SRC資料室(17)

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、通常の舶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。舶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_Oです。

効率	$\eta_O=P_T/P_D$	
伝達動力	$P_D=2\pi nQ$	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	$J=V_A/nD_P$
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される動力係数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もありませんが、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い、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、

表-1 動力の無次元係数

	スラスト動力 $P_T=TV_A$	伝達動力 $P_D=2\pi nQ$	プロペラ効率 $\eta_O=P_T/P_D$ $\eta_O=JK_T/2\pi K_Q$		
	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

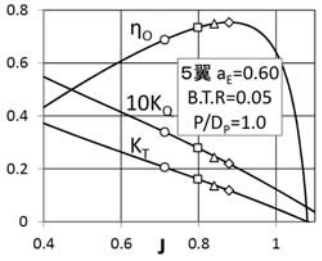


図-1 プロペラ単独特性例

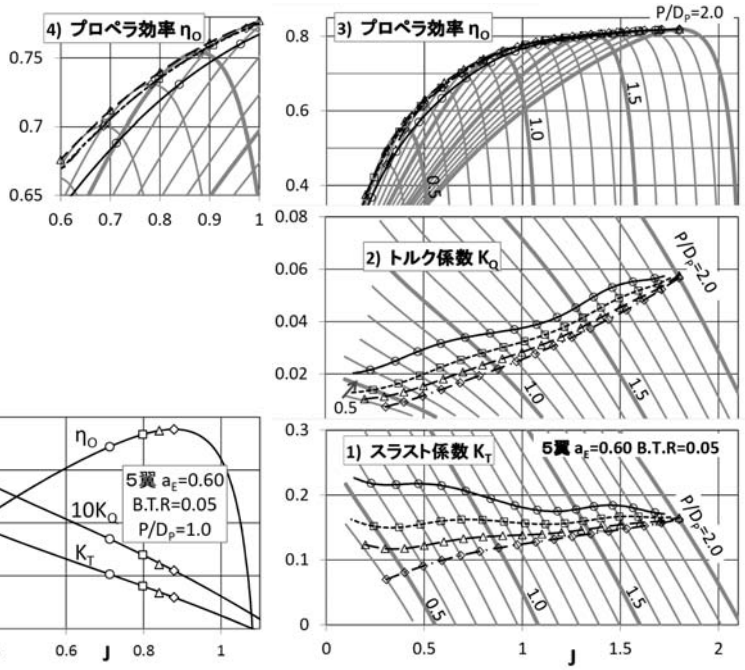


図-2 ピッチ比シリーズ

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 μm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B_P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。

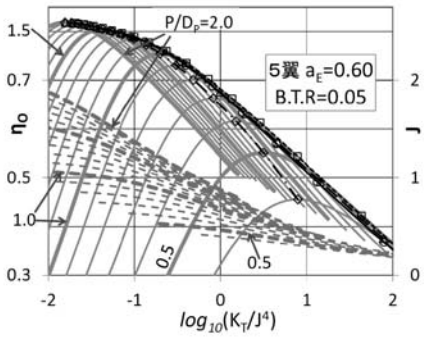


図-3 $K_T/J^4=P_Tn^2/\rho V_A^5$ベース

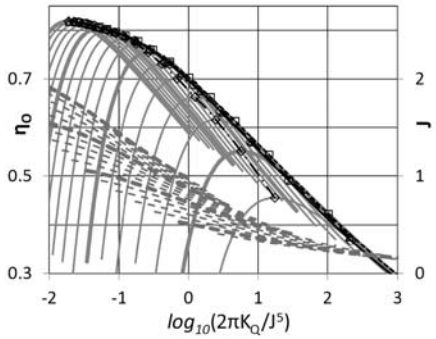


図-4 $2\pi K_Q/J^5=P_Dn^2/\rho V_A^5$ベース

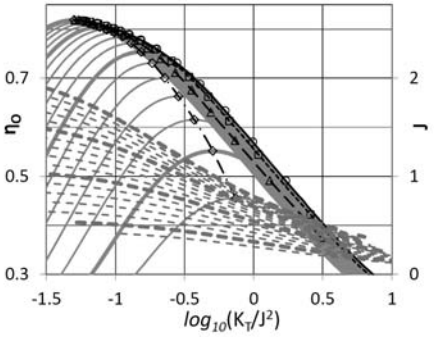


図-5 $K_T/J^2=P_T/\rho V_A^3 D_P^2$ベース

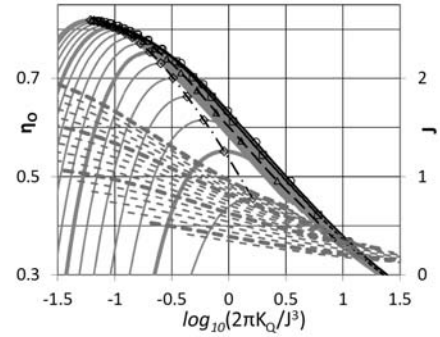


図-6 $2\pi K_Q/J^3=P_D/\rho V_A^3 D_P^2$ベース

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)

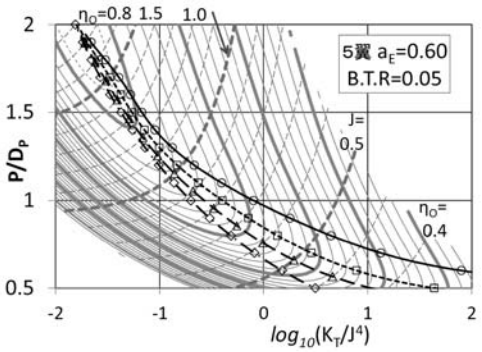


図-7 $K_T/J^4=P_Tn^2/\rho V_A{}^5$ベース

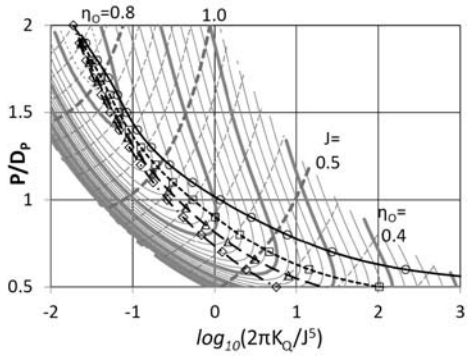


図-8 $2\pi K_Q/J^5=P_Dn^2/\rho V_A{}^5$ベース

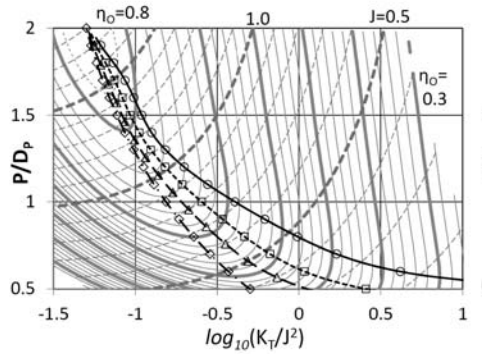


図-9 $K_T/J^2=P_T/\rho V_A{}^3 D_P{}^2$ベース

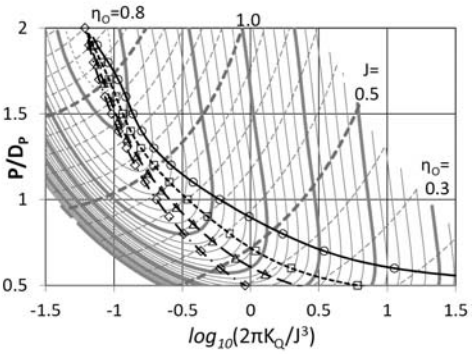
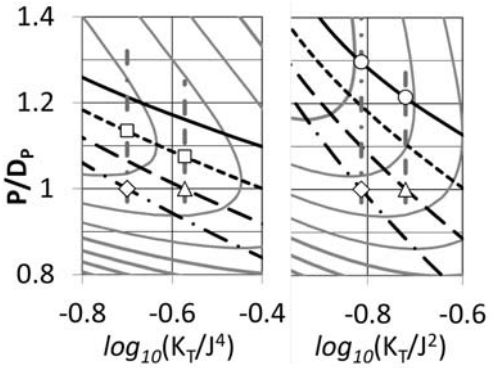


図-10 $2\pi K_Q/J^3=P_D/\rho V_A{}^3 D_P{}^2$ベース



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B$_P$と動力係数$2\pi K_Q/J^5$とは下式で換算できます。

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

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。

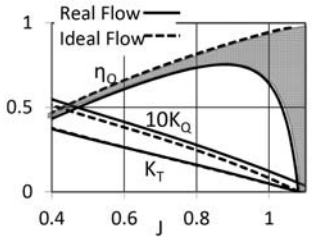


図-12 粘性によるプロペラ特性の変化

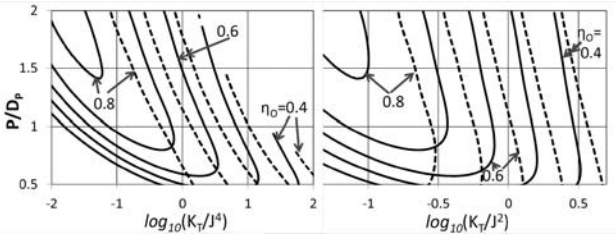


図-13 粘性と最適プロペラ

SRC資料室(18)

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を定めますと、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、

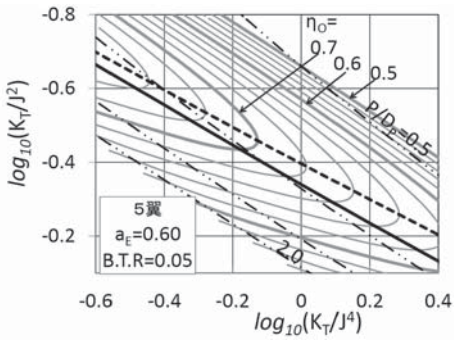


図-14 2つの動力係数ベースのプロペラ単独効率とピッチ比の等高線

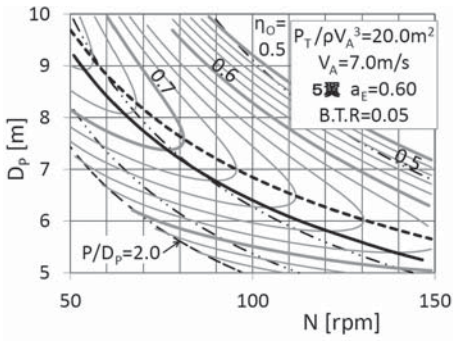


図-16 回転数、直径ベースのプロペラ単独効率とピッチ比の等高線

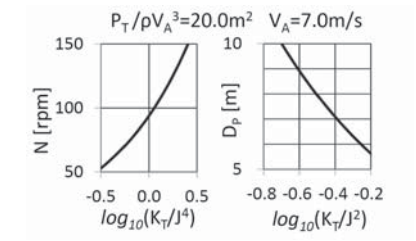
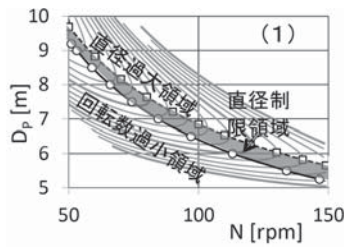


図-15 動力係数から回転数、直径への変換



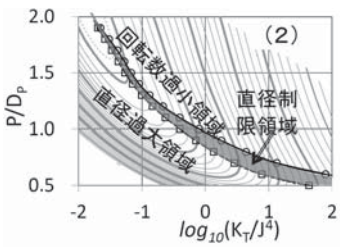


図-17 3領域

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すが、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

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

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=30μm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=10MW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=30μm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300μm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。

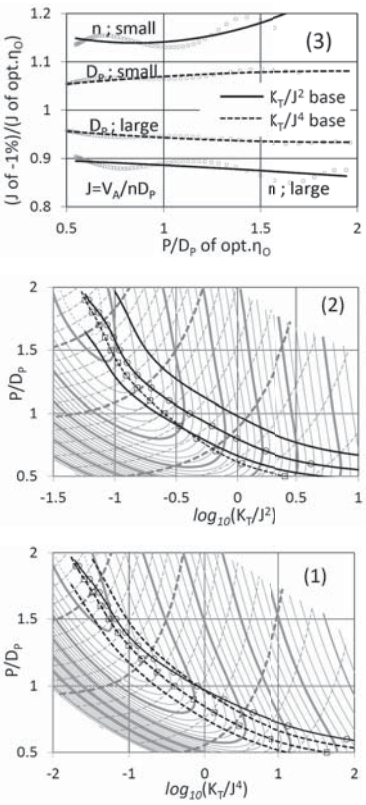


図-18 効率1%低下の範囲

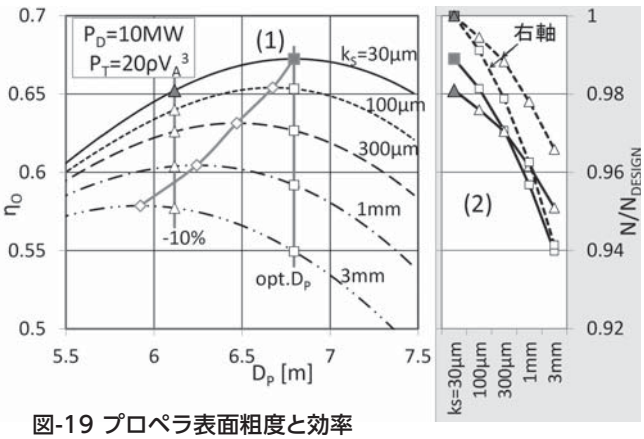


図-19 プロペラ表面粗度と効率

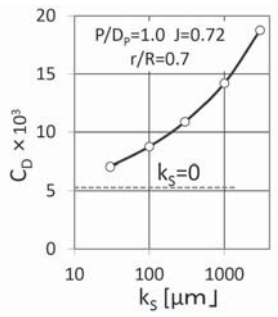


図-20 断面抗力係数の例

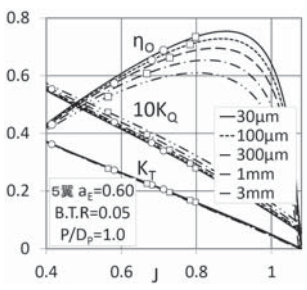


図-21 表面粗度とプロペラ特性の例

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=30μm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が、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=30μm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_{DESIGN}=100rpm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=0.1〜0.4)したときの効率を示します。◇印は各rの場合に効率が最高となる点です。

(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=6.0m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)

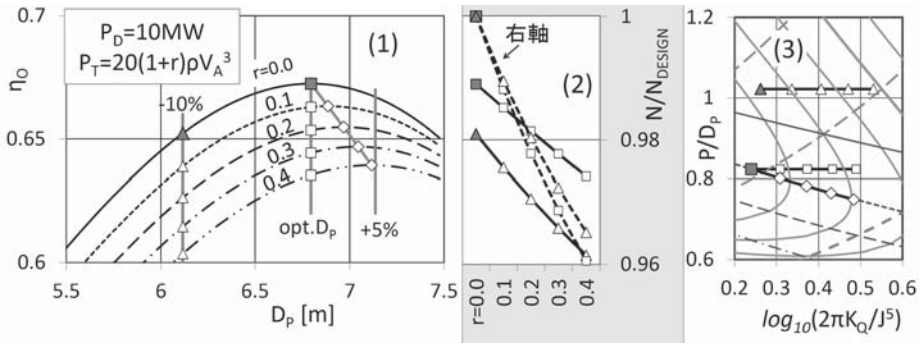


図-22 必要スラスト増加と効率、回転数低下等

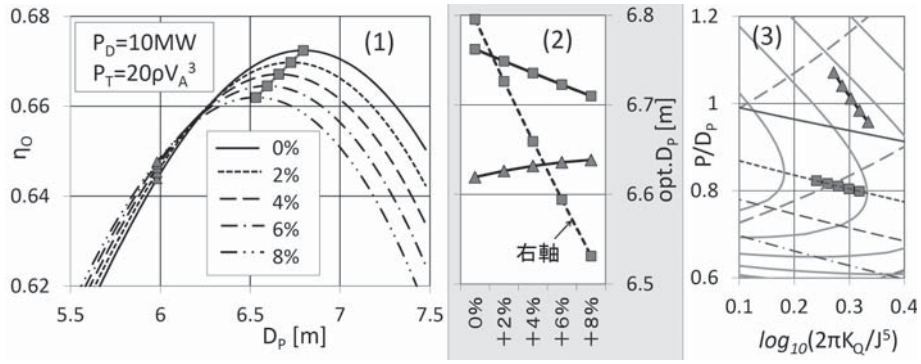


図-23 回転数マージンと効率、最適直径等

SRC資料室(19)

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Iは$I=0.98d-D_P/2$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。

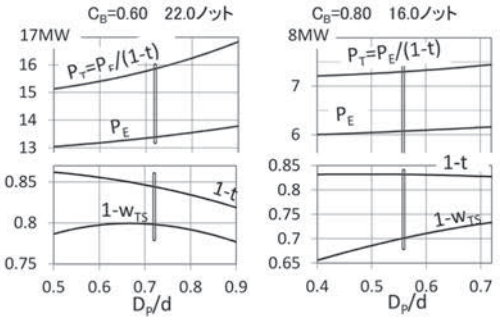


図-24 プロペラ設計に使用した推進性能

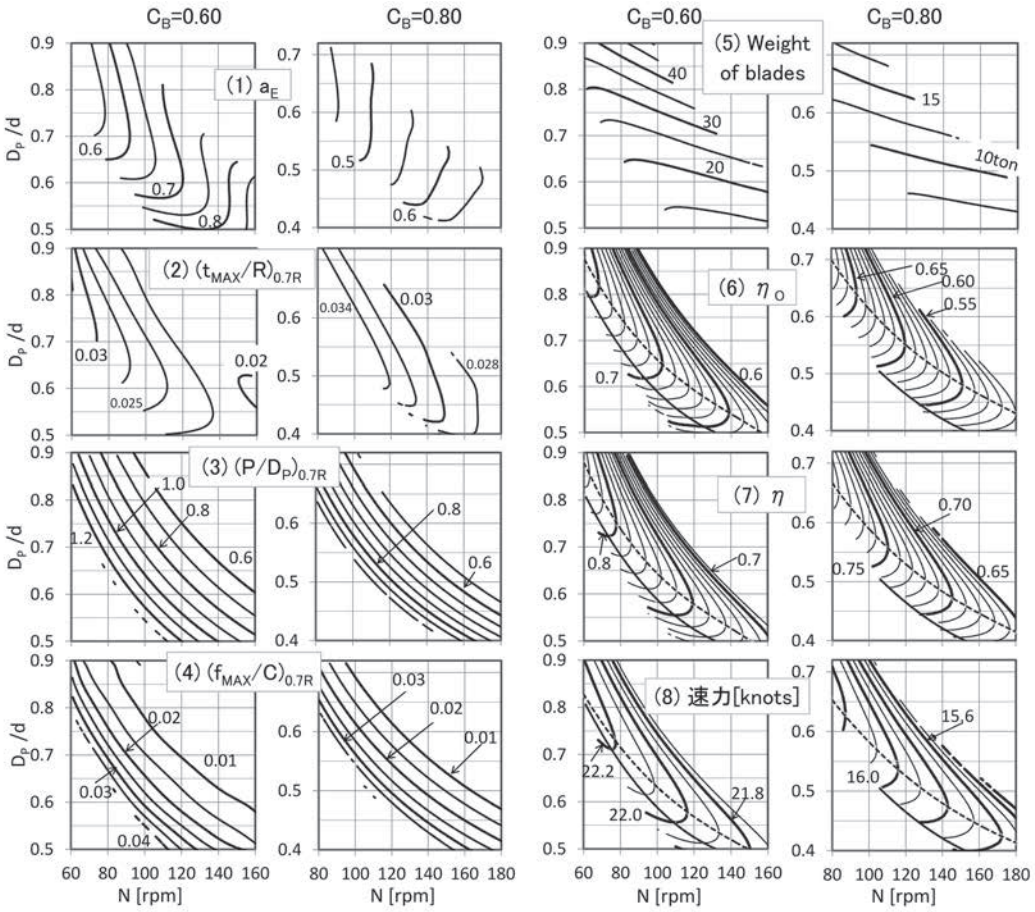


図-25 プロペラ効率等の等高線

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のあることが分かります。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。

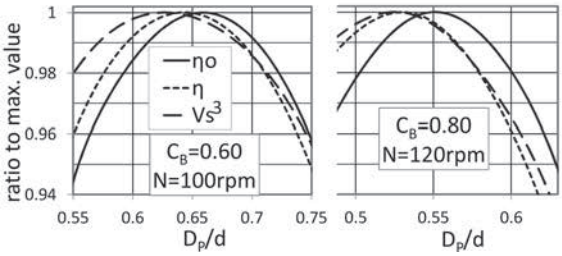
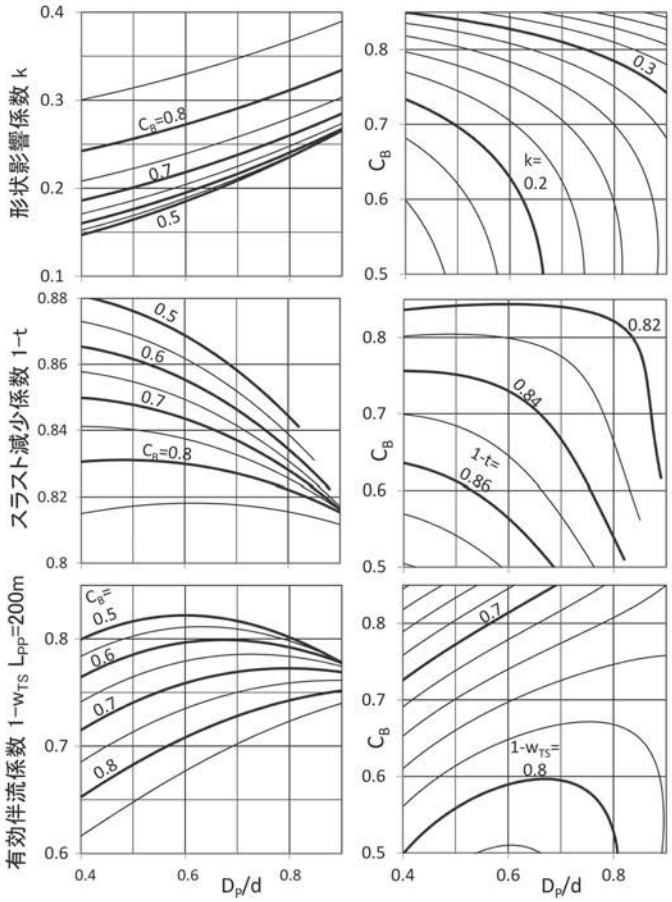


図-26 プロペラ効率等の比較

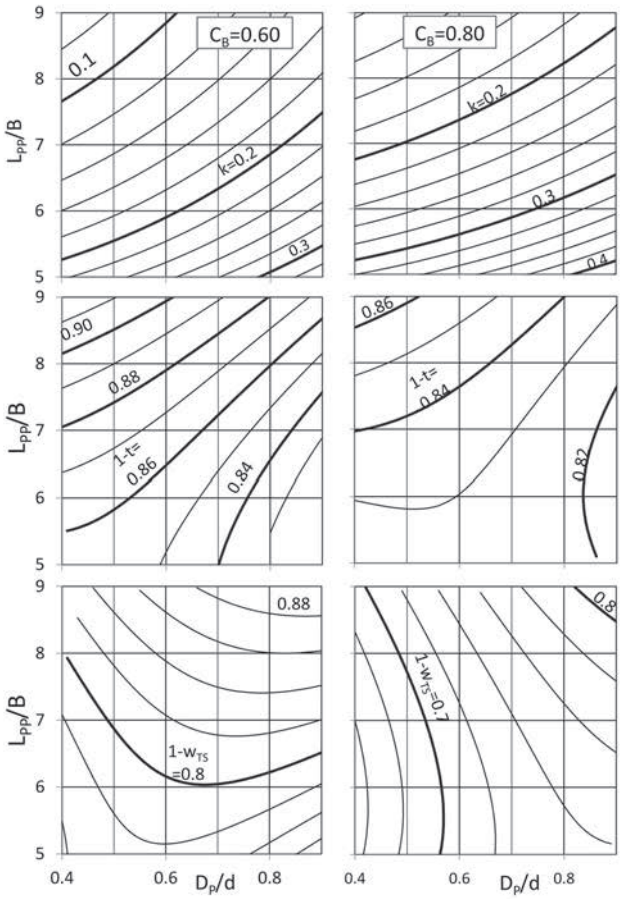
資料 プロペラ直径と推進性能

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模型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、それに応じて主船体の(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=100rpm、N=120rpm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）。

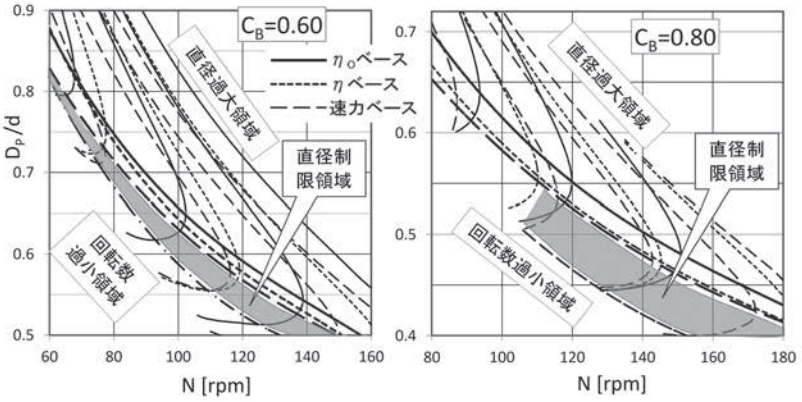
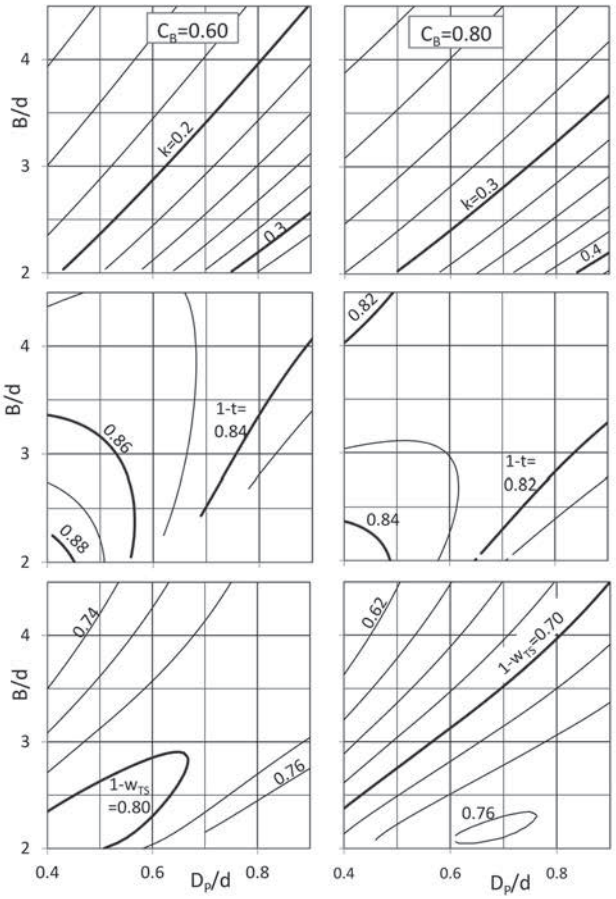


図-27 プロペラ単独効率ベース等の最適直径の比較

（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。

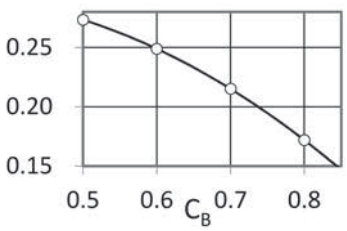


（3）プロペラ直径、幅喫水比を変更したときの性能（L_{PP}/B=6.0）

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-w_Tが1%増加すると回転数は0.1〜0.3%程度増加しますが、痩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ので、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)

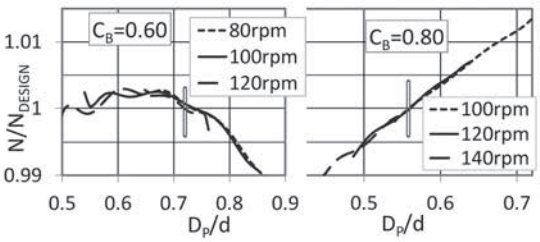


図-28 プロペラ回転数の誤差

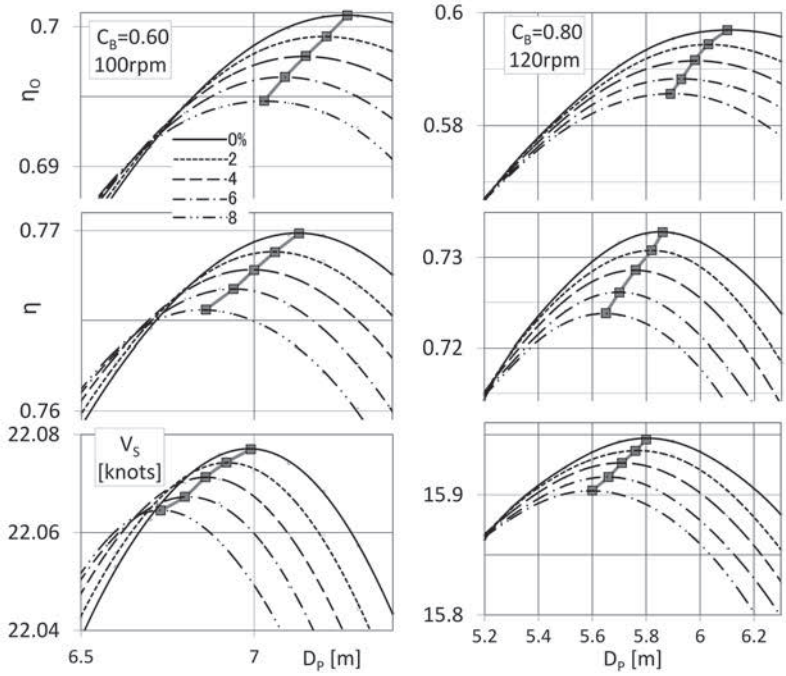


図-29 回転数マージンと最適直径