッパなどの漁船の大きさが長さによって規制される条件下で比較されているが、同じ長さの日本型漁船とヨーロッパ型漁船では、排水量で2.5～3倍の差があるから、仮に船体の主要寸法を維持したまま本邦の総トン数規制を適用すれば、ヨーロッパ型漁船の長さや幅、喫水などの寸法は $3^{-1/3} \sim 2.5^{-1/3} = 69 \sim 74\%$ に減少し、一方でフルード数は $2.5^{1/6} \sim 3^{1/6} = 1.16 \sim 1.2$ 倍に増加する。このように、本邦の総トン数規制の下では、ヨーロッパ型の漁船船型は、本来の幅広などの利点が大きく損なわれるだけでなく、フルード数の上昇に伴う造波抵抗の増大により、必要な速度や航続距離の確保にも問題を生じる可能性すらある。

従って、本邦の規制が総トン数規制から長さ規制に移行しない限りは、幅広船型が求められる場合であっても、単純にヨーロッパ型漁船の船型を日本漁船に導入することは適当ではないといえる。しかし、冒頭で述べたよう

な理由から、日本漁船においても幅広船型を実現するための検討は必要であるし、それはまた、昨今より厳しさを増す省エネ化の要請と同時に達成されなければならない。

ブリティッシュ・コロンビア大学（以下 UBC と略記）の CALISAL *et al.*^{2,3)} は、柱形係数と横截面積曲線の異なる 2 種類のトローラー船型について、長さ幅比、幅喫水比を変えた 13 隻の模型船について抵抗試験を実施して、船体寸法表（オフセットデータ）と共に計測データを数値として公表している。CALISAL *et al.* による系統的模型試験（以下 UBC シリーズ）の計測データを再解析すれば、船体抵抗に対する主要寸法の影響に関して有用な知見を得ることができると考えられる。

本稿では、この UBC トローラーシリーズの模型試験データを再解析することにより船体の主要寸法と船体抵抗の関係を明らかにし、その結果を基に、与えられた条件下において船体の抵抗が最小となる船体主要寸法を求めたので、その結果について報告する。

1. 記号の定義と模型試験解析法

L を船の長さ (m), B を船の幅 (m), T を船の喫水 (m), V を船の速度 (m/s), g を重力加速度 (9.8 m/s^2), v を水

* 水産総合研究センター 水産工学研究所 〒314-0408 茨城県神栖市波崎 7620-7

National Research Institute of Fisheries Engineering, FRA 7620-7, Hasaki, Kamisu-shi, Ibaraki, Japan 314-0408

masuya@affrc.go.jp.

の動粘性係数 (m^2/s) とするとき、フルード数を $F_n = V/\sqrt{gL}$, レイノルズ数を $R_n = VL/\nu$ で定義する。

模型船を用いた抵抗試験で計測されるのは、全抵抗 R_t (kgf) であり、 ρ を水の密度 (kg/m^3), S を浸水表面積 (m^2) として、全抵抗係数 C_t を次式で定義する。

$$C_t = \frac{R_t}{1/2\rho SV^2} \quad (1)$$

平板の摩擦抵抗係数 C_f は、Schöenherr, Hughes などによる実験式がよく用いられているが、ここでは次の ITTC1957 の式を用いる。

$$C_f = \frac{0.075}{(\log_{10} R_n - 2)^2} \quad (2)$$

模型試験結果の解析と実船への外挿には、次の2種類の解析法が用いられる。以下では、模型船の値には m を、実船の値には s を、それぞれ添え字に加えて表す。

2次元外挿法は滑走型、半滑走型船舶など、航行時の姿勢が静止時より大きく変化する船舶に対して用いられる解析法である。模型船のフルード数を実船フルード数に一致させて全抵抗を計測し、全抵抗係数 C_{tm} から模型船のレイノルズ数に対する平板の摩擦抵抗係数 C_{fm} を差し引き、剰余抵抗係数 C_r を求める。フルード数を実船に一致させているので、剰余抵抗係数 C_r は実船でも同一の値をとると考え、剰余抵抗係数 C_r に実船のレイノルズ数に対する平板の摩擦抵抗係数 C_{fs} を加えて実船の全抵抗係数 C_{ts} を求める。

$$C_{ts} = C_{rs} + C_{fs} \quad (3)$$

航行姿勢の変化により水面下の形状も速力によって変化する高速船舶などは、次に述べる3次元外挿法が使用できない場合に用いられる。

3次元外挿法は排水量型船舶と呼ばれる航行時の姿勢が停船時と変わらない船舶に対する解析法である。模型船の全抵抗係数 C_{tm} を求めるまでは2次元外挿法と同じであるが、造波抵抗がゼロと考えられるフルード数 (0.05

程度) では全抵抗係数は $C_{tm} \doteq (1+k) C_{fm}$ と書けるので、これより形状影響係数 k を求める。模型船全抵抗係数 C_{tm} から模型船レイノルズ数に対する摩擦抵抗係数 C_{fm} に $1+k$ を掛けた値を差し引き、造波抵抗係数 C_w を求める。

$$C_w = C_{tm} - (1+k) C_{fm} \quad (4)$$

造波抵抗係数 C_w と形状影響係数 k は模型船と実船で同一の値をとるとし、実船のレイノルズ数に対する平板の摩擦抵抗係数 C_{fs} を用いて実船の全抵抗係数 C_{ts} を求める。

$$C_{ts} = (1+k) C_{fs} + C_w \quad (5)$$

実船の全抵抗係数 C_{ts} が求められれば、(1) 式より全抵抗 R_{ts} が計算され、実船を推進するために必要となる有効馬力 EHP (PS) が次式で求められる。

$$EHP = \frac{R_{ts} V_s}{75} \quad (6)$$

2. UBC トローラーシリーズ

CALISAL *et al.* は、カナダ東岸のトロール漁船を母型とし、改良を加えた異なる肥瘠係数と横截面積曲線を持つ2種類の船型について、主要寸法比を系統的に変化させた模型船を用いて行った抵抗試験結果とその回帰式を発表している^{2,3)}。このUBCシリーズの船型は、 $C_b = 0.531$ と $C_b = 0.615$ の2種類の方形係数 C_b 毎に、図1に示すようなダブル・チェーン船型と呼ばれる船体 (図1は基線と船体中心線の交差する点を原点に、喫水及び水線半幅で規格化した正面線図を示している) を持ち、柱形係数 C_p と図2に示す C_p カーブは、 C_b が同じであれば同一である。また、系統的に変化させた模型船は、満載状態では表1のような主要寸法をもっており、長さ幅比 (L/B) は $2.6 \sim 3.98$, 幅喫水比 (B/T) は $1.99 \sim 2.99$ の範囲をカバーしている。表中の各項目は、 L は水線長 (m), B は水線幅 (m), T は喫水 (m), S は浸水表面積 (m^2), ∇ は排水容積 (m^3), C_m は中央横断面係数であり、船長

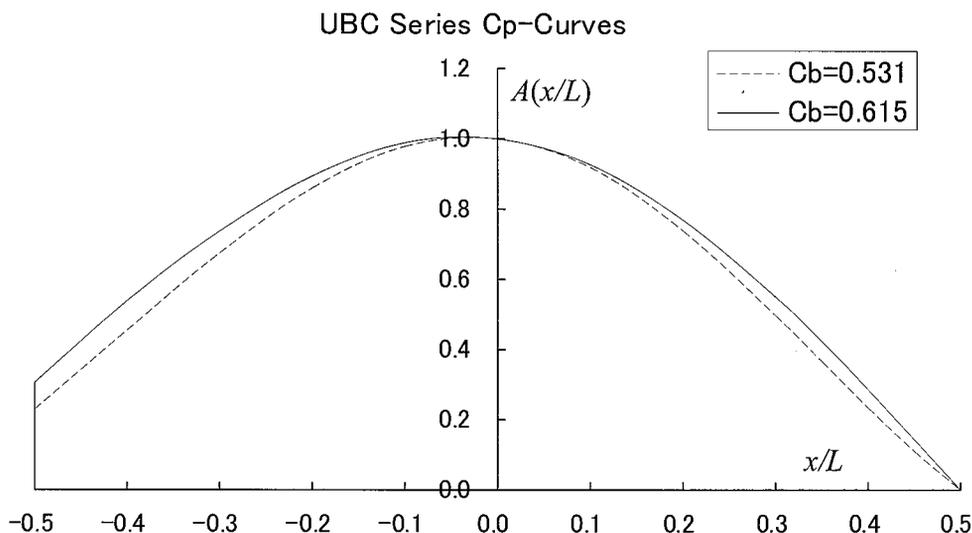


図1. UBC トローラーシリーズの横截面積曲線 (C_p カーブ)

方向の浮心位置 LCB (m) と浮面心位置 LCF (m) は前後方向重心位置を船首側を“+”として表す。なお、参照とした CALISAL *et al.* の論文²⁾ が報告した Model5 の試験結果には疑問が持たれたため、表1及び以下の再解析では Model5 を無視した。

ダブルチェーン船型の採用に当たって、CALISAL *et al.*²⁾ はカナダ東岸では標準的なシングルチェーン船型（本邦でいうハードチェーン船型）の漁船を母型として取り上げ、その改良としてラウンドビルジ船型の抵抗試験を行い大幅な抵抗値の低減を見ている。しかし、現場工作の便宜などから、さらに折衷型ともいえるダブルチェーン船型について、ラウンドビルジ船型と比較して大きな遜色は無いと判断した結果、UBC シリーズの基本船型として採用している。ダブルチェーン船型は本邦ではあまり例がないが、海外では特異な船型ではないようである^{4,5)}。

CALISAL *et al.*²⁾ は、満載状態に対して2次元外挿法を、軽荷状態に対しては3次元外挿法を用いて、模型試験

結果の解析を行っている。満載状態について CALISAL *et al.* の求めた剰余抵抗係数 C_r を図3に示す。剰余抵抗係数は全抵抗 R から全抵抗係数 C_t を求め、摩擦抵抗係数 C_f に ITTC1957 の推定式を用いて計算されている。なお、その中の回帰式について、後に CALISAL *et al.*³⁾ は誤植を訂正した式が示されているが、訂正された式においても物理的に Fn^{-2} であるべきところを Fn^2 としており、回帰式の形そのものに誤りがある。この誤りによる計算結果にも明瞭に現れており²⁾、単なる誤植ではないことは明らかである。

試験結果そのもののバラツキが比較的大きいこともあって、図3にはかなりバラツキが見られるが、それでもフルード数 0.35 付近では、 C_r 毎に2系統に分かれるように見える。

3. UBC トローラーシリーズの再解析

前節で述べたように、CALISAL *et al.*²⁾ は、満載状態に

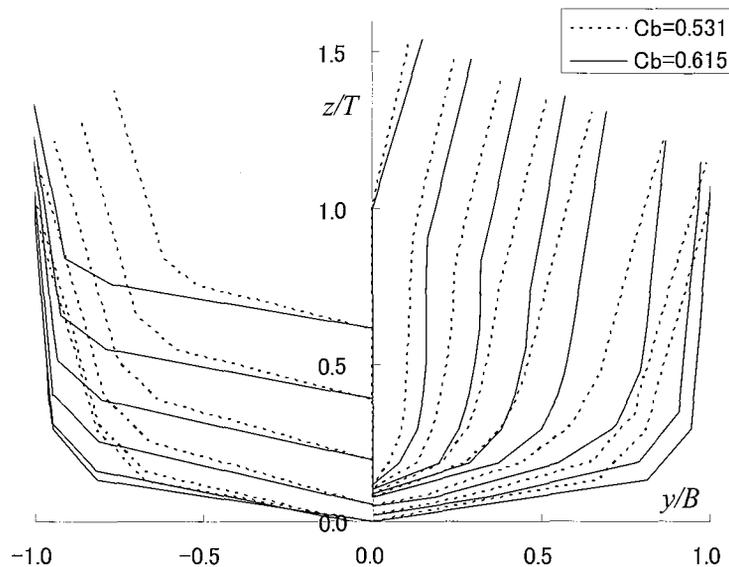


図2. UBC トローラーシリーズの正面線図

表1. UBC トローラーシリーズの主要寸法*1

	Model1	Model2	Model3	Model4	Model6	Model7	Model8	Model9	Model10	Model11	Model12	Model13
L	1.552	1.319	2.017	1.552	2.017	1.552	2.017	1.552	1.552	2.017	2.017	2.017
S	1.125	0.956	1.462	0.948	1.232	1.016	1.321	0.929	1.150	1.461	1.208	1.496
L/B	3.060	2.600	3.980	3.060	3.980	3.060	3.980	3.060	3.060	3.980	3.980	3.980
B/T	2.490	2.490	2.490	2.990	2.990	2.490	2.490	2.990	1.990	1.990	2.990	1.990
C_b	0.615	0.615	0.615	0.615	0.615	0.531	0.531	0.531	0.531	0.615	0.531	0.531
C_p	0.700	0.700	0.700	0.700	0.700	0.653	0.653	0.653	0.653	0.700	0.653	0.653
C_m	0.878	0.878	0.878	0.878	0.878	0.813	0.813	0.813	0.813	0.878	0.813	0.813
∇	3.360	3.010	4.000	3.570	4.250	3.530	4.200	3.750	3.270	3.710	4.460	3.900
LCB/L (%)	0.099	0.084	0.128	0.082	0.107	0.085	0.110	0.071	0.107	0.160	0.092	0.138
LCF/L (%)	0.462	0.438	0.504	0.435	0.474	0.440	0.480	0.414	0.474	0.543	0.451	0.517
$L/\nabla^{1/3}$	3.359	3.014	4.003	3.571	4.255	3.528	4.204	3.750	3.274	3.715	4.468	3.901
$\nabla^{2/3}/S$	0.190	0.200	0.174	0.199	0.182	0.190	0.174	0.184	0.195	0.202	0.169	0.179
k	0.232	0.273	0.178	0.212	0.163	0.231	0.178	0.211	0.258	0.199	0.162	0.199

*1 CALISAL *et al.*^{2,3)}

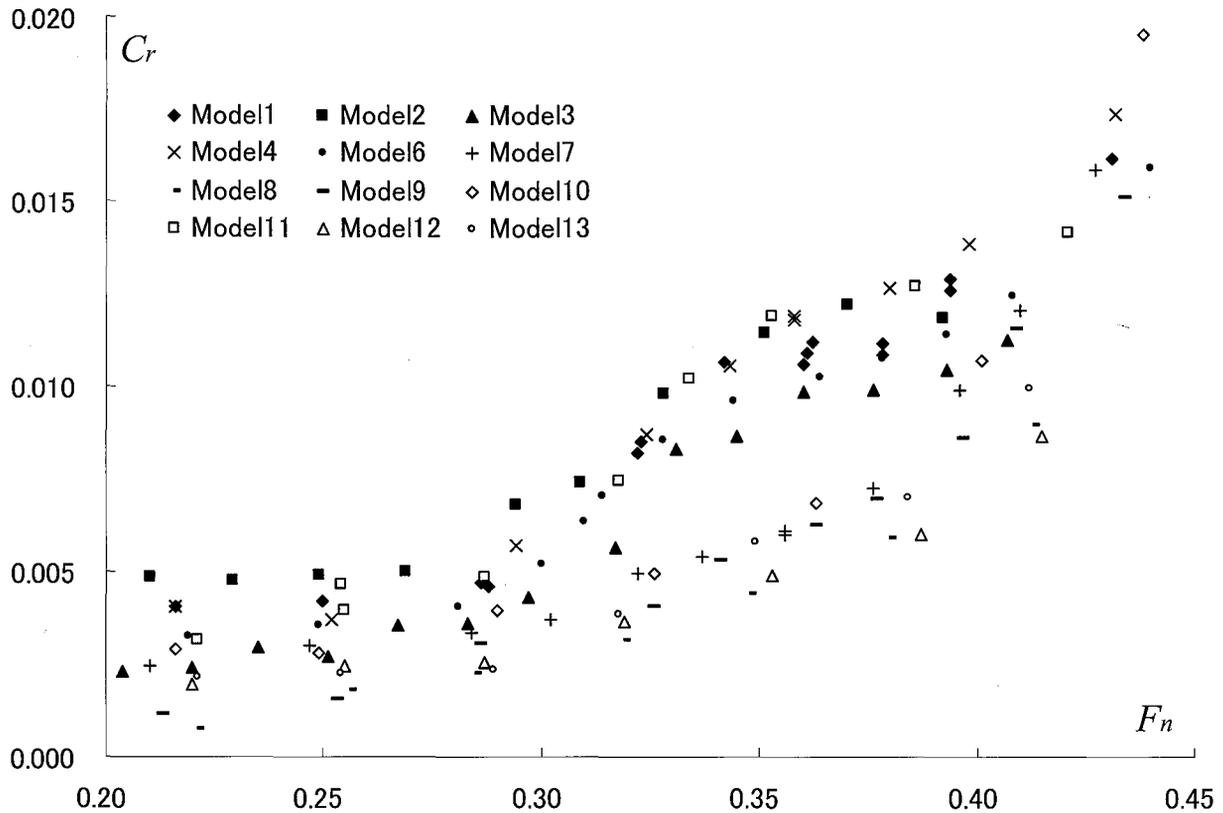


図3. UBC トローラーシリーズの剰余抵抗係数 C_r .

対して2次元外挿法を、軽荷状態に対しては3次元外挿法を用いて実験結果の解析を行っている。UBCシリーズの軽荷状態での剰余抵抗係数は、高速艇に類似した波打ち（ハンプ／ホロー）の殆ど無い形状をしているが、一方で満載状態の剰余抵抗係数には波の干渉による顕著なハンプ／ホローが見られ、排水量型船舶の特徴が現れている。このように、満載状態に対して2次元外挿法を、軽荷状態に対しては3次元外挿法を用いた CALISAL *et al.* の解析法の選択には理解し難いところがある。

そこで、UBCシリーズの満載状態を3次元外挿法により再解析した。形状影響係数 k の推定に必要な極低速の試験結果は示されていないため、多賀野⁶⁾の瘦せ型船に対する形状影響係数 k の推定式

$$k = 1.55 \frac{C_m}{(L/B)\sqrt{(B/T)C_b}} \quad (7)$$

を用い、3次元外挿法で再解析した。造波抵抗係数 C_{wF} は、造波抵抗の物理的性質を考え、次のように排水容積 ∇ の2/3乗により無次元化した。

$$C_w = Ct - (1+k)C_r, \quad C_{wF} = \frac{S}{\nabla^{2/3}} C_w = \frac{C_m}{1/2\rho\nabla^{2/3}V^2} \quad (8)$$

また、浸水表面積は、CALISAL *et al.* により UBCシリーズの基となった船型に対して次式で与えられており、実際のUBCシリーズに対する誤差は5%以内とされている。

$$S = L(2T+B)\sqrt{C_m} \{c_1 + c_2C_b + c_3C_m + c_4(B/T)\} \quad (9)$$

ここで、 $c_1 = 0.750$, $c_2 = -0.155$, $c_3 = 0.161$, $c_4 = -0.001$

である。

以上の手順で再解析して求めた造波抵抗係数を図4に示す。図4には造波抵抗係数 C_{wF} は主要寸法に対する依存性は殆ど見られない。図4は表計算ソフト Microsoft Excel を用い、 C_b 毎に切片を0とした6次多項式でフィッティングした結果も示している。図4からは6次多項式は必ずしも適切な関数形ではないように見えるが、何れの多項式も決定係数 R^2 は0.98以上となっている。別所⁷⁾は、排水量と船長、速力を与えたとき、「柱形係数と横裁面積曲線が同じであれば、剰余抵抗も略々等しいことが実験的に知られており、それは理論的にも裏付けられる」としている。また、丸尾^{8,9)}は、「造波抵抗に対する船の主要目の影響が二義的であり、もっぱら横裁面積曲線と柱形係数に依存する」と述べている。UBCシリーズでは、 C_r 及び横裁面積曲線は C_b 毎に同じ値、同じ形状であるから、この図からも造波抵抗係数が C_p 及び横裁面積曲線 (C_p カープ) に強く依存することがわかる。

4. UBCシリーズの主要寸法の最適化

前節までの再解析によって、 $C_b = 0.531$ と 0.615 の2種類のUBCシリーズについて、主要寸法を変化させた場合の全抵抗係数 C_n を構成する摩擦および造波抵抗係数、形状影響係数が、船体の主要寸法と船型を表す各種係数、及びフルード数によって簡単な式に表すことができた。そこで次に、有効馬力が最小となる船型の主要寸

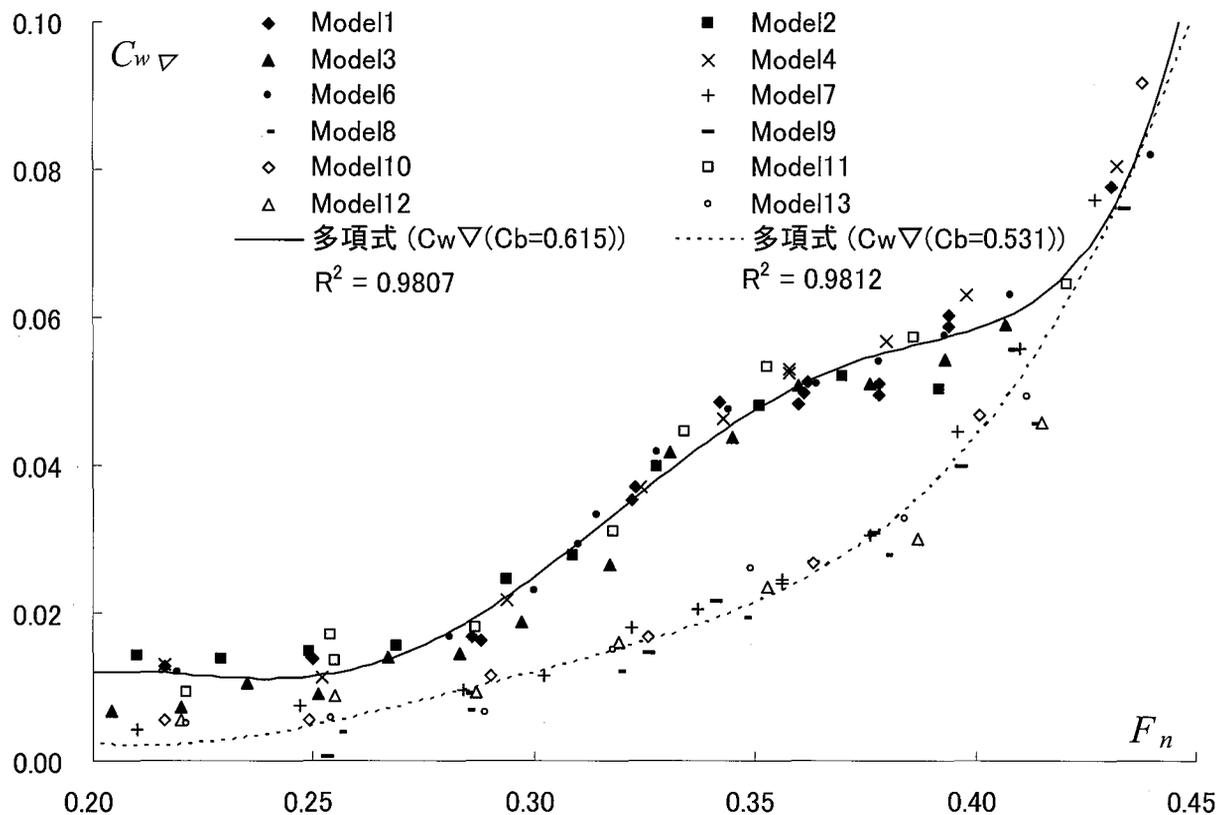


図4. 再解析による UBC トローラーシリーズの造波抵抗係数 $C_{w\triangledown}$

表2. UBC 船型の主要寸法最適化計算結果

UBC シリーズを用いた船体主要寸法の検討 (排水量一定)					
設計速度: V_s (ノット)	船長: L (m)	船幅: B (m)	喫水: T (m)	排水容積 ∇ (m^3)	浸水表面積: W (m^2)
12.00	27.659	6.915	2.305	271.122	236.9
設計速度: V_s (m/sec)	$1/2 \rho \nabla^{2/3} V^2$	$1/2 \rho S V^2$	海水密度: ρ	フルード数: F_n	レイノルズ数: R_n
6.173	83486.7	472087.1	104.61	0.3747	1.437E+08
方形係数: C_b	$C_{w\triangledown}$	C_r	k		
0.615	0.0542	0.0020	0.3340		
中央断面係数: C_m	R_w (kgf)	R_r (kgf)	$k \cdot R_r$ (kgf)	R_t (kgf)	有効馬力 (PS)
0.878	4525.0	933.9	311.9	5770.7	475.0
制約条件	下限	設計値	上限		
排水量: Δ (トン)	277.9	277.9	278.1		
L/B	2.600	4.000	4.000		
B/T	2.000	3.000	3.000		

法を最適化計算によって求める。最適化計算には表計算ソフト Microsoft Excel (以下の解析では Excel2000 を用いている) のアドイン機能の一つであるソルバーに含まれる非線形計画法 (準ニュートン法) を用いる。

最適化計算の結果を表2に示す。原型と比較すると長さは21mから27.659mに増加し、幅は7mから6.915mに若干減少し、喫水は3mから2.305mに大幅に減少している。この結果、推定された有効馬力は、原型の606.2 (PS) が475 (PS) に、30%ほど減少している。表2の計算シートにおいて、下から3行が最適化にあたっての制約条件であり、 $C_b=0.531$ の船型の速度12ノットの場合に対して、1) 排水量が原型の±0.1トン以内に維持されること、2) 長さ幅比 L/B が3~4の間にある

こと、3) 幅喫水比 B/T が2~3の間にあることを指定している。

長さや排水量を原型と同じとし、幅を10%以上増加することを条件にした最適化計算の結果を表3に示す。この条件では長さを固定したことで造波抵抗係数と摩擦抵抗係数は同じ値を取る。このため、幅の増大に伴って喫水が減少し、この結果、形状影響係数 k が0.4869から0.3660に低下して、有効馬力が606.2 (PS) から599.2 (PS) に、わずかに低減されている。

このように、与える制約条件の設定を変えることにより、希望する主要寸法の最良船型を得ることが可能である。

表 3. UBC 船型の船幅の下限を指定した場合の最適化計算結果

UBC シリーズを用いた船体主要寸法の検討 (幅最大, 長さ & 排水量一定)					
設計速力: V_s (ノット)	船長: L (m)	船幅: B (m)	喫水: T (m)	排水容積 ∇ (m ³)	浸水表面積: W_s (m ²)
12.00	21.000	7.700	2.728	271.317	205.4
設計速力: V_s (m/sec)	$1/2 \rho \nabla^{2/3} V_s^2$	$1/2 \rho S V_s^2$	海水密度: ρ	フルード数: F_n	レイノルズ数: R_n
6.173	83526.8	409266.7	104.61	0.4301	1.091E+08
方形係数: C_b	$C_{w,r}$	C_f	k		
0.615	0.0734	0.0021	0.3660		
中央断面係数: C_m	R_w (kgf)	R_f (kgf)	$k \cdot R_f$ (kgf)	R_f (kgf)	有効馬力 (PS)
0.878	6129.7	842.0	308.2	7279.9	599.2
制約条件	下限	設計値	上限		
排水量: Δ (トン)	277.9	278.1	278.1		
B	7.700	7.700			

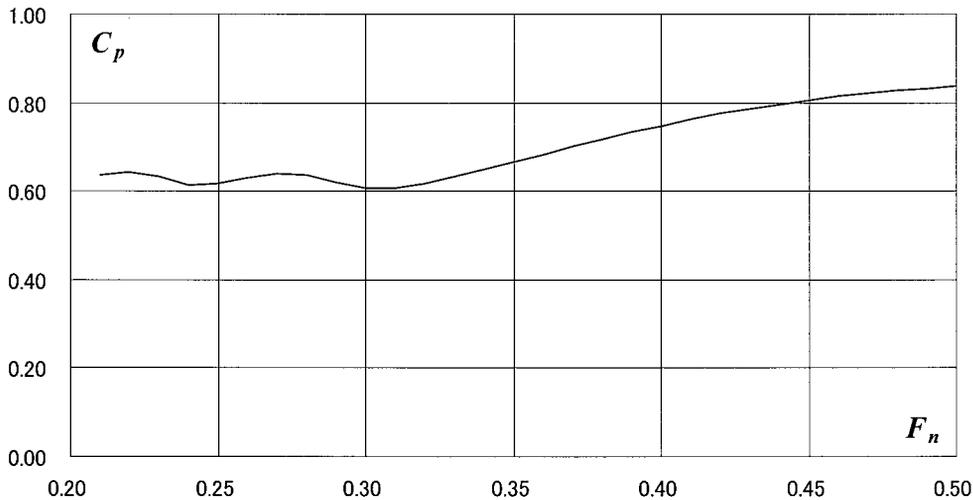


図 5. 極小造波抵抗理論による最適 C_p 値 (喫水/船長 = 0.07 の場合を示す)

系統的模型試験の結果が公表されている UBC トローラーシリーズの計測データを再解析した結果, 次のことがわかった。

1) 造波抵抗係数 $C_{w,r}$ は, 柱形係数 C_p と横裁面積曲線 (C_p カーブ) に強く依存し, 船型主要寸法 L, B, T などの影響は副次的であることが示された。この結果は, 別所⁵⁾, 丸尾^{6,7)} が述べた従来の説に合致する。

2) 再解析の結果から得られた造波抵抗係数を用いて, $C_b = 0.531$ の船型について排水量一定の条件の下で最適化を行った結果, 長さ & 幅が増加し, 喫水が減少した船型が得られ, このとき有効馬力は約 30% 減少した。

3) 同様に, 排水量 & 長さを一定に保ち, 幅を 10% 以上増加させる条件で最適化を行うと幅喫水比の増加から形状影響係数が減少し, 有効馬力に若干の減少が見られた。

図 1, 2 に示す UBC シリーズ船型であれば, 長さ & 幅, 喫水を変化させた場合も, その造波抵抗係数 $C_{w,r}$ は図 4 の近似曲線上のどこかに位置することになる。もし, これらの UBC 船型で, 速力 V と長さ L , 即ちフルード数 F_n を固定するならば, 図 4 から造波抵抗係数 $C_{w,r}$ が決まる。無次元化に用いた排水容積 ∇ は $\nabla = L \times B \times T \times C_b$ であり, 今 L と C_b は固定されているから, 排水量 $\Delta (=$

$\rho g \nabla)$ 一定の条件の下で幅 B を増大させるのであれば, 喫水 T は減少しなければならない。また, レイノルズ数 R_n も速力 & 長さによって決まるから, これらから造波抵抗係数 $C_{w,r}$ と同様に摩擦抵抗係数 C_f も決まる。浸水表面積 S は $L \times (B + 2T)$ に大略比例するから, 幅 B を増大させながら摩擦抵抗 R_f を維持もしくは減少させようとするならば, やはり喫水 T を減少させる必要がある。形状影響係数 k についてみると, (7) 式 of 多賀野の推定式では $k \propto \sqrt{BT}$ であるから, 幅 B の増大を図るには喫水 T を減少させるのが k を小さくする上で効果がある。このように考えると, 有効馬力を低減しつつ幅を増加させるためには, 喫水を浅くすることが最も効果的であるといえる。

また, 造波抵抗が支配的な高フルード数船では, フルード数に応じた最適の柱形係数とすることによって, 造波抵抗の低減に重点をおいた船型とすることも重要である。極小造波抵抗理論による最適な柱形係数 C_p の値を図 5 に, 最適な横裁面積曲線 (C_p カーブ) の例を図 6 に示す。図 5, 6 は, 喫水船長比 $T/L = 0.07$, 浮心位置 $LCB/L = 0$ の場合の有限喫水の極小造波抵抗理論¹⁰⁾ による計算結果であり, 実船の設計にあたって C_p の値を決定する上での参考となる。 C_p カーブは理論上は前後対

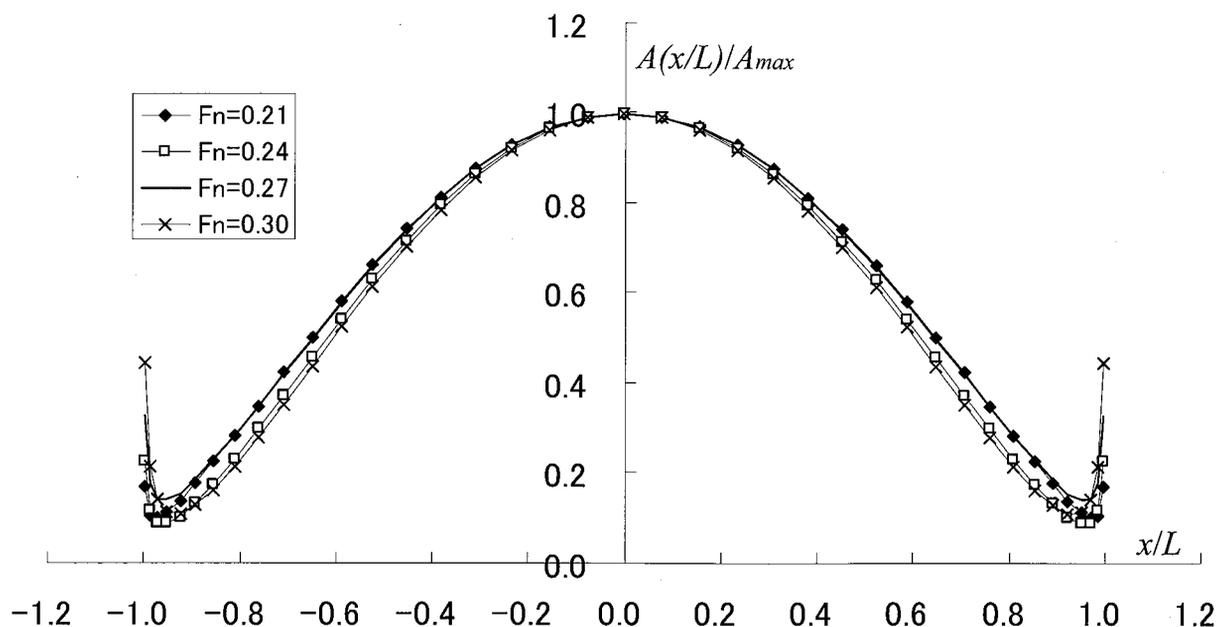


図 6. 極小造波抵抗理論による最適 C_p 曲線の計算例

称な船型が最も造波抵抗が小さいが、実際には粘性の影響により高速船では浮心位置を若干船尾寄りに置く方が抵抗値が小さくなることが知られている。

以上のように、本研究では、船体の主要寸法の変更に関して系統的模型試験が行われた UBC トローラーシリーズの計測データを再解析し、排水量長比とフルード数が同じであれば、造波抵抗係数は柱形係数と横截面積によってほぼ定まることを改めて示した。再解析結果を基に、船体の主要寸法の最適化の計算例を示した。抵抗試験が行われていれば、ここで提案した手法を対象船舶に適用し、船体の主要寸法を検討することがある程度可能である。また、最適化計算には Excel の表計算ソフトが利用できるため、最適化計算も容易に実施できる。

文献

- 1) 「一そうびき掛廻し漁船のモデル設計図作成に関する研究」報告書 (2002). 水産工学研究所.
- 2) CALISAL, S.M., MCGREER, D.A (1993) A resistance study on a systematic series of low L/B vessels, *Marine Tech*, 30, 286-296.
- 3) CALISAL, S.M., HOWARD, D., MIKKELSEN, J. (1997) A seakeeping study of the UBC series, *Marine Tech*, 34, 10-23.
- 4) GOUDEY, C.A. (1988) Roll reduction on fishing vessels using bilge keels and passive bilge fins. *Proc. World Sympo. Fishing Gear and Fishing Vessel Design*, Maritime Institute, 79-86pp.
- 5) WHITAKER, R., RENILSON, M. (1988) The effects of varying beam on the hydrodynamic performance of trawlers in head seas. *Proc. World Sympo. on Fishing Gear and Fishing Vessel Design*, Maritime Institute, 478-481pp.
- 6) 多賀野寛 (1973) 統計解析による実用船型の造波抵抗推定法に関する研究. 関西誌, 147, 43-52.
- 7) 別所正利 (1965) 極小値問題について. 造波抵抗シンポジウム, (日本造船協会誌, 434, 38-48).
- 8) 丸尾 孟 (1966) 造波抵抗理論を船型の設計にいかに応用すべきか (上). 日本造船協会誌, 438, 13-19, 日本造船協会.
- 9) 丸尾 孟 (1966) 造波抵抗理論を船型の設計にいかに応用すべきか (下). 日本造船協会誌, 439, 55-59, 日本造船協会.
- 10) 升也利一 (2007) 有限及び無限喫水極小造波抵抗理論の与える高速域の船型について. 水工研技報, 30, 1-8.

本号掲載論文要旨

ブリティッシュ・コロンビア大学によるトローラー系統模型試験データの再解析による船体主要寸法の検討

升也利一

模型試験結果が公表されている UBC トローラーシリーズについて、計測データの再解析を行い、造波抵抗係数が柱形肥瘠係数と横裁面積曲線に依存することを示した。排水量、柱形係数と横裁面積曲線を変えなければ造波抵抗係数は概ねフルード数のみの関数と見なせるため、この関係を利用して、排水量一定の条件の下で幅を 10% 増大した場合に、有効馬力が最小となる船の主要寸法を非線形計画法により算出した。