

(1) 水槽試験法の変遷と水槽試験結果

(財)日本造船技術センターが、旧運輸省船舶技術研究所の後を受けて目白水槽で水槽試験業務を開始した1968年から、約40年に渡って実施してきた水槽試験結果について、数年前よりデータの整理・データベース化を進めてきましたが、当センターの守秘義務の範囲内においてその内容をお知らせし、皆様の参考に供したいと思います。

本号では、当センターが実施してきた水槽試験の試験精度の推移を示すため、水槽試験で得られた推進性能要素

- ・ 形状影響係数
- ・ 造波抵抗係数
- ・ 船後プロペラ効率比
- ・ スラスト減少係数
- ・ 有効伴流係数

の回帰推定式を求め、その残差の推移を紹介します。

回帰分析に使用した船型は、データベースから

- ・ 単胴一軸船
- ・ 船の長さ ; 50m以上
- ・ 模型船長さ ; 5m以上
- ・ フィン等特殊な付加物やフラップ舵等特殊舵を有しない
- ・ ダクトプロペラ、ポッド型推進機等の特殊推進装置装備船を除く
- ・ 上記推進性能要素が揃っている

という条件で選定しましたが、1685隻で、載貨状態数は4416となりました。これはデータベース全体の45%程度に当たります。

回帰式は、上記の各推進性能要素を目的変数とし、船の長さ幅比等の船型要素を説明変数とする線形回帰式です。得られた回帰推定式の残差の標準偏差の推移を図-1の(1)～(5)に示します。これらは、平滑化のため、±1.5年間の移動平均の手法で求めました(注1)。図中のレベル1～5の折れ線が回帰式の残差の標準偏差です。図-1の左上の表に示すように、レベル1は、回帰式の説明変数を、船の長さ、幅、喫水、排水量等のみから得られるパラメータとした場合です。レベルが高くなるに伴い、より詳細な船型要素を追加し、レベル5での船型要素は船の長さ幅比からフレームライン等まで含みます。

回帰式の残差は、

- ・ 回帰式の不十分さ
- ・ 回帰式作成に使用したデータの実験誤差

によって生じます。レベル1～4では、フレームライン形状等を考慮していませんので、その影響も残差となります。レベル5でも、推進性能に影響する船型要素総てを取り入れることはできませんし、船型要素の一次結合だけで推進性能

を表せる訳でもありません。図の(1)～(5)に示した残差から実験誤差を分離する必要がありますが、それは不可能で、レベル1⇒2、...⇒5の変化から、十全ではあるが架空のレベル、いわばレベル6を空想して判断するしかありません。

また、図中のレベル0(太い破線)とは、回帰式ではなく各性能要素そのものの標準偏差です。これは、言わば、平均値を推定値とした場合の残差の標準偏差ですから、レベル0と名付けました。

図中には、(6) この40年間の水槽試験法の主な変遷、(7) 回帰式作成に使用した船型の方形係数の構成比率の推移も示してあります。図の(1)～(5)と(6)、(7)とを見比べることによってその関連を見出そうという訳です。

図-1の(1)～(5)のレベル5の場合の残差の推移をみると、当センター稼動開始から1980年代半ばまでの約20年間、残差(実験誤差?)は直線的に減

表-1 残差の標準偏差(レベル5)

性能要素	1968-1972の 平均値	1985-2007の 平均値	比
形状影響係数	0.034	0.021	0.62
造波抵抗係数	0.36	0.29	0.81
船後プロペラ効率比	0.021	0.009	0.45
スラスト減少係数	0.023	0.013	0.56
有効伴流係数	0.014	0.012	0.83

注1 残差の標準偏差の算出手順

図-1(1)形状影響係数の太い実線(レベル5)を例に残差の標準偏差の算出手順を示します。

図-2は回帰式(レベル5)による推定値と回帰式作成に使用した実験結果との比較で、4416個の○印があります。図-3の○印は図-2の縦軸と横軸の差=残差で、横軸は各データの試験実施時期です。本図に例示するように、1980年における残差の標準偏差とは、1980±1.5年の3カ年の間の残差の標準偏差▲(マイナス側にも置点してあります)です。他の年においても同じ手順で求めたものが△印で、これらを折れ線で結んだものが図-1(1)の太実線です。

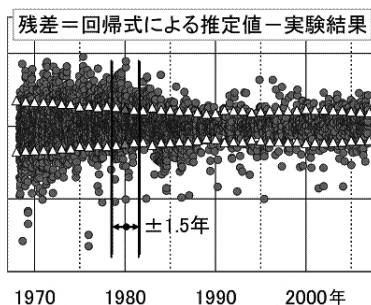


図-3 残差の推移

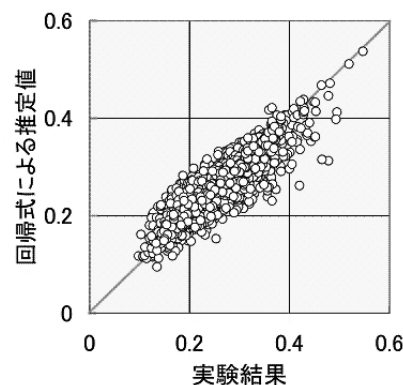


図-2 形状影響係数(レベル5)

少ししました。その後、現在までの後半約20年間はほぼ一定値です。

稼動開始当時の1968～1972年の残差と1985～2007年の残差を図から読み取り、その比を表1に示します。残差減少は船後プロペラ効率比で大きく、稼動開始当時の45%にも減少しました。これは、図-1(6)に示した天秤式動力計（トルクを作動歯車の反力で計測）から歪ゲージ型動力計への変更のみならず、動力計較正のルーチン化やプロペラ軸系（ユニバーサルジョイント、プロペラ滑り軸受け）の不断の改良によるプロペラトルク計測精度向上の結果です。

スラスト減少係数の残差も半分近くへ減少しました。これは、自航試験法のプー

リー方式から模型船固縛方式への変更、計測の自動制御（個人差の排除）からの寄与が大きいものと考えられます。

形状影響係数の残差は4割程度、造波抵抗係数や有効伴流係数の残差は2割程度減少しました。

図-1で気が付くのは、ある特定の計測装置なり試験法に切り替わった時点で残差がステップ的に減少する、というようにはなっていないことです。1980年代半ばまで、試験法・計測法に様々な変化がありましたが、残差は直線的になだらかに減少しています。図の(1)～(5)が±1.5年間の移動平均であることにもよると思いますが、個々の計測装置導入や試験法切替だけではなく、それらを使

いこなす日常不断的の努力や熟練をも併せた総合力が残差を減少させてきたものと考えられます。

(7)の方形係数の構成比率との相関は認められません。

図-1(6)に示すように抵抗試験、自航試験関係の主な変更は1980年代に終わり、現在まで続いています。後半の約20年間は、良く言えば安定期、悪く言えば停滞期です。現在の残差が総て「回帰式の不十分さ」に起因するとは考えられません。将来、残差（実験誤差）が減少するか否かは、今後の努力にかかっています。

（技監 佐藤和範）

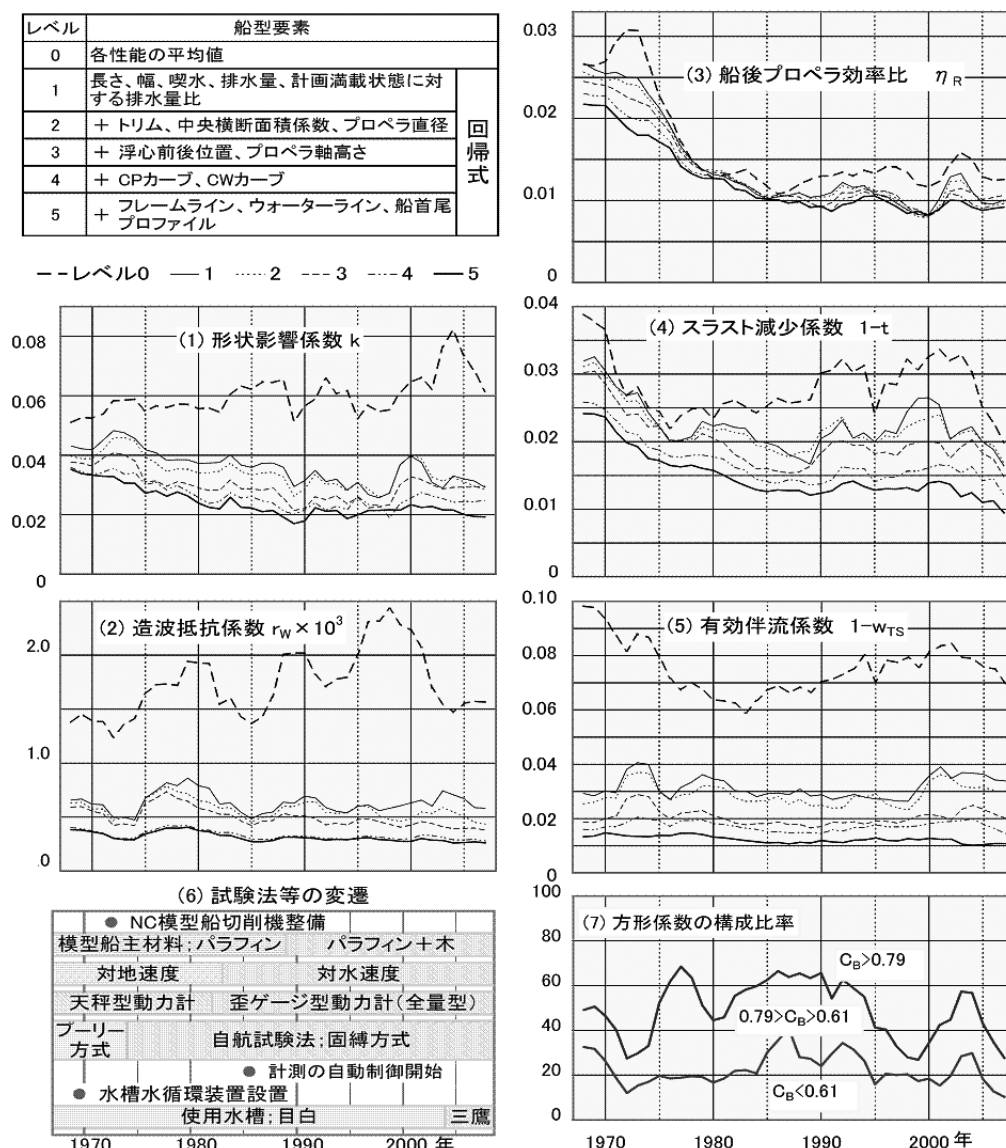


図-1 回帰式の残差の標準偏差等の推移

(2) 船の寸法とエネルギー効率

前回 (SRC News No.80) は、当センターの水槽試験データベースを使用して、水槽試験精度の推移について紹介しましたが、今回は、同じ回帰式 (注1) を用いて、船の長さ、幅等を変えたときのエネルギー効率の計算例を示します。

1. 対象船型

計算例の対象を表-1に示します。スエズマックスクラスの原油タンカーと2,350TEU程度のパナマックスコンテナ船です。この表に示した寸法を原型に長さ、幅等を変化させ、その場合の載貨重量と所要馬力 (満載状態) を示します。

2. 長さ、幅、満載喫水、方形係数を変えたとき

表-1に示す船型の長さを変えた場合の載貨重量と制動馬力を図-1に示します。長さ以外の寸法と速力は表-1に示した原型と同じです。縦軸は表-1に示した載貨重量、所要馬力に対する比としています。

長さのみを変えたので同じ比率で排水量も変化しますが、軽貨重量はほぼ長さの二乗で変化しますので載貨重量の変化率は少し小さくなっています。主に、長さ変化に伴うフルード数変化による抵抗係数変化、および排水量変化によって所

要馬力が変化しますが、タンカーでは長さ増に伴い所要馬力も僅かに増加しています。他方、コンテナ船では、船を短くするとフルード数増加による抵抗係数増加のため、所要馬力が増加しています。

船幅のみを変えた場合の変化を図-2に示します (注2)。所要馬力は載貨重量に比べて少し小さい比率で変化しています。

満載喫水のみを変えた場合の変化を図-3に示します。タンカーでは所要馬力の変化が小さく、長さを変えた場合と同程度です。コンテナ船の所要馬力変化率はタンカーより大きくなっています。

方形係数のみを変えた場合の変化を図-4に示します。この場合は、方形係数を小さくした場合の所要馬力減少率が小さくなっています。他方、方形係数を大

きくした場合の所要馬力増加率が大きく、かなり非線形な変化となっています。長さ、幅、喫水の制限下における載貨重量増加対策として方形係数を大きくする場合、所要馬力の急増となり限度があることが分かります。

3. エネルギー効率

図-1~4の重ね書きを図-5に示します。エネルギー効率は、(1) 式のように

$$\text{エネルギー効率} = \frac{\text{エネルギー}}{(\text{貨物重量}) \times (\text{輸送距離})} \quad \dots (1)$$

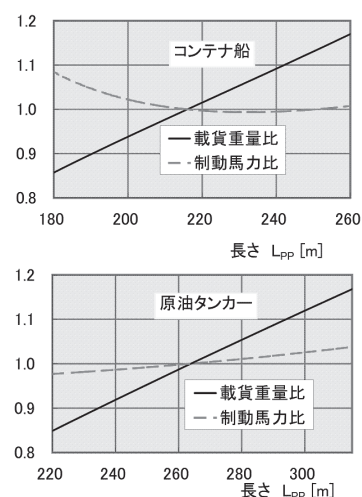


図-1 船の長さを変えた場合

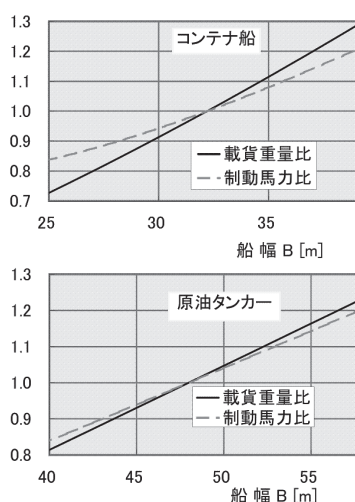


図-2 船幅を変えた場合

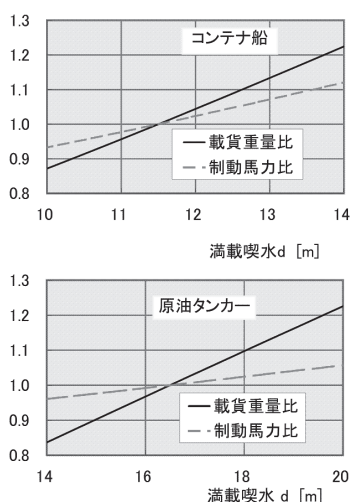


図-3 満載喫水を変えた場合

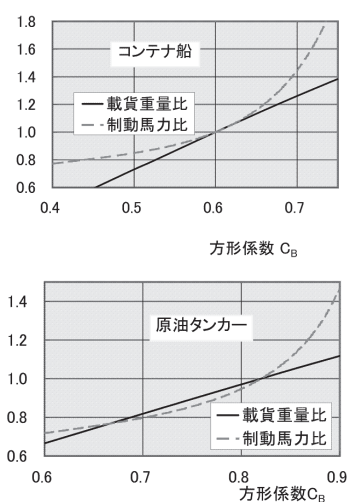


図-4 方形係数を変えた場合

一定重量の貨物を一定距離輸送するために必要なエネルギーですが、(1) 式の分子を時間で割って

$$\text{エネルギー効率} = \frac{\text{馬力}}{(\text{貨物重量}) \times (\text{速度})} \dots (2)$$

とします。図-5の縦軸では、速度は船速[ノット]とし、馬力と貨物重量は図-1～4で示した所要馬力[kW]と載貨重量[ton]とし、さらに二酸化炭素排出量を表すエネルギー効率指標にならって燃料消費率、CO₂換算係数を乗じてあります(注3)。

本図には、相似形状にて船の大きさを変えた場合の変化、及び船速を1ノット変えた場合の違いも示してあります。

本図によると、船の長さ、幅、満載喫水を変えるとエネルギー効率も単調に変化しますが、船幅変更の場合の傾斜が小さくなっています。これは、船幅増加に伴う抵抗増加が大きいためです。また、方形係数に関しては、エネルギー効率の観点から最低値があります。表-1に示した長さ、幅、満載喫水では、タンカーでは載貨重量が13万トン(C_B=0.75)付近のエネルギー効率が最高となっています。コンテナ船では表-1に示した載貨重量付近でエネルギー効率が最高となっています。

次に示す図-6の縦軸は、注4に示す運行収支を表す指標で、経費の内訳として、所要馬力に比例する部分の比率が半分で $\alpha = 0.5$ 、軽貨重量に比例する部分の比率が1/4で $\beta = 0.25$ 、残りの固定部分が1/4と仮定した場合の指標です。船の長さ、幅、満載喫水を大型化した場合には収支は改善されますが、方形係数に関しては最小値があります。最小となる載貨重量は、図-5のエネルギー効率の場合とは若干異なっています。タンカーの場合は表-1に示したC_B=0.82付近で最小となっていますが、コンテナ船では1割程度大きな方形係数で最低となっています。

最後に、図-7は、上記の2船種の大きさ(相似形状)と速力を大幅に変えた場合のエネルギー効率です。船の大きさが変わるとき、相似形状で変わるとは限

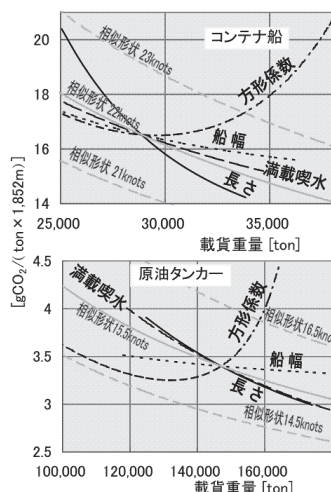


図-5 船の長さ等を変えた場合のエネルギー効率

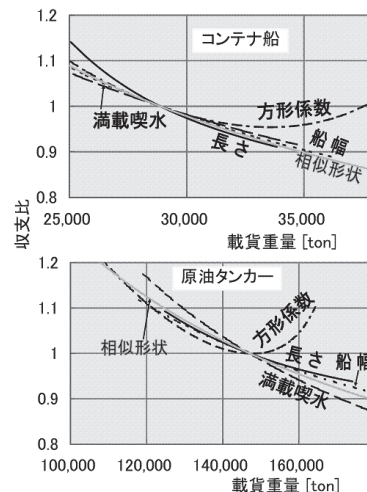


図-6 船の長さ等を変えた場合の収支比

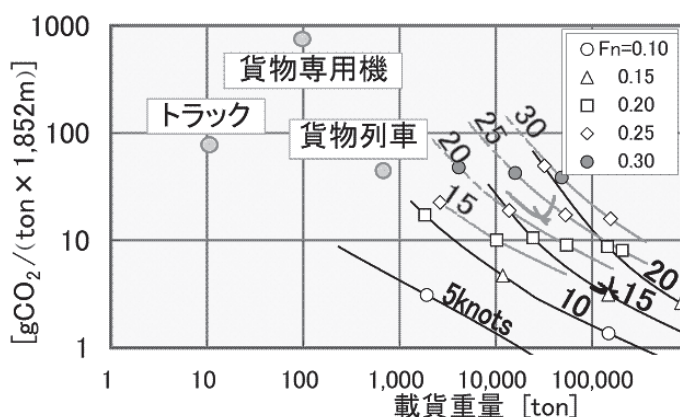


図-7 エネルギー効率の比較

りませんが、簡単のため相似形状としました。図中、実線がタンカー、薄い破線がコンテナ船です。本図には他の輸送形態のエネルギー効率(注5)も示していますが、低速・多量輸送形態としての船舶の優位性が示されています。

注1 性能計算に使用した回帰式のレベルは1で、説明変数は、船の長さ、幅、満載喫水、排水量で構成されています。

注2 コンテナ船の幅はコンテナの列数により階段状の値となりますが、簡単のため幅を連続的に変化させています。同様に長さ、満載喫水等も連続的に変化させています。

注3 所要馬力は静水中主機関出力のみです。燃料消費率は170g/kWh、CO₂換算係数は3.206としました。

注4 船速一定の条件で、船舶運行時の収益は載貨重量に比例する部分Dのみであるとします。また、支出Oを所要馬力に比例する部分P(燃料費等)、軽貨重

量に比例する部分L(建造費等)、どちらにも因らない固定部分Fの和とし、表-1に示した原型(下添字O)では収支がつりあっているとします。

$$I_0 = D_0 \quad O_0 = P_0 + L_0 + F \quad I_0 = O_0 \\ I = D \quad O = P + L + F$$

原型ではP₀、L₀のD₀に対する比が $\alpha = P_0/D_0$ 、 $\beta = L_0/D_0$ であったとし、船の長さ等の変更によりD₀等が変化しD = D_RD₀、P = P_RP₀、L = L_RL₀となつたとします(原型ではD_R=1.0、P_R=1.0、L_R=1.0)。

$O/I = \{\alpha(P_R - 1) + \beta(L_R - 1) + 1\}/D_R$ となります。この比が減少すると収支改善となります。また、O=Pで他の費用を無視すると収支比はエネルギー効率になります。

注5 トラックは、10トントラックで6.3km/lとしました。貨物専用機は、JALの環境報告2008によりました。貨物列車はJR貨物のHPによりました。

(技監 佐藤和範)

(3) 推進性能の推移

本コーナーでは、当センターの水槽試験データベースを使用して水槽試験精度の推移、エネルギー効率について紹介しましたが、本号では同じデータを使用して、当センターが業務を開始した1968年以降の約40年間の推進性能の推移について紹介します。

よく出る質問として「過去、莫大な数の水槽試験をしてきたはずなのに、まだ水槽試験は必要なの?」と「過去、莫大な数の水槽試験をしてきて、船型は良くなっているの?」がありますが、端的に答えるのが難しい質問です。前者については別の機会に譲ることとして、今回は後者の質問に対する回答に努めます。

40年前と現在では船型が大きく変わっています。多くの船種では大型化が進みました。最近の大型コンテナ船の推進性能を40年前と比べることはできません。本号では、船種を問わず、船の主要寸法比の異なる5船型について推進性能の推移を紹介します。

当センターが1968～2007年に実施した水槽試験結果を用いて回帰式を作成しました。回帰分析に使用したデータは

試験水槽を有しない国内の造船会社からの依頼で実施した大型船舶のものがほとんどで、全体的推移ではなく、かなりのフィルターの掛かった回答になっている可能性があります。また、対応実船の無い研究開発のための水槽試験結果も使用しました。

図一1は、横軸が船の方形係数、縦軸が長さ/幅比です。■印は調査した5船型です。船の幅/喫水比は、5船型すべて $B/d=3.0$ としました。長さ/幅比も異なっていますが、5船型の呼称は方形係数を用いてCB55等としました。バックの○印は回帰式作成に使用したデータ(すべての幅/喫水比)です。1軸船以外に、多軸船の裸殻状態のデータも使用しました。舵とビルジキール以外の推進性能に有意な影響を及ぼす付加物を有する船型のデータは除外しました。

回帰式の説明変数には、船型要素以外に水槽試験実施時期も加えました。船型要素としては、船の長さ、幅、喫水、排水量から求まる主要寸法比のみとし(SRC News No.80 SRC資料室(1))

で紹介したレベル1)、それ以外の長さ方向排水量分布、フレームライン形状等の詳細要素は使用していません。図一2に示すように、これら詳細要素の推移を水槽試験実施時期に押し込めるためです。目的変数は、形状影響係数、造波抵抗係数、自航要素(船後プロペラ効率比、スラスト減少係数、有効伴流係数)の性能要素です。得られた回帰式を用いて、船の長さ/幅比等の主要寸法比を固定して、水槽試験実施時期を変えて推進性能を推定すると、それが当該性能要素の推移、という訳です。ただし、これには押し込められた船型の詳細要素以外に、計測装置や水槽試験法の進歩の影響も含まれています。これらを分離することは不可能ですが、当センターではこれらの変更の際には、データの連続性に

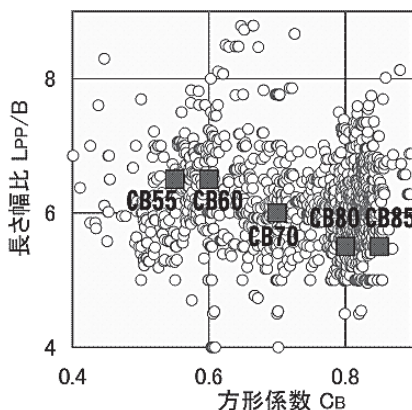
表一 40年間の平均変化[%/年]

	r_{TS}	η_R	$1-t$	$1-w_{TS}$	p'
CB55	-0.10	0.01	0.26	0.22	-0.32
CB60	-0.17	0.02	0.25	0.29	-0.38
CB70	-0.23	0.04	0.23	0.45	-0.44
CB80	-0.18	0.02	0.22	0.70	-0.50
CB85	-0.17	0.01	0.25	0.80	-0.69

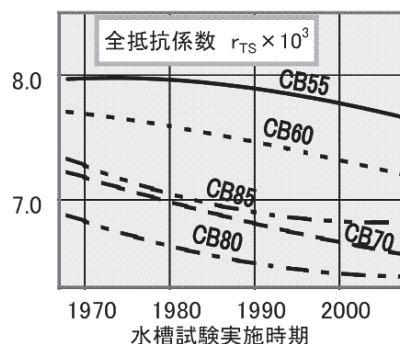
(性能) = f(船型要素(主寸法、詳細)、水槽試験法等)

= $f_1(\text{船型主寸法}) + f_2(\text{水槽試験実施時期})$ 回帰式

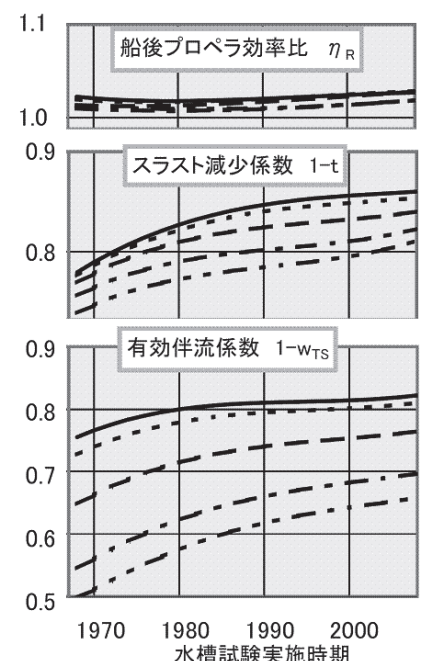
図一2 回帰式の構成



図一1 5船型の位置



図一3 推進性能の推移 $F_n = \text{MAX}(0.55 - 0.5C_B, 0.15)$



は最大限の努力を払ってきていますので、その影響は小さいものと考えられます。

推進性能の推定計算結果を図-3に示します。長さ200mの船の満載状態の性能です。 ΔC_F 、伴流係数の実船換算は当センターの標準です。これは、計算の経緯から、長さ方向排水量分布等の詳細要素の影響を無視した、または、平均した場合の性能です。

図-4にはCB80船型に近い主要寸法比を有する個々の船舶の水槽試験結果（自航要素）を示します。また、表-1にはこの40年間の年当り平均変化率を示します。

この40年間、船の抵抗は減少しました。年当り0.2%弱で40年間では7%の減少です。そのほとんどは造波抵抗の減少でした。

船後プロペラ効率比はほとんど変わりませんでした。これは、計測装置変更の影響が小さいことを示していると考えられます。

スラスト減少係数は増加しました。年当り0.2%強で40年間では10%の向上です。

有効伴流係数は増加しました。方形係数が大きい船型での増加率が大きくなっています。CB55船型で年当り0.22%で40年間では9%の増加、CB85船型で年当り0.80%で40年間では32%の増加です。この増加は推進性能上からは

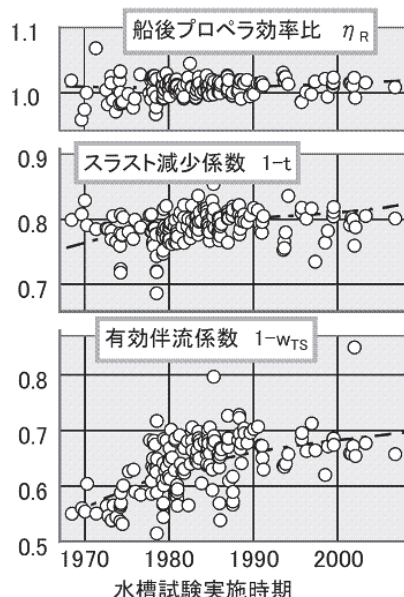


図-4 個々の船型の自航要素
CB80の例

好ましくありませんが、その多くの部分はプロペラ効率の向上によって補償されますので、その影響は見掛けほどではありません。特にCB85船型のような肥えた船型では有効伴流係数増加のほとんどがプロペラ効率の向上によって補われます。

ほとんどの場合、変化率が少しずつ小さくなって来ています。

さらに、図-4中の一点鎖線は図-3中のそれと同じ線で、CB80船型について、船型の詳細要素の影響を無視した、または平均した推進性能です。他方、図-4中の○印はCB80に近い主要寸法比を有する個々の船型の推進性能です。平均的性能のこの40年間の推移に比べて、その時代々々の個々の船型の性能差が同程度またはそれ以上となっています。

最後に、図-5に馬力係数の推移を示します。馬力係数 p' は

$$p' = (2\pi nQ) / \rho \nabla^{2/3} v^3$$

ここに、 $2\pi nQ$ 伝達馬力

∇ 船の排水容積

v 船速

で定義される無次元係数で、よく使用されるアドミラルティ常数 C_{ADM} とは $p' = 5.36/C_{ADM}$ の関係があり、馬力係数の小さい船型が推進性能の良い船型です。

これは、図-3に示した性能要素を用いて計算しました。2010年の馬力係数は外挿値です。プロペラ性能向上の影響を除外し、主船体の形状のみによる推移をみるため、プロペラ単独効率は、単純にプロペラ荷重度から求めました。ただし、プロペラ荷重度の計算では、プロペ

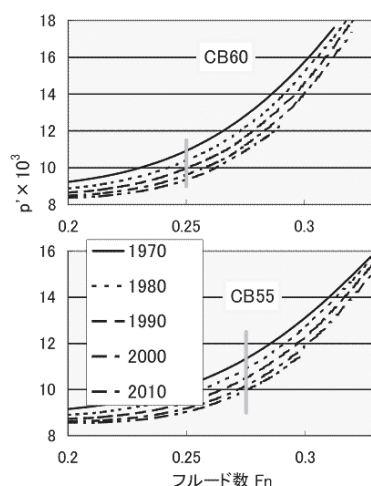


図-5 馬力係数の推移

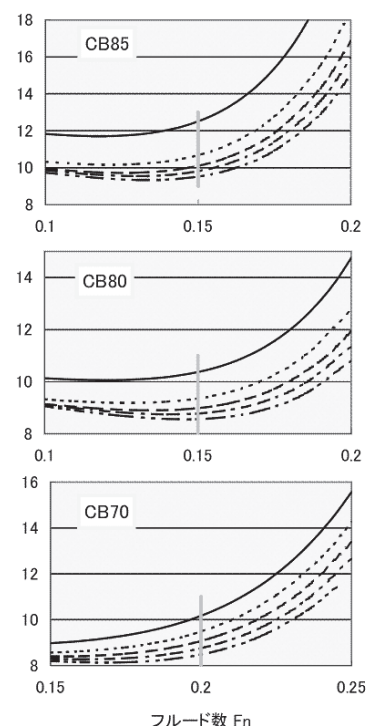
ラ直径の推移は考慮しました。表-1には馬力係数 p' の変化率も示します。

馬力係数は、この間、いずれの船型でも減少していますが、方形係数が小さい船型での減少率は小さく、CB55船型で年当り0.32%で40年間では13%、方形係数が大きい船型での減少率は大きく、CB85船型で年当り0.69%で40年間では28%の減少です。CB50, CB60の痩せ型船型では、計画速力付近に比べて、低速域、高速域の減少が小さくなっています。肥大船型の低速域の減少率も小さくなっています。

40年間でかなりの馬力減少となっていますが、年当りの減少率は徐々に小さくなってきています。これは、推進性能向上が頭打ちになってきている、ということですので、近年盛んになっている船体や舵への付加物開発や船体表面の摩擦抵抗を小さくする努力のみならず、主船体の三次元形状の改良による性能向上にも、より一層の努力が必要です。

以上、この40年間の推進性能の推移を紹介しましたが、性能向上の原因は、この間の船型改良です。船型と性能を直接関連付けることは難しいのですが、この間の船型の推移については次回に紹介する予定です。

(技術顧問 佐藤和範)



(4) 船型の推移

前回は、当センター設立以来のこの約40年間に推進性能試験を実施してきた船型について、推進性能の推移について紹介しましたが、今回は、船型そのものの推移について紹介します。

1. 主要寸法比

船の長さ／幅比の推移を図-1に、幅／喫水比の推移を図-2に示します。方形係数が $C_B=0.5 \sim 0.7$ の瘦せ型船型と $0.80 \sim 0.85$ の肥大船型に分けて示しています。1軸大型船に限っています。研究のための船型では、極端な船型もあるので省いています。瘦せ型船型は、主にコンテナ船、PCCで構成されますが、最近では余り見られなくなった一般貨物船も含まれています。肥大船型はタンカーとバルクキャリアがほとんどです。

図-1によると肥大船型の長さ／幅比が減少傾向です。

図-2に示すように、幅／喫水比は、肥大船型、瘦せ型船型ともに増加傾向です。

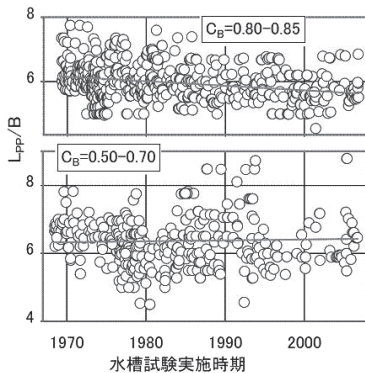


図-1 長さ／幅比

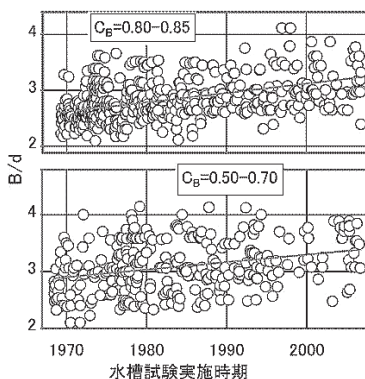


図-2 幅／喫水比

各時期の平均値をみると、瘦せ型船型では2.9から3.4へ2割弱の増加、肥大船型では2.6から3.2へ2割強の増加です。

この間の主要寸法比の推移を一言で言うと、幅広浅喫水化でした。

2. プロペラ直径等

図-3にはプロペラ直径／喫水比の推移を示します。図-4にはプロペラのシャフトセンター高さ／直径比の推移を示しますが、この値が0.5のとき、プロペラ下端が船のベースラインに一致します。

図-3に示すように、瘦せ型船型のプロペラ直径／喫水比は0.62から0.74へ2割の増加、肥大船型では0.46から0.59へ3割弱の増加です。プロペラの低回転大直径化に対応しています。

肥大船型では、1970年代までは逆G型の舵がほとんどでしたが、最近ではほとんどがマリナー型舵となっています。また、図-4に示すように、シャフトセンター高さ／直径比は0.75から0.55へ

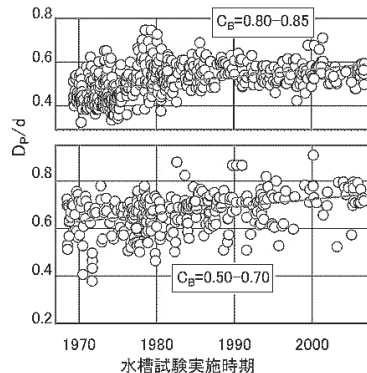


図-3 プロペラ直径／喫水比

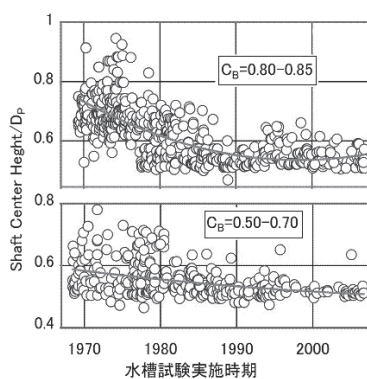


図-4 シャフトセンター高さ (A.P.) / プロペラ直径比

と大幅に減少しました。プロペラの低回転大直径化、舵タイプの変化、シャフトセンター高さの減少は一体のものとして推移しました。

瘦せ型船型では1970年ごろは逆G型とマリナー型が混在していましたが、最近ではほとんどがマリナー型になっています。

3. 船首側形状

図-5は船首バルブの面積の推移、図-6は長さの推移です。バルブ無し船型ではバルブ面積 = 0、長さ = 0としていますが、1980年以降、バルブ無し船首はほとんど無くなりました。ただし、極く最近では、船首バルブが極めて小さい船型が見受けられるようになっていきます。図-5を見るとバルブ面積は微増という傾向ですが、図-6によると、瘦せ型船型のバルブ長さは1980年を境に1%程度から3%程度へと大きくなっています。肥大船型のバルブ長さは余り変

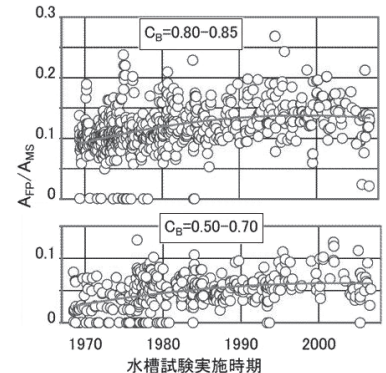


図-5 バルブ面積／中央横断面積比

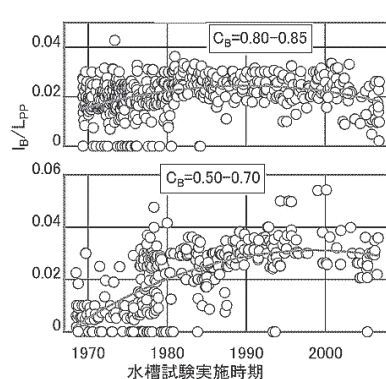


図-6 バルブ長さ／船の長さ比

化していませんが、図-9に示すように、バルブの中心が高くなり、いわゆるハイバルブ化が進行しました。

図-9は、この40年間に4期に分けて、各時期における平均線を示した図です。船首尾のプロファイルは単純平均ですが、フレームラインは方形係数の違いを修正した上で平均しました。痩せ型船型の場合、コンテナ船のフレームライン形状とPCCのそれを足して2で割っても、その船型は使い道がありませんが、ここでは、船種に依らない一般的傾向を示すため、あえて平均線で示しました。

本図によると、痩せ型船型の船首側フレームラインはV型化してきましたが、肥大船型では典型的なU型フレームラインで、この40年間ほとんど変わっていません。これは、船体前半部の柱状係数／水面積係数を示す図-8をみても明らかで、この40年間にほとんど変化していません。その上、船型によるばらつきもほとんどありません。

なお、図-9の痩せ型船型で、1970年ごろのバルブ長さが極端に小さくなっていますが、これは、当時多かったバルブ無し船型を含めて機械的に平均したことによります。

4. 船尾側形状

図-9に示すように船尾側の形状は大きく変わりました。

船体とプロペラとのクリアランスは、前方、上方、共に増加しました。これは推進性能向上のみならず、プロペラキャビテーションに起因する振動の低減にも貢献しました。

フレームラインも大きく変わりました。水面より深い所のフレームラインを痩せさせてきました。その分だけ喫水近

くのフレームラインを太らせて、排水量を確保するだけではなく、デッキエリアと復原性を大きくしています。これは、船体後半部の柱状係数／水面積係数の推移を示す図-7を見ても明瞭に表れています。

さらに、船の或る前後方向、上下方向位置(x, z)におけるフレームライン幅yを $y=a+b \times (\text{水槽試験実施時期})$ で線形近似した場合、傾斜bはその位置(x, z)のフレームライン幅が増加してきたか減少してきたかを示します。この傾斜bの等高線を描いたのが図-10で、横軸は船の前後方向位置x、縦軸は上下方向位置zで、網掛けの領域がフレームライン幅が減少した領域、すなわち痩せた領域です。プロペラの上半分に流れてくる流れの流線に沿って痩せさせてきたことがよく分

かります。これらは、船尾側フレームラインのV型化とも言えますが、主機関ベッド後端の幅は確保してありますので、単純なV型化ではありません。また、最近では、この傾向を極端にして、バトックフロー船型に幅広スケッグを付けたような船型、T型船型とでも言いたくなるような船型もあります。

以上この約40年間の船型の推移を示しましたが、造波抵抗に大きな影響を及ぼす船の長さ方向分布等は簡単な数値で表すことが難しいので省略しました。

二酸化炭素排出削減が求められている昨今、船型改良による推進性能向上が一層重要になっています。以上の紹介がその一助にでもなると幸いです。

(技術顧問 佐藤和範)

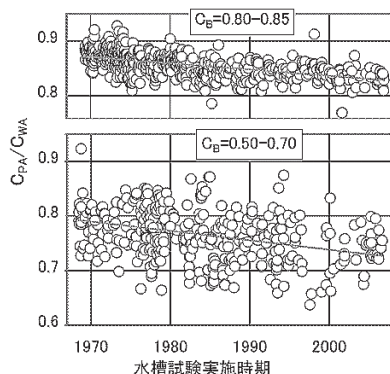


図-7 船体後半部の柱状係数／水線面積係数比

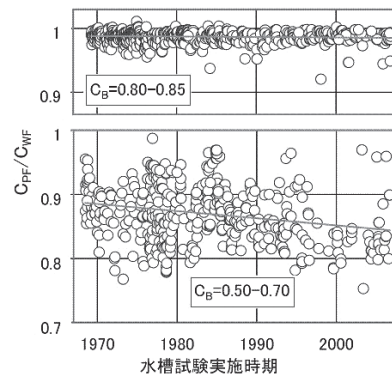


図-8 船体前半部の柱状係数／水線面積係数比

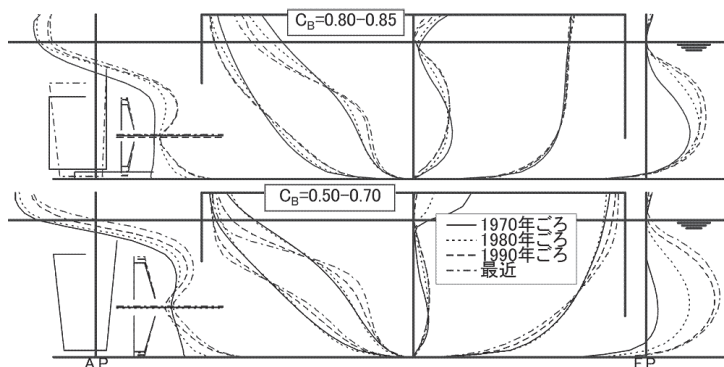


図-9 各時期の平均的船型

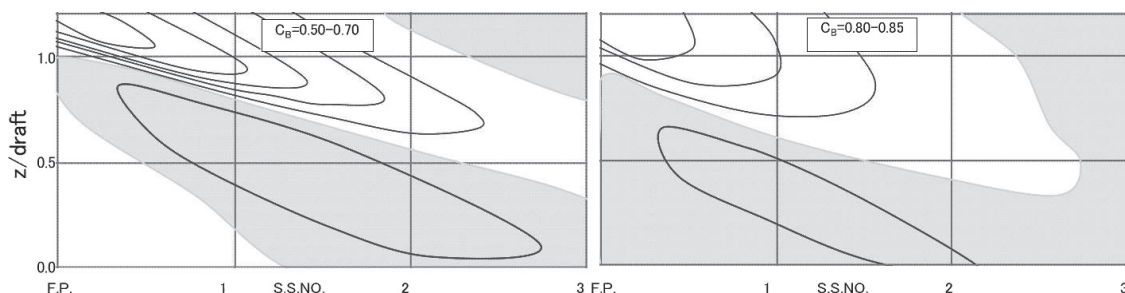


図-10 各位置のフレームラインの変化

(5) 船の主寸法比と馬力係数

本号では船の主寸法比を変えた場合の馬力係数の変化について紹介します。

1. 馬力係数の計算

図-1は、船の長さ／幅比が $L_{PP}/B = 6.0$ 、幅／喫水比が $B/d = 3.0$ 、方形係数が $C_B = 0.60, 0.80$ の場合の推進性能です（以下、総て計画満載喫水における性能）。これは、日本造船技術センターで実施した水槽試験結果から求めた形状影響係数、造波抵抗係数、自航要素に関する回帰式により計算しました。回帰式の船型に関する説明変数は、船の長さ、幅、喫水、排水量を組み合わせた係数（レベル1、SRC News No.80のP11参照）としました。より高レベルな船型要素の影響は考慮していませんので、長さ／幅比、幅／喫水比、方形係数が与えられた場合の平均的・標準的な性能ということが出来ます。

左側の図は造波抵抗係数 r_W 、全抵抗係数 r_{TS} 、馬力係数 p' で、次式で定義されます。

$$\begin{aligned} r_W &= R_W / \rho \nabla^{2/3} v^2 \\ r_{TS} &= R_{TS} / \rho \nabla^{2/3} v^2 \\ &= v R_{TS} / \rho \nabla^{2/3} v^3 \\ p' &= P / \rho \nabla^{2/3} v^3 \end{aligned}$$

R_W 造波抵抗
 R_{TS} 全抵抗
 P 伝達馬力
 ρ 水の密度
 ∇ 排水容積
 v 船速

全抵抗係数は造波抵抗係数と形状影響係数から求めることが出来ます。回帰式により求めた形状影響係数の例を図-2に示します。

馬力係数 p' は、推進係数 η から

$$\begin{aligned} p' &= r_{TS} / \eta \\ \eta &= \eta_R (1-t) \eta_0 / (1-W_{TS}) \\ \eta_R & \text{ 船後プロペラ効率比} \\ 1-t & \text{ スラスト減少係数} \\ \eta_0 & \text{ プロペラ単独効率} \\ 1-W_{TS} & \text{ 有効伴流係数} \end{aligned}$$

で求め、よく使用されるアドミラル常数 C_{ADM} とは $p' = 5.36/C_{ADM}$ の関係があります。自航要素（ $\eta_R, 1-t, 1-W_{TS}$ ）は回帰式で求めましたが、その例を図-1の右側に示してあります。プロペラ単独効率は全抵抗係数と自航要素から求めたプロペラ荷重度によって決まる効率を使用しました（図-3参照）。

2. 主寸法比を変えた場合の馬力係数

図-4に船の長さ／幅比、幅／喫水比、方形係数を変えた場合の馬力係数の例を示します。長さ／幅比、幅／喫水比を変えた場合は、方形係数が $C_B = 0.60, 0.80$ の二つの例を示します。

計算に用いた回帰式を作成するために使用したデータの主寸法比（計画満載喫水）の分布を図-5に□印で示しますが、図-4における長さ／幅比等の範囲はこの分布に基づいて決めました（○印）。

幅／喫水比と方形係数が共に小さい領域にはデータがあまりありません。長さ／幅比が $L_{PP}/B = 5.6 \sim 6.4$ 、幅／喫水比が $B/d < 2.75$ 、方形係数が $C_B > 0.8$ の領域のデータが多くなっています。また、総じて $C_B > 0.8$ のデータが多くなっています。これらには、日本で建造されてきた船種の特徴が反映されています。

図-4の上段の図をみると、長さ／幅比が馬力係数に及ぼす影響は小さいことが分かります。ただし、このことは、長さ／幅比を変えても所要馬力や経済性が変わらない、ということの意味しません。船の長さや速力を同じにして、また図に示したように幅／喫水比も同じにして、

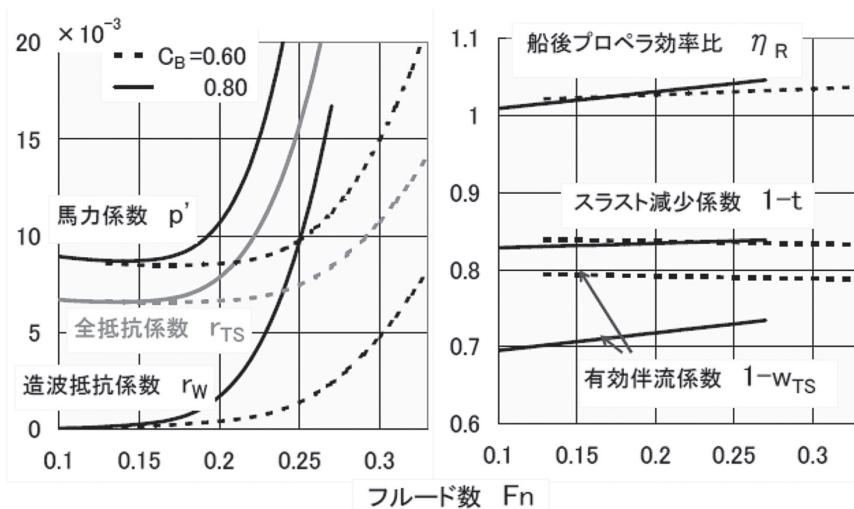


図-1 $L_{PP}/B = 6.0$ $B/d = 3.0$ $C_B = 0.60, 0.80$ の船型の推進性能 ($L_{PP} = 200m$)

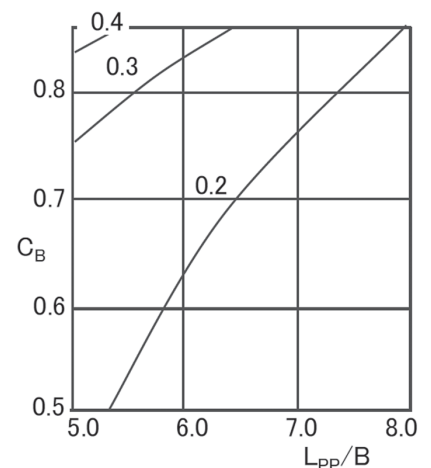


図-2 形状影響係数 K ($B/d = 3.0$)

長さ／幅比 L_{PP}/B を変えた場合、船の排水量 Δ は L_{PP}/B の二乗に逆比例します。他方、馬力係数 p' の違いは小さいので所要馬力 P は馬力係数の分母の $\nabla^{2/3}$ に比例します。結局、排水量当りの所用馬力は L_{PP}/B の $2/3$ 乗に比例します。

$$\Delta \propto (L_{PP}/B)^{-2}$$

$$P \propto \Delta^{2/3} \propto (L_{PP}/B)^{-4/3}$$

$$\therefore P / \Delta \propto (L_{PP}/B)^{2/3}$$

中段の図をみると、幅／喫水比を大きくすると馬力係数が大きくなることが分かります。 $C_B = 0.60$ の痩せ型船型の場合には、上下に平行移動したような形で変化していますが、 $C_B = 0.80$ の肥大船型の場合には、中高速領域での増大が顕著になっています。

下段の図をみると、方形係数を大きくすると馬力係数が大きくなることが分かります。ただし、この大きくなる度合いはフルード数によって異なります。たとえば、フルード数が $Fn < 0.15$ の低速領域では、方形係数が馬力係数に及ぼす影響はほとんどありませんが、馬力係数が大きくなり始めるフルード数が方形係数を大きくするに伴い低速側に移動しますので、より高速の領域では方形係数の大きい肥大船型の馬力係数が顕著に大きくなり、経済性が劣化します。

今回は、図-1の右図に例を示した自航要素について、主寸法比の影響を紹介します。

(技術顧問 佐藤和範)

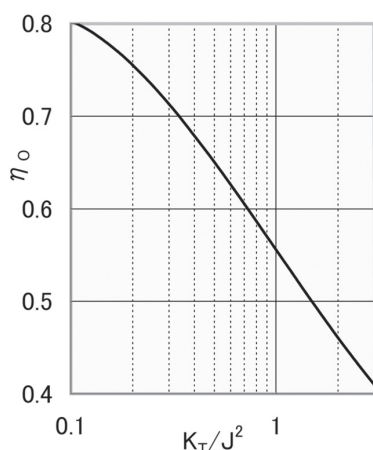


図-3 プロペラ単独効率 ($a_e/Z = 0.1$)

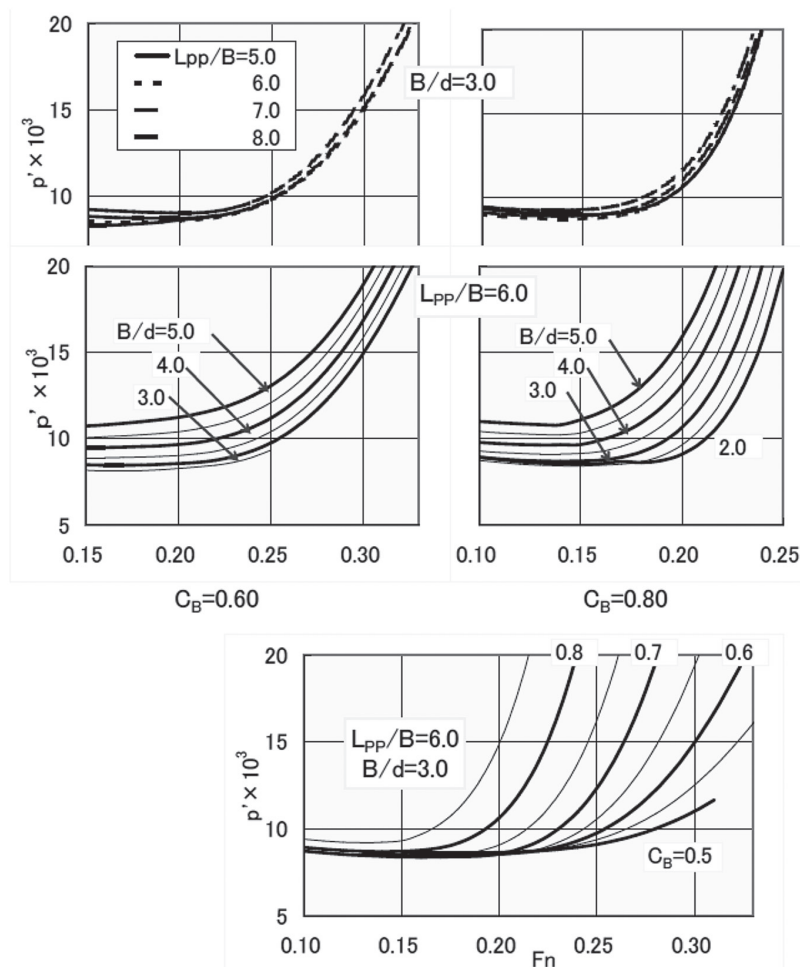


図-4 主寸法比を変えたときの馬力係数 ($L_{PP} = 200m$)

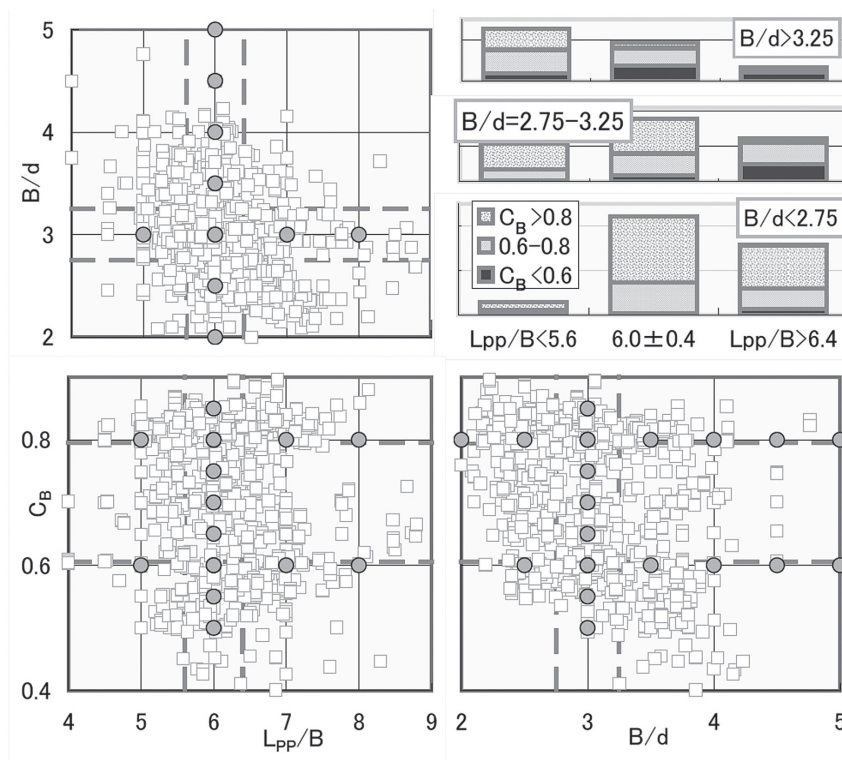


図-5 回帰式作成に使用した船型の主寸法比の分布

(6) 船の主寸法比と自航要素

前号では船の主寸法比を変えた場合の馬力係数の変化について紹介しました。本号ではその基礎となる自航要素について紹介します。

図-1がそれで、日本造船技術センターが実施した水槽試験結果から求めた回帰式による計画満載状態における値の推定値です。回帰式の詳細については前号を参照して下さい。自航要素は、主寸法比だけではなく、より詳細な船型形状によって変わりますので、本図に示した自航要素は、主寸法比が与えられた場合の平均的な性能と言えます。本図には自航要素（船後プロペラ効率 η_R 、スラスト減少係数 $1-t$ 、実船の有効伴流係数 $1-w_{TS}$ ）以外にプロペラ単独効率 η_0 、推進係数 $\eta = \eta_0 \eta_R (1-t) / (1-w_{TS})$ も示しています。プロペラ単独効率はプロペラ荷重度

$$K_T/J^2 = R_{TS} / \rho V^2 D_P^2 (1-t)(1-w_{TS})^2$$

ここに

R_{TS} 船の抵抗

ρ 水の密度

V 船の速度

D_P プロペラ直径

から求めました（前号の図-3参照）。有効伴流係数、プロペラ単独効率、推進係数は船の長さが $L_{PP} = 200\text{m}$ の場合の値です。有効伴流係数の尺度影響の修正に

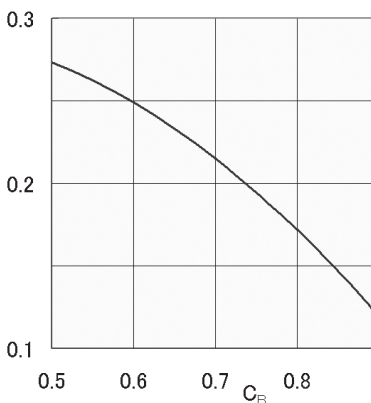


図-2 計画フルード数

は日本造船技術センターの標準である矢崎のチャートを使用しました。

最上段の図は船の長さ幅比が $L_{PP}/B = 6.0$ の場合について、 C_B 、 B/d を縦軸、横軸にした等高線、次の段の図は $B/d = 3.0$ の場合について、 C_B 、 L_{PP}/B を縦軸、横軸にした等高線です。下二段の図は方形係数が $C_B = 0.6, 0.8$ の場合について、 L_{PP}/B 、 B/d を縦軸、横軸にした等高線です。

すべて、図-2に示したフルード数における値です。これは、計画速力に対応する値で、実績から求めた平均的な値です。フルード数が自航要素に及ぼす影響は小さいので、他のフルード数においても図-1に示した自航要素の値で凡そのことが分かります。

また、自航要素やプロペラ単独効率を推定する時に使用したプロペラ直径を図-3に示します。縦軸はプロペラ直径の計画満載喫水に対する比で、これも実績から求めた平均的な値です。プロペラ直径の影響は比較的大きいので、図-3に示した直径とは異なるプロペラの場合は、修正が必要です。

図-1をみると、多くのことが分かります。

たとえば、スラスト減少係数は、 B/d の大きい領域では、 B/d の影響が小さく主に L_{PP}/B や C_B によって決まります。 C_B の大きい領域では L_{PP}/B や B/d の影響が

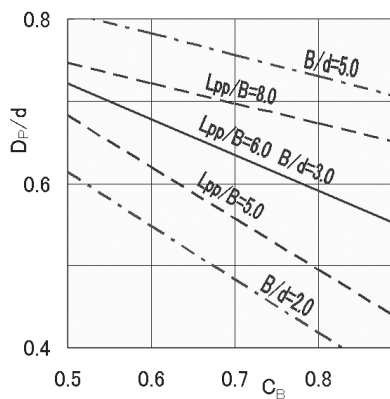
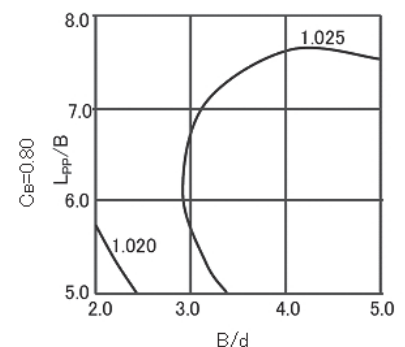
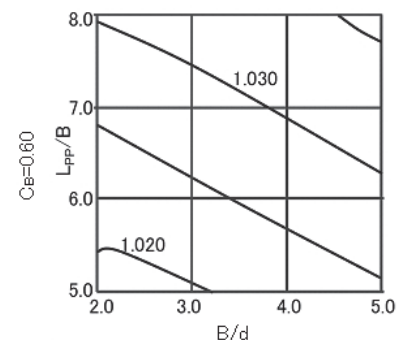
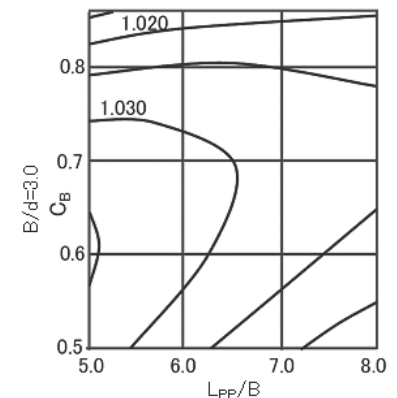
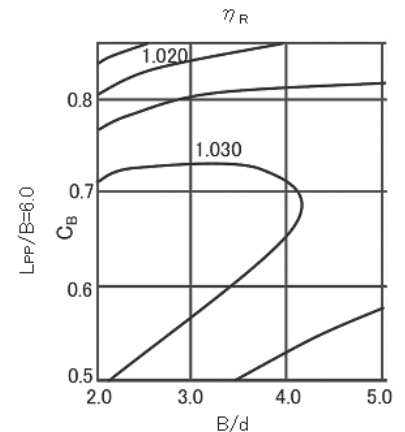


図-3 プロペラ直径



小さくなっています。有効伴流係数に関しては、何れの寸法比もそれなりの影響を及ぼしていますが、 C_B の影響が比較的大きくなっています。プロペラ効率については、 B/d の大きい領域では B/d の影響が大きく、 L_{PP}/B の影響があまりあり

ません。これは図-3に示したプロペラ直径の影響もあるものと考えられます。

有効伴流係数とプロペラ単独効率の等高線の形は比較的似ています。これは、先の式に示したように、プロペラ効率を主に支配するプロペラ荷重度に有効伴流

係数が二乗で含まれていること、有効伴流係数が他の自航要素に比べて値域が広いことに依ります。このため、これらの比を含む推進性能の値域は構成要素の値域に比べて狭いものとなっています。

(技術顧問 佐藤和範)

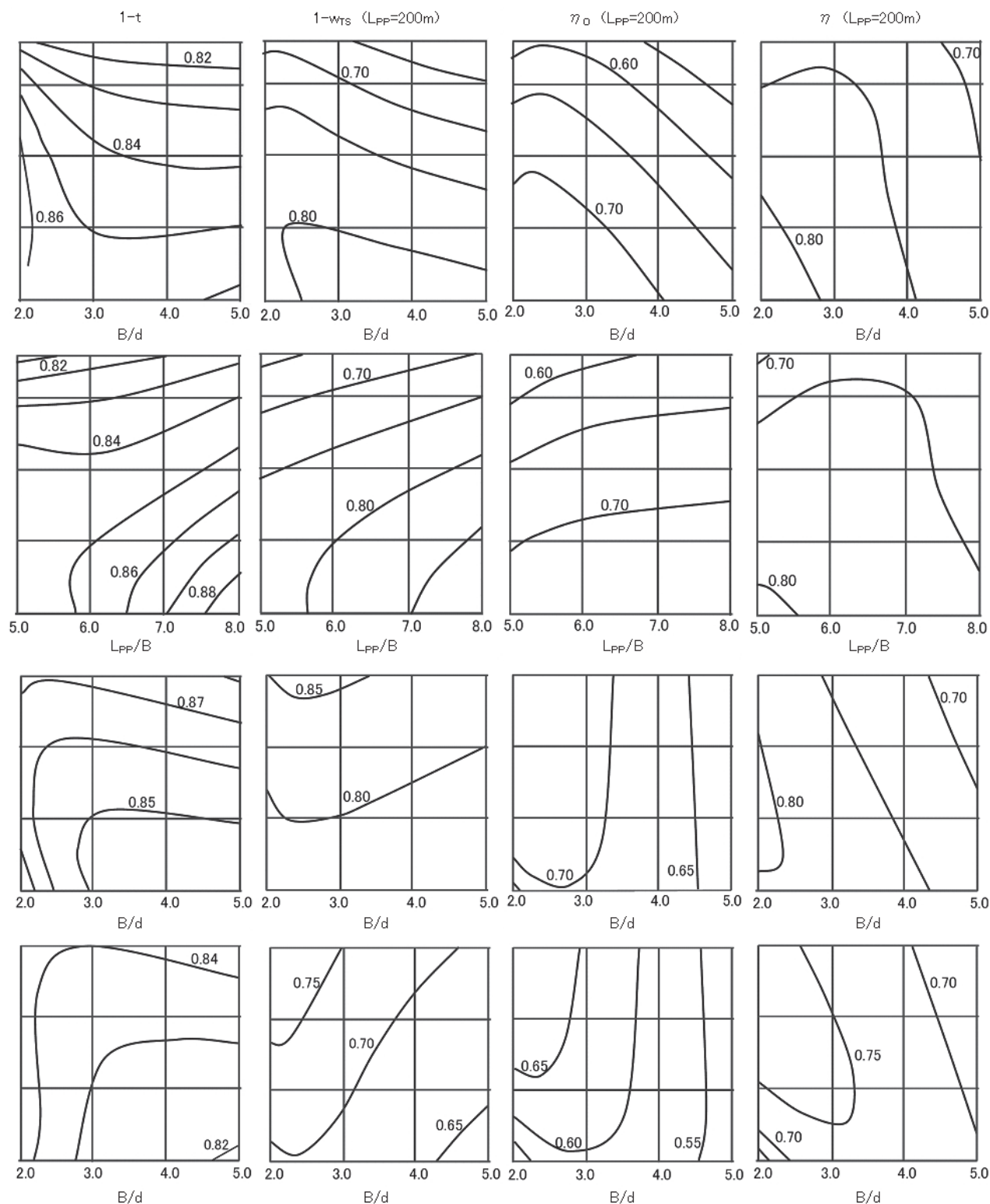


図-1 主寸法比を変えた場合の自航要素等

本号では、バラスト状態等、載貨状態を変えた場合の推進性能を紹介します。

図-1の上段は形状影響係数、下段は造波抵抗係数です。左側半分は横軸を計画満載状態に対する排水量比、縦軸をトリム（船尾トリムがプラスで下側）とした等高線です。横軸の値が1.0、縦軸の値が0.0の点が計画満載状態です。瘦せ型船型の例として方形係数 C_B が0.6の船型、肥大船型の例として0.8の船型を示しています。造波抵抗係数はフルード数が0.26、0.185における値です。右側半分は、左側と同じデータについて、横軸を船尾喫水、縦軸を船首喫水（いずれも、計画満載喫水 $d_{\text{DESIGN DRAFT}}$ に対する比）とした図です。両軸の値が共に1.0の点が計画満載状態です。図-2は、図-1と同じ形式で、スラスト減少係数、有効伴流係数、制動馬力の等高線です。船後プロペラ効率比は、スペースの制約から省

略します。

喫水は、プロペラの空気吸い込み、スラミング、前方視界等に関する条件から制限されますが、ここではより広範囲な喫水での推進性能を示しています。

これらは、日本造船技術センターで実施した水槽試験結果から求めた回帰式で計算しました。この回帰式の説明変数は、船の主要寸法、計画満載喫水に対する排水量比、トリムで構成されており、船の長さ方向の重量分布やフレームライン形状を含んでいません。よって、ここで示した性能は、平均的なCPカーブ、CWカーブ、フレームライン形状を有する船型の性能です。載貨状態による推進性能の変化は個々の船型によって違いますが、この違いは造波抵抗係数やスラスト減少係数で大きく、また、瘦せ型船型で大きくなる傾向があります。

図-1によると、肥大船型の形状影響

係数は排水量比、トリムが大きい場合に大きくなります。瘦せ型船型では排水量比の影響は小さくなります。造波抵抗係数では、トリムの影響は小さくなっています。計画満載喫水付近では、排水量比の影響も小さいのですが、排水量比が小さい領域では急増します。図-2によると、スラスト減少係数は、排水量比やトリムが小さい場合に小さくなりますが、結局、ほぼ船尾喫水で決まります。有効伴流係数 $1-W_{TS}$ も排水量比やトリムが小さい場合に小さくなりますが、排水量比の影響が支配的です。制動馬力も排水量比とトリムが小さい場合に小さくなりますが、排水量比の影響が圧倒的です。ただし、排水量が小さい領域での等高線間隔が広がっていますので、この領域での馬力減少率は鈍化します。トリムの影響は小さいのですが、イーブンキールで馬力極小とはならずトリムが小さくなる

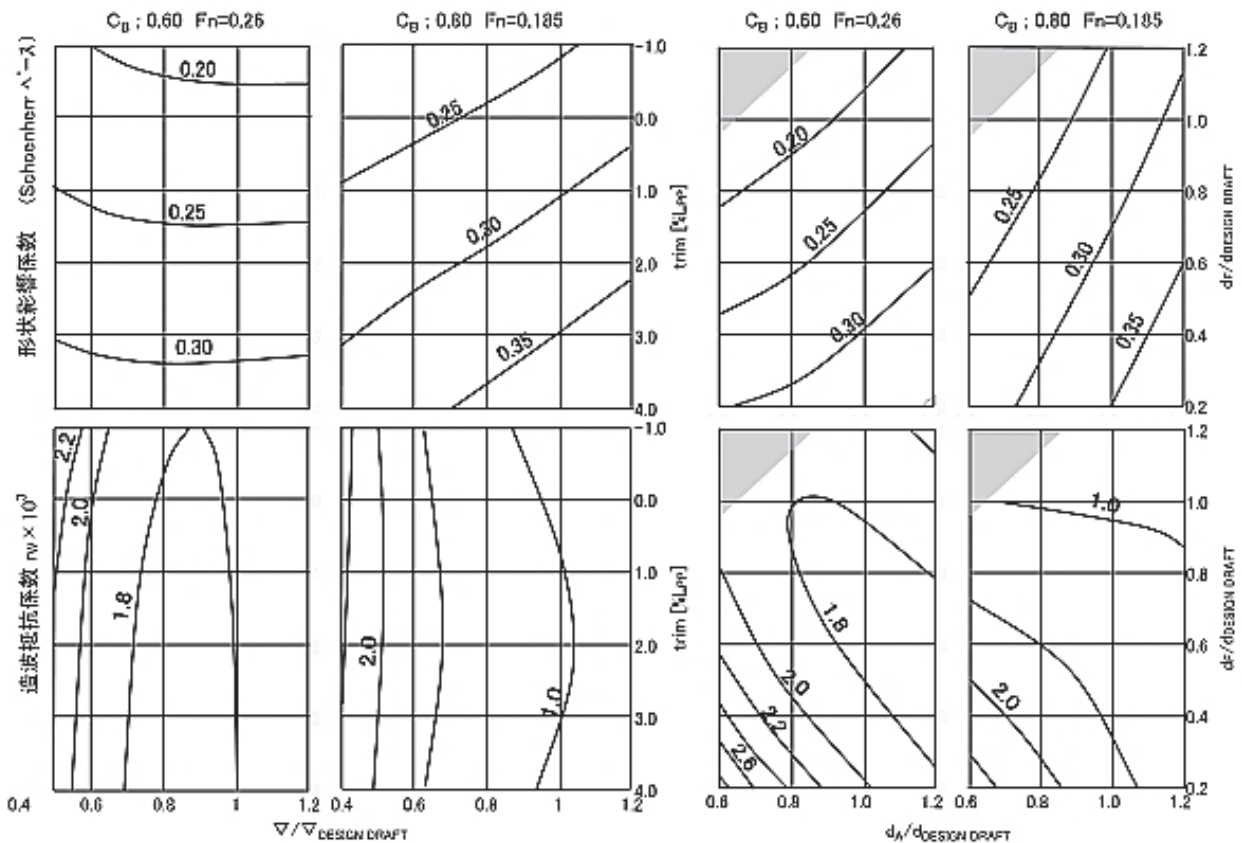


図-1 抵抗性能 ($L_{PP}/B = 6.0$, $B/d_{\text{DESIGN DRAFT}} = 3.0$ 以下同様)

$$r_w = R_w / \rho \nabla^{2/3} V^2$$

(8) 推進性能と相関 (その1)

本号では、推進性能の基本的要素である抵抗係数（造波抵抗係数、粘性抵抗係数）と自航要素（船後プロペラ効率比、スラスト減少係数、有効伴流係数）の船型要素のレベルとの相関、性能要素間の相関、推進性能の最終的評価である馬力係数との相関について紹介します。

1. 船型要素のレベルとの相関

船型を表す要素は、主寸法からフレームラインやウォーターライン等まで各種のレベルがありますが、船の推進性能に及ぼす影響が大きいのは、どのレベルの船型要素でしょうか。

図-1は、推進性能要素を目的変数とする回帰式において、説明変数として使用する船型要素のレベルを変えた場合の残差の標準偏差を示した図です。回帰式は日本造船技術センターで実施した水槽試験結果を使用して求めました。各レベルにおける船型要素を表-1に示します。レベル0とは、船型要素が何も与えられていない場合で、この場合の性能推定値は平均値です。また、たとえば、レベル

2における残差は、水槽試験の計測誤差や回帰式の不完全さに因る誤差以外に、レベルが3以上の船型要素の影響を無視したことによる推定誤差が含まれています。

図-1を見ますと、造波抵抗係数、粘性抵抗係数、有効伴流係数ではレベルが0から1になる段階で残差が急減しています。これは、これらの性能要素は船の主寸法比に大きく左右されることを示しています。

造波抵抗係数の場合、レベル3から4への変更で比較的大きく残差が減少しています。これは、造波抵抗係数では、CPカーブ、CWカーブの影響も大きいことを示しています。有効伴流係数の場合、レベル2から3への変更およびレベル4から5への変更で比較的大きく残差が減少しています。これは、有効伴流係数では、浮心前後位置等およびフレームライン等の影響も比較的大きいことを示しています。船後プロペラ効率比の残差はそもそも小さいのですが、船型要素のレベルを高くしても、残差はあまり減少しま

せん。

図-1には、参考のため、馬力係数の推定残差も示してあります。馬力係数は推進に必要な伝達馬力の無次元値で、抵抗係数と自航要素から算出される従属的係数ですが、船型要素のレベルによる残差の変化の様子は造波抵抗係数に似ています。

2. 性能要素間の相関

表-2には、基本的推進性能間の相関係数を示します（馬力係数 p' との相関係数については後述）。レベル0とは船型要素が何も与えられていない場合で、実験結果そのもの（ r_w 等）の相関係数です。レベル2とは、レベル2の船型要素による回帰式で推進性能を推定した場合の残差（ δr_w 等）の相関係数です。相関が比較的大きい組み合わせのカラムは網みかけしてありますが、その場合の個々の船型のデータを図-2、図-3に示します。これらの図では2種の方形係数 C_B の範囲のデータを△、□印で区別してあります。計画速力付近のデータを示してあります

表-1 船型要素のレベル

レベル	船型要素	
0	無し(平均値を性能推定値とする)	
1	長さ、幅、喫水、排水量、計画満載状態に対する排水量比	回 帰 式
2	+ トリム、プロペラ直径	
3	+ 浮心前後位置、水線面積係数	
4	+ CPカーブ、CWカーブ	
5	+ フレームライン、ウォーターライン、船首尾プロファイル	

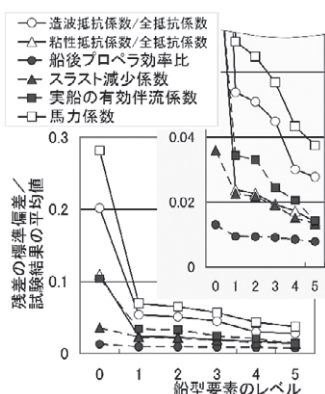


図-1 回帰式推定残差

表-2 船型要素間の相関係数

造波抵抗係数	r_w				0.91				
粘性抵抗係数	r_v	0.62		(実験結果)	0.85	0.03	(残差の相関係数)	0.34	0.86
船後プロペラ効率比	η_R	0.10	-0.11	レベル0	-0.02	-0.03	-0.06	レベル2	-0.15
スラスト減少係数	$1-t$	0.04	-0.11	-0.01	-0.08	0.08	0.10	-0.24	-0.14
有効伴流係数	$1-w_{TS}$	0.04	-0.22	0.15	0.69	-0.12	-0.30	-0.12	0.37
	r_w	r_v	η_R	$1-t$	p'	r_w	r_v	η_R	$1-t$

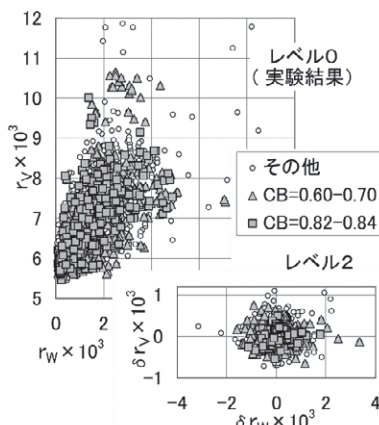


図-2 造波抵抗係数と馬力係数

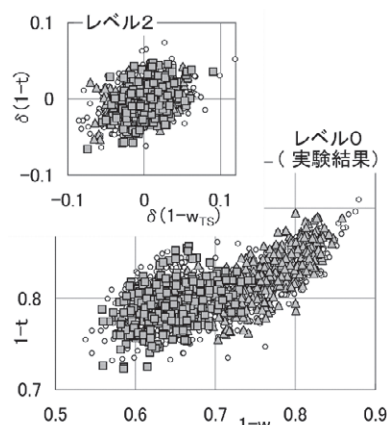


図-3 有効伴流係数とスラスト減少係数

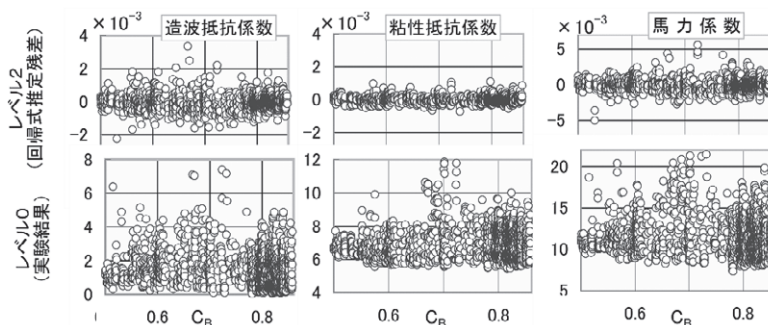
が、計画満載状態以外の載貨状態については、満載状態の馬力に対応する速度での性能を示してあります。

これらの図表によりますと、レベル0（実験結果）では、造波抵抗係数と粘性抵抗係数の相関が大きくなっています。これは、造波抵抗係数が大きい船型では粘性抵抗係数も大きいことを示しています。ただし、レベル2の推定残差の相関係数が小さいことから、上記の相関はレベル2以下の船型要素に起因するもので、浮心前後位置等のレベル3以上の船型要素の影響は小さいことを示しています。有効伴流係数とスラスト減少係数の相関係数は、レベル0で大きくなっていますが、これは、肥えた船型では有効伴流係数とスラスト減少係数がともに小さく、痩せた船型ではともに大きいことを示しています。この場合は、レベル2の推定残差でもある程度の相関がありますが、これは、例えば、「有効伴流係数が大きくなるようなレベル3（浮心前後位置等）以上の船型要素を有する船型では、スラスト減少係数も大きい」ということを示しています。

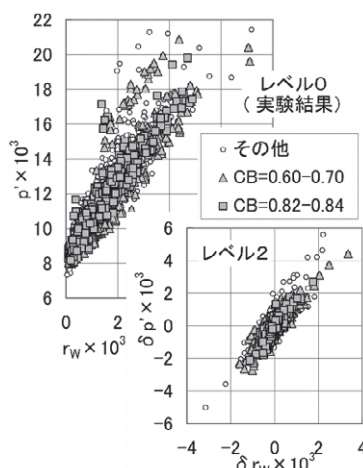
3. 馬力係数との相関

表－2には馬力係数との相関係数も示しましたが、造波抵抗係数や粘性抵抗係数との相関が大きくなっています。図－4には方形係数ベースで造波抵抗係数、粘性抵抗係数、馬力係数を例示します。下段図は実験結果、上段図はレベル2の回帰式の推定残差です。図－5、図－6は、同じデータを用いて、馬力係数を造波抵抗係数や粘性抵抗係数をベースに示した図です。

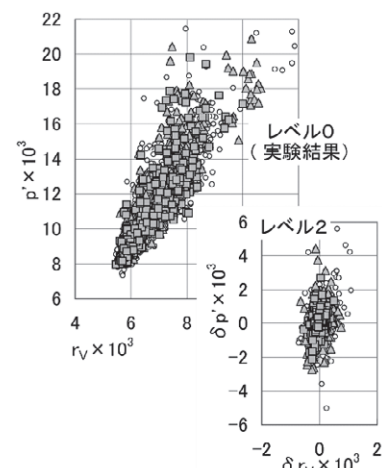
表－2や図－5によると、造波抵抗係数と馬力係数との間には大きな相関があります。この相関はレベル2の回帰式推定残差でもあまり小さくなりません。これは、レベル3以上の船型要素の影響で造波抵抗係数が大きくなっている船型では、その影響で馬力係数も大きくなっていることを示しています。他方、図－6に示す粘性抵抗係数の場合は、粘性抵抗係数が大きい船型では馬力係数も大き



図－4 実験結果およびレベル2の回帰式推定残差



図－5 造波抵抗係数と馬力係数

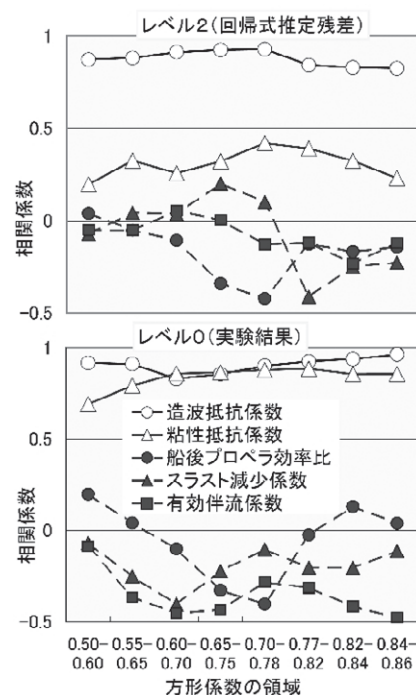


図－6 粘性抵抗係数と馬力係数

いのですが、その多くはレベルが2以下の船型要素に起因していることが分かります。

図－7は、図－4に例示した方形係数ベースのデータから、幾つかの領域毎に移動平均の手法で求めた相関係数です。各方形係数領域でみても、造波抵抗係数や粘性抵抗係数は、馬力係数との相関が大きいたことが分かります。有効伴流係数との相関係数がマイナスになっています。他の性能要素が不変のとき、有効伴流係数は馬力係数と正の相関を有するはずですが、有効伴流係数が大きい船型では、粘性抵抗係数が小さく、スラスト減少係数が大きくなることで、結果として負の相関になっています。

今回は、相関の（その2）として、馬力係数に対する性能要素の寄与率、満載状態の推進性能とそれ以外の載貨状態の推進性能との相関について紹介する予定です。



図－7 馬力係数との相関係数

（技術顧問 佐藤和範）



推進性能と相関(その2)

前号では、

1. 船型要素のレベルとの相関
2. 性能要素間の相関
3. 馬力係数との相関

について紹介しましたが、本号はその続きです。

4. 馬力係数に対する寄与

推進性能は馬力係数の大小によって評価されます。前号では、性能要素と馬力係数との相関係数を紹介しましたが、ここでは、見方を変えて、「馬力係数を構成する個々の基本的性能要素(造波抵抗係数、形状影響係数または粘性抵抗係数、船後プロペラ効率比、スラスト減少係数、有効伴流係数)が馬力係数にどの程度の寄与をしているか」についてのデータを紹介します。

図-8は各性能要素の馬力係数との共分散を積み重ねた図です。馬力係数の表式に従い、船後プロペラ効率比とスラスト減少係数の場合は符号を変えた上で積み重ねています。また、プロペラ単独効率比、基本的性能要素によってほぼ決まる従属的性能なので、プロペラ単独効率からの寄与は、造波抵抗係数等の個々の性能要素の寄与に含めています。

図-8で、レベル0(下段図)とは、実験結果の平均値を推定値とした場合の残差の共分散です。レベル2(上段図)とはレベル2(前号の表-1参照)の船型要素による回帰式の推定残差の共分散です。各共分散を馬力係数の分散で割っていますので、残差が小さくその高次成分が無視できる場合は、各縦棒の(最大値+最小値)は

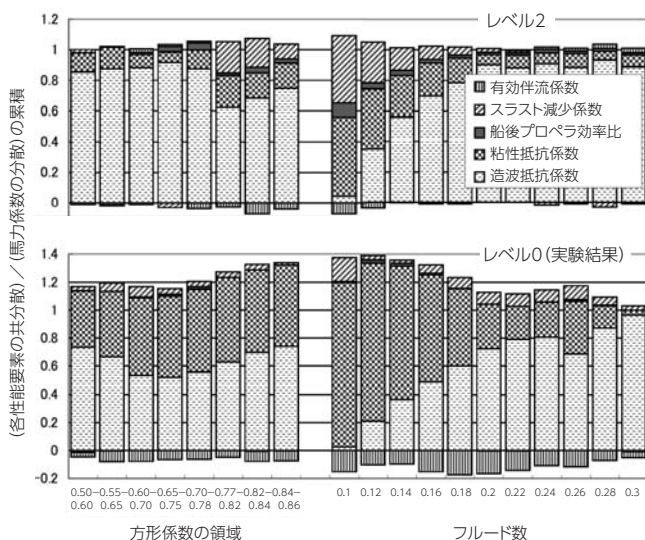


図-8 各性能要素の馬力係数に対する寄与

1.0となります。よって1.0との違いが残差の大きさを表します。

左側の図は、計画満載状態の方形係数によって領域に分け、その各領域で共分散を求めた場合の図です。各載貨状態の計画フルード数における推進性能を用いました。右側の図は各フルード数で求めた共分散の積み上げです。この場合は、計画フルード数に限定せず、水槽試験を実施した全てのデータを使用して計算しました。

左下の図を見ますと、馬力係数に対する寄与は、粘性抵抗係数の寄与に比べて造波抵抗係数の寄与が少し大きいようですが、その計である抵抗係数からの寄与が圧倒的です。船後プロペラ効率比の寄与は僅かです。有効伴流係数の寄与がマイナスになっていますが、これは、前号の図-7でも示しましたように、馬力係数の表式からは有効伴流係数が小さいと馬力係数も小さくなりますが、粘性抵抗増加やスラスト減少係数の減少を伴うことが多く、馬力係数が大きくなってしまふことの方が多くなることに因ります。

左上の図を見ますと、粘性抵抗係数の寄与が減少しています。これは、粘性抵抗係数の大小は、レベルが2以下の船型要素によってほぼ決まり、レベル3以上の船型要素の寄与が小さいことを示しています。船後プロペラ効率比の寄与が少し増えています。方形係数が大きい船型ではスラスト減少係数の寄与も増えています。

右側の図を見ますと、低フルード数では、造波抵抗の寄与が小さく、その分を粘性抵抗が寄与しています。これは、低フルード数では造波抵抗そのものが小さいので当然のことです。低フルード数ではスラスト減少係数の寄与も大きくなっています。有効伴流係数の寄与は、レベル0では全フルード数でマイナスとなっています。レベル2ではほとんど0で、これは、「レベル3以上の船型要素の違いにより有効伴流係数が変化しても、それに伴う粘性抵抗係数、スラスト減少係数等の変化により打ち消され、馬力係数はほとんど変化しない」ということを示しています。

図-8は日本造船技術センターが実施してきた水槽試験結果から作成しましたので、その対象となった船型に左右されます。また、寄与が小さい性能要素を軽視して良いということではなく、船型設計関係者は全ての性能要素を少しでも良くするために四苦八苦している、というのが最近の状況です。

5. 載貨状態と推進性能

計画満載状態で優れた性能を有する船型は、バラスト状態等の他の載貨状態でも優れているのでしょうか？

図-9は、計画満載状態の馬力係数をベースに計画満載状態に対する排水量比が0.45～0.55、0.70～0.80の載貨状態の馬力係数を示した図です。この場合も、レベル0(実験結果そのもの)とレベル2の残差を示してあります。図中には相関係数も示してありますが、レベル0ではかなりの相関があります。これは、主寸法的に計画満載状態の馬力係数が大きい船型では、その他の載貨状態の馬力係数も大きいのですから当然です。レベル2の残差は、主寸法、排水量比、トリム、プロペラ直径を考慮した回帰式による推定値の残差ですから、レベル3以上の船型要素(浮心前後位置、CP&CWカーブ、フレームライン等)の影響を示しますが、相関係数が小さくなっています。

相関係数が1.0の場合は、他の載貨状態の性能は計画満載状態の性能と同じように変わり、計画満載状態の性能向上を図ると、バラスト状態等の性能も自動的に良くなります。相関係数が-1.0の場合は、計画満載状態の性能向上を図ると、バラスト状態等の性能が悪くなり、船種によっては無駄な努力となります。

相関係数が0の場合は、計画満載状態の推進性能と他の載貨状態の性能は無関係であり、計画満載状態の性能向上を図ってもバラスト状態の性能も良くなるとは限りません。言い換えると、両載貨状態で優れた船型を開発し得ることになります。

図-9に示した相関係数を他の載貨状態の領域でも同様の方法で求めた結果を図-10に示します。多少の凹凸はありますが、排水量比が1.0から離れるに伴い相関係数が小さくなっています。載貨状態が満載状態から遠くなるに伴い少しずつ関係が薄れる、ということです。排水量比が0.4～0.5付近(タンカー等のバラスト状態に対応)の相関係数はレベル0の場合で約0.7、レベル2の場合で0.3程度です。

馬力係数は基本的性能要素の組み合わせで得られますので、それを構成する性能要素の相関係数が排水量比によってどのように変化するかを示したのが図-11です。左側の図はレベル0の場合の

相関係数、右側の図はレベル2の場合の相関係数です。造波抵抗係数や形状影響係数の相関係数が小さく、自航要素の相関係数が大きくなっています。特に、レベル2の場合の造波抵抗係数の相関係数は排水量比が0.4～0.5付近で0.2程度となっています。自航要素の相関係数は0.6～0.8の程度です。馬力係数の相関係数はこれら各性能要素の相関係数の平均的値となっています。つまり、「計画満載状態の造波抵抗係数とバラスト状態の造波抵抗係数との相関係数(0.2)は小さいが、自航要素では相関係数(0.6～0.8)が比較的大きいので、馬力係数の相関係数は0.3程度となる」といえます。

0.3という相関係数は満載状態でもバラスト状態でも優れた船型を開発することが出来ることを示しています。

(技術顧問 佐藤和範)

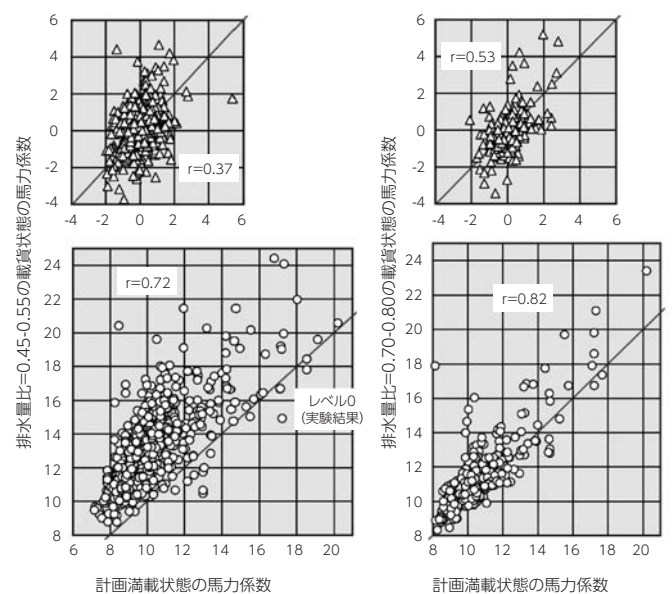


図-9 計画満載状態の馬力係数と軽い載貨状態の馬力係数($p' \times 10^3$)

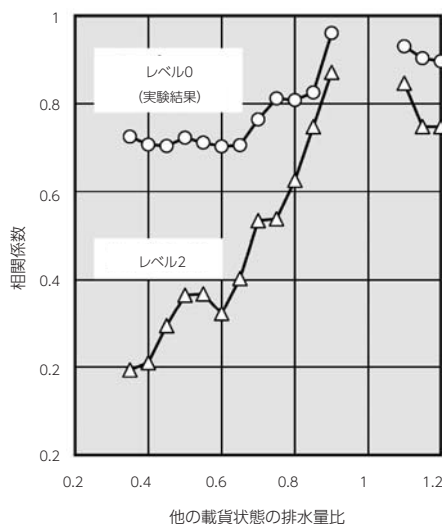


図-10 計画満載状態の馬力係数と
その他の載貨状態の馬力係数との相関係数

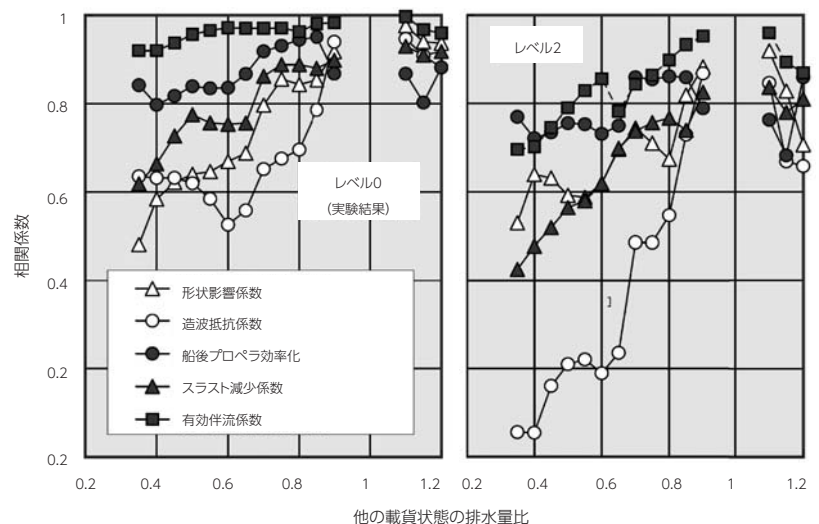


図-11 各性能要素の相関係数

船の大きさ、速度と所要馬力

船の長さ幅比、幅喫水比、方形係数を同一にして相似形状を保ちつつ、船の大きさを変えた場合の抵抗係数、馬力等の例を付図に示します。船の排水量が100トンから1,000,000トンまで10倍毎に示しました。方形係数が0.80の比較的肥えた船型としました。同じタンカーでも内航の比較的小さいタンカーでは0.80より小さい方形係数、大型船型では0.80より大きい方形係数が採用されますが、ここでは平均的な値としました。

付図の(1)～(3)は、フルード数、レイノルズ数、速力をベースとした全抵抗係数 C_T です。(3)～(7)は速力ベースの抵抗係数、抵抗、有効馬力、伝達馬力、エネルギー効率です。エネルギー効率はトン・マイル当りの所要エネルギーを表す無次元係数です。この数値が大きい船型はエネルギー効率の悪い船型です。図中の○印等は速力が12ノットに対応する点です。

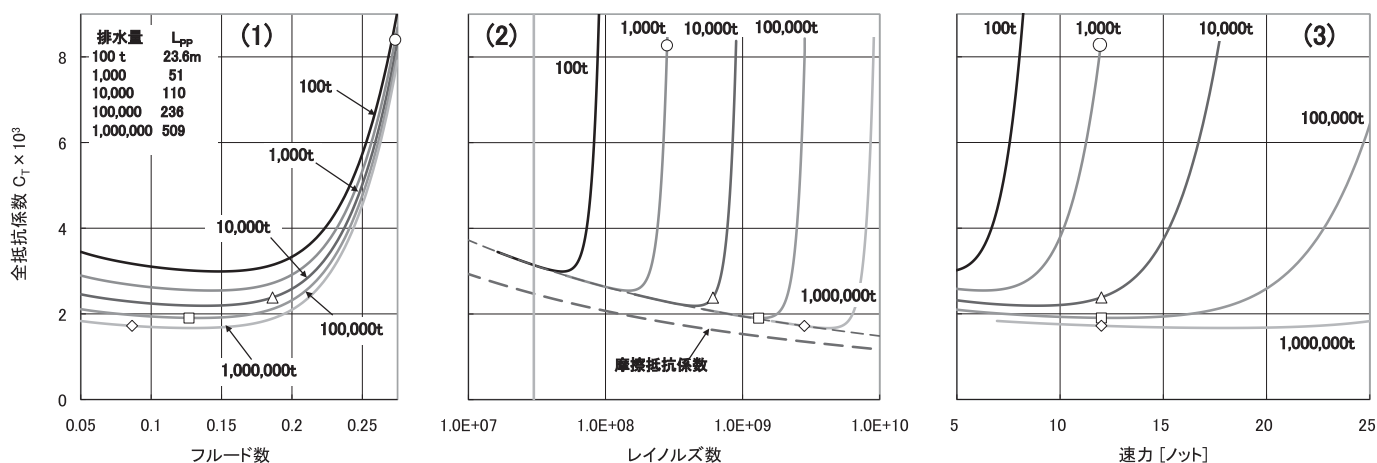
(1)に示すように、この船型では、フルード数が増加して0.2を越えるようになると抵抗係数が急増します。これは、造波抵抗の急増に起因します。排水量1千トンの船型では、12ノットに対応するフルード数が0.27程度になり、全抵抗係数は1万トン以上の船型に比べて、4倍程度となっています。造波抵抗からみると、12ノットという速力は、1万トン以上の船型では低速域ですが、1千トンの船型では高速域です。そのため、付図の(4)～(6)に示すように、12ノットの場合、1千トンの船型の抵抗や所要馬力は1万トンの船型と同程度になってしまいます。また(7)に示したエネルギー効率では、1万トンの船型の10倍程度になっています。

1千トンの船型の速力を11ノットに下げると所要馬力は半減します。また、方形係数を小さくして排水量を900トンにする場合も所要馬力は半減しますが、この場合は、載貨重量が15%程度減少してしまいます。

ここで示した数万トンの船型では15ノット程度で運行されますが、それは造波抵抗が小さい速度域ですので、船の排水量を100倍にするとエネルギー効率は1/10程度となります。

また、同一の船型では、速力が大きくなるに伴い、抵抗、所要馬力が大きくなります。排水量10万トンの船型を例にとると、10ノットのエネルギー効率は1.8、15ノットでは4.0、20ノットでは10.0で、5ノット毎に2倍強で増加しています。

よく言われるように、エネルギー効率の面からは、大きな船をゆっくり航走させるのが良い、ということになります。



($L_{pp}/B=6.0$ $B/d=3.0$ $C_B=0.80$ 抵抗係数では $\Delta C_F=0$)



最適船型(その1)

船型や速力を変えると推進性能が変化し所要動力(馬力)が変化します。今後、数回に渡って、船の主要寸法、長さ方向排水量分布等と推進性能の関係を紹介し、所要動力が最小となる船型について検討します。

1. 主要寸法と推進性能

船の長さ L_{pp} 、幅 B 、喫水 d 、方形係数 C_B と推進性能との関係を示します。船の排水量 Δ は

$$\Delta = \rho \nabla \quad \nabla = L_{pp} B d C_B \quad (1)$$

ここに、 ρ :海水の密度 ∇ :排水容積

で表されますが、これを構成する長さ等を1つずつ変更する場合の所要動力の変化の例を示します。船の寸法は、港や航行海域の水深、港湾設備、貨物形状、建造設備等に由来する制限がありますが、ここでは、これらの事情を無視し、自由に寸法を変更できるものと仮定して推進性能を求めます。推進性能の推定には、日本造船技

術センターで実施した水槽試験結果から得られた回帰式を使用しました。本節で示すのは船の主要寸法のみを使用して推定した推進性能で、個々の船型について求めた結果ではありません。よって、平均的なフレームラインや長さ方向排水

量分布を有する船型の推進性能を示しています。

船の長さ等を変更する際の中心となる2船型を表-1に示します。プロペラ直径は、船の排水量長比等によって決まる平均的な値を過去の実績から求めています。

図-1は、この2船型の有効動力 P_E と伝達動力 P_D です。計画満載状態における性能です(以下、同様)。プロペラ効率、過去の実績を整理して求めた、プロペラ荷重度によって決まる平均的な効率を使用しています。その際、最適直径に近いプロペラが得られる出力や回転数を有する主機関が存在するものと仮定し、最適効率に近いプロペラ効率のプロペラが常に採用できるものとしています。

表-1、図-1に示す2船型を中心に、船の長さ等を変更して推進性能の変化を見ますが、長さ等を変更すると、(1)式に示すように、それに比例して排水量も変わります。排水量=一定の条件下における変更例は次回に示す予定です。

痩せ型船型では21ノットの速力における所要動力等について検討しますが、フルード数が同一としますと、この速力は長さ100mの船で14.8ノット、300mの船で25.7ノットに相当します。肥大船型では15ノットの速力で検討しますが、これは長さ100mの船で10.6ノット、300mの船で18.4ノットに相当します。

(1) 船の長さ

図-2は長さを変更した場合の有効動力と伝達動力です。左側は痩せ型船型の21ノットにおける動力、右側は肥大船型の15ノットにおける動力です。船の長さのみ変更し、他の船幅等は変更してい

表-1 2船型の主要寸法等

	痩せ型船型	肥大船型
長さ	200m	
船幅	30.0m	34.0m
計画喫水	10.0m	12.5m
方形係数	0.6	0.8
排水量長比	0.0045	0.0085
プロペラ直径	7.00m	6.82m
計画速力	21.0ノット	15.0ノット
フルード数	0.242	0.173

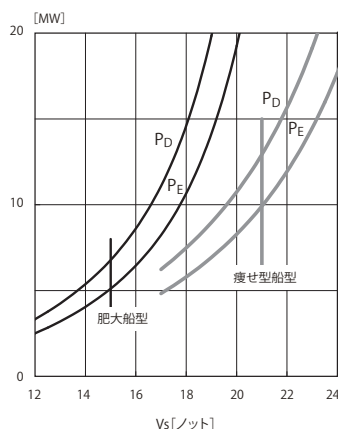


図-1

2船型の有効動力と伝達動力

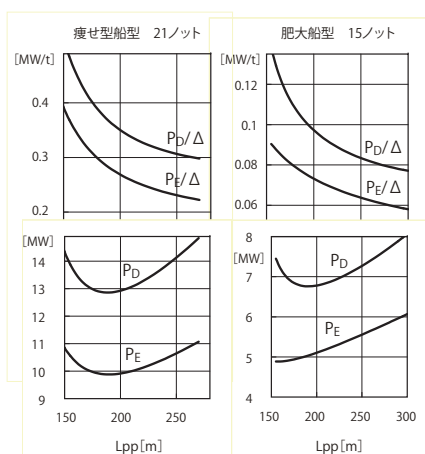


図-2

船の長さの変更

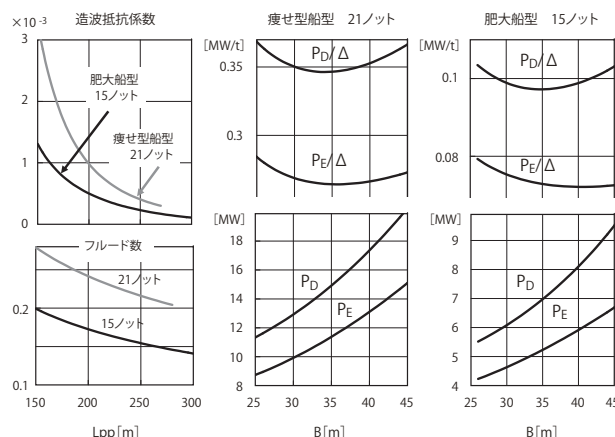


図-3

長さ変更とフルード数、
造波抵抗係数

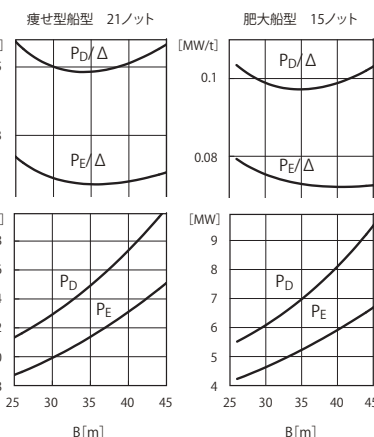


図-4 船幅の変更

ませんので、長さ按比例して排水量も変化します。図-2の上段図は動力を排水量で割ったもので、排水量当りの動力を示します。痩せ型船型では、船の長さが短い領域で、逆に有効動力(船体抵抗)が増加していますが、これは、図-3に示すように、フルード数の増加に伴う造波抵抗の急増に起因します。また、肥大船型の伝達動力も船の長さが短い領域で増加していますが、これは、プロペラ荷重度増大に伴うプロペラ効率の低下が主因です。船の長さを短くすると、長さ／幅比が小さくなりますので、推進性能は全般的に劣化し、排水量当りの所要動力も急激に増加します。伝達動力が最小となる長さがありますので、それを最適長さとも言えますが、排水量当りの伝達動力は長さの増大に伴い単調に減少していますので、推進性能からは、長い船ほど良い船型と言えます。

(2) 船の幅

船幅を変更した場合の伝達動力等を図-4に示します。これによると、幅を大きくすると有効動力、伝達動力ともに単調に増加しますが、その増加率は幅(排水量)の増加率と同程度です。排水量当りの動力の変化は小さくなっており、最小となる幅が存在しています。これは、船幅増加は船の長さ／幅比の減少ですから、それによる性能低下が原因です。

(3) 喫水

図-5に船の計画満載喫水を変更した例を示します。有効動力は喫水変化に伴い単調に変化していますが、伝達動力は、喫水の浅い領域で逆に増加しています。これは、プロペラ直径減少に伴うプロペラ荷重度増加によるプロペラ効率低下(図-6)が原因です。そのため、排水量当りの動力は、喫水が浅い領域で急増しています。

図-6 喫水変更とプロペラ効率

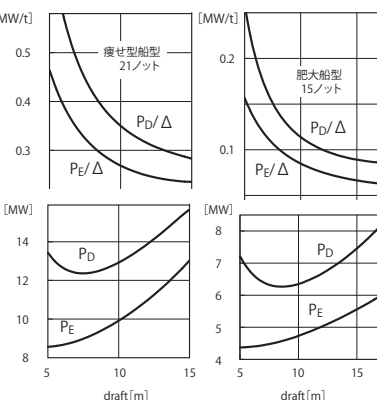


図-5 喫水の変更

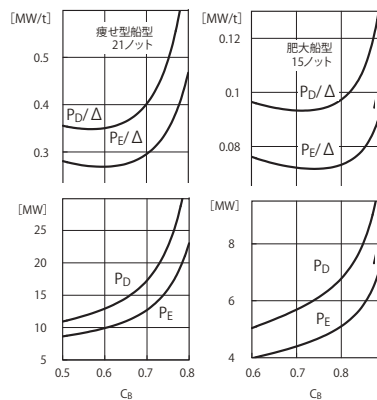


図-7 方形係数の変更

変更した場合と同様、伝達動力が最小となる喫水が存在しますが、排水量当りの動力は、喫水増加に伴い単調に減少しますので、喫水の深い船型が良い船型と言えます。

(4) 方形係数

方形係数を変更した場合の伝達動力等を図-7に示します。これによると、方形係数を大きくすると有効動力、伝達動力ともに単調に増加しますが、その増加率は、方形係数が小さい領域では方形係数(排水量)の増加率と同程度です。排水量当りの動力の変化は小さくなっており、これが最小となる方形係数が存在しています。ただし、方形係数を大きくすると、排水量当りの動力も急増するようになります。急増の主な原因は造波抵抗係数の急増ですが、造波抵抗が急増するフルード数は方形係数等によって決まります。

(5) まとめ

図-8では、以上に示した伝達動力、排水量当りの伝達動力を排水量ベースで比較しています。本図には、参考のため、相似形状を保ちつつ船の大きさを変更した場合の伝達動力、および、伝達動力が排水量に比例する線も示しています。

本図によると、排水量変更に伴う伝達動力の変化率が最も大きいのは、方形係数の変更です。船幅変更がそれに次ぎます。これらでは、排水量当りの伝達動力に最小値が存在します。伝達動力の変化率が最も小さいのは長さを長くした場合で、それに次ぐのは喫水変更です。伝達動力には最小値が存在し、それより長さの短い領域ないしは喫水が浅い船型の領域では逆に伝達馬力が増加しますが、排水量当りの伝達動力は排水量が大きくなるに伴い単調に増加します。

方形係数は、港湾や航行海域からの制限や船殻重量の変化が少ない要素ですが、方形係数の限度を超えた増加は推進性能の急激な悪化となります。

(技術顧問 佐藤和範)

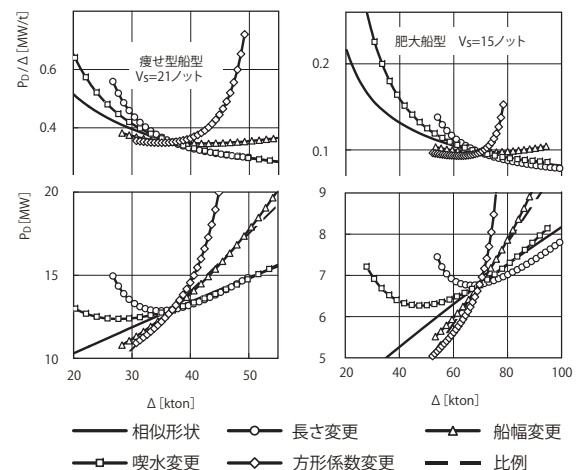


図-8 各種変更の比較



最適船型(その2)

2. 排水量＝一定で船幅等を変更

本節では、前節(SRC News No.90)に示した2船型について、「排水量＝一定」という条件下で、船幅、方形係数、喫水を変更する場合の推進性能を示します。船の長さ是不変しますので、排水量長比 ∇/L_{pp}^3 は一定です。

本節における検討は、「船幅を変更し、その分だけ方形係数も変更した場合の推進性能」という、よく検討されるテーマを含んでいます。また、造波抵抗理論の適用の一つとして、「排水量＝一定」の条件下で造波抵抗が極小となる「船幅×柱状係数の組み合わせ」を求める

問題が研究されましたが、それは、造波抵抗係数のラストハンプとフルード数が0.3付近のハンプの二つのハンプ間の高フルード数領域における極小値問題です。本節で対象とするフルード数は、大型船舶の計画フルード数付近で、より低いフルード数領域です。また、本節では、造波抵抗ではなく、伝達動力の大小を評価の基準とします。ただし、復原性能等の他の性能については対象外とします。

(1) 船幅と方形係数を変更

最初は、排水量 Δ と長さ L_{pp} だけで

はなく、喫水 d と船速も一定の場合を示します。残る船型要素は船幅 B と方形係数 C_B のみです。

(1) 式

$$\Delta = \rho \nabla \quad \nabla = L_{pp} B d C_B \quad (1)$$

から「船幅×方形係数＝一定」が条件となりますから、船幅を変更すると方形係数も自動的に変化します。これは、前節(前号)の(2)船幅変更および(4)方形係数変更の組み合わせになっています。一般的に、船幅を広くすると推進性能は悪くなりますが、方形係数を小さくすると推進性能は逆に良くなります。船幅の影響と方形係数の影響の大きさの違いが、本項の主題です。

推進性能推定結果を図-9に示します。左側が $\nabla/L_{pp}^3=0.0045$ の痩せ型船の例、右側が $\nabla/L_{pp}^3=0.0085$ の肥大船型の例です(前号の表-1参照)。横軸は船幅としていますが、この変更に対応して方形係数も変化しています。変更幅は使用した回帰式の適用範囲内としました。最上段の図は長さ／幅比と幅／喫水比の変化で、次が方形係数、さらに形状影響係数、造波抵抗係数 $R_w/\rho \nabla^{2/3} V^2$ 、自航要素(船後プロペラ効率比 η_R 、スラスト減少係数 $1-t$ 、有効伴流係数 $1-w_{TS}$)やプロペラ単独効率 η_0 、推進係数 η が続き、最下段の図が有効動力 P_E と伝達動力 P_D の変化です。造波抵抗係数、有効動力、伝達動力が最小となる点は○、△、□印で示してあります。

本図から、船幅を狭くして方形係数を大きくすると造波抵抗係数が急増することが分かります。形状影響係数は、方形係数と長さ／幅比の影響の大小によって、船型肥大度によって異なった傾向となっています。推進係数は、船幅を狭くした場合に急激に悪くなっていますが、その主因は抵抗増加によるプロペラ単独効率の低下です。その結果、船幅を狭くして方形係数を大きくすると、伝達動力がより顕著に急増します。運河や港湾施設等による制限のため、船幅を狭くしてその分を方形係数増加で補うような場合は、慎重な検討が必要です。他方、○、△、□印に示す最小値より船幅を大きくしても、所要動力の増加は穏やかです。ただし、これは、いろいろな船型の平均的な傾向で、船型によっては、幅を大きくする場合の性能悪化が大きいこともありますので油断はできません。

船幅を大きくすると船殻重量が増えますから、排水量ではなく載貨重量で評価しますと、□印で示す船幅より狭い船型が最適となりますが、船のトータルコストに占める燃料費の比率が大きくなると□印の船幅に近づくと考えられます。

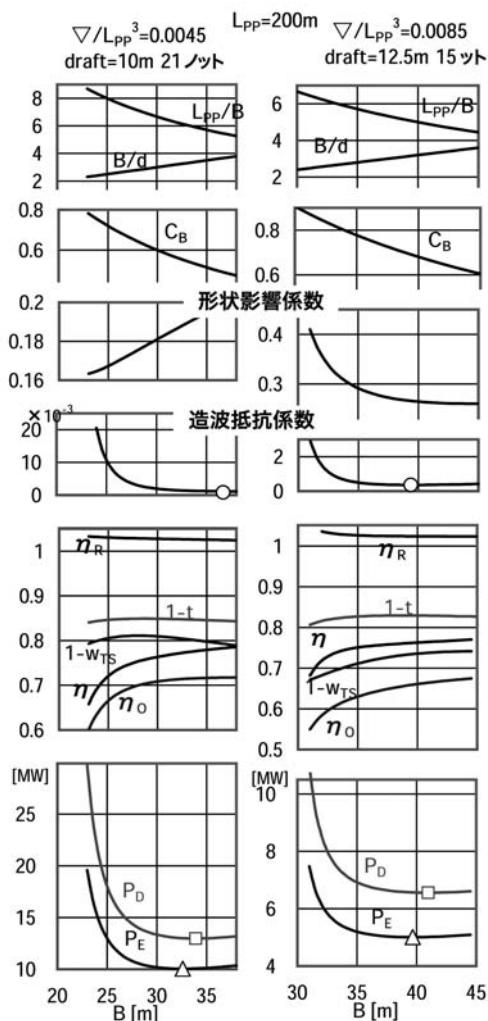


図-9 「船幅×方形係数＝一定」の場合の推進性能

(2) 喫水も変更する場合

次に、計画喫水も変更した場合に、(1)で示したことがどのように変化するかを図-10に示します。喫水も細かく広範囲に変更して(1)と同様の手順で求めた伝達動力を等高線の形式で示しています。横軸は船幅、縦軸は計画喫水ですが、排水量と長さを一定にしていますので、船幅、喫水の変更に伴い方形係数も変更しています。本図には、船幅、喫水の変更に伴う長さ／幅比、幅／喫水比、方形係数の変化も破線で示してあります。また、各喫水において、伝達動力が最小となる船幅(図-9の□印に対応)、すなわち、図中の各等高線で下に凸となる点を□印の点列で示してあります。

本図から、凡その傾向として、伝達動力が最小となる船幅は、喫水が深い船型で狭くなることが分かります。幅／喫水比がより小さくなる方向です。また、このとき、方形係数も小さくなります。ただし、肥大船型の例では、計画喫水が14mを超えると伝達動力が最小となる船幅は変化が小さくなっています。

なお、図-10から、船幅を一定とする場合は、伝達動力が最小となる喫水は存在しないことが分かります。喫水を深くすると伝達動力は単調に減少することを前節の(3)に示しましたが、ここでは、計画喫水増加に伴い方形係数が小さくなりますので、計画喫水増加による伝達動力減少はより顕著になります。

(3) 船速も変更する場合

最後に、以上の結論が、計画速力によってどのように変化するかを図-11に示します。表-1(前号)に示した2船型について、排水量と長さを一定として、幾つかの喫水と計画速力に関して、計画速力および船幅と方形係数との組み合わせを変更して伝達動力が最小となる点を求めました。横軸は、船速に換えてフルード数 Fn としました。また、縦軸は方形係数としました。図中には、伝達動力が最小となる方形係数を○、△、□印の点列で示してあります。マークの違いは喫水の違いを示します。

また、本図には2船型の排水量長比 ∇/L_{pp}^3 に近い船型の計

画フルード数と方形係数の実績値の領域も実線で示してあります。また、原油タンカー、ばら積み船、コンテナ船、自動車運搬船について、計画フルード数と方形係数の実績の領域を、各々、破線、点線、一点鎖線、二点差線で示してあります。これらの領域は、(財)日本造船技術センターで水槽試験を実施した船型の計画フルード数と方形係数の分布から求めました。ただし、伝達動力が最小となる船速と方形係数を求める際には、排水量と長さを一定にしましたが、実績の領域は、全ての船型から求めた領域です。

この図から、伝達動力が最小となる方形係数は、計画フルード数が大きい場合に小さくなることが分かります。すなわち、計画フルード数が大きい船型では、船幅を大きくして方形係数を小さくする方が伝達動力は小さくなることを示しています。また、喫水が深い船型では、方形係数がより小さい船型で伝達動力が極小になることが分かります。

原油タンカーやばら積み船のような肥大船型では、実際に建造されている船型の方形係数とフルード数の領域は、伝達動力が最小となる組み合わせの上の方にありますから、これら船種では、現状の船型に比べて、船幅を広くしてその分だけ方形係数を小さくする方が伝達動力が少なくなります。前述のように、船幅を広くすると船殻重量が増えますので、伝達動力が極小となる船幅まで広げることはないと考えられますが、燃料費の占める割合が大きくなる場合、建造設備、港湾設備等の許容範囲内なら、現状より船幅を広げて、その分、方形係数を小さくする船型を検討する価値があります。

他方、痩せ型船型の場合は、現状の船型の船幅と方形係数の組み合わせは、伝達動力が極小となる組み合わせに近い所にありますので、船幅と方形係数の組み合わせ変更による性能改善は余り期待できないかも知れません。ただし、図-11に示した結果は、いろいろな船型の平均的傾向を示していますので、個々の船型では結論が異なることもあります。

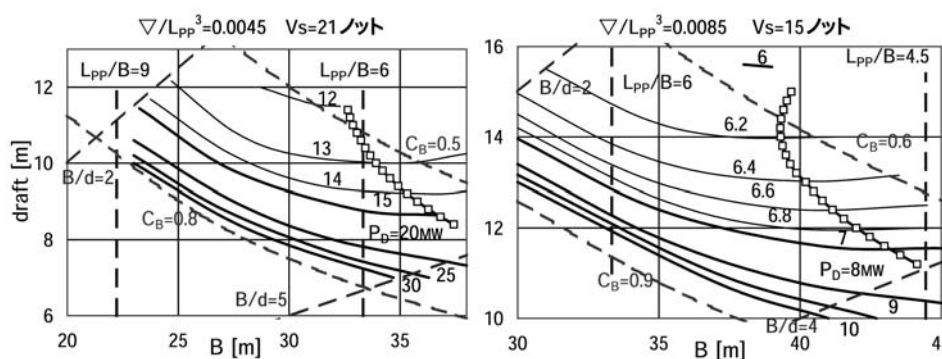


図-10 「喫水×船幅×方形係数=一定」の場合の伝達動力 $L_{pp}=200m$

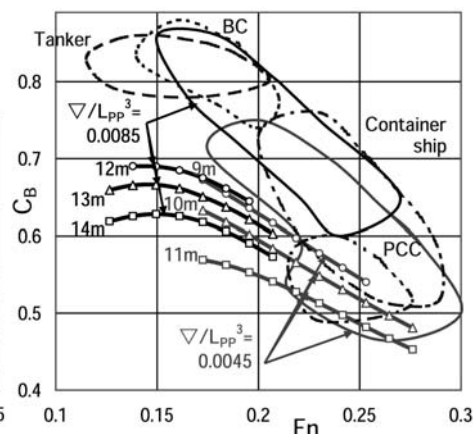


図-11 「船幅×方形係数=一定」の場合に伝達動力が最小となる方形係数 $L_{pp}=200m$

3. トン・マイル当りの所要エネルギー

本節では「トン・マイルが与えられたとき、それに要するエネルギーが最小となる載貨重量と航海距離の組み合わせを求める」という問題を扱います。時間当りの航海距離、所要エネルギーは船速、所要動力(馬力)ですから、上記の問題は「載貨重量×船速が与えられたとき、それに要する伝達動力が最小となる載貨重量と船速の組み合わせを求める」という問題になります。輸送量を

$$\text{輸送量 } M [\text{t} \cdot \text{m/s}] = \text{載貨重量 } DWT \times \text{船速 } V \quad (2)$$

で定義します。輸送量が同じということは、たとえば、3万トンの貨物を20ノットで輸送することは、4万トンの貨物を15ノットで輸送することや6万トンの貨物を10ノットで輸送することと等価ということです。そして、何れの組み合わせで所要動力が最小となるか、という問題です。

なお、ここでは、載貨重量は

$$DWT = \rho L_{pp} B d (C_B - C_L) \quad (3)$$

で表しました。簡単のため C_L を一定値(0.15)としましたが、このとき、載貨重量の排水量に対する比率は、方形係数が $C_B = 0.6$ の船型で0.75、 $C_B = 0.8$ の船型で0.81となります。

(1) 相似船型

最初に、船型を相似に保ちつつ大きさを変更する場合の伝達動力を示します。表-1に示した2船型の大きさを変更した場合の船速、伝達動力を図-12に示します。(2)式に示す輸送量を一定にしていますので、中段図に示すように船が大きくなると船速が低下します。伝達動力の関する無次元値(馬力係数)が船速(フルード数)に依らないと仮定しますと、所要動力は載貨重量の7/3乗にほぼ反比例して減

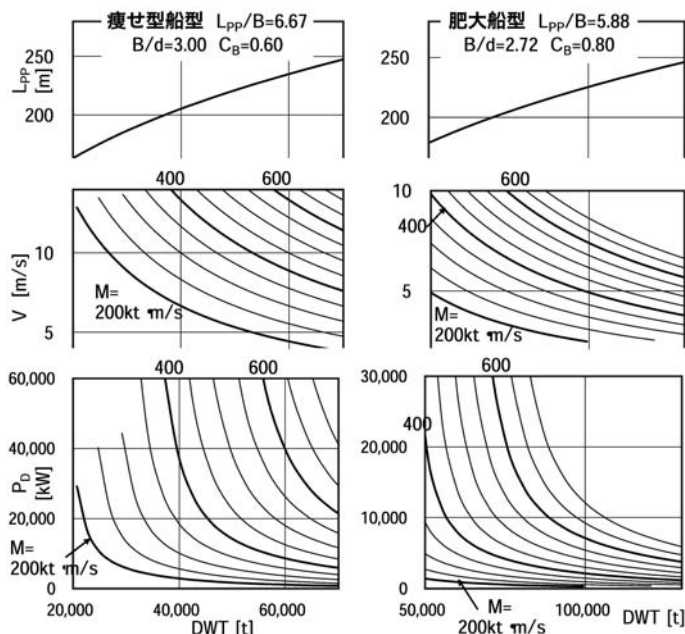


図-12 相似船型の載貨重量と伝達動力等

少しですが、図-12でも、船速が小さい領域では、ほぼ7/3乗に反比例しています。

相似船型では、伝達動力が最小となる大きさは存在せず、「輸送量が同一の場合、大きい船の伝達動力が小さい」ということになります。船の建造費は載貨重量に比例するとしても、大きな船の優位性は揺るぎません。

(2) 方形係数のみ変更

次は、船の長さ、幅、喫水を変更せず、方形係数のみ変更するケースです。(3)式で方形係数のみを変えることによって載貨重量を変更し、その分、船速を変更して(2)式に示す輸送量を一定に保ちます。計算対象とする船の主要寸法(比)は、 $L_{pp} = 200\text{m}$ 、 $L_{pp}/B = 6.0$ 、 $B/d = 3.0$ です。伝達動力 P_D を載貨重量ベースで図-13下段に示します。太線は、載貨重量ベースで、伝達動力が最小になる点を繋いだ線です。上段図は横軸を載貨重量、縦軸を船速として示す伝達動力の等高線で、輸送量の等高線も併記してあります。太線は、下段図と同じく載貨重量ベースで伝達動力が最小になる点を繋いだ線ですが、ここでは、伝達動力の等高線と輸送量の等高線が接する点を繋いだ線となります。

次に、載貨重量を方形係数、船速をフルード数に換えた図を図-14に示します。本図には、図-13に示した太線も変換して示す($R=1.0$)とともに、同一の輸送量で伝達動力が1.5倍、2.0倍、3.0倍、4.0倍、5.0倍となる点を結んだ線も示してあります。また、原油タンカー、ばら積み船、コンテナ船、自動車運搬船の実績の範囲(図-11と同じ)も破線で併記してありますが、低速肥大船型(原油タンカー、ばら積み船)の実績の輸送量は $M=280 \sim 460 \text{ kt} \cdot \text{m/s}$ 、コンテナ船では $M=320 \sim 480 \text{ kt} \cdot \text{m/s}$ で、大して変わらない値となっていることが分かります。

図-13、14の○印、△印を例に採りますと、方形係数が0.6、載貨重量が34,170t、船速が11.7m/s(22.7ノット)の船型と、方形係数が0.8、載貨重量が49,350t、船速が8.1m/s(15.8ノット)の船型とは、輸送量が同等($M=400 \times 10^3 \text{ t} \cdot \text{m/s}$)で、伝達動力は前者が20,780kW、後者が7,680kWとなり3倍近い違いがあります。この輸送量では、方形係数が0.867、載貨重量が54,460t、船速が7.4m/s(14.3ノット)の船型で伝達動力が最低値6,850kWとなります。

図-14に示すように、実績船の方形係数とフルード数の組み合わせは、伝達動力が最低となる組み合わせ($R=1$)に対して、方形係数が小さい領域にあります。低速肥大船型の実績は伝達動力が最低となる方形係数に近い領域にありますが、コンテナ船の実績はかなり離れた領域にあり、同一輸送量での伝達動力の最小値に比べて1.5～5倍の領域で運行されています。

ここでは、予め輸送量 M が与えられているとして、その上で、伝達動力が最小となる載貨重量、船速の組み合わせを求めました。実際には、船の運航費に対する燃料費と建造費の構成比率によって輸送

量が与えられ、その上で、伝達動力が最小となる載貨重量、船速の組み合わせが求められるものと考えられます。

なお、主要寸法(比)を変更しても、伝達動力が最小となる方形係数とフルード数の組み合わせは余り変化しません。

(3) 船速を重視

(2) 式の輸送量の代わりに次式を使用した例を示します。

$$M(N) = DWT \times V^N \quad (4)$$

本式では船速 V を N 乗しています。 $N \geq 1.0$ としますが、(2) 式は $N=1.0$ の場合に相当します。これは、(2) 式に比べて船速をより

重視した評価法です。「速いことは、それ自体が良いこと」という評価法です。たとえば、(2) 式では船速の1%増と載貨重量の1%増は等価ですが、(4) 式では、船速の1%増と載貨重量の N %増が等価です。

図-15に、図-13と同じ形式で、 $N=3$ の例を示します。上段図の伝達動力は図-13と同じものです。 $M(3) = 50 \times 10^6 \text{ t (m/s)}^3$ で方形係数が0.6、0.8の場合を○印、△印で示しますが、 $N=3$ では、方形係数が0.6の船型の伝達動力の方が小さくなっています。伝達動力が最小となる組み合わせは、図-13に示した $N=1$ の場合に比べて、載貨重量の小さい方向に移動しています。

図-16には、 $N=1.0, 2.0, \dots, 6.0$ に関して、伝達動力が最小となる方形係数とフルード数(載貨重量と船速から変換)の組み合わせ、および図-14と同じ実績船の分布を示します。本図によると、 N を大きくするに伴い、同一フルード数では、方形係数のより小さい方向に移動していることが分かります。原油タンカーやばら積み船の実績は $N=1 \sim 3$ となっていますので、(2) 式に示した輸送量に比べて船速を重視した選択となっていること、および、コンテナ船の実績は $N=2 \sim 5$ に対応していますので、かなりの船速重視となっていることが分かります。

なお、自動車運搬船の実績は $N=4 \sim 7$ の領域にあります。自動車運搬船の貨物は低比重ですから、載貨重量に比べて貨物容積が重要となりますので、(2) 式や(4) 式による載貨重量を使用する評価は馴染まないものと考えられます。また、RO/RO船はより瘦せ型、より高速の領域が選択されますが、2軸船となることも多いので検討の対象外としました。

(技術顧問 佐藤和範)

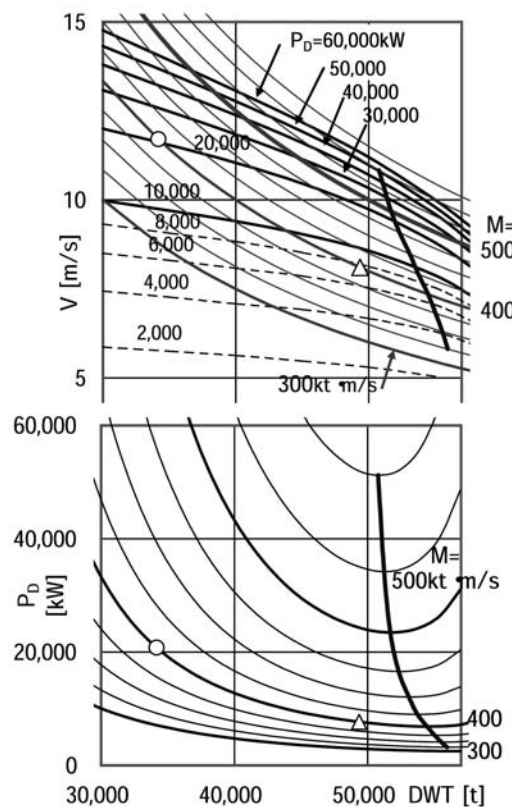


図-13 方形係数のみ変更

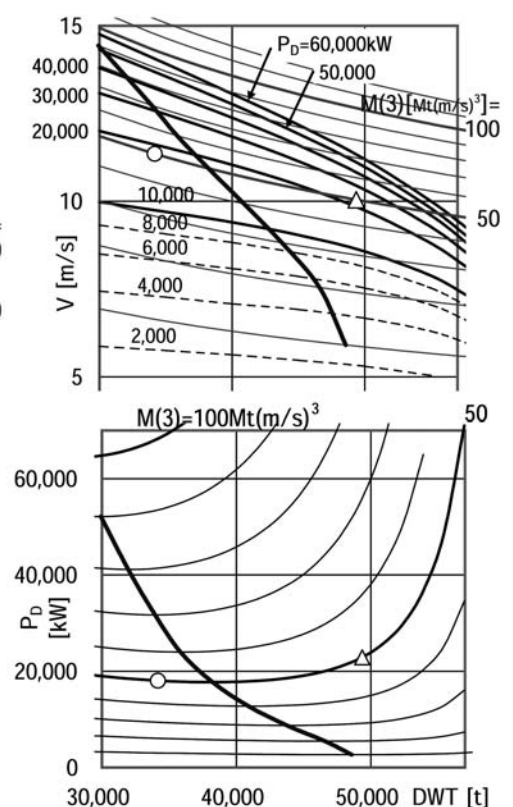


図-15 $N=3$ の例

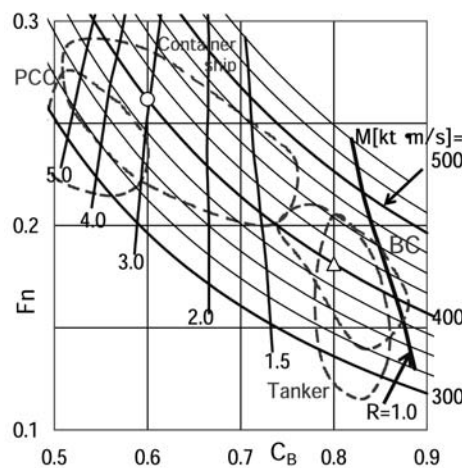


図-14 実績との比較

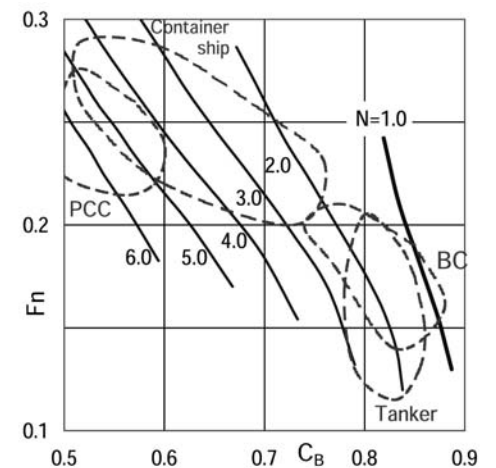


図-16 指数 N との比較



最適船型(その3)

4. 最適船速

本節では最適船速について記述します。本章のタイトル「最適船型」からは逸脱しますが、大きさや船型が同じ船の船速を変えた場合の収入と支出を比較することによって、経済性からみた最適な船速を求めてみます。個々の船型について船速を変えた場合の収入、支出を求めて比較すればよい訳ですが、ここでは、一般的傾向を求めるため船速による収入、支出の変化を簡略化します。

ある期間 t に距離 d の航路を船速 V でピストン輸送するケースを想定し、この期間の運賃収入 I は、この期間中の航海数 K に比例すると仮定し、

$$I=rK \quad (5)$$

$$K=t/(d/V+c) \quad (6)$$

c ; 荷役時間等の航海していない時間

d/V ; 航海している時間

と置きます。ここに、 r は航海数を運賃収入に換算する係数で、ここでは定数とします。上式は、(4)式(SRC NEWS No.91)の N を1.0とした場合に対応します。

次に、同じ期間における支出 O は船舶建造費、船員費等の船速に依存しない固定部分 O_F と船速に依存する部分 O_V との和

$$O=O_F+O_V \quad (7)$$

とし、さらに、船速依存部分は港湾使用料等の航海数 K に比例する部分と馬力に比例する部分の和

$$O_V=hK+pV^M\{(d/V)/(d/V+c)\} \quad (8)$$

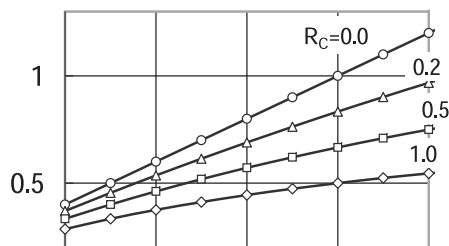
で表します。 h は航海数を費用に換算する係数で、これも定数とします。この式では馬力は船速 V の M 乗で変化すると仮定しています。第2項目の $\{ \}$ 内は、全時間に対する航海時間の割合を示しています。

p は馬力を支出に換算する係数で、性能の悪い船型では大きくなり、燃料費単価が上昇すると大きくなりますが、その値を一般的に決めることが困難ですので、固定部分 O_F との比較で表すこととし、

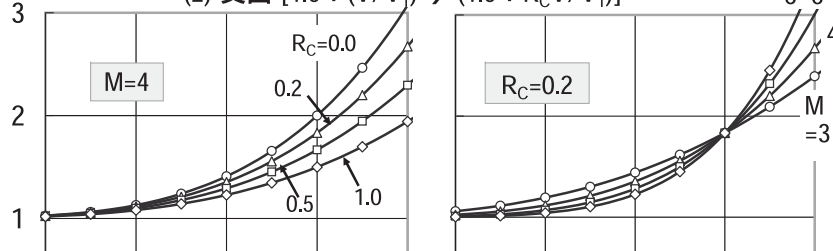
$$O_F=pV_1^M \rightarrow p=O_F/V_1^M \quad (9)$$

によって V_1 に変換します。 V_1 は、荷役時間を無視し、連続して一定の船速で航海する場合に馬力依存部分が固定部分に等しくなるような船速です。 V_1 は p とは逆の方向に変化しますが、固定部分とは同じ方向に変化します。すなわち、船舶建造費等の固定部分が上昇するとこの船速も上昇します。

(1) 収入 $[(V/V_1)/(1.0+R_C V/V_1)]$



(2) 支出 $[1.0+(V/V_1)^M/(1.0+R_C V/V_1)]$



(3) 比 $[V_1/V+R_C+(V/V_1)^{M-1}]$

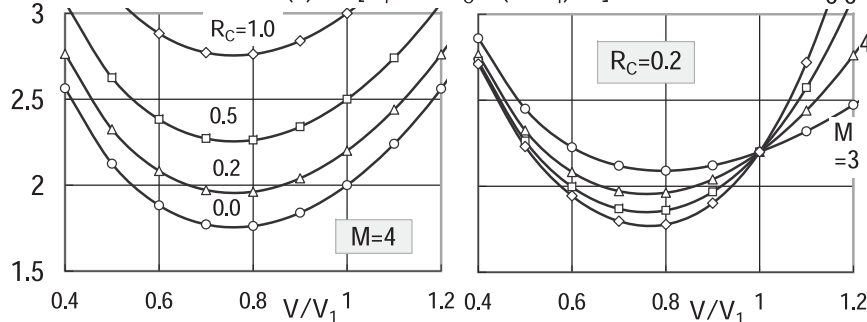


図-17 支出、収入の船速による変化

次に、荷役時間 c も次式で無次元化しますが、

$$R_c = cV_1/d \quad (10)$$

これは、航海距離 d を船速 V_1 で航海するのに要する時間 d/V_1 と荷役時間との比を表す係数で、荷役時間が無視できるほど少ない場合は $R_c=0.0$ 、航海時間と荷役時間が同じ場合は $R_c=1.0$ です。

これらの変数置き換えの結果、

$$I = (rtV_1/d)[(V/V_1) / (1 + R_c V/V_1)] \quad (11)$$

$$O = O_F[1 + (V/V_1)^M / (1 + R_c V/V_1)] + hl/r \quad (12)$$

$$O/I = (dO_F/rtV_1)[V_1/V + R_c + (V/V_1)^{M+1}] + h/r \quad (13)$$

となります。これらの式の[]内の値を図-17に示しますが、収入 I と支出 O の変化の違いから、その比には最小値があります。この比が最小となる船速を「最適船速」と定義します。

最適船速は(13)式を V で微分することによって得られますが、その際、 M は V に依らないと仮定します。後述のコラムの図-24に示すように M は V に依り変化しますが、それを考慮すると複雑な表式となり一般化が困難となります。 M を定数と仮定した場合の $d(O/I)/dV=0$ となる V を最適船速 V_{OPT} としますと、それは

$$V_{OPT}/V_1 = (M-1)^{-1/M} \quad (14)$$

となります。最適船速は V_1 に対する比として M のみの関数として表されています。 R_c は表には現れていません。また、支出の航海数比例部分は、 O/I では定数となりますので最適船速とは無関係となります。(14)式を図-18に示しますが、 $M>3.5$ では $V_{OPT}/V_1=0.76\sim 0.77$ 程度と狭い値域となります。すなわち、最適船速 V_{OPT} は、 V_1 （連続して一定の船速で航海する場合に馬力依存部分が固定部分に等しくなるような船速）の76～77%程度となります。船速 V_1 の算定は多少面倒かも知れませんが、その76～77%は簡単に求まります。

最適船速での収入 I_{OPT} 、支出 O_{OPT} およびその比は

$$I_{OPT} = (rtV_1/d)[1 / (R_c + (M-1)^{-1/M})] \quad (15)$$

$$O_{OPT} = O_F[1 + 1 / (M-1)\{1 + R_c(M-1)^{-1/M}\}] + hK_{OPT} \quad (16)$$

$$O_{OPT}/I_{OPT} = (dO_F/rtV_1)[R_c + M(M-1)^{1/M-1}] + h/r \quad (17)$$

となります。(16)式の[]内の第二項を図-19に示します。これは、馬力依存部分の固定部分に対する割合ですが、 $M=4$ の場合、荷役時間が少なく $R_c=0.1$ 程度の航路では、馬力依存部分の費用が固定部分の30%となるような船速が最適船速となることが分かります。航海時間と荷役時間が同程度である $R_c=1.0$ の航路では、馬力依存部分の費用が固定部分の20%となるような船速が最適船速と

なります。馬力依存部分は M が小さい場合に大きくなり、 M が大きい場合に小さくなります。図-18に比べて、図-19の表現の方が直感的に分かり易いかもしれません。

5. 最適浮心前後位置

以上、第4節までは、長さ、幅、喫水、排水量、計画速力という船の基本的な要目に関する最適船型の検討ですが、以降の節は、もう少し細かい船型要素の最適値に関する検討です。本節では、所要馬力等が最小となる浮心前後位置の例を示します。

「船の長さ、幅、喫水が同一」という条件で方形係数を大きくすると、それに比例して排水量は増加しますが、概ね、抵抗増加等により推進性能は悪く（所要馬力が増加）なります。逆に方形係数を小さく

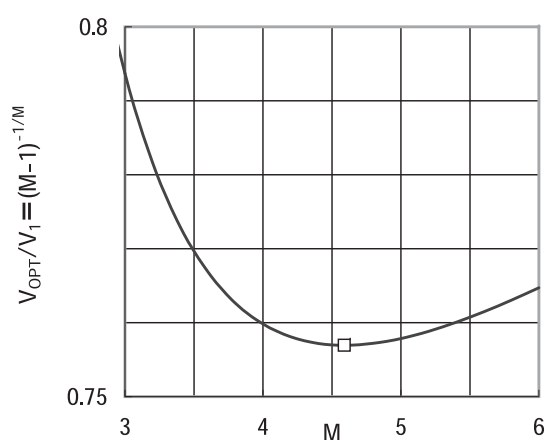


図-18 最適船速

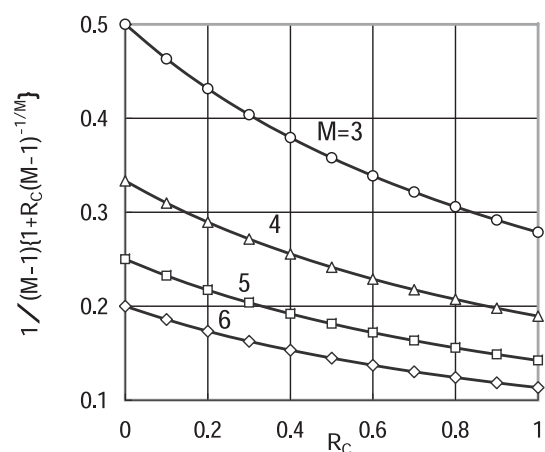


図-19 最適船速の場合の馬力比例部分の固定部分に対する割合

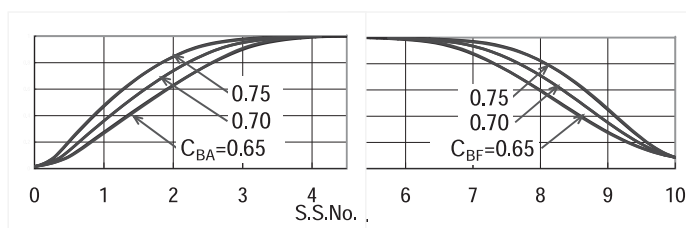


図-20 船体後半部、前半部の方形係数を変えた C_p カーブの例

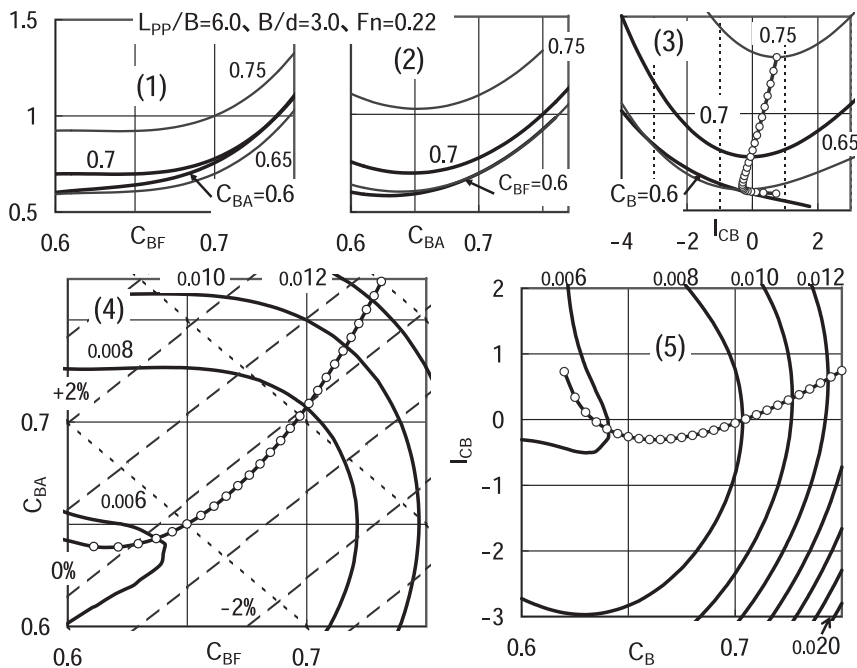


図-21 造波抵抗係数 $R_W/\rho(L_{pp}Bd)^{2/3}V^2$ の例

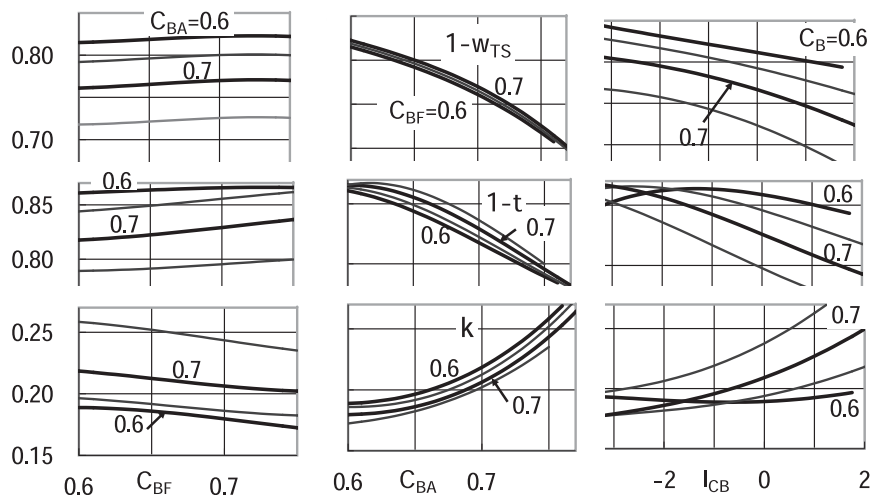


図-22 形状影響係数、スラスト減少係数、有効伴流係数の例

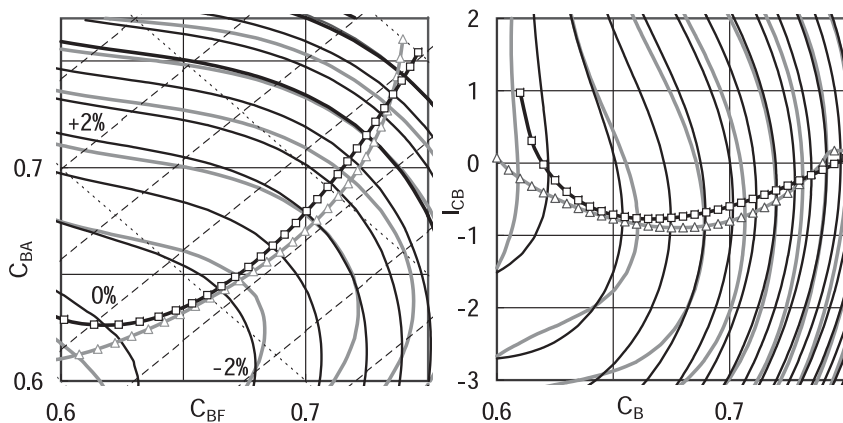


図-23 全抵抗係数、馬力係数の例

すると推進性能は良くなります。しからば、たとえば、後半部方形係数を大きくするが、その分だけ前半部の方形係数を小さくして全体の排水量を変えない場合、推進性能はどうなるでしょうか？この場合、船の浮心位置は船体後方に移動しますが、推進性能が最適となる浮心前後位置が存在する場合、それを最適浮心前後位置と呼んでいます。最適浮心前後位置は C_p カーブの形やフレームライン等のより微細な船型要素によっても変わりますが、本節では、最適浮心前後位置を後半部、前半部の方形係数との関連でのみ検討します。そのために、図-20に示すように、後半部、前半部の方形係数 C_{BA} 、 C_{BF} を変えた船型の推進性能を推定して比較します。フレームライン等はステーション移動法で変更しました。

浮心前後位置は重心前後位置と一致する必要がありますので、推進性能の都合のみで決めることはできませんが、船型設計においては常に意識しておくべき問題です。

図-21は、図-20のように C_{BA} 、 C_{BF} を変えた場合の造波抵抗係数を示します。これは、直接的な実験結果ではなく、当センターで実施した水槽試験結果から求めた回帰式による計算結果で、 $L_{pp}/B=6.0$ 、 $B/d=3.0$ の平均的な船型の満載喫水におけるフルード数 0.22 での性能です（以下、同様）。また、造波抵抗係数としては、分母に排水量を含まない係数としてあります（以下、同様）。(1)は C_{BF} ベースの造波抵抗係数です。(2)、(3)は同じデータを C_{BA} ベース、浮心前後位置 l_{CB} ベースで示した図です。なお、 l_{CB} は、船体中央を基準にその後方にある場合を+とし、垂線間長 L_{pp} に対する割合(%)で表しています。下段の(4)、(5)は同じデータの等高線表示です。(4)の破線、点線は浮心前後位置、全体の方形係数が一定の線です。

全体の方形係数が一定という条件下で造波抵抗が最小となる浮心前後位置、後半部、前半部の方形係数を○印の点列で示してあります。これが、造波抵抗係数ベースの最適浮心前後位置で、(3)では各曲線の最小値を結んだ線、(5)では各等高線の最右点を結んだ線、(4)では各等高線が方形係数一定の点線と接する点を結んだ線で、すべて同じ曲線を異なる形式で示すものとなっています。

従来、造波抵抗理論の応用問題として、図-21に示す造波抵抗が最小となる浮心前後位置に関する研究が実施されていますが、最終的に重要なのは、造波抵抗ではなく馬力です。有効馬力は造波抵抗に加えて形状影響係数によって変わります。伝達馬力は、さらに自航要素やプロペラ効率によって変わります。図-22は、形状影響係数、スラスト減少係数、有効伴流係数の変化を図-21の(1)-(3)と同じ形式で示した図です。これらの性能要素は浮心前後位置によって変わりますが、その主因は C_{BA} の影響であることが分かります。図-23はこれらを考慮して計算した全抵抗係数、馬力

係数(有効馬力、伝達馬力の無次元係数)の等高線で、図-21の(4)、(5)と同じ形式で示してあります。薄い線が全抵抗係数、濃い線が馬力係数の等高線です。全抵抗係数ベース、馬力係数ベースの最適浮心前後位置を△印、□印の点列で示してあります。

ここで示した例は平均的船型に関する例ですが、最適浮心前後位置は主要寸法比や次回に紹介予定の C_F カーブの肩張り度、さらに、フレームライン等のより微細な船型要素によっても変化します。

(技術顧問 佐藤和範)

Column

伝達馬力は船速の3乗に比例する?

船の所要馬力は船速増加に伴い増加しますが、普通、船速の3乗に比例して増加するといわれます。図-24に当センターで実施した水槽試験結果から求めた回帰式による計算例(計画満載状態)を示します。左下の(1)は方形係数が $C_B=0.50, 0.55, \dots, 0.90$ の船型の船速 V ベースの伝達馬力 P_D です。図中の各馬力カーブには、 $P_D \propto V^M$ とした時の累乗 M が整数となる点を○印で示し、各馬力カーブ上で同じ M の値となる○印を繋いだ線も示してあります。左上の(2)は同じデータについて縦軸を馬力係数 p' とした図です。右側の図は左側の図に示した M を C_B ベースで示した図で、縦軸は(3)フルード数 Fn 、(4)船速です。

馬力係数にハンプのある $Fn=0.315$ 付近より小さいフルード数では船速増加に伴い M が増加していることが分かります。指数 M は馬力カーブの立ち上がりの急激さを示す数値にもなっています。

図-25は M の実績を示す図で、当センターで水槽試験を実施した船型の計画船速付近の伝達馬力の M です。 $M=3 \sim 9$ の範囲にばらついていますが、船の長さとの相関が大きいのに見えます。すなわち、小さな船の M は大きく平均値は $M=5$ 程度、大きな船では小さく $M=3$ 程度です。普通言われている $M=3$ は、平均的値ではなく下限値とでも言うべき値で、全体的平均値は $M=4$ 程度となっています。

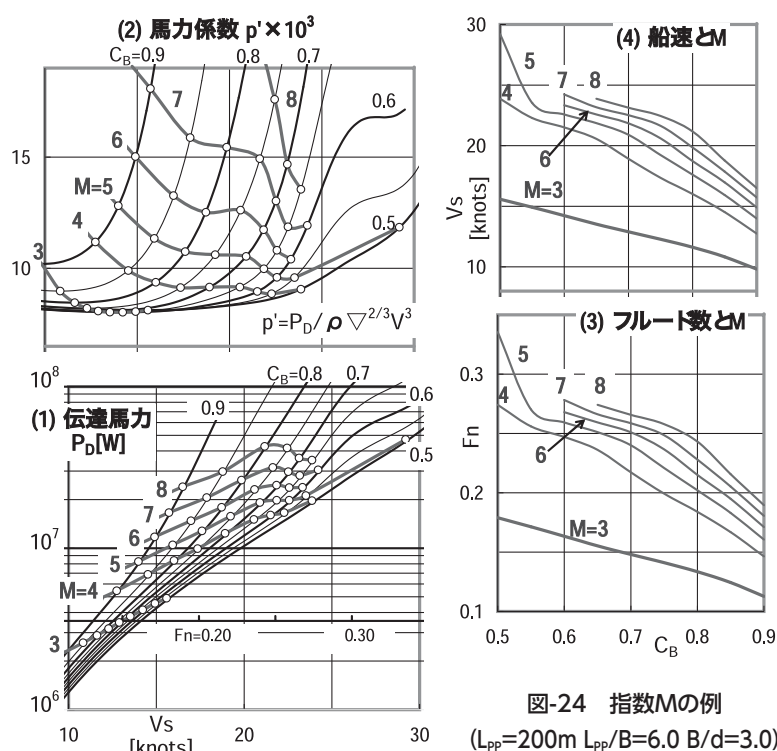


図-24 指数 M の例
($L_{PP}=200m$ $L_{PP}/B=6.0$ $B/d=3.0$)

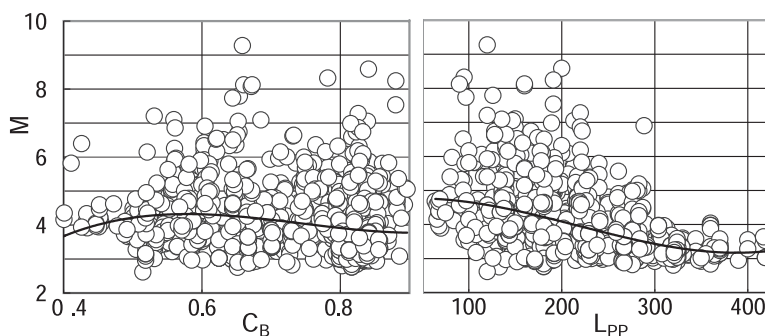


図-25 指数 M の実績



最適船型(その4)

6. 最適浮心前後位置と最適肩張り度

本節では所要馬力が最小となる c_p カーブについて検討します。ただし、カーブそのものではなくそれを積分した値である浮心前後位置、肩張り度と所要馬力との関係についての検討です。

6.1 肩張り度の定義

最初に肩張り度を定義します。 c_p カーブの肩張り度(肩張り、肩落ち)は、浮心前後位置と共に推進性能に影響する重要なパラメータですが、その絶対評価が無いと不便なので、次式にて定義します。(コラム参照)

$$C_s = \int P(x)^2 dx / \{ \int P(x) dx \}^{1.5} \quad (18)$$

ここに、 $P(x)$; c_p カーブ A.P.; $x=0$ F.P.; $x=1.0$

船体後半部肩張り度 C_{SA} 積分範囲; 船尾端~0.5

船体前半部肩張り度 C_{SF} 積分範囲; 0.5~船首端

分母の $\{ \}$ 内は柱状係数(C_{PA} 、 C_{PF})です。なお、参考のため、浮心前後位置 l_{CB} を同一形式で示すと

$$l_{CB} = \int xP(x) dx / \int P(x) dx \quad (19)$$

となります(積分範囲は船尾端~船首端)。これは、浮心位置のA.P.からの距離を表しますが、通常は、船体中央からの距離を垂線間長 L_{pp} に対する百分率[%]で表しています。本稿では、浮心が船尾側にある場合をプラスとしています。

図-26に肩張り度 C_{SF} 、 C_{SA} の実績を示します。左側の図は方形係数ベースの肩張り度ですが、参考のため、浮心前後位置の実績も示します。また、右側には、浮心前後位置との相関も示します。本図から、上式で定義した肩張り度は1.0付近の値を有すること、方形係数や浮心前後位置との相関が小さいことが分かります。また、肩張り度の値域は、方形係数の小さい船型で大きく、方形係数の大きい船型で小さくなっていること、その程度は船体前半部肩張り度で著しいことが分かります。これは、肩張り度の定義式にも依りますが、方形係数の大きい船型では c_p カーブの形に関する自由度が少ないことに依ると考えられます。

6.2 ステーション移動法

本稿では所要馬力等が最小となる浮心前後位置と肩張り度を求めるため、或る船型(原型)の浮心前後位置、肩張り度を系統的に変更し、その推進性能を求めます。浮心前後位置、肩張り度の変更にはステーション移動法を用いました。ステーション移動法とは、一定の規則に従ってフレームラインを前後に移動する方法で、図-27(1)に示す△印、◇印におけるフレームライン形状は原型の○印におけるそれと同じです。ステーション移動法としては、「1-CP法」がポピュラーですが、ここでは次式によりステーション(フレームライン)を移動しました。

$$\delta x = \varepsilon x^M (x_E - x)^N (x_C - x)^C \quad (20)$$

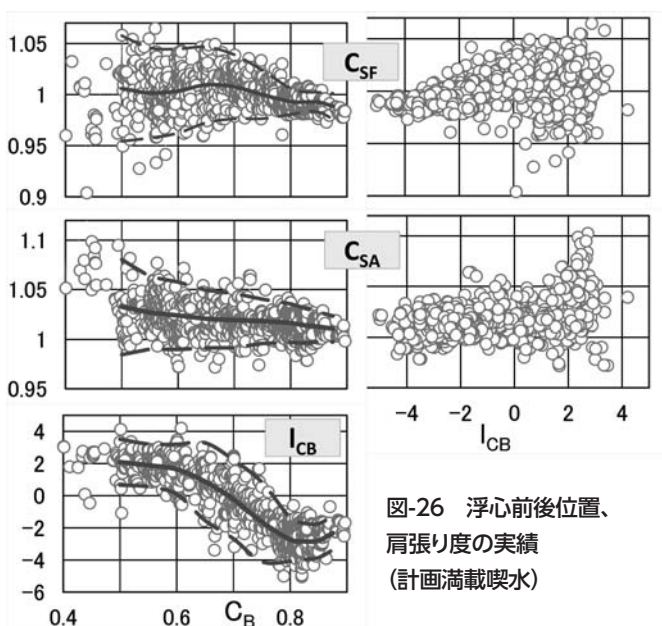


図-26 浮心前後位置、肩張り度の実績
(計画満載喫水)

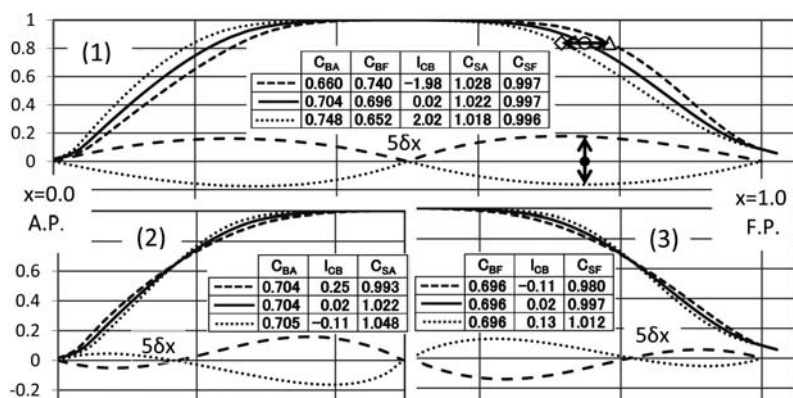


図-27 ステーション移動の例(M=1, N=1)

ここに、 δx ; ステーション移動量

x ; 移動前の前後方向位置 $x=0 \sim x_E$

$x=0$; A.P.またはF.P.

$x=x_E$; 船体中央 or 船体平行部端

$C=0$ 主に浮心前後位置を変更

$C=1$ 主に肩張り度を変更

x_C ; C_P カーブの交点を制御

ステーションの移動量は、上式の ε の大きさを変えることや上式を繰り返し適用することによって調整できます。 M 、 N は移動量の形を制御する係数で、 $M>0$ 、 $N \geq 0$ が条件となります。 M 、 N 等を変えると、浮心前後位置や肩張り度が同じであっても異なる C_P カーブが得られます。整数である必要はありませんが、本稿では $M=1$ 、 $N=1$ としました。なお、 $M=1$ 、 $N=0$ とすると1-CP法となります。

図-27に上式にてステーションを移動した例を示します。(1)は $C=0$ として浮心前後位置変更を目論んだ例で、実線が原型、破線、点線が変更船型の C_P カーブです。図中には肩張り度も示していますが、少し変化しています。(2)、(3)は $C=1.0$ として上式を船体後半部、船体前半部に適用した例です。図中には浮心前後位置も示していますが、少し変化しています。浮心前後位置のみを変えるステーション移動法、肩張り度のみを変えるステーション移動法が望ましいのですが、難しいようです。

Column 肩張り度の定義の比較

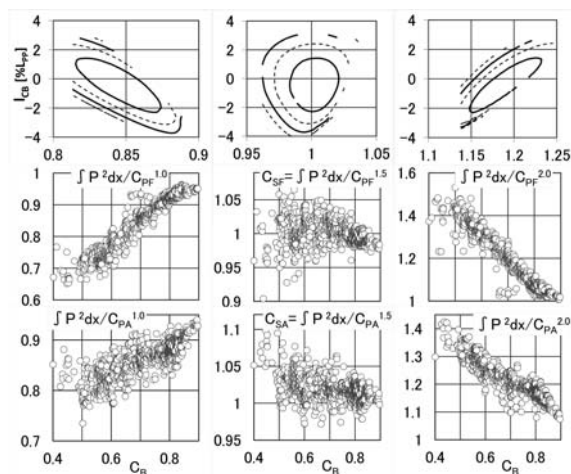


図-28 肩張り度の定義

図-28は肩張り度の定義式の分母にある柱状係数 C_{PA} 、 C_{PF} の累乗を1.0、1.5、2.0と変えた例です。1.0や2.0の定義では、実績データを示した中段図、下段図に示すように、方形係数との相関が大きくなります。また、上段図に示すように船体前半部肩張り度、浮心前後位置を横軸、縦軸とした馬力係数の等高線が傾いた楕円となってしまう、不便です。このことから、本稿では1.5としました。

6.3 浮心前後位置、肩張り度と推進性能

船体前半部肩張り度、浮心前後位置、船体後半部肩張り度を変更したときの推進性能(形状影響係数 k 、造波抵抗係数 r_W 、船後プロペラ効率比 η_R 、スラスト減少係数 $1-t$ 、有効伴流係数 $1-w_{TS}$ 、馬力係数 p')を等高線の形式で、図-29($C_B=0.60$)、30($C_B=0.80$)に示します。(1)は船体後半部肩張り度を一定($C_B=0.60$ の船型では $C_{SA}=1.02$ 、 $C_B=0.80$ の船型では $C_{SA}=1.01$)に保った上で、船体前半部肩張り度と浮心前後位置を変えた場合の推進性能です。馬力係数には最小値 $\min.p'$ がありますが、それを2重線の交点で示してあります。この交点の座標を($\min.C_{SF}$ 、 $\min.l_{CB}$)と称することにします。(2)は $C_{SF}=\min.C_{SF}$ として船体後半部肩張り度と浮心前後位置を変えたときの推進性能、(3)は $l_{CB}=\min.l_{CB}$ として船体前半部、船体後半部の肩張り度を変えたときの推進性能です。

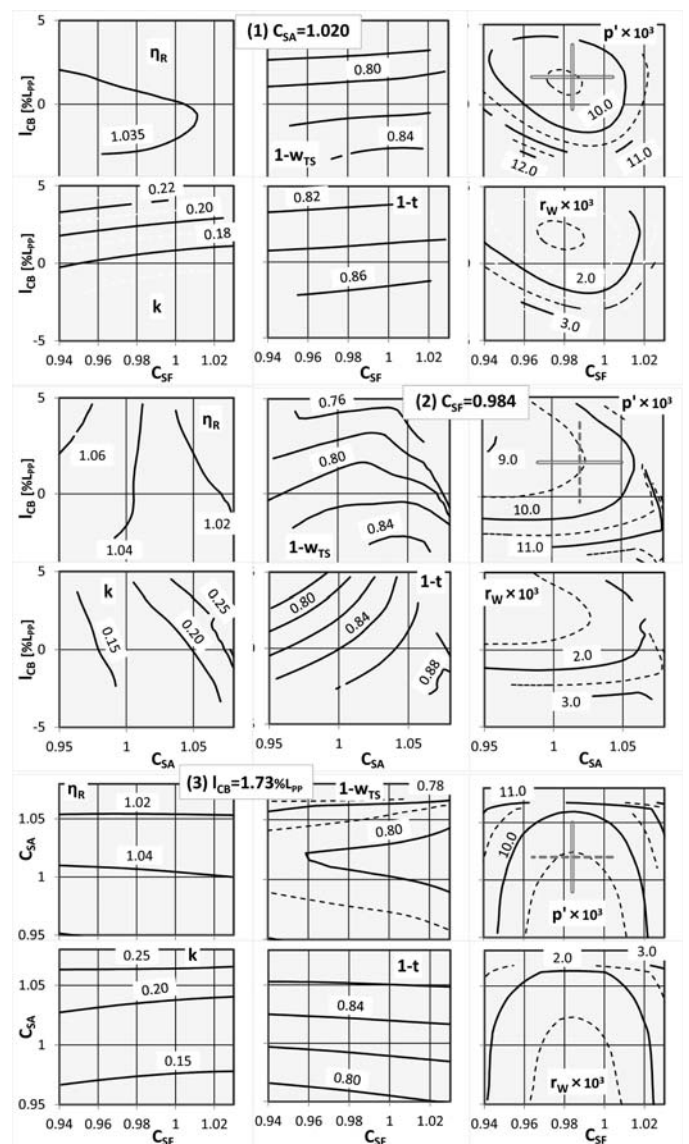


図-29 浮心前後位置、肩張り度と推進性能要素
 $C_B=0.60$ $F_n=0.25$

なお、対象とした船型は $L_{pp}/B=6.0$ 、 $B/d=3.0$ の各方形係数における平均的な船型です。載貨状態は計画満載喫水で、フルード数は各方形係数における平均的な設計フルード数です。特に断らない限り、以下の計算例でも同様です。また、本節に示す推進性能は、日本造船技術センターで実施した水槽試験結果から求めた回帰式による推定値で、直接的な試験結果ではありません。この回帰式の適用範囲外の領域に対しては、等高線等の計算結果を示していません。

これらの図から、形状影響係数は、浮心前後位置と船体後半部肩張り度の影響が大きいことが分かります。ただし、船体前半部肩張り度の影響が皆無という訳ではなく、 C_{SF} が大きくなるに伴い、形状影響係数は少し減少しています。

造波抵抗係数は、それが最小となる船体前半部肩張り度と浮心前後位置との組み合わせが有ります。また、方形係数が0.80の船型では、船体前半部肩張り度が大きく浮心前後位置が小さい領域で等高線が密になっており、造波抵抗係数が急増しています。船体後半部肩張り度に関しては、造波抵抗係数に及ぼす影響が比較的小さくなっています。図-31に船体前半部肩張り度と浮心前後位置を $\min.C_{SF}$ 、 $\min.l_{CB}$ として船体後半部肩張り度を変えた場合の造波抵抗係数と馬力係数を示します。造波抵抗係数は船体後半部肩張り度が小さくなるに伴い小さくなる傾向が見られますが、最小値は存在していません。本図に示した領域の左側に最小値が存在する可能性はありますが、それは、推進性能推定に使用した回帰式の適用範囲外であり、対応する C_p カーブも不自然な形となる可能性があります。

スラスト減少係数、有効伴流係数も、形状影響係数の場合と同様、浮心前後位置や船体後半部肩張り度の影響が大きく、船体前半部肩張り度の影響が小さくなっています。ただし、有効伴流係数と船体後半部肩張り度との関係は少し複雑で、極大値があるように見えます。船後プロペラ効率比では、船体後半部肩張り度の影響が大きく、肩が張ると小さくなる傾向があります。

形状影響係数や自航要素との関連でいうと、船体前半部を肩張りにすると、形状影響係数が少し減少し、スラスト減少係数が少し増加します。浮心位置を後方にすると、船後プロペラ効率比が増加し、有効伴流係数が減少しますが、形状影響係数が増加し、スラスト減少係数が減少してしまいます。船体後半部を肩張りにすると、スラスト減少係数が増加しますが、形状影響係数が増加し船後プロペラ効率比が減少してしまいます。

馬力係数については、造波抵抗係数の場合と同様、それが最小となる船体前半部肩張り度と浮心前後位置との組み合わせが有ります。馬力係数に対しては造波抵抗係数の影響が最も大きいのですが、形状影響係数や自航要素の影響で等高線の深さがより顕著になっています。また、船体前半部肩張り度が大きく浮心前後位置が小さい領域で馬力係数が急増していますが、これは前述の造波抵抗係数の急増に起因します。

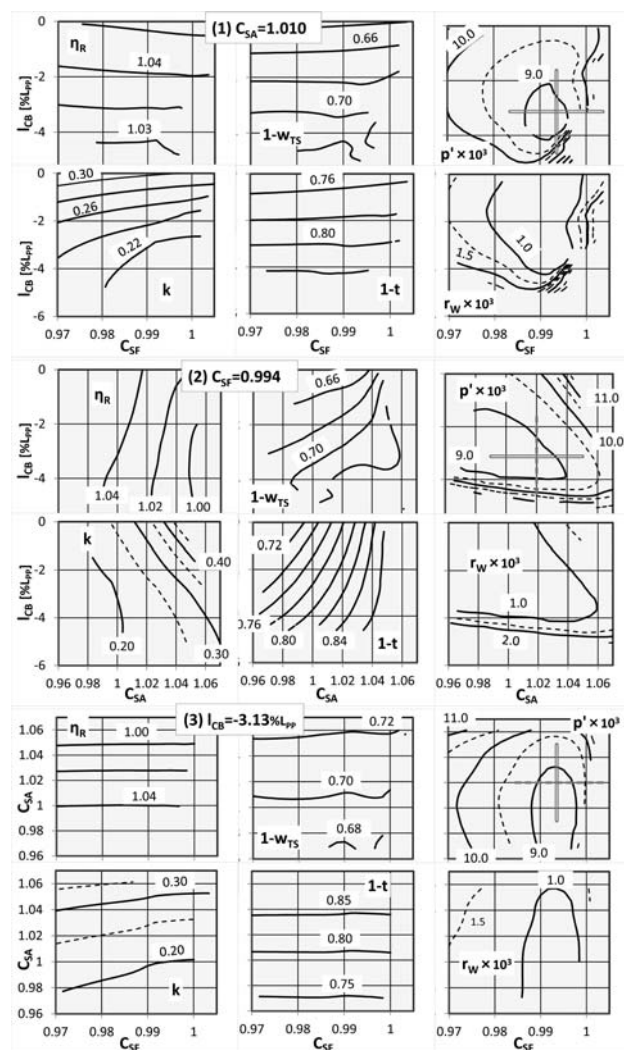


図-30 浮心前後位置、肩張り度と推進性能要素
 $C_B=0.80$ $F_n=0.18$

なお、図-31に示すように、方形係数が0.80の船型では馬力係数が最小となる船体後半部肩張り度が存在しています。これは、船体後半部を肩落ちにした場合のスラスト減少係数の悪化に起因しますが、造波抵抗係数が最小となる船体後半部肩張り度が存在しない場合でも馬力係数ベースでは最小値が存在することがあります。しかし、馬力係数の最小値も存在しないことが多く、本稿では馬力係数が最小となる船体後半部肩張り度を追及せず、船体後半部肩張り度を予め与えて、馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度と浮心前後位置の組み合わせを求めることとします。

次回は、最適浮心前後位置と最適肩張り度に関する続きです。

(技術顧問 佐藤和範)

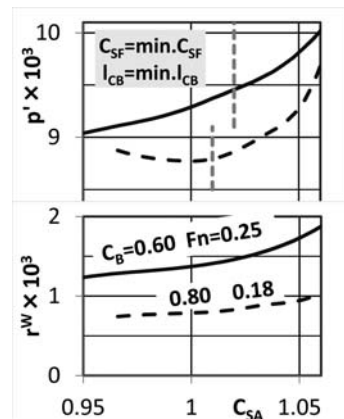


図-31 船体後半部肩張り度と造波抵抗係数、馬力係数



最適船型(その5)

最適浮心前後位置と最適肩張り度に関する前号からの続きです。

6.4 造波抵抗係数ベースの最適値と馬力係数ベースの最適値

造波抵抗が最小となる浮心前後位置や c_p カーブは、造波抵抗理論の適用として研究されてきています。また、同様の目的で、水槽試験結果を整理・解析した研究も数多くあります。

本稿では、主に、造波抵抗ではなく伝達馬力が最小となる船体前半部肩張り度、浮心前後位置を示しますが、それに先立って本項では、図-32に、造波抵抗係数が最小となる肩張り度等と馬力係数(伝達馬力の無次元係数)が最小となる肩張り度等との比較を示します。横軸は造波抵抗係数が最小となる船体前半部肩張り度と浮心前後位置で、縦軸は馬力係数が最小となる値です。計画満載状態の設計フルード数における値ですが、いろいろな船型に関して、船体前半部肩張り度と浮心前後位置を格子状に変えて推進性能を計算(水槽試験結果から求めた回帰式を使用)し、造波抵抗係数や馬力係数が最小となる(船体前半部肩張り度 $\min.C_{SF}$ 、浮心前後位置 $\min.l_{CB}$)の組み合わせを求めた結果です。船体後半部肩張り度 C_{SA} は実績から求めた平均的値としました。

図-32(1)から、馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度は、造波抵抗係数が最小となるそれとほとんど同じですが、方形係数の小さい船型では少し大きく(肩張り)なっています。

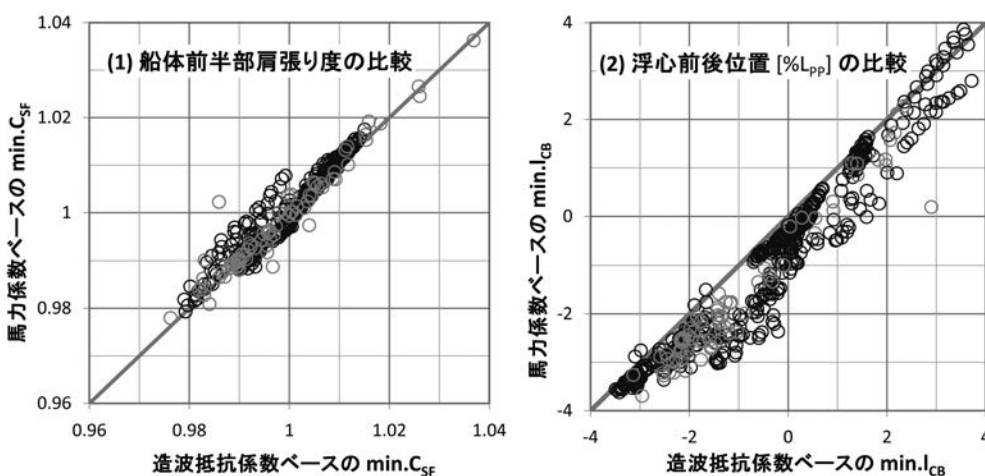


図-32 造波抵抗係数ベースと馬力係数ベースの比較
(計画満載状態、設計フルード数、 $C_{SA}=1.05-0.05C_B$)

また、(2)に示した浮心前後位置では、馬力係数が最小となる浮心前後位置は造波抵抗係数が最小となる浮心前後位置に比べてマイナス寄り(船首寄り)になっています。これは、主に、方形係数が小さい船型では形状影響係数の影響、方形係数が大きい船型では自航要素の影響です。

6.5 c_p カーブの比較

本項では、 c_p カーブを変えたとき馬力係数がどの程度変化するかの例を示します。図-33($C_B=0.60$)、34($C_B=0.80$)がそれで、(1)は馬力係数の等高線です。ただし、馬力係数そのものではなく、馬力係数の最小値に対して2%増(点線)と5%増(破線)の馬力係数の等高線を示しています。図中の○印が、馬力係数が最小となる点($\min.C_{SF}$ 、 $\min.l_{CB}$)です。(2)、(3)は、○印を通る横軸、縦軸に平行な直線上の馬力係数で、(2)は浮心前後位置が $l_{CB}=\min.l_{CB}$ の直線上の馬力係数、(3)は船体前半部肩張り度が $C_{SF}=\min.C_{SF}$ の直線上の馬力係数です。馬力係数の最小値に対して2%増、5%増の点を□印、△印で示してあります。(1)にも対応する点を示してあります。(4)～(7)はこれらの点に対応する c_p カーブです。(4)、(5)は船体前半部肩張り度が同一($\min.C_{SF}$)で浮心前後位置を変えた場合の c_p カーブの比較で、実線は○印の点の c_p カーブ、点線は□印の馬力係数が2%増の c_p カーブ、破線は△印の5%増の c_p カーブです。(6)、(7)は、浮心前後位置が同一($\min.l_{CB}$)で

船体前半部肩張り度を変えた場合の c_p カーブの比較です。線種の意味は(4)、(5)の場合と同じで、実線は(4)、(5)と同じ線です。船体後半部の肩張り度は一定値(1.02ないし1.01)ですので、(6)では3本の c_p カーブが重なっています。

これらの図から、 c_p カーブの違いと馬力係数の違いとの定量的関係が分かります。同一馬力増に対する c_p カーブの違いは、浮心前後位置を変えた場合に比べて、肩張り度を変えた場合に小さくなっています。

肩張り度は、船舶の重心前後位置との整合性が不要で、選択の自由度が比較的大きいと考えられますが、最適値からの僅かの違いで馬力増を招いてしまうので注意が必要です。特に、前号 (SRC News No.93、図-30 (1)) でも示したように、方形係数が0.80の船型で船体前半部肩張り度が大きく浮心前後位置が小さい領域で馬力係数が急増しています。

6.5 フルード数の影響

本項では、方形係数が同一でフルード数を変えた場合に、馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度や浮心前後位置がどのように変化するかを示します。

図-35は方形係数が0.60、図-36は方形係数が0.80の船型の例です。ここでは、フルード数の違いを明確にするため、実際の船型で採用されるであろうフルード数に比べて広範囲のフルード数での変化を示してあります。(1)は船体前半部肩張り度を横軸、浮心前後位置を縦軸とする馬力係数の等高線です。(2)、(3)は船体前半部肩張り度ベース、浮心前後位置ベースの馬力係数です。図-33、34と同じ形式で、異なるフルード数の性能を重ねて示してあります。(1)では、各フルード数で馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度、浮心前後位置の点 ($\min.C_{SF}$ 、 $\min.l_{CB}$) を○印等で示し、この各フルード数における最小値 $\min.p'$ の2%増の値を等高線で示しています。これらの○印等に対応する点を、(2)、(3)でも同じ○印等で示してあります。(4)は各フルード数で馬力係数が最小となる船型 ($\min.C_{SF}$ 、 $\min.l_{CB}$) に対応する C_p カurveです。線が重なって区別が難しいので、(1)等

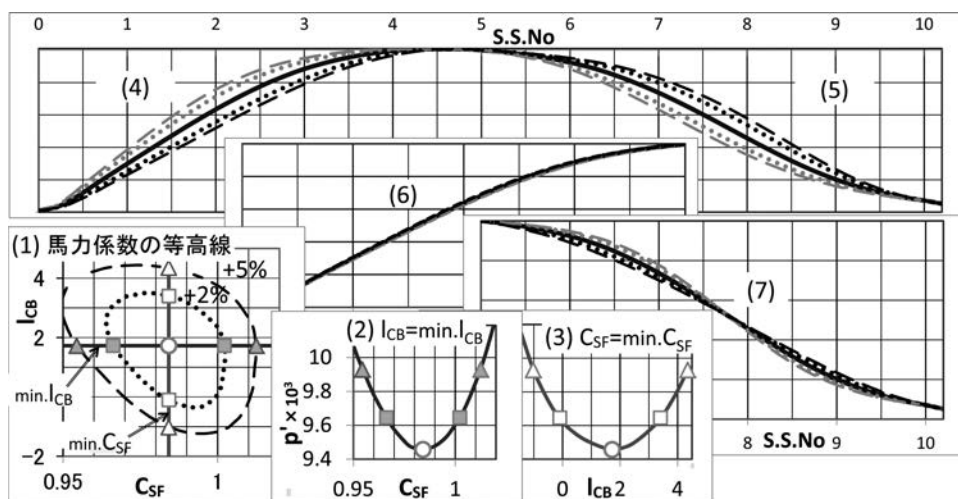


図-33 C_p カーブの比較
 $C_B=0.60$ $F_n=0.25$ $C_{SA}=1.02$

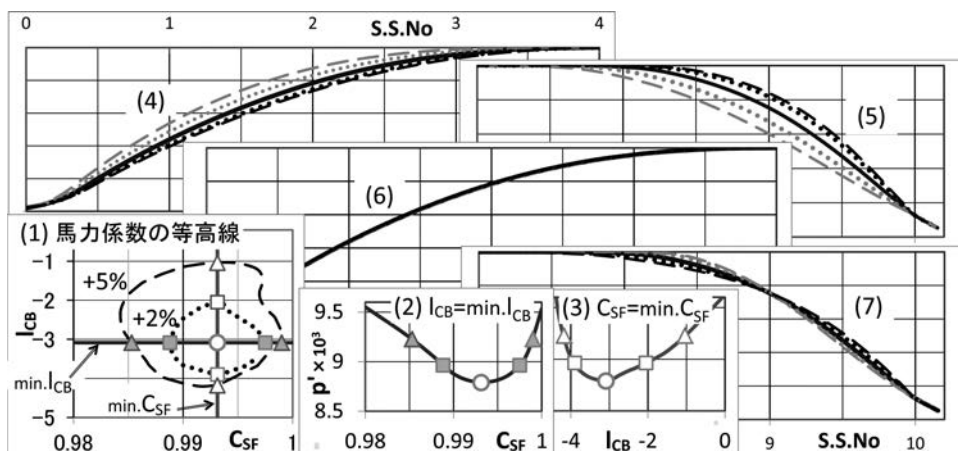


図-34 C_p カーブの比較
 $C_B=0.80$ $F_n=0.18$ $C_{SA}=1.01$

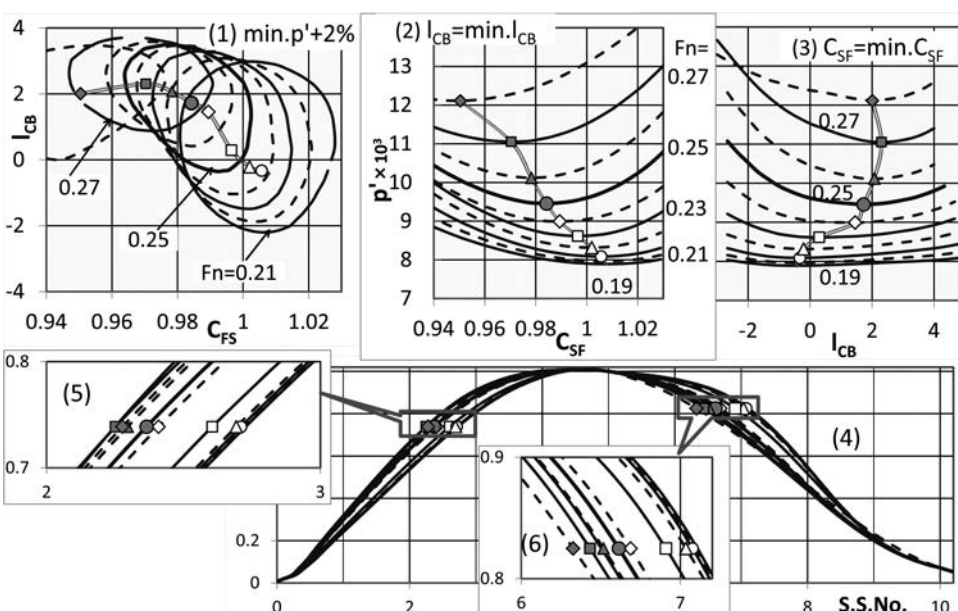


図-35 フルード数の影響
 $C_B=0.60$, $C_{SA}=1.02$

フルード数が大きくなると最適な浮心前後位置がプラス側（船尾側）に移動しています。ただし、方形係数が0.60の船型では、高フルード数領域における変化が小さくなっています。最適な船体前半部肩張り度は、方形係数が0.60の船型では、フルード数が大きくなるに伴い小さく（肩落ち）なっていますが、方形係数が0.80の船型では微増となっています。

方形係数が0.60の船型の等高線で、フルード数が大きくなるに伴い馬力2%増の等高線が囲む領域が狭くなっています。これは、高フルード数領域では、浮心前後位置や船体前半部肩張り度の選定により多くの注意が必要であることを示しています。方形係数が0.80の船型では、この傾向は明確ではありませんが、馬力

係数が最小となる点からみて、浮心前後位置がマイナス側（船首側）の方向、および船体前半部肩張り度が大きく（肩張り）なる方向で馬力係数が急増しています。これは、前号でも記述しましたが、造波抵抗の急増に起因します。

各フルード数において馬力係数が最小となる c_p カーブを見ると、浮心前後位置の違いが目立ち、船体前半部肩張り度の違いは小さく見えます。これは、図-33、34にも示したように船体前半部肩張り度による c_p カーブの違いは小さく見えても、その影響は大きいことを示している、とも言えます。

最後に、図-37は、図-32の場合と同様のいろいろな船型に関して、フルード数を変えて、馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度 $\min.C_{SF}$ と浮心前後位置 $\min.l_{CB}$ を求めた結果です。同一船型のデータを線で結んでいます。□印は各船型の設計フルード数です。船体後半部肩張り度は、図-32の場合と同様で、実績から求めた平均的な値としました。フルード数を変えた場合の船体前半部肩張り度等の変化の様子がフルード数によって異なっています。図-37の(3)、(4)は、各船型の設計フルード数付近の傾斜を示した図です。これらの図から、設計フルード数の低い船型（タンカーや

バルクキャリア等の方形係数の大きい船型）では、設計フルード数を変えた場合、船体前半部肩張り度を変える必要がないことが分かります。方形係数の大きい船型では船体前半部 c_p カーブの自由度が少ないので、船体前半部肩張り度を変える必要がないのは幸いです。他方、方形係数の小さい設計フルード数の高い船型においては、設計フルード数を大きくする場合には船体前半部肩張り度を小さく（肩落ちに）する必要があることが分かります。また、多くの船型では、従来言われているように、設計フルード数を大きくする場合には、浮心前後位置を大きく（船尾側に移動）する必要があることを示していますが、高いフルード数($F_n=0.25$)の船型では逆の傾向の船型も多くなっています。（技術顧問 佐藤和範）

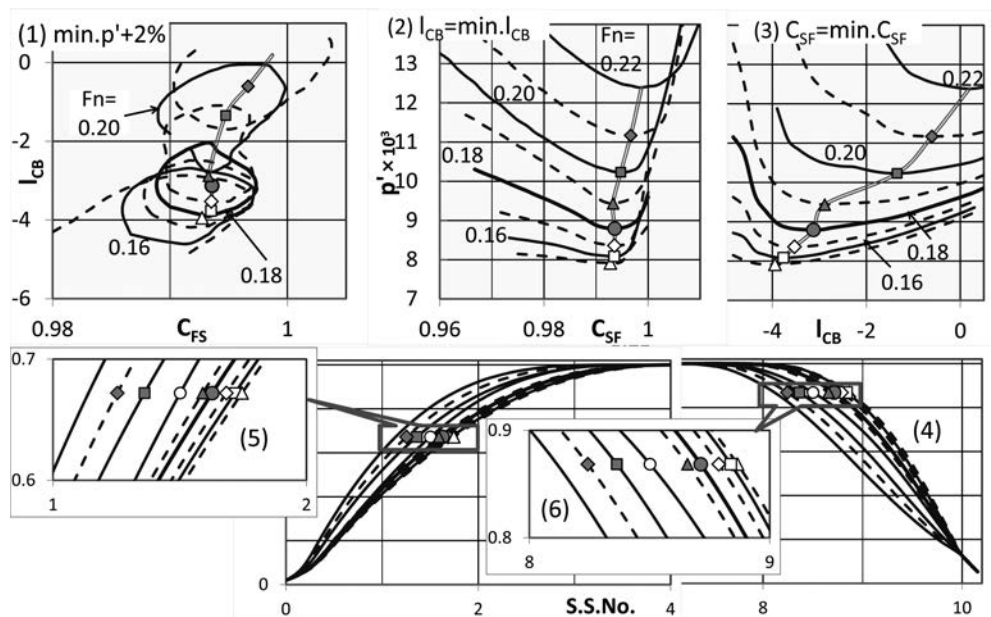


図-36 フルード数の影響 $C_B=0.80$, $C_{SA}=1.01$

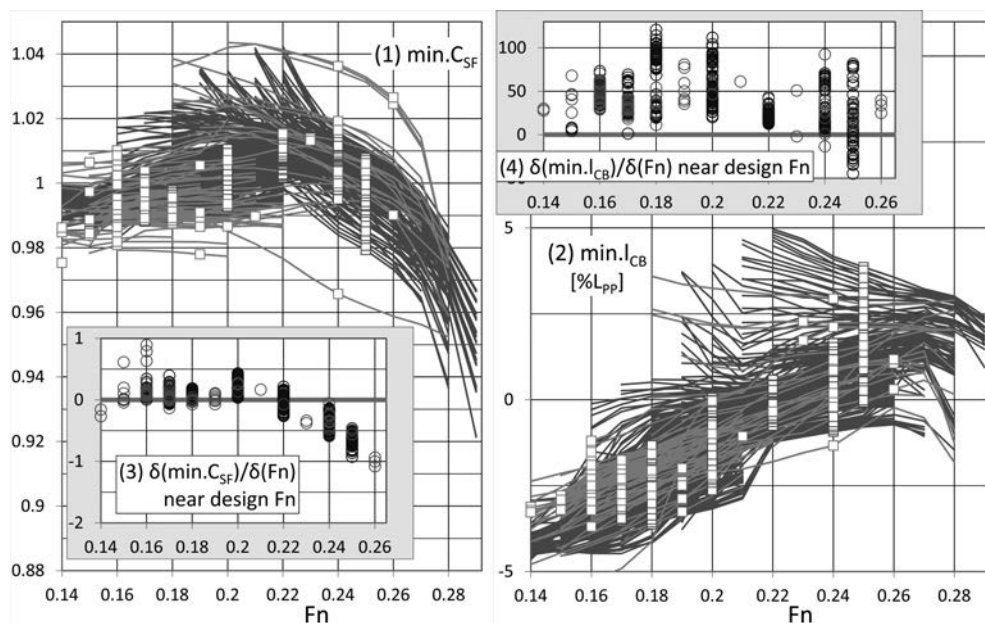


図-37 馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度、浮心前後位置（計画満載状態、 $C_{SA}=1.05-0.05C_B$ ）



最適船型(その6)

最適浮心前後位置と最適肩張り度に関する前号からの続きです。

6.7 方形係数の影響

本項では、フルード数が同一で方形係数のみを変えた場合に、馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度や浮心前後位置がどのように変化するか、を示します。なお、本号でも、前号までと同様、日本造船技術センターで実施した水槽試験結果を利用して求めた造波抵抗係数等に関する回帰式によって馬力係数を推定しました。

図-38はフルード数が0.25の船型の例です。これは方形係数が0.60の船型を原型に、ステーション移動法で方形係数を増減させた上で、更に、ステーション移動法で浮心前後位置や肩張り度を変更して求めました。船体後半部肩張り度は実績から求めた平均的な値($C_{SA}=1.05-0.05C_B$)としました(以下、同様)。本図の(1)は船体前半部肩張り度、浮心前後位置を横軸、縦軸とした場合の馬力係数を示します。○印等は馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度、浮心前後位置($\min.C_{SF}$, $\min.l_{CB}$)を、等高線は最小馬力

係数に対して2%増となる船体前半部肩張り度、浮心前後位置を示します。5個の方形係数に対する馬力係数を示してあります。(2)は、浮心前後位置を各方形係数において馬力係数が最小となる浮心前後位置に固定して船体前半部肩張り度を変更した場合の馬力係数の変化を示します。(3)は同様に各方形係数で船体前半部肩張り度を固定して浮心前後位置を変更した場合の馬力係数です。この例では、方形係数を大きくするに伴い船体前半部肩張り度が大きく(肩張り)なっていますが、馬力係数が最小となる浮心前後位置はほとんど変化していません。

図-39はフルード数が0.18の船型の例です。これは、方形係数が0.80の船型を原型に、前記の場合と同じ手順で求めました。図の形式も同じです。この例では、方形係数を変更しても船体前半部肩張り

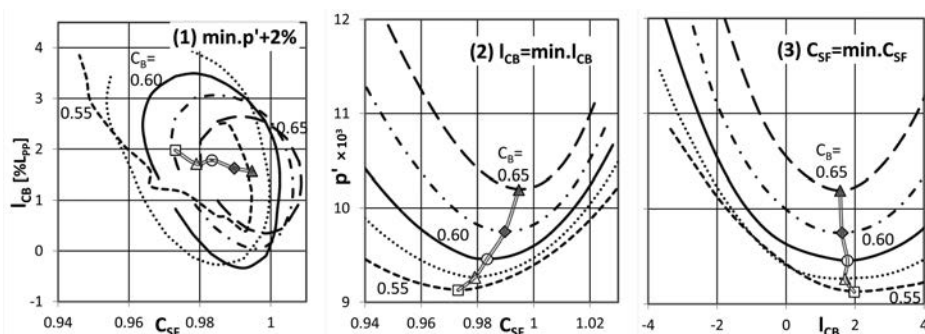


図-38 方形係数を変更した場合の馬力係数、フルード数=0.25の船型の例

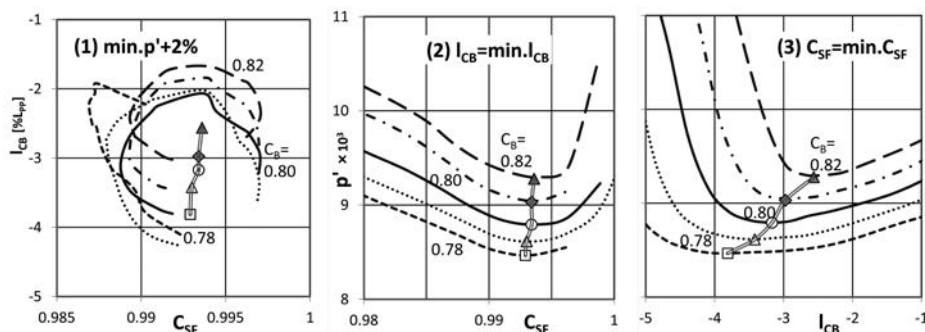


図-39 方形係数を変更した場合の馬力係数、フルード数=0.18の船型の例

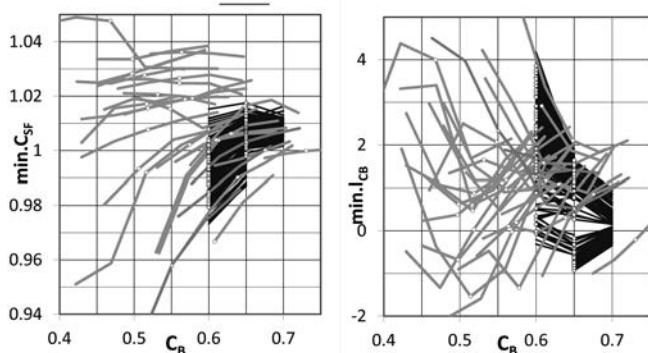


図-40 設計フルード数が0.24~0.26の船型

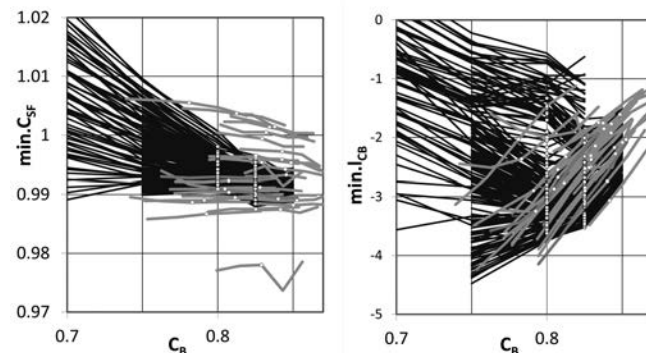


図-41 設計フルード数が0.17~0.19の船型

度はほとんど変化しませんが、方形係数を大きくすると浮心前後位置が大きく（船尾側に移動）なっています。この例では、船体前半部肩張り度を大きくした船型、浮心前後位置を小さく（船首側に移動）した船型で馬力係数が急増していますが、これは造波抵抗係数の急増に起因します。この例のように、低いフルード数でも船体前半部肩張り度を大きくしたり、船体前半部を過度に太らせたりすると造波抵抗係数が急増し、馬力係数が大きくなってしまいます。

図-40は、設計フルード数が高い痩せ型船型で、方形係数を変更した場合の船体前半部肩張り度、浮心前後位置の変化を示します。左図は方形係数を変更した場合に馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度を線で結んだ図で、右図は浮心前後位置の変化を示す図です。計算手順は前記の例と同じです。方形係数の変更に伴い、船体前半部肩張り度は比較的単調に変化していますが、浮心前後位置の変化がギクシャクしています。図-41は、同じく設計フルード数の低い肥大船型の例です。馬力係数を最小とする船体前半部肩張り度が単調に減少する船型と余り変化しない船型があります。浮心前後位置では、方形係数が0.80付近を境に様子が異なっているように見えます。すなわち、方形係数が0.80より小さい船型では単調減少の船型が多く、0.80より大きい船型ではほとんどが単調増加となっています。

図-42は、馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度、浮心前後位置が方形係数変更に伴うどのように変化するかを示す図で、方形係数の差分と馬力係数を最小とする船体前半部肩張り度等の差分との比を、船の長さ幅比、幅喫水比、原型の方形係数、設計フルード数をベースに示した図です。本図によると、船体前半部肩張り度の場合、設計フルード数が0.25前後で方形係数が0.5～0.6の船型では、多くの船型で比がプラス、すなわち、方形係数を大きくすると船体前半部肩張り度が大きく（肩張り）なる船型の多いこ

とが分かります。他方、設計フルード数が0.15～0.2で方形係数が0.7～0.85の船型では比がマイナスとなる船型が多くなっています。また、浮心前後位置の場合は、高フルード数の痩せ型船では0ないしマイナス側、低フルード数の肥大船型ではほとんどの船型でプラスとなっています。

船の長さ幅比、幅喫水比の影響も多少は認められますが、方形係数やフルード数の影響に比べて小さくなっています。何れにしても、点のばらつきが大きくなっています。馬力係数の推定誤差、馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度や浮心前後位置を求める際の誤差、その差分を求める際の誤差等、図-42でのばらつきは、これらの誤差の累積にも因ると考えられますが、フレームラインや船首バルブ等、より微細な船型の違いに起因するものも大きいと考えられます。

図-39の(3)や図-41の右図に示すように、方形係数の大きい船型の浮心前後位置は、方形係数を大きくすると馬力係数を最小にする浮心前後位置がプラス側（船尾側）になっています。同じことですが、図-42の下段図を見ると、低フルード数の肥大船型ではほとんどの船型で差分比がプラスとなっています。これは、方形係数を増加させる際、船体前半部の方形係数を後半部と同程度に増加させることによる造波抵抗急増を防ぐためです。図-43には、馬力係数が最小となる浮心前後位置に対応する船体前半部方形係数 C_{BF} 、後半部方形係数 C_{BA} を示します。方形係数を変更した船型を折れ線で結んであります。本図から、方形係数が大きい船型で馬力係数を最小にしようとする際、造波抵抗係数の急増を防ぐため、船体前半部方形係数 C_{BF} には限界（ $C_{BF}=0.95$ 程度、浮心前後位置では $-4\%L_{PP}$ 程度）があり、形状影響係数の増加や自航要素の悪化があるとしても、船体後半部の肥大化で補わざるを得ないことが分かります。

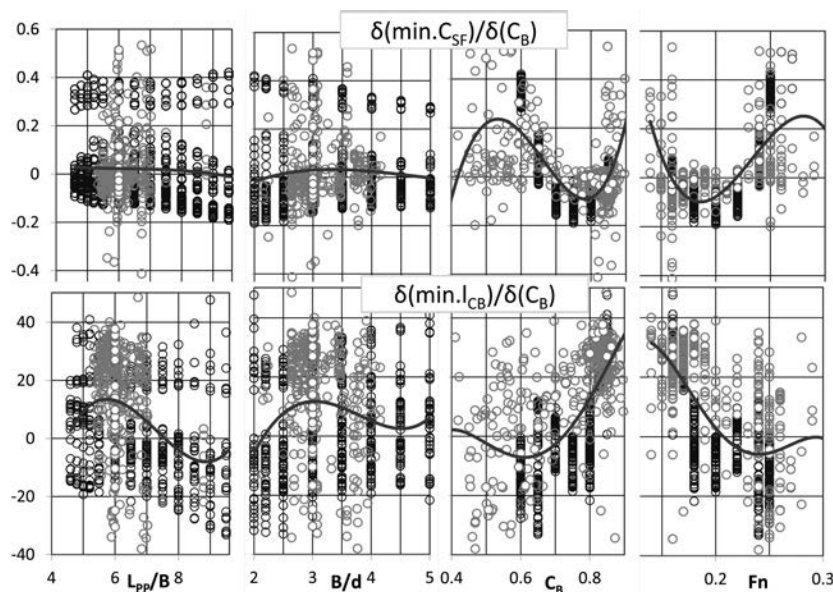


図-42 馬力係数を最小にする船体前半部肩張り度、浮心前後位置の方形係数変更による変化

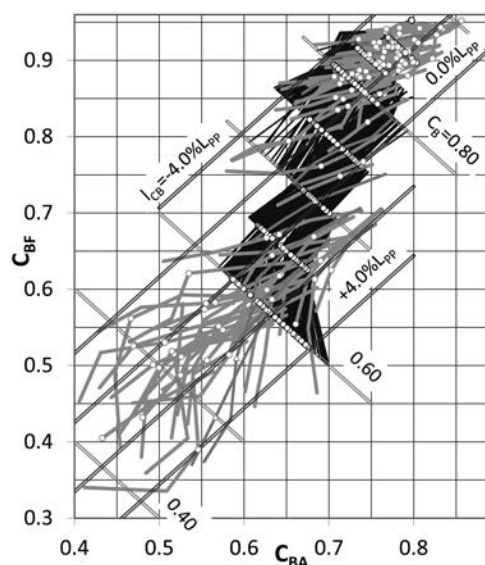


図-43 馬力係数が最小となる浮心前後位置に対応する船体後半部、前半部の方形係数

6.8 長さ幅比、幅喫水比の影響

本項では、方形係数やフルード数が同一で、船の長さ幅比や幅喫水比を変えた場合に、馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度や浮心前後位置がどのように変化するかを示します。原型のフレームラインを横方向、喫水方向に伸縮した船型に関して、ステーション移動法で浮心前後位置や肩張り度を変更して求めました。

図-44、45は長さ幅比、幅喫水比を変更した船型の馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度、浮心前後位置です。横軸は各々長さ幅比、幅喫水比で、長さ幅比、幅喫水比を変更した船型を線で結んであります。また、図-46、47には図-44、45に示した線の傾斜を幅喫水比（または、長さ幅比）、方形係数、設計フルード数ベースで示しました。

長さ幅比を変更する場合、図-44から、馬力係数を最小にする船体前半部肩張り度や浮心前後位置は、大凡、右上がりの傾向、

すなわち、長さ幅比を大きくすると船体前半部肩張り度、浮心前後位置を大きく（肩張り側、浮心前後位置を船尾側）する必要のあることが分かります。ただし、図-46によりますと、それは高フルード数の痩せ型船の場合に顕著で、低フルード数の方形係数が大きい船型では差分の小さいことが分かります。

幅喫水比を変更した場合は、図-45から、馬力係数を最小にする船体前半部肩張り度は右上がりの傾向ですが、浮心前後位置の場合は逆に右下がりになっています。ただし、図-47によりますと、長さ幅比の場合と同様、それは高フルード数の痩せ型船の場合に顕著で、低フルード数の方形係数が大きい船型の差分比（絶対値）は小さいことが分かります。

長さ幅比を変更した場合、幅喫水比を変更した場合、何れにおいても、馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度や浮心前後位置は、幅喫水比や長さ幅比による変化は小さいようです。

（技術顧問 佐藤和範）

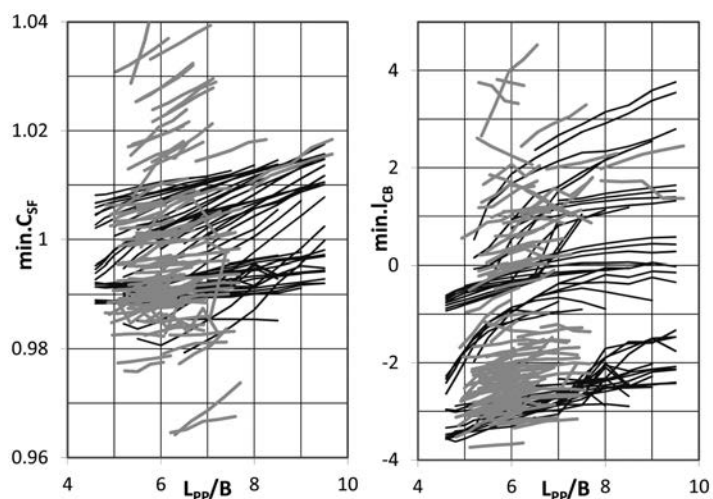


図-44 長さ幅比を変更した場合の船体前半部肩張り度、浮心前後位置

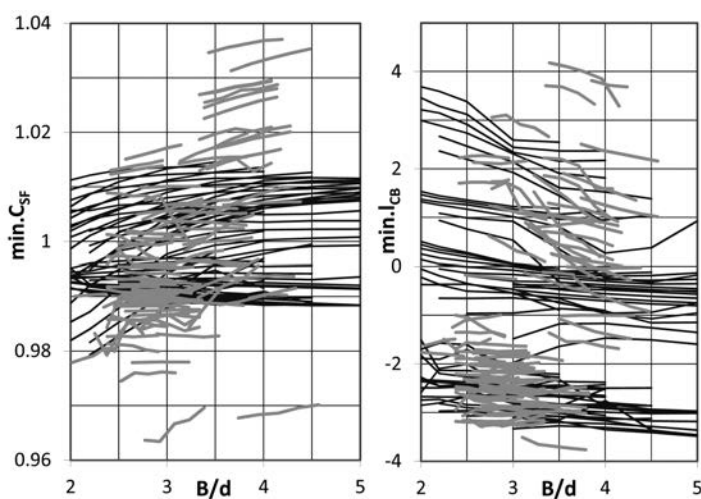


図-45 幅喫水比を変更した場合の船体前半部肩張り度、浮心前後位置

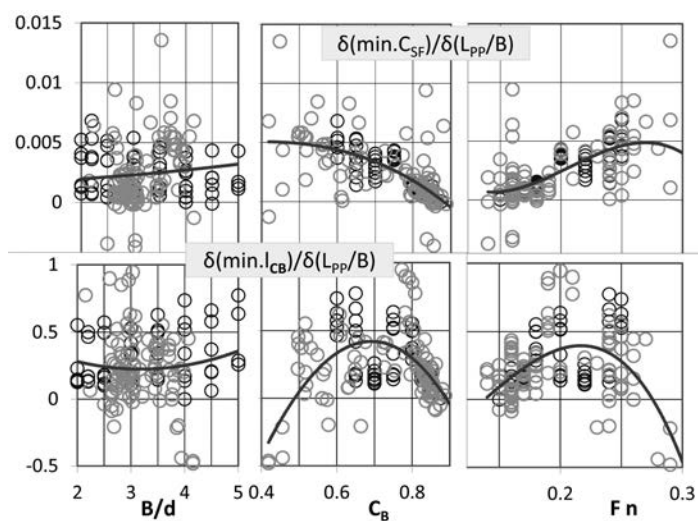


図-46 長さ幅比を変更した場合の傾斜

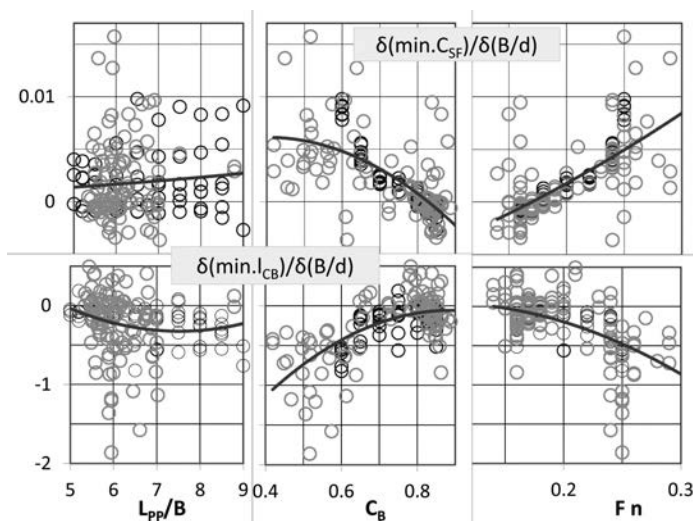


図-47 幅喫水比を変更した場合の傾斜



最適船型(その7)

6.9 最適肩張り度、最適浮心前後位置のフルード数、方形係数等による変化

最適肩張り度、最適浮心前後位置に関する検討の最後として、本項では、馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度、浮心前後位置がフルード数、方形係数、長さ幅比、幅喫水比、船体後半部肩張り度によってどのように変化するかを示します。

(1) 馬力係数が最小となるフルード数、方形係数

図-48には馬力係数(伝達馬力の無次元係数)が最小となる船体前半部肩張り度 C_{SF} を示します。前号までに示した様々な船型の馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度をフルード数 Fn 、方形係数 C_B 、長さ幅比 L_{PP}/B 、幅喫水比 B/d 、船体後半部肩張り度 C_{SA} の多項式で近似した結果です。上段の図はフルード数、方形係数を横軸、縦軸とした船体前半部肩張り度の等高線です。中段、下段の

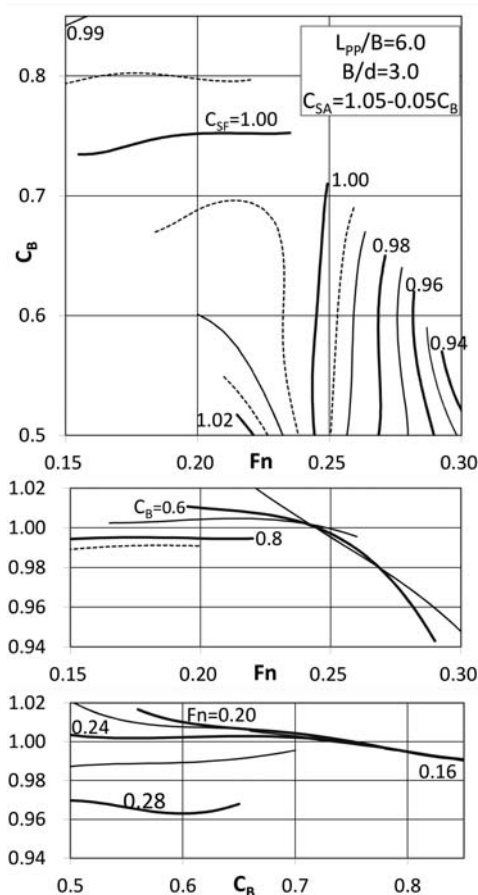


図-48 馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度

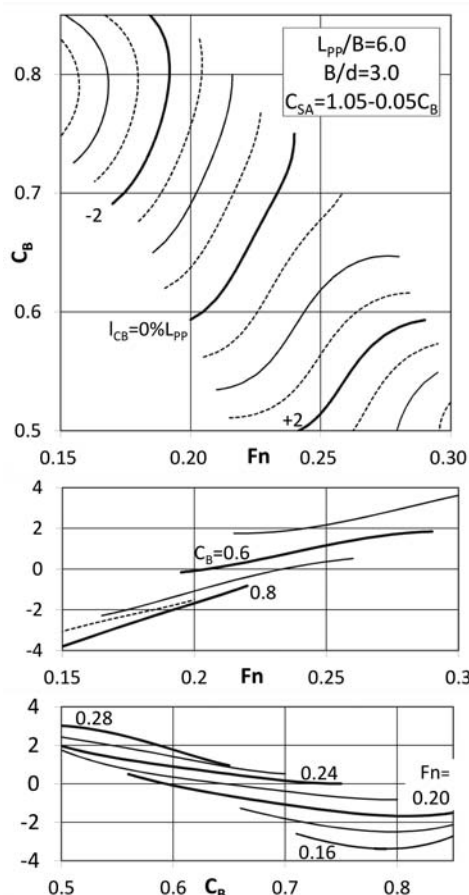


図-49 馬力係数が最小となる浮心前後位置

図はフルード数、方形係数を横軸とした図で、代表的な方形係数、フルード数についての船体前半部肩張り度を示してあります。船の長さ幅比は $L_{PP}/B=6.0$ 、幅喫水比は $B/d=3.0$ です。また、船体後半部肩張り度は実績の平均的な値($C_{SA}=1.05-0.05C_B$)としました。

本図によると、方形係数の小さい船型領域では、馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度はほぼフルード数によって決まること、そしてフルード数が高い船型では船体前半部肩張り度を小さくする(肩落ちにする)必要があることが分かります。他方、方形係数大きい船型領域では、馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度はほぼ方形係数によって決まり、フルード数に依る違いの小さいことが分かります。

次に、馬力係数が最小となる浮心前後位置を図-49に示します。船体前半部肩張り度と同じ手順で求めました。図の形式も図-48と同じです。本図によると、全体としては、フルード数の影響と方形係

数の影響が同程度であることが分かります。方形係数を小さくした船型、あるいは設計フルード数の高い船型では浮心前後位置をプラス側(船尾側)に移動する必要があります。ただし、方形係数の大きい船型領域では、フルード数の影響が顕著で、設計フルード数の低い船型では浮心前後位置をマイナス側(船首側)に移動する必要があることが分かります。ただし、 $C_B=0.80$ 付近で浮心前後位置が最小となり、それより大きい方形係数の船型では、逆に浮心前後位置をプラス側(船尾側)に移動する必要があります。これは、前号の6.7で記述したように、方形係数の大きい船型領域では、低フルード数とは言えども、船体前半部方形係数の増加に伴う造波抵抗増が著しく、方形係数を増加させる際、ある程度は船体後半部方形係数の増加で負担せざるを得ないことを示しています。

(2) 造波抵抗係数ベース、全抵抗係数ベース

前項では、馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度、浮心前後位置を示しましたが、ここでは、造波抵抗係数や全抵抗係数が最小となる船体前半部肩張り度、浮心前後位置と比較します。

図-50に、3種の船体前半部肩張り度に関する等高線を示します。点線は造波抵抗係数が最小となる船体前半部肩張り度、一点鎖線は全抵抗係数が最小となる船体前半部肩張り度の等高線です。実線は図-48に示した馬力係数の等高線です。上段には二重線（方形係数と設計フルード数の平均的関係）上の船体前半部肩張り度もフルード数ベースで示しました。

本図によると、通常的设计フルード数付近では、造波抵抗を最小とする船体前半部肩張り度、全抵抗を最小とする船体前半部肩張り度、伝達馬力を最小とする船体前半部肩張り度には大差無いことが分かります。それより離れたフルード数では差が大きくなりますが、その差は僅かです。これは、造波抵抗が主に船体前半部の c_p カーブで決まり、かつ、船体前半部の c_p カーブが形状影響係数や自航要素に及ぼす影響が小さいので、造波抵抗の優劣が全抵抗や伝達馬力にも引き継がれることを示していると考えられます。

図-51には3種の浮心前後位置に関する等高線を示します。形式は図-50と同じです（以下、同様）。

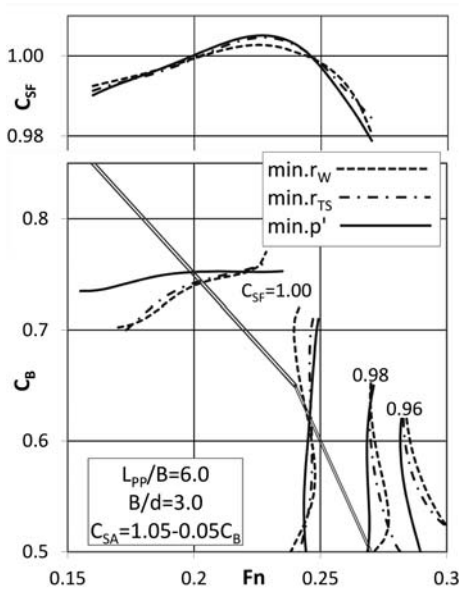


図-50 造波抵抗係数、全抵抗係数、馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度の比較

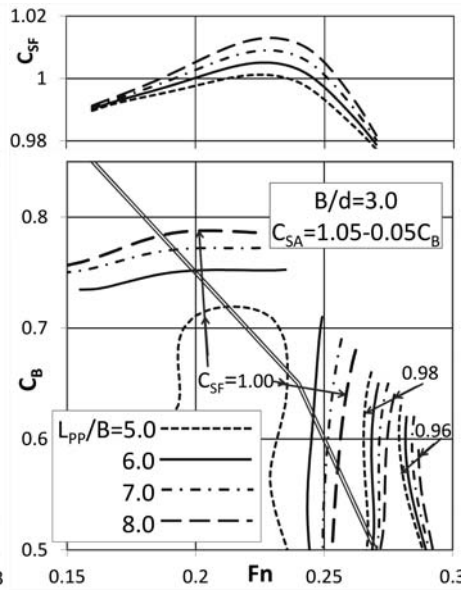


図-52 馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度への長さ幅比の影響

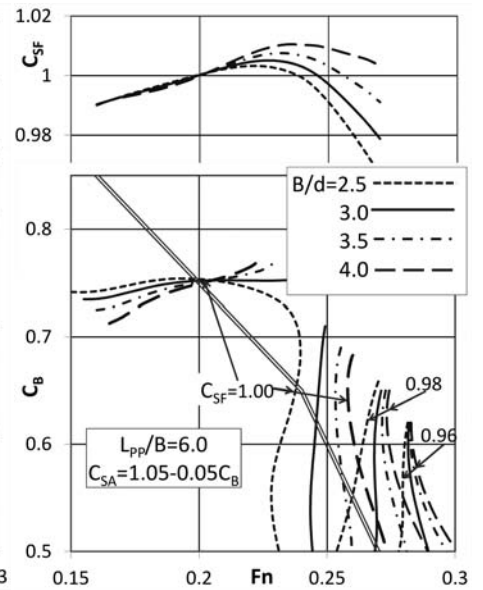


図-54 馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度への幅喫水比の影響

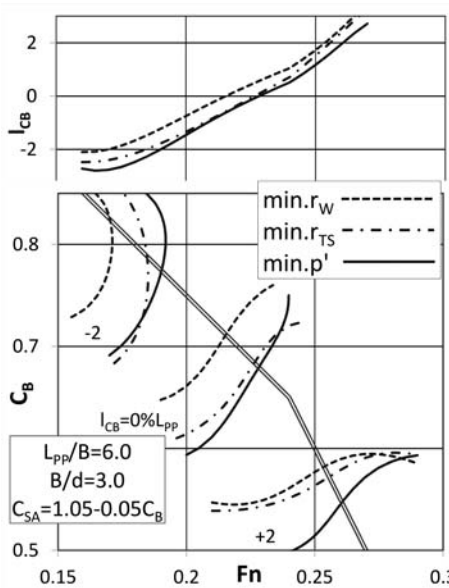


図-51 造波抵抗係数、全抵抗係数、馬力係数が最小となる浮心前後位置の比較

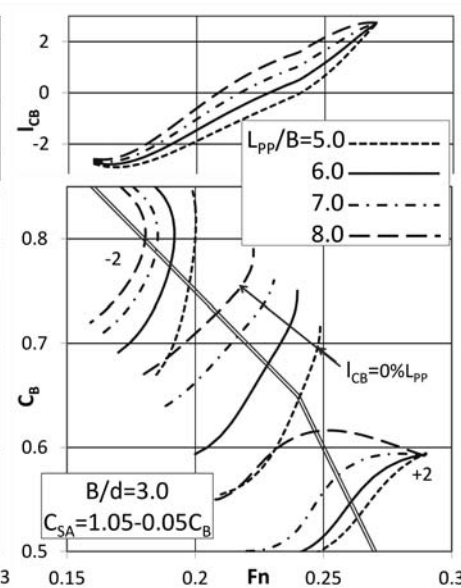


図-53 馬力係数が最小となる浮心前後位置への長さ幅比の影響

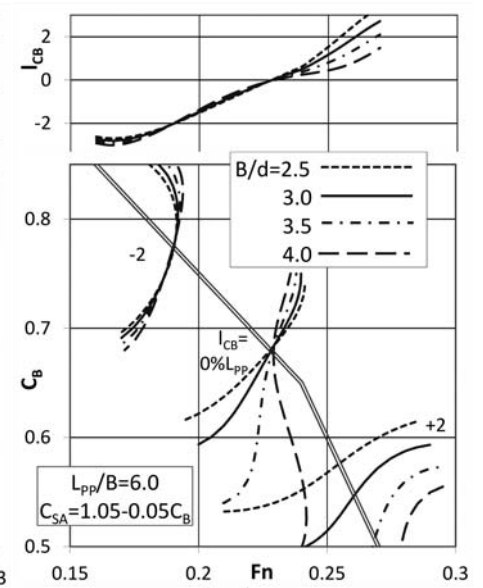


図-55 馬力係数が最小となる浮心前後位置への幅喫水比の影響

本図によると、造波抵抗係数を最小とする浮心前後位置と馬力係数を最小とする浮心前後位置とはほぼ一定の違いがあります。前者については、極小造波抵抗理論等で従来から研究されてきましたが、伝達馬力を最小とする浮心前後位置は、造波抵抗を最小とする浮心前後位置に対して、 $0.5\%L_{pp}$ 程度船首側に移動する必要があります。これは、浮心前後位置を船首側に移動すると馬力係数を構成する形状影響係数や自航要素が改善されることに因ります。

(3) 長さ幅比、幅喫水比の違い

図-52に船の長さ幅比を変えた場合の船体前半部肩張り度の変化を示します。船の長さ幅比を4種($L_{pp}/B=5.0, 6.0, 7.0, 8.0$)変えていますが、長さ幅比を大きくする場合、船体前半部肩張り度を大きく(肩張りに)する必要のあることが分かります。その量は、中程度のフルード数、方形係数で大きくなっています。図-53は、浮心前後位置の変化ですが、長さ幅比を大きくする場合、浮心前後位置をプラス側(船尾側)に移動する必要のあることが分かります。この場合も、その量は、中程度のフルード数、方形係数で大きくなっています。

図-54に船の幅喫水比を4種($B/d=2.5, 3.0, 3.5, 4.0$)変えた場合の船体前半部肩張り度の変化を示します。本図から、設計フルード数が低く方形係数の大きい船型領域では幅喫水比の影響は比較的小さいのですが、設計フルード数が高く方形係数の小さい船型領域では幅喫水比を大きくする場合、船体前半部肩張り度を大きく(肩張りに)する必要のあることが分かります。図-54は、浮心前後位置の変化ですが、船体前半部肩張り度の場合と同様、低フルード数の方形係数の大きい船型領域では幅喫水比の影響は比較的小さいのですが、高フルード数の方形係数の小さい船型

領域では幅喫水比を大きくする場合、浮心前後位置をマイナス側(船首側)に移動する必要のあることが分かります。

(4) 船体後半部肩張り度の違い

船体後半部肩張り度を変更した場合の馬力係数が最小となる浮心前後位置の変化を図-56に示します。なお、船体前半部肩張り度に関しては、船体後半部肩張り度の影響が小さいので省略します。

本図によると、船体後半部肩張り度を大きく(肩張りに)した場合、馬力係数を最小にするためには、浮心前後位置をマイナス側(船首側)に移動する必要のあることが分かります。

(5) 回帰式の残差

以上、馬力係数等が最小となる船体前半部肩張り度、浮心前後位置がフルード数、方形係数、長さ幅比、幅喫水比、船体後半部肩張り度によってどのように変化するかを示しましたが、その船体前半部肩張り度等はフルード数や方形係数等の主要寸法だけで決まる訳ではありません。より微細なcpカーブの形状、フレームライン形状、船首バルブ形状等によっても変わります。

参考のため、図-57に図-48以下の図の作成に使用した船体前半部肩張り度を推定するための多項式(回帰式)による推定値と基になった船体前半部肩張り度との比較を示します。図-58は浮心前後位置に関する比較です。これらの図の縦軸の値と横軸の値との違いには、各船型の各推進性能要素の推定誤差、馬力係数等が最小となる船体前半部肩張り度等を求める際の誤差、それらを多項式で近似する際の誤差が含まれていますが、馬力係数等が最小となる船体前半部肩張り度等をフルード数と主要寸法比の多項式で表すことによる誤差も大きいと考えられます。何れにしても、図-48～56に示した最適肩張り度、最適浮心前後位置には図-57、図-58に示した誤差(標準偏差は船体前半部肩張り度では 0.011 、浮心前後位置では $0.69\%L_{pp}$)が含まれています。

(技術顧問 佐藤 和範)

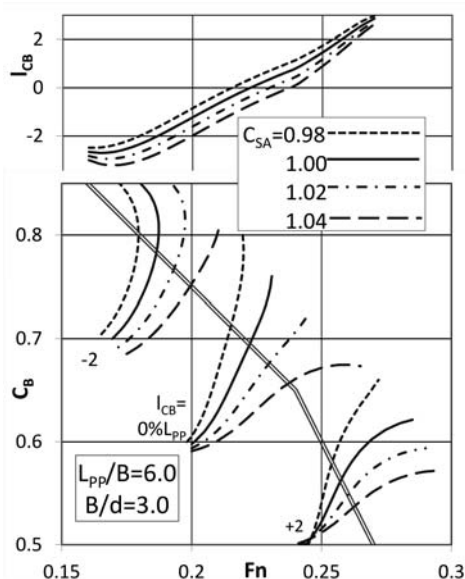


図-56 馬力係数が最小となる浮心前後位置への船体後半部肩張り度の影響

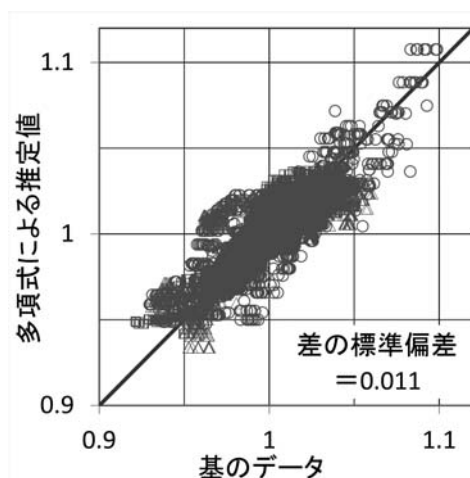


図-57 馬力係数が最小となる船体前半部肩張り度の基のデータと多項式による推定値の比較

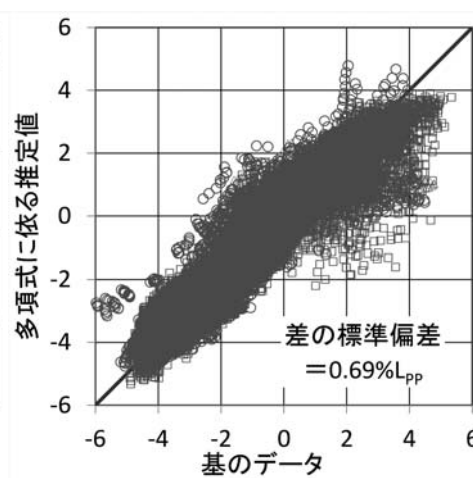


図-58 馬力係数が最小となる浮心前後位置の基のデータと多項式による推定値の比較



最適プロペラ(その1)

本稿ではプロペラ効率が最高となるプロペラを最適プロペラと称し、それが設計条件によってどのように変化するかを示します。対象は、通常の船用スクリュープロペラです。

1. 最適直径と最適回転数

効率は、一般に、入力されたエネルギーに対する使用目的に叶う有効なエネルギーの比です。船用プロペラの使用目的はスラストを発生することですから、主機関から供給される伝達動力(伝達馬力、時間当たりのエネルギー) P_D に対するスラスト動力 P_T の比がプロペラの効率 η_0 です。

効率	$\eta_0 = P_T / P_D$	
伝達動力	$P_D = 2\pi n Q$	入力
スラスト動力	$P_T = TV_A$	出力
n	プロペラ回転数	
Q	トルク	
T	スラスト	
V_A	プロペラ前進速度	

効率が最高のプロペラとは、分母である伝達動力が与えられた場合には分子であるスラスト動力を最大とするプロペラ、逆に、スラスト動力が与えられた場合には伝達動力を最小とするプロペラです。

水の密度 ρ 、プロペラ前進速度、プロペラ回転数、プロペラ直径 D_P を使用した動力の無次元係数(動力係数)を表-1に示します。この表には

プロペラ前進係数	$J = V_A / n D_P$
スラスト係数	$K_T = T / \rho n^2 D_P^4$
トルク係数	$K_Q = Q / \rho n^2 D_P^5$

を使用した表式も示してあります。この表には V_A 、 n 、 D_P の内の一つの次数が0となる3種の係数を示してありますが、二つ以上の次数を0とする無次元係数は存在しません。

(1)の係数は、前進速度(5次)と回転数(-2次)を使

表-1 動力の無次元係数

	スラスト動力 $P_T = TV_A$	伝達動力 $P_D = 2\pi n Q$	プロペラ効率 $\eta_0 = P_T / P_D$ $\eta_0 = JK_T / 2\pi K_Q$		
	スラスト動力の 無次元係数	伝達動力の 無次元係数	V_A	n	D_P
(1)	$\frac{P_T}{\rho V_A^5 / n^2} = \frac{K_T}{J^4}$	$\frac{P_D}{\rho V_A^5 / n^2} = \frac{2\pi K_Q}{J^5}$	5	-2	0
(2)	$\frac{P_T}{\rho V_A^3 D_P^2} = \frac{K_T}{J^2}$	$\frac{P_D}{\rho V_A^3 D_P^2} = \frac{2\pi K_Q}{J^3}$	3	0	2
(3)	$\frac{P_T}{\rho n^3 D_P^5} = JK_T$	$\frac{P_D}{\rho n^3 D_P^5} = 2\pi K_Q$	0	3	5

用した動力係数で、プロペラ直径の次数は0です。これは、プロペラ設計条件としてスラスト動力(または伝達動力)、前進速度、回転数を与えて効率が最高となる直径を求めるための動力係数です。これは、通常のプロペラ設計で使用する動力係数 B_P と同等(コラム1参照)で、求められた直径は最適直径と呼ばれます。

(2)の係数は、前進速度(3次)と直径(2次)を使用した動力係数で、回転数の次数は0です。これは、プロペラ設計条件としてスラスト動力(または伝達動力)、前進速度、直径を与えて効率が最高となる回転数を求める動力係数です。求められた回転数は、言わば、最適回転数です。

(3)の係数は、回転数(3次)と直径(5次)を使用した動力係数で、前進速度の次数は0です。これは、プロペラ設計条件としてスラスト動力(または伝達動力)、回転数、直径を与えて効率が最高となる前進速度を求める動力係数ですが、このようなプロペラ設計は存在しません。

3個の次数が総て0ではない動力係数は、無数にあります。次数が整数である必要はありませんが、これらの場合は、設計条件として、スラスト動力(または伝達動力)、前進速度、回転数、直径を与えるということで、プロペラ形状は一意的に決まってしまう、効率を最高にするための自由度が残されていません。

以上のことから、プロペラ効率を最高にしようとするプロペラ設計で使用する動力係数は、(2)の係数と(3)の係数の各々について、

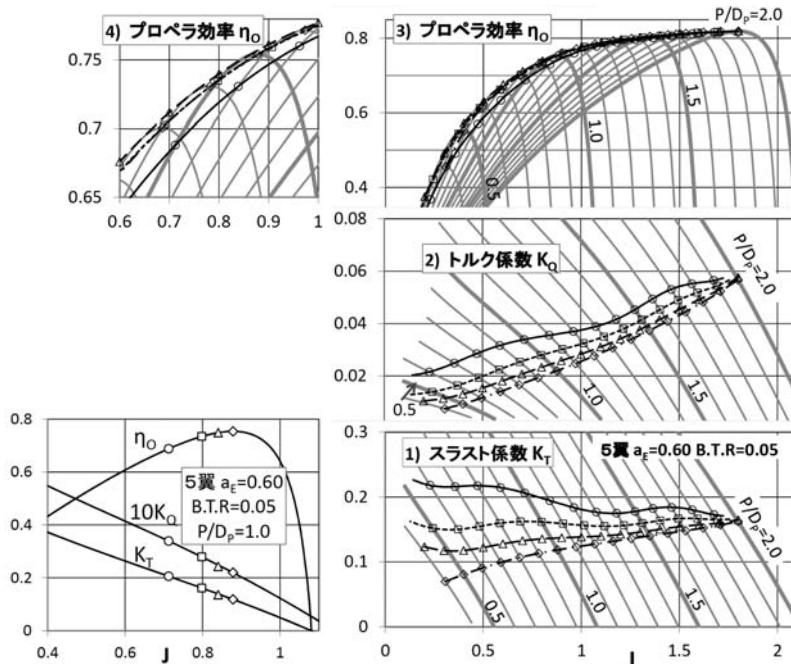


図-1 プロペラ単独特性例

図-2 ピッチ比シリーズ

スラスト動力ベースと伝達動力ベースの係数で、計4種の係数のみであることが分かります。

2. ピッチ比変更シリーズ

本節では、ピッチ比のみを変更したプロペラの単独特性を用いて、前節に示した4種の係数の例を示します。動力、前進速度、回転数、直径のマッチングをとりつつ、効率を最高とするプロペラを求めます。本節では、翼数(5翼)、展開面積比(0.60)、最大肉厚比B.T.R.(0.05)を固定しますので、プロペラ強度やキャビテーション性能は考慮せず、実際のプロペラ設計の第一ステップとでも言うべき段階に対応するものです。

2.1 プロペラ単独特性

図-1に、ピッチ比(0.7R)が $P/D_p=1.0$ のプロペラの単独特性を示します。図中の◇印は、このプロペラで効率が最高になる点です(他のマークは後述)。

ここに示した単独特性は、模型試験結果ではなく、菅井の揚力面計算の結果です。粘性影響は相当二次元翼に対する二次元境界層計算で求めました。特に断らない限り、レイノルズ数は実船プロペラを想定し、表面粗度は国際試験水槽委員会の標準である $k_s=30\mu m$ としました。(以下、同様)

図-2はピッチ比の異なる複数のプロペラの単独特性を重ねた図です。4)の図は3)プロペラ効率の部分的拡大図です。図中の◇印は、図-1の場合と同様、各プロペラで効率が最高になる点で、一点鎖線はこれらを繋いだ線です。破線は効率を表す曲線群の包絡線で、横軸(前進係数)ベースで効率が最高となる線です。△印はそれの各プロペラでの値です。同じ点は図-1にも示してあります。(他の線やマークは後述)

2.2 動力係数ベースの特性

図-3～6に、表-1の(1)、(2)に示した4種の動力係数をベースにプロペラ効率とプロペラ前進係数を示します。助変数はピッチ比で、薄い実線が効率、薄い破線が前進係数です。これらの図は図-2に示したデータを変換して作成しました。

図-3、4の横軸は直径を含まない動力係数です。効率の包絡線を濃い点線で、これに対応する各プロペラの点を□印で示します。これが最適直径を有するプロペラの効率です。

図-5、6の横軸は回転数を含まない動力係数です。効率の包絡線を濃い実線で、これに対応する各プロペラの点を○印で示します。これが最適回転数を有するプロペラの効率です。

図-7～10に、同じく4種の動力係数を横軸、ピッチ比を縦軸とした効率(薄い実線)と前進係数(薄い破線)の等高線を示します。これらの図も図-2に示したデータを変換して作成しました。図-2～10は全て同じデータを用いて作成されており、これらの内の一つの図から他の図に変換可能です。

なお、コラム1に示しますように、図-8は従来からプロペラ設計に使用されているBpチャートと等価です。

図-7には効率の各等高線で右側に凸となっている点を繋いだ線を濃い点線と□印で示してあります。プロペラ設計条件としてスラスト動力、前進速度、回転数が与えられると図-7の横軸の値が定まりますが、その動力係数における点線の値が効率が最高となるプロペラを示します。この点における前進係数(等高線)の値から効率が最高となる直径——最適直径が求まります。また、この点の縦軸の値が対応するプロペラのピッチ比です。図-8においても、スラスト動力の代わりに伝達動力を使用する以外は同じです。

図-9、10は設計条件として回転数の代わりに直径を与える以外は図-7、8の場合と同じです。この場合は、効率が最高となるプロペラは濃い実線と○印で示してあります。この場合もこの点の前進係数から効率が最高となる回転数——最適回転数が求まります。

図-7～10に示すように、最適曲線付近では、動力係数が小さくなるに伴い、効率、ピッチ比、前進係数が大きくなります。

図-7～10の効率の等高線において下に凸となっている点(◇印)を繋いだ一点鎖線は、ピッチ比ベースで効率が最高となる線です。また、効率の等高線と前進係数の等高線が接する点(△印)を繋いだ破線は、前進係数ベースで効率が最高となる線です。

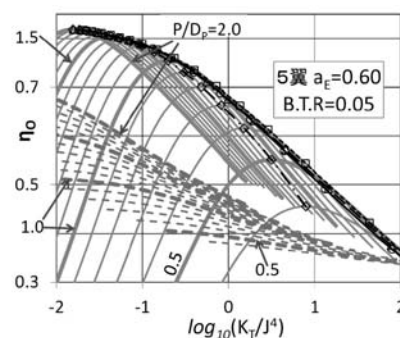


図-3 $K_t/J^4 = P_t n^2 / \rho V_A^5$ ベース

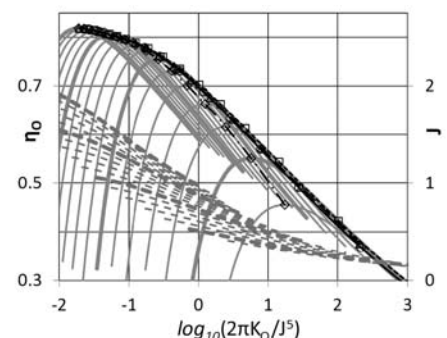


図-4 $2\pi K_Q/J^5 = P_D n^2 / \rho V_A^5$ ベース

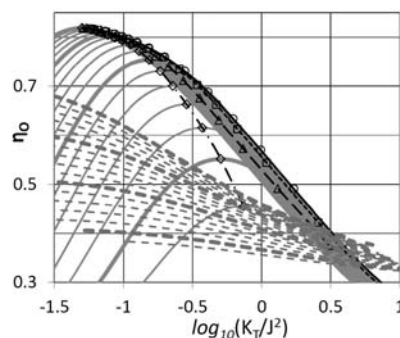


図-5 $K_t/J^2 = P_t / \rho V_A^3 D_p^2$ ベース

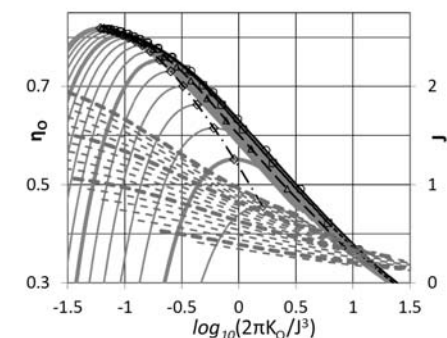


図-6 $2\pi K_Q/J^3 = P_D / \rho V_A^3 D_p^2$ ベース

図-1～10に示した同一種のマークと線は全て同じもので、

- (1)点線、□印； K_T/J^4 ベースまたは
 $2\pi K_Q/J^5$ ベースで効率が最高
となる最適直径を表します
- (2)実線、○印； K_T/J^2 ベースまたは
 $2\pi K_Q/J^3$ ベースで効率が最高
となる最適回転数を表します
- (4)破線、△印；プロペラ前進係数ベース
で効率が最高となるプロペラを
表します
- (5)一点鎖線、◇印；ピッチ比ベースで
効率が最高となるプロペラを
表します

となっていますが、(4)や(5)がプロペラ
設計で使用されることはありません。これ
らは、プロペラ設計条件として、動力係数

の代わりに、プロペラの作動状態を表す前進係数や幾何形状であ
るピッチ比が予め与えられるということです。図-11に図-7、9の部
分拡大図を示しますが、設計条件として△印や◇印を与える場合
を想定しますと、これらの点の動力係数と同じ動力係数では、図中
の□印や○印の方がプロペラ効率の良いプロペラとなります。

また、現実のプロペラ設計では(1)のプロペラ回転数を与えて
効率が最高となる最適直径のプロペラを求めるのが普通ですが、
主機関の回転数に自由度が増えてきますと(2)による設計の可能
性が増えてくることも考えられます。

(技術顧問 佐藤和範)

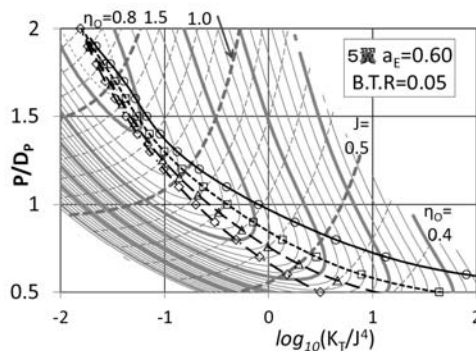


図-7 $K_T/J^4 = P_T n^2 / \rho V_A^5$ ベース

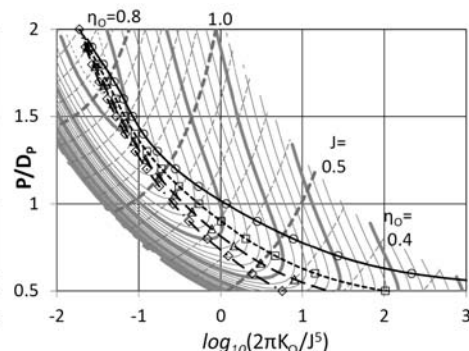


図-8 $2\pi K_Q/J^5 = P_D n^2 / \rho V_A^5$ ベース

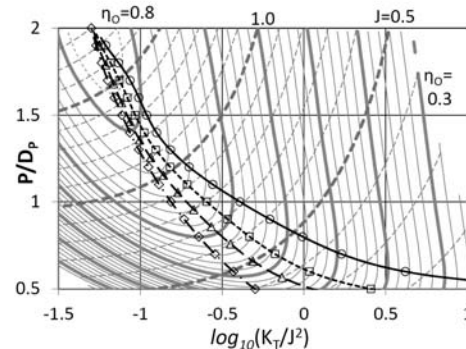


図-9 $K_T/J^2 = P_T / \rho V_A^3 D_p^2$ ベース

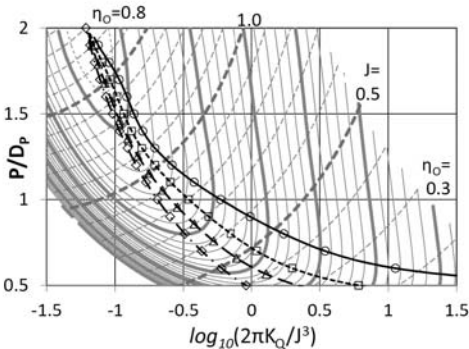


図-10 $2\pi K_Q/J^3 = P_D / \rho V_A^3 D_p^2$ ベース

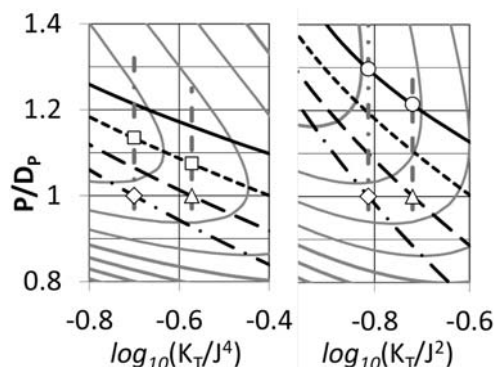


図-11 ピッチ比ベースと前進係数ベース

コラム 1

BPチャートで使用されるBpと動力係数 $2\pi K_Q/J^5$ とは下式で換算
できます。

$$Bp^2 = \rho 60^2 \left\{ \frac{1852}{3600} \right\}^5 \frac{2\pi K_Q}{J^5} \bigg/ 75g = 180.8 \frac{2\pi K_Q}{J^5}$$

また、直径係数 δ とプロペラ前進係数Jとは下式にて換算でき
ます。

$$\frac{1}{\delta} = \frac{60}{1852} J = \frac{J}{30.86}$$

コラム 2

最適直径、最適回転数等の最適値の存在は粘性によるエネル
ギー損失に起因します。図-12の実線は図-1と同じですが、点線は
粘性の無い理想流体中での計算結果です。図中、網を掛けた領域
が粘性に因る効率低下です。図-13は、図-7、9に示した効率の

等高線に粘性の無い流体
中の計算結果(点線)を重
ねた図です。点線は右下
がりの単調な曲線となり、
如何なる意味でも効率=
最高のプロペラは存在し
ません。

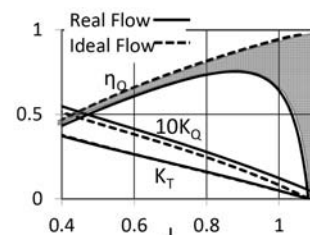


図-12 粘性によるプロペラ特性の変化

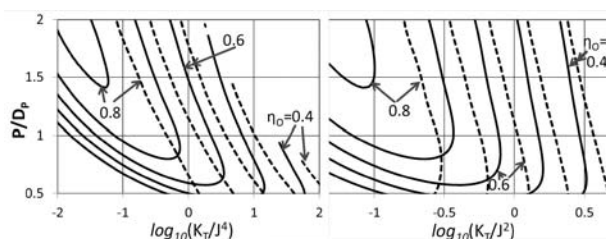


図-13 粘性と最適プロペラ



最適プロペラ(その2)

ピッチ比変更シリーズに関する前号からの続きです。

2.3 直径、回転数を変更したときの効率

前号の図-7～10では4種の動力係数をベースとしたプロペラ単独効率の等高線を示しましたが、図-14には、同じデータを用いてスラスト動力 P_T を分子とする2つの動力係数 K_T/J^4 、 K_T/J^2 を横軸、縦軸とした効率の等高線(薄色の実線)を示します。本図には、 K_T/J^2 ベース、 K_T/J^4 ベースで効率が最高となる線を各々実線、点線で示してありますが、これらは、前号の図-2～10に示した実線、点線と同じものです。参考のため、ピッチ比 P/D_p の等高線も二点鎖線で示しています。

ここで、動力係数を有次元値に変換します。図-15に示すように、スラスト動力と前進速度 V_A を定めると、 K_T/J^4 は回転数 N に、 K_T/J^2 は直径 D_p に変換することができます。変換された結果を図-16に示します。線種の意味は図-14と同じです。 K_T/J^2 ベースで効率が最高となる線は、直径が与えられたときに効率が最高となる回転数を表す線に変換されています。また、 K_T/J^4 ベースで効率が最高となる線は、回転数が与えられたときに効率が最高となる直径を表す線に変換されています。図-14～16にはスラスト動力をベースに示しましたが、その代わりに伝達動力を使用して

も同様の関係が得られます。

図-16を見ますと、左上の領域で単独効率が向上しています。これが、プロペラ効率向上のための低回転・大直径化の方向です。低回転化と大直径化は両方が必要で、片方のみでは効率向上は得られません。

図-16の点線より上方の領域は、直径が最適直径より大きい領域ですから、言わば「直径過大領域」です。直径が大きいとプロペラ重量・慣性モーメントの増加、船体とのクリアランスの減少、空荷状態でのバラスト水の増加を招きますので、通常のプロペラ設計では、点線で示した直径より小さい直径が選択されます。他方、実線の左側の領域は、回転数が最適回転数より小さい領域ですから、言わば「回転数過小領域」です。これら二つの領域で挟まれた領域を「直径制限領域」と称することにしました。これら三領域を図-17(1)に示します。(2)には図-7の形式での三領域も示してありますが、他の動力係数でも同様の関係が得られます。(2)を見て分かりますように、動力係数が小さくなりピッチ比が高くなるに伴い、直径制限領域が狭くなります。

2.4 最適直径、回転数とは異なるプロペラの効率低下

プロペラの直径や回転数が最適値とは異なる場合の効率低下は如何ほどでしょうか？

図-18には、効率が1%低下する範囲を示してあります。(1)、(2)は前号の図-7、9と同じ図ですが、(1)は K_T/J^4 ベースの特性で、□印を繋いだ点線は最適直径を与える曲線です。その上下の2本の点線は、効率が1%低下する点を繋いだ線です。(2)は最適回転数を与える K_T/J^2 ベースの図で、上下の2本の実線が効率1%低下の線です。(3)は、(1)、(2)の上下の点線、

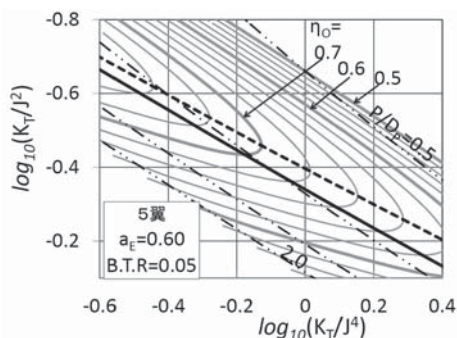


図-14 2つの動力係数ベースのプロペラ単独効率とピッチ比の等高線

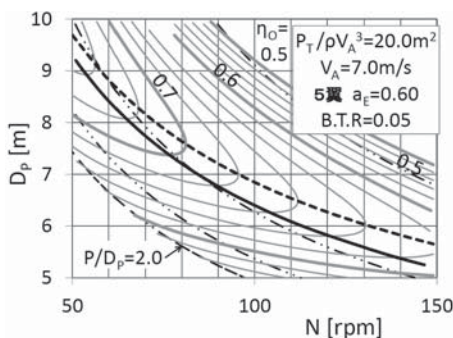


図-16 回転数、直径ベースのプロペラ単独効率とピッチ比の等高線

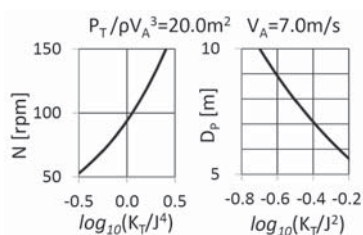


図-15 動力係数から回転数、直径への変換

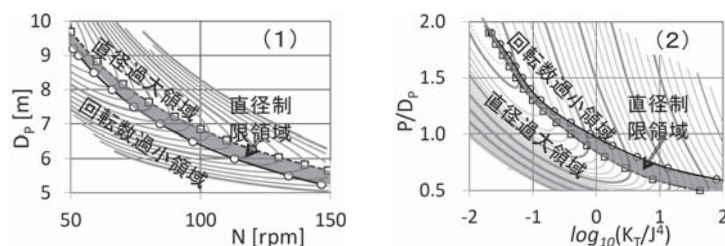


図-17 3領域

実線に対応する前進係数の比を最適曲線のピッチ比をベースに示した図で、効率1%低下に対応する直径、回転数の違いを示します。

(3)の点線によると、効率低下を1%に抑えるためには直径制限を8~9%以下にする必要のあることが分かります。直径をその最適値より大きくすることは、実際のプロペラ設計では無いと思われませんが、その許容値は直径制限の場合に比べて狭く5~6%程度です。効率1%低下に対応する回転数の違い(実線)は、直径の場合の2倍近くとなり10%を超えています。これは、(1)、(2)に示した効率の等高線の曲率が、実線付近で小さく、点線付近で大きいことに因ります。これは、有効ピッチ比の異なるプロペラの性能比較に際して、 K_T/J^2 ベースのプロペラ効率が比較される理由の一つとなっています。

なお、図-18にはスラスト動力の動力係数の例を示しましたが、伝達動力を使用した動力係数でも同じ結論となります。

2.5 プロペラの表面粗度

プロペラ表面の粗さが増加した場合のプロペラ効率等の変化を図-19に示します。本稿では、各半径位置の翼型の抗力係数 C_D は、相当二次元翼に関する二次元境界層計算で求まる抗力に、プロペラ表面の粗さによる抗力増加 ΔC_D を次式

$$\Delta C_D = \{1.89 + 1.62 \log_{10}(C/k_s)\}^{-2.5} \cdot 0.455 / \log_{10} R_{nc}$$

C ; 各半径位置の翼弦長

R_{nc} ; Cベースのレイノルズ数(Kempfの定義)

k_s ; Nikuradseの等価砂粗度

で求めて加えています。図-20および21に抗力係数の例およびこれらを使用したプロペラ単独特性の例を示します。

図-19(1)の実線は、 $k_s=30\mu\text{m}$ の場合のプロペラ特性(図-2)を使用して、直径を変更して設計したプロペラの効率です。プロペラ設計時の伝達動力は $P_D=10\text{MW}$ とし、プロペラが発生すべきスラスト動力は前進速度の3乗に比例する($P_T=20\rho V A^3$)と仮定しました。設計時の回転数 N_{DESIGN} は100rpmです。■印は効率が最高となる点——最適直径の点です。▲印は最適直径に対して直径を10%小さくしたプロペラです。

(1)の点線等は、 $k_s=30\mu\text{m}$ での特性を使用して設計したプロ

ペラの表面粗度が増加した場合のプロペラ特性(図-21はピッチ比が1.0のプロペラの例)を使用して求めた効率です。表面粗度増加に伴って効率が低下していますが、最適直径のプロペラでは、表面粗度を10倍の $300\mu\text{m}$ にすると7%近い効率低下となっています。効率低下の割合は、高速痩せ型船用の高ピッチ比プロペラで小さく、低速肥大船型用の低ピッチ比プロペラで大きくなる傾向があります。

図-19の(2)の実線は、(1)に示した最適直径および直径を10%小さくしたプロペラの表面粗度増加に伴う効率低下です。点線(右側目盛)は設計時の回転数(100rpm)に対する回転数低下を示します。伝達動力=一定の条件で計算していますので、効率低下に伴い回転数が低下します(その分、プロペラのトルクは増加します)。回転数低下は、高ピッチ比プロペラで小さく、低ピッチ比プロペラで大きくなる傾向があります。

図-19に示すように、最適直径のプロペラでは、表面粗度増加に伴う効率低下が大きく、表面粗度がかかなり大きい状況では、直径を最適値より小さくしたプロペラの効率の方が良くなっています。これは、直径の大きいプロペラでは、運動量損失に対する粘性損失の割合が相対的に大きいことに因ります。また、(2)に示すように、表面粗度による回転数低下も、直径を10%小さくした直径制限プロペラでは最適直径を有するプロペラに比べて半分程度になっています。

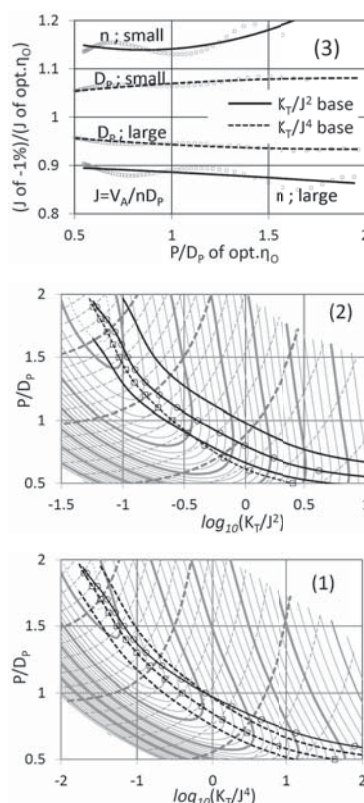


図-18 効率1%低下の範囲

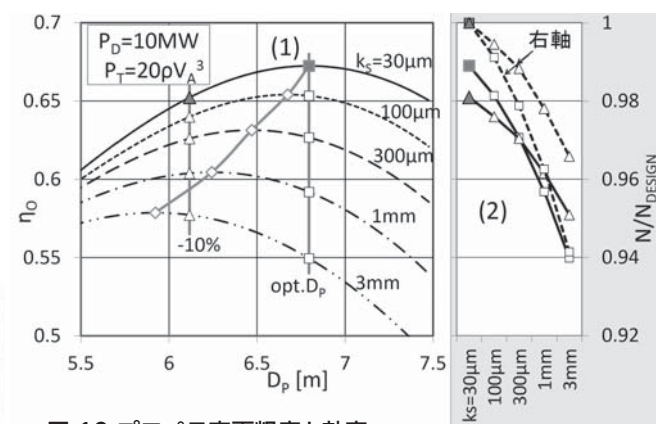


図-19 プロペラ表面粗度と効率

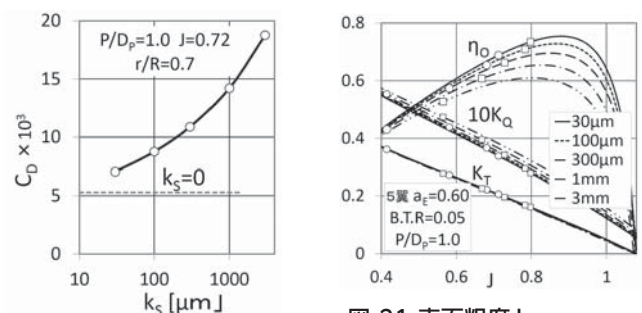


図-20 断面抗力係数の例

図-21 表面粗度とプロペラ特性の例

図-19の(1)の◇印に示すように、表面粗度増大に伴い、効率を最高とする直径が小さくなっています。 $k_s=30\mu\text{m}$ のプロペラ特性を使用した場合の最適直径(□印)は、プロペラ表面粗度が増大した状況では、その状況における最適直径(◇印)よりも大きく、直径過大領域における作動となります。

また、本項は表面粗度を変更した例ですが、一般的に、効率の悪いプロペラでは最適直径が小さくなり、効率の良いプロペラは最適直径が大きくなります。最適直径の大きいプロペラは、配置上の都合もあり、敬遠されることもあります。図-19の(1)に示すように、効率の良いプロペラは如何なる直径においても効率が高くなり、逆転することはありませんので、最適直径の大きいプロペラを直径を小さくして使用した方が良い、ということになります。

2.6 スラスト動力の増加

次に、船体表面粗度の増加や波浪中の抵抗増加等によって船を前進させるために必要なスラストが増加する場合のプロペラ効率の変化の例を示します。

図-22に示すように、必要スラストの増加を係数 r で表します。プロペラは、 $k_s=30\mu\text{m}$ のプロペラ特性を使用し $r=0.0$ で直径を変更して設計しました。設計回転数は同じく $N_{\text{DESIGN}}=100\text{rpm}$ です。そのプロペラの効率を(1)に実線で示しますが、これは図-19(1)の実線と同じです。■印、▲印も図-19(1)と同じです。点線等は、このプロペラで必要スラストが10～40%増加($r=0.1\sim0.4$)したときの効率を示します。◇印は各 r の場合に効率が高くなる点です。

(2)の実線は最適直径およびそれを10%小さくしたプロペラの必要スラスト増加に伴う効率低下で、点線(右側目盛)は回転数低下です。(3)では、(1)に示した□印、△印、◇印の対応点を K_Q/J^5 ベースのチャートに示しました。

最適直径プロペラでは、 $r=0.4$ で5.5%の効率低下となっています。必要スラスト増加10%当たり1.5%弱の効率低下です。効率低下の割合は、高ピッチ比プロペラで小さく、低ピッチ比プロペラで大きくなる傾向があります。また、直径を制限したプロペラの効率低下が相対的に大きくなっていますが、これは、◇印に示すように、必要スラスト増加に伴い効率が最高になる直径が大きくなることに因ります。 $r=0.4$ で4%、必要スラスト増加10%当たり1%の回転数低下となっています。回転

数低下の割合は、高ピッチ比のプロペラで大きく、低ピッチ比のプロペラで小さくなる傾向があります。直径を制限したプロペラの回転数低下量は少し小さいようですが大差ありません。

2.7 回転数マージン

以上の例に示すように、伝達動力＝一定の条件下では、プロペラの表面粗度増加や必要スラストの増加に伴い回転数が低下しますので、プロペラ設計においては回転数にマージンをプラスして設計します。図-23には回転数マージンを0～8%と変更した場合の設計例を示します。(1)は効率で、■印は各マージンでの最適直径です。(2)の実線は最適直径および $D_p=6.0\text{m}$ としたプロペラ(▲印)の効率です。点線(右側目盛)は最適直径です。(3)には、■印、▲印の対応点を示してあります。

マージン1%当たり最適直径は0.5%程度の減少、効率は0.2%程度の低下です。4%のマージンでは、2%程度の直径減少、0.8%程度の効率低下となっています。効率低下の割合は、高ピッチ比プロペラで小さく、低ピッチ比プロペラで大きくなる傾向があります。ただし、直径を6.0mと制限した例では、逆に、回転数マージンを大きくしたプロペラの効率の方が良くなっていますが、これは、回転数マージンを大きくしたプロペラの最適直径が小さくなることに因ります。

(技術顧問 佐藤和範)

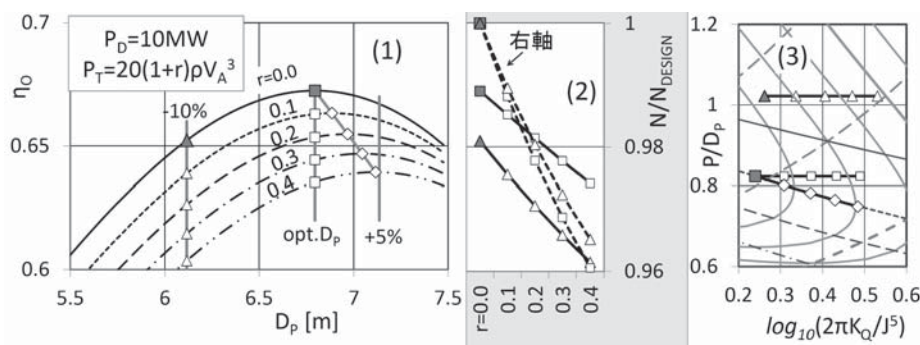


図-22 必要スラスト増加と効率、回転数低下等

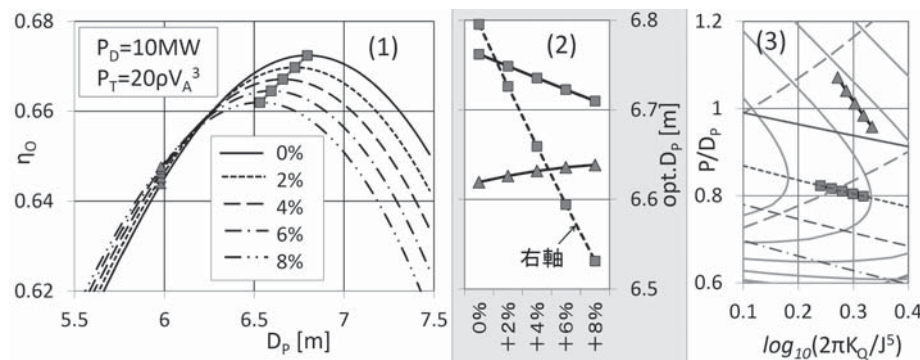


図-23 回転数マージンと効率、最適直径等



最適プロペラ(その3)

3. 設計例

前節(SRC News No.97,98)では、プロペラのピッチ比のみを変更したシリーズを用いて最適直径、最適回転数の存在を確認し、プロペラ表面粗度の影響や回転数マージン等についての計算例を紹介しました。そこでは翼厚や翼面積を変えていませんので、プロペラ設計におけるプロペラ強度上の条件やキャビテーション上

の条件を満たしていません。また、プロペラ直径変更に伴う主船体の抵抗や伴流係数等の変化も考慮していません。

本節では、これらを考慮した、実際の設計例を示し、最適直径等について改めて検討します。

3.1 最適直径、最適回転数

本項では、前号(SRC News No.98)の2.3と同様、プロペラ回転数とプロペラ直径を系統的に変更してプロペラを設計し、プロペラ効率等を比較します。

プロペラは、日本造船技術センターで開発したPDプロペラ設計システムで設計しました。対象船型例は次に示す方形係数の異なる2隻です。

長さ L_{PP} ; 200m

長さ幅比 L_{PP}/B ; 6.0 幅喫水比 B/d ; 3.0

方形係数 C_B ; 0.60 および 0.80

制動動力は、方形係数が0.60の痩せ型船では18MW、0.80の

肥大船型では8.4MWとしました。共に5翼プロペラとしました。プロペラ翼の肉厚は船級協会の規則をベースに決めました。設計には次ページの資料に示す推進性能を使用しましたが、有効動力等のプロペラ直径 D_P/d (d :満載喫水)による変化を図-24に示します。直径増に伴い有効動力 P_E が増加していますが、この主因は形状影響係数増です。本図には、有効動力をスラスト減少係数 $(1-t)$ で割った必要スラスト動力 P_T の変化も示してあります。プロペラ軸の没水深度 l は $l=0.98d-D_P/2$ としました。使用したプロペラ設計システムでは翼背面前縁側の圧力分布を平坦にしていますが、この平坦部の圧力レベルによって翼面積が変わります。

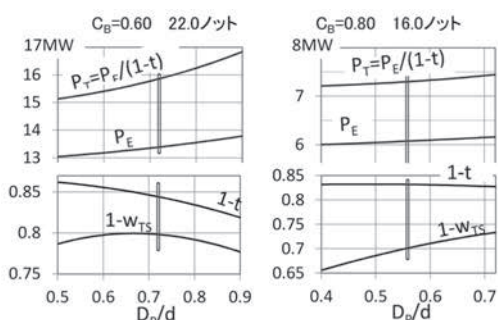


図-24 プロペラ設計に使用した推進性能

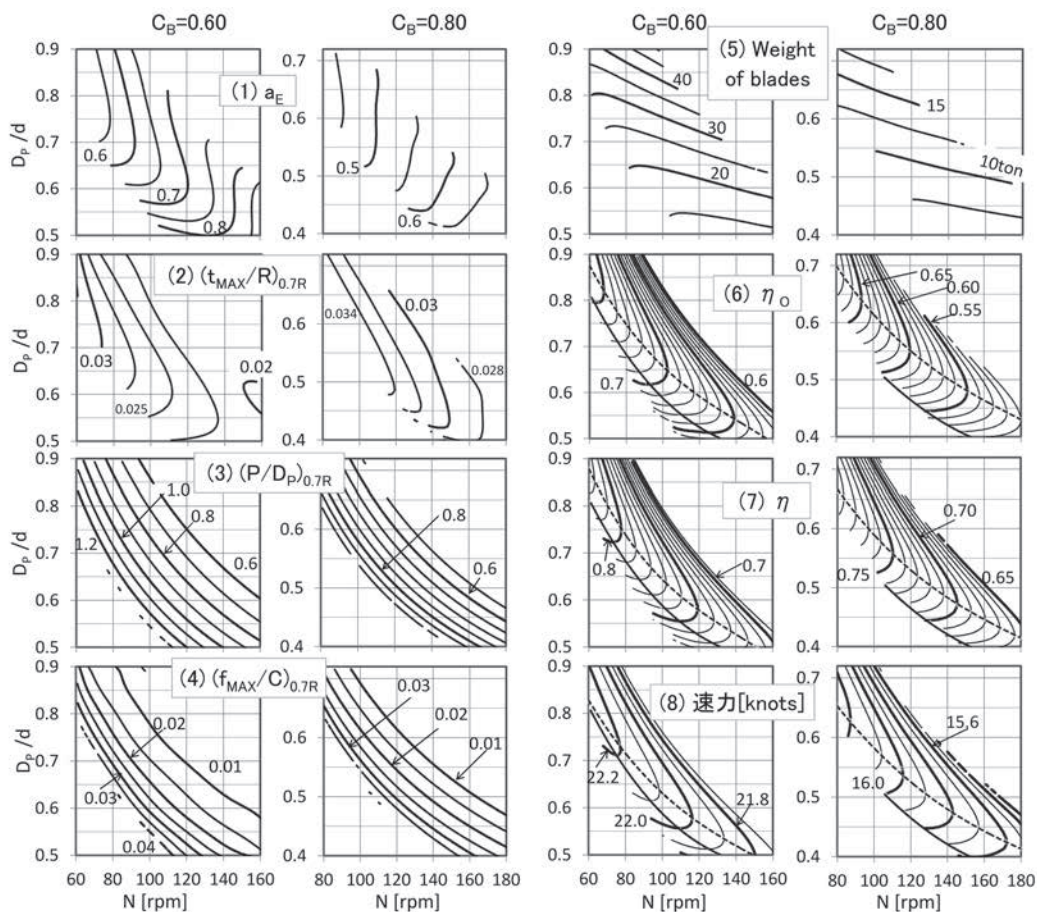


図-25 プロペラ効率等の等高線

ここでは設計システムの標準値($C_P/C_{PV}=0.85$)としました。

設計結果を図-25～27に示します。

図-25は、横軸を回転数、縦軸を直径とする(1)展開面積比、(2)肉厚、(3)ピッチ比、(4)キャンバー比、(5)翼重量、(6)プロペラ単独効率、(7)推進係数、(8)到達速力の等高線です。使用したプロペラ設計システムの適用範囲外の領域では、等高線を示していません。(6)～(8)には、最適回転数、最適直径を表す曲線(回転数ベースないし直径ベースでプロペラ単独効率、推進係数、到達速力が最高となる点を結んだ曲線)も実線、点線で示してあります。

展開面積比は、回転数増加に伴い大きくなっています。翼の厚みは回転数増加に伴い薄くなっています。回転数や直径を小さく

したプロペラでは、ピッチ比、キャンバー比を大きくする必要があります。翼重量は、ほぼ直径によって決まっていますが、回転数を大きくすると少し増加しています。

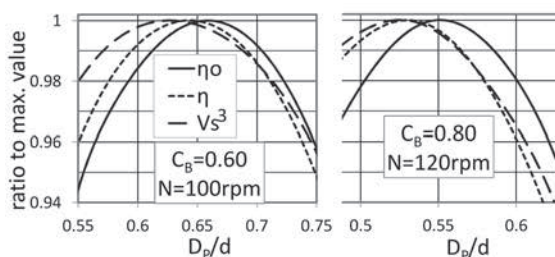


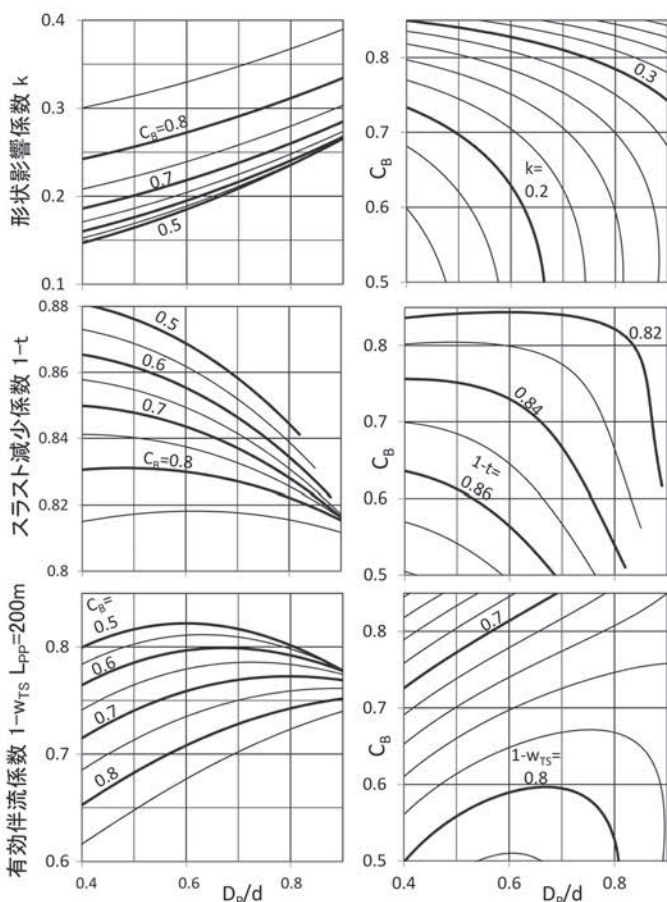
図-26 プロペラ効率等の比較

資料 プロペラ直径と推進性能

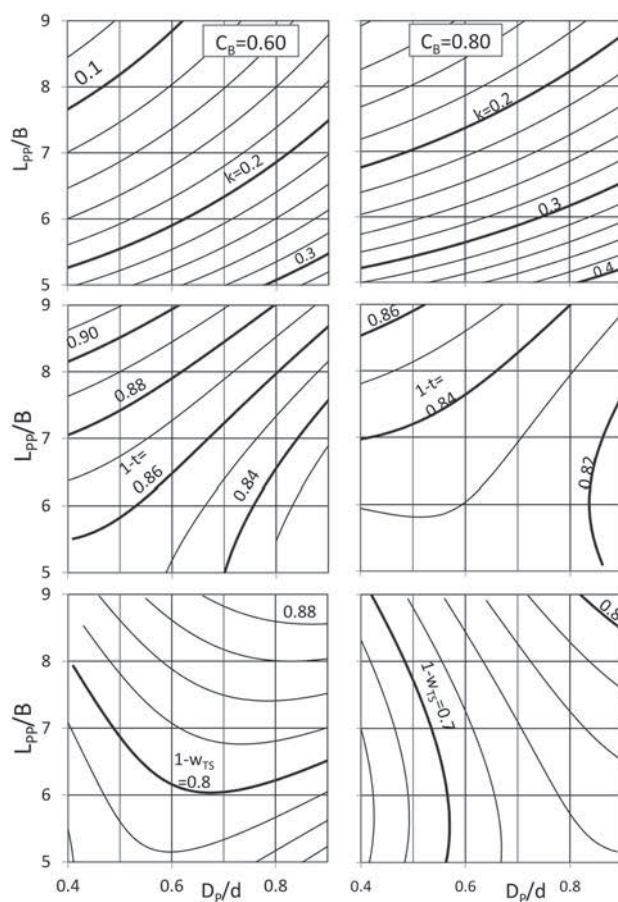
プロペラ直径変更に伴う形状影響係数等の変化の例を(1)～(3)に示します。これらは、日本造船技術センターで実施した水槽試験結果を用いて作成した回帰式から求めました。よって、ここで示すのは、個々の船型の性能ではなく、平均的な性能です。また、ここで示すのは、或る特定の主船体に対してモデルプロペラの直径を変更した水槽試験結果ではなく、主船体の大きさとプロペラの大きさとの関係が異なる様々な船型の水槽試験結果から求めた

回帰式による推定値ですので、プロペラ直径が異なると、それに伴って主船体の(船尾)形状も異なっている場合の推進性能と考えられます。

上段が形状影響係数、中段がスラスト減少係数、下段が有効伴流係数です。何れも満載状態における性能です。造波抵抗係数、船後プロペラ効率比については、プロペラ直径の影響が小さく、回帰式の推定誤差以下と考えられますので省略します。



(1) プロペラ直径、方形係数を変更したときの性能 ($L_{PP}/B=6.0$, $B/d=3.0$)



(2) プロペラ直径、長さ幅比を変更したときの性能 ($B/d=3.0$)

実際のプロペラ設計でも、プロペラ効率等が最高となる回転数、直径が存在していますが、方形係数が0.80の肥大船型の例では、効率等が最高となる回転数が、低回転数の領域では使用したプロペラ設計システムの適用範囲外となっています。

図-26、27に、プロペラ単独効率、推進係数、到達速力の比較を示します。図-26は回転数が各々 $N=100\text{rpm}$ 、 $N=120\text{rpm}$ における比較で、各々の最大値に対する比（到達速力の場合は速力の3乗の比）を示しています。図-27は、同じく等高線および最適直径の比較です（参考のため最適回転数も一点鎖線で示してあります）。

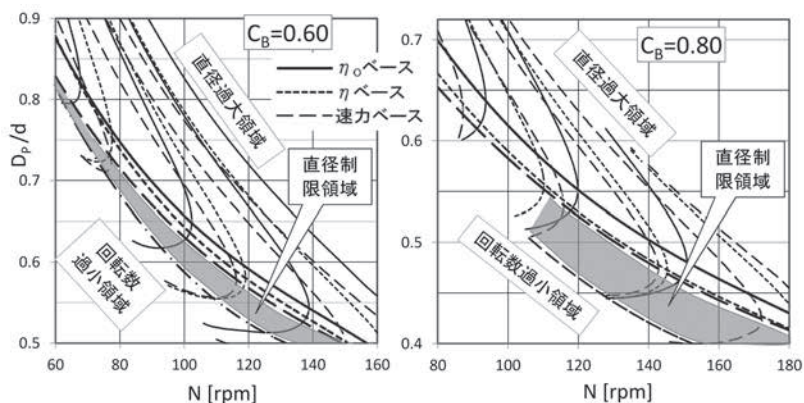
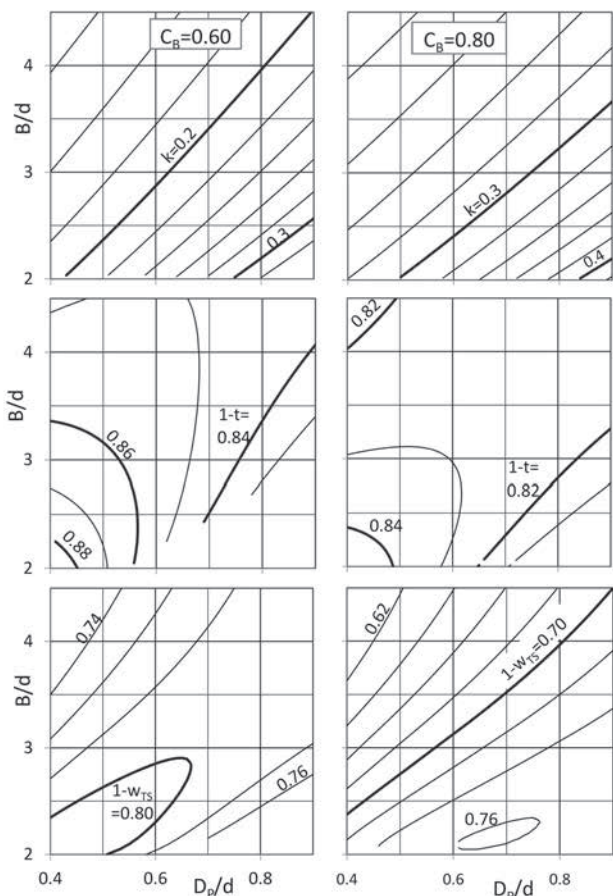


図-27 プロペラ単独効率ベース等の最適直径の比較

(1)はプロペラ直径（満載喫水に対する比 D_P/d ）と方形係数 C_B を変更したときの推進性能です。左側の図は、 D_P/d を横軸とした形状影響係数等で、方形係数を助変数としています。右側の図は、同じデータに関する等高線表示で、 D_P/d を横軸、 C_B を縦軸としています。スラスト減少係数、有効伴流係数は、(4)に示したフルード数（設計フルード数の平均的値）における値です。

(2)は、プロペラ直径と長さ幅比を変更したときの推進性能の



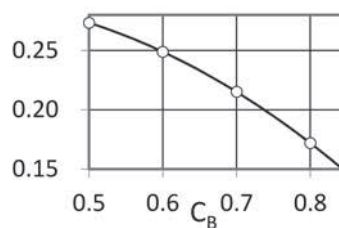
(3) プロペラ直径、幅喫水比を変更したときの性能 ($L_{PP}/B=6.0$)

等高線です。左側の図は方形係数が $C_B=0.60$ 、右側の図は0.80の船型の等高線です。(3)はプロペラ直径と幅喫水比を変更したときの推進性能の等高線です。

以上に示した図から、プロペラ直径(D_P/d)増加に伴い形状影響係数が単調に増大していることが分かります。これは、直径の大きなプロペラを使用するためには、それに合わせて船尾形状を変更する必要があり、その船型変更が形状影響係数増加を招いていることを示しています。このプロペラ直径増加に伴う形状影響係数の増大は、船の長さ幅比、幅喫水比が変わってもほぼ同じです。方形係数の小さい領域では、プロペラ直径が形状影響係数に及ぼす影響は、方形係数の影響より大きくなっています。

スラスト減少係数 $1-t$ は、大略の傾向として、プロペラ直径を大きくすると減少しています。この傾向は、方形係数の小さい船型で著しくなっています。これは、前記の形状影響係数増加と併せて、同一船速においてプロペラが発生すべきスラストの増大となります。プロペラ直径増大によってプロペラ単独効率向上を得ることができますが、その一部は形状影響係数増大とスラスト減少係数低下によって損なわれてしまいます。

有効伴流係数 $1-w_T$ は、方形係数の大きい船型領域では、プロペラ直径増加に伴い増加しています。他方、方形係数の小さい船型では、プロペラ直径の影響は小さく、方形係数や長さ幅比の影響が支配的になっています。これには、プロペラ直径の違いによって船尾形状が異なることが関係していると考えられます。



(4) フルード数

2.3(前号)で示した直径過大領域、直径制限領域(網掛け領域)、回転数過小領域も示してあります。以上に示した図から、単独効率を最高とする直径、推進係数を最高とする直径、到達速力を最高とする直径は、この順で小さくなっていることが分かります。その違いは、回転数が大きくなるに伴い小さくなりますが、3.5~5%程度です。

3.2 回転数の誤差

本項では、直径による推進性能変化を考慮せずにプロペラ設計した場合のプロペラ回転数の違いに関して、計算例を示します。図-28は、何れの直径においても図-24の縦の二重線における推進性能を使用して設計したプロペラが、図-24に示した推進性能下で作動した場合にどのような回転数Nで回転するかを、設計条件として与えた回転数N_{DESIGN}に対する比で表した図です。C_B=0.60の例では直径の小さい領域では回転数の違いは小さいのですが、直径の大きい領域では回転数が低下しています。C_B=0.80の例では、直径の小さい領域では回転数が低く、直径が大きくなるに伴い単調に高くなっています。一般に、必要スラストが1%増加すると回転数は0.05~0.1%低下し、有効伴流係数1-wtが1%増加すると回転数は0.1~0.3%程度増加しますが、瘦せ型船の直径の小さい領域では、必要スラストの影響と有効伴流係数の影響が打ち消し合っています。直径の大きい領域では両者が共に回転数低下を招いています。肥大船型の例では、必要スラスト増加の影響と有効伴流係数増加の影響が逆ですが、後者の影響が大きいため、直径増加に伴って単調に増加しています。ここで示した2例から、直径による推進性能の違いを無視してプロペラ設計した場合の回転数の違いは単純ではないことが分かります。回転数マッチングの面から、プロペラ設計に使用する推進性能の精度が重要ですが、通常は図-28に示したような広範囲の直径変更は無いとしても、プロペラ直径が大きく変わるようなプロペラ設計の場合には慎重な判断が必要です。

3.3 回転数マージン

2.7(前号)において、ピッチ比変更シリーズの場合のプロペラ回転数マージンとプロペラ単独効率や最適直径との関係について紹介しました。ここでは、同様の趣旨に関して、実際の設計結果を紹介します。

設計例は、前項までと同様、方形係数が0.60、0.80

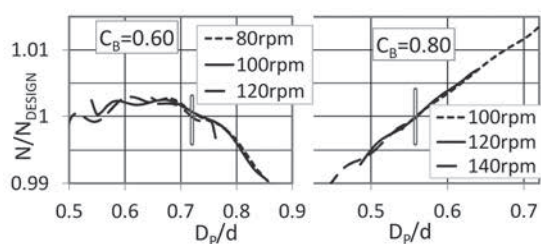


図-28 プロペラ回転数の誤差

の2船型ですが、回転数は各々100rpm、120rpmの一定値としてプロペラ設計時の回転数マージンを変更しました。

結果を図-29に示します。左側の図がC_B=0.60の船型例、右側の図が0.80の例です。上段がプロペラ効率、中段が推進係数、下段が到達速力です。この図によると、最適直径の低下は、回転数マージン1%当たり0.4~0.5%で、ピッチ比変更シリーズの場合とほとんど同じです。方形係数による違い、ベースによる違いもほとんどありません。

回転数マージンによるプロペラ効率の低下は、回転数マージン1%当たり、0.1%程度(C_B=0.60)、0.2%程度(C_B=0.80)で、これも、ピッチ比変更シリーズの場合(0.2%程度)とほぼ同じです。ただし、推進係数ベースでは、その2/3程度に縮小しています。回転数マージンの0から8%への変更に因る到達速力の低下は、C_B=0.60の船型例では0.01ノット強ですが、C_B=0.80の船型例では0.03ノット強となっています。

ピッチ比変更シリーズの場合と同様、プロペラ効率等の曲線が直径の小さい領域で交差しています。C_B=0.60の船型例では直径6.7m付近で交差しています。これは、回転数マージンを4%にしたときに到達速力が最高となる直径6.86mの97.7%です。C_B=0.80の船型例では直径5.2m付近で交差しています。これは、同じく回転数マージンを4%にしたときに到達速力が最高となる直径5.71mの91%です。これらのことは、プロペラ直径を制限して、最適直径の97.7%以下、91%以下にする場合は、回転数マージンを大きくした方が有利、ということを示しています。

(技術顧問 佐藤和範)

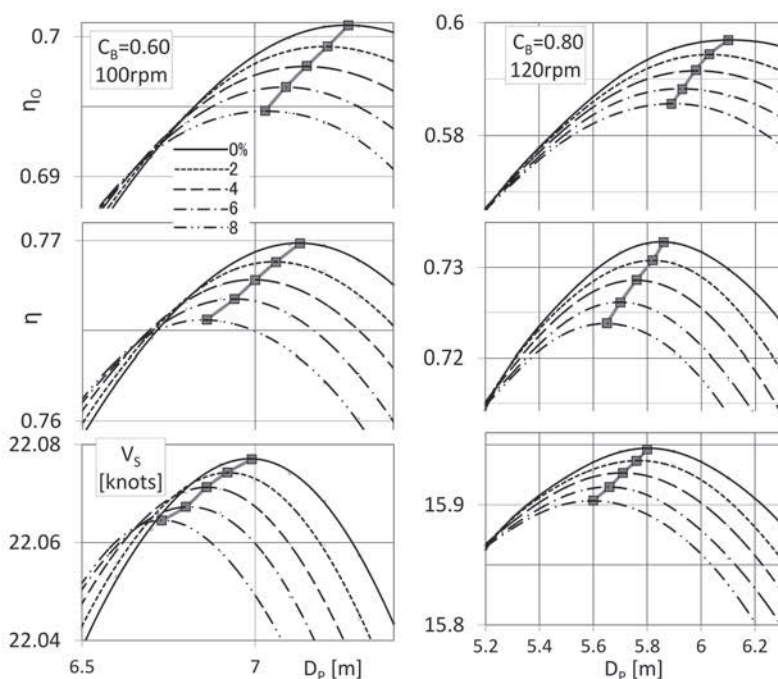


図-29 回転数マージンと最適直径