

漁船の推進性能とプロペラ起振力について

上田隆康*・高橋 肇*・菅井信夫*
横尾直幸*・鈴木 茂*

On Propulsive Performance and Propeller-excited Vibratory Forces of Fishing Boats

By

Takayasu UEDA, Hajime TAKAHASHI, Nobuo SUGAI,
Naoyuki YOKOO and Shigeru SUZUKI

Abstract

Recent trend of fishing boats, especially an ocean going stern trawler is that horse powers of them become larger and larger. According to this trend, a few troubles related to vibration at the stern are reported.

The main purposes of this paper are to clarify characteristics of propulsive performance and propeller-excited vibratory forces of fishing boats, and remove these troubles.

The first part of the paper deals with propulsive performance obtained from model tests and the estimated horse power compared with the results of ship's speed trials.

In the second part of the paper, the research on vibratory forces is dealt with. Pressure fluctuations at the stern above the propeller of ship models and actual ships, and variations of thrust and torque on one blade of a propeller model were measured under the still water and following sea conditions. Furthermore, the unsteady lifting surface theory was applied to obtain the six components of propeller-excited shaft forces.

Finally, the authors indicate the fundamental remarks to design fishing boats.

目 次

1. 緒 言	1	2-1-6 模型船と実船の間の相関係数など	7
2. 推進性能に関する水槽試験	2	a) $1-w$	7
2-1 まぐろはえ縄漁船	2	b) ΔC_F	8
2-1-1 模型船, 模型プロペラおよび試験状 態	2	c) 推 力	8
2-1-2 抵抗試験	2	2-2 漁業指導船	8
2-1-3 プロペラ単独性能試験	2	2-2-1 模型船, 模型プロペラおよび試験状 態	8
2-1-4 自航試験	2	2-2-2 抵抗試験	9
2-1-5 実船馬力の計算	4	2-2-3 プロペラ単独性能	10
		2-2-4 自航試験	10
		2-2-5 実船馬力の計算	11
		2-3 ま と め	11
* 推進性能部 原稿受付: 昭和51年12月27日		3. プロペラ起振力に関する試験	11

3-1	まぐろはえ縄漁船	12
3-1-1	伴流計測	12
3-1-2	船尾変動圧力計測	13
3-1-3	サーフェス・フォースの推定	15
3-1-4	ベアリング・フォースの理論計算	16
3-2	遠洋底曳網漁船	17
3-2-1	模型船、模型プロペラおよび試験状態	17
3-2-2	伴流計測	18
3-2-3	船尾変動圧力計測	19
3-2-4	サーフェス・フォースの推定	21
3-2-5	ベアリング・フォースに関する計測と計算	22
3-2-6	曳網中の操業時を想定した波浪中試験	22
3-3	漁業指導船	25
3-3-1	伴流計測	25
3-3-2	船尾変動圧力計測	26
3-3-3	サーフェス・フォースの推定	27
3-3-4	ベアリング・フォースに関する計測と計算	27
4.	得られた主な結果	28
(1)	馬力推定	28
(2)	サーフェス・フォース	28
(3)	理論計算によるベアリング・フォース	29
(4)	1翼当りの負荷変動に関する実験値と理論値の比較	29
(5)	プロペラ翼数	29
(6)	曳網時の振動の問題	29
5.	漁船に対する船型改良および振動対策	29
5-1	船型改良	29
5-2	振動対策(流れの均一化)	29
(1)	ダクテッド・プロペラ	29
(2)	整流板	30
(3)	船尾バルブ	30
(4)	ジェットの吹出し	30
6.	結 言	30

1. 緒 言

近年の漁船は推進機関の高馬力化の傾向が著しいが、この高馬力化の影響と思われる船尾管軸受の異常摩耗、航走時の船尾振動と異常騒音、プロペラ直上付近の外板の亀裂あるいはプロペラ軸の折損などの発生が最近問題になりはじめ、事故の原因と対策に関する調査を実施する必要性がたかまって来た^{1),2),3)}。

そこで、船舶技術研究所では、これらの必要性に対応して模型船による種々の水槽試験を実施した。以下、漁船の水槽試験結果について、推進性能関係とプロペラ起振力関係の2つに分けて述べることとする。

2. 推進性能に関する水槽試験

表-1 に示すまぐろはえ縄漁船と漁業指導船のそれぞれの模型船について、表-2 のような種類の試験が実施された。

2-1 まぐろはえ縄漁船

2-1-1 模型船、模型プロペラおよび試験状態

船体形状を図-1 に示す。模型船は表-1 に示すように長さ7mであり、バラフィンで製作された。模型プロペラは同じく表-1 に示すように実物プロペラの要目に近い代用プロペラが使用された。試験状態は、実船において振動試験(後述)が実施された状態に対応している。

2-1-2 抵抗試験

抵抗試験結果を図-2 に示す。本図から形状影響係数 K を求めるには試験速度が少し高いと思われたが、 $F_N=0.10\sim 0.155$ の間で模型船の全抵抗係数 C_{TM} ($=R_{TM}/(\frac{1}{2}\rho M \cdot S_M \cdot V_M^2)$) が Schoenherr's Frictional Mean Line C_{FO} に殆んど平行になっているので $K=0.342$ と求めた。次に、 $C_{TM}-C_{FOM}(1+K)=C_W$ として求めた造波抵抗係数 C_W を図-2 中に示す。このようにして求めた模型船の K と C_W の値はそのまま実船に使用できるとすれば、実船の全抵抗係数 C_{TS} は次式で求められる。

$$C_{TS}=C_W+C_{FOS}(1+K)+\Delta C_F$$

ΔC_F は実船の船体表面に対する粗度修正係数であるが、実際は実船の長さ、載貨状態、船型、使用する乱流摩擦抵抗算式、抵抗成分の解析法などによって異った値をとるものと考えられている。しかし、ここでは、 $\Delta C_F=0.8 \times 10^{-3}$ (Schoenherr 線をベースとして) としたが、後の参考として、 $\Delta C_F=0, 1.6 \times 10^{-3}$ についても C_{TS} を計算し、これらを図-3 に示した。

2-1-3 プロペラ単独性能試験

代用プロペラ M.P. 0028 のプロペラ単独性能試験結果を図-4 に示すが、自航試験の解析は、この代用プロペラの単独性能曲線を用いて実施した。

2-1-4 自航試験

自航試験は、模型船に次式で示す摩擦修正量 S.F.C. を作用させて実船の自航点で行われる。

表-1 要目と試験状態

		まぐろはえ縄漁船		遠洋底曳網漁船		漁業指導船		
		Ship A	Model A	Ship B	Model B	Ship C	Model C	
船 体	船名, 模型船番号	第5幸漁丸	M.S. 0159	第21新栄丸	M.S. 0181	水戸丸	M.S. 0227	
	長さ, L_{pp} (m)	49.50	7.000	49.70	7.000	39.20	6.000	
	スケール比, $1/\alpha$	—	1/7.071	—	1/7.100	—	1/6.533	
	長さ, L_{DWL} (m)	51.50	7.283			43.00	6.582	
	幅(型), B (m)	8.80	1.244	9.10	1.282	7.80	1.194	
	深さ(型), (m)	4.05	—	5.60	—	3.45	—	
	総トン数 (ton)	404	—	349	—	265	—	
	C_B (設計値)	0.630	—	0.677	—	0.629	—	
	チップクリアランス比, z_t/D	0.273		0.248		0.284		
推 進 器	模型プロペラ番号	—	M.P. 0028	—	M.P. 0091 M.P. 0099	—	M.P. 0114	
	直径, D (m)	2.260	0.3228	2.650	0.3732	1.940	0.2969	
	ピッチ比, H/D	0.6593 (一定)	0.793 (一定)	0.400 ($0.7R$ での 基準ピッチ比)	0.400 0.600 (")	0.400 (")	0.400 (")	
	展開面積比	0.590	0.650	0.515	0.515 0.600	0.504	0.504	
	ボス比	0.159	0.1731	0.3132	0.3132	0.3110	0.3110	
	翼形, 型式	Troost FPP	FPP	AU CPP	AU CPP	AU CPP	AU CPP	
	翼数	4	4	3	3 4	3	3	
	設定ピッチ角 ($0.7R$)	—	—	—	8°45' 3°45'	15°00'	15°00'	
	全ピッチ角	—	—	—	19°00' 19°00'	25°18'	25°18'	
主 機	レーキ角	12°	10°	0°	0° 0°	0°	0°	
	馬力(PS)×回転数(rpm)	1,600×320	—	2,700×290	—	1,300×308	—	
	リンダー数	6	—	6	—	6	—	
	" 直径 (mm)	350	—	400	—	250	—	
" ストローク(mm)	550	—	600	—	320	—		
試 験 状 態	喫水	d_A (m)	4.010	0.5671	4.600	0.6479	4.020	0.5816
		d_M (m)	2.510	0.3549	3.250	0.4577	3.330	0.4760
		d_F (m)	1.010	0.1428	1.900	0.2676	2.640	0.3704
	トリム (m)	3.000 船尾	0.4243 "	2.500 "	0.3521 "	1.380 "	0.2112 "	
	排水量	V (m ³)	—	2.063	—	3.041	—	2.237
		Δ (ton)	686.15	—	946	—	634.80	—
浸水表面積, S (m ²)	562.1	11.240	671.2	13.315	461.0	10.800		

表-2 試験の種類

模 型 船	推進性能関係 (平水中)	プロペラ起振力関係											
		抵抗 試験	プロペラ 単独 性能試 験	自航 試験	プロペラ 面の伴流 分布の計 測(平水 中,5孔管 による)	船尾変動圧力の計測			プロペラ1翼当りの スラスト変動および トルク変動の計測		ベアリン グ・フォース の理論計 算		
						平水中	波浪中	平水中	波浪中	平水中	波浪中		
まぐろはえ縄漁船 Model A	○	○	○	○									
遠洋底曳網漁船 Model B				○	Z=3 ○	Z=4 ○	Z=3 ○	Z=3 ○	Z=4 ○	Z=3 ○	Z=3 ○	Z=4 ○	
漁業指導船 Model C	○		○	○	○			○				○	
実 船				○*									
Ship A					○								
Ship B					○								
Ship C				○*									

N.B., *: speed trial test

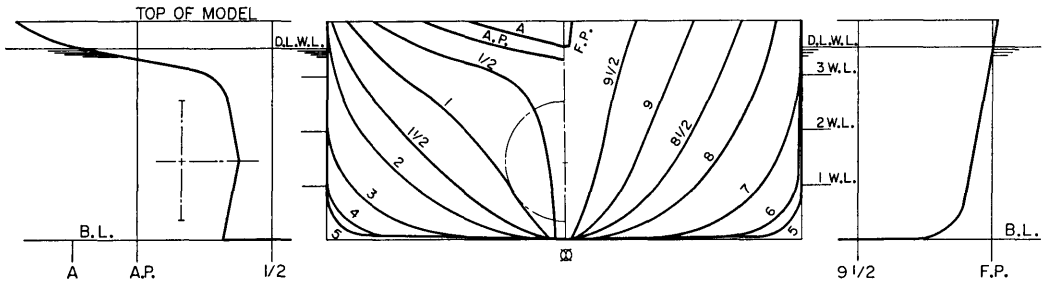


図-1 まぐろはえ縄漁船 (Ship A) の船体形状

$$S.F.C. = \frac{1}{2} \rho_M \cdot S_M \cdot V_M^3 \cdot [C_{ROM} \cdot (1+K) - \{C_{ROS} \cdot (1+K) + dC_F\}]$$

無次元形にした自航試験結果を 図-5 に示す。ここで、トルク Q_M は計測値に対しアイドルトルクが、スラスト T_M は計測値に対しアイドルスラストと初期トリムによる影響が修正されている。さらに、図-4 に示すプロペラ単独性能曲線を用いて解析した自航要素を 図-6 に示す。

2-1-5 実船馬力の計算

実船の有効馬力 EHP は次式によって計算した。

$$EHP = r_{TS} \cdot \rho_S \cdot V_S^3 \cdot V_S^3 / 75$$

ただし、 $r_{TS} = C_{TS} \cdot \frac{S_S}{2V_S^3}$

代用プロペラを使って得られた自航要素のうち、推力減少係数 $(1-t)$ とプロペラ効率比 η_R は特に修正を施さなくても、設計プロペラを装備した実船に対してそのまま適用してさしつかえないとされている。したがって代用プロペラを使ったために修正を必要とする自航要素は伴流係数 $(1-w)$ とプロペラ単独効率 η_0 である。これらの自航要素に対する修正方法も含めて実船の設計プロペラによる伝達馬力 DHP_D 、プロペラ

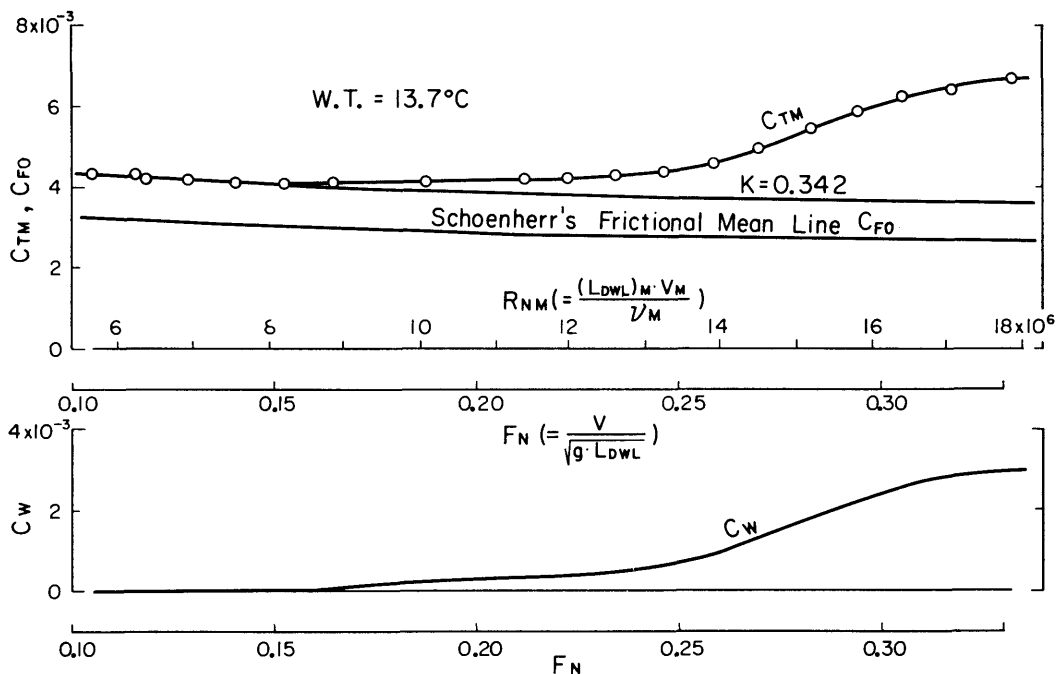


図-2 抵抗試験結果 (Model A)

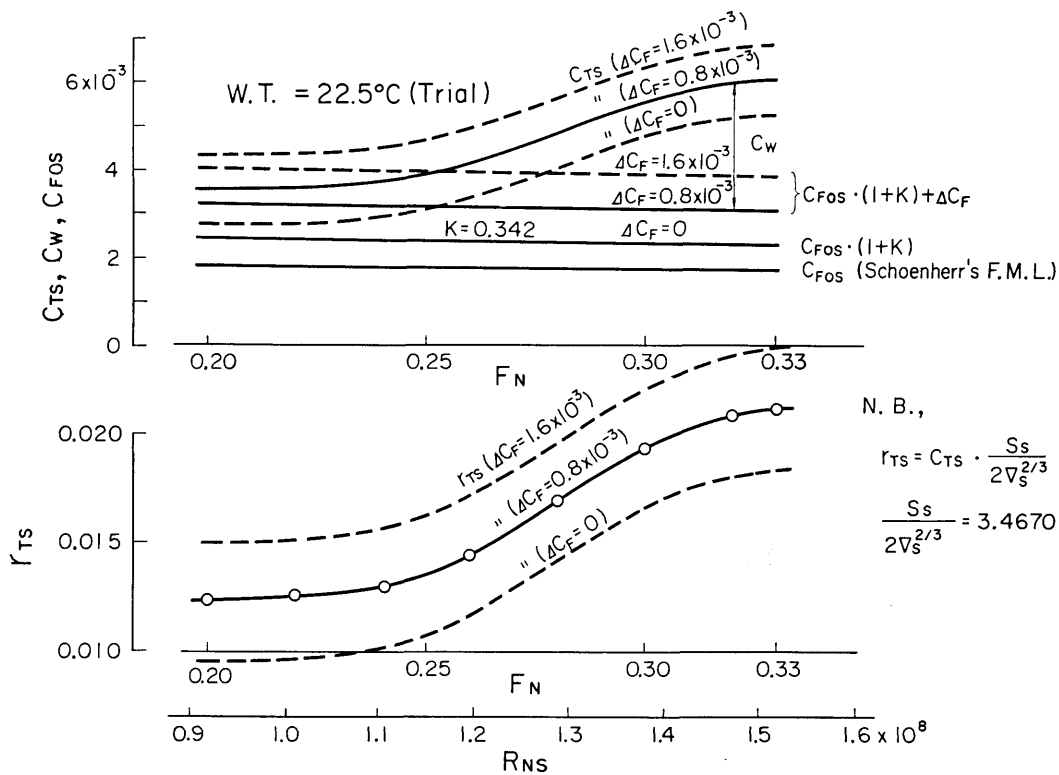


図-3 実船の全抵抗係数 (Ship A)

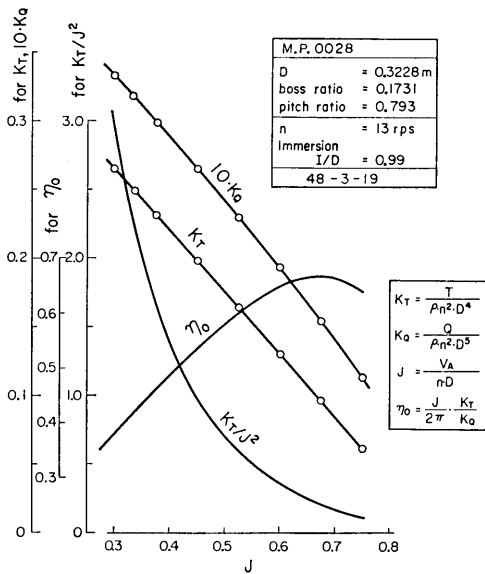


図-4 代用模型プロペラの単独性能試験結果 (Model A)

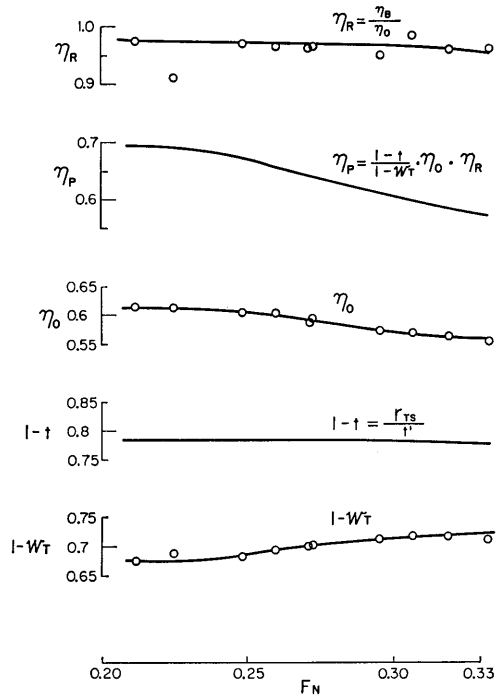


図-6 自航要素等 (Model A)

て設計プロペラによる実船の伴流係数を求める。すなわち、

$$\left. \begin{aligned} (1-w)_M &= C_1 \cdot (1-w_T) \\ (1-w)_S &= C_2 \cdot (1-w)_M \end{aligned} \right\} \text{より}$$

$$(1-w)_S = C_1 \cdot C_2 \cdot (1-w_T)$$

ここで、 $(1-w_T)$ 、 $(1-w)_M$ および $(1-w)_S$ はそれぞれ代用プロペラによる模型船の伴流係数、設計プロペラによる模型船の伴流係数および設計プロペラによる実船の伴流係数を表わし、 C_1 、 C_2 は修正係数である。

代用プロペラの単独効率に対しては次のようにして修正を加える。はじめに、代用プロペラと実船、設計プロペラと実船の両組合せにおいて等しいとしたスラスト値と、それぞれの伴流係数を使って求められる前進速度から両組合せのプロペラ荷重度 K_T/J^2 が計算される。つぎに、代用プロペラと設計プロペラの単独性能図中の K_T/J^2 曲線と今計算されたプロペラ荷重度を使用すれば、両組合せにおいてスラストの等しい状態での前進係数とそのときのプロペラ単独効率が求められる。代用プロペラの K_T/J^2 曲線は図-4 中に示されているが、設計プロペラのそれは、トルーストの設計図表をもとに推定された 図-7 の単独性能図中に示されている。このようにして求められた代用プロペ

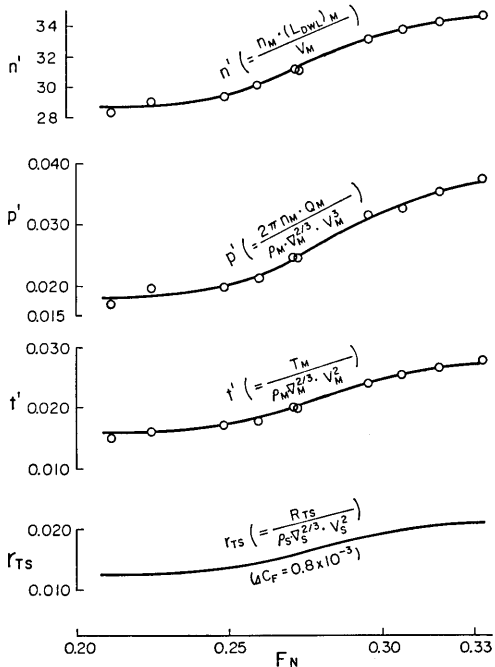


図-5 自航試験結果 (Model A)

回転数 N_D の求め方を示すと次の通りである。

代用プロペラによる模型船の伴流係数から設計プロペラによるそれを求め、これに尺度影響の修正を加え

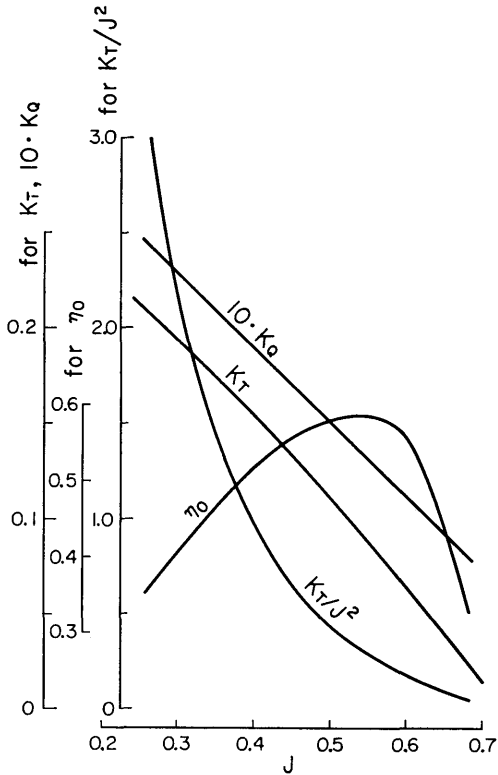


図-7 設計プロペラの単独性能推定曲線 (Ship A)

ラと設計プロペラの単独効率をそれぞれ η_0, η_{0D} とすると、設計プロペラによる実船の推進係数 τ_{pD} は、

$$\tau_{pD} = \tau_p \cdot \frac{1}{C_1 \cdot C_2} \cdot \frac{\eta_{0D}}{\eta_0} \text{ となる。}$$

ただし、 τ_p は代用プロペラを使ったときの推進係数である。

従って、 DHP_D, N_D は次式から求めることができる。

$$DHP_D = \frac{EHP}{\tau_{pD}}$$

$$N_D = \frac{V_{AD}}{J_D \cdot D_D} \cdot 60$$

ここで、 V_{AD}, J_D および D_D は実船の設計プロペラにおける前進速度、前進係数およびプロペラ直径である。

$C_1 = 0.997 \approx 1.00, C_2 = 1.04$ として上記の順序に従って実船馬力の推定計算を行った結果が 図-8 中の破線である。図中の実線は、模型船と対応した状態の実船における速力試運転成績である。

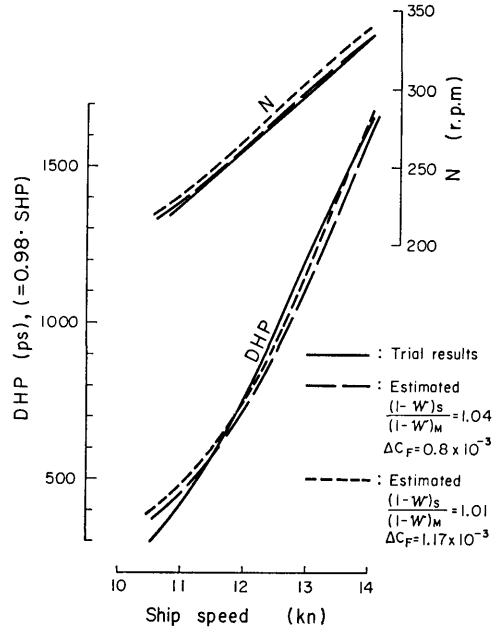


図-8 実船の馬力曲線 (Ship A)

2-1-6 模型船と実船の間の相関係数など

a) $1-w$

図-8 に示した実船試運転成績と、図-7 の実船設計プロペラの単独性能曲線を用いて $(1-w)_s$ を求めると 図-9 のようになる。この $(1-w)_s$ の平均値と、対応

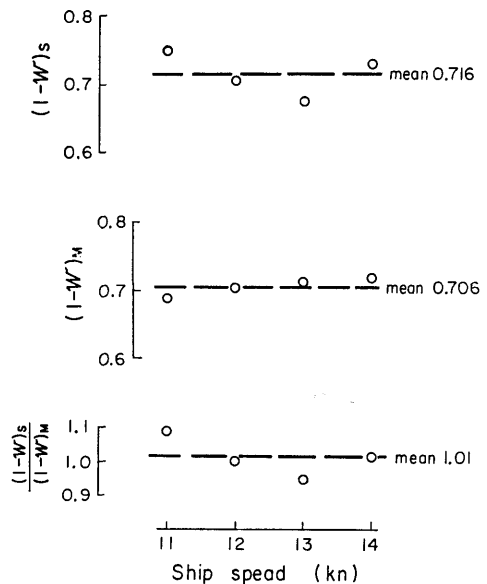


図-9 $(1-w)_s$ と $(1-w)_m$ の関係 (Ship A)

速度範囲の模型船の $(1-w)_M$ の平均値との比すなわち $C_2=1.01$ となり、2-1-5 中の推定値 $C_2=1.04$ よりやや小さい値となった。

b) ΔC_F

ΔC_F を次に示す 2 つの方法で求めた。1 つは、2-1-2 中に示したように ΔC_F を変化させて計算される DHP の推定値と実船試運転成績の DHP を比較して ΔC_F を求める方法であり、もう 1 つは、実船試運転成績に対し模型試験における η_R と $1-t$ を使用して ΔC_F を求める方法すなわち、一般的に行われている ΔC_F 標準解析法によるものである。前者の方法にしたがい、 $C_2=1.01$, $\Delta C_F=0, 0.8 \times 10^{-3}, 1.6 \times 10^{-3}$ を使用して DHP を計算した結果を図-10 に示す。本図中の曲線と実船試運転成績との交点から ΔC_F を読みとったものが図-11 である。一方、標準解析法にもとづいて求めた ΔC_F を図-11 中に Δ 印で置点した。両方法による解析結果のうち、低速域と高速域における離れた置点を除外すると、 ΔC_F は $(0.76 \sim 1.33) \times 10^{-3}$ の間に分散している。ここでは、前者の方法による ΔC_F の置点の平均値すなわち、 $\Delta C_F=1.17 \times 10^{-3}$ をもって本船の求めるべき ΔC_F とした。ついで、 $C_2=1.01$, ΔC_F

$=1.17 \times 10^{-3}$ をもって再度馬力計算を行い、これを図-8 中に点線で示した。

c) 推力

速力試運転時に計測されたスラストを図-12 に示す。また図中には、3 種類の計算によるスラスト曲線も示した。実船におけるスラスト計測値は計算による 3 本の曲線よりも一段と低く、スラスト計測の困難さうかがわれる。

2-2 漁業指導船

2-2-1 模型船、模型プロペラおよび試験状態

船体形状を図-13 に示す。模型船は表-1 に示すように長さ 6 m の木製であり、模型プロペラは同じく表-1 に示すように実物プロペラの模型であり 3 翼可変ピッチプロペラである。

模型船の試験状態は、実船において振動試験(後述)が実施された状態に対応している。

2-2-2 抵抗試験

抵抗試験結果を図-14 に示す。Model A の場合は、試験を低速領域を含めて実施し、形状影響係数を求め、いわゆる 3 次元解析法にもとづいて実船の全抵抗係数を求めたが、本船では低速抵抗試験を実施しな

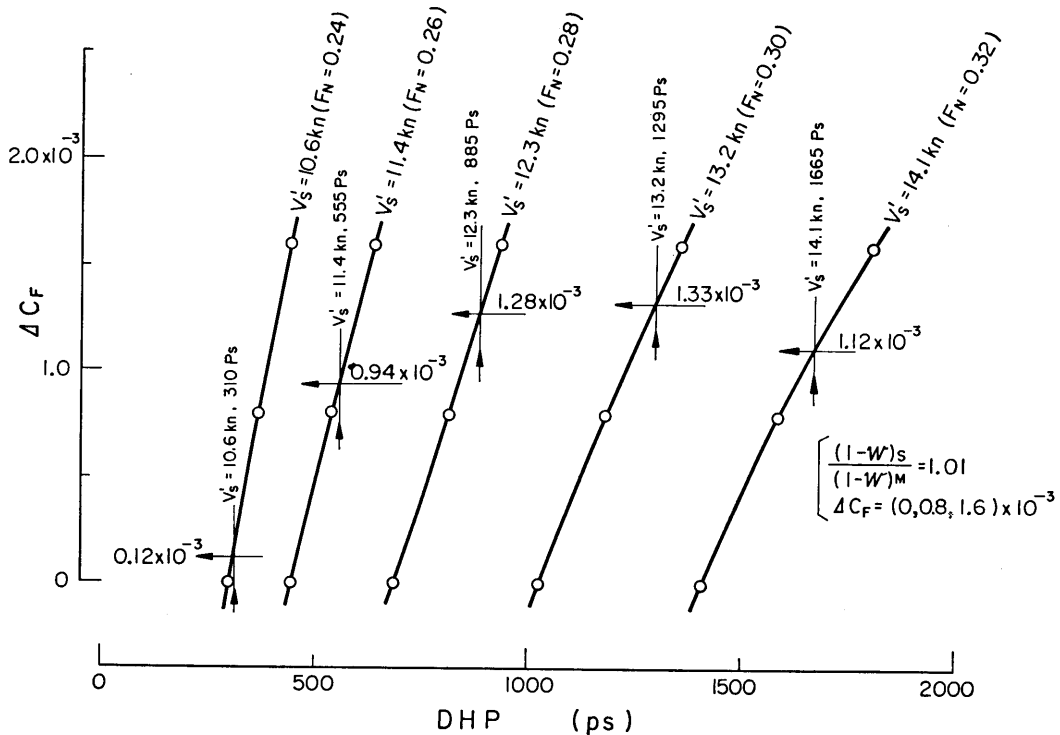
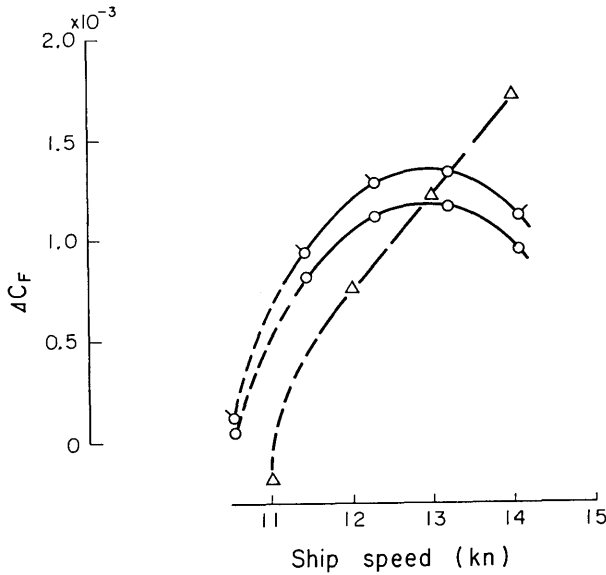


図-10 ΔC_F を求める 1 方法 (Ship A)



σ : 図-10より求めた。 $\begin{cases} (1-W)_S = 1.01 \\ (1-W)_M \\ \Delta C_F = (0,08,1.6) \times 10^{-3} \end{cases}$
 \circ : σ と同じ方法による。
 たゞし、 $\begin{cases} (1-W)_S = 1.04 \\ (1-W)_M \\ \Delta C_F = (0,08,1.6) \times 10^{-3} \end{cases}$
 Δ : 試運転成績より JCF 標準解析法による。

図-11 ΔC_F (Ship A)

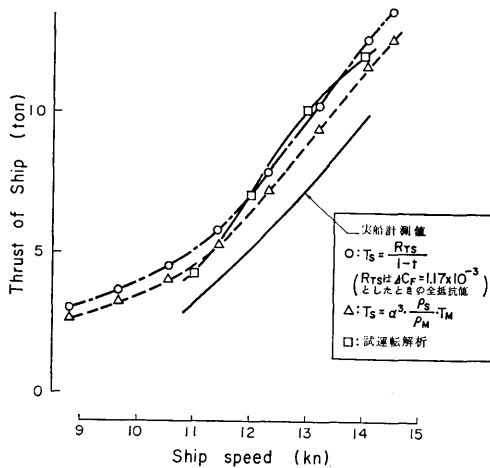


図-12 実船のスラスト曲線 (Ship A)

だったので2次元解析法を採用した。

模型試験結果から実船の全抵抗係数を計算するに当って、2次元解析法と3次元解析法の間には、次の関係がある。

$$\Delta C_{F\textcircled{2}} = \Delta C_{F\textcircled{3}} - (C_{FOM} - C_{FOS}) \cdot K$$

ただし、乱流摩擦抵抗算式は両解析法とも同一の算式を使用した。 $\Delta C_{F\textcircled{2}}$ 、 $\Delta C_{F\textcircled{3}}$ はそれぞれ2次元解析法と3次元解析法において使用される粗度修正係数である。 C_{FOM} と C_{FOS} は模型船と実船に対する乱流摩擦抵抗係数であり、 K は3次元解析法による形状影響係数である。本船の $\Delta C_{F\textcircled{2}}$ を計算するに当って、 $\Delta C_{F\textcircled{3}}$ と K については、2-1まぐろはえ縄漁船の場合の値を使用した。このようにして求めた $\Delta C_{F\textcircled{2}} = 0.8 \times 10^{-3}$ を用い、実船の全抵抗係数を計算した。これを図-14に示す。

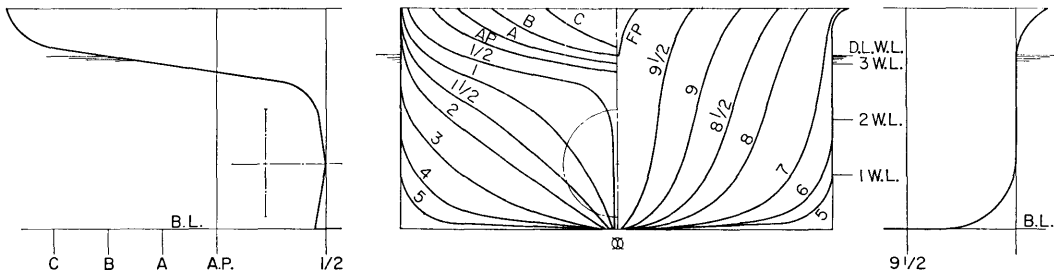


図-13 漁業指導船 (Ship C) の船体形状

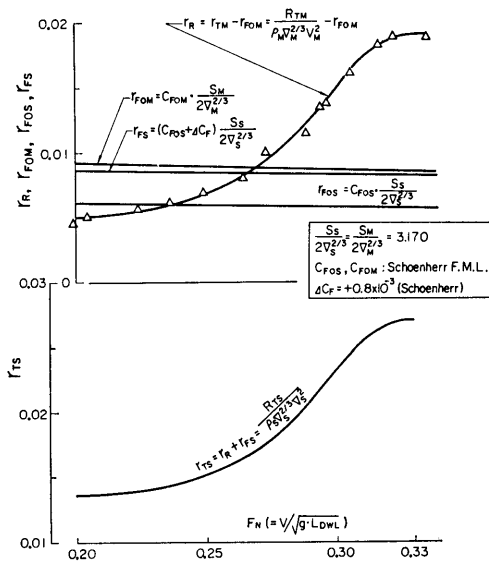


図-14 抵抗試験結果 (Model C)

2-2-3 プロペラ単独性能

実物プロペラは、運輸技術研究所による3翼可変ピッチプロペラの設計図表⁴⁾にもとづいて設計されている。従って実物プロペラ、模型プロペラに対する単独性能は、模型プロペラによって単独性能試験を実施して求めるまでもなく、設計図表によって推定することが出来る。ただし、ボス比の修正を施し、得られた推定結果を図-15に示す。

2-2-4 自航試験

自航試験に際して、模型プロペラのピッチ角は、実船の速力試験の状態にならって設定ピッチ角 15°00′、全ピッチ角 25°18′とした。また、2-1-4 中に述べた S.F.C. は、本供試船の抵抗解析を2次元解析法で取扱っているので次式で計算した。

$$S.F.C. = \frac{1}{2} \rho M \cdot S_M \cdot V_M^2 \cdot (C_{FOM} - (C_{FOS} + \Delta C_F))$$

$$\Delta C_F = 0.8 \times 10^{-3}$$

自航試験の諸計測を無次元化して図-16に、図-15のプロペラ単独性能曲線を使用して解析した自航要素を図-17に示した。

2-2-5 実船馬力の計算

自航試験に使用された模型プロペラは、実物プロペラの模型であること、模型船が大きく(6m)、しかも実船とのスケール比が小さい(約 1/6.5)こと、さらに2-1-6の検討結果を考慮すると、図-17に示す自航

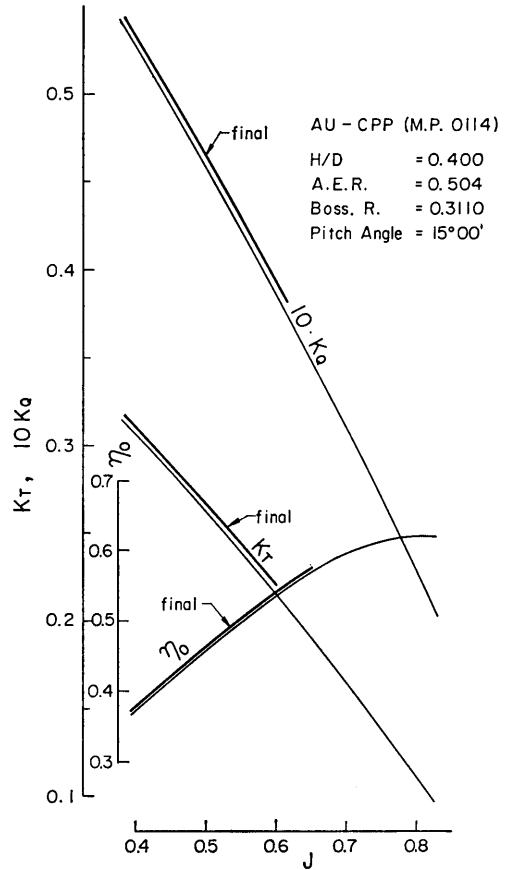


図-15 実物プロペラの単独性能 (Ship C)

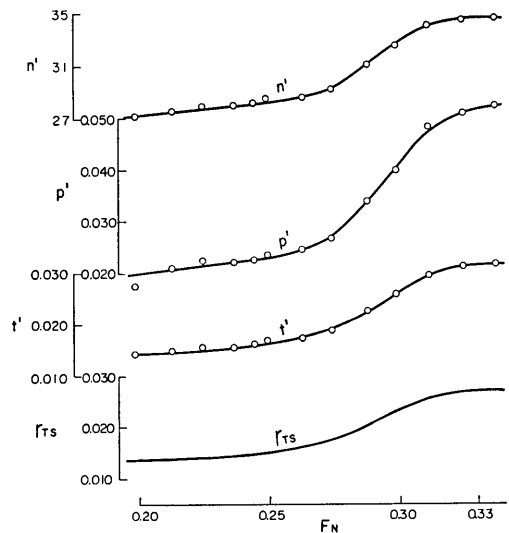


図-16 自航試験結果 (Model C)

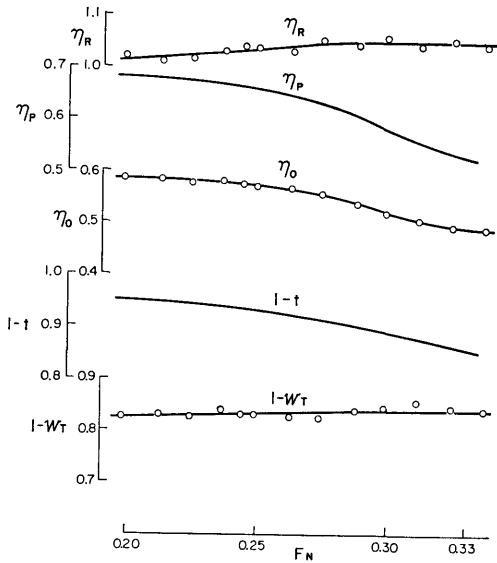


図-17 自航要素等 (Model C)

要素はそのまま実船馬力の推定に使用してよいであろう。これらの自航要素による推進係数と、図-14 中の実船全抵抗係数から実船の伝達馬力を求め、さらに伝達効率 $\eta_D=0.98$ と仮定して軸馬力を求めたものが図-18 である。図-18 中には \circ 印で実船の速力試験の結果が示されているが、模型船からの推定値はこれに非常によく一致している。なお、実船での速力試験はプロペラ回転数を一定にしてプロペラピッチ角を変化させた場合と、ピッチ角を一定にしてプロペラ

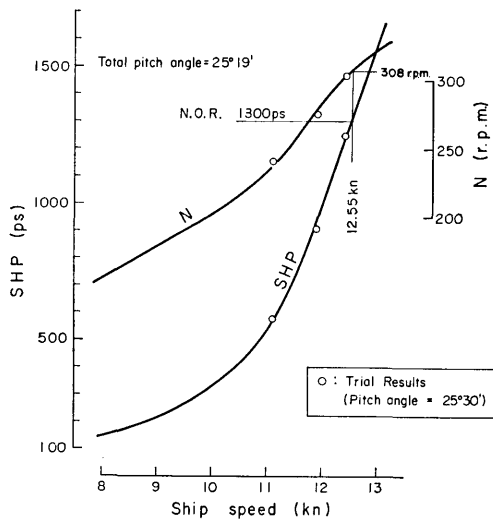


図-18 実船の馬力曲線 (Ship C)

回転数を変化させた場合について実施された。しかし、両方式について模型試験を実施することは、時間的に困難であったので、模型試験は、ピッチ角を一定にして回転数を変化させた場合について実施した。

2-3 まとめ

2 隻の漁船について推進性能に関する模型試験を実施した結果、次のようなことがわかった。

a) 模型船の抵抗試験結果から実船の有効馬力を推定する場合、2次元解析法と3次元解析法の2通りの方法があるが、この2つの方法の間の関係を考慮しておけば、どちらの方法で実船の有効馬力を推定してもさしつかえない。

b) 粗度修正量 ΔC_F は、船体表面粗度、船の長さ、載貨状態、船型、使用する乱流摩擦抵抗算式、抵抗成分の解析法などによって異った値をとると考えられるが、詳細な議論を除けば、長さ 50m と 40m の Ship A, Ship B については、船型は異っているものの、両船に対し、 $\Delta C_F=0.8 \times 10^{-3}$ (Schoenherr 線をベースとして) としてよいようだ。

c) 実船とのスケール比が約 1/7 で、しかも長さが 6~7m の大型模型船を使用して水槽試験を実施すれば、自航要素は殆んどそのまま実船に適用でき、しかも実船馬力の推定精度は極めて高い。

d) 大型模型船の使用は、定量試験に威力を発揮するので、漁船に対しても大型模型船による試験データを蓄積すれば実船馬力の推定計算に役立つ。

3. プロペラ起振力に関する試験

プロペラ起振力に関しては、表-2 に示すように、3 隻の模型船 (Model A, B, C) について伴流計測を行い、そのうちの 2 隻の模型船 (Model B, C) について、平水中の船尾変動圧力計測とプロペラ 1 翼当りの負荷変動計測を実施し、1 隻の模型船 (Model B) について波浪中のプロペラ起振力を計測した。2 隻の実船 (Ship A, B) についても船尾変動圧力の計測が実施された。

さらに、模型船 3 隻についてベアリング・フォースの理論計算を実施した。なお、Model B については、直径の等しい 3 翼と 4 翼の可変ピッチプロペラを設計し、その模型プロペラを製作して諸種のプロペラ起振力に関する試験を実施した。

以下に船の種類ごとに実施内容を説明する。

3-1 まぐろはえ縄漁船

3-1-1 伴流計測

5孔ピトー管を使って、Model Aのプロペラ面の伴流分布の計測を行ったが、模型船速度は実船の13.24 knに対応する $V_M=2.562 \text{ m/s}$ ($F_N=0.303$) である。計測結果を図-19, 20, 21に示す。これらの伴流分布はベアリング・フォースの計算に使用されるが、若干の特徴を述べると次のとおりである。

a) 図-19において、 $r/R=0.7$ に注目すると、 $\theta=0^\circ$ 付近で $V_x/V_M \approx 0.15$ という低い値となっており、また $\theta=0^\circ$ から $\theta=60^\circ$ というせまい範囲で流速の変化が極めて激しい。

b) 接線成分 V_T/V_M を示す図-20によると、例えば $r/R=0.7$ 上で $V_T/V_M=0.275$ にも達しており、この値はかなり大きい。

c) フローパターンを示す図-21によると、等流速線がかなりシャープなV字型であり、しかも、大きな上向き流れの成分が全円をおおっている。

3-1-2 船尾変動圧力計測

船尾変動圧力計測は実船においてのみ実施され、速度試験、振動試験と並行して行われた。計測方法、解析などについて以下に説明を加える。

変動圧力計測用圧力計（以下圧力計と呼ぶ）は半導体拡散ゲージ型（容量 0.3 kg/cm^2 ）と箔歪ゲージ型（容量 2.0 kg/cm^2 ）を併用したが、前者の方が出力感

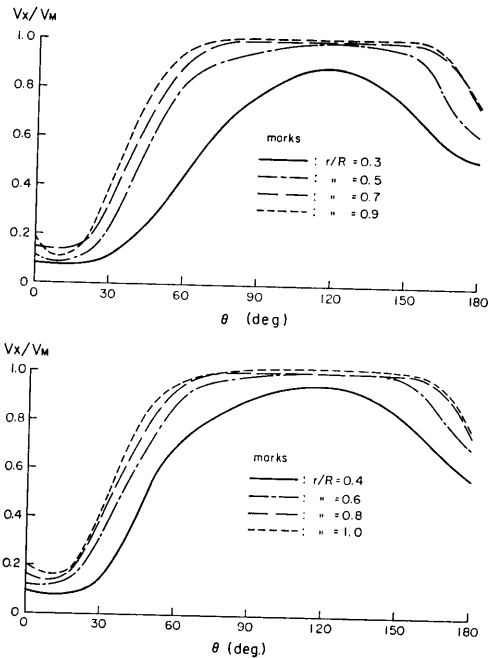


図-19 流速分布, V_x/V_M (Model A)

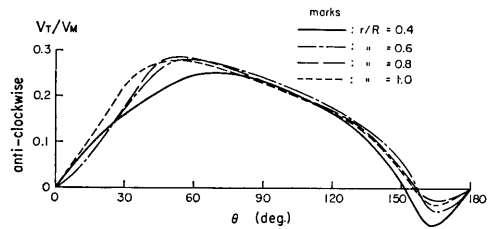
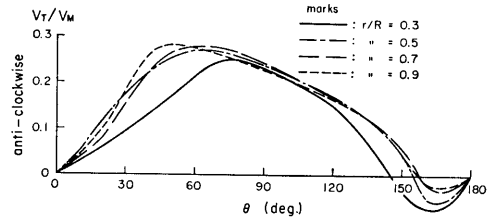


図-20 流速分布, V_T/V_M (Model A)

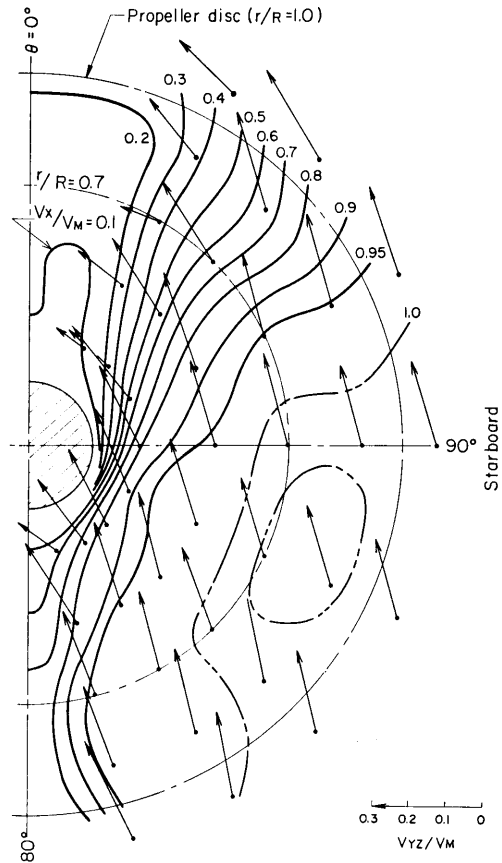


図-21 フローパターン (Model A)

度が大きく精度のよい計測が出来たので、これを解析用のデータとして採用した。図-22 に圧力計の取付方法を、図-23 にその取付位置をそれぞれ示す。変動圧力の計測は 表-3 の状態で実施された。

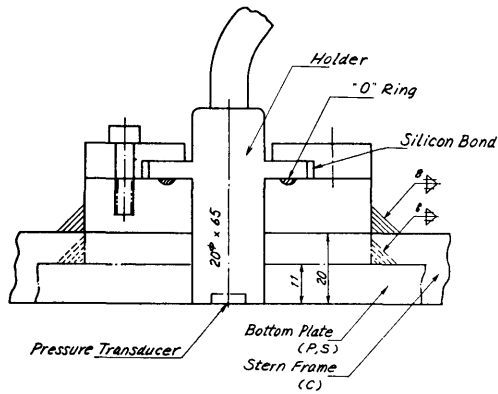


図-22 水圧計の取付方法 (Ship A)

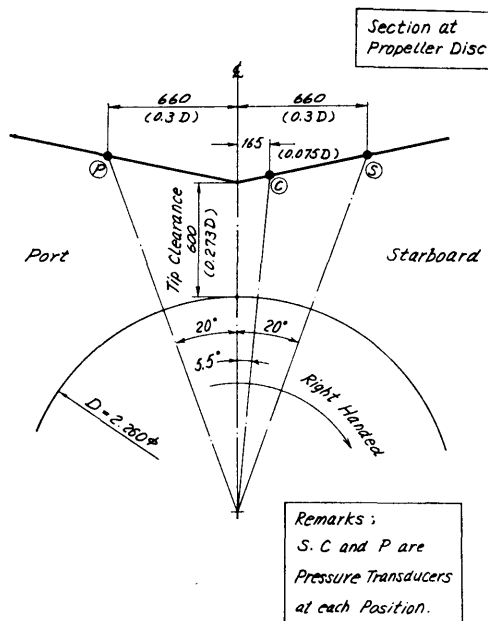


図-23 圧力計の取付位置 (Ship A)

変動圧力計測結果を調和解析し、その調和成分を各回転数ごとに示したものが図-24であるが、B.F. および $2 \times B.F.$ に大きい成分が現われている。ただし、B.F. は blade frequency を意味し、翼数 \times 回転数である。 $N=292.6 \text{ rpm}$ の場合には、B.F., $2 \times B.F.$, $3 \times B.F.$ の付近にも大きい成分が分布しているが、これは外板振動による影響であった。図-25 は、各計測点での調和成分の分布を示したものであるが、B.F. と $2 \times B.F.$ においては、◎が一番大きく、⑤は④よりも大きくなっている。図-26 は旋回時の変動圧力分布の様子を

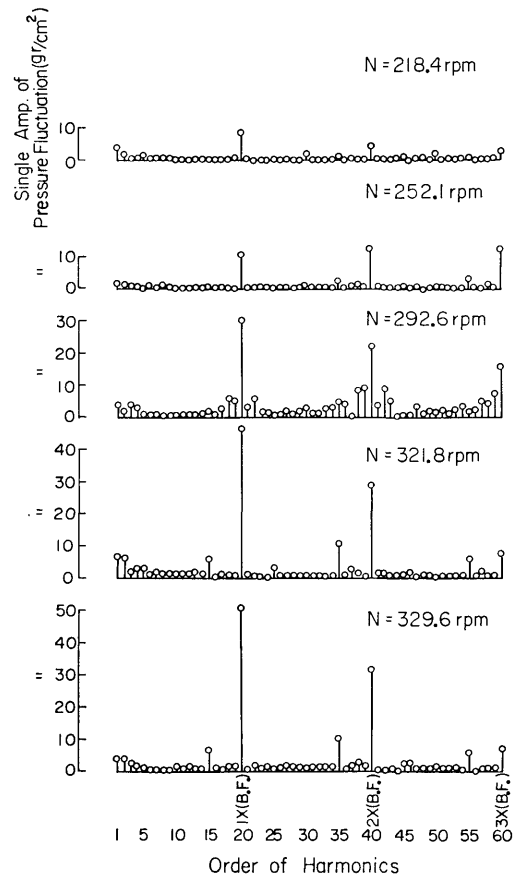


図-24 ◎点における変動圧力の調和成分 (Ship A)

表-3 実船試験状態 (Ship A)

機関出力	1/4	1/2	3/4	4/4	過負荷	4/4	4/4	通増, 通減試験
回転数 (rpm)	220	254	291	320	330	320	320	
コース	直進					35° 右旋回	35° 左旋回	直進

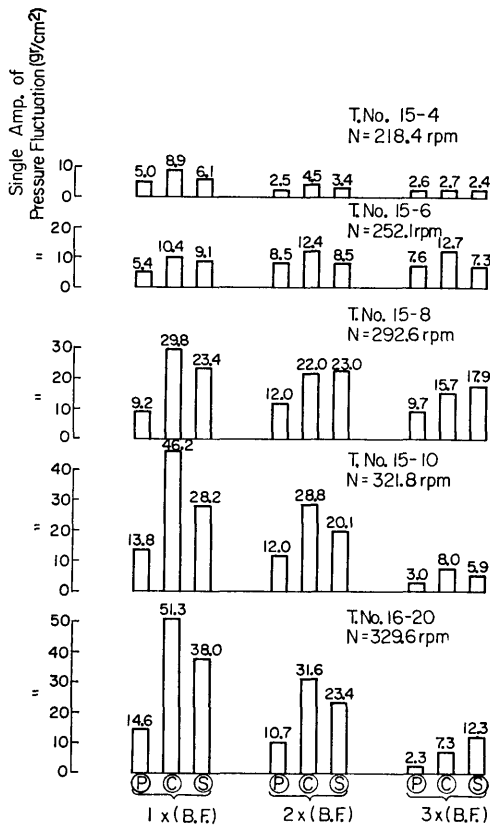


図-25 変動圧力の調和成分の比較 (Ship A)

示している。35°左旋回時は直進時の場合と似た分布を示しているが、35°右旋回時は成分の値も分布も直進時のそれらといくぶん異なる。回転数とB.F.の次数成分との関係を図-27に示すが、1次、2次成分は回転数の増加と共に増加の傾向にある。ただし、3次成分は290rpm付近にpeakが存在するような傾向が得られたが、これは複雑な高次船体振動、外板振動などを考えた場合の測定精度の問題等が原因ではあるまいか。

船幅方向の変動圧力分布を図-28に示すが、縦軸は変動圧力のpeak to peakの値であり、また図中に $N=320$ rpm時に対する平板実験⁵⁾からの推定値が点線で示されている。実船計測値は平板実験からの推定値の約4倍となっている。図-29は、回転数と変動圧力振幅係数(K_p)との関係を示しており、低い回転数においては、実船計測値と平板実験からの推定値が比較的接近しているが、回転数の増加とともに実物プロペラのキャビテーションの発生規模が大きくなるので両

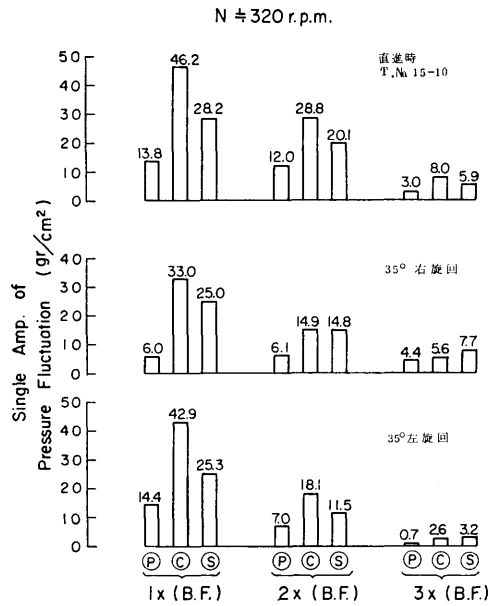


図-26 旋回影響 (Ship A)

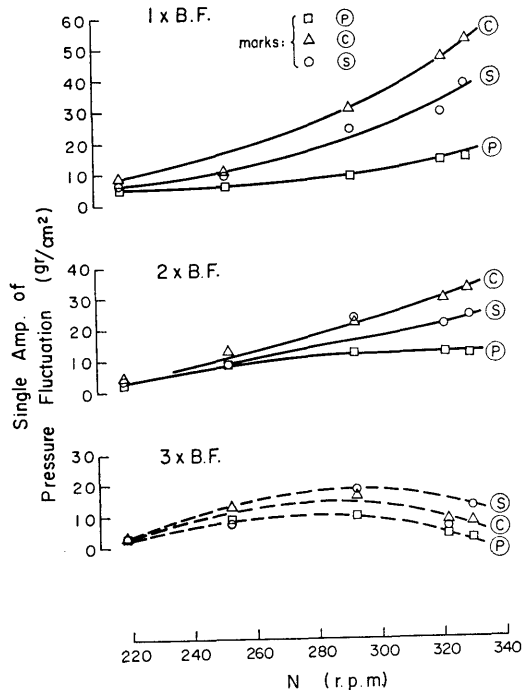


図-27 回転数と次数ごとの変動圧力成分との関係 (Ship A)

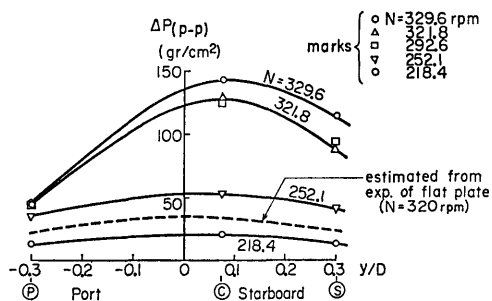


図-28 船幅方向の変動圧力分布 (Ship A)

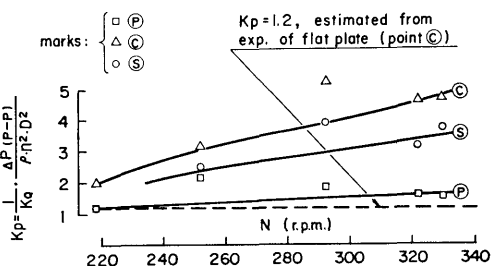


図-29 回転数と変動圧力振幅係数 (K_p) との関係 (Ship A)

者の差が大きくなっている。

位相関係を 図-30 に示す (注: 位相およびサーフェス・フォースの定義については、文献 12) を参照のこと)。同図中の平板の場合の点線は、プロペラ翼の母線の延長線が圧力計と一致した時にその圧力計の位置で負圧の peak が発生することを表わしている。一方、実船の場合は、平板の場合と異なり、計測位置の差による位相の差が現われていない。このように両者の位相関係が異なる主原因は、実物プロペラに発生する非定常キャビテーションにある⁶⁾。

プロペラ上方の船尾外板に作用する変動力 (サーフ

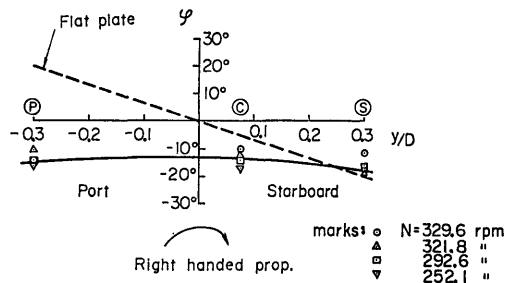


図-30 位相関係 (Ship A)

ェス・フォースと呼ばれる) は、船尾変動圧力をその影響範囲にわたって積分することによって求められるが、積分に際しては、位相に関するこの事実を十分に考慮しなければならない。

3-1-3 サーフェス・フォースの推定

プロペラ上方の外板面に取付けた圧力計の位置(図-

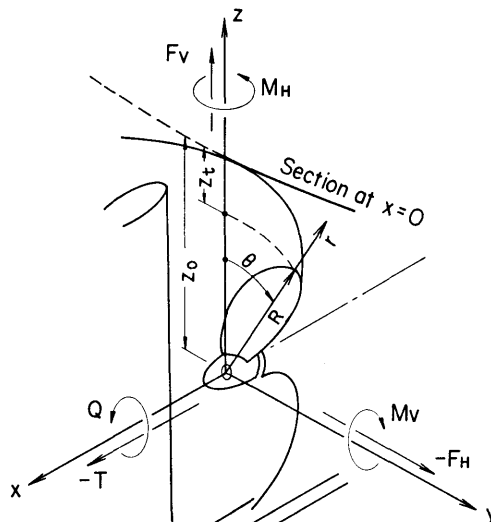


図-31 座標系

31, 23 参照) は、 $x/D=0, z/D=0.773$ の線上で ㊶点, ㊷点, ㊸点 はそれぞれ $y/D=-0.3, y/D=0.075, y/D=0.3$ なる位置である。この 3 点の計測値をもとに y/D 方向の変動圧力分布を $y/D=0.5, -0.5$ まで延長し、さらに平板実験の結果を参考に $-0.5 \leq x/D \leq 0.5$ における変動圧力分布を推定する。 $x/D, y/D$ の両方向における変動圧力分布がわかれば位相を考慮して積分すればサーフェス・フォースを求めることができる。図-30 中の実線で示される位相関係を x 方向にも適用して、プロペラ回転数が 322 rpm の時の実船のサーフェス・フォースの片振幅 S.F. (single) を求めると次のとおりとなった。

$$S.F. (\text{single}) \approx 1.2 \text{ ton}$$

$$S.F. (\text{single}) / (D \cdot D) = 0.23 \text{ ton/m}^2$$

3-1-4 ベアリング・フォースの理論計算

プロペラ面での伴流分布、プロペラのオフセット、

表-4 サーフェス・フォースの比較

	漁 船			1軸大型コンテナ船*2		
	Ship A	Ship B	Ship C	(1)	(2)	(3)
L_{pp} (m)	49.50	49.70	39.20	200.0	168.0	195.0
D (m)	2.26	2.65	1.94	7.4	5.7	7.1
z_i/D	0.273	0.248	0.284	0.22	0.24	0.282
Z	4	3	3	5	4	5
S.F. (single) (ton)	1.2	7.7	1.9*1	19	23	15*1
$\frac{S.F. (single)}{D \times D}$ (ton/m ²)	0.23	1.1	0.51*1	0.35	0.71	0.30*1

*1: 推定値

*2: 文献 12) より引用

船速およびプロペラの回転数が与えられれば、スラスト変動、トルク変動、ラテラルフォース変動、モーメント変動からなるいわゆるベアリング・フォースを計算することができる。伴流分布は3-1-1中の図-19, 20に示したものがそれであり、船速およびプロペラ回転数は、実船の13.24 kn, 304 rpmに対応する2.562 m/s, 13.47 rpsを選んだ。計算は非定常揚力面理論にもとづくプログラム⁷⁾によって実施され、その結果を図-

32, 33, 表-5に示す。図中の記号、表現などは図-31に示す定義に従っている。図-32は1翼について1回転中のスラスト変動、トルク変動の様子を示し、図-33は4翼についてのベアリング・フォースの6成分である。これらの計算は模型船についてのものであるが、スケール比が小さいので、そのまま実船にあてはめて考えることにする。計算の入力である伴流分布としては、Axial wake+Tangential wakeを組合せたいわゆ

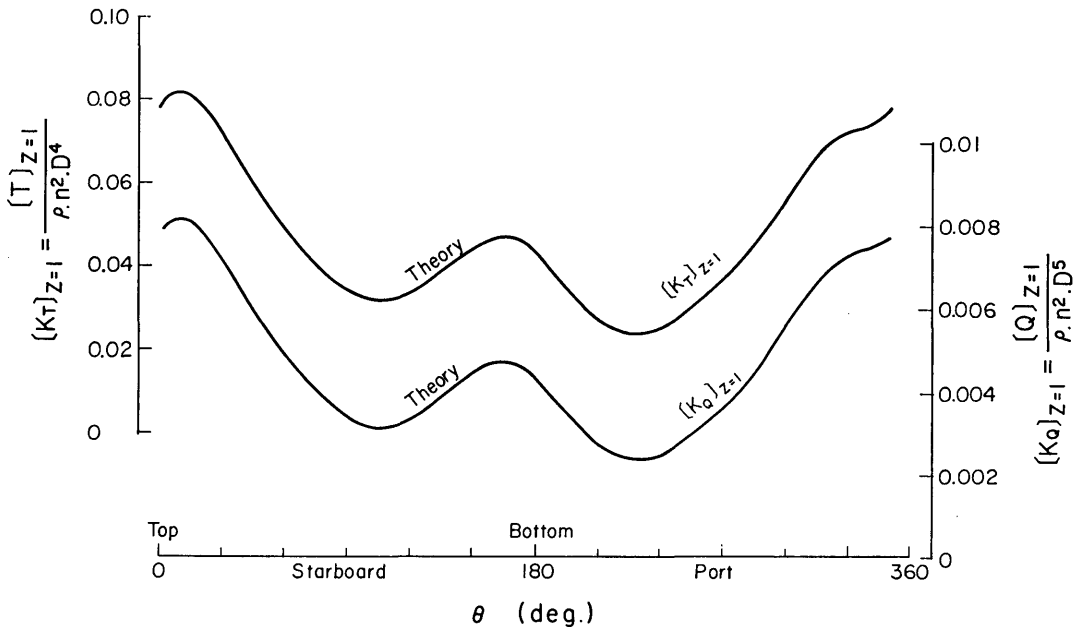


図-32 1翼当りのスラスト変動・トルク変動 (Model A)

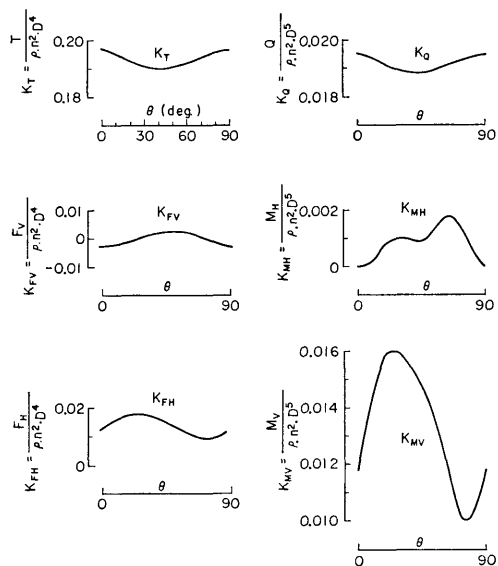


図-33 ベアリング・フォース (Model A)

る Combined wake を使用した。

3-2 遠洋底曳網漁船

3-2-1 模型船, 模型プロペラおよび試験状態

船体形状を図-34 に示す。模型船は表-1 に示すように長さ7mの木製であり, 模型プロペラは実物プロペラの模型である3翼可変ピッチプロペラと, 翼数を変化させた時のプロペラ起振力の変化を調べるための4翼可変ピッチプロペラを使用した。

模型船の試験状態は, 実船において振動試験(後述)が実施された状態に対応している。

3-2-2 伴流計測

伴流計測時の模型船の速度および試験状態は, 実船の12.60kn に対応する $V_M=2.433\text{m/s}$ ($F_N=0.294$) と, 表-1 に示す状態である。計測結果を図-35, 36, 37 に示す。これらの伴流分布の特徴は次のとおりである。

表-5 模型船のベアリング・フォース (理論計算値)

Z	まぐろ はえ縄漁船	遠洋底曳網漁船		漁業指導船	4軸大型コンテナ船		2軸大型 コンテナ船	1軸 貨物船
	Model A	Model B		Model C	右舷内軸	右舷外軸	右舷軸	
\bar{K}_T	0.1930	0.1348	0.1274	0.2090	0.2876	0.2990	0.1963	0.2442
$\Delta\bar{K}_T/\bar{K}_T$	0.034	0.262	0.252	0.136	0.064	0.031	0.075	0.031
\bar{K}_{FV}/\bar{K}_T	0.000	0.020	0.015	0.028	0.140	0.092	-0.008	0.008
$\Delta\bar{K}_{FV}/\bar{K}_T$	0.026	0.086	0.056	0.085	0.032	0.017	0.043	0.021
\bar{K}_{FH}/\bar{K}_T	0.073	0.064	0.079	0.066	0.126	0.175	0.160	0.087
$\Delta\bar{K}_{FH}/\bar{K}_T$	0.048	0.124	0.065	0.105	0.050	0.023	0.032	0.025
\bar{K}_Q	0.0192	0.0164	0.0153	0.0301	0.0700	0.0716	0.0382	0.0364
$\Delta\bar{K}_Q/\bar{K}_Q$	0.031	0.256	0.248	0.135	0.064	0.031	0.061	0.030
\bar{K}_{MV}/\bar{K}_Q	0.697	0.522	0.623	0.366	0.197	0.274	0.383	0.385
$\Delta\bar{K}_{MV}/\bar{K}_Q$	0.306	1.140	0.569	0.610	0.095	0.046	0.088	0.157
\bar{K}_{MH}/\bar{K}_Q	0.045	0.203	0.206	0.157	0.202	0.152	-0.024	0.056
$\Delta\bar{K}_{MH}/\bar{K}_Q$	0.094	0.744	0.431	0.455	0.057	0.033	0.137	0.109

N.B., $\bar{K}_T, \bar{K}_{FV}, \bar{K}_{FH} = \frac{1}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4} \cdot (T, F_V, F_H)$, $\bar{\quad}$: mean

$K_Q, K_{MV}, K_{MH} = \frac{1}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5} \cdot (Q, M_V, M_H)$, Δ : peak to peak

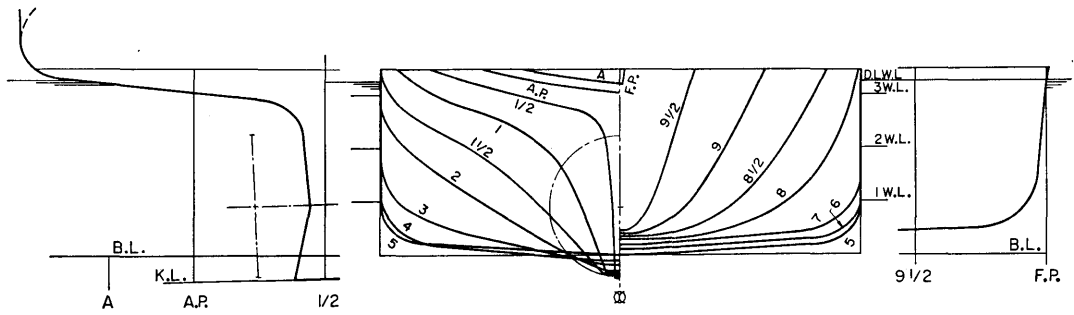


図-34 遠洋底曳網漁船 (Ship B) の船体形状

a) 平均流速値すなわち $\left[\frac{V_x}{V_M} \right]_{\text{mean}} = 0.868$ であり、この値は1軸船としてはかなり高く、2軸大型貨物船の場合と同程度である。

b) $r/R=0.7$ に注目すると、 $\theta=0^\circ$ 付近で $V_x/V_M \approx 0.15$ という低い値を示し、 $\theta=0^\circ$ から $\theta \approx 35^\circ$ の範囲で V_x/V_M が 0.15 から 0.9 まで急激に変化している。さらにボス近くの $r/R=0.4, 0.5$ では $\theta=70^\circ$

$\sim 160^\circ$ の間で $V_x/V_M > 1.0$ となっている領域がみられる。これらの特徴は Model A にくらべてかなり顕著であり、大型船にはあまりみられない伴流分布である。このような伴流分布形状では、大きなベアリング・フォースの発生が予想される。

c) 接線成分 $V_T/V_M=0.25$ にも達していること、フローパターンを示す図-37により、等流速線がシャ

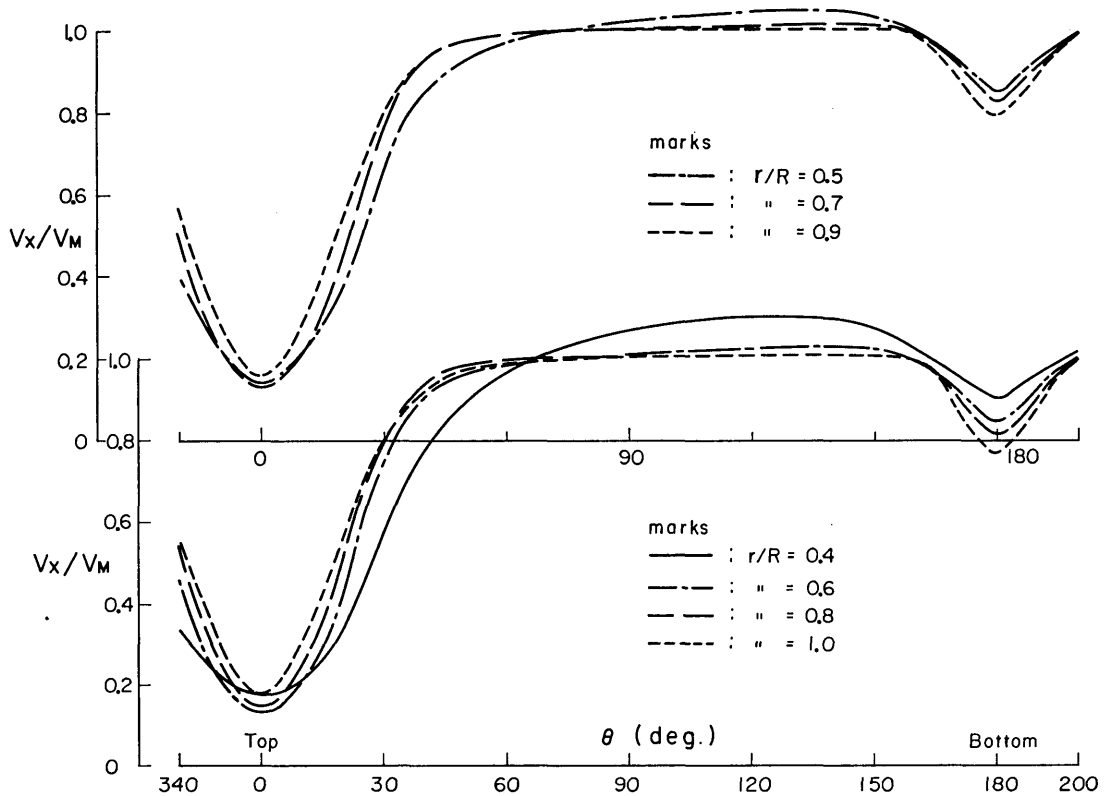


図-35 流速分布, V_x/V_M (Model B)

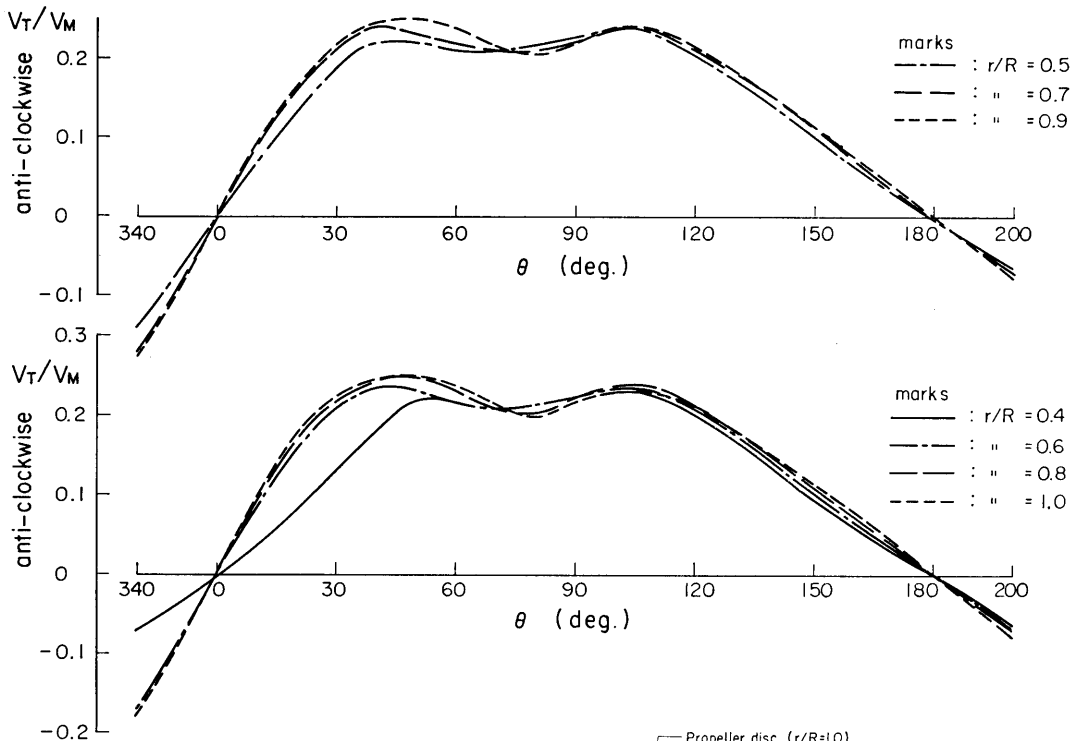


図-36 流速分布, V_T/V_M (Model B)

ーブなV字型になっていること, 上向き流れの成分が全円をおおっていることなどは Model A とほぼ同様であり, 漁船船型特有の伴流分布といえよう。

3-2-3 船尾変動圧力計測

船尾の変動圧力の計測は, 実船では航行状態での振動試験時を利用してプロペラ上方外板面の7個所で変動圧力が計測され, 一方, 模型船では実船の水圧計取付位置と同じ位置を含め 10ヶ所の変動圧力を平水中にて計測した。実船および模型船における水圧計の配置を図-38に示す。模型船において使用された水圧計は半導体拡散ゲージ型の超薄型水圧計であり, 模型船の船体表面の所定位置に貼付して使用された(写真-1)。

試験速度は, 伴流計測時の速度と幾分異なり, 実船では 13.00 kn, 模型船では実船対応の $V_M=2.506$ m/s ($F_N=0.303$) であり, 試験状態は実船, 模型船についてそれぞれ表-1に示す状態である。なお, 本模型船は事前に低速抵抗試験を行っていないので, 自航試験時の S.F.C. は 2-2-4中に示した計算式から求め, これを模型船に作用させた。模型船に3翼プロペラ

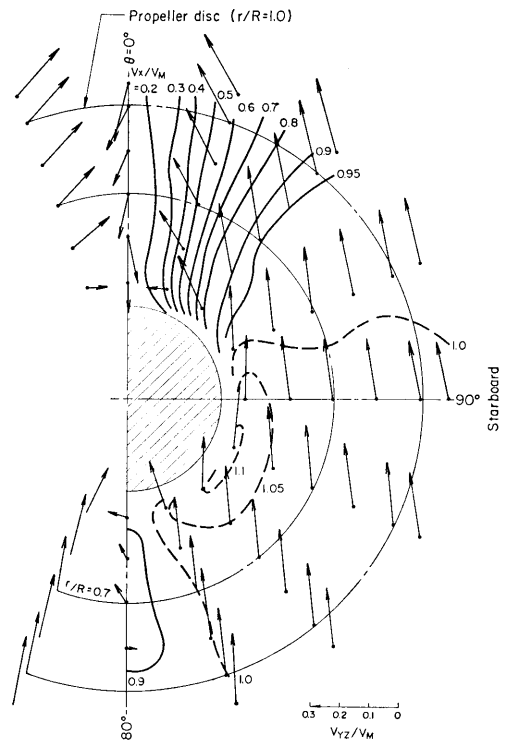


図-37 フローパターン (Model B)

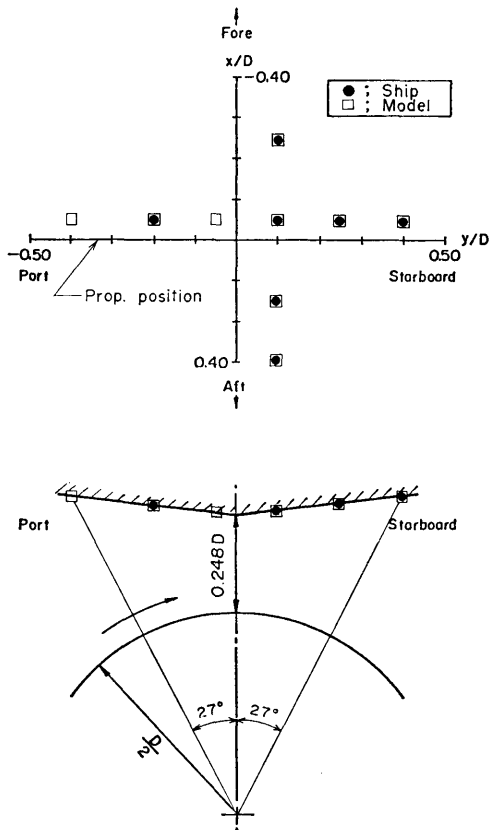


図-38 水圧計の配置図 (Ship B & Model B)

(全ピッチ角 $19^{\circ}00'$ に設定)を取り付けて行った自航試験結果は、プロペラ回転数 $=12.43$ rps, スラスト $=39.3$ kg, トルク $=2.05$ kg-m であった。

実船, 模型船とも3翼可変ピッチプロペラ (CPP) が本来の設計プロペラであるが, 翼数がプロペラ起振力に及ぼす影響を調べるために, 直径, 回転数, 推力が3翼プロペラの場合に等しい4翼プロペラを設計し, 模型船において平水中の船尾変動圧力を計測した。この4翼プロペラ (全ピッチ角 $19^{\circ}00'$ に設定) による自航試験結果は, プロペラ回転数 $=11.50$ rps, スラスト $=40.1$ kg, トルク $=2.20$ kg-m であった。

実船で計測された船尾変動圧力計測の結果を 図-39, 40 に示す。本図は CPP の全ピッチ角が $19^{\circ}00'$ に固定され, 回転数を変化させたときの試験結果で, 出力 4/4 で $N=285$ rpm である。平板実験⁹⁾ からの推定値と後述の模型船の計測値からの推定値とを图中

(228)

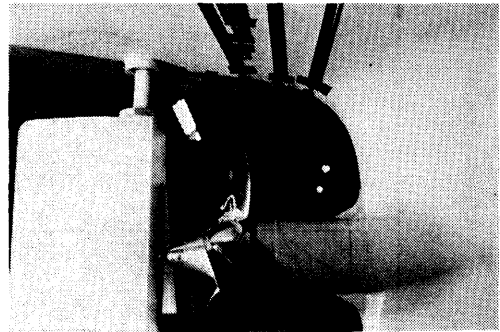
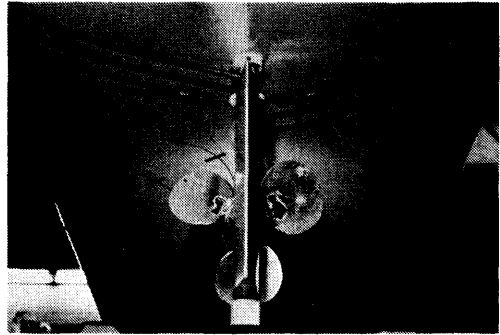


写真-1 プロペラ上方に取付けられた変動圧力計測用水圧計

に1点鎖線と破線でそれぞれ示した。本図にみられる特徴を列記すると次のとおりである。

- 実船計測値の最大値は 470 gr/cm²にも達しており, Ship A における約 140 gr/cm² (図-28 参照) にくらべて著しく大きい。
- 実船計測値は, 平板あるいは模型船からの推定値の約 6.4 倍となっており, Ship A の場合の約 4 倍よりもさらに大きく, 船尾不均一流中での非定常キャピテーションの発生度がかなり強かったことを示唆している⁹⁾。
- 平板からの推定値と模型船からの推定値は, 振幅については殆んど同じ値を与え, 位相関係曲線では傾向は同じでただ平行移動をしたような関係である。この両位相関係曲線は, 本質的には異なるところがなく, 振幅, 位相を考慮して積分し, サーフェス・フォースを求める場合, この両曲線は同じ扱い方となり, 振幅が同じであれば, サーフェス・フォースは同じとなる。
- 前述の両位相関係曲線に対して実船計測から得られた位相関係は, 船幅方向 y/D についても, 船の長さ方向 x/D についても位置による位相差がみられ

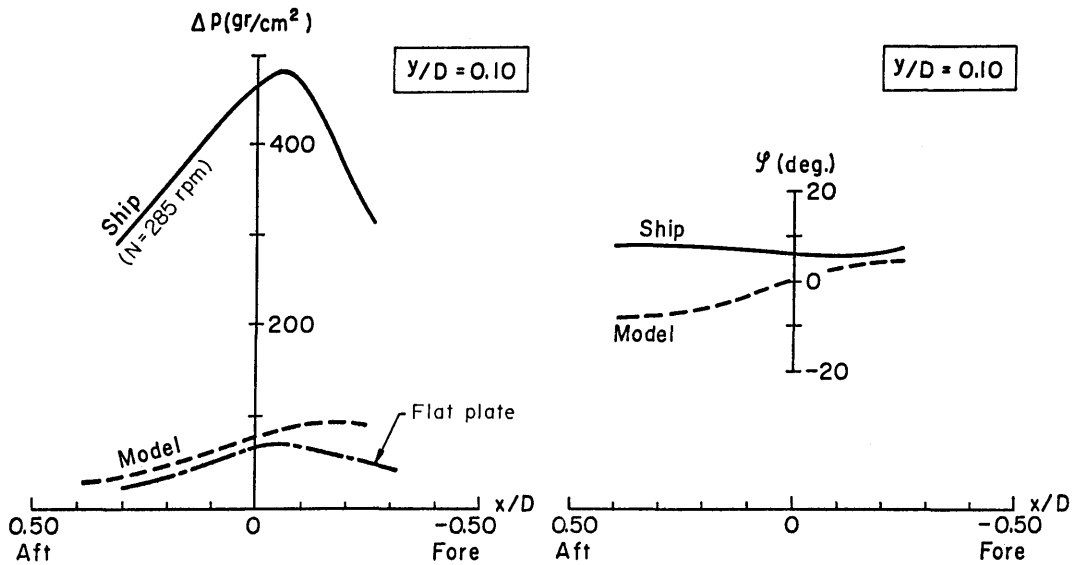


図-39 船尾変動圧力計測結果 (Ship B & Model B)

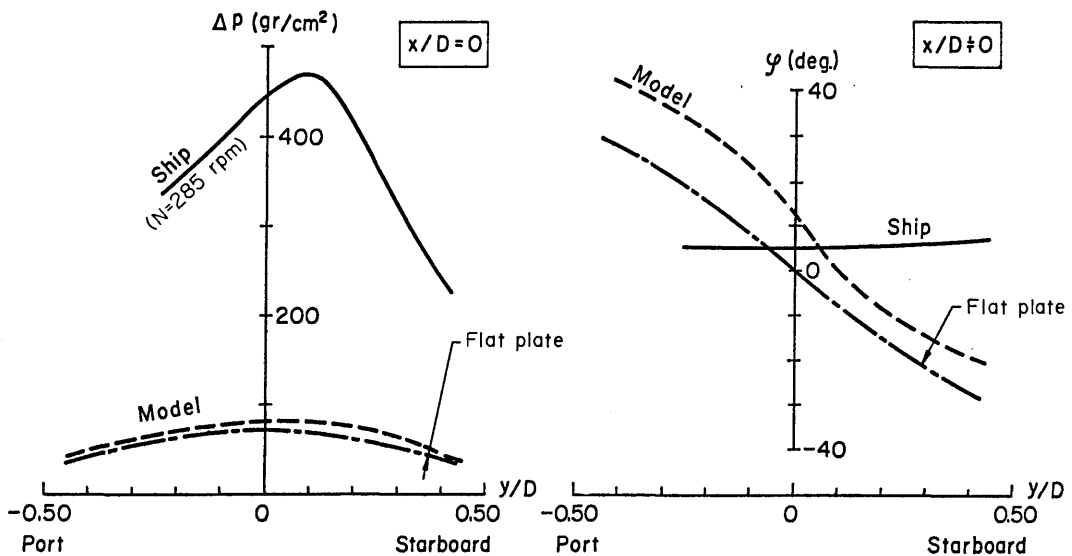


図-40 船尾変動圧力計測結果 (Ship B & Model B)

ない。この主原因は、せまい回転角範囲内で流速が大幅に変化することによって発生する強い非定常キャビテーションによるものである。このような位相関係は変動圧力を積分するとき、相殺効果が乏しくなり、大きなサーフェス・フォースとなる。

模型船にて、3翼プロペラと4翼プロペラを使って

船尾変動圧力を計測した結果を図-41に示す。本図は、3翼から4翼に変更すれば模型船の船尾変動圧力が30%~40%減少したことを示している。

3-2-4 サーフェス・フォースの推定

図-39, 40に示されている実船の変動圧力計測値の分布形を平板実験の結果を参考に $-0.5 \leq (x/D, y/D)$

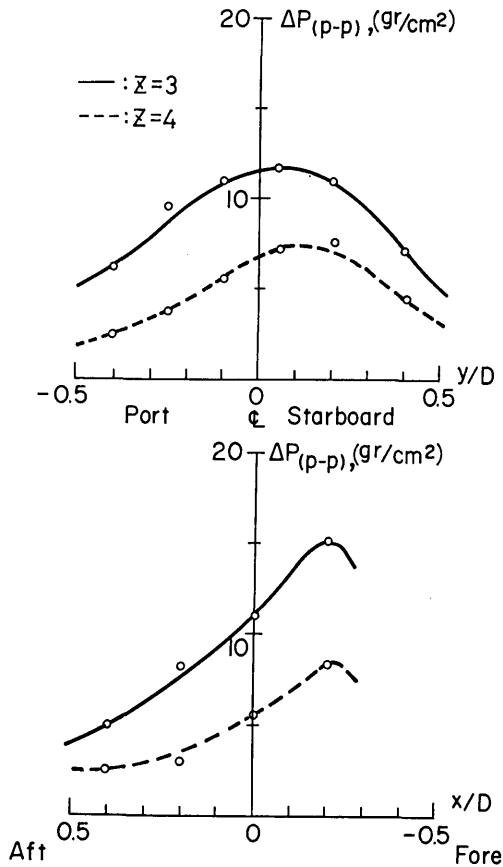


図-41 翼数変化の船尾変動圧力に及ぼす影響 (Model B)

≤0.5 まで延長し、図中の実船の位相関係を使って実船のサーフェス・フォースを求めた。N=285 rpm 時の実船のサーフェス・フォースの片振幅 S.F.(single) は次のとおりである。

$$S.F.(\text{single}) \approx 7.7 \text{ ton}$$

$$S.F.(\text{single})/(D \cdot D) = 1.1 \text{ ton/m}^2$$

本船のこの値は Ship A にくらべてかなり大きい。サーフェス・フォースの比較を表-4 に示す。

3-2-5 ベアリング・フォースに関する計測と計算

ベアリング・フォースに関する計測は従来から甚だ困難であるとされ、それだけに信頼のできるデータはあまり多くはない。今回の計測の目的は、プロペラ 1 翼が 1 回転中に受ける負荷変動に比例する翼根部歪みを計測し、この変動歪みからベアリング・フォースのうちのスラスト変動、トルク変動を求めることにあり、さらにこれらの値を理論計算値と比較することにあ

る。実験の方法は、プロペラ翼の翼根部に歪みゲージをはり、リード線は中空シャフトの中を通して模型船内に引込み、信号は FM 無線テレメータによってデータレコーダに収録する方法である (実験技術や解析方法の詳細については文献 8), 9) を参照のこと)。

設定ピッチ角を 8°45' (全ピッチ角は 19°00') に設定された 3 翼可変の模型プロペラにより回転数 12.43 rps, 船速 2.506 m/s の自航状態と、設定ピッチ角を 3°45' (全ピッチ角は 19°00') に設定された 4 翼可変の模型プロペラにより回転数 11.50 rps (回転数と推力が 3 翼の場合と同一となるようにピッチ角を設定したが、結果的には少し差が出た), 船速 2.506 m/s の自航状態において計測された 1 翼当りのスラスト変動、トルク変動を図-42, 43 にそれぞれ示す。これらの図には、模型プロペラのピッチ角, 回転数, 模型船速度とも実験時と同じ値を使って理論計算された結果も記入されている。変動歪みからの解析は、スラスト、トルクとも $r=0.7R$ の代表断面に集中して作用していると仮定して取扱っているにもかかわらず、peak to peak 値, 1 回転中の変動の傾向などは理論計算値とかなりよい一致を示している。ただし、平均値, 位相についてはいくらか差が現われている。実験, 理論とも 1 翼の母線が鉛直上方を向いたときを $\theta=0^\circ$ としている。

これらの変動歪みの計測は 3-2-3 の船尾変動圧力の計測と同時に実施されたものである。

理論計算から求められた 3 翼プロペラと 4 翼プロペラのベアリングフォースを文献^{10), 11)}より引用して図-44 と表-5 に示す。この計算結果によれば、本船の船尾形状による伴流分布では、プロペラを 3 翼から 4 翼にかえれば、スラスト変動、トルク変動を増加させることなく、フォース変動とモーメント変動をかなり減少させることができる。特に、本船の 3 翼プロペラによるモーメント変動は、表-5 に示されるごとく、非常に大きい。4 翼プロペラの採用によりモーメント変動を半減させることができる。

3-2-6 曳網中の操業時を想定した波浪中試験

遠洋底曳網漁船において、追波を受けながら曳網している時に船尾振動が増加すると言う報告を受けたので、この現象を解明するために、以下に示す波浪中試験を実施した。

曳網状態ではプロペラ荷重度が大きいので空気吸込み現象を伴い、これが船尾振動を増加させる 1 原因に

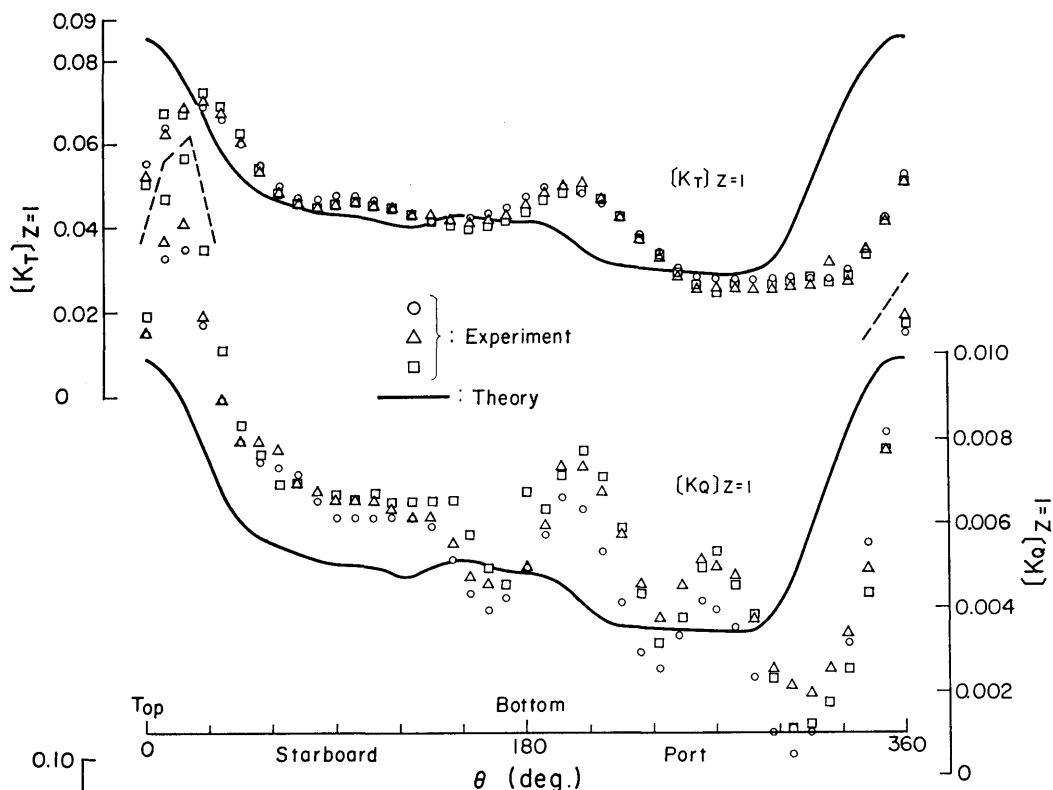


図-42 1翼当りのスラスト変動・トルク変動 (Model B, Z=3)

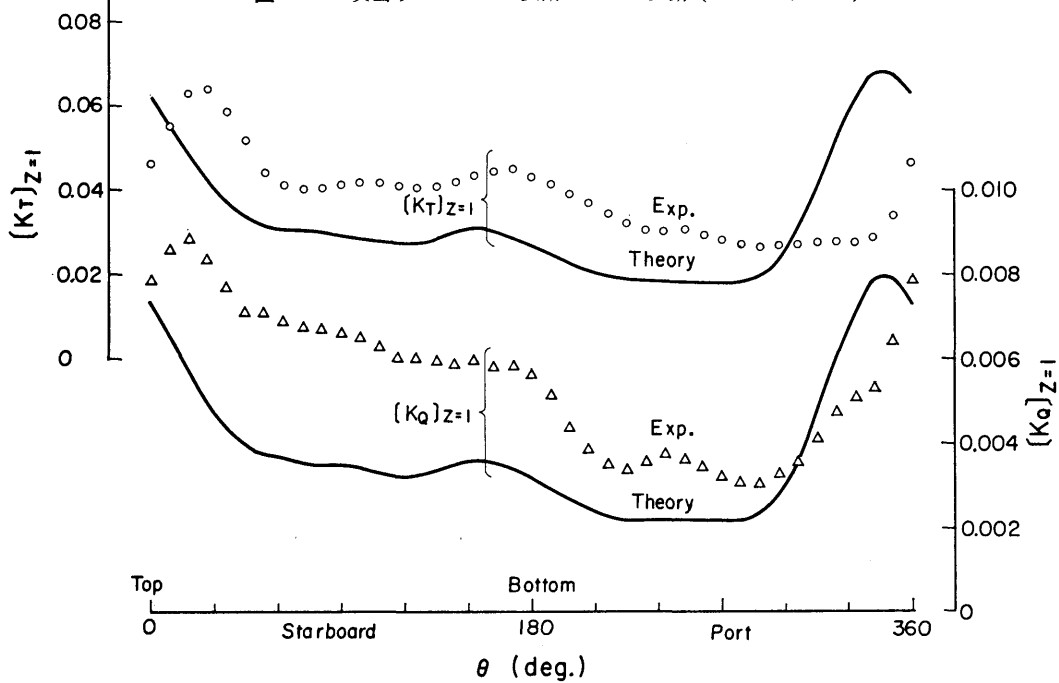


図-43 1翼当りのスラスト変動・トルク変動 (Model B, Z=4)

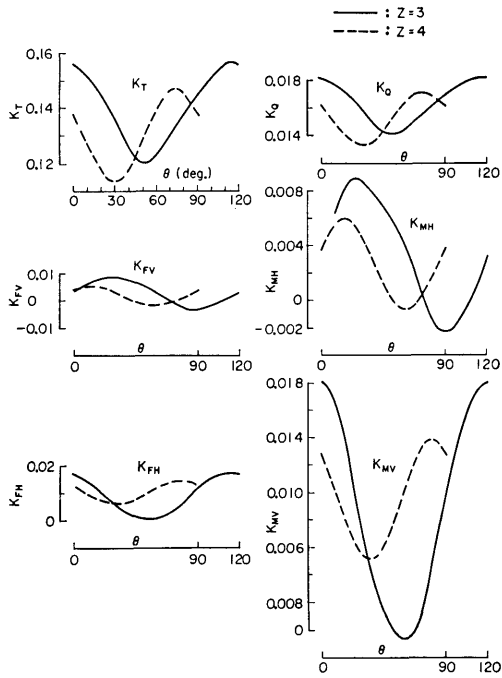


図-44 ベアリング・フォース (Model B, Z=3, Z=4)

なっているかもしれないとの予測のものに、プロペラ上方に透明アクリル板を取付け、プロペラ近傍を観測できるようにした。水槽両側壁に固定された2本の綱を底曳綱の曳綱と見たててこれを模型船の船尾に結

びつけたので、追波を当てても船体は比較的自由に縦揺運動を行うことができるが、前進速度はない。模型プロペラは3翼のものを使用し、そのプロペラ全ピッチ角は、実船の実態にならって $15^{\circ}18'$ に設定された。模型船の喫水は $d_A=0.4830$ mm, $d_F=0.5775$ mm, 追波の波長, 波高はそれぞれ約 5.5 m, 約 20 cm, プロペラ回転数は 12 rps の状態で、船尾変動圧力, 1翼当りのスラスト変動の計測を行うとともに、アクリル板と水中観測窓によりプロペラ近傍の観測を行った。プロペラ翼面の観測にはストロボ・ライトを使用した。これらの試験から得られた主な結果は次のとおりである。

a) 1翼当りのスラスト変動記録の1例を図-45, 46に示す。平水中の場合は、比較スラスト変動が少ないが、追波中である状態(船尾が浮上しはじめる時)からスラスト変動が増加する。

b) 船尾変動圧力は、平水中の状態と、追波中とでは、殆んど差異がなかったが、追波中の船尾浮上時に模型船においてもキャビテーションが発生した事実から類推すると、実船では大きなサーフェス・フォースが発生することは間違いない。

c) 時折ではあるが、図-47に示すような propeller-hull vortex cavitation が観測され、このとき模型船全体から発生したようなうなり音が聞かれた。

d) 空気吸込みを予測したが、極端に浅い喫水時を除けば空気吸込みは発生しなかった。

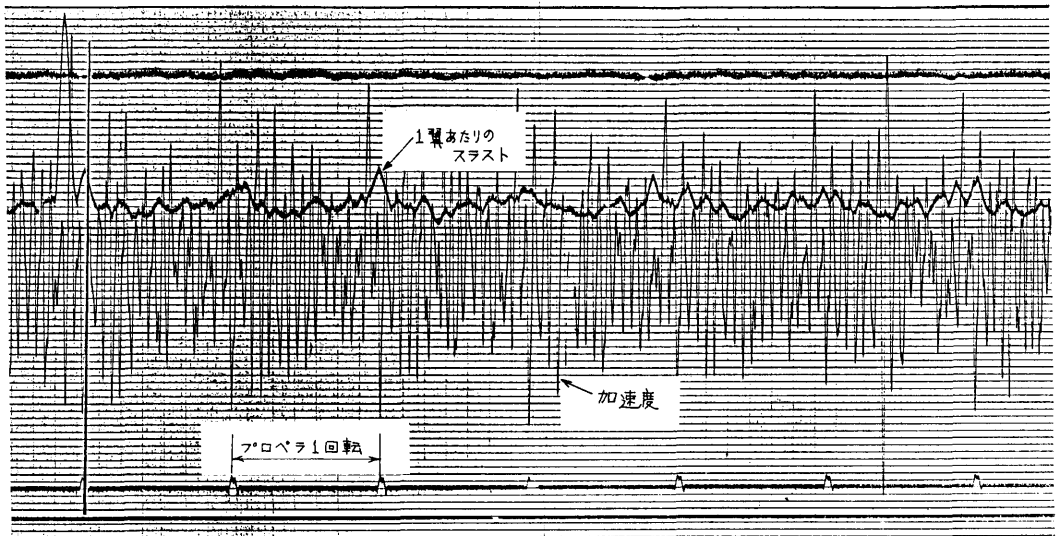


図-45 曳綱中の操業時を想定しての試験 (平水中, Model B)

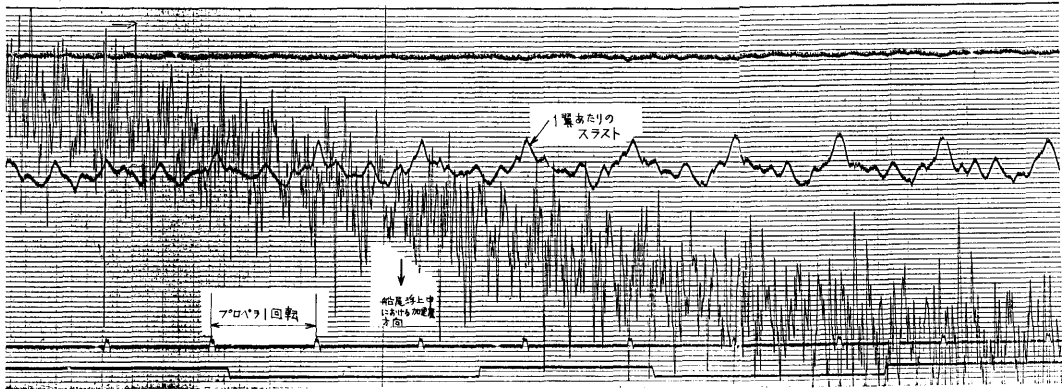
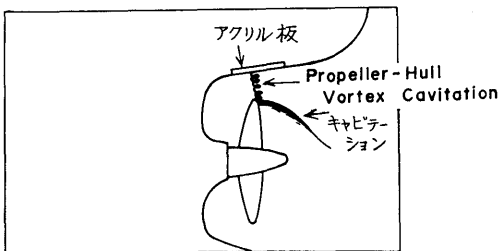
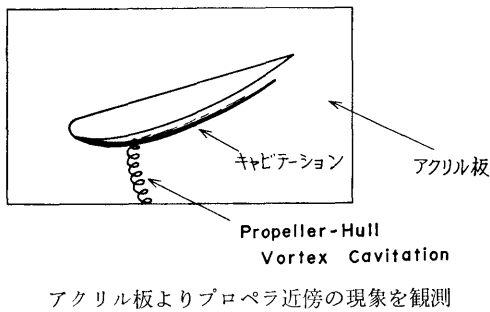


図-46 曳網中の操業時を想定しての試験 (追波中, Model B)



水中観測窓よりプロペラ近傍の現象を観測

図-47 Propeller-Hull Vortex Cavitation (Model B)

e) 船尾喫水を深くすれば, a), b), c) などに伴うプロペラ起振力の増加をかなり押えることができた。

3-3 漁業指導船

3-3-1 伴流計測

伴流計測の模型船速度は, 実船の 12.43 kn に対応する 2.502 m/s すなわち $Fn \approx 0.312$ であり, その計測結果を図-48, 49, 50 に示す。伴流分布の特徴は次のとおりである。

a) $\left[\frac{V_x}{V_M} \right]_{\text{mean}} = 0.863$ であり, Model B と殆んど同じく, かなり高い値である。

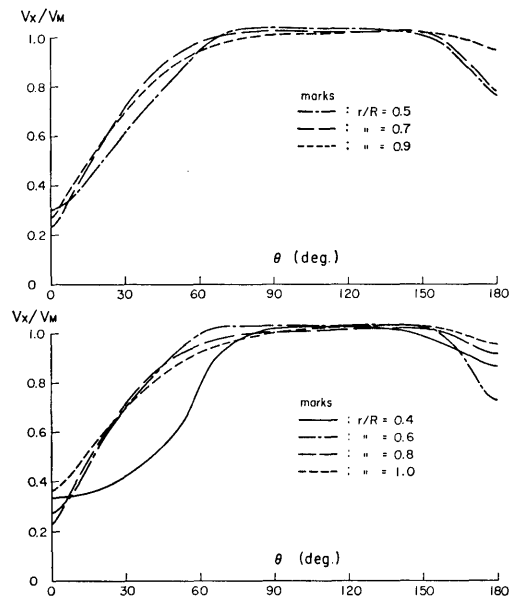


図-48 流速分布, V_x/V_M (Model C)

b) $r/R=0.7$ に注目すると, $\theta=0^\circ$ 付近で $V_x/V_M \approx 0.25$ であり, Model A, Model B にくらべてこの値はいくらか大きな値であり, $\theta=0^\circ$ から $\theta \approx 50^\circ$ の範囲における V_x/V_M 曲線の傾斜は Model A, Model B にくらべて一番ゆるやかである。

c) 接線成分 V_T/V_M は $r/R=0.4$ を除けば $V_T/V_M \approx 0.2$ であり, Model A, Model B より小さい。

3-3-2 船尾変動圧力計測

船尾変動圧力計測は, 模型船においてのみ実施された。

模型船での船尾変動圧力計測は, 表-1 に示される試

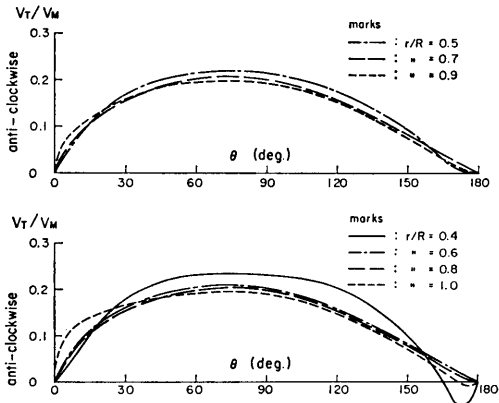


図-49 流速分布, V_T/V_M (Model C)

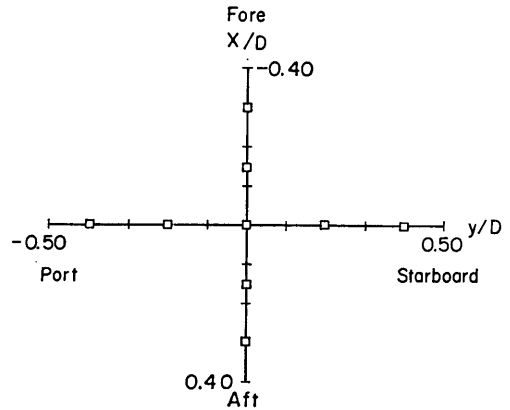


図-51 水圧計の配置図 (Model C)

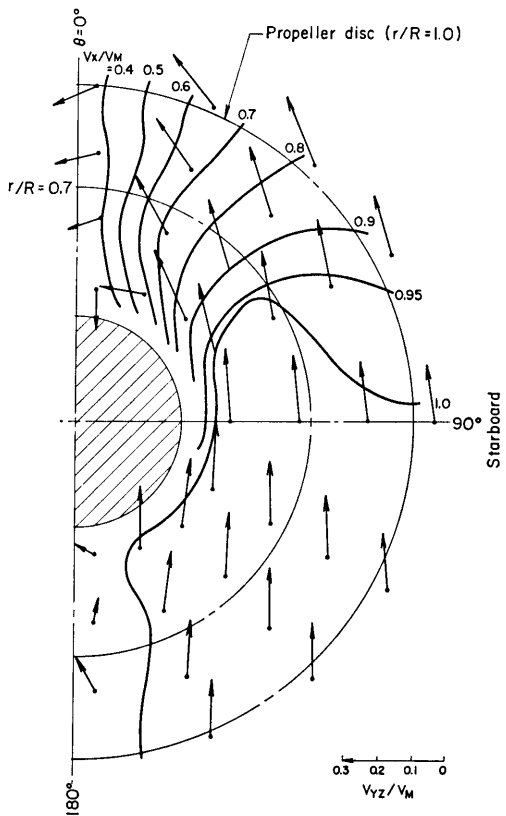


図-50 フローパターン (Model C)

験状態で、試験速度は伴流計測時と同じく $V_M=2.502$ m/s とし、プロペラ回転数は 2-2-4 に示す自航試験結果から $n=12.95$ rps とした。このときのスラスト、トルクはそれぞれ $T=32.40$ kg, $Q=1.564$ kg-m であった。

船尾における水圧計の取付け配置を図-51 に、変動圧力計測結果を図-52 に示す。図中には文献 5) にもとづく平板実験の結果を使って、模型船の変動圧力分布を推定した結果も示されているが、両者はよく一致している。位相関係については図示しなかったが、平板実験による位相関係とよく一致している。

3-3-3 サーフェス・フォースの推定

実船において唯 1 点でも変動圧力が計測されていれば、変動圧力の分布形状は平板実験結果を参考にして近似的に求めることができ、位相関係については位置による位相差がないとしてサーフェス・フォースを計算することが出来る。また、実船の変動圧力計測値が全くない場合でも文献 12) による次式を使って実船のサーフェス・フォースを計算することが出来る。

$$S.F. (single) = 0.358 \cdot K_{p(M)}^0 \cdot K_A \cdot K_G \cdot SHP / (N \cdot D) \text{ in ton}$$

ここで、 $K_{p(M)}^0$ は平板実験結果⁵⁾から求められるプ

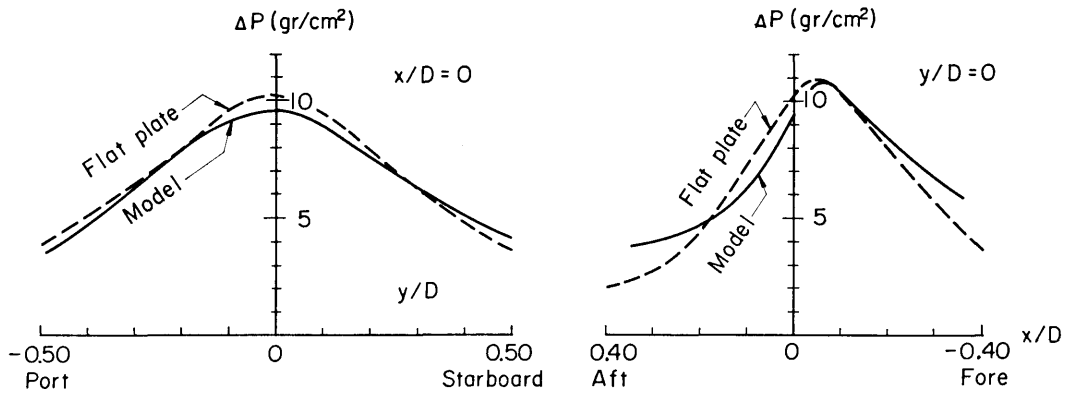


図-52 船尾変動圧力計測結果 (Model C)

ロペラ直上の点 ($x=0, y=0, z=R+z_i$) における変動圧力振幅係数, K_A は文献 12) 中に示されるパラメータ ϕ により定められる変動圧力振幅増加率, K_C はチップクリアランス比ごとに非定常キャビテーションの発生による位相変化を考慮した修正係数である。

本実験のサーフェス・フォースを上記の計算式によ

って求める。計算に必要な諸数値は次のとおりである。

チップクリアランス比=0.284, 翼数=3, スリップ比=0.25 および文献 5) より $K_{p(M)}=1.70$ 。

模型船の伴流分布から推定された実船の伴流分布により, $w_h=0.730, w_{mean}=0.122, b=0.541$ m。実物プロペラの $0.9R$ 断面のコード長さ $l=0.777$ m。

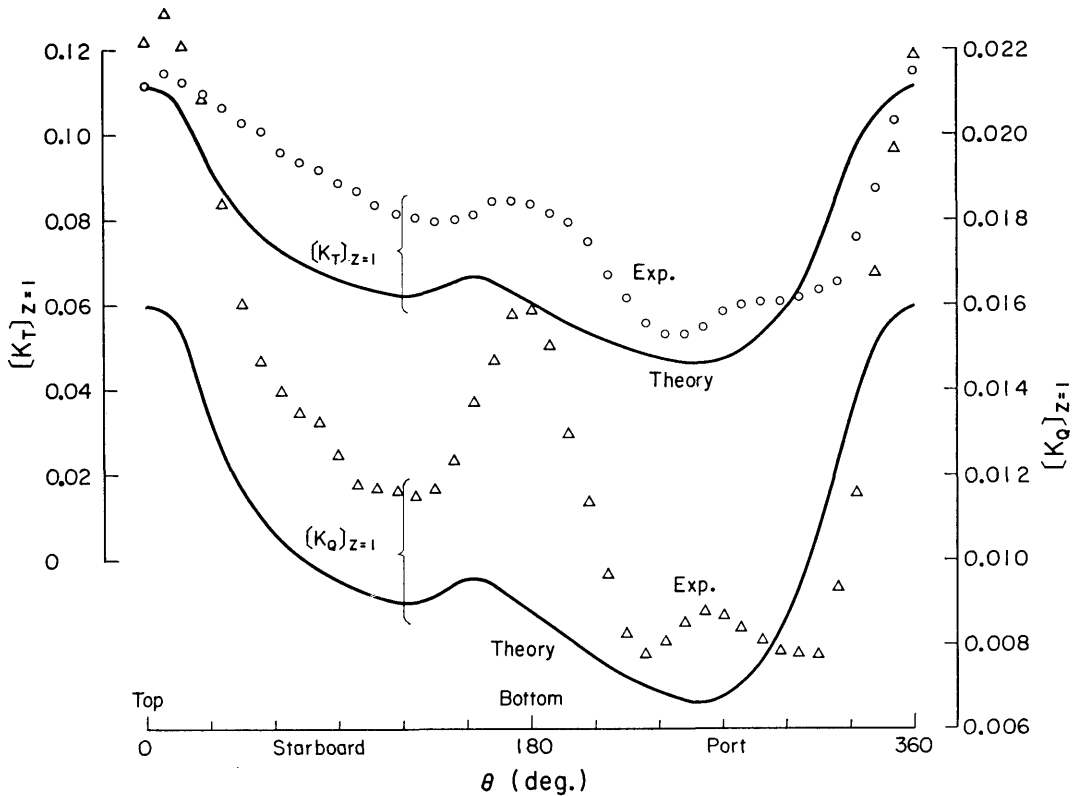


図-53 1翼当りのスラスト変動・トルク変動 (Model C)

これより shape parameter=0.524

プロペラ軸心深度 $i=2.80$ m, 図-18 より SHP =1,300 ps における $N=308$ rpm, 船速=12.55 kn より, 点 ($x=0, r=0.9R, \theta=0$) におけるキャピテーション係数 $\sigma_{L(0.9R, 0)}=0.298$

従って $\psi=1.76, K_A=3.27, K_C=0.44$

これらより

S.F. (single)=1.90 ton

S.F. (single)/($D \times D$)=0.51 ton/m² となる。

これらの値と他船のそれらとの比較を表-4 に示す。

3-3-4 ベアリング・フォースに関する計測と計算

3-2-4 において述べたと同様に, 本船においても模型船を使用してプロペラ1翼の1回転中に受ける負荷変動に比例する翼根部歪みを計測し, この変動歪みから1翼1回転中のスラスト変動, トルク変動を求めた。実験速度, プロペラ回転数, スラスト, トルクは3-3-2 中に示した値と同じである。計測結果を図-53 に示したが, 図中には実験時と同一条件のもとに実施した理論計算による結果も併せて示した。スラスト変動では, 計測値と理論値が, 傾向, 振幅とも割合一致しているが, トルク変動では, 両者の一致性はあまりよいとは言えない。この主原因は計測技術が十分でなかったことによる。

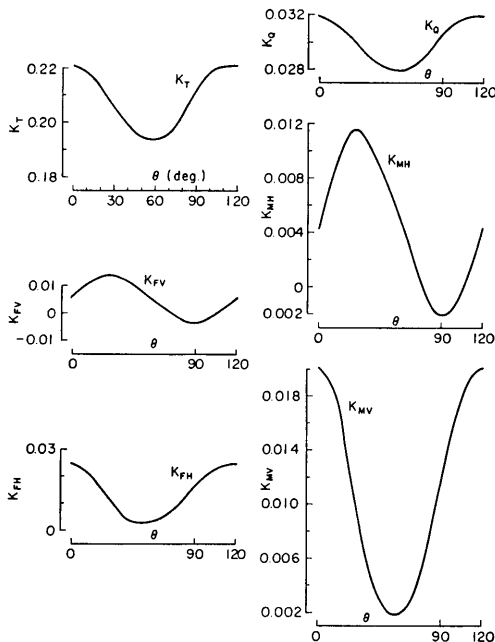


図-54 ベアリング・フォース (Model C)

(236)

ベアリング・フォースの理論計算結果を図-54 に示す。本図に示されている変動成分の peak to peak 値をとり, それらを表-5 に示す。Model B にくらべれば本模型船のベアリング・フォースは小さいが, 大型船からみればかなり大きい。

4. 得られた主な結果

(1) 馬力推定

長さ 6~7 m の大型模型船を使用して大水槽 (長さ 400 m, 幅 18 m, 深さ 8 m) で水槽試験を実施すれば, 実船とのスケール比が小さいので, 自航要素は殆んど無修正で実船に適用でき, しかも実船馬力の推定精度は極めて高い。

このように大型模型船の使用は, 定量試験に適しているので, 漁船に対する大型模型船による試験データを蓄積すれば馬力推定に役立つばかりでなく, 造波抵抗係数, 形状影響係数, 自航要素などを大型船のそれらと比較検討し船型改良を行う場合に役立つ。

(2) サーフェス・フォース

サーフェス・フォースの比較を表-4 に示したが, 漁船の Ship B と 1 軸大型コンテナ船 (2) が大きな値を示し, その他は比較的小さい。サーフェス・フォースの許容基準の一応の目安は文献 (12) の討論中に示されている。

サーフェス・フォースはチップ・クリアランス, 翼数, 馬力, 回転数などに関係するが, 船尾形状による伴流分布に強い依存性を持つ非定常キャピテーションの発生具合がサーフェス・フォースに大きな影響を与えている。

(3) 理論計算によるベアリング・フォース

模型船のベアリング・フォースを理論計算で求め, これを表-5 に示した。 $(\Delta K_{MV})/(\bar{K}_Q)$ については Model A, Model B ($Z=3, Z=4$), Model C の場合が, また $(\Delta K_{MH})/(\bar{K}_Q)$ については Model B ($Z=3, Z=4$), Model C の場合が大型船のそれらとくらべて極端に大きい。 $(\Delta K_T)/(\bar{K}_T), (\Delta K_Q)/(\bar{K}_Q)$ については, Model B ($Z=3, Z=4$) の場合がかなり大きい。

これらの事柄より, Ship B & Model B の船尾船型はかなり無理な船型であると判断される。また Ship C & Model C も十分良好な船尾船型とはいえない。

(4) 1 翼当りの負荷変動に関する実験値と理論値の比較

Model B の $Z=3$ と $Z=4$, Model C の 3 つの場合について比較したが, 大きな歪み出力の得られるス

ラスト変動の実験値は変動の傾向，振幅とも理論値とかなりよい一致を示すが，歪み出力の少ないトルク変動の実験値は信頼度がやや乏しい。理論値の評価，実験値の評価はそれぞれ個別に行うことは難しく，両方同程度の信頼度が望まれるが，現状では，実験が甚だ難しく，さらに計測技術の向上が切望される。

(5) プロペラ翼数

理論計算によると，漁船の場合，プロペラ翼数を3から4に変更すれば，スラスト変動およびトルク変動を増加させることなく，フォース変動およびモーメント変動を減少させるのに有効である。例えば，Model B ではモーメント変動が半減し，効果は極めて著しい。また上記の翼数変更により模型船の船尾変動圧力が30%~40%程度減少することが実験により示されたが，文献12をもとに，翼数の変更が実船のサーフェス・フォースにどのような影響を与えるかを調べた。その結果，3翼を4翼に変更すると，実船においてもサーフェス・フォースを約40%軽減させることがわかった。

(6) 曳網時の振動の問題

模型試験時に発生させた波長，波高は，実海面の操業中ではかなりの頻度で遭遇する海象と思われる。試験方法，特に曳網方法は，実船の場合を必ずしも充分

に再現しているとは思われないが，このような試験でも漁船の振動源となりうる種々の要素が見出された。

5. 漁船に対する船型改良および振動対策

5-1 船型改良

模型試験結果からフルード数 $F_n \approx 0.32$ における実船の抵抗成分を調べると，全抵抗のうち約50%以上が造波抵抗である（タンカーおよび高速コンテナ船では，それぞれ約10%，約25%である）。このような現状を考えると，船首バルブ採用の可能性も当然検討されてよい。一般に船首バルブの採用には極端なトリムをつけず，また比較的一定喫水で船を航走させるという条件が満足されなければならないし，また荒天時のスラミングについても考慮を要する。これらの点が今後に残された問題といえよう。

5-2 振動対策（流れの均一化）

プロペラ作動面における流れの均一化をはかった場合に，プロペラ起振力の観点よりどのような利得があるかをフローチャートとして図-55に示す。最近の漁船では，プロペラ直前までfullな船型を採用し，しかもプロペラ直径が一般船舶に比して非常に大きいため，プロペラ直前からプロペラ位置に至る間は急に切り取られた船型になっている。したがって，船尾付近

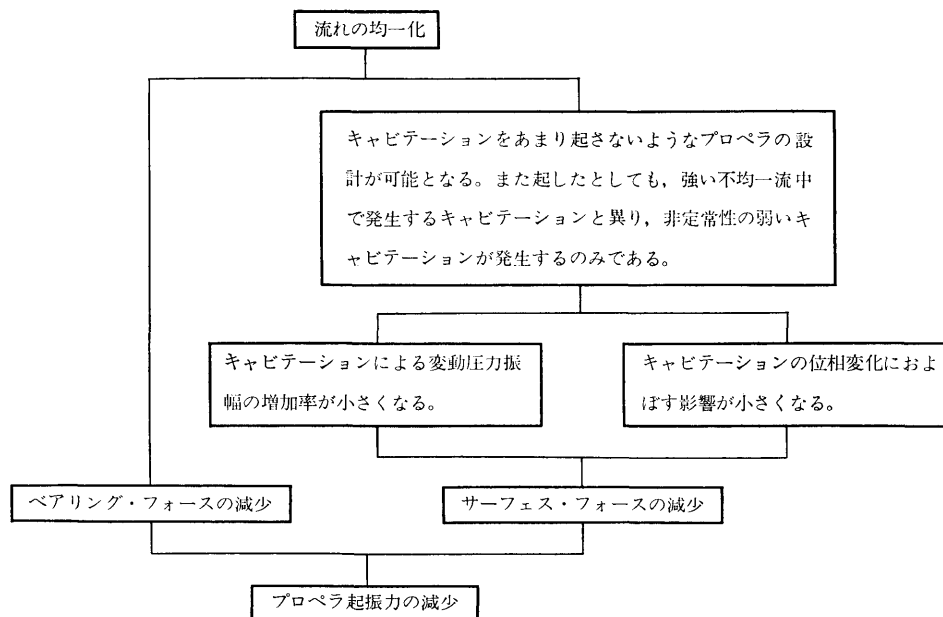


図-55 プロペラ起振力と伴流分布の関係

のバトック・ラインの形状にかなり無理があるようにみえる。このためにプロペラ面での流速分布は回転方向に対して非定常性の強いものとなっている。

以下に、現在の漁船法の制約などを変更することなく、少しでも均一化した流れの得られる方法について述べる。

(1) ダクテッド・プロペラ

Huse¹³⁾ はダクテッド・プロペラを漁船に採用し、しかも進行方向に対して下向きに取付けることにより振動を大幅にへらした。下向きに取付けた理由は、下から上に向う流れに対してダクトを有効に作用させようと考えたためと思われる。ダクテッド・プロペラを採用した場合には、ダクトの内面に発生するキャビテーション・エロージョンを如何にして防止するか、あるいは、流木等に対する損傷対策がどうなるかと言った問題が残される。

(2) 整流板(フロー・コントロール・フィン)

大きな船尾振動が発生した実船に整流板を取付けて流れを整流し(伴流の最大値を小さくする)、船尾振動を減少させた例が数例報告されている。

(3) 船尾バルブ

一般に船尾バルブの採用は、推進効率の向上を目的としたものである。しかし抵抗値が大きくなるので馬力としては通常船尾の場合とバルブ船尾の場合の間には大きな差異はない¹⁴⁾。しかし漁船のようにプロペラ起振力が重大な問題となる場合には、船尾バルブの採用を真剣に考えてもよいのではなからうか。

(4) ジェットの吹出し

漁船は一般に充分な容量のポンプ動力源を有するので、これを利用してプロペラの上端付近に水ジェットを噴出させ、伴流の最大値を小さくしようとする方法が考えられるが、これは今後の研究課題として興味深い。

6. 結 言

本研究の目的は、主として模型船を使って、漁船の船尾振動の原因を調査することであった。試験などを実施した結果、漁船船型についての共通の問題をかなり明らかにすることができた。今までに振動面からあまり掘下げた研究が実施されていなかった漁船船型を対象としているだけに、得られた研究成果の活用効果は大きいと考えられる。今後は今までに得られた成果を基礎として、目的を絞った課題(たとえば、実船観測を含んだ漁船のキャビテーションの研究など)に

ついて詳細な研究が実施されなければならない。

一方、船型改良と言う観点からは、現在の漁船船型は、 $(L \times B \times D)$ (総トン数)の上限がおさえられる行政上の制約のもとで、船の排水量をできるだけ大きくとろうとする漁業者の要求にこたえるために、経験にもとづいて工夫改良が加えられた比較的良好な船型といえよう。しかし、防振対策も含めて今後飛躍的な漁船船型の改良を図るためには、上述の制約を検討し、より合理的な漁船船型の技術開発を行ってゆくべきものと思われる。

本研究は、「高馬力船の船尾構造に関する研究」という課題のもとに、(社)日本造船研究協会第112研究部会第4小委員会(昭和47年度)および同第144研究部会(昭和48,49年度)が取扱った研究のうち、船舶技術研究所推進性能部が主として実施した一連の研究ならびに、これに若干の資料を追加して発表したものである。

参 考 文 献

- 1) 漁船協会, “漁船とも廻り事故の原因と対策に関する調査報告書,” 昭和48年12月.
- 2) 日本造船研究協会第112研究部会, “機関およびプロペラの起振力と船体振動の応答に関する研究—[その3 高馬力船の船尾構造に関する研究],” 研究資料 No. 167-3, 昭和48年3月.
- 3) 土屋孟ほか3名, “漁船とも廻り事故の原因と対策について,” 漁船203号, 1976年6月.
- 4) K. Tsuchida & A. Yazaki, “Design Diagrams of Three-Bladed Controllable Pitch Propellers,” Report of Transportation Technical Research Institute, Report No. 57, 1963.
- 5) 谷口 中, “プロペラ起振力について,” 造船協会誌第410号, 昭和38年10月.
- 6) 高橋 肇, “プロペラ・キャビテーションのサーフェス・フォースにおよぼす影響—非定常キャビテーションによる変動圧力の増加および位相変化に関する一考察—,” 船舶技術研究所報告, 第13巻第4号, 昭和51年7月.
- 7) 船舶技術研究所, “船用プロペラ特性の計算プログラム(その2)講習会テキスト,” 昭和49年10月.
- 8) 高橋 肇 他, “コンテナ船のプロペラ起振力について,” 西部造船会々報第44号, 昭和47年8月.
- 9) 日本造船研究協会第142研究部会, “船尾構造の剛性, 変形量, 船尾形状に関する研究,” 研究資料 No. 224, 昭和50年3月.
- 10) 高橋 肇, 小出達成, 小山鴻一, “プロペラ起振力に関する研究(第8報)—伴流分布とベアリン

- グ・フォースの関係について一,” 船舶技術研究所第 26 回研究発表会講演集, 昭和 50 年 12 月.
- 11) 高橋 肇, 上田隆康, 菅井信夫, 横尾直幸, “プロペラ起振力に関する研究 (第 7 報) — 漁船のプロペラ起振力 —,” 船舶技術研究所第 26 回研究発表会講演集, 昭和 50 年 12 月.
- 12) Hajime Takahashi, “Estimation of Surface Force Induced by Propeller,” 日本造船学会論文集, 第 140 号, 昭和 51 年 12 月.
- 13) Huse, E., “Performance of Tilted Ducts,” Symposium on Ducted Propellers, RINA, London (1973).
- 14) 高橋 肇, 川上善郎, 小出達成, 菅井信夫, “船尾バルブ形状変化の推進性能におよぼす影響,” 船舶技術研究所第 12 回研究発表会講演集, 昭和 43 年 11 月.