

小型カーフェリーの船尾振動に関する

総合的水槽試験——特に船尾船底フィンの効果について——

児玉 良明*・上田 隆康*・横尾 直幸*・高橋 肇*・藤井 弘道**

Comprehensive Tank Tests on Stern Vibration of a Small Car-Ferry ——Effect of Hull-bottom Fins——

By

Yoshiaki KODAMA, Takayasu UEDA, Naoyuki YOKOO,
Hajime TAKAHASHI, Hiromichi FUJII

Abstract

199 gross-ton type car ferries are widely used as connecting boats. They have wide deck area compared with their ship length, and because of the draft limitation they are liable to have peculiar hull forms, which often induce vibration problems. In order to clarify the cause and find out the countermeasure of the stern vibration problem, a cooperative research was made in 1980, by Maritime Credit Corporation and the Ship Research Institute. Through the investigation of actual ships, an example was reported in which the stern vibration was considerably reduced by fitting fins on the flat hull bottom above the propeller.

A series of tests were made with the above mentioned ship in order to get the clue to the stern vibration problem, and following results were obtained.

- 1) Without the hull bottom fins, PHV (Propeller-Hull-Vortex) cavitation occurred and was found to be the main cause of the stern vibration problem.
- 2) PHV cavitation was completely suppressed by fitting fins and the stern vibration was considerably reduced.
- 3) Stern vibration level was still high even when PHV cavitation was suppressed. That is considered to be due to the wake distribution which has wide dead water region.
- 4) The inflow of air bubbles into the propeller was observed.
- 5) Wave breaking at the stem was prominent.

* 推進性能部

** 海洋科学技術センター

(当時 船舶整備公団)

原稿受付 昭和58年7月5日

目 次

1. はじめに
 2. 対象実船とその模型
 3. 試験の概要
 4. 船型試験
 - 4-1 抵抗試験
 - 4-2 自航試験
 5. 伴流計測と流れの可視化試験
 - 5-1 伴流計測
 - 5-2 可視化試験
 6. キャビテーション関連の試験
 - 6-1 キャビテーション水槽を使用した試験の計画
 - 6-2 キャビテーション水槽における試験状態
 - 6-3 伴流計測
 - 6-4 キャビテーション発生の様子
 - 6-5 変動圧計測
 7. ベアリングフォースの検討
 8. 結 論
- [謝 辞]
[参考文献]

1. はじめに

一般に内航船と呼ばれる船舶には、その用途、航路に応じて種類、型式、大きさなど非常に多種多様な船舶が含まれ、隻数もぼう大な数にのぼる。大型外航船とともにこれらの船舶についても、色々な近代化の努力が払われている。ここでとり上げる船舶の振動問題の研究もこうした努力の一部として実施されたものである。

船舶整備公団では短距離連絡船用として199総トン型カーフェリーを多数建造してきたが、この種の船舶は、車輛特に規定台数の大型トラックを積載する目的から車輛甲板に所要の長さ・幅を確保し、小規模な埠頭を利用することから喫水も制限され、かつ車輛用接岸法の観点から特殊な船首形状を有する。また船体の長さ・幅比も極端に小さい。このような用途上の対応によって船舶流体性能の観点即ち抵抗、推進、プロペラキャビテーション、プロペラ起振力などの各性能面では必ずしも良好とは言えず、特に船尾振動が問題となりがちである。その原因を究明し、有効な対策を検討する必要性から昭和55年度に船舶技術研究所と船舶整備公団は実船調査及び模型試験からなる共同研究を実施した。実船調査では、当該船舶の船尾振動実態の把握及びわが国で初めて公団船に採用した船尾船底フ

ィンの振動、騒音軽減への効果確認を行い、これらの結果は既に「小型カーフェリーの船尾振動に関する調査研究——第一報、実船調査」¹⁾に報告された。

本報告は、実船調査に引続いて実施した総合的模型試験の結果とその考察をまとめたものである。

2. 対象実船とその模型

実船における振動実態の調査は3隻(A船、B船、C船)について、また船底フィンの効果確認調査はこれら3隻のうちのA船について実施した¹⁾。模型試験は1章でも述べたように、199総トン型カーフェリーで問題になりがちな船尾振動の原因究明、その有効対策の検討用資料の収集、及び対策の1つとして採り上げた船尾船底フィンの効果の調査を目的としたので、必然的にA船に関する総合的模型試験を実施することとなった。A船の外形を写真2-1、写真2-2に示す。

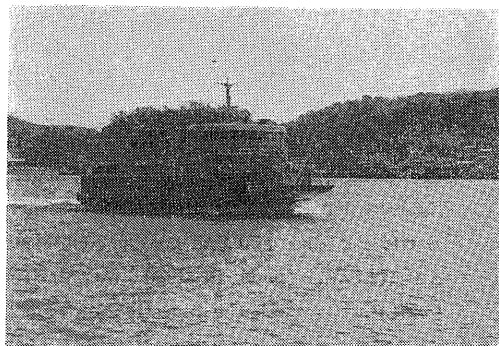


写真2-1 本船（実船）・前方より

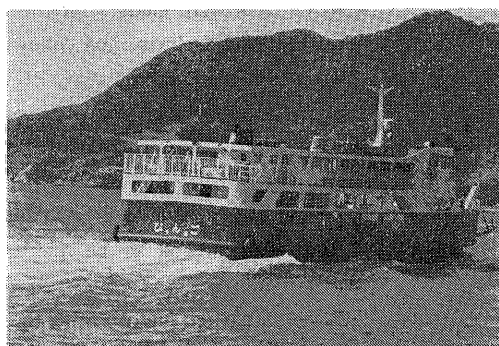


写真2-2 本船（実船）・後方より

A船及びその模型船、実船用プロペラ及びその代用模型プロペラの主要目を表-1に、正面線図及び船首・船尾形状をそれぞれ図2-1 a), b)に示す。模型試験用のプロペラとしては、実船プロペラの要目、特に直

表 1 199総トン型カーフェリーの主要目

船名・模型船番号		Ship A ※2	Model A (M. S. No. 0346)	
船 体	長さ, L_{PP} (m)	29.000	3.753	
	スケール比, $1/\alpha$	—	1/7.727	
	長さ, L_{DWL} (m)	31.500	4.077	
	幅(型), B (m)	8.500	1.100	
	深さ(型), (m)	2.95	—	
	総トン数 (ton)	220.18	—	
	L_{PP}/B	3.412	do.	
	B/d	3.953	do.	
	C_B	0.660	do.	
	C_P	0.699	do.	
	C_M	0.945	do.	
	喫 水	d_F (m)	1.650	—
		d_M (m)	2.150	—
		d_A (m)	2.650	—
	トリム (m)	1.000	—	
	排水量, d (ton)	350.005	—	
	浸水面積, S (㎡)	304.294	—	
チップクリアランス比, Z_t/D	0.254	do.		
プ ロ ペ ラ	模型プロペラ番号	—	M. P. No. 0510	
	直径, D (m)	1.850	0.2400	
	ピッチ比, H/D	0.6649	0.714(inc.)	
	展開面積比, $E. A. R.$	0.4800	0.425	
	ボス比, X_B	0.1676	0.237	
	翼断面形状, 形式	MAU, FPP	AU, FPP	
翼数, Z	4	do.		
主 機	馬力 (ps)	800	—	
	主機回転数 (rpm)	750	—	
	プロペラ回転数 (rpm)	344	—	

注1) ※これはキール下面からの値であり、ベースラインからは2.150mのイブンキールである。

※2) 実船に関するその他の要目は次の通り。

旅客定員363人, 乗組員数3人, 載貨重量 $D/W=80$ トン, 車輛最大搭載重量33トン, 車輛最大重量20トン, 車輛標準搭載台数: 大型トラック15トン×2台, 乗用車1.5トン×2台, 航海速度10.5ノット。

M.S. NO. 0346

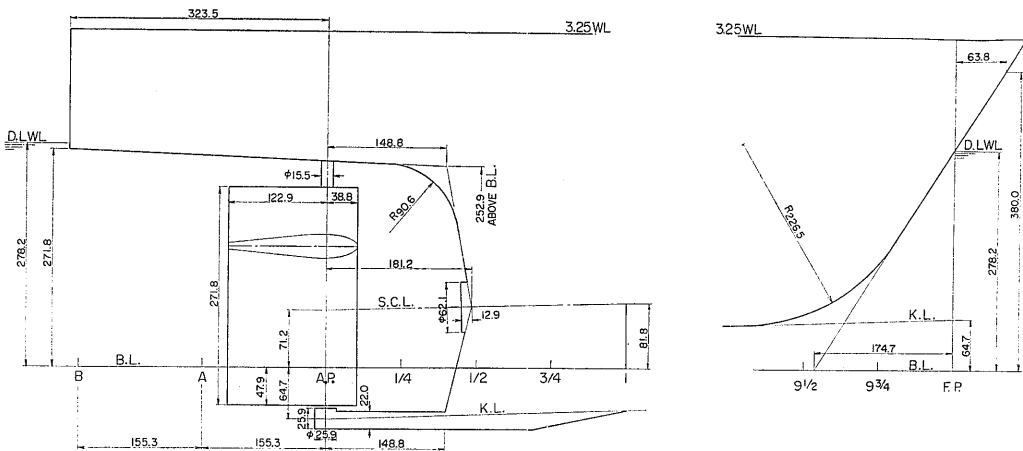
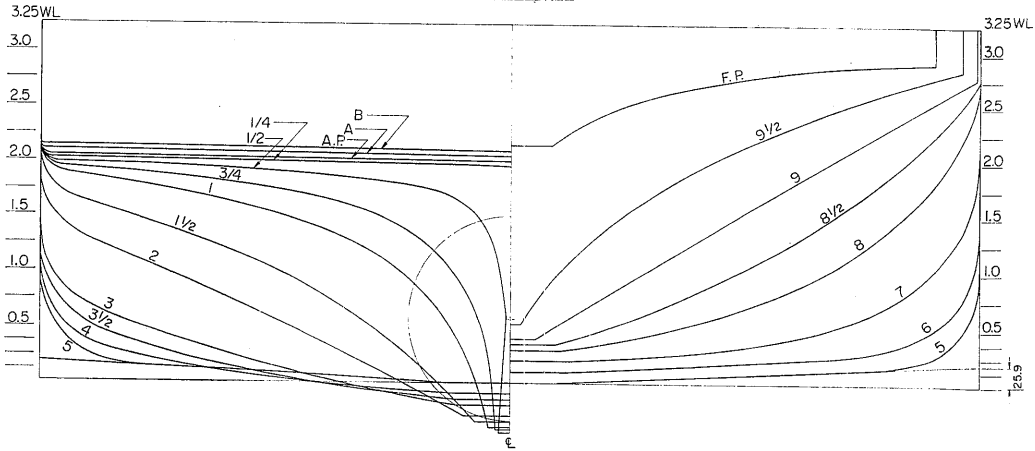


図2-1(a),(b) 正面線図及び船首尾形状図

径、ピッチ比、展開面積比が出来るだけ近いストックプロペラを代用プロペラとして使用した。

船型の特徴は、 L/B が小さく、浅喫水であることのほかに、図2-1にみられるように、プロペラ直前まで船体が肥大化していること、長大かつ平坦な船尾張り出し部を有すること、特殊形状のステムを有することなどであろう。

3. 試験の概要

既に言及したように供試船の特徴的な船型に注目し、船尾振動の原因究明のための調査として、はじめにプロペラ位置での伴流分布の計測と、船尾流れの特

徴をつぶさにとらえるため流れの可視化試験を実施することにした。これらの試験は、船尾船底フィンのない状態とフィンを取付けと状態について実施し、フィンが流場に与える影響を調査する。

また、伴流分布と密接な関係を持つプロペラキャビテーションが大きな船尾振動の原因となることは、既に多くの研究で明らかにされている為、本船についてもこの点の調査は不可欠であり、船尾流場を調査した模倣型船を使ってキャビテーションに関連する一連の試験を実施することにした。

上述の試験のほか、キャビテーション水槽での試験状態を決定するための諸量を得ること、この種船舶の

表 2 試験の種類

	試験の種類	プロペラ	舵	船尾船底フィン	備考
曳航	抵抗試験 自航試験	無 有	有 有	無 無	
	プロペラ単独性能試験	—————			
水槽	波形計測	無	有	無	
	プロペラ位置の伴流分布や計測	無	無	無, 有	
槽	流れの可視化試験	無	有	無, 有	2段タフトグリットによる。 35mm, 8mm写真も併用。 (船首から流入した空気泡によっても可視化された)
		有	有	無, 有	

	試験の種類	舵	船尾船底フィン	空気吹出し	備考
キャビン テ水 槽	プロペラ位置の伴流分布計測	有	無, 有	無	
	キャビテーション観測, 船尾変動圧力計測	有	無, 有	無	
		有	無, 有	有	S.S. 2の船底から空気泡を吹出す。

抵抗・推進性能に関するデータ不足を補うこと及びこれらの性能評価に役立つ資料を得ることを目的として、抵抗、自航、プロペラ単独性能、波形計測からなる一連の船型試験を実施することにした。これら総合

試験の種類と、この内、曳航水槽での試験状態をそれぞれ表-2、表-3に示す。なお、試験状態での横断面積曲線と水線面形状を図3-1、図3-2に示す。

表 3 曳航水槽での試験状態

トライアル状態	ship A	Model A (M.S. No. 0346)	
喫水 (キール下 面から)	d_F (m)	0.970	0.1255
	d_M (m)	1.775	0.2297
	d_A (m)	2.580	0.3339
トリム (m)	1.610	0.2084	
排水量	∇ (m ³)	—	0.58501
	Δ (ton)	272.33	4.6509
浸水表面積, S (m ²)	—	4.6509	

伴流計測と可視化試験における模型船速度は、実船主機出力4/4時の船速11.71ノット対応の $F_n=0.343$ とした。

M.S. NO. 0346
 SECTIONAL AREA CURVES
 L.P.P. B (MLP) d (MLP)
 3.7529^m 1.1000^m 0.2782^m

CONDITION	da	df	du	TRIM	MARKS	45 NO	A.E	B	A	A.P	1/4	1/2	3/4	1	1 1/2	2	3	3 1/2	4	5	6	7	8	8 1/2	9	9 1/2	FP
TRIAL C	0.2692	0.1902	0.2297	0.0790			0.009	0.010	0.019	0.029	0.037	0.139	0.215	0.434	0.674	0.849	1.018	1.040	1.045	1.000	0.860	0.702	0.464	0.225	0.07	0.068	0

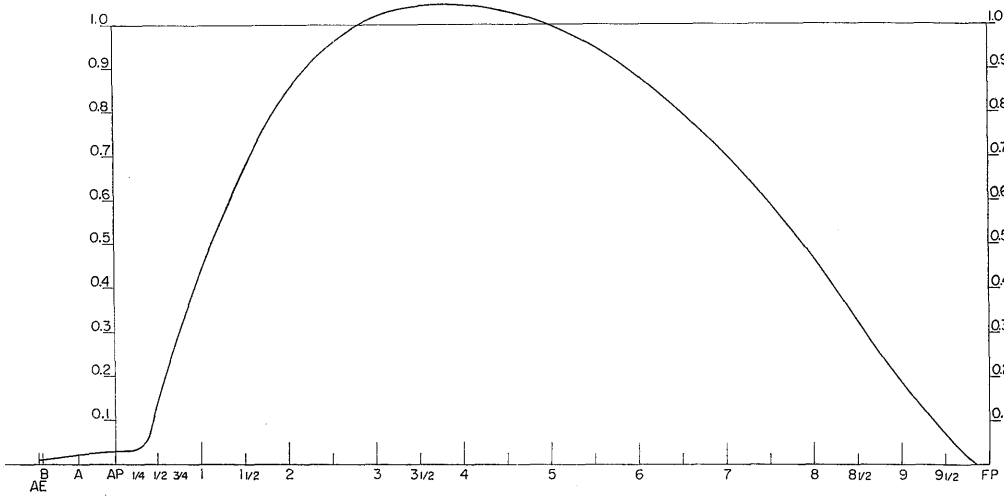


图3-1 横断面積曲線図

M.S. NO. 0346
 WATER PLANE CURVES
 L.P.P. B (MLP) d (MLP)
 3.7529^m 1.1000^m 0.2782^m

CONDITION	da	df	du	TRIM	MARKS	45 NO	A.E	B	A	A.P	1/4	1/2	3/4	1	1 1/2	2	3	3 1/2	4	5	6	7	8	8 1/2	9	9 1/2	FP
TRIAL C	0.2692	0.1902	0.2297	0.0790			1.000								1.000	0.993	0.998	1.000			1.000	0.987	0.857	0.708	0.496	0.240	0

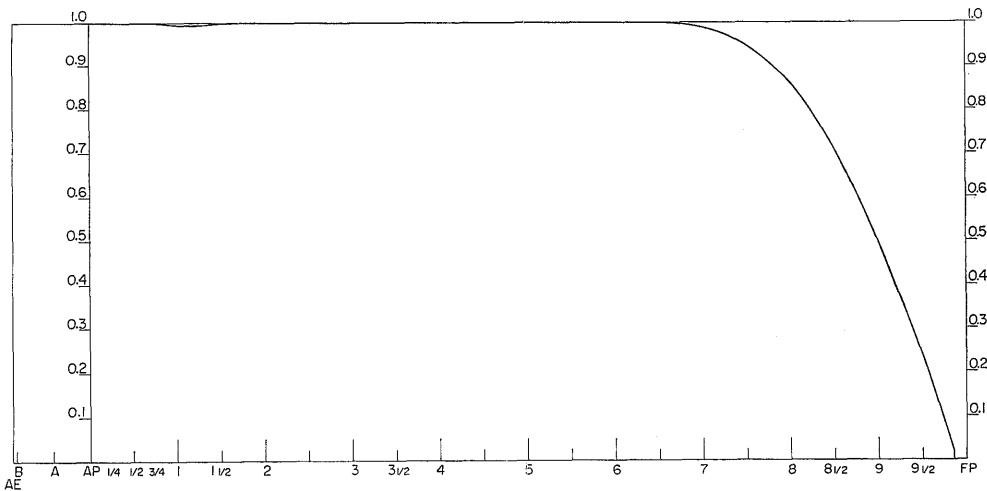


图3-2 水線面形状図

4. 船型試験

4-1 抵抗試験

抵抗試験は通常通り S. S. 9½ に乱流ピンを取付け、舵付きの状態で行った。試験結果として模型船の全抵抗係数 C_{TM} 、剰余抵抗係数 r_R と模型船・実船の摩擦抵抗係数 r_{FM} & r_{FS} をそれぞれ図4-1、図4-2に示す。

形状影響係数 k を求めるためにフルード数 $F_n = 0.05$ まで低速抵抗試験を実施したが、計測点のバラツキが大きかったため、 $F_n = 0.10$ の C_{TM} で k を仮定すると $k = 0.320$ となり、かなり大きな値となった。図4-2に示す本船の r_R を評価するため、他の船の r_R と比較したものを図4-3に示す。Model D, Model E は文献²⁾中に示されている $L_{pp} = 39.2\text{m}$ の漁業指導船と $L_{pp} = 49.5\text{m}$ の鯖延縄漁船の模型船、Model F は SR 45 で扱われた $C_b = 0.625$ の一般貨物船の模型でありかつ当研究所の 400m 水槽の標準模型船である。大型貨物船型 Model F の r_R にくらべ、漁業船の Model D, Model E の r_R は非常に大きいが本船の r_R はこれらより更に大きくなっている。このことから本船の抵抗性能についてはかなり改善を計り得る可能性があると考えられる。また、図4-3中に、3次元解析法から求めた造波抵抗係数 C_W 、波形計測から求めた波形造波抵抗係数 C_{WP} および Model F の C_W と C_{WP} を

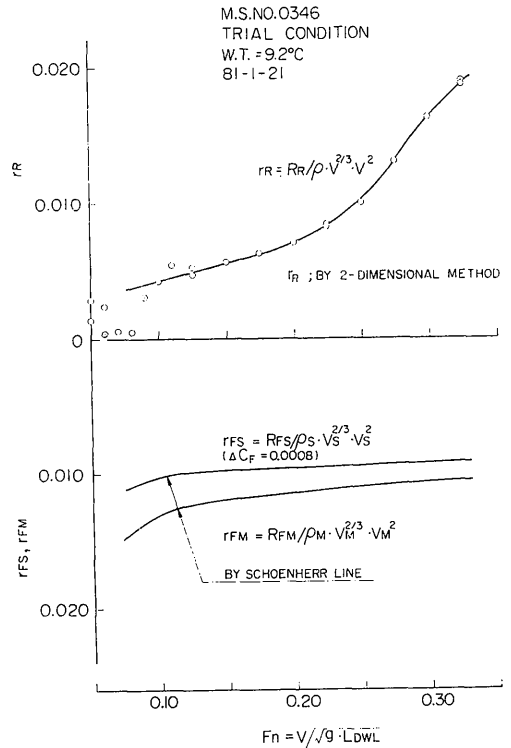


図4-2 剰余抵抗係数 r_R と模型船・実船の摩擦抵抗係数 r_{FM} & r_{FS}

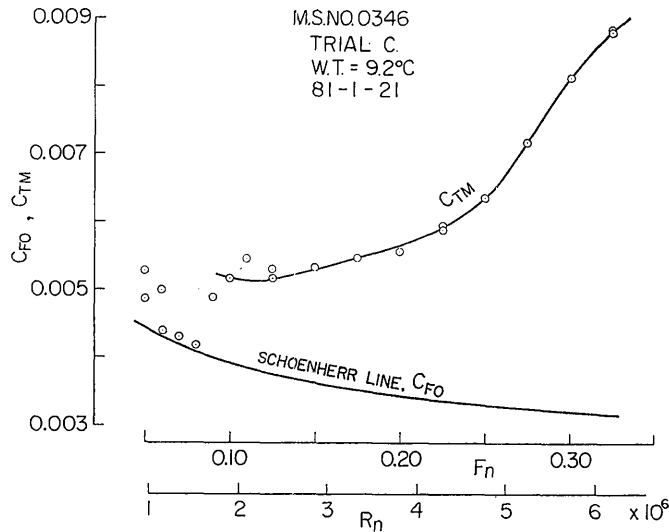


図4-1 模型船の全抵抗係数 C_{TM}

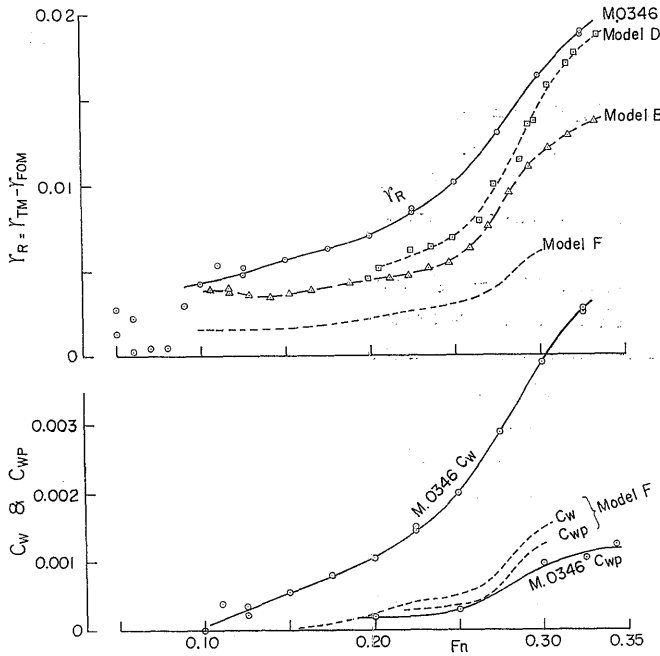


図4-3 剰余抵抗係数 r_R の他船との比較

示したが、本船の C_W が大きいにもかかわらず C_{WP} が、Model F のそれより低くなっている点が注目される。この原因は、次章で説明する船首波の砕波現象によることが判明した。大きな研波現象を起すステム形状についても検討の余地がありそうである。

図4-2において、実船の摩擦抵抗係数 r_{FS} を算定するに当たって外板粗度修正係数 ΔC_F をシェンヘル線基準で $\Delta C_F = 0.0008$ としたが、これは小型船 Model D, Model E の水槽試験から実船馬力を推定し、一方速度試験と比較して検討された値であり、船型は多少異っても長さ50m程度までの船に対しては妥当な結果を与えることが確かめられている。

4-2 自航試験

自航試験に先立ってプロペラ単独性能試験を実施した。その結果を図4-4に示す。自航試験はフリーランニング方式で実施したが、その時の摩擦抵抗修正量(S.F.C.)はシェンヘル線を使った2次元解析法による摩擦抵抗をもとにして求めた。ただし、S.F.C.には図4-1中に示した ΔC_F を加えた。得られた自航要素を図4-5に示すが、 $F_n > 0.27$ でバラツキが見られるものの、船型の特性を考慮すれば妥当な試験結果と言える。

自航性能の評価を行うために、本船の自航要素など

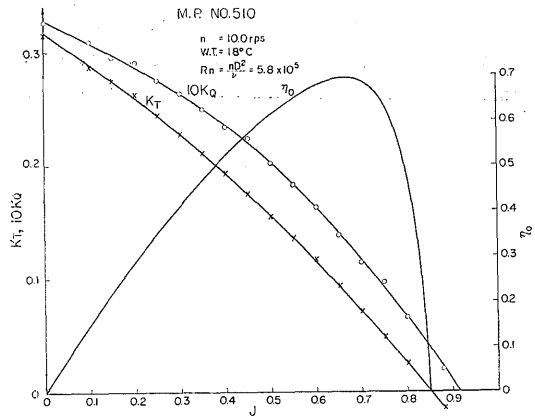


図4-4 代用プロペラの単独性能曲線

を Model D, E, F のそれらと比較して図4-6に示す。船体自体の効率を示す η_H は本船が最も低く、推進効率 η は Model D と並んで低い。 η_H, η の低下をもたらした原因は t が特に大きいことによるが、これはプロペラ近傍の S.S. $\frac{3}{4}$ あたりのフレームライン形状が肥っているためであろう。

次に曳航水槽で得られた結果を使って実船馬力を推定する。シェンヘル線ベースの2次元解析法と $\Delta C_F =$

M.S.NO.0346 x M.P.NO. 510
 TRIAL CONDITION
 W.T.=9.2°C
 81-1-23
 CALCULATED BY SCHENHERR LINE &
 2-DIM. METHOD, ΔC_F = 0.0008

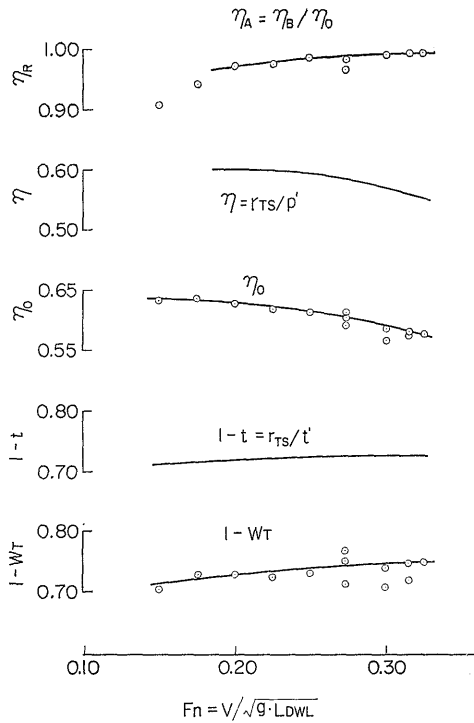


図4-5 自航要素

0.0008 によって求めた実船有効馬力を図4-7に示す。実船の制動馬力の計算は次のようにした。自航要素のうち、 $l-WT$ のみについて尺度影響を考慮し、模型船値の1.02倍を実船値とした。プロペラ単独効率 η_0 については、模型試験に代用プロペラを用いているので、模型船での η_0 を実船にそのまま適用することは出来ない。文献2)中に示す方法にもとづいて実船設計プロペラの単独効率 η_{0D} を求める。伝達効率は0.98とし実船の制動馬力を求めたものを図4-7中に示した。速力試験ではプロペラの回転数変化に従ってその時の船速が計測されている。この回転数をもとに推定された主機制動馬力が速力試験成績とされているのでこの結果と比較した。回転数での一致はよいが、馬力曲線では出力 4/4 付近で船速にして約 0.15 kn の差であった。

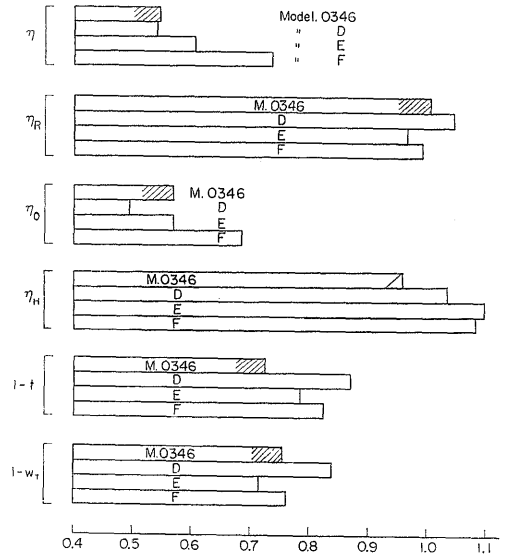


図4-6 自航要素等他の船との比較

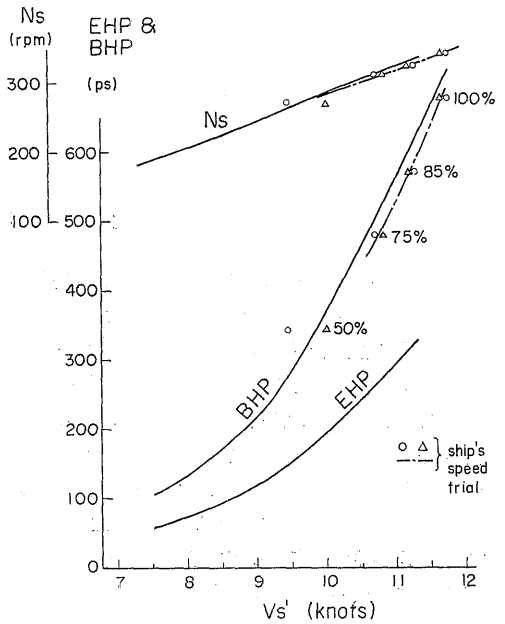


図4-7 実船馬力曲線

5. 伴流計測と流れの可視化試験

5-1 伴流計測

3章で述べた目的から、はじめに5孔ピトー管を用いてプロペラ位置での伴流計測を実施した。この伴流

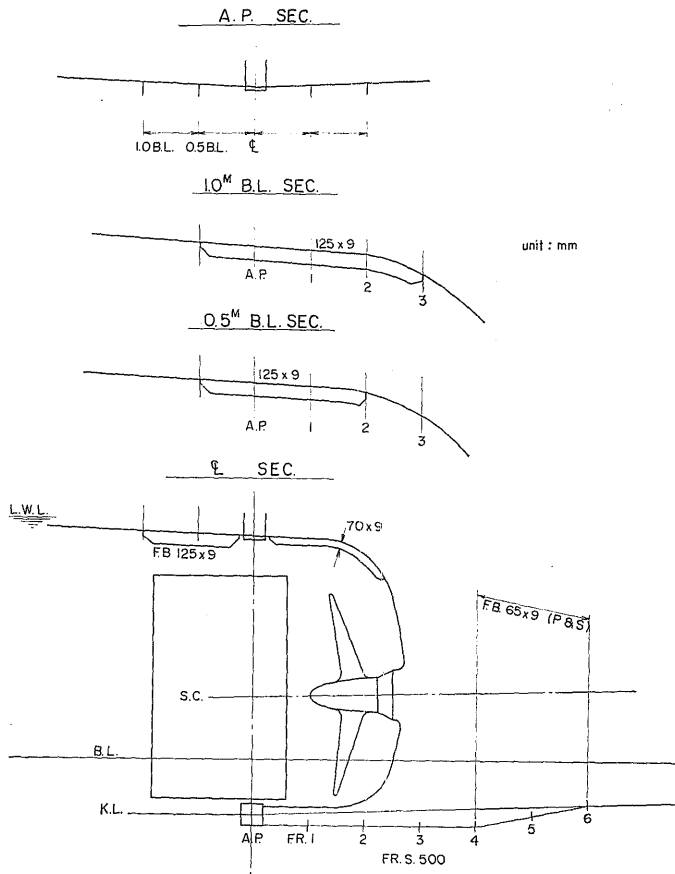


図5-1 船尾船底フィンの形状と配置

計測は、船尾船底フィンの伴流分布に及ぼす影響を調査するためフィンの有無について実施した。フィンの形状・配置を図5-1に示す。模型船の状態は表-3に示すトライアル状態であり、船速は実船主機出力4/4時の船速11.71ノットに対応する $F_n=0.343$ とした。計測結果を図5-2～図5-4に示す。図5-2はフィンの無い時の伴流分布であるが、本図には大きな特徴がみられる。即ち、 $\theta=0^\circ$ を中心に約 $\pm 25^\circ$ の広い範囲にわたって流速の遅い領域が広がっていること、またその外縁に角度的には狭い範囲で $w=0.9$ から 0.1 まで変化していることである。この2つの強い特徴はいずれも規模の大きいキャビテーションの発生の危険性を暗示している。 $\theta=0^\circ$ 付近の低流速領域ではプロペラ面内速度成分も現われていないので淀みに近い様相と考えられる。図5-3はフィン有状態の伴流分布であるが、フィン無時の伴流分布と特に異なるところはなく、舵なし模型船を曳航して計測した伴流分布を見る限りではフ

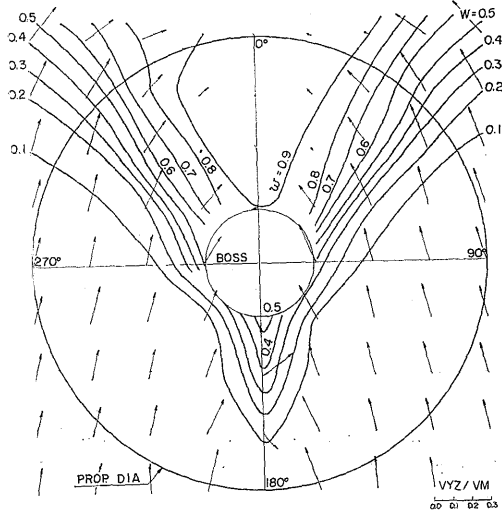


図5-2 伴流分布 (フィン無・ $F_n=0.343$)

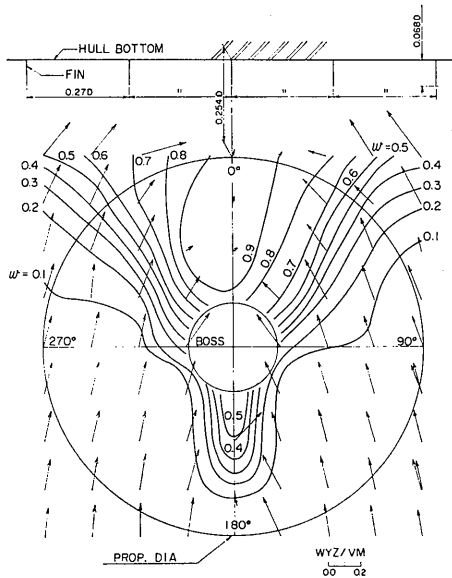


図5-3 伴流分布 (フィン有. $Fn=0.334$)

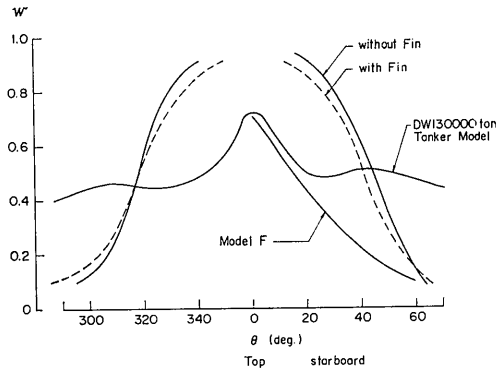


図5-4 伴流分布の他船との比較

インの有無による差は現われていない。図5-4はキャピテーションの発生する代表半径と言った意味で $r/R = 0.9$ における θ と w の関係を示した。本図中には Model F と肥大船模型の伴流分布を参考として示したが、これらとくらべても本船の伴流分布は極めて特徴的である。本船の公称伴流値 \bar{w}_N はフィンの有無にかかわらずともに0.313であった。

5-2 可視化試験

船尾流場の定性的傾向をつかむために船尾の船体表面に2段タフトを取り付け可視化試験を行った。試験はすべてトライアル状態でかつ模型船速 $V_M = 2.00\text{m/s}$ ($Fn = 0.316$) で行った。

2段タフトは船体表面に黄色のタフトを、表面から1cm離れた位置に白と青の破線模様のタフトを共に長さ5cmで使用した。観察は模型船の側方に約2m離れた位置に45°に傾けた鏡を水中に入れ、上方から見下して行った。写真は水中カメラと水中照明を用いて撮影した。

フィン無・プロペラ無の状態を写真5-1に示す。プ

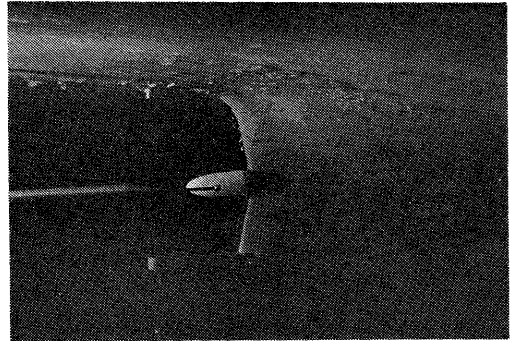


写真5-1 可視化・フィン無・プロペラ無

ロペラボス部から左にのびている棒は伴流分布計測に使用した5孔ピトー管である。この写真の大きな特徴として上流からの気泡の流れがあげられる。気泡は後述するように船首砕波によって発生し、船底平坦部 (Flat Bottom) を通って船尾部に行き、そこで流れに沿って上昇しながらプロペラ上方船底に達する。先の伴流計測でわかったようにプロペラ上方部はほぼ完全な死水域になっており、気泡はそこで停滞して単一の大きなかたまりをつくる。

タフトの向きを観察すると、この写真で見えるのは S.S. $\frac{1}{2}$, $\frac{3}{4}$, 1の3列であるがプロペラに最も近い S.S. $\frac{1}{2}$ のタフトのうちプロペラ上半分の上流にあるものの方向が不規則であり、この部分の流れが剝離していることがわかる。また剝離域は圧力が高いために気泡もあまり流れてこない。

同じフィン無の状態でプロペラを作動させたのが写真5-2である。プロペラの吸込効果によって剝離が見られなくなり気泡は停滞することなくプロペラに吸い込まれる。また高圧の剝離域の消滅により気泡の経路は低くなっている。気泡は船体表面とプロペラを結ぶ渦をなしてプロペラに吸い込まれることが多かった。気泡群のプロペラの流入は船尾振動を増加させると言われている³⁾ (図5-5)。

写真5-3にフィン付でプロペラを作動させた状態を示す。フィンは船体表面とプロペラを結ぶ渦の形成を

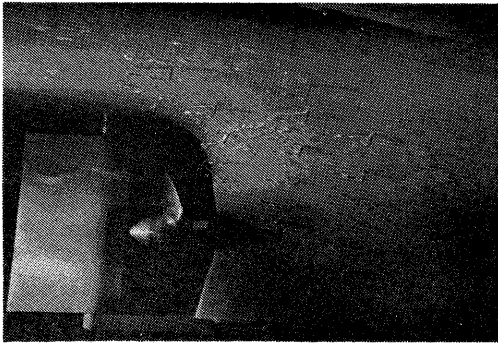


写真5-2 可視化・フィン無・プロペラ有

MODIFICATION OF STERN FRAME
 CONDITION B ($D_F=3.6\text{M}$, $D_A=7.4\text{M}$)
 $V_S=20.2 \text{ KT}$

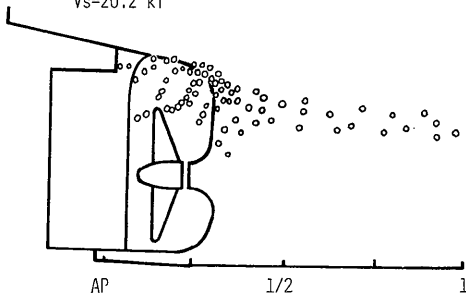


図5-5 Cargo liner における気泡の挙動 (ref. 3) より)

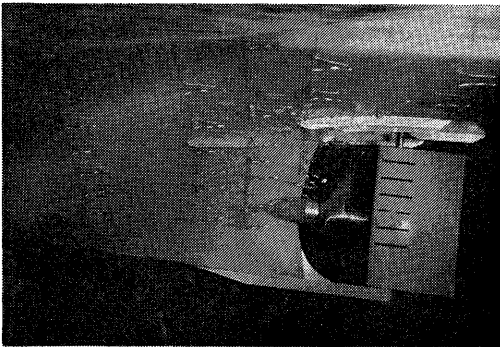


写真5-3 可視化・フィン有・プロペラ有

妨げる効果があるようで、気泡群がはっきりとした渦状にプロペラに吸い込まれることはあまり見られなかった。

船首部を水中から撮影したのが写真5-4である。流れは左から右である。この写真のように船首部では多量の気泡が水中にもたらされ、船底平坦部を通過して船尾へ流れてゆく。

船首部における多量の気泡の流入の原因は写真5-5

(364)

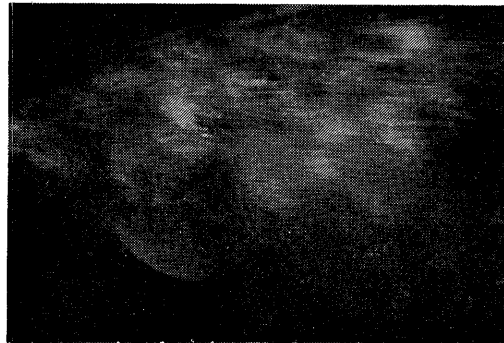


写真5-4 船首部水中

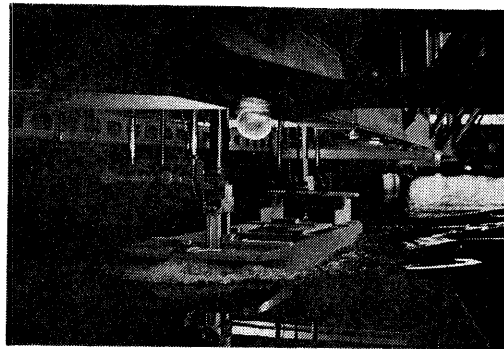


写真5-5 船首砕波 ($Fn=0.343$)

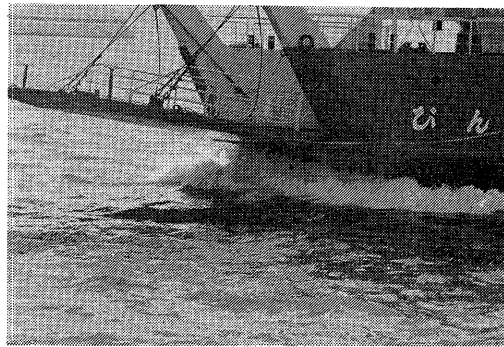


写真5-6 船首砕波 (実船)

に示す如く船首砕波にある。同様な船首砕波が実船においても発生しており (写真5-6)、実船でも模型船と同じく多量の気泡が船底を流れてプロペラに達していると思われる。

船首砕波の原因は肥った船首部形状にある。本船は船首から自動車を乗降させるカーフェリーであるためこのような船首部形状となっている。

6. キャビテーション関連の試験

6.1 キャビテーション水槽を使用した試験の計画

本船が浅喫水であること、プロペラが特異な伴流分布中をかなり高荷重で作動していることなどのためにプロペラには非定常性の強いしかも厚みの厚いキャビテーションが発生していると予想される。このようなキャビテーションが発生すれば強い変動圧力が誘起され、これが激しい船尾振動の主原因となっていると考えられたので、次に述べるような一連のキャビテーション関連試験を計画した。

当所は、幸い、曳航水槽で使用した模型船をそのままキャビテーション水槽で使用できる大きな長所を有している。ただし次の諸点には十分な配慮が必要とされている。すなわち、1つは試験状態としてのキャビテーション数を所要値にするためには、キャビテーション水槽内の流速を曳航水槽時の模型船速度よりかなり大きくしなければならぬことであり、2点目はブロックage影響が避け難いことである。3点目は自由表面をもたないための影響である。これらの要因のため、模型船を用いながらもキャビテーション水槽内で曳航水槽と同じ伴流分布を得ることはなかなか困難なことである。このような懸念からはじめに伴流分布を調査しておく必要がある。続いて実船想定試験状態にもとづいてキャビテーションを発生させ、キャビテーション発生状況の観測・変動圧力計測などを行うこととした。これらはいずれも、フィンを取り付けた状態とフィンを取り外した状態について行い、フィンの効果を調査した。さらに空気泡のプロペラへの流入がプロペラキャビテーションと変動圧力に如何なる影響を与えているかについても調査することとした。

6-2 キャビテーション水槽における試験状態

キャビテーション水槽における模型船取り付け状態を図6-1に示す。当所のキャビテーション水槽は自由表面をもたないが、模型船を取り付ける水槽上ふた面が仮想的自由表面の役割を果たす。模型船は表-1に示すトライアル状態の喫水を保持し、さらに上ふた面上に発達する境界層の影響を避けるために約100mmだけ喫水を平行に増加させて上ふた面に固定された。

キャビテーション試験はすべてトライアル状態の主機出力4/4の状態において行われた。本実験では代用プロペラを用いているためにキャビテーション試験状態の設定では K_T 一致法が適用できない。そこで次のような過程をたどって試験状態を定めた。まず、(設計プロペラ+実船)のときの推力を T_s (設)とし、(代用プロペラ+実船)のときの推力を T_s (代)として

$$T_s(\text{設}) = T_s(\text{代})$$

と仮定する。この仮定をもとに代用プロペラを実船に装備したときの K_T を求め、この K_T によって模型試験時のスラスト状態を決定した。 T_s (代)の推定に

表4 キャビテーション試験状態の設定 (トライアル状態, 主機出力4/4)

パラメータ	値	備考
V_s (kn)	11.71	実船トライアル成績より
EHP (PS)	371	模型船の抵抗試験結果より $\Delta C_F = 0.8 \times 10^{-3}$ (シェンヘル線による2次元解析法による)として求めた。
R_{Ts} (kg)	4619	$R_{Ts} = \frac{75 \cdot \text{EHP}}{V_s(\text{m/s})}$
F_n	0.343	
1-t (代)	0.728	(模型船+代用プロペラ)の自航試験より
T_s (kg)	6345	$T_s = \frac{R_{Ts}}{1-t}$
V_s (m/s)	6.024	
D_s (m)	1.850	
n'	29.05	(模型船+代用プロペラ)の自航試験より
K_T (ship, 代用)	0.1722	$n_s = \frac{n' \cdot V_s}{(L_{DNL})_s}$ $K_T = \frac{T_s}{\rho_s n_s^2 D_s^4}$ $= \frac{T_s}{\rho_s \cdot n'^2 \cdot V_s^2 \cdot D_s^4}$

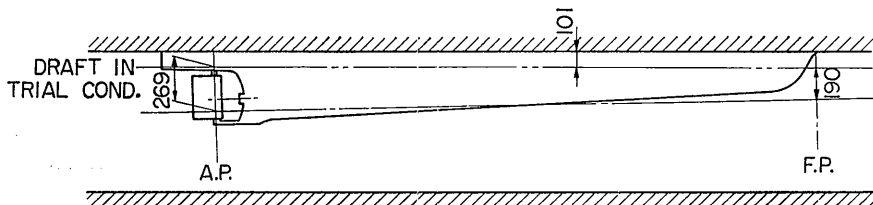


図6-1 キャビテーション水槽における模型船取り付け状態 (単位mm)。

は模型船の抵抗試験・自航試験・実船の試運転などの結果を用いた。代用プロペラを実船に装備したと仮定したときのプロペラ回転数、このときの K_T は自航試験結果を用いて求めた。詳細を表-4に示す。

キャビテーション数 σ_n は (代用プロペラ+実船) のときの σ_n を求め、模型試験においてその値に等しくなるように圧力を調節した。 σ_n の定義は下の通りである。

$$\sigma_n = \frac{P_{0.9R} - P_v}{\frac{1}{2} \rho n^2 D^2}$$

ただし P_v は蒸気圧、 $P_{0.9R}$ は $\theta=0^\circ$ 、 $r=0.9R$ の位置での静水圧である。

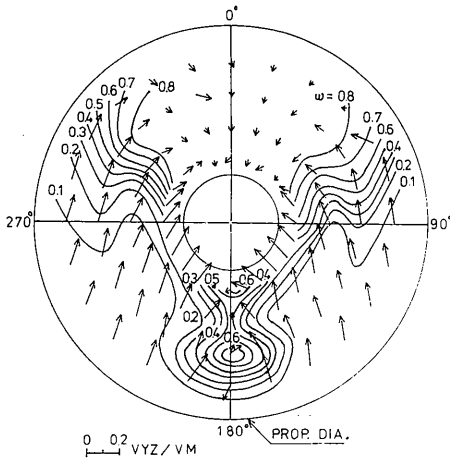


図6-2 伴流分布 (キャビテーション水槽・フィン無。 $V_M=2.167\text{m/s}$)

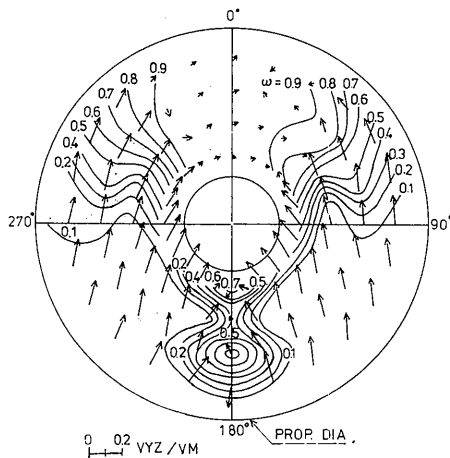


図6-3 伴流分布 (キャビテーション水槽・フィン無。 $V_M=3.5\text{m/s}$)

6-3 伴流計測

キャビテーション試験に先立ち、5孔ピトー管による伴流計測を行った。フィン無の結果を図6-2~図6-4に、フィン有の結果を図6-5に示す。

キャビテーション水槽における伴流分布は、主として制限水路影響のために曳航水槽でのそれに比べて肥大する傾向がある。曳航水槽と同じ $V_M=2.167\text{m/s}$ ($F_n=0.343$) で計測したのが図6-2である。図5-2に比べて幅がやや広がってはいるもの、 $\theta=0^\circ$ を中心と

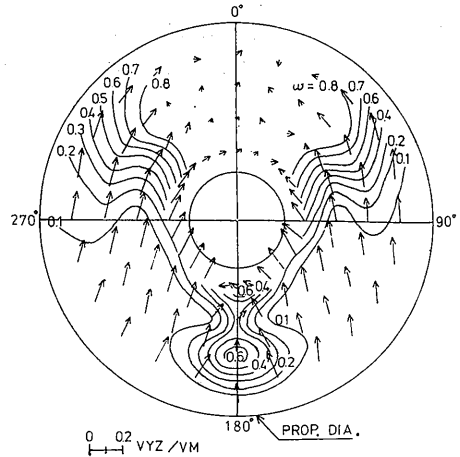


図6-4 伴流分布 (キャビテーション水槽・フィン無。 $V_M=4.5\text{m/s}$)

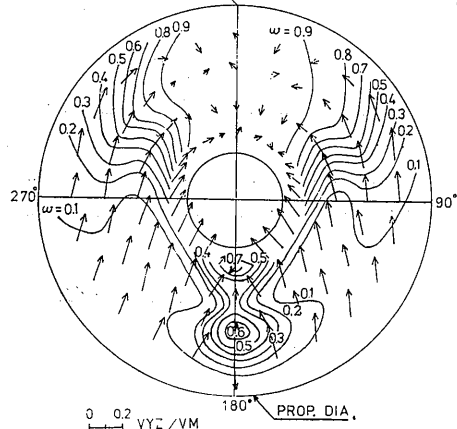
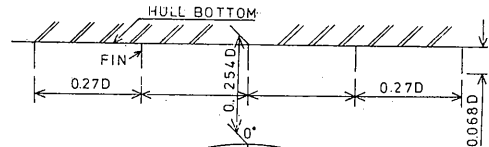


図6-5 伴流分布 (キャビテーション水槽・フィン有。 $V_M=3.5\text{m/s}$)

して大きな淀み域が広がっていることや、角度的に狭い範囲内で伴流係数 w が急激に変化している点など、伴流分布の主たる特徴はほぼ忠実に再現されている。図6-3に $V_M=3.5\text{m/s}$ 、図6-4に $V_M=4.5\text{m/s}$ の場合を示すが、伴流分布は流速の変化によって殆ど変化していない。キャビテーション試験流速として $V_M=3.5\text{m/s}$ を選んだが、この流速においても曳航水槽での伴流分布がほぼ満足できる精度内で再現されていると言える。

フィン有の状態での $V_M=3.5\text{m/s}$ の伴流分布を図6-5に示す。フィン無の場合と差異は殆ど認められない。

6-4 キャビテーション発生の様子

試験はすべて $K_T=0.1722$ 、 $\sigma_n=2.089$ の状態で行われた。通常、不均一流場中で作動するプロペラに発生するキャビティの大きさは各回転毎に安定せず、ある程度の幅をもって分布する。これはキャビティの“核”とも言うべき水中の微細な気泡すなわち気泡核の有無に主によるものである。そこで本実験ではプロペラ上流約1mの位置に船体表面に沿って直径0.3mmのステンレス線を2本張り、直流電流を通じて電気分解によって気泡核を付加してキャビティ発生の安定度を高めた。電流値は $i=2.0\text{A}$ とした。

フィン有の場合のキャビテーションパターンを図6-7に示す。なお図中の表現については図6-6のキャビテーションパターン模式図を参照されたい。図6-7で円

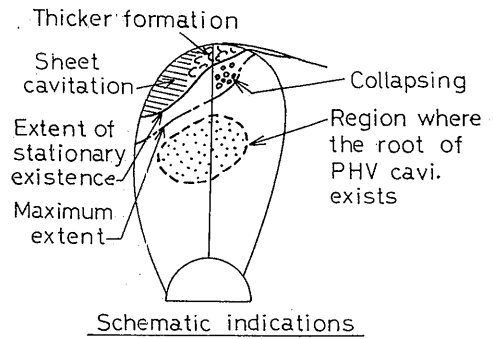


図6-6 キャビテーションパターン模式図

周方向の曲線は $r/R=0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 0.95$ の線である。

キャビティの発生状況を見ると、 $\theta=20^\circ$ 近辺では $0.6R$ あたりまでキャビティが広がっており、発生範囲が非常に広いと言える。 θ がさらに進んで、キャビティが消え始める $\theta=50^\circ$ 以降ではキャビティは翼の前縁近くから後縁に向かって消えて行く。この消え方はキャビティ体積の急激な変化をもたらすために、騒音・振動・エロージョンの原因となると言われている。このような消え方の原因は、伴流分布において淀み域の外縁で流速の主流方向成分が狭い範囲で急激に変化していることにあると考えられる。

フィン有のキャビテーション写真を写真6-1、6-2に示す。写真6-2でわかるようにキャビティは非常に厚く、特に $\theta=30^\circ$ あたりで最大となり、目視で約10

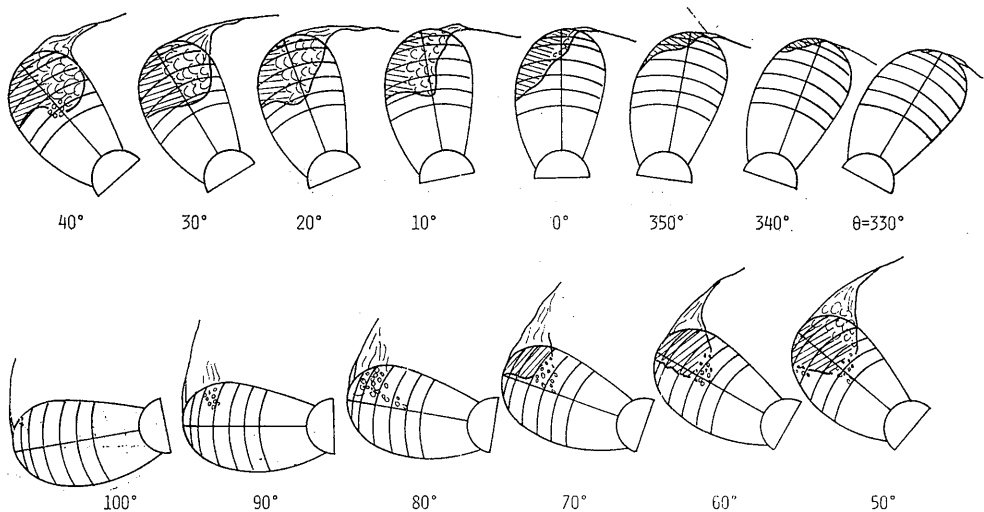


図6-7 キャビテーションパターン (フィン有・ $K_T=0.1722$ 、 $\sigma_n=2.089$)

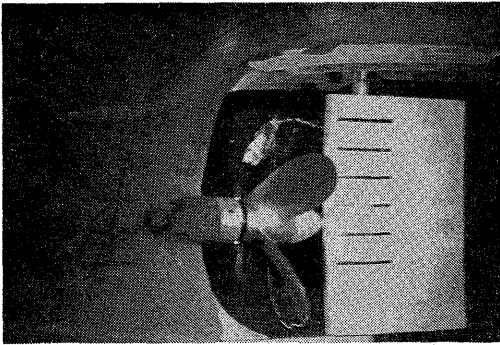


写真6-1 キャビティ観察 (フィン有・ $\theta=30^\circ$)



写真6-2 キャビティ観察 (フィン有・ $\theta=30^\circ$ 右舷より)

mm ほどの厚さであった。これは top 付近に大きな旋み域があるためと思われる。

フィン無の場合のキャビテーションパターンを図6-8に示す。この状態では PHV キャビテーション (以下 PHV キャビと略称) が発生した。このキャビテーションは写真6-3, 6-4, 6-5に示されるように、プロペラ (Propeller) と船体 (Hull) を結ぶ渦 (Vortex) 状のキャビテーションである⁹⁾。その発生は間欠的であるが、いったん発生すると目視観察では1~2秒間程度連続的に存在するようには見えた。プロペラ翼が高速で回転移動しているにも拘らず PHV キャビが連続的に存在できるための機構は恐らく以下の様であると思

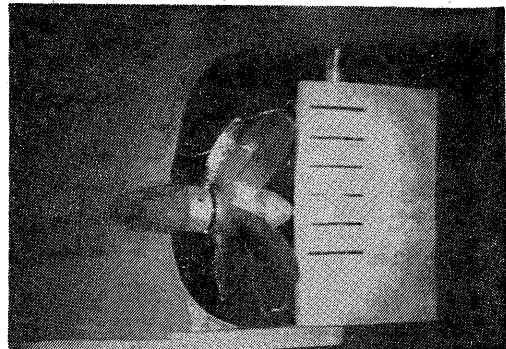


写真6-3 PHVキャビ(1) (フィン無・ $\theta=330^\circ$)

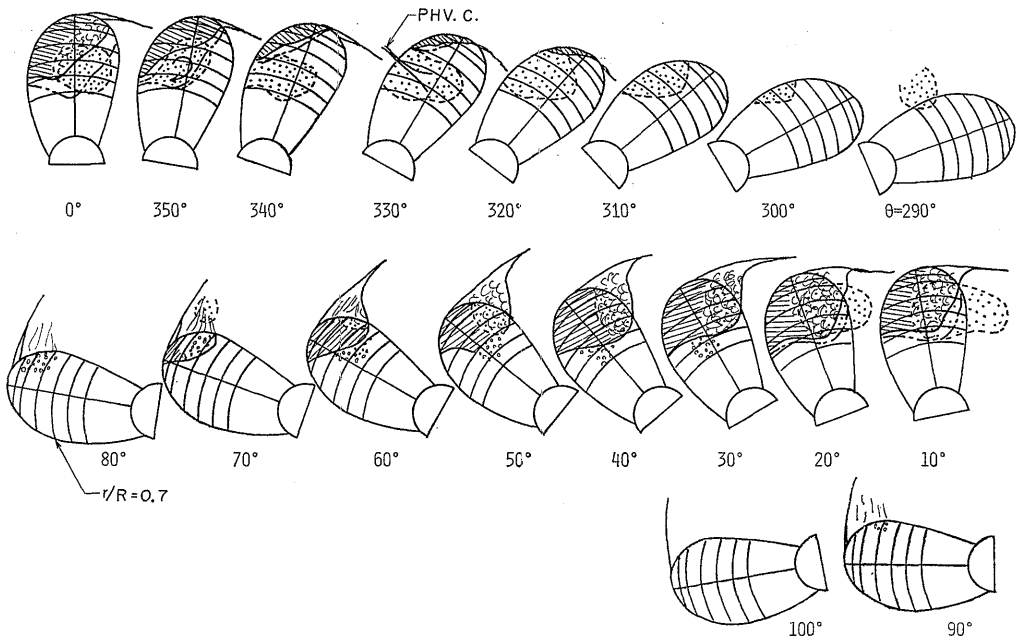


図6-8 キャビテーションパターン (フィン無・ $K_T=0.1722$, $\sigma n=2.89$)

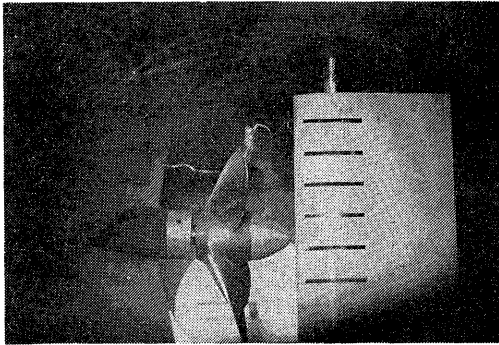


写真6-4 PHVキャビ(2) (フィン無・ $\theta=30^\circ$)

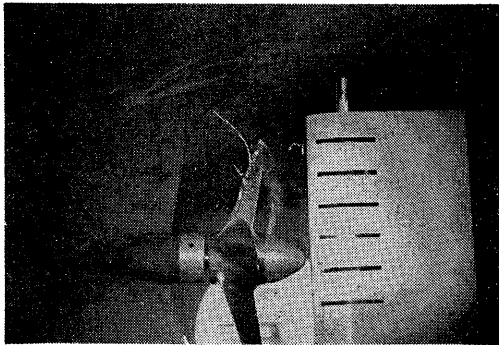


写真6-5 PHVキャビ(3) (フィン無・ $\theta=0^\circ$)

われる。すなわち図6-8に示されるようにPHVキャビの根元の存在範囲は θ が進むにつれて、翼の前縁に移動し、さらに後縁の後方空間にまで移動している。このことと、プロペラ翼及びその後流は一枚のら旋状の渦層であることを考慮すると、翼の回転につれてPHVキャビは渦層上を前縁から後縁に向かって移動し、さらに後流中の渦層上を移動中に次の翼のなす渦層と交差してそちらへ乗り移ることによって連続的に存在できると思われる。PHVキャビの船体側の端部の位置は写真に見られるように様々であるが、プロペラ上方船底のやや右舷よりの位置すなわち後述する圧力センサーが上下流方向に並んでいるあたりに多く発生し、上流から下流に移動するよう見えた。

翼面のキャビティはPHVキャビの発生と共に面積が大きくなり、また厚みも増加した。また同時に、実験者の耳に伝わる音も明らかに変化し、PHVキャビが発生すると「バリバリ」とひととき大きな音がした。

ひるがえってフィン有の状態ではPHVキャビは全くと言えるほど発生しなかった。このことから船底フィンはPHVキャビの発生防止に非常に効果的である

と考えられる。このPHVキャビに対する船底フィンの効果はHuse⁴¹によって既に報告されている。

6-5 変動圧計測

図6-9に示す如く合計11個の圧力センサーをプロペラ上方船底に埋め込み、変動圧計測を行った。ただし図中の⊗印のついた3個は計測の初期段階で故障したため、実際の計測には使用されなかった。

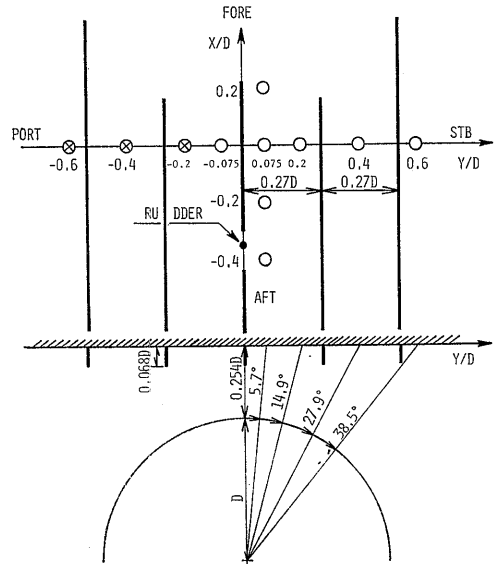


図6-9 船尾変動圧力計配置図

フィン無の状態の計測結果をFFTによりフーリエ級数展開しブレード周波数(プロペラ軸回転速度×翼数)の一次成分を求めて無次元化したものを図6-10 a), b)に示す。縦軸の K_P は次式で定義される。

$$K_P = \frac{\Delta P}{\rho n^2 D^2}$$

ただし n : プロペラ回転数

ΔP : 振幅(変動をsinまたはcosで表わした場合その係数)

a)図の横軸は右舷方向を正、b)図の横軸は船首方向を正にとってある。これらの図中では、×印で表わした非キャビテーション状態に比べて、実線・一点鎖線・破線で示したキャビテーション状態では変動圧が非常に大きい。3種の線で表わした状態は同一のキャビテーション状態であるが、PHVキャビの発生の有無によって値の大きさが異なったものと考えられる。そしてa), b)両図中にプロットされている位置全体にわたってその影響が見られることから、PHVキャビが

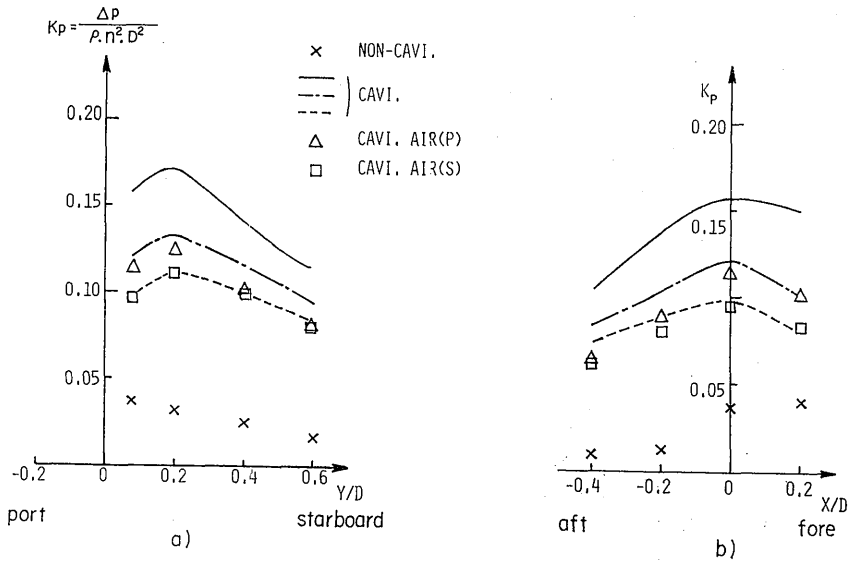


図6-10a),b) 変動圧振幅 K_P 分布 (ブレード周波数の1次成分・フィン無)

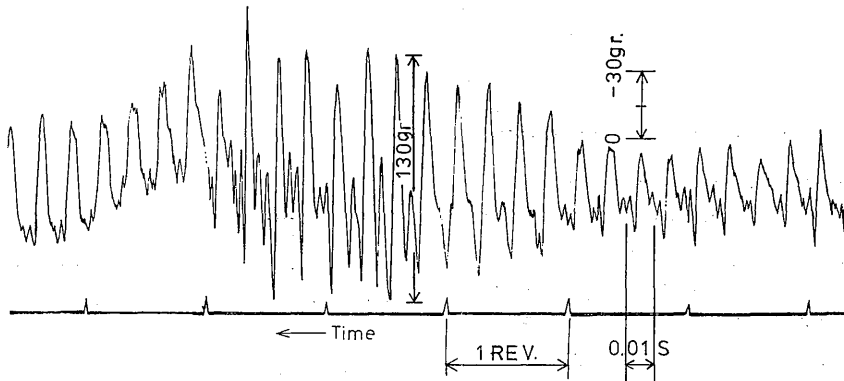


図6-11 PHVキャビテーションによる変動圧波形・ $(x/D, y/D) = (0.2, 0.0)$. フィン無・空気吹き出し無し

船尾変動圧を広い面積にわたって大きくする効果をもつことがわかる。

図中で△と□印は空気吹き出し状態の値である。空気吹き出し状態とは、曳航水槽試験時に見られた気泡のプロペラへの流入をキャビテーション試験時に再現するために、水槽外の空気を船体表面の S.S. 2 の位置に片舷6個ずつ両舷にかけた穴までパイプで導いて吹き出させた状態のことを言う。吹き出し空気量はピンチコックで調節し、曳航水槽での気泡流入状態に近づくよう目視により決定した。△印は左舷からのみ、□印は右舷からのみ吹き出した場合である。期待に反して、これらの結果からは空気泡のプロペラへの流入

が変動圧を増加させているようには見えない。

図6-11に PHV キャビの発生による変動圧の時間変化を示す。図に示したのはプロペラ上方やや右舷寄りの圧力計によるフィン無・空気吹き出し無の状態の記録である。グラフの中央部で振幅が非常に大きくなっているが、これは PHV キャビによるものである。最大と最小の振幅比は約4倍で、図6-10の実線で破線の値の比よりもさらに大きい。

図6-12に図6-10と同じくフィン無のブレード周波数の一次成分の位相角を示す。位相角は翼が top 位置($\theta=0^\circ$)にきた瞬間を 0° とし、負圧のピークに至る迄に翼が進む角度で表わす。非キャビテーション状態

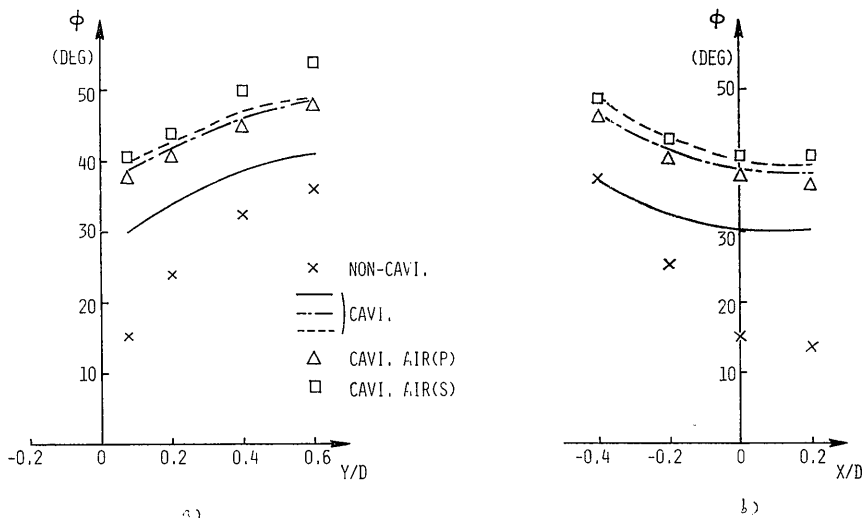


図6-12a,b) 変動圧位相角 ϕ 分布 (ブレード周波数の1次成分・フィン無)

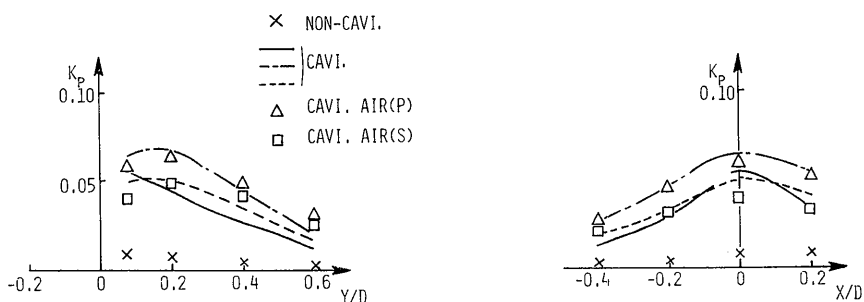


図6-13a,b) 変動圧振幅 K_p 分布 (ブレード周波数の2次成分・フィン無)

(\times 印)に比べてキャビテーション状態では場所による位相差が小さくなっており、Huse⁵⁾ 其他の見解と一致する。

図6-13にブレード周波数の2次成分の振幅を示す。この成分では、PHV キャビの有無・空気吹き出しの有無と大小関係との相関は見られない。

図6-14、図6-15にフィン有の状態でのブレード周波数の一次成分の振幅と位相を示す。この状態ではPHV キャビが発生しなかったため、キャビテーション状態の値は一種類の線のみで表わしてある。空気吹き出しも行ったが変動圧に殆ど影響しなかった。キャビテーション状態での変動圧値はフィン無でのキャビテーション状態の最も小さい値(図6-10参照)にはほぼ一致しており、このことから、フィンの有無による変動圧値の差はPHV キャビによるものであるということがで

きる。

船尾変動圧の大きさを他船と比較するためにサーフェスフォースを推定した。ブレード周波数の一次成分の値で比較したほうが定量的に信頼できるが、他の船のデータの多くが peak to peak 値で計算されているために、本船のデータもオシログラフの波形から peak to peak 値を読みとり、解析した。状態はフィン有の空気吹き出し無でPHV キャビが発生していない状態であり、 $-0.5 \leq (x/D, y/D) \leq 0.5$ の範囲まで圧力変動値 ΔP を延長し積分して、実船の代用プロベラ使用時のサーフェスフォース S.F. を推定した。サーフェスフォースは、single 値すなわち peak to peak 値の $1/2$ である。他船との比較を文献2)、6)によって表-5に示す。この表によれば、本船のサーフェスフォースが最も大きい。

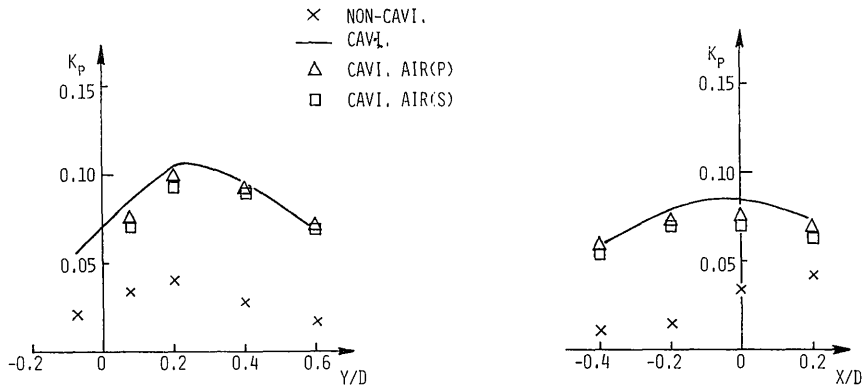


図6-14a,b) 変動圧振幅 K_p 分布 (ブレード周波数の1次成分・フィン有)

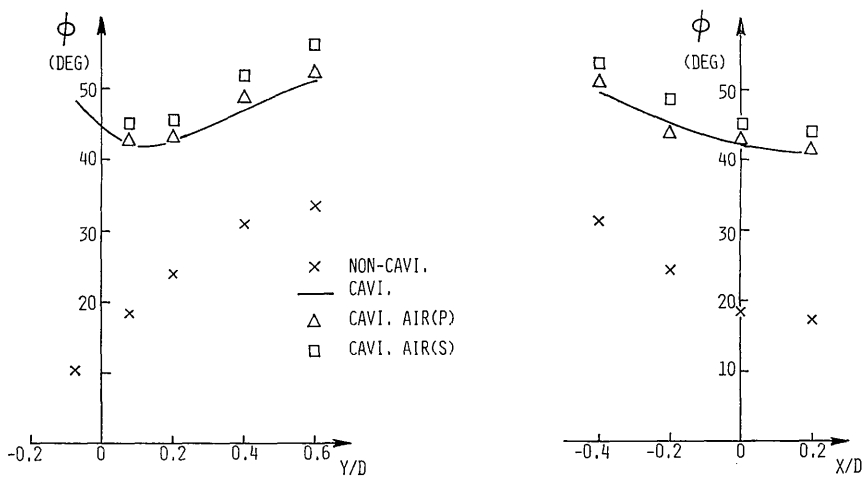


図6-15a,b) 変動圧位相角 ϕ 分布 (ブレード周波数の1次成分・フィン有)

表 5 サーフェスフォース (S.F.) の他船との比較

	本 船 A 船	漁業指導船 D 船	まぐろは え縄漁船 E 船	遠洋底引 網 漁 船 G 船	1 軸 大 型 コ ン テ ナ 船		
					(1)	(2)	(3)
L_{pp} (m)	29.00	39.20	49.50	49.70	200.00	168.0	195.00
D (m)	1.85	1.94	2.26	2.65	7.4	5.7	7.1
Z_t/D	0.254	0.284	0.273	0.248	0.22	0.24	0.282
Z	4	3	4	3	5	4	5
S.F. (ton)	5.31	1.9	1.2	7.7	19	23	15
$\frac{S.F.}{D \times D}$ (ton/m ²)	1.55	0.51	0.23	1.1	0.35	0.71	0.30

注) S.F. は片振幅値である。

7. ベアリングフォースの検討

船尾変動圧力に関しては前項のような調査結果を得たが、プロペラの回転による船尾振動のもう一つの重要な起振力としてベアリングフォースがある。既知の通り模型船においてベアリングフォースを信頼の出来る精度で計測する努力が払われているが⁷⁾、その技術は十分なレベルに至っているとは言い難い。それほどベアリングフォースの計測はむづかしいのであり、今後の計測技術の向上が待たれるところである。

一方、理論計算の方は高度な水準に達しており、その計算結果にかなりの信頼が寄せられている。このようなことから本船については、模型船の伴流分布・プロペラのオフセット及び自航試験から得られたプロペラ作動状態を使ってベアリングフォースを理論計算⁸⁾によって求めることとした。計算に使用した伴流分布はフィンを取付けた場合の図5-3に示すものである。他の船のベアリングフォースと比較するため、計算は模型船に対して行った。その結果を図7-1、7-2、7-3に示す。本船の場合、実船・模型船間のスケール比が約7であるため、伴流分布には尺度影響が殆どないと考えてもよく、従って計算結果はそのまま実船値として取扱っても差つかえないであろう。プロペラは模型船、実船とも代用プロペラが装着されているとしている。図7-2、7-3に使用している記号は図7-1に示す定義にもとづいている。

本船単独ではベアリングフォースの大きさの評価は

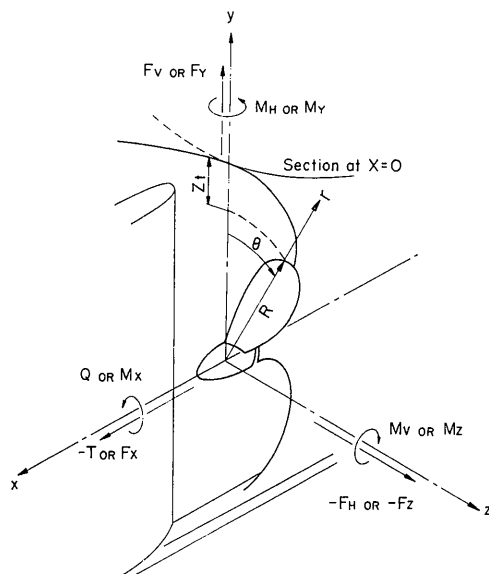


図7-1 ベアリングフォースの種類

出来ないで、文献²⁾から引用した他の船の値と比較したのが表-6である。この表によると、本船のベアリングフォースは大型船にくらべればかなり大きい、漁業船にくらべれば同等ないしはやや低い水準にあるように思われる。しかし漁業船も往々にして船尾振動の問題がもち上がるので、これらの船と比較して同程度に近いと言うことは、ベアリングフォースの軽減について考慮する必要のあると言うことを意味している。

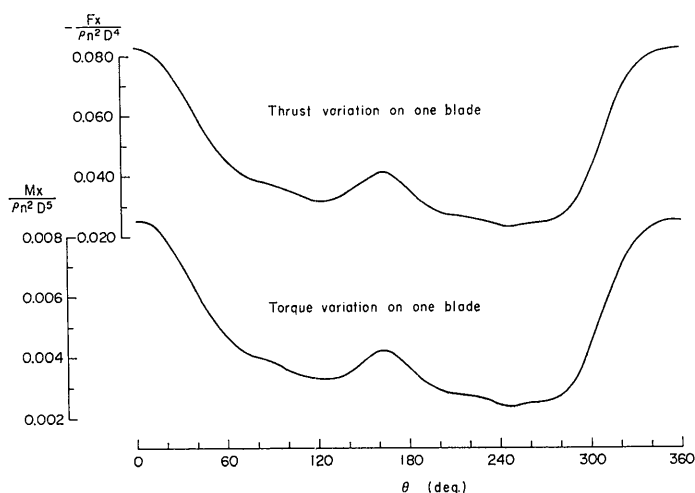


図7-2 スラスト・トルク変動計算結果

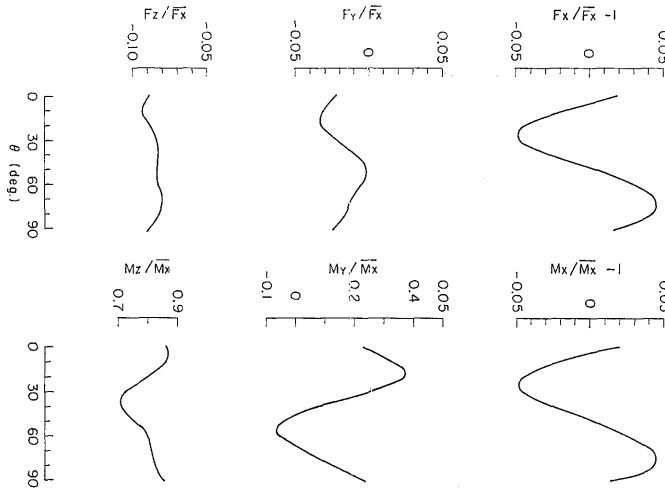


図7-3 ベアリングフォース計算結果

表 6 模型船のベアリングフォースの比較 (計算値)

	199G/T カーフェ リ M. S. No. 0346	漁業指導 船	まぐろは え縄漁船	遠洋底引網漁船		4軸大型コンテナ船		2軸大型 コンテナ 船	1軸 貨物船
		Model D	Model E	Model G		右舷内軸	右舷外軸	右舷軸	
Z	4	3	4	3	4	6	6	5	4
\bar{K}_T	0.1770	0.2090	0.1930	0.1348	0.1274	0.2876	0.2990	0.1963	0.2442
$\Delta K_T/\bar{K}_T$	0.095	0.136	0.034	0.262	0.252	0.064	0.031	0.075	0.031
\bar{K}_{FV}/\bar{K}_T	0.017	0.028	0.000	0.020	0.015	0.140	0.092	-0.008	0.008
$\Delta K_{FV}/\bar{K}_T$	0.032	0.085	0.026	0.086	0.056	0.032	0.017	0.043	0.021
\bar{K}_{FH}/\bar{K}_T	0.084	0.066	0.073	0.064	0.079	0.126	0.175	0.160	0.087
$\Delta K_{FH}/\bar{K}_T$	0.013	0.105	0.048	0.124	0.065	0.050	0.023	0.032	0.025
\bar{K}_Q	0.0183	0.0301	0.0192	0.0164	0.0153	0.0700	0.0716	0.0382	0.0364
$\Delta K_Q/\bar{K}_Q$	0.094	0.135	0.031	0.256	0.248	0.064	0.031	0.061	0.030
\bar{K}_{MV}/\bar{K}_Q	0.790	0.366	0.697	0.522	0.623	0.197	0.274	0.383	0.385
$\Delta K_{MV}/\bar{K}_Q$	0.160	0.610	0.306	1.140	0.569	0.095	0.046	0.088	0.157
\bar{K}_{MH}/\bar{K}_Q	0.150	0.157	0.045	0.203	0.206	0.202	0.152	-0.024	0.056
$\Delta K_{MH}/\bar{K}_Q$	0.480	0.455	0.094	0.744	0.431	0.057	0.033	0.137	0.109

N.B. $K_T, K_{FV}, K_{FH} = \frac{1}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4} \cdot (T, F_V, F_H)$

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

— : mean
 Δ : peak to peak

8. 結論

本研究によって得られた主な結果は次の通りである。

- (1) 本船の造波抵抗係数 C_W は非常に大きく、大型船はもとより、漁業船のそれよりもさらに大きい。
- (2) 造波抵抗係数 C_W が大きいにもかかわらず、波形造波抵抗係数 C_{WP} は他の船と比べてむしろ小さかった。これは本船の、船首砕波が顕著なためである。
- (3) 推進性能の比較結果では、漁業船等にくらべて推力減小率 t が一番大きく、このため船体効率 η_H が最も低くなった。
- (4) プロペラ位置での伴流分布は、 $\theta=0^\circ$ (top) を中心に約 $\pm 25^\circ$ の広い範囲にわたって淀み領域が広がっており、またその外縁の狭い角度範囲内で伴流係数 w が 0.9 から 0.1 まで急激に変化しており、極めて特異的であった。
- (5) 以上 4 項目のほか、形状影響係数も大きい ($K=0.32$) ことを考慮すると、抵抗・推進両性能の向上及び伴流分布の改善をはかるためには、かなりの船型改良の余地がある。
- (6) 船尾船底フィン無の状態では PHV キャビテーションが発生した。これにより船尾変動圧が大きく増加した (図6-10)。すなわち PHV キャビテーションが船尾振動の大きな原因となっていた。
- (7) 船尾船底フィンの装着によって PHV キャビテーションの発生がほぼ完全に防止された。文献¹⁾において、実船に船尾船底フィンを装着して船尾振動が軽減されたことが報告されたが、今回の実験によってその効果が完全に裏付けられた。
- (8) PHV キャビテーションが発生しない状態における変動圧 (あるいはサーフェスフォース) を他船と比較すると依然として大きい (表-5)。この主な原因は伴流分布形状にあると思われる (図5-2)。翼角 $\theta=0^\circ$ の top 位置を中心として広い淀み域があり、その外縁では伴流係数 w の勾配が急である。キャビティは w の勾配の急な所では急激に膨張・収縮を行い、広い淀み域においては非常に厚くなるまで成長するので、両者の効果が重なり合って変動圧を大きくしていると思われる。
- (9) 従って伴流分布の中で船尾振動の観点から改良が必要な点は、a) 淀み域を小さくすること、b) 伴流係数 w の勾配をゆるやかにすること、の 2 点であり、そのためには船尾形状を改良する必要がある。特

にプロペラディスクの上流の S.S. $\frac{3}{4}$ あたりのフレームライン形状が肥っており、可視化写真 (写真5-1) に見られるように S.S. $\frac{1}{2}$ のところに剝離域が生じている。したがってこの近辺のフレームライン形状を改良する必要があると考えられる。

- (10) キャビテーション試験時に空気を流入させても変動圧の大きさに特に変化は見られなかった (図6-10, 6-14)。もし気泡がキャビティの発達を促進し変動圧を大きくする効果をもつならば、空気が発生原因である船首砕波を小さくするために船首形状を船尾振動の観点からも改良する必要があるが、今回の実験結果を見る限り、流入空気が船尾振動に、悪影響を与えていないようである。

共同研究の遂行に当って、船舶整備公団の松尾進前理事、馬場良治前工務部長、百合草正船技術課長、中浜博義技術課長代理、船舶技術研究所の上田雄司前管理部長にそれぞれ多大の御基力と御指導を賜りました。

また、多種類の水槽試験を遂行するに当って、当所推進性能部の多くの水槽関係者にいろいろな御協力を頂きました。上記の方々には心からお礼を申し上げます。

参考文献

- 1) 船研・整備公団「小型カーフェリーの船尾振動に関する調査研究 (第一報 実船調査)」昭56.3
- 2) 上田隆康他「漁船の推進性能とプロペラ起振力について」船研報告第14巻4号、昭52.7
- 3) Takekuma, K. "Effect of Air Bubbles Entrained from Bow on Prolifer-Induced Pressure Fluctuation", Mitsubishi Technical Bulletin No. 140, June, 1980
- 4) Huse, E. "Propeller-Hull-Vortex Cavitation" Norwegian Ship Model Experiment Tank Publication No. 106, May, 1971
- 5) Huse, E. "Pressure Fluctuations on the Hull Induced by Cavitating Propellers" N.S. M.E.T. Publication No. 111, March, 1972
- 6) Takahashi, H. "Estimation of Surface Force Induced by Propeller" 日本造船学会論文集第140号、昭51.12
- 7) 谷林英毅他「プロペラベアリングフォースの計測」三菱重工技報 vol. 15, No. 3, 1978

- 8) 小山鴻一「不均一流中のプロペラ揚力面の実用計
算法と計算例」日本造船学会論文集第 137 号，昭
50.6