

控

本研究はモーターボート競走公益資金による  
(財)日本船舶振興会の補助金を受けて実施したものである

第199研究部会  
プロペラ推進性能と騒音特性の推定法  
に関する研究

報 告 書

昭和61年3月

社 团 法 人  
日 本 造 船 研 究 協 会

## はしがき

本報告書は、日本船舶振興会昭和60年度補助事業「プロペラの推進性能と騒音特性の推定法に関する研究」として、日本造船研究協会第199研究部会が実施した成果をまとめたものである。

本研究部会委員ならびに関係者は次のとおりである。

(敬称略、順不同)

### 第199研究部会委員名簿

部会長 加藤 洋治 (東京大学)	
委 員 乾 崇夫 (玉川大学)	山崎 隆介 (九州大学)
仲渡 道夫 (広島大学)	池畠 光尚 (横浜国立大学)
鈴木 敏夫 (大阪大学)	山口 一 (東京大学)
門井 弘行 (船舶技術研究所)	武井 幸雄 (船舶技術研究所)
右近 良孝 (船舶技術研究所)	岡山 透 (日本海事協会)
佐藤 和範 (日本造船技術センター)	武隈 克義 (三菱重工業)
川口 昇 (三菱重工業)	渡辺 茂雄 (住友重機械工業)
永松 宣雄 (川崎重工業)	一色 浩 (日立造船)
湯浅 肇 (三井造船)	田中 秀信 (日立造船)
白木 東 (日本鋼管)	泉田 泰弘 (日本鋼管)
藤野 良亮 (石川島播磨重工業)	富永 博之 (佐世保重工業)
下山 敬次 (明石船型研究所)	木川 弘 (名村造船所)
荻野 繁之 (サノヤス)	才野 真作 (大阪造船所)
塩谷 政人 (尾道造船)	鈴木 龍敦 (幸陽船渠)
山崎正三郎 (神戸製鋼所)	吉岡 勝 (ナカシマプロペラ)
久保 博尚 (ナカシマプロペラ)	深沢 正樹 (かもめプロペラ)
岩野 淳一 (日本郵船)	西田 裕至 (大阪商船三井船舶)
佐野 正宏 (川崎汽船)	中島 洋 (山下新日本汽船)

### 第199研究部会幹事会委員名簿

部会長 加藤 洋治 (東京大学)	
委 員 仲渡 道夫 (広島大学)	池畠 光尚 (横浜国立大学)
鈴木 敏夫 (大阪大学)	門井 弘行 (船舶技術研究所)
右近 良孝 (船舶技術研究所)	佐藤 和範 (日本造船技術センター)
武隈 克義 (三菱重工業)	湯浅 肇 (三井造船)
藤野 良亮 (石川島播磨重工業)	

### 第199研究部会第1小委員会Aグループ委員名簿

主査 仲渡 道夫（広島大学）  
リーダー 門井 弘行（船舶技術研究所）  
幹事 佐藤 和範（日本造船技術センター）  
委員 川口 昇（三菱重工業） 渡辺 茂雄（住友重機械工業）  
木川 弘（名村造船所） 才野 真作（大阪造船所）  
荻野 繁之（サノヤス） 富永 博之（佐世保重工業）  
山崎正三郎（神戸製鋼所） 久保 博尚（ナカシマプロペラ）  
岩野 淳一（日本郵船） 西田 裕至（大阪商船三井船舶）  
佐野 正宏（川崎汽船） 中島 洋（山下新日本汽船）

### 第199研究部会第1小委員会Bグループ委員名簿

主査 仲渡 道夫（広島大学）  
リーダー 池畠 光尚（横浜国立大学）  
幹事 右近 良孝（船舶技術研究所） 潤浅 肇（三井造船）  
委員 山崎 隆介（九州大学） 山口 一（東京大学）  
武井 幸雄（船舶技術研究所） 角川 明（船舶技術研究所）  
 笥島 孝夫（三菱重工業） 白木 東（日本鋼管）  
 泉田 泰弘（日本鋼管） 佐藤 隆一（石川島播磨重工業）  
 下山 敬次（明石船型研究所） 伊藤 政光（神戸製鋼所）

### 第199研究部会第1小委員会Cグループ委員名簿

主査 仲渡 道夫（広島大学）  
リーダー 仲渡 道夫（広島大学）  
幹事 鈴木 敏夫（大阪大学） 山口 一（東京大学）  
委員 武井 幸雄（船舶技術研究所） 小野木 裕（日本鋼管）  
 永松 宣雄（川崎重工業）  
オブザーバー 小村 隆士（東京大学）

### 第199研究部会第2小委員会委員名簿

主査 加藤 洋治（東京大学）  
幹事 笥島 孝夫（三菱重工業）  
委員 右近 良孝（船舶技術研究所） 佐藤 和範（日本造船技術センター）  
 潤浅 肇（三井造船） 一色 浩（日立造船）

藤野 良亮（石川島播磨重工業） 高須 順三（川崎重工業）  
吉岡 勝（ナカシマプロペラ） 深沢 正樹（かもめプロペラ）

討議参加者名簿

横田 哲也（三菱重工業）	滋野 正明（サノヤス）
高橋 克朋（川崎汽船）	前田 正二（東京大学）
池淵 義昭（日本造船技術センター）	土井 敏生（サノヤス）
江本 清文（山下新日本汽船）	原 寿（三菱重工業）
河内房之助（ナカシマプロペラ）	海津 源治（ナカシマプロペラ）
上田 耕平（九州大学）	藤本 卓郎（名村造船所）
大出 明（尾道造船）	山崎 知幸（名村造船所）
村上 光功（日立造船）	

S R 1 9 9 「プロペラの推進性能と騒音特性の推定法に関する研究」

S . 6 0 年度報告書 目次

1 . 緒言	(部会長)	1
2 . 推進性能推定精度向上に関する研究		
2 . 1 緒言	(広大)	2
2 . 2 伴流中を作動する最適プロペラ設計法の検討	(技セ)	3
2 . 2 . 1 プロペラの設計及び模型プロペラの製作	(技セ)	22
2 . 2 . 2 プロペラ単独性能試験	(技セ)	30
2 . 2 . 3 均一流中キャビテーション試験	(技セ)	37
2 . 2 . 4 伴流プロペラの性能比較理論計算結果	(神鋼)	43
2 . 2 . 5 ハイスキュープロペラの就航実績調査	(船研他)	45
2 . 2 . 6 まとめ	(船研)	
2 . 3 プロペラ単独性能の尺度影響に関する研究	(三井他)	47
2 . 3 . 1 文献調査	(船研)	62
2 . 3 . 2 プロペラ単独性能試験	(船研)	69
2 . 3 . 3 プロペラ翼面上の流れの可視化試験	(船研)	75
2 . 3 . 4 プロペラ翼面境界層計測に関する予備試験	(横国大)	80
2 . 3 . 5 まとめ		
2 . 4 実船伴流計測法の開発	(阪大)	82
2 . 4 . 1 計測例の調査	(川重・钢管)	95
2 . 4 . 2 計測条件に関する調査	(東大)	101
a . 計測に関するアンケート調査	(船研)	112
b . 同時計測が必要な項目及びその影響について	(東大)	114
c . 海水の透明度について	(東大)	119
2 . 4 . 3 画像処理による速度測定法に関する調査	(東大)	131
2 . 4 . 4 画像処理による速度測定法の機能調査試験	(広大)	
2 . 4 . 5 まとめ	(広大)	
2 . 5 結言	(広大)	133
3 . 水中騒音性能に関する研究		
3 . 1 緒言	(三菱)	135
3 . 2 文献調査	(ナカシマ他)	137
3 . 3 キャビテーション水槽における水中騒音計測		
3 . 3 . 1 目的	(三菱)	145
3 . 3 . 2 供試模型及び試験条件	(三菱)	146
3 . 3 . 3 均一流中での騒音計測 I	(技セ)	154
3 . 3 . 4 均一流中での騒音計測 II	(船研)	160
3 . 3 . 5 まとめ	(三菱)	166
3 . 4 結言 次年度への展望	(東大)	182
4 . 結言	(部会長)	183

## 1. 緒言

昭和58、59年度の2ヶ年にわたり第200研究部会第13分科会において「船型改良の手法に関する調査研究」が行われた。本分科会は、2つの小委員会からなり、第2小委員会においては推進器に関する研究の現状と将来の動向について広範な調査が行われた。その結果、下記のような結論が得られている。

(1) 船用推進器の省エネルギー化、低振動・低騒音化の要求は、近年ますます強まり、種々の新形式の推進器が考案され、そのいくつかは実用化されている。

(2) 新形式の推進器を実用化するにあたっては、実船に装備した時の精度よい性能推定が出来ることが是非とも必要であり、そのための基礎研究は緊急の課題である。

以上の結論をふまえて、新たに第199研究部会が昭和60年度より5ヶ年計画で発足することとなった。その目的は、実船推進器の総合性能を従来より格段に高い精度で推定出来、設計に反映出来る推定法を開発し、もって高性能推進器の開発および設計に資することである。

このためには、推進性能推定精度の向上のための研究は勿論であるが、実船伴流の推定、伴流中で作用するプロペラのキャビテーション性能、さらにはキャビテーションにより生じる振動・騒音の推定等の広範な課題を取り扱う必要がある。また最終的には模型実験や理論計算で得られた結果を実船実験により確認することが望ましい。

そこで第199研究部会に2つの小委員会をおき、第1小委員会においては主として推進性能推定精度向上のための研究をおこない、第2小委員会においては、水中騒音性能に関する研究をおこなうこととした。

第1小委員会ではさらに「伴流中の最適プロペラ設計法の開発」「実船計測法の開発」をも担当することになったため、さらに3つのグループに分かれて研究を行うこととした。そして昭和60年度には下記の研究項目を実施することとした。

### 第1小委員会

- Aグループ 伴流中を作動する最適プロペラの設計法確立のための試験及検討
- Bグループ プロペラ単独性能の尺度影響に関する試験
- Cグループ 実船伴流計測法の開発のための研究

### 第2小委員会

- 水中騒音計測法の開発のための比較試験

本年度は初年度であり、前述の目的のための基礎データを得るために研究が主であるが、61、62年度はそれを発展させ、その成果を基に63年度には64年度に予定している実船実験のための研究を行うのがよいと考えている。

以下、第2章には第1小委員会の研究成果が、第3章には第2小委員会の研究成果が述べられている。

## 2. 推進性能推定精度向上に関する研究

### 2.1 緒言

高効率・省エネルギー型、低振動・低騒音の実船プロペラに関し、その推進性能やキャビテーション性能の推定精度を高め設計法の改善に役立てる目的で、次のような研究を開始した。

2.2においては翼面上に特徴のある圧力分布を設計条件として与えて理論的に設計した3種の模型プロペラにつき、均一流中で単独性能試験とキャビテーション性能試験を行い、得られた結果と理論計算値との対比を吟味検討した。また低振動、低騒音で良いとされている Highly Skewed Propeller (H.S.P.) を装備した船の就航実績を調査した。

2.3においては2つの目的でプロペラ単独試験を行った。すなわちレイノルズ数影響を調べるための大直徑プロペラ(400mm)と小直徑(220mm)を比較すると同時に H.S.P. と Conventional Propeller (C.P.)との比較も行った。これら4個の模型プロペラについてはなお、油膜法により翼面上の流れを観測した。更に大直徑 C.P. の翼面境界層内流速分布を L DV (レーザー・ドップラー流速計)で計測することを試みた。

文献調査ではプロペラ単独性能の尺度影響に関するものを取り上げた。

2.4においてはプロペラが作動する場である実船伴流の計測に関する調査と、その新しい計測方法についての研究を行った。計測に関する調査は、過去の計測実績や計測に影響を与える因子に関する文献調査と、計測方法や要求精度に関するアンケート調査からなっている。新しい計測方法とはトレーサーを使用したTV画像処理法によるもので、本年度は主として基準物体による static な試験により測定精度の検討を行った。

## 2. 2 伴流中を作動する最適プロペラ 設計法の検討

### 2. 2. 1 プロペラの設計および模型プロペラの製作

#### ( I ) 設計条件

第一小委員会 A グループ（第一回）における検討の結果、供試プロペラの設計条件として以下のことが決められた。

##### ( 1 ) 主要目

翼 数	4
展開面積比	0.55
ピッチ比	M A U 4 - 5.5 に換算して 1.0

##### ( 2 ) 圧力分布

本年度設計するプロペラは 3 個であるが、うち 2 個は、右図の平担型 F と三角型 T とする。もう 1 つは、三角型をもっと極端にしたものとする。

これらの圧力分布は、 $J = 0.75 J_0$

（ $J_0$  は設計前進係数）において所定の圧力分布になるものとする。

その他の設計条件は、以下のとおりである。

##### ( 3 ) 肉厚

$B \cdot T \cdot R = 0.05$  の直線分布とする。

Edge の厚みとしては、Edge における仮想点が M A U - M E S K にほぼ等しくなるようにする。

##### ( 4 ) 翼輪郭

M A U 4 - 5.5 にほぼ等しくする。

( 5 )  $J = 1.25 J_0$  においてフェース・キャビテーションが発生しないこと。

( 6 ) 循環の半径方向分布は M A U と余り変わらないこと。

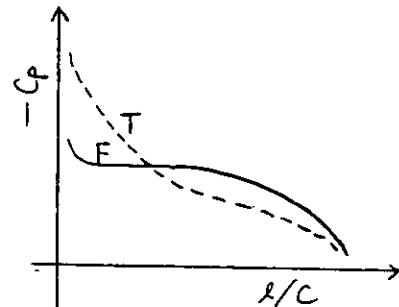
#### ( II ) 設計方法

翼数、翼輪郭、肉厚（各半径における最大厚みと Edge の仮想厚み）を同一に保ちつつ断面形状を系統的に変え、圧力分布を計算する。これから、圧力分布を断面形状の多項式で表し、圧力分布を与えて逆に断面形状を計算する、という方法によった。この計算に使用した既存の理論、手法は、

小山の揚力面理論（定常）

相当 2 次元翼の考え方と守屋の第一近似式

である。



設計方法の流れを Fig.2.2.1.1 に示す。

なお、3つ目の断面については、三角型の圧力分布を有する断面のキャンバーをほぼ零 ( $f/C = 0.1\%$ ) にした断面 N C とした。

設計は日本造船技術センターにおいて行われた。

### (Ⅲ) 設計結果

Table 2.2.1.1 ~ 2.2.1.3 に offset を、Fig.2.2.1.2 に断面形状の Fig.2.2.1.3 にピッチ分布の Fig.2.2.1.4 に Leading Edge の半径の比較を示す。なお、Fig.2.2.1.2 ~ 2.2.1.4 には M A U のものも合わせて示してある。

### (Ⅳ) 性能推定

小山の揚力面理論、相当2次元翼の考え方、守屋の第一近似式、揚力等価法による供試プロペラの性能推定結果を Fig.2.2.1.5 ~ 2.2.1.12 に示す。ただし、小山の揚力面計算では揚力勾配修正係数として 0.882 を用いた。

Fig.2.2.1.5 単独性能 (抗力係数は、Fig.2.2.1.6 を参照)

Fig.2.2.1.7 ~ 2.2.1.10 推定圧力分布

たて軸は、圧力係数  $C_p$  を  $C_{pv}$  で割ったもの。ただし、ここに

$$C_{pv} = \left( -C_N + \frac{g}{n^2 D} \cdot \frac{r}{R} \cdot \cos \theta \right) \frac{1}{J^2} \cdot \left( \frac{V}{W} \right)^2$$

で、

軸心におけるキャビテーション数  $C_N = 2.109$ 、

$g/n^2 D = 0.413$ 、

翼の位置  $\theta = 0^\circ$  (背面のとき)、 $90^\circ$  (正面のとき)

としてある。 $C_p/C_{pv} = 1$  のとき、翼面上の圧力が蒸気圧になる。

Fig.2.2.1.11 推定圧力分布の比較

Fig.2.2.1.12 揚力等価法によるキャビティー長さの比較

なお、Fig.2.2.1.7 ~ 2.2.1.12 において設計点のプロペラ前進係数  $J_0$  は、

F 型 0.759

T 型 0.761

N C 型 0.763

M A U 0.758

である。

また、Fig.2.2.1.13 ~ 2.2.1.14 には、 $J = 0.775$  のときの循環分布と相当2次元翼への流入角の比較を示す。また、Fig.2.2.1.15 には、 $r/R = 0.7$  における幾何キャンバーと相当2次元翼のキャンバーの比較を示す。

### (Ⅴ) 模型プロペラの製作

F型、T型 および N C型の3種のプロペラが、日本造船技術センターにお

いて製作された。 直径は、すべて 250mm である。模型プロペラは、表面仕上げ後、メッキされたが、カーボ・ランダムなどの表面粗さは施されていない。

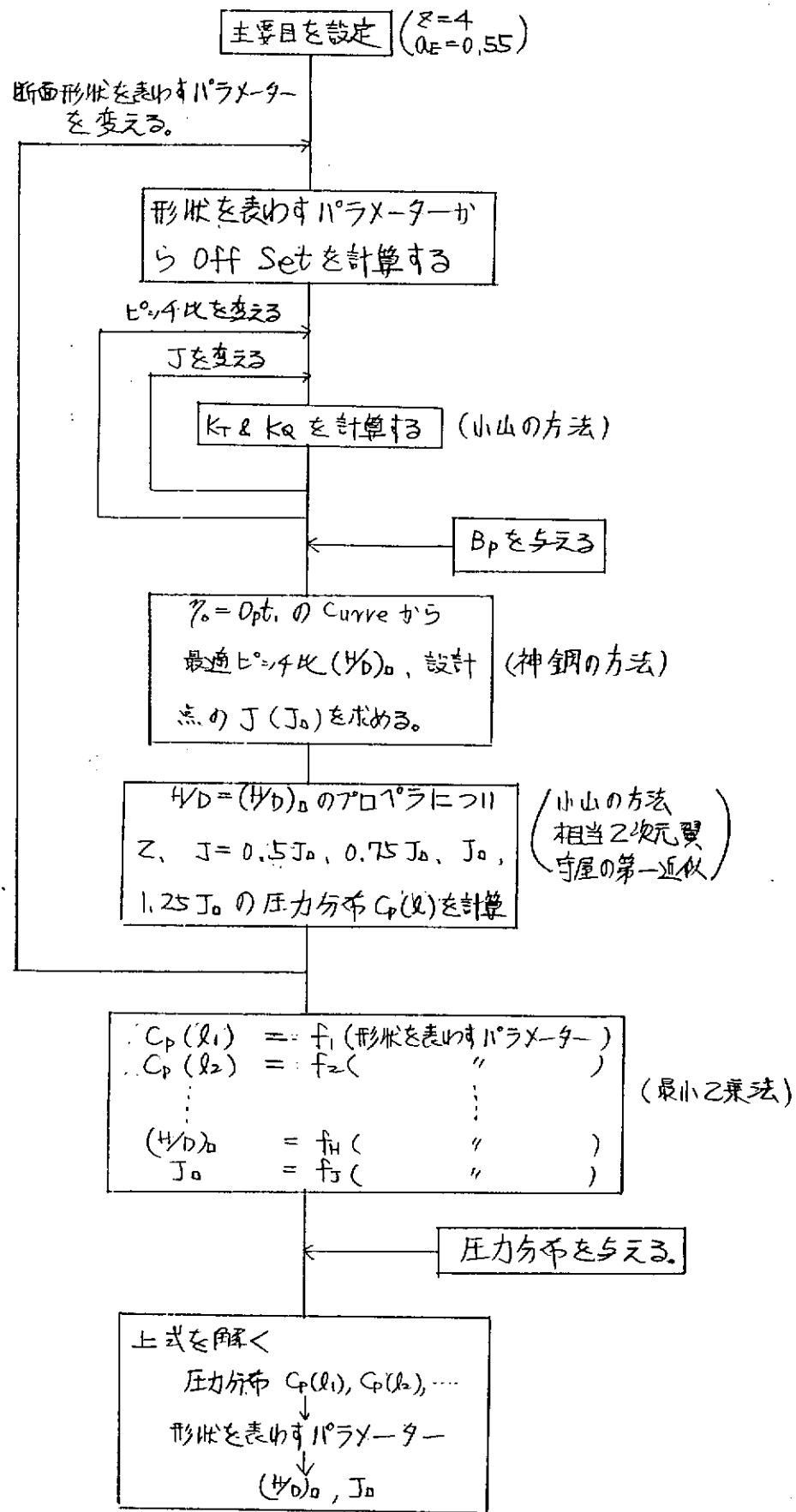


Fig. 2.2.1.1 設計方法

Table 2.2.1.1 F<sub>xx</sub> offsetD<sub>p</sub> = 25 cm

G <sub>L~</sub> L.E.=30.11			UNIT; mm		
X	γ=25.00	P=261.48	0.0	0.65	1.30
BACK			0.60	1.60	2.13
FACE			-0.60	-1.41	-1.75
			37.50	261.05	34.39
X	0.0	0.75	1.51	3.02	6.04
BACK	0.53	1.40	1.86	2.61	3.77
FACE	-0.53	-1.21	-1.49	-1.87	-2.36
			50.00	260.02	37.43
X	0.0	0.84	1.69	3.37	6.75
BACK	0.46	1.17	1.57	2.22	3.25
FACE	-0.46	-0.99	-1.22	-1.53	-1.92
			62.50	258.41	39.01
X	0.0	0.91	1.82	3.64	7.28
BACK	0.37	0.94	1.28	1.83	2.71
FACE	-0.37	-0.78	-0.95	-1.19	-1.50
			75.00	256.20	38.83
X	0.0	0.95	1.90	3.80	7.59
BACK	0.29	0.72	0.99	1.44	2.18
FACE	-0.29	-0.58	-0.70	-0.88	-1.11
			87.50	253.40	36.48
X	0.0	0.95	1.90	3.81	7.62
BACK	0.21	0.52	0.73	1.08	1.68
FACE	-0.21	-0.40	-0.48	-0.59	-0.75
			100.00	250.01	31.22
X	0.0	0.90	1.81	3.62	7.23
BACK	0.15	0.35	0.50	0.76	1.21
FACE	-0.15	-0.25	-0.29	-0.35	-0.43
			112.50	246.02	21.32
X	0.0	0.76	1.53	3.05	6.11
BACK	0.10	0.22	0.31	0.48	0.78
FACE	-0.10	-0.14	-0.15	-0.17	-0.18
			118.75	243.81	12.84
X	0.0	0.61	1.23	2.46	4.91
BACK	0.09	0.17	0.23	0.35	0.57
FACE	-0.09	-0.10	-0.11	-0.11	-0.10
			125.00	241.45	

Table 2.2. 1. 2 T型の offset



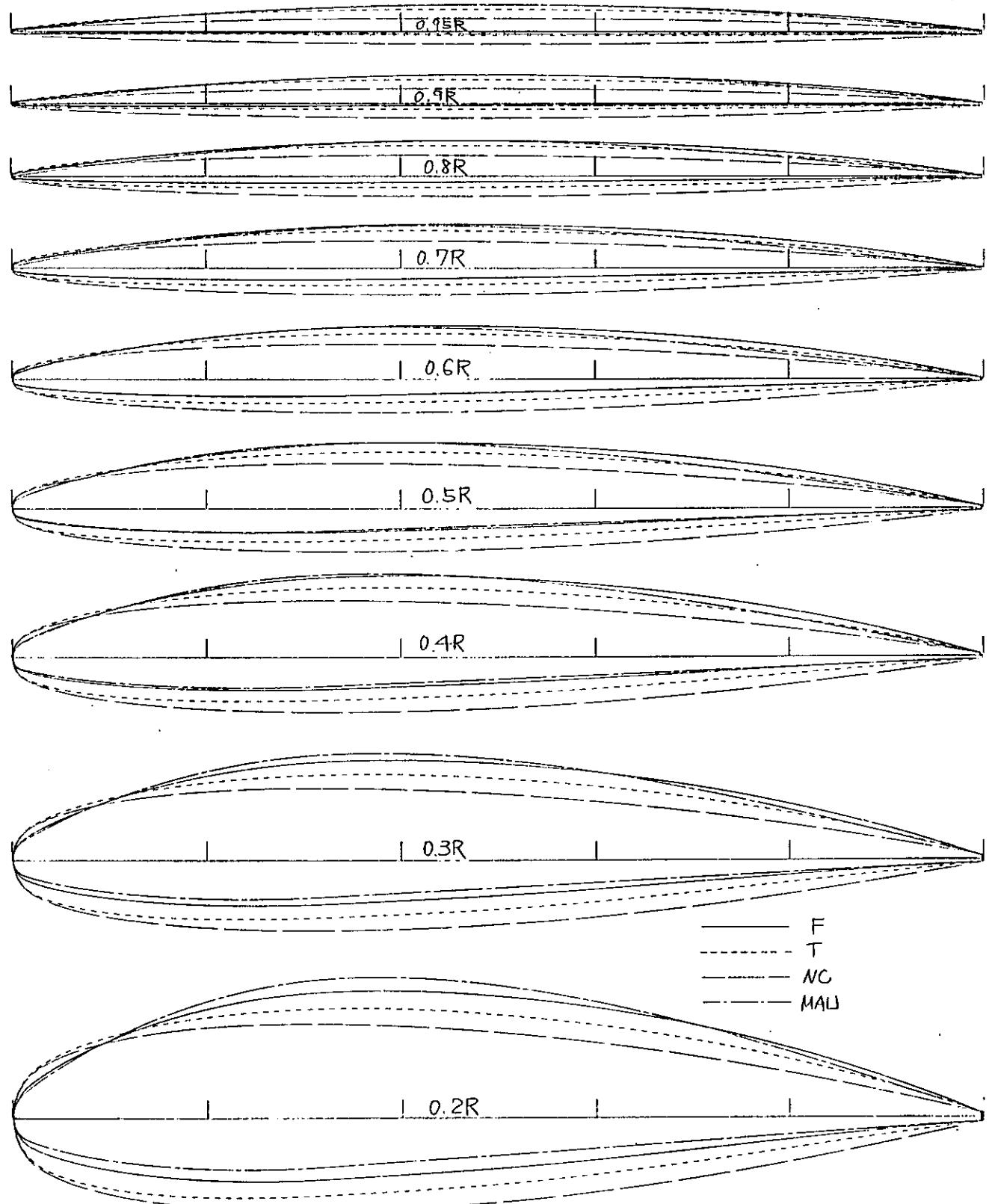


Fig. 2.2.1.2 断面形状の比較

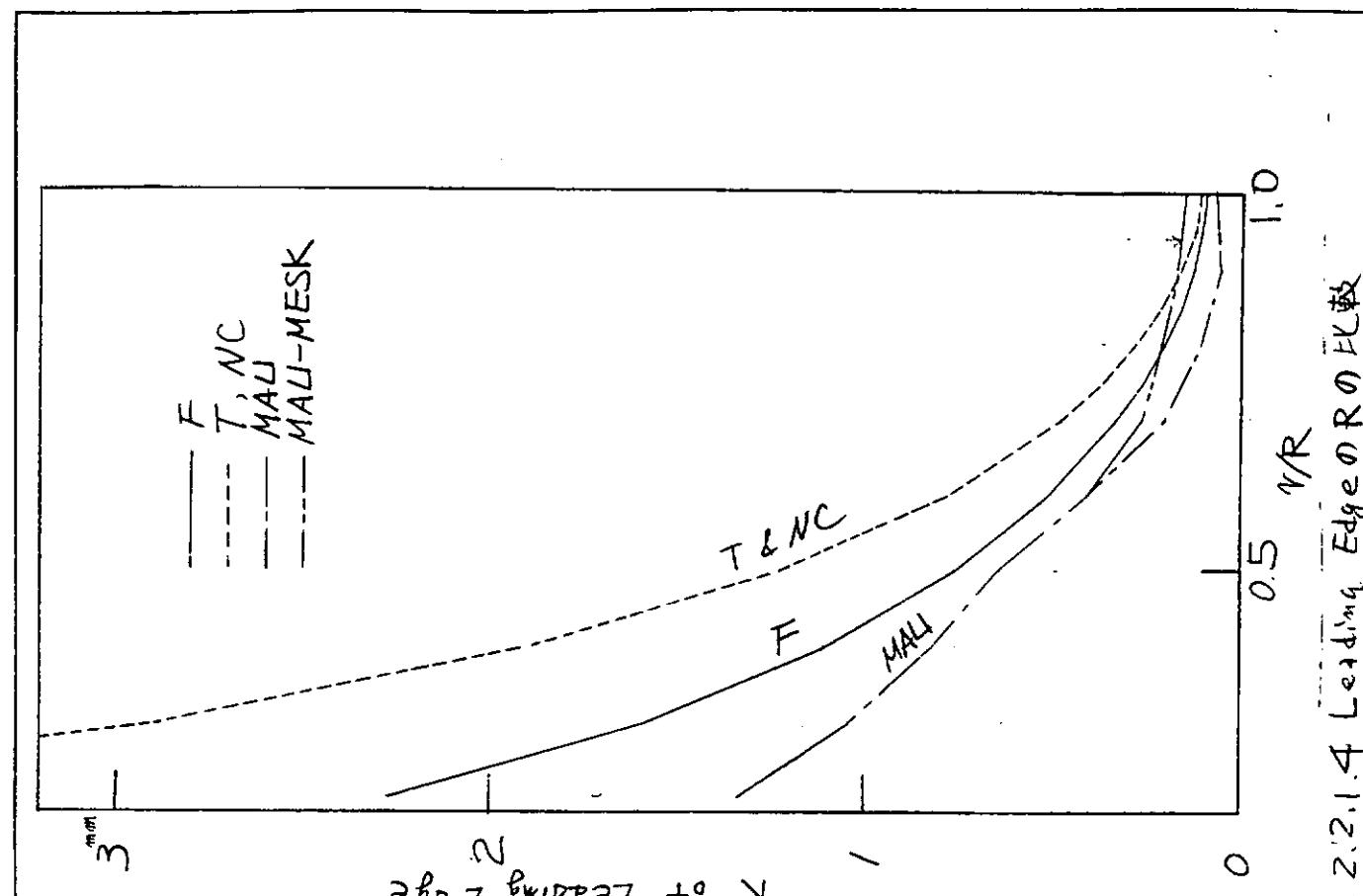


Fig. 2.2.1.4 Leading Edge の  $R_0 / L_e$  比較

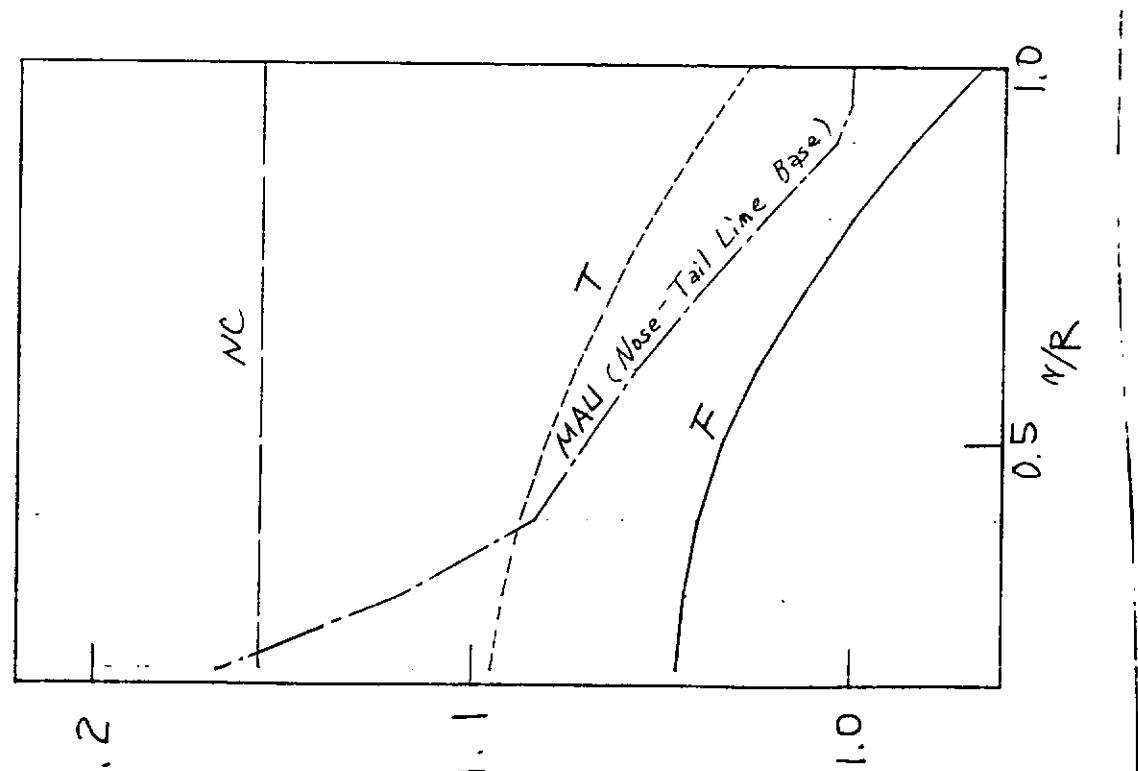


Fig. 2.2.1.3  $E \rightarrow 3$  分布の比較

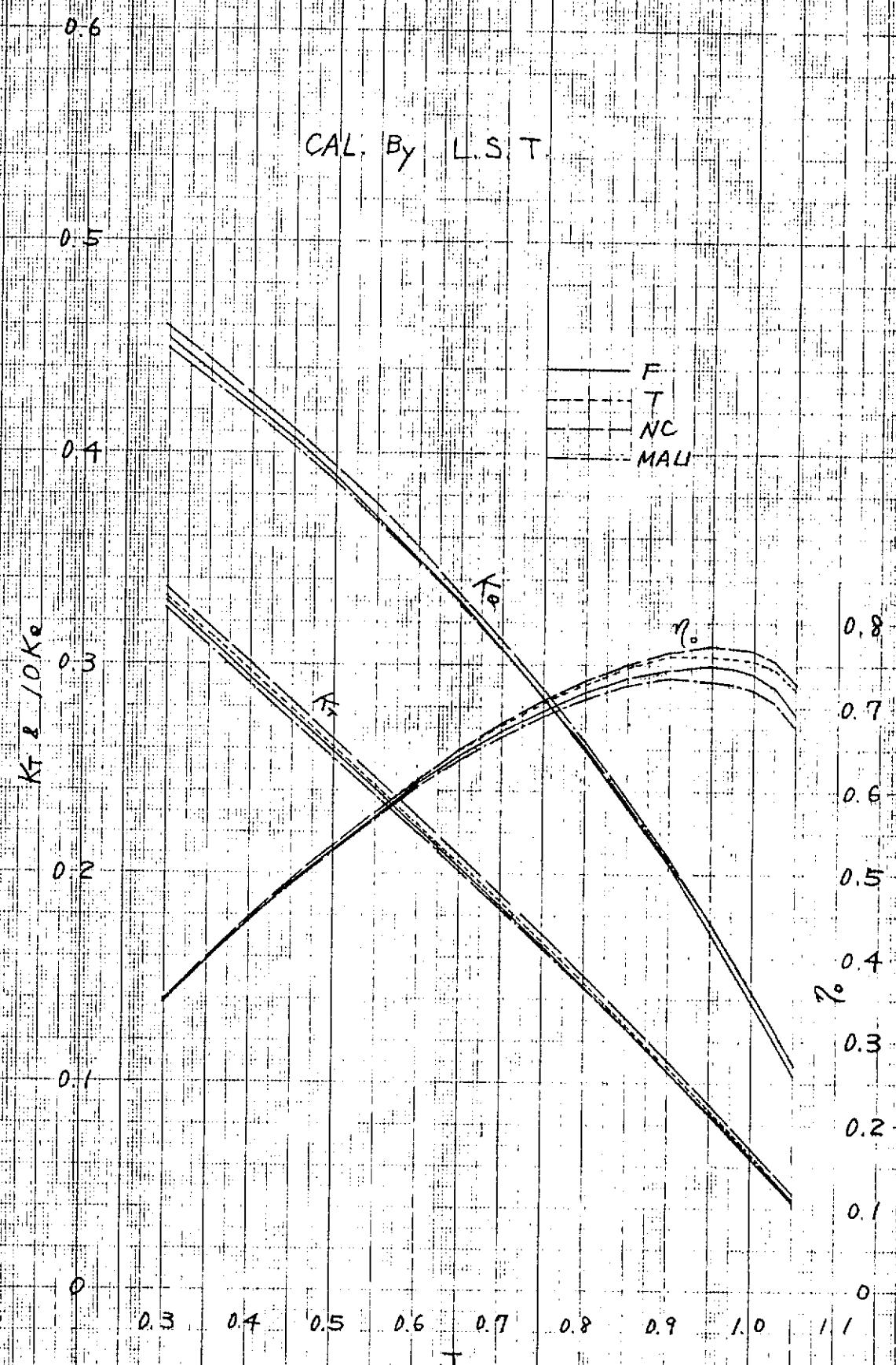


Fig. 2.2.1.5 单独性能推定

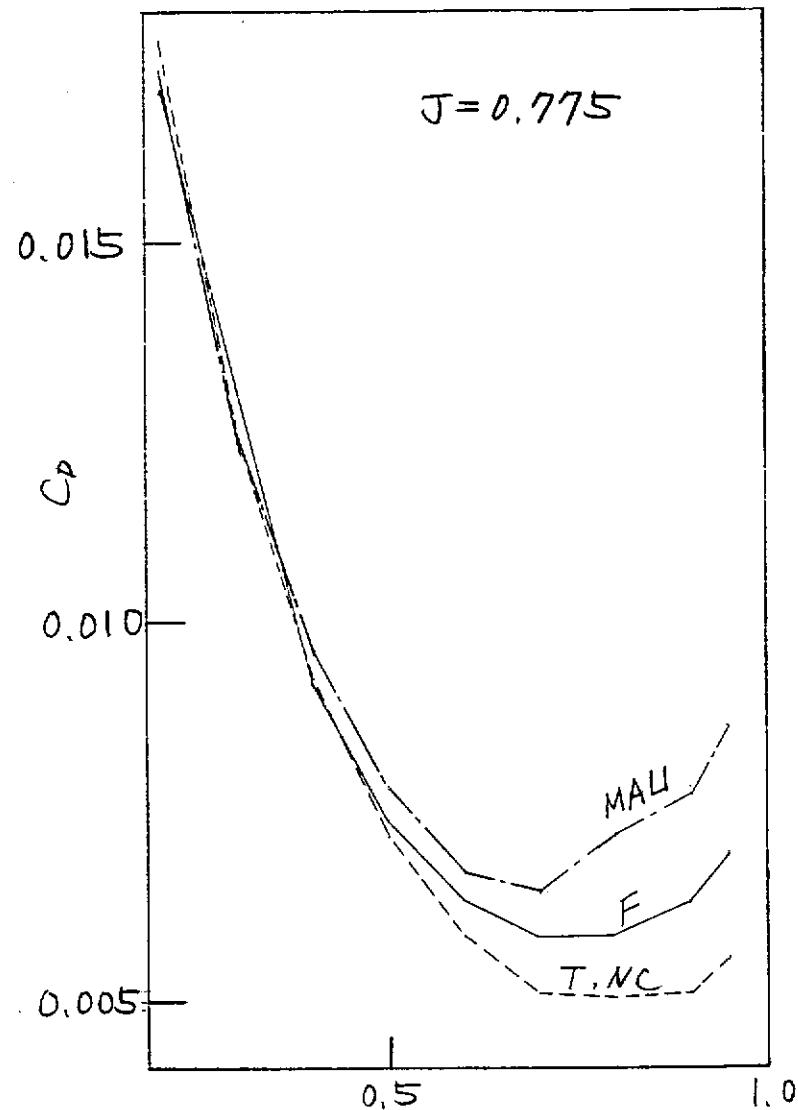
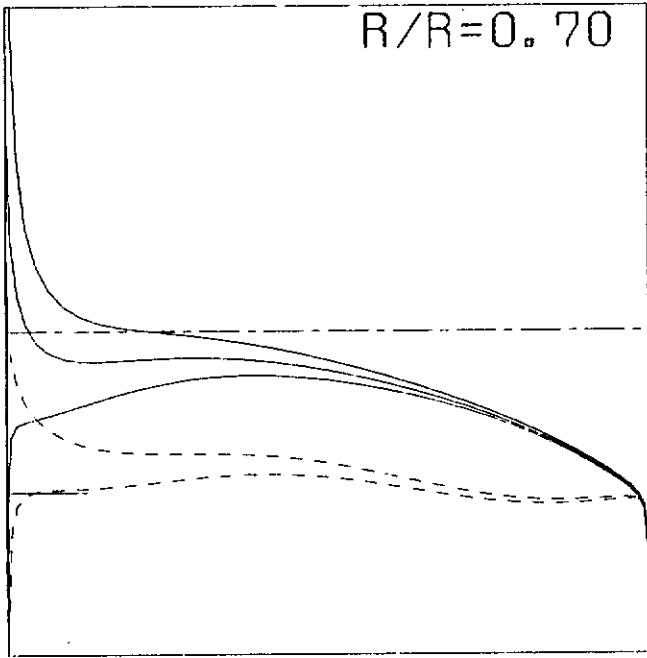
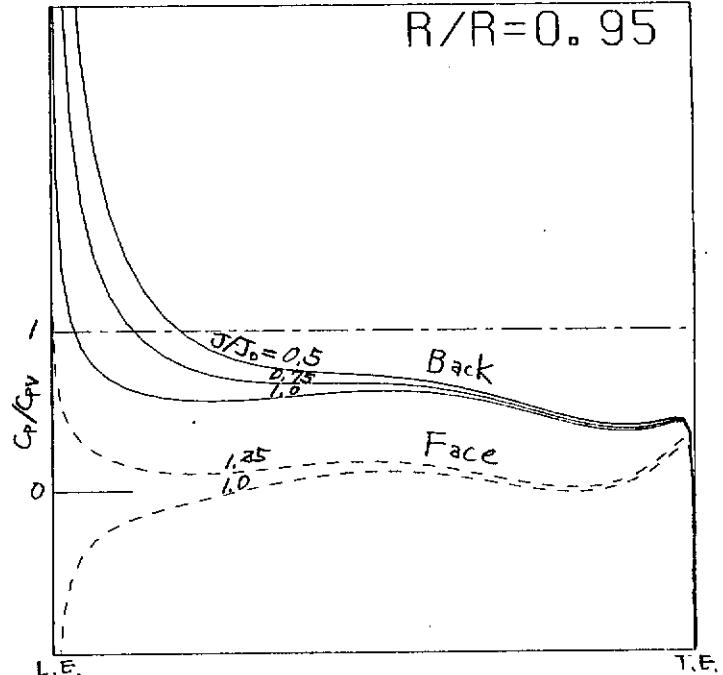


Fig. 2.2.1.6 計算に使用した抗力係数

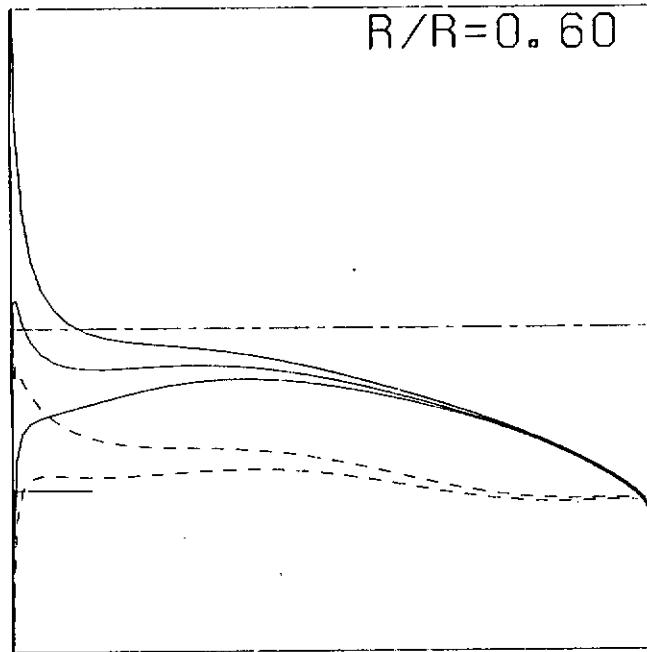
R/R=0.70



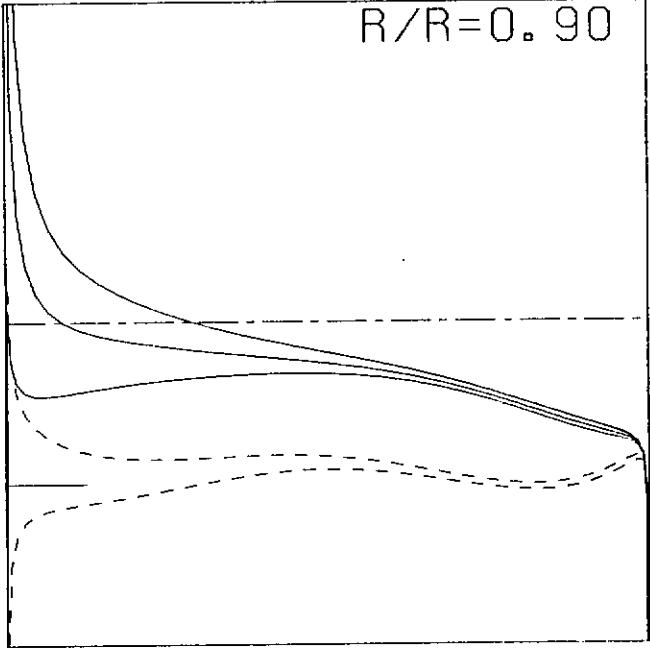
R/R=0.95



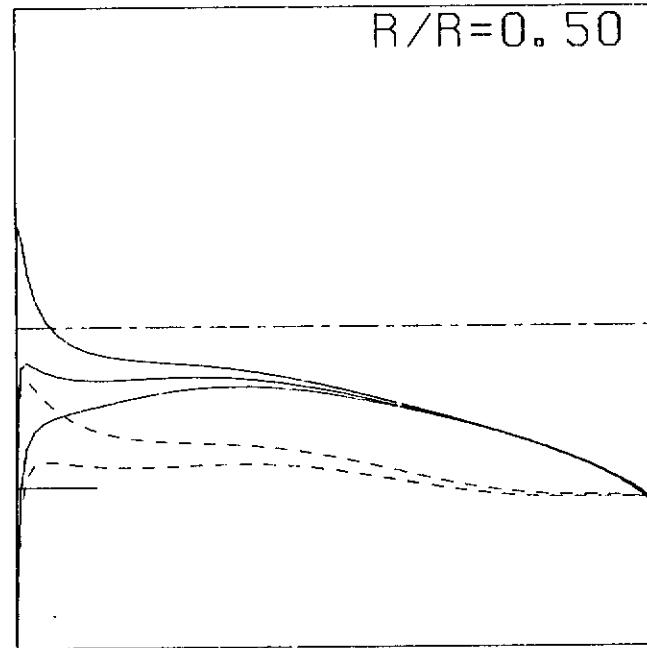
R/R=0.60



R/R=0.90



R/R=0.50



R/R=0.80

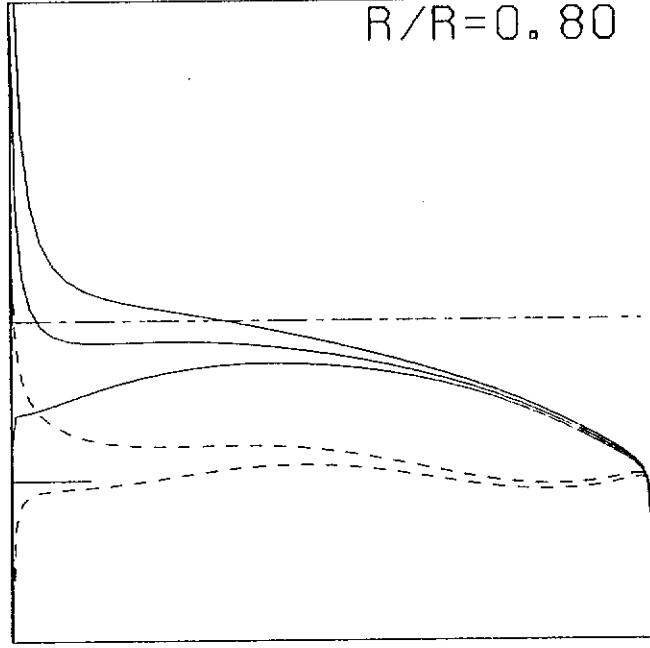


Fig.2.2.1.7 壓力分布の推定(F)

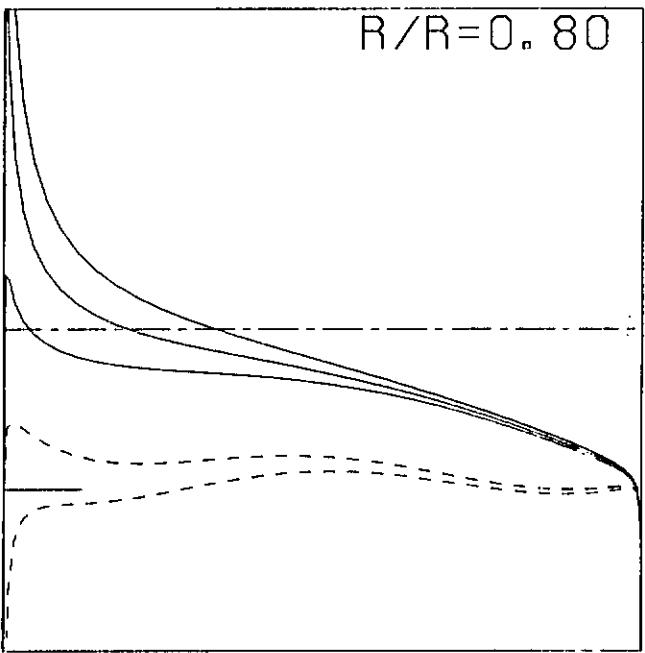
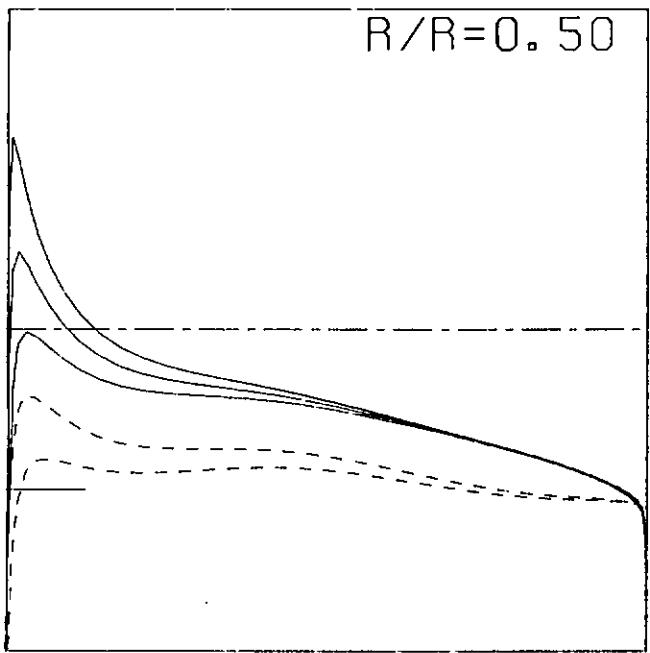
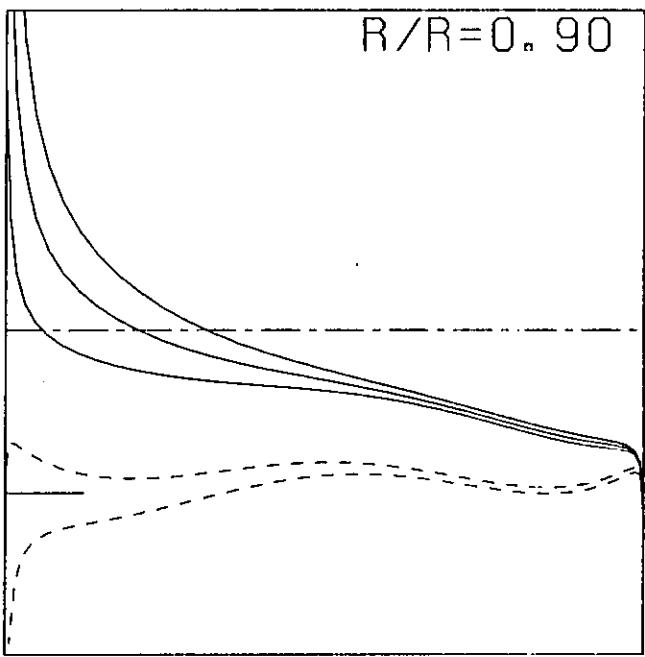
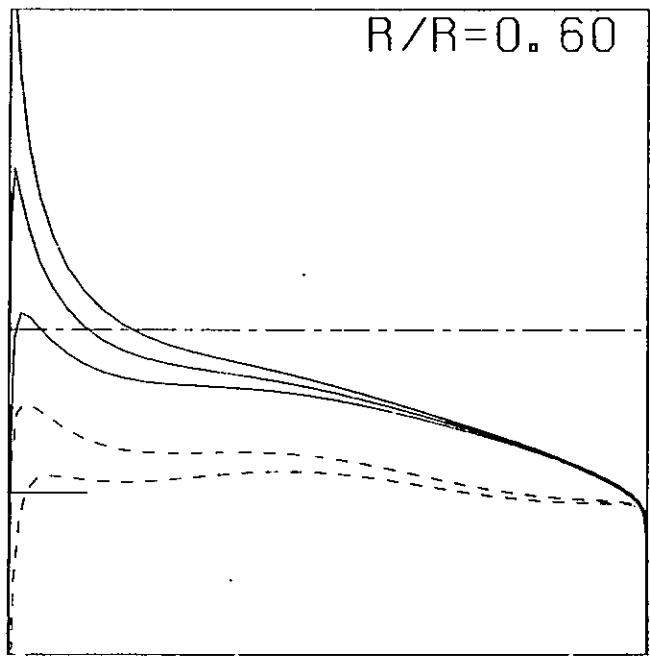
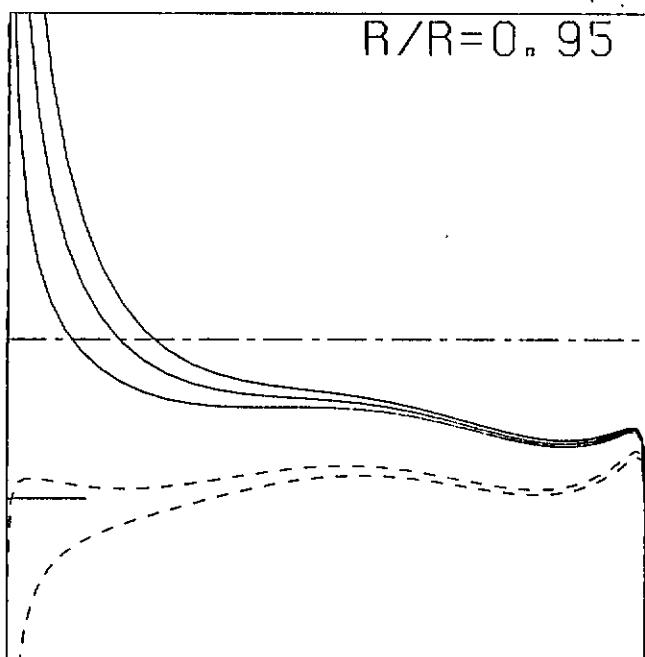
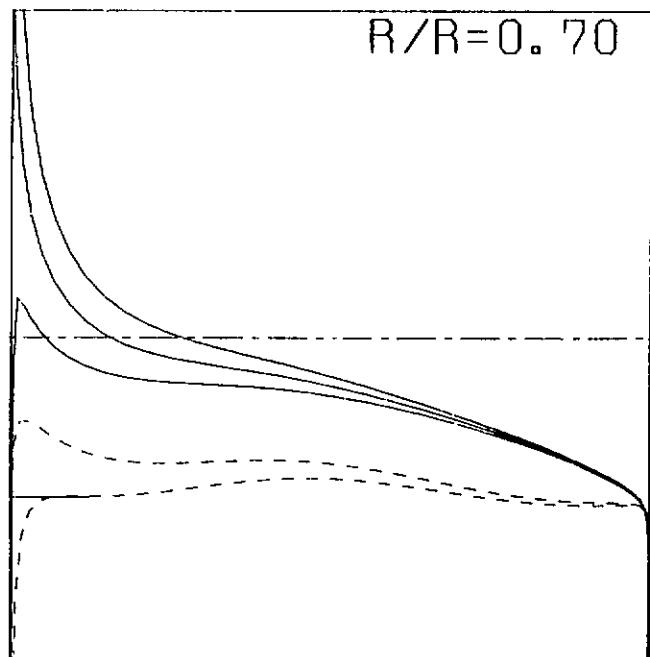


Fig.2.2.1.8 圧力分布の推定 (T)

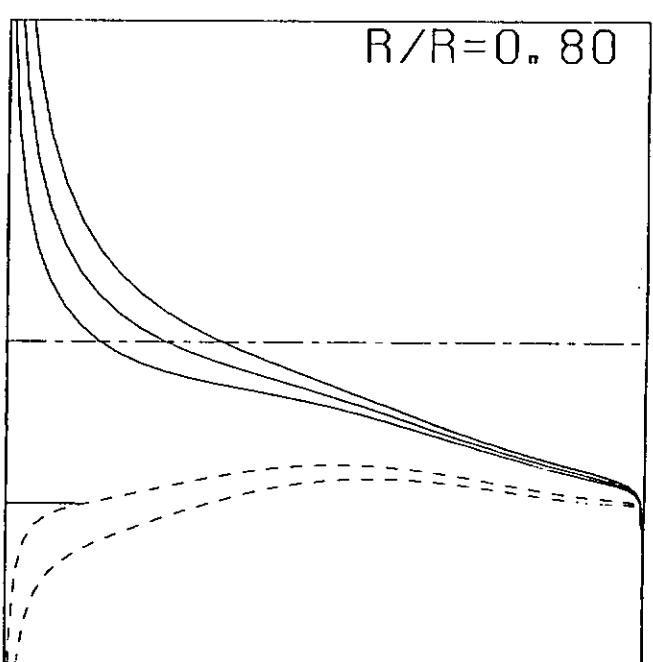
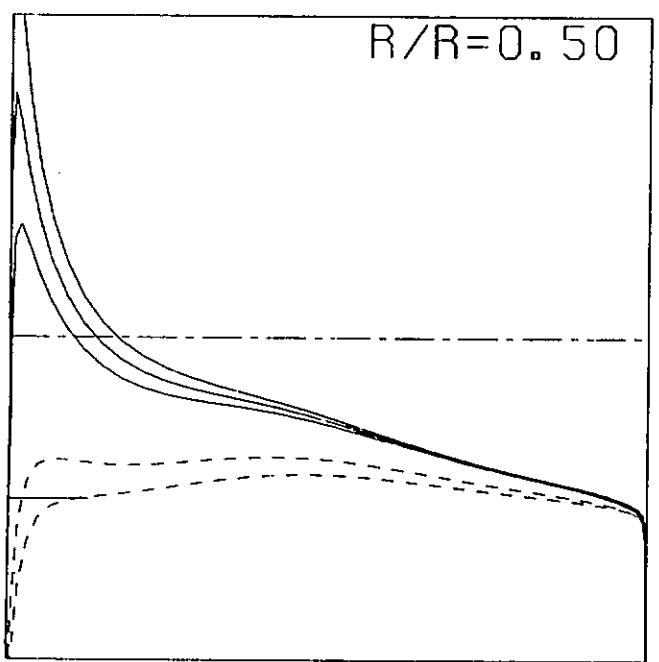
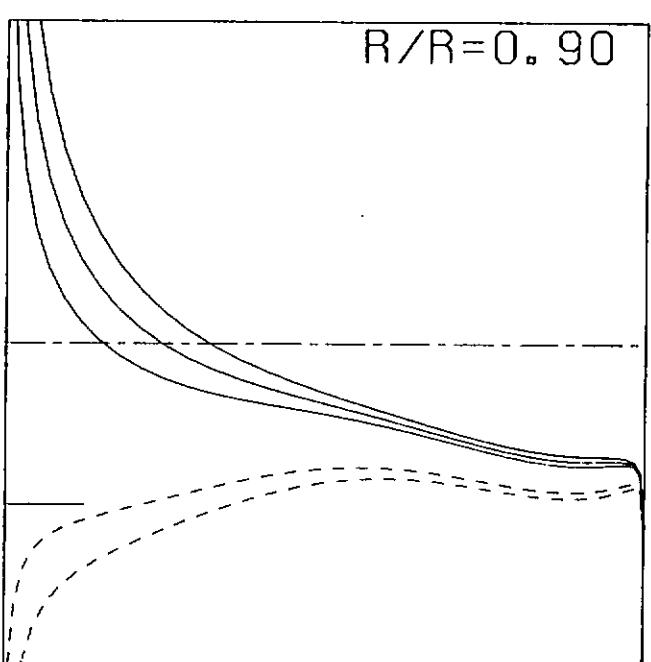
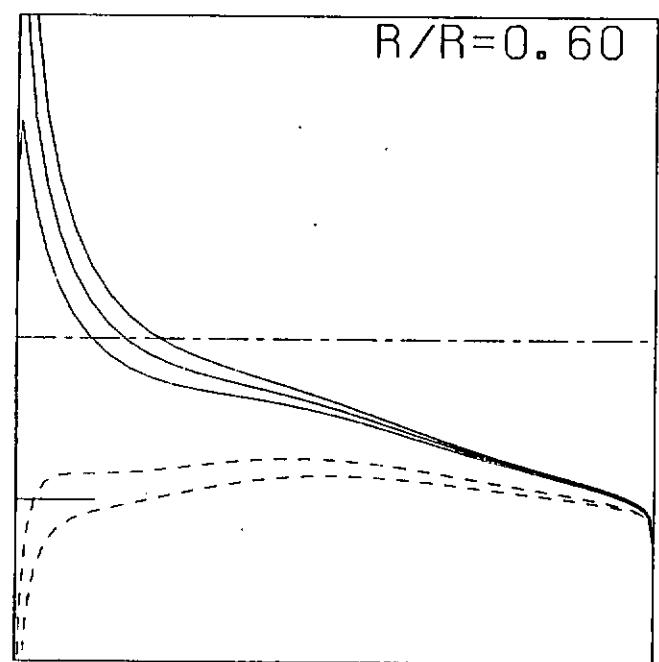
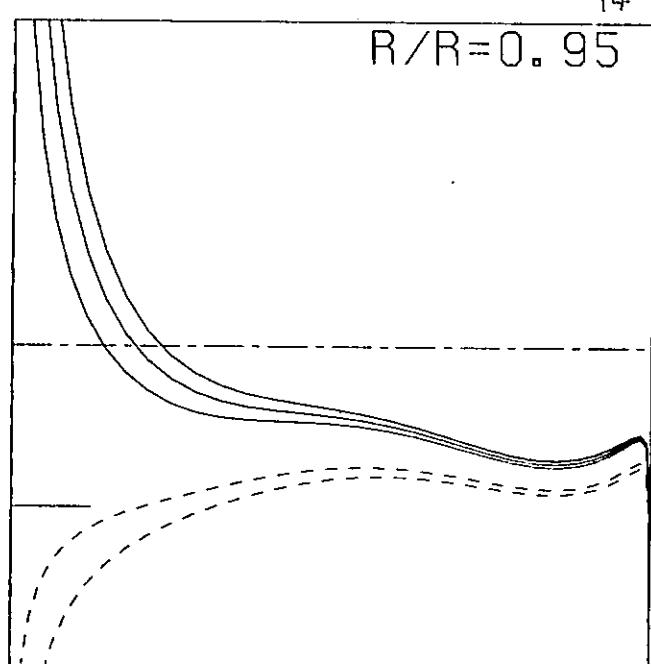
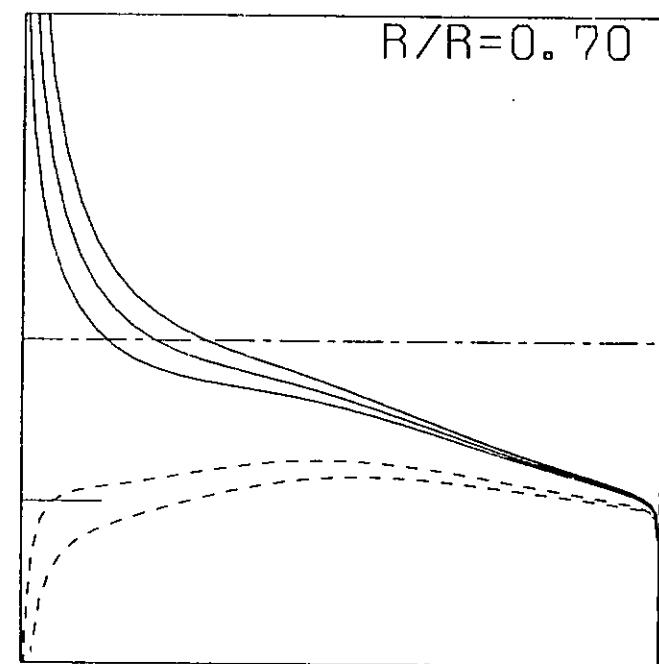


Fig. 2.2.1.9/1 壓力分布の推定 (NC)

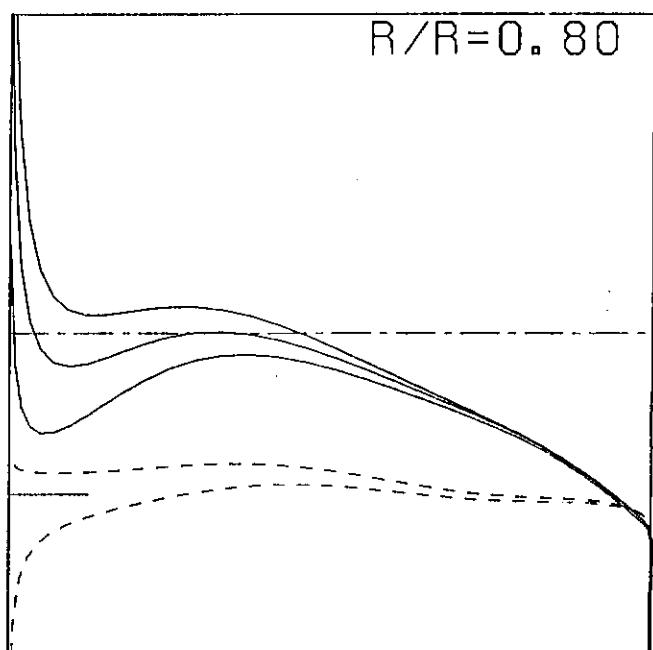
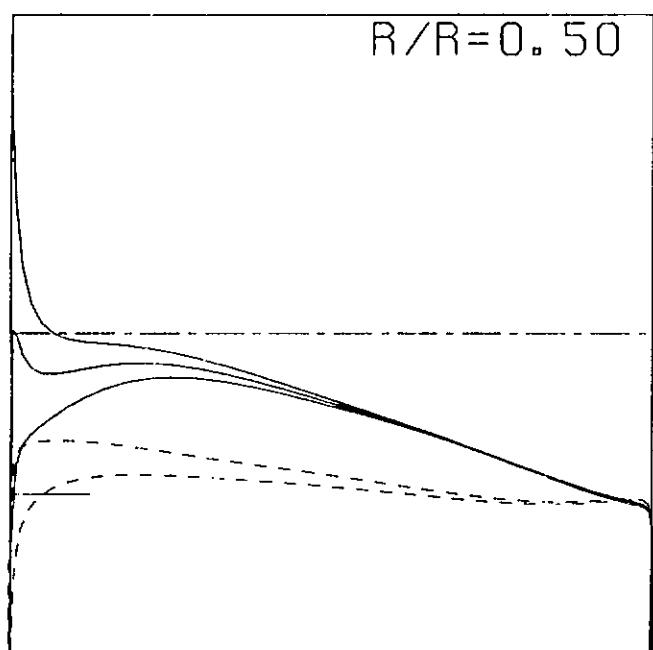
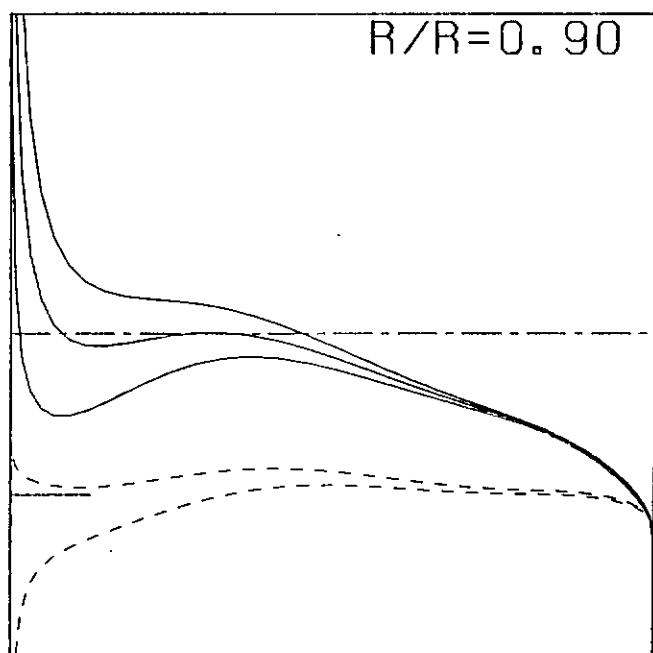
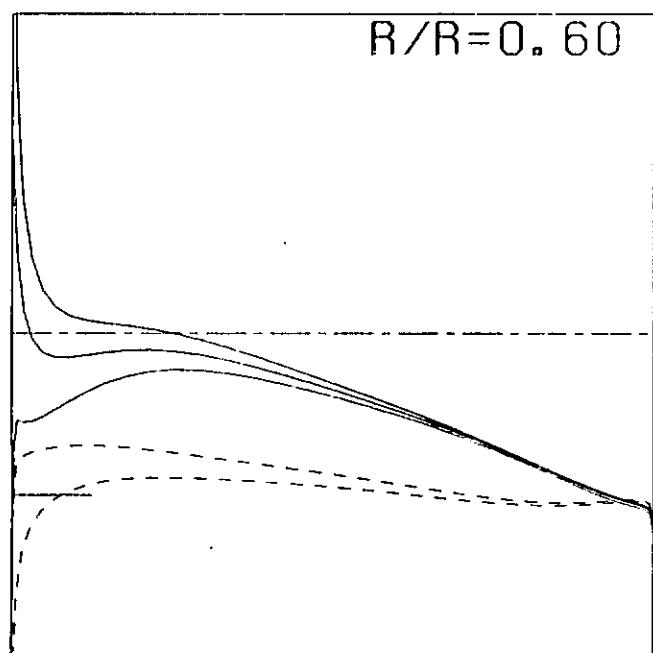
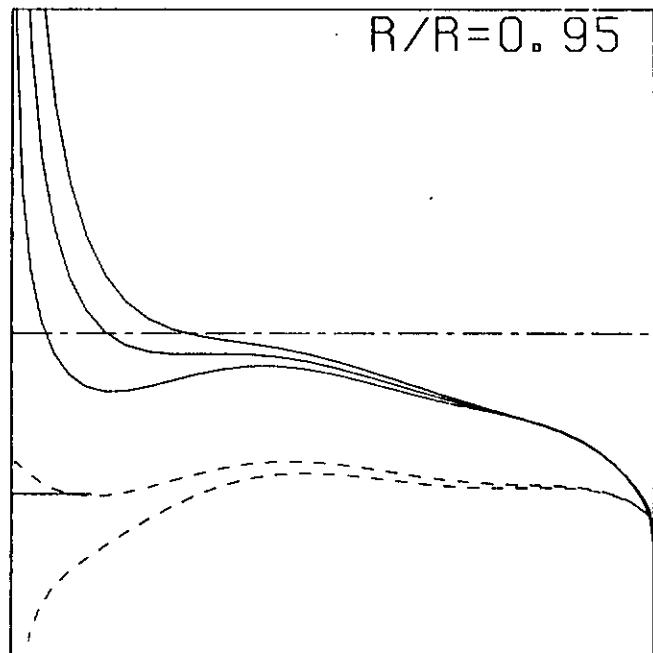
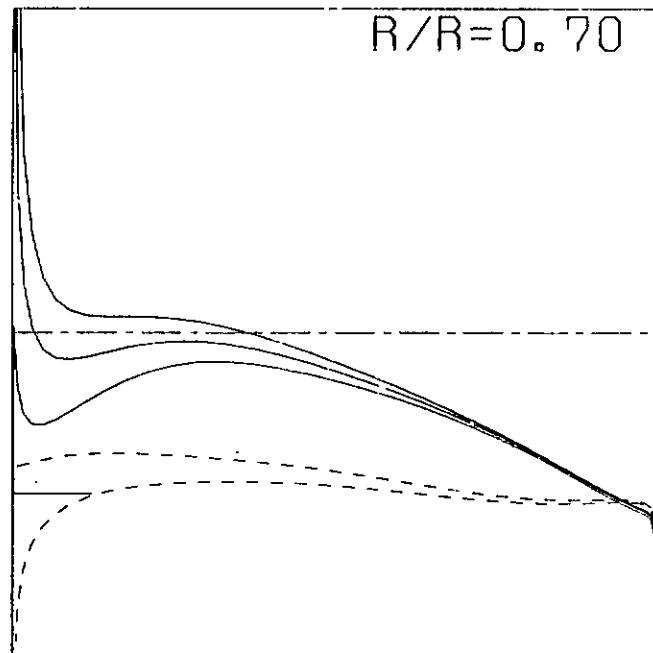


Fig. 2.2.1.10 圧力分布の推定(MAU)

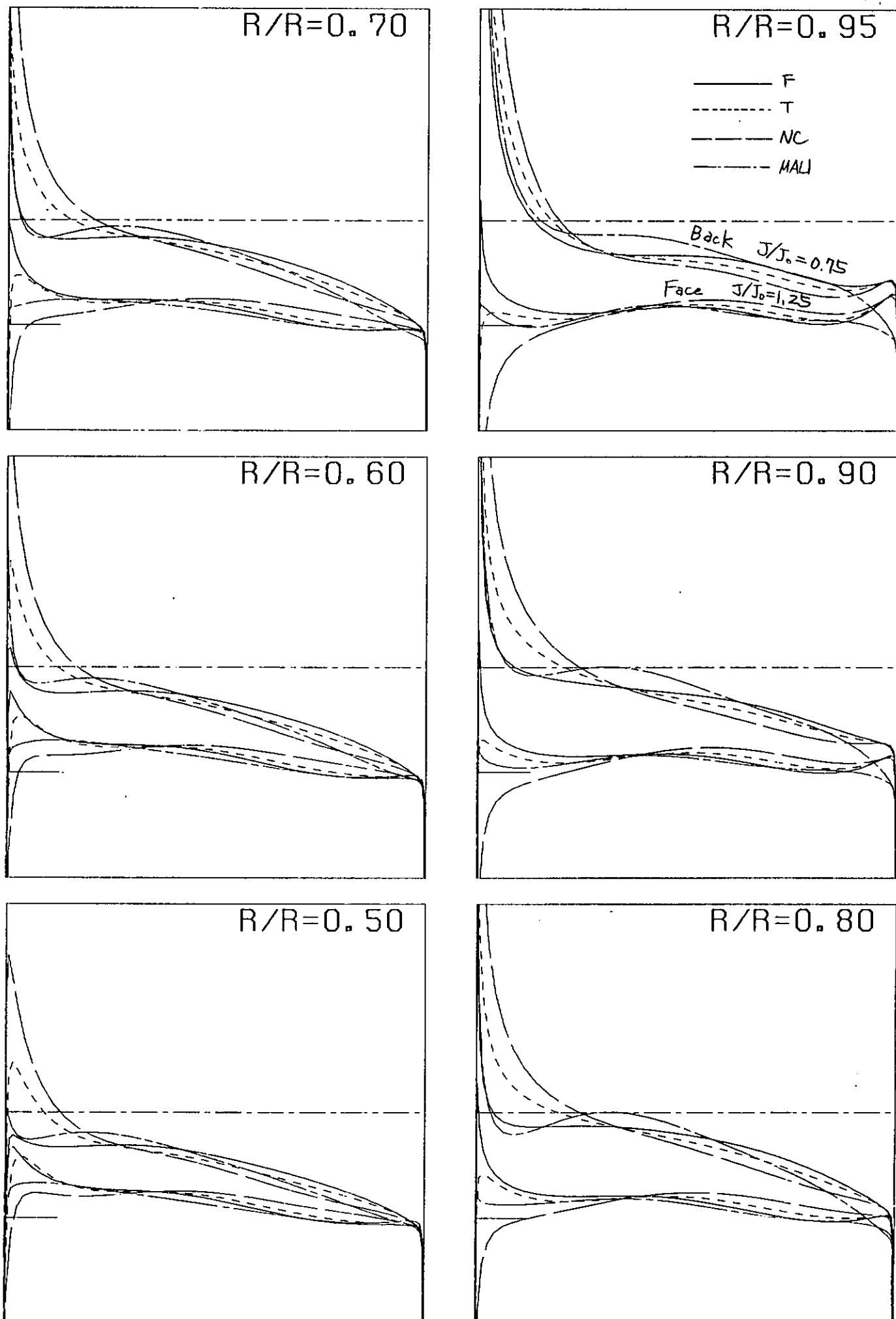
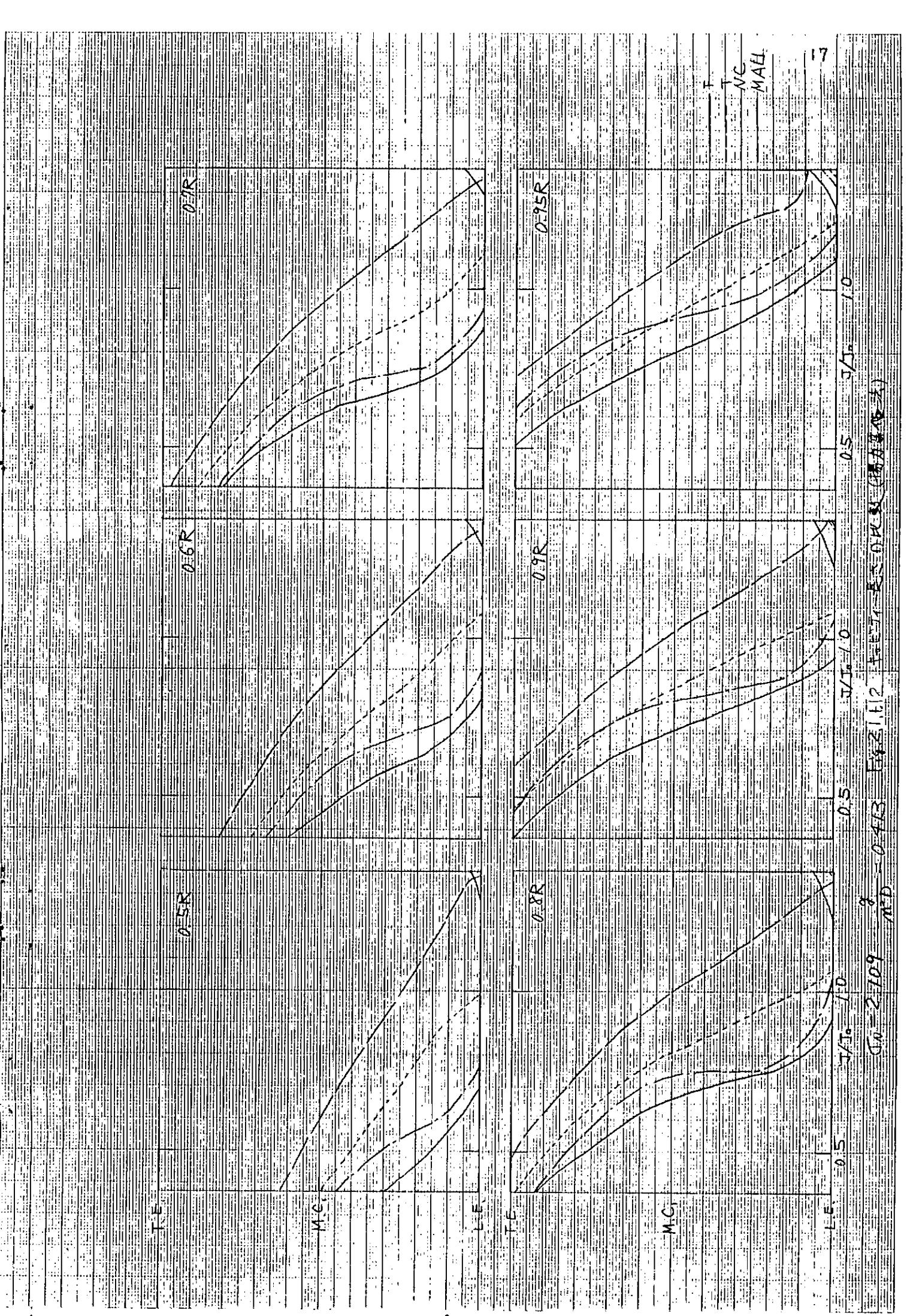


Fig. 2.2.1.11. 推定圧力分布の比較



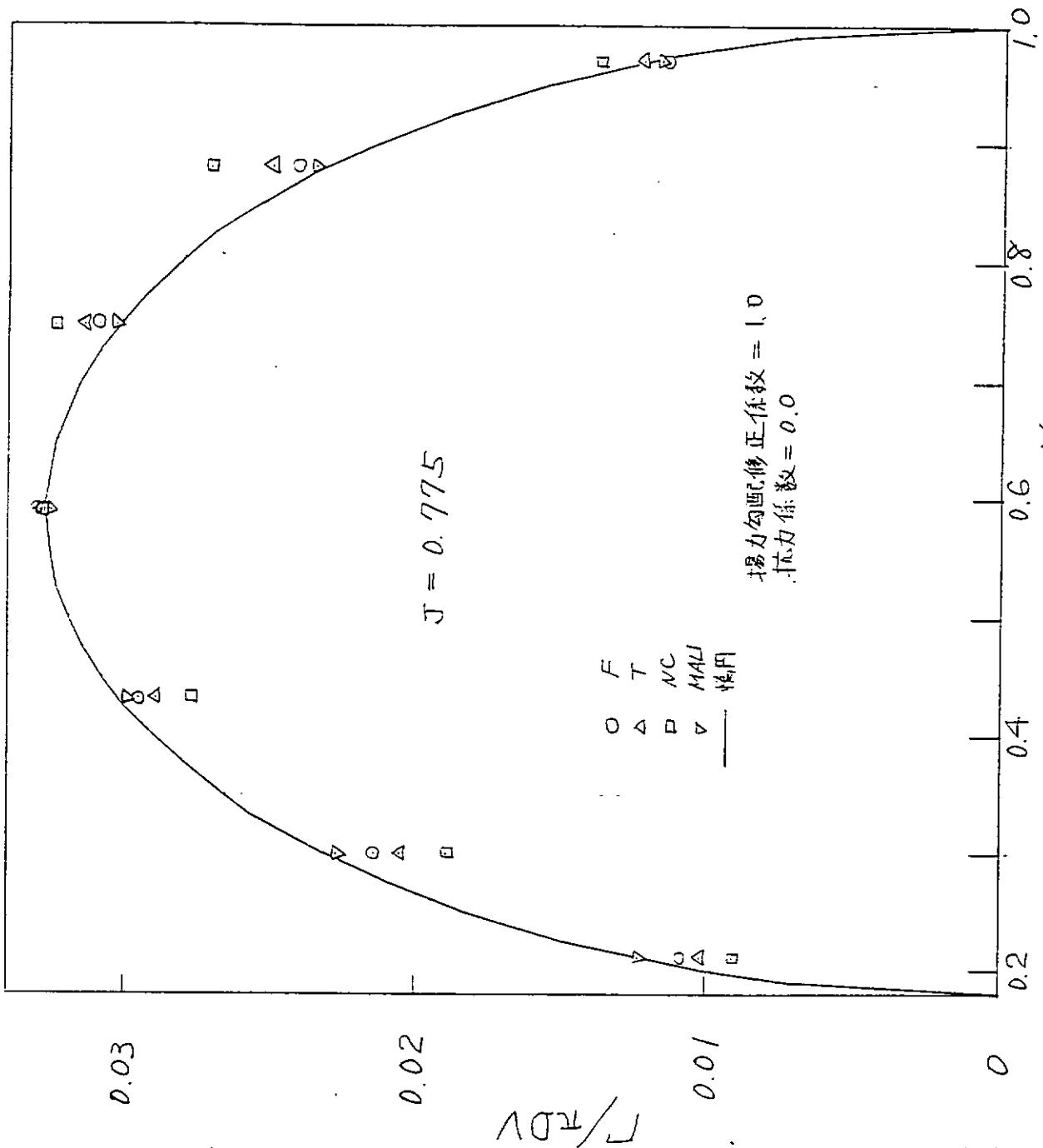


Fig. 2.2.1.13 循環分布の比較

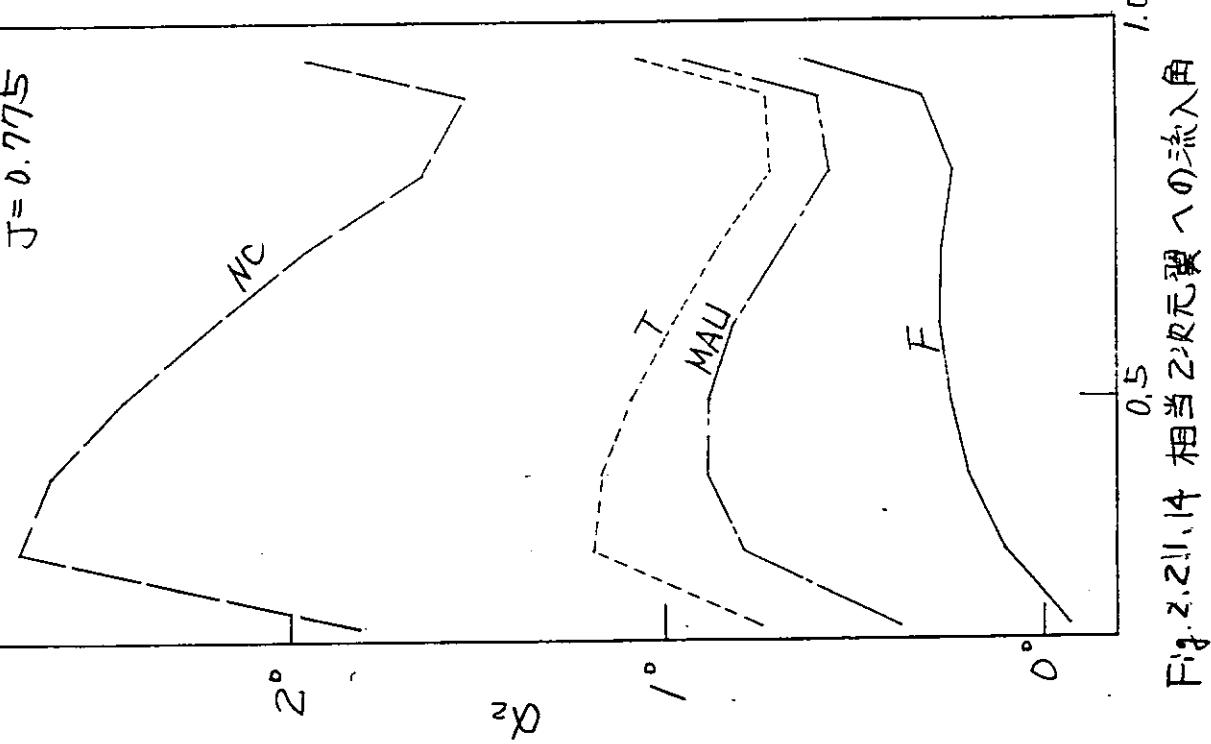


Fig. 2.2.1.14 相当2次元翼への流入角

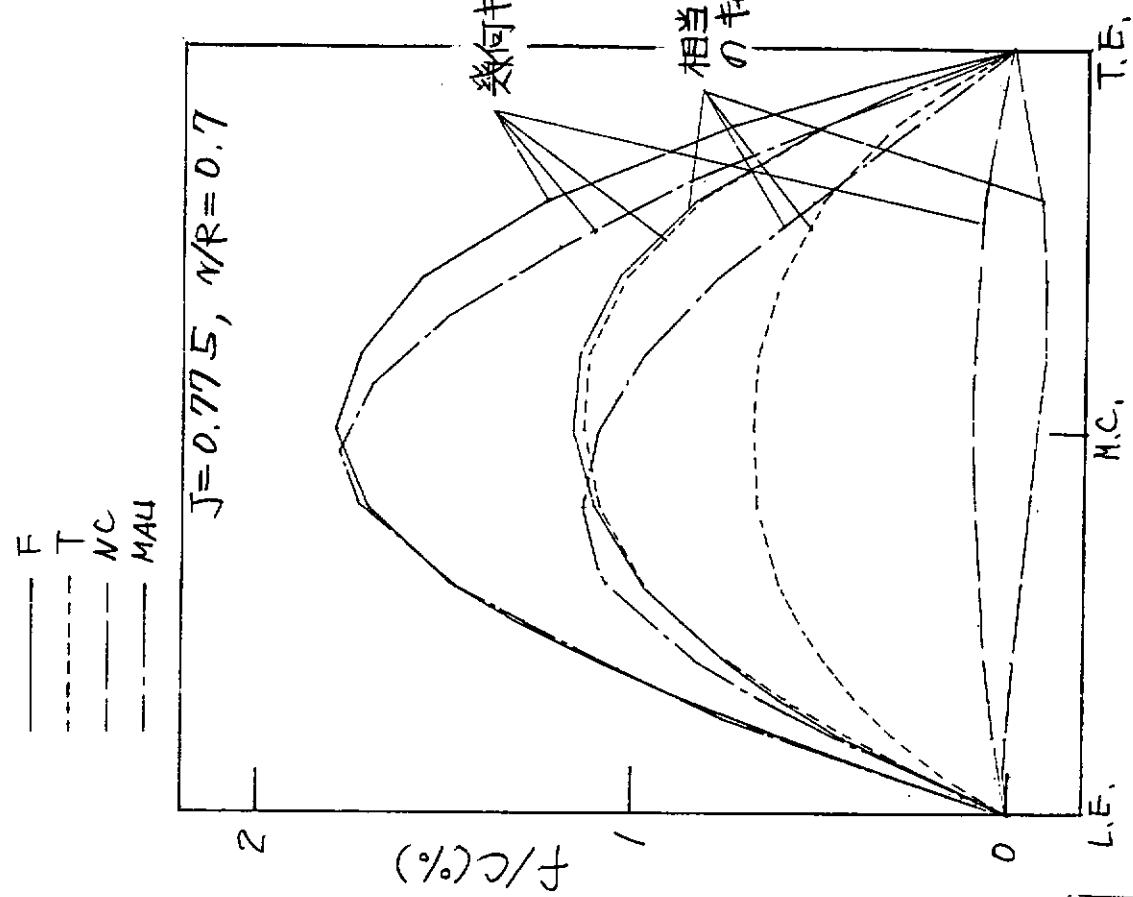


Fig. 2.2.1.15  $\phi_c - \nu$  比較

## 2. 2. 2 プロペラ単独性能試験

### ( I ) 試験結果

プロペラ単独性能試験結果を Fig.2.2.2.1 ~ 2.2.2.3 に示す。比較図を Fig.2.2.2.4 ~ 2.2.2.5 に示す。ただし、ここで MAU の性能はチャートのものである。MAU 4 - 5 5 の  $B_p$  チャートからピッチ比が 1.0 の場合の  $\eta_0 = \text{Max.}$  のときの  $J$ 、 $B_p$ 、 $K_T/J^2$  で 4 つのプロペラの単独効率を比較すると下表のようになる。

プロペラ	$J = 0.775$ の $\eta_0$	$\sqrt{B_p} = 3.24$		$K_T/J^2 = 0.259$	
		$J$	$\eta_0$	$J$	$\eta_0$
F	0.729(3.0)	0.773	0.727(2.7)	0.779	0.731(3.2)
T	0.717(1.3)	0.779	0.719(1.6)	0.785	0.723(2.0)
N C	0.678(-4.3)	0.792	0.687(-3.0)	0.797	0.690(-2.5)
MAU	0.708	0.775	0.708	0.775	0.708

( ) 内数値は、MAUに対する比率 %

### ( II ) 計算と試験結果の比較

Fig.2.2.2.6 にプロペラ単独性能の計算と試験結果の比較を示す。計算の条件は

$$\text{揚力勾配修正係数} = 0.882$$

$$\text{抗力係数} = \text{Fig.2.2.1.6}$$

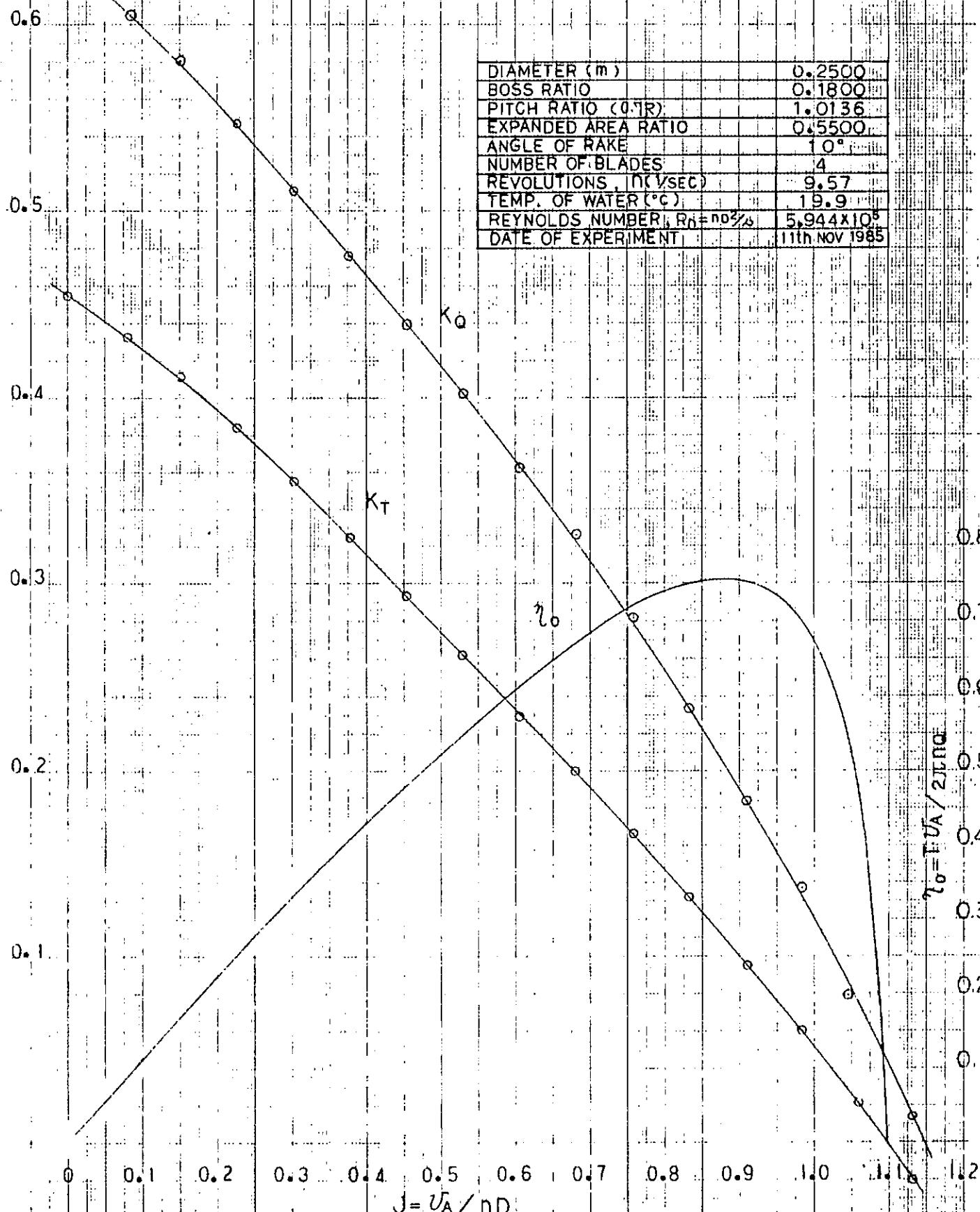
また、 $J = 0.775$  における比較を Fig.2.2.2.7 に○印で示す。 $K_T$ 、 $K_Q$  共、実験結果の方が断面形状による違いが大きい。 $\eta_0$  をみると、計算結果と実験結果とでは優劣の順位が入れ変わっている。Fig.2.2.2.7 の△印に示すように、計算と実験とで  $K_T$  がほぼ一致するように揚力勾配修正係数をキャンバーによってかえてみても、 $\eta_0$  は余り変らない。また、図中には、抗力係数を零とおいた計算結果(□印)も示してあるが、これによると、断面形状による性能はほとんどない。以上のことから、 $\eta_0$  の実験と計算の不一致は主に抗力係数の選定によると推定される。特に、N C 型の場合は、流入角が大きく(Fig.2.2.1.14)、抗力係数として  $C_D \cdot MIN$  (Fig.2.2.1.6 の抗力係数は  $C_D \cdot MIN$  を想定している) を用いるのは問題であると考えられる。

PROPELLER OPEN WATER TEST

M. P. NO. K0243

DIAMETER (m)	0.2500
BOSS RATIO	0.1800
PITCH RATIO (P/D)	1.0136
EXPANDED AREA RATIO	0.5500
ANGLE OF RAKE	10°
NUMBER OF BLADES	4
REVOLUTIONS (100/SEC)	9.57
TEMP. OF WATER (°C)	19.9
REYNOLDS NUMBER, $R_D = nD^2/3$	$5.944 \times 10^5$
DATE OF EXPERIMENT	11th NOV 1985

$$K_T = T / (2\pi^2 D^4) \cdot 10 K_Q (K_Q = Q / (2\pi^2 D^5))$$



F.2.2.1 POT 結果(F)

PROPELLER, OPEN WATER TEST

M.P. NO: KO244

DIAMETER	0.2500
BOSS RATIO	0.1800
PITCH RATIO (0.7R)	1.0637
EXPANDED AREA RATIO	0.5500
ANGLE OF RAKE	10°
NUMBER OF BLADES	4
REVOLUTIONS, $\pi$ (1/SEC)	9.57
TEMP. OF WATER (°C)	19.9
REYNOLDS NUMBER, $R_h = nD/4$	$5.944 \times 10^5$
DATE OF EXPERIMENT	11th NOV 1985

$$K_T = T / (\rho n^2 D^4), \quad 10K_Q (K_Q = Q / (\rho n^2 D^5))$$

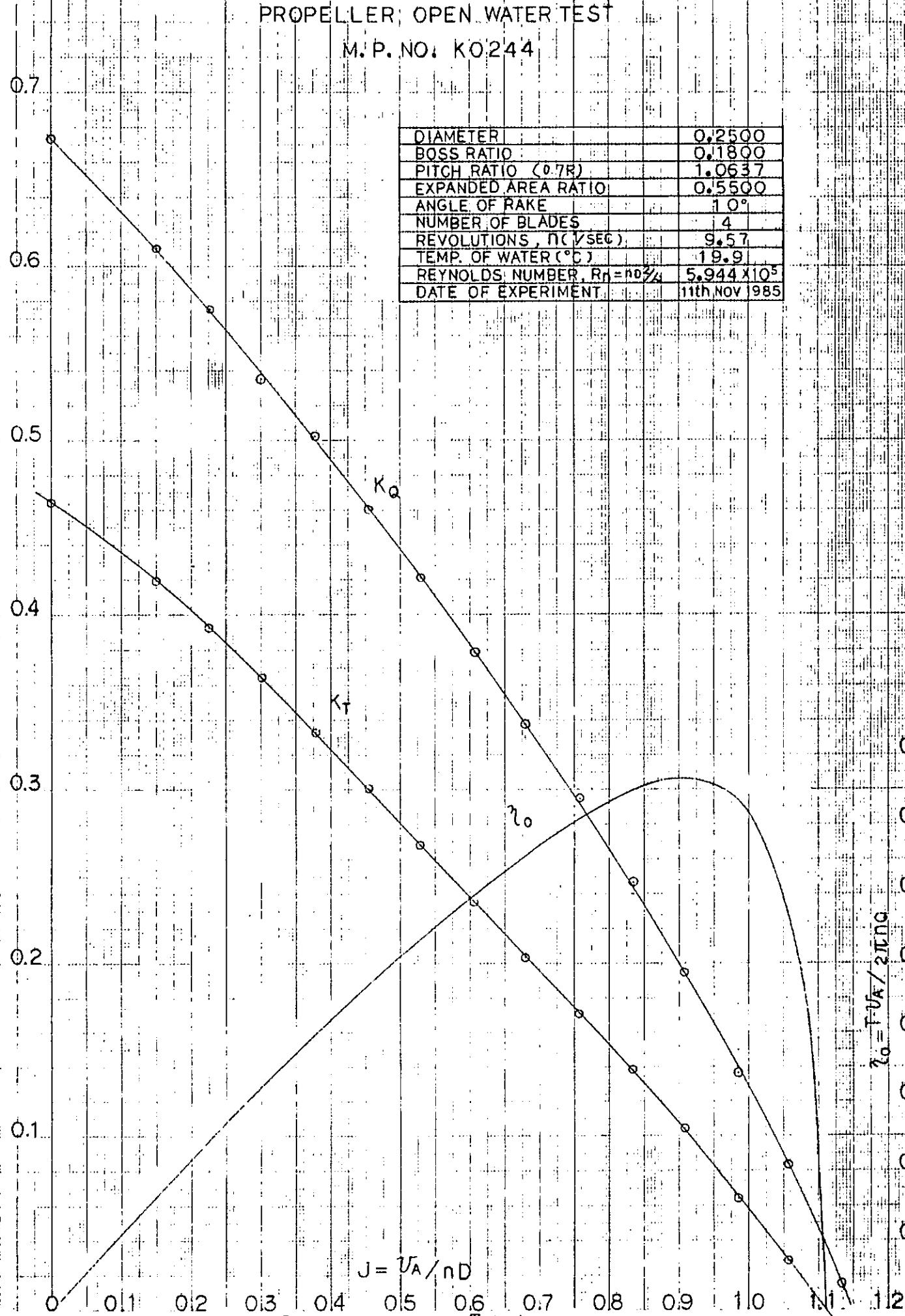
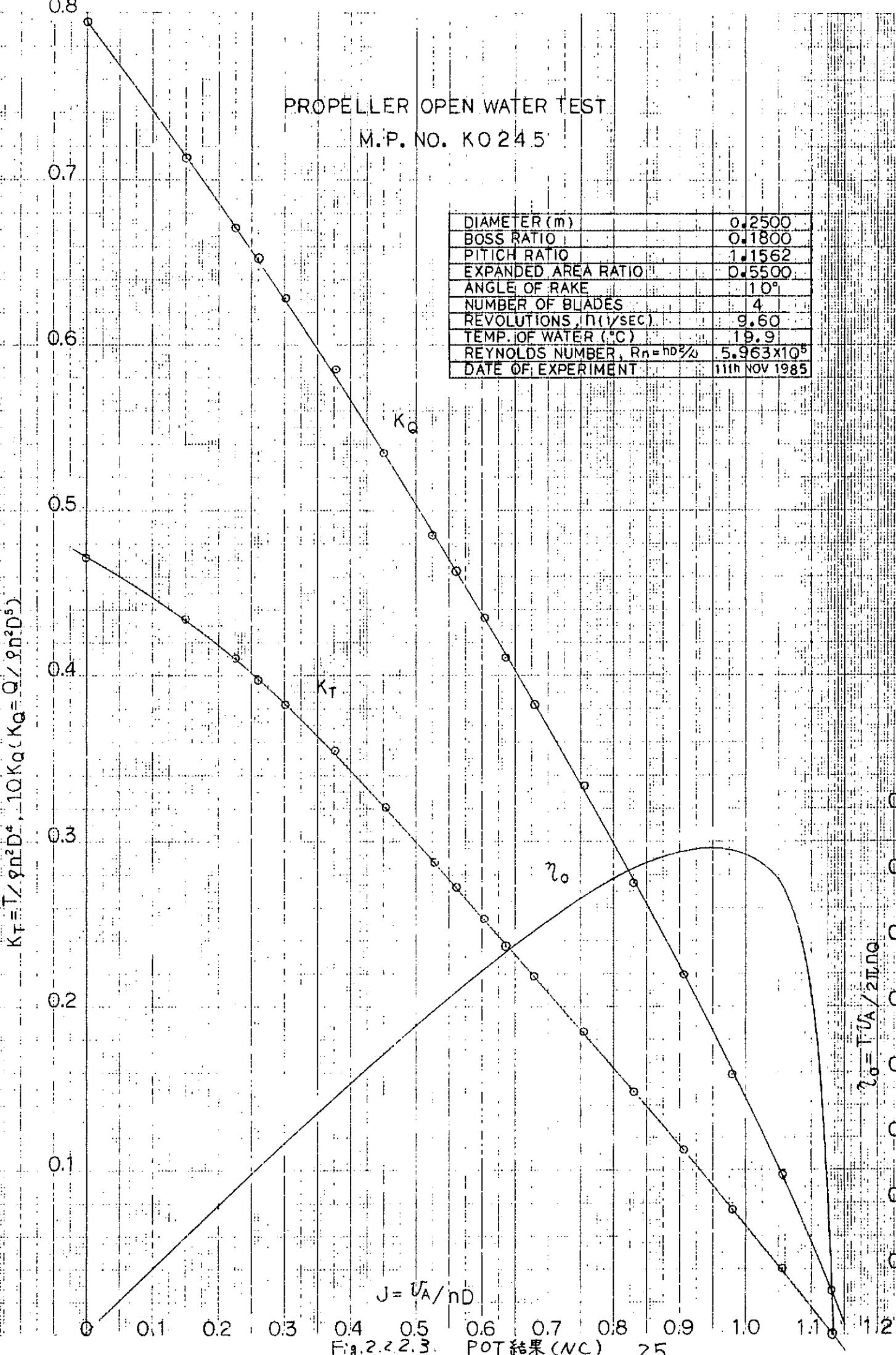


Fig. 2.2.2.2 P.O.T 結果 (T)

PROPELLER OPEN WATER TEST  
M.P. NO. KO 24.5

DIAMETER (m)	0.2500
BOSS RATIO	0.1800
PITCH RATIO	1.1562
EXPANDED AREA RATIO	0.5500
ANGLE OF RAKE	10°
NUMBER OF BLADES	4
REVOLUTIONS, $\bar{n}$ (1/SEC.)	9.60
TEMP. OF WATER (°C)	19.9
REYNOLDS NUMBER, $R_n = \bar{h}D^3$	$5.963 \times 10^5$
DATE OF EXPERIMENT	1111 NOV 1985



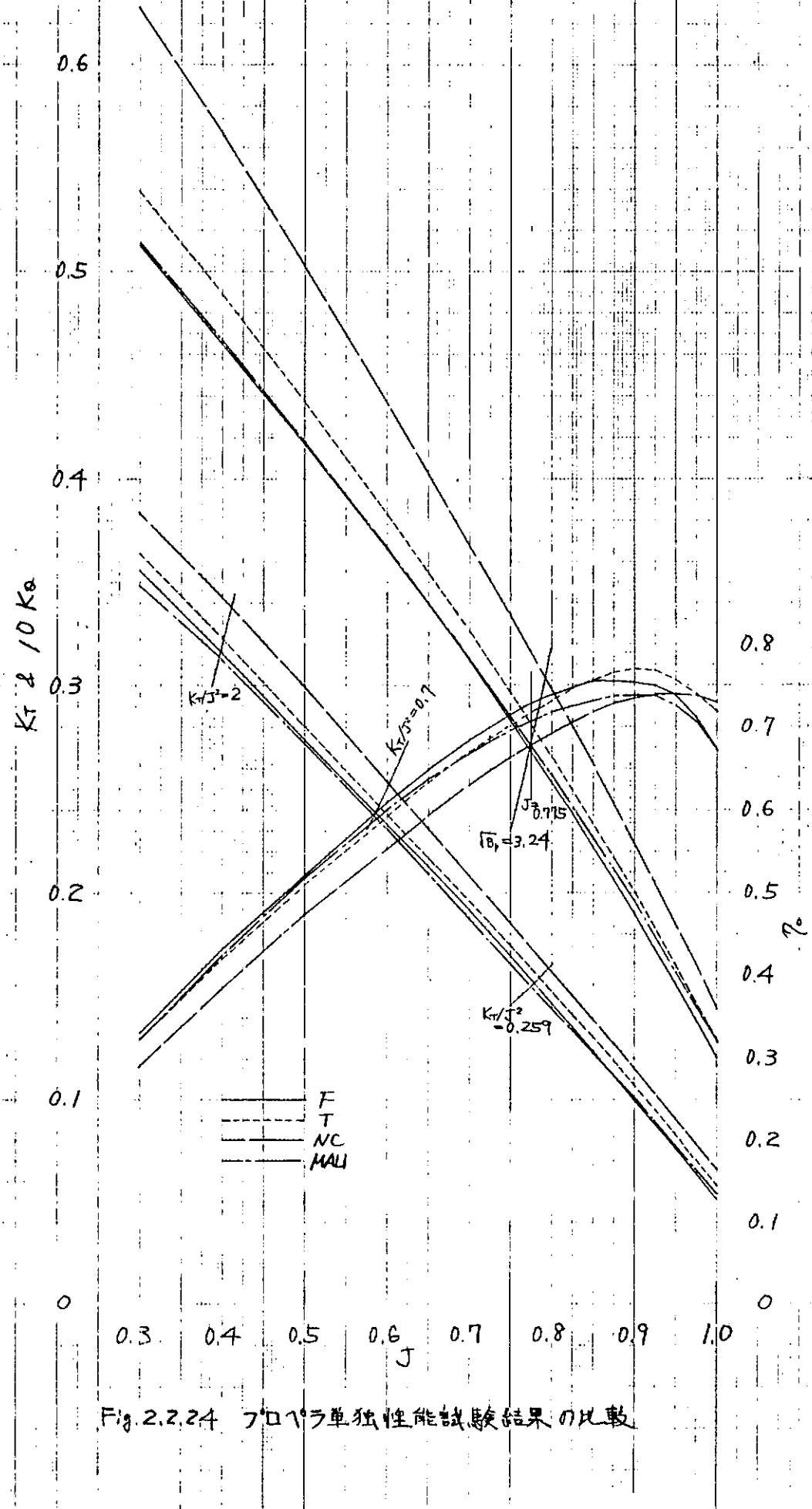


Fig. 2.2.24 フローラ单独性能試験結果の比較

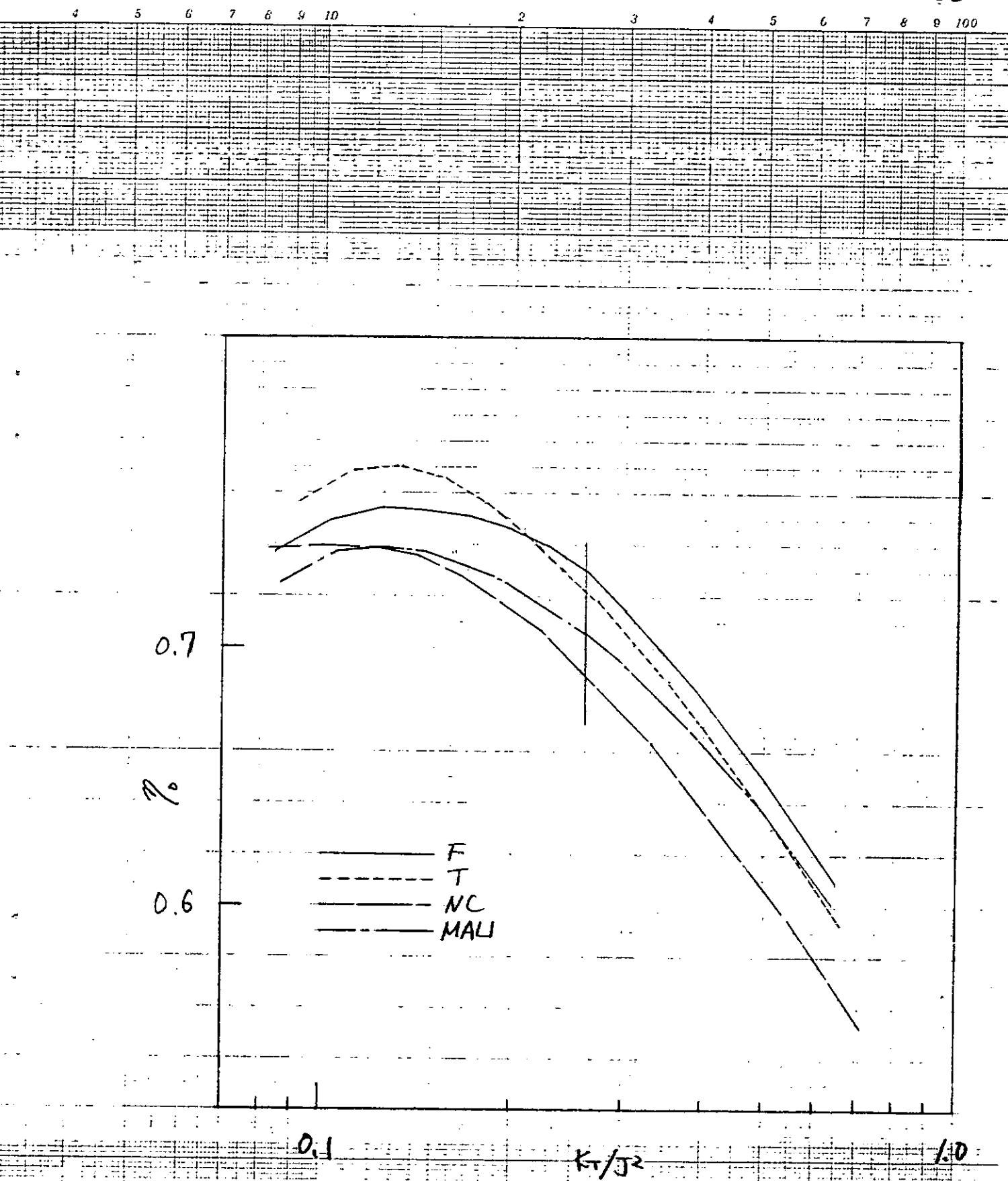


Fig. 2.2.2.5 単独効率の比較 (試験結果)

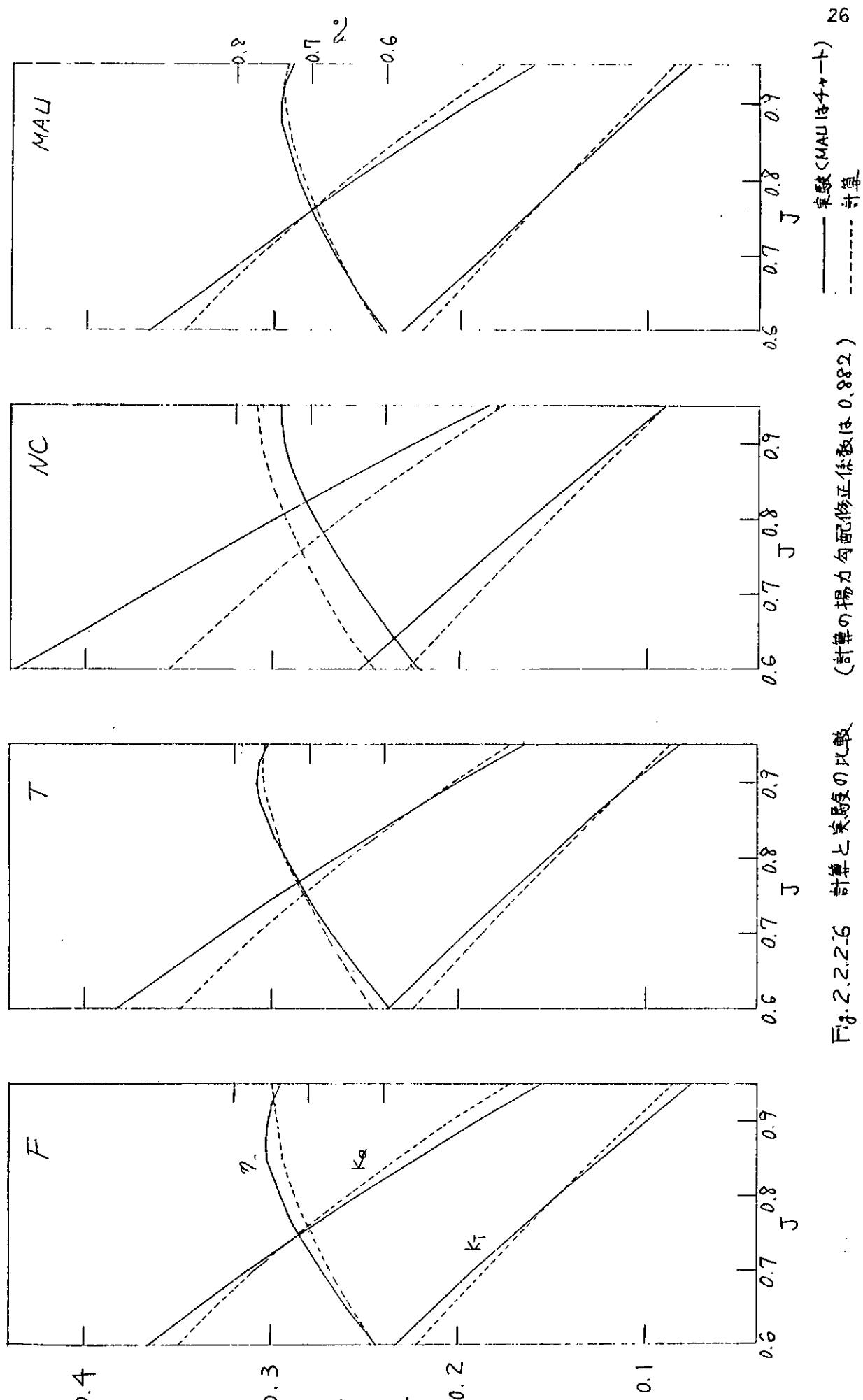
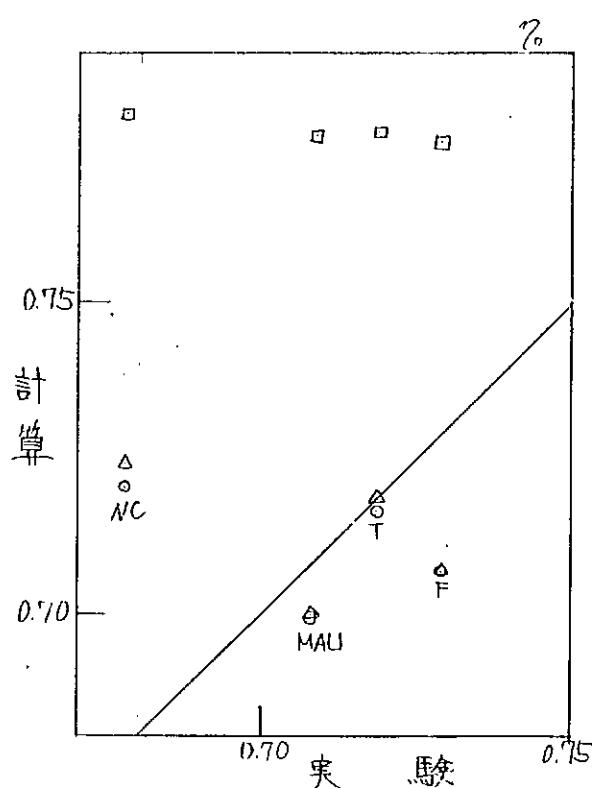
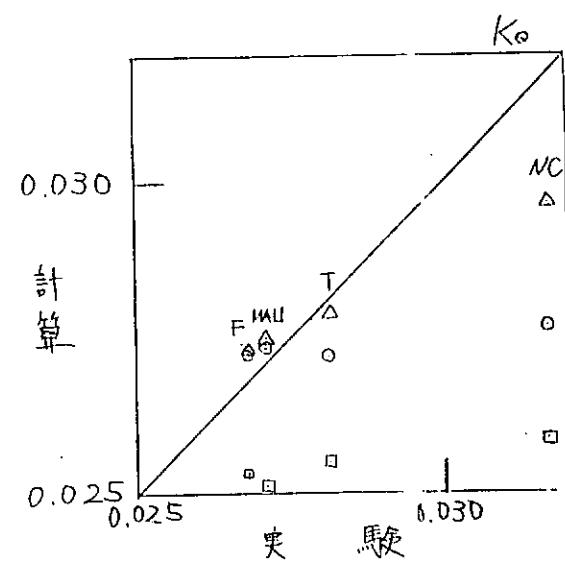
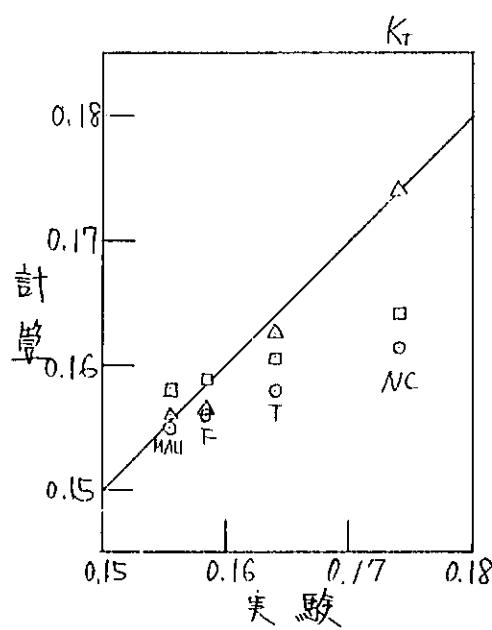


Fig. 2.2.2-6 計算と実験値の比較



MARKS	揚力分配修正係数	抗力係数
○	0.882	图 6.11a
△	0.954 - $\frac{1.1 \text{EAN} \times 6.3}{C}$	"
□	0.882	0

Fig. 2.2.2.7 実験と計算の比較,  $J = 0.775$

## 2.2.3 均一流中キャビテーション試験

### (I) 試験状態等

背面キャビテーション観察時のプロペラ荷重度は、 $K_T/J^2 = 2$  および 0.7 の 2 種とした。これは、プロペラ前進係数で見ると設計点の 1/2 および 3/4 にほぼ対応する。キャビテーション数は、F、T、NC の 3 種のプロペラのキャビテーション性能の違いがわかるように程々のキャビテーションが発生する値とした。Table 2.2.3.1 参照。

実際に、試験状態を合わせた手順は以下の通りである。

- (1) プロペラ回転数は 24 rps とする。
- (2) キャビテーション・タンネル内の圧力を、プロペラが Non-Cavitation 状態になるまで（もしくは、タンネルの性能の限界まで）加圧し、そこでスラスト係数  $K_T$  が所定の値になるように流速をかける。この  $K_T$  は、曳航水槽におけるプロペラ単独性能試験結果と上記の  $K_T/J^2$  から求める。
- (3) (2) で設定された流速を一定に保ちつつ、所定のキャビテーション数になるようにタンネル内圧力を調整する。

正面キャビテーション観察時のキャビテーション数は  $\zeta_N = 3$  とした。プロペラ前進係数は、正面キャビテーション初生時のそれより 0.03 だけ多い値とした。プロペラ回転数はこの場合も 24 rps である。

### (II) 試験結果および計算結果との比較

試験時のスラスト係数  $K_T$  およびキャビテーション数  $\zeta_N$  を Table 2.2.3.2 に示す。キャビテーのスケッチを Fig.2.2.3.1 ~ 2.2.3.3 に示す。Fig.2.2.3.4 には、3 個のプロペラのキャビテーの平面形状の比較を示す。

Fig.2.2.3.4 を見ると、F 型のプロペラのキャビテー面積が一番小さく、NC 型が一番大きい。この大小順位は、 $K_T/J^2$  や  $\zeta_N$  によって変わらない。また、これは、プロペラ単独効率の優劣順位とも一致している。

Fig.2.2.3.5 には、揚力等価法による計算結果との比較を示した。これによると、キャビテー長さの大小順位は、試験結果と計算結果とで一致しているが定量的には合っていない。すなわち、 $r/R$  の大きいところでは計算によるキャビテー長さは試験結果に比べてかなり小さい。他方  $r/R$  の小さいところでは、その逆になっている。

Table 2.2.3.1 脊面キャビテーション観察の試験状態

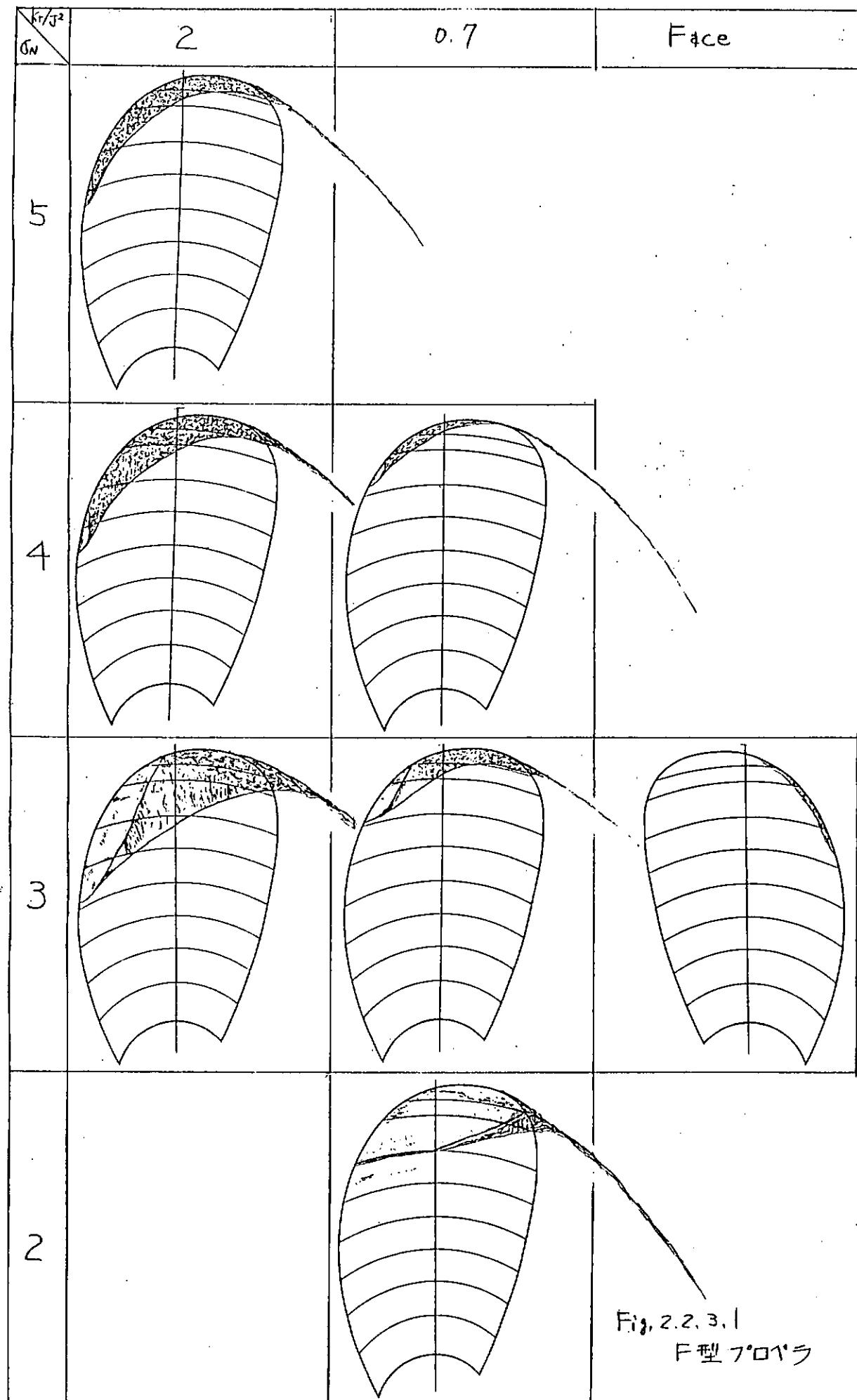
$\sigma_N$	$K_T$	2.0	0.7
5	○	×	
4	○	○	
3	○	○	
2	×	○	

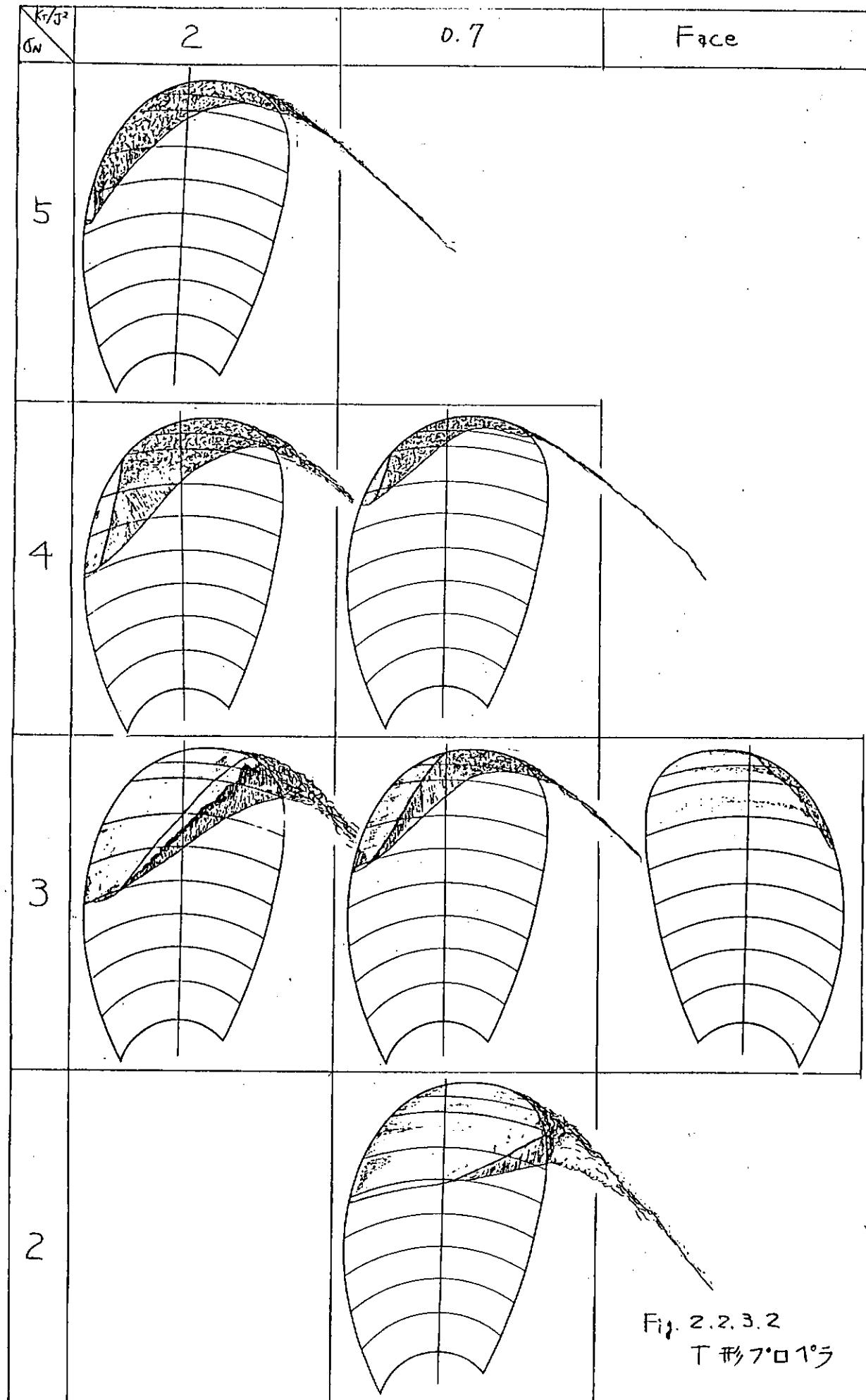
$$\sigma_N = \frac{P - P_v}{\frac{1}{2} \rho M^2 D^2} \quad (P; \text{軸心の静圧})$$

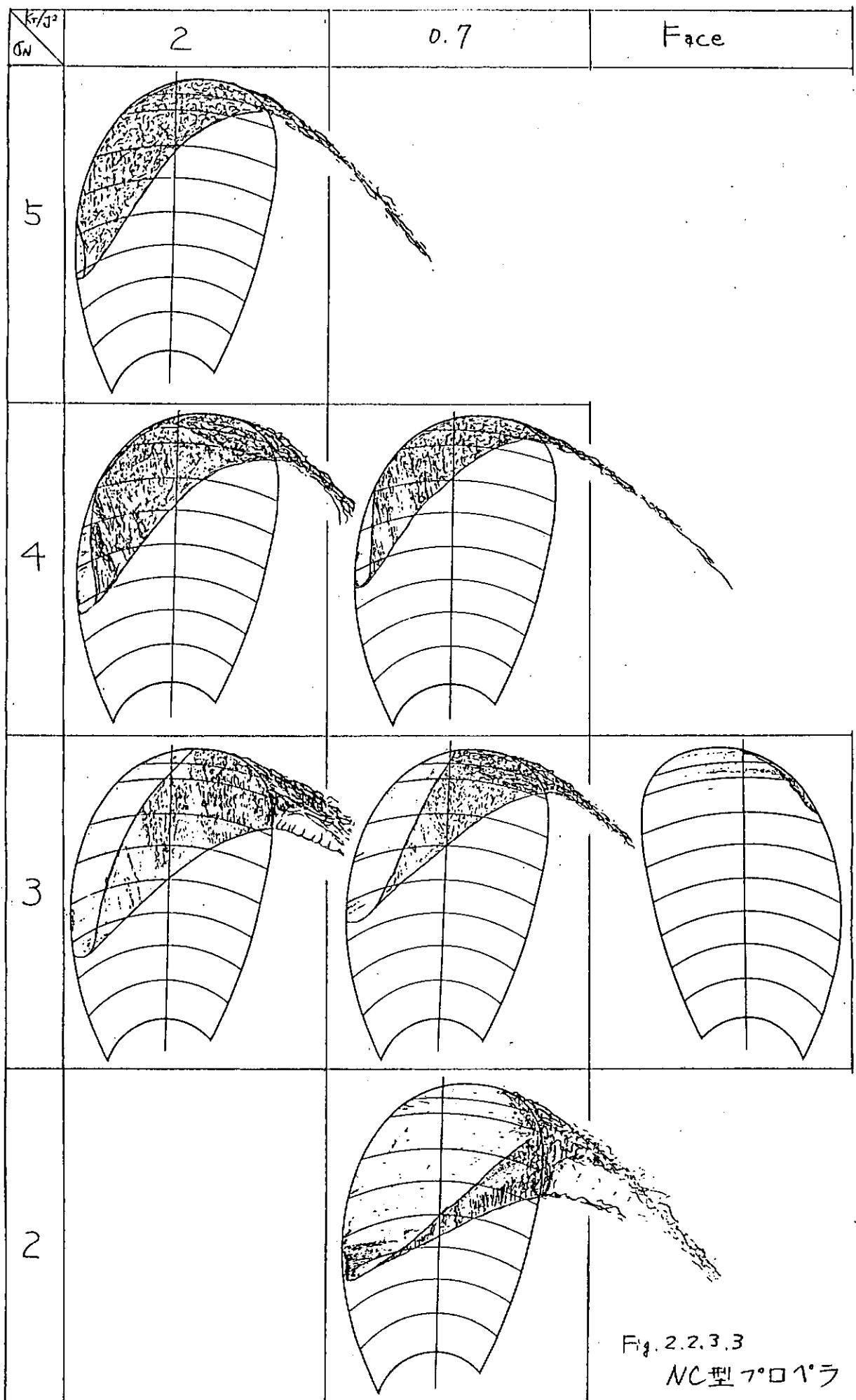
Table 2.2.3.2 試験時の  $K_T$  および  $\sigma_N$ 

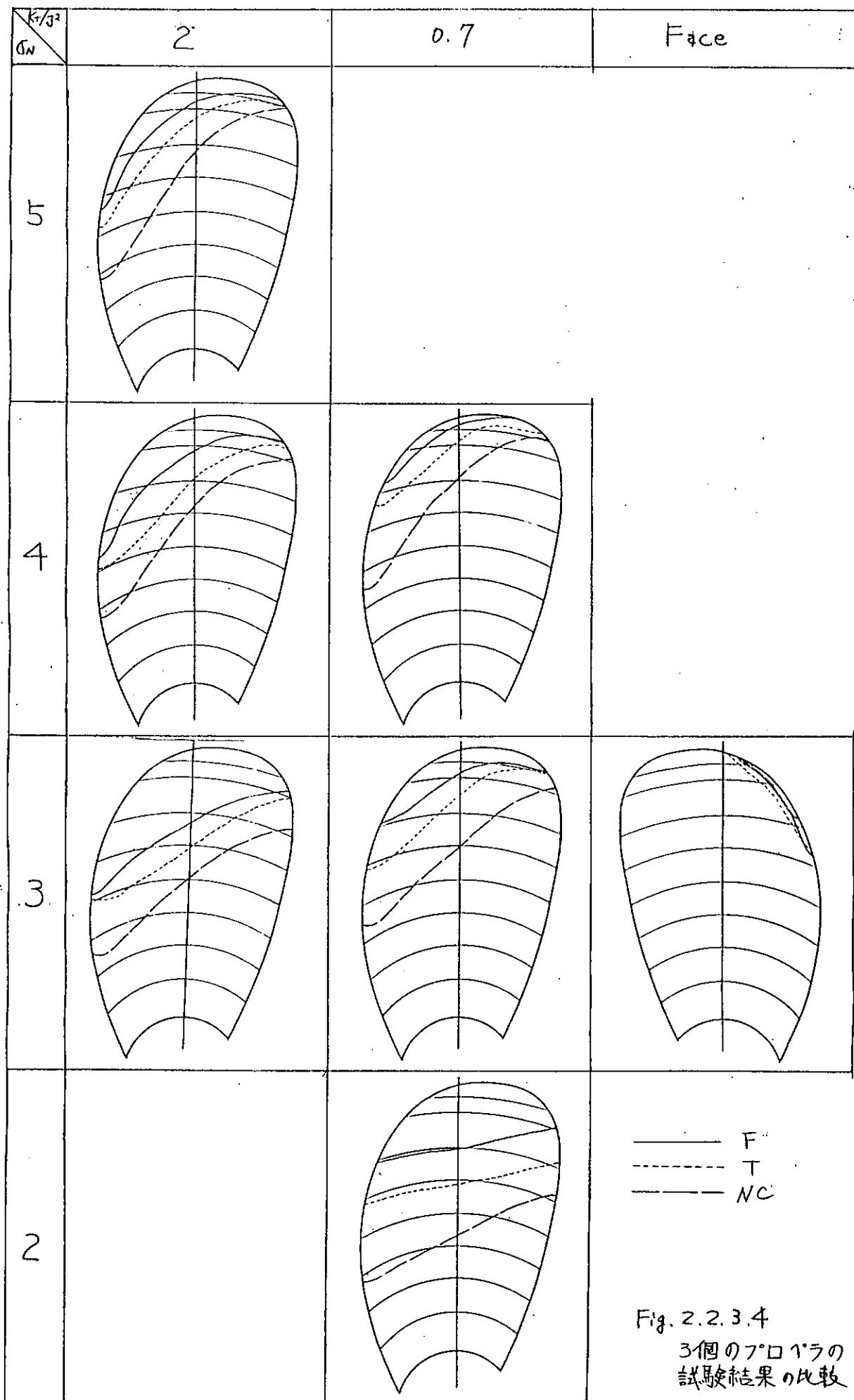
$\frac{\sigma_N}{\sigma_N}$		F (KOZ43)		T (KOZ44)		NC (KOZ45)	
$K_T/J^2$	$\sigma_N$	$K_T$	$\sigma_N$	$K_T$	$\sigma_N$	$K_T$	$\sigma_N$
2	加压 <sup>*1</sup>	0.317	8.91	0.322	9.97	0.338	9.95
	5	0.321	4.97	0.329	5.00	0.349	4.98
	4	0.322	3.97	0.332	4.00	0.354	3.99
	3	0.326	2.96	0.333	2.99	0.359	3.01
0.7	Nom Grav	0.240	6.31	0.242	7.71	0.253	10.94
	4	0.241	3.97	0.247	3.99	0.265	4.03
	3	0.242	2.96	0.250	3.00	0.268	3.03
	2	0.244	1.96	0.254	2.00	0.263	2.04
Face 初生		0.074	2.94	0.023	3.00	-0.078	3.06
$J = J_{FIT} + 0.03$		0.059	2.94	0.006	3.00	-0.098	3.07

\*1 キャビティーは消えてない  
Air Content 37~39%









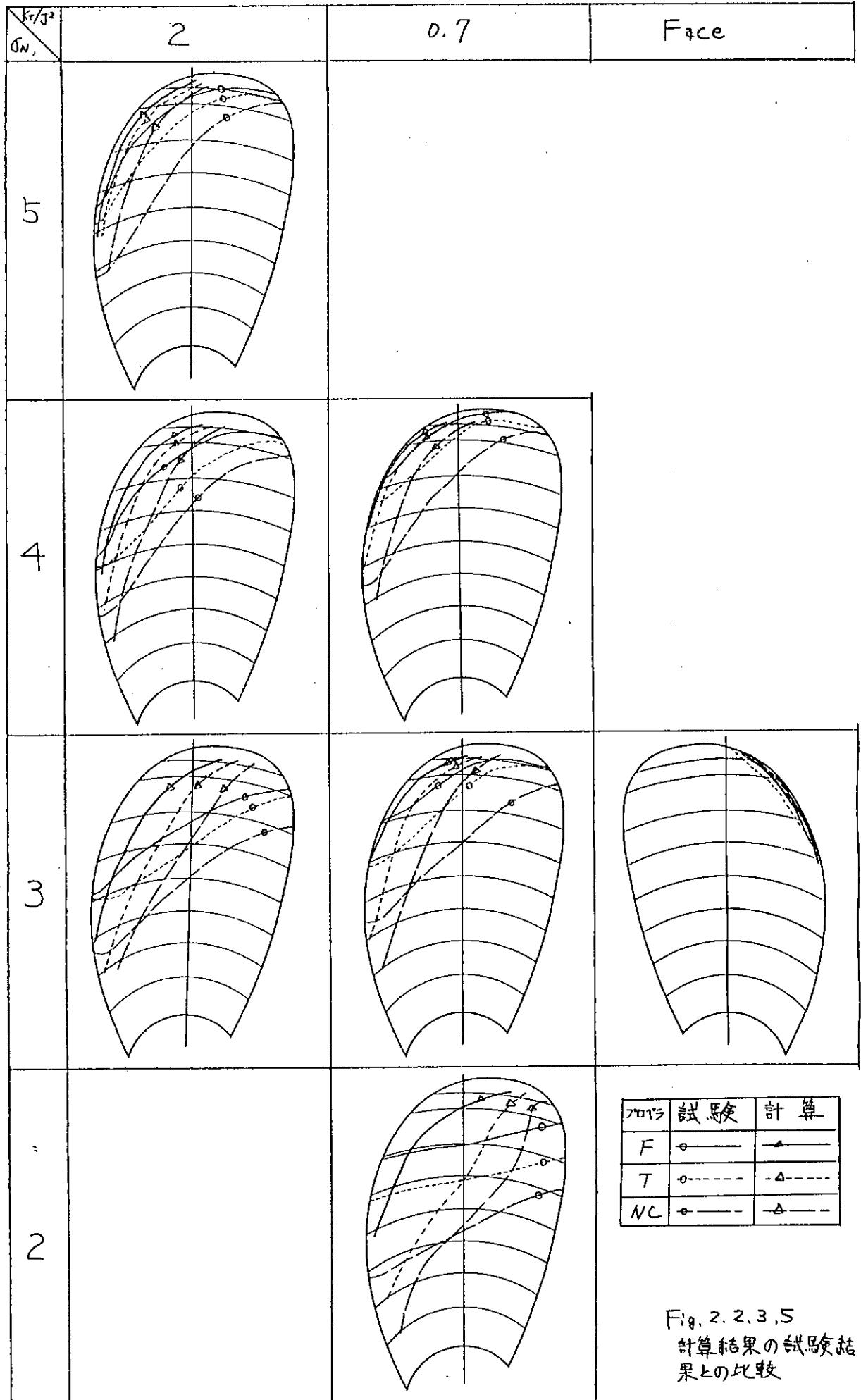


Fig. 2, 2, 3, 5  
計算結果の試験結果との比較

## 2.2.4 伴流プロペラの性能比較理論計算結果

### 2.2.4.1 目的

供試プロペラは小山氏（船研）のプロペラ揚力面プログラム<sup>1)</sup>をベースにして㈱日本造船技術センターにて設計された。プロペラ揚力面の計算値は解析方法、プログラミングなどの違いにより多少異なる。また、小山氏のプログラムでは粘性影響を簡易式で処理している。これらの影響について別プログラムを用いて比較検討した。

### 2.2.4.2 計算条件

#### (1) 供試プロペラ

2.2.1項で設計された平坦型F、三角型T、極端な三角型N Cの3種のプロペラを用いた。

#### (2) 作動条件

2.2.2項に示されている単独性能試験と同一条件で計算した。

均一流中

$$J = J_0 = 0.775$$

レイノルズ数  $R_n = \frac{nD^2}{\nu} = 5.95 \times 10^5$

#### (3) 適用プログラム

㈱神戸製鋼所で開発された非線形定常プロペラ揚力面プログラム（N O S P L S T）<sup>2)</sup>と準3次元プロペラ境界層計算プログラム（P B L 3 4 D）<sup>3)</sup>を用いて、次の2ケースについて計算した。

##### i) N O S P L S T単独

揚力係数勾配修正係数  $C_k = 0.975$ 、粘性抗力係数  $C_D = 0.006$  として粘性処理した。図表中では Yamasaki と示している。

##### ii) N O S P L S TとP B L 3 4 D併用

N O S P L S Tにてポテンシャル計算し（プロペラ揚力面を解き）、P B L 3 4 Dにて粘性解析した。非粘性-粘性干渉モデルは排除厚モデルを用い、背面、正面の排除厚の差だけキャンバーを修正して再度プロペラ揚力面を解いている。図表中では Yamasaki + Ito と示している。

## 2.2.4.3 計算結果

### (1) 循環分布

N O S P L S TとP B L 3 4 Dを併用して求めた循環分布を Fig. 2.2.4.1 に示す。K<sub>T</sub>の違

いにより若干大小関係に差があるが、F、T、NCの各タイプのプロペラとも分布形はよく似ていることがわかる。

## (2) 翼面圧力分布

NOSPLST単独により求めた $0.7R$ における翼面圧力分布をFig. 2.2.4.2(a)に、NOSPLSTとPBL34Dを併用して求めたものをFig. 2.2.4.2(b)に示す。図から次のことがいえる。

### i) プログラムの違いの影響

各プロペラの圧力分布の特徴については、小山氏のプログラム(2.2.1項参照)とNOSPLSTともよく似ている。

### ii) 粘性影響

翼面圧力分布に関して、準3次元プロペラ境界層理論により粘性解析した結果と簡易的に粘性処理した結果の差は小さい。

## (3) 粘性抗力係数

PBL34Dにより求めた粘性抗力係数の半径方向分布をFig. 2.2.4.3に示す。ただし、3次元境界層計算では2次元計算のように後流の運動量損失から粘性抗力を直接計算できないので、摩擦抗力と粘性圧力抗力の各々を計算して加える必要がある。プロペラ翼のように薄翼で、かつ剥離が顕著でない場合には、粘性抗力に占める粘性圧力抗力の割合は極めて小さいので本報告では粘性抗力=摩擦抗力として計算した。前縁剥離の影響(Fig. 2.2.4.4参照)により、Tタイプでは $0.9R$ より先端側に、NCタイプでは $0.6R$ より先端側に大きな $C_D$ の値がみられる。

## (4) プロペラ単独性能

プロペラ単独性能計算結果を実験値も含めてTable 2.2.4.1(a)～(c)( (a): スラスト係数 $K_T$ 、(b): トルク係数 $K_Q$ 、(c): プロペラ単独効率 $\eta_0$ )に示す。

各プロペラの大小関係については、いずれの計算法とも(Koyamaの $\eta_0$ 除く)実験値の傾向と対応している。しかし、定量的にはばらつきがみられ、その原因として次のことが考えられる。

### Koyama と Yamasaki の差について

#### i) 揚力面解法の違い

Koyamaでは核関数展開法を適用してプロペラ揚力面を解いているのに対して、Yamasakiでは最適標点法を適用している。

#### ii) 単独性能計算法の違い

Koyamaでは揚力線により単独性能を計算しているのに対して、Yamasakiでは揚力面による。

### 実験値と計算値の差について

- i) いずれの計算法とも薄翼理論をベースとしている。
- ii) そのために、流力モデル自体がプロペラ翼境界層計算で計算された粘性影響（排除影響）を十分評価できない。

## 参考文献

- 1) 小山鴻一：新しい方法によるプロペラ揚力面の数値解析、日本造船学会論文集、第132号、(1972)
- 2) 山崎正三郎：非線形定常プロペラ揚力面の数値解法とその応用例、西部造船会会報、第62号、(1981)
- 3) Ito, M. : A Practical Calculation Method for Boundary Layers on Rotating Propeller Blades、西部造船会会報、第71号、(1986)

Table 2.2.4.1(a) Comparison of thrust coefficient  $K_T$   
( $J = 0.775$ )

Propeller Method	F	T	N C
Koyama	0.156	0.158	0.162
Yamasaki	0.162	0.166	0.174
Yamasaki + Ito	0.165	0.170	0.176
Experiment	0.158	0.164	0.174

Table 2.2.4.1(b) Comparison of torque coefficient  $K_Q$   
( $J = 0.775$ )

Propeller Method	F	T	N C
Koyama	0.0272	0.0272	0.0277
Yamasaki	0.0276	0.0294	0.0341
Yamasaki + Ito	0.0281	0.0299	0.0366
Experiment	0.0268	0.0281	0.0317

Table 2.2.4.1(c) Comparison of propeller open efficiency  $\eta_o$   
( $J = 0.775$ )

Propeller Method	F	T	N C
Koyama	0.707	0.717	0.720
Yamasaki	0.722	0.698	0.629
Yamasaki + Ito	0.725	0.700	0.594
Experiment	0.723	0.719	0.678

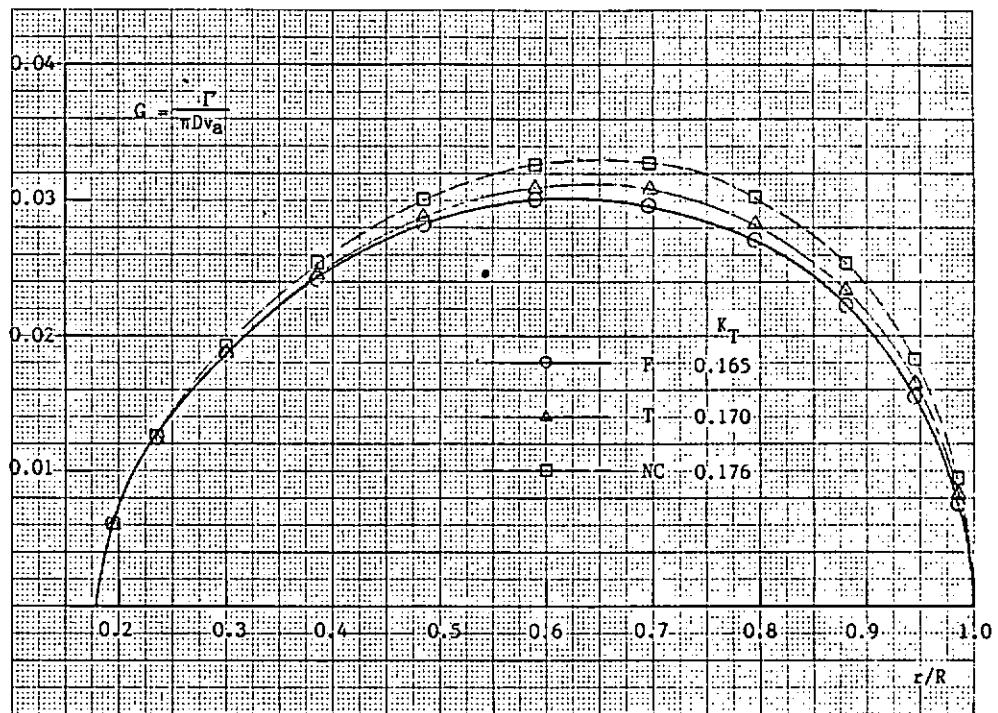


Fig. 2.2.4.1 Circulation distribution at advance ratio  $J=0.775$   
(Yamasaki + Ito)

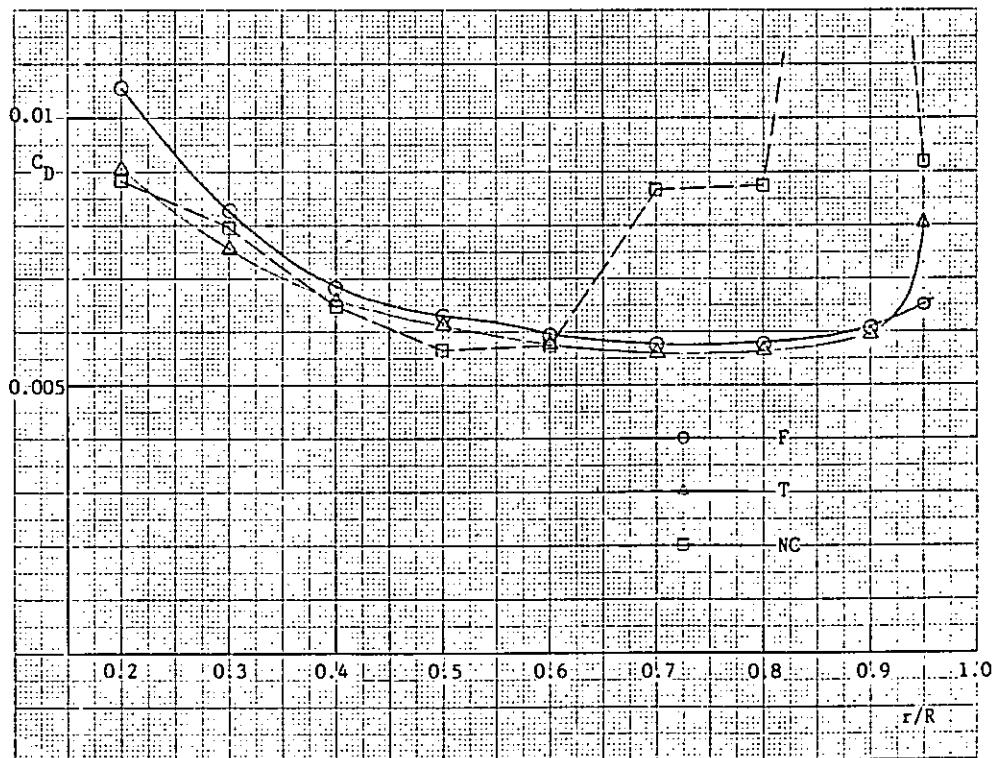


Fig. 2.2.4.3 Distribution of viscous drag coefficient

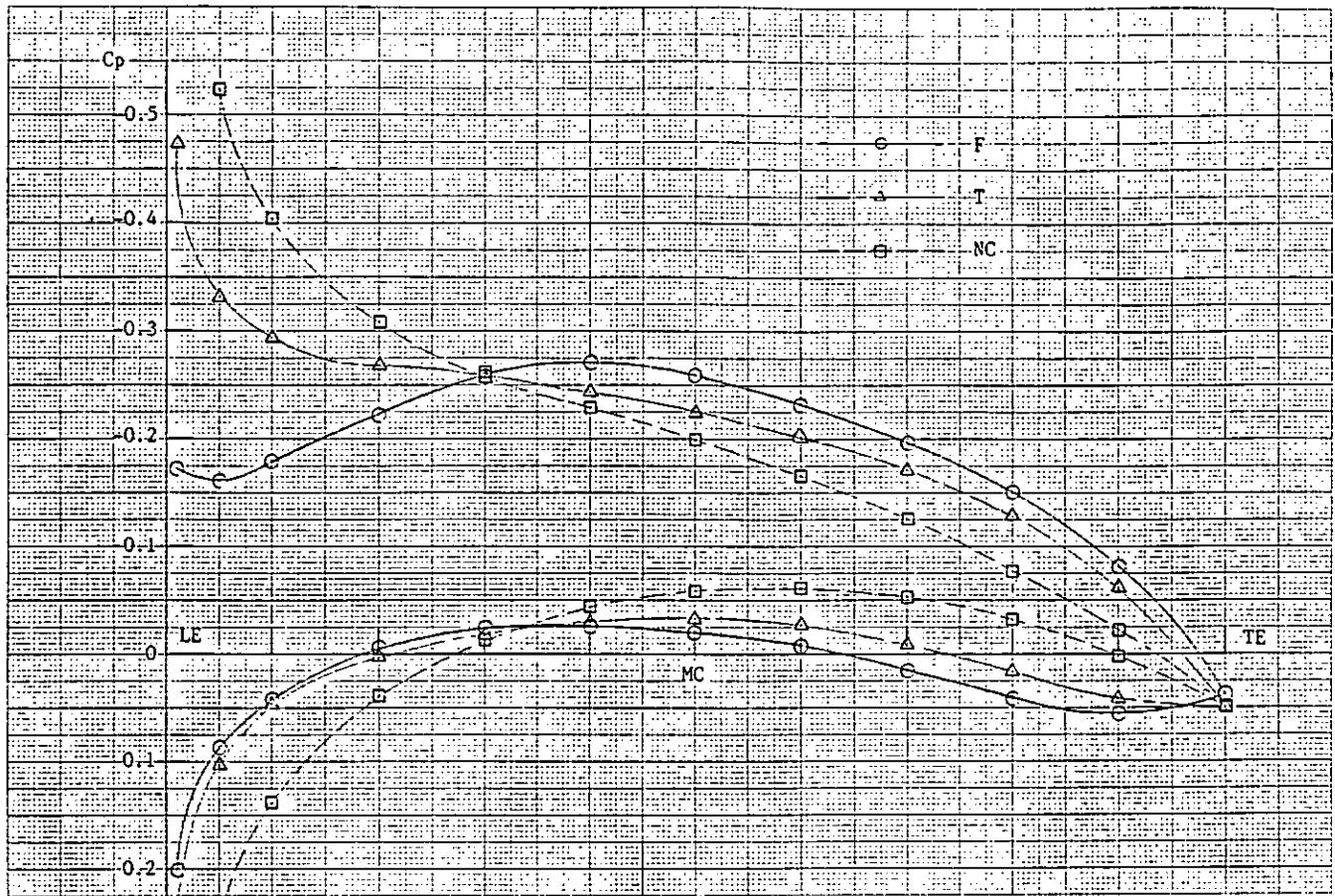


Fig. 2.2.4.2(a) Pressure distribution at 0.7R (Yamasaki)

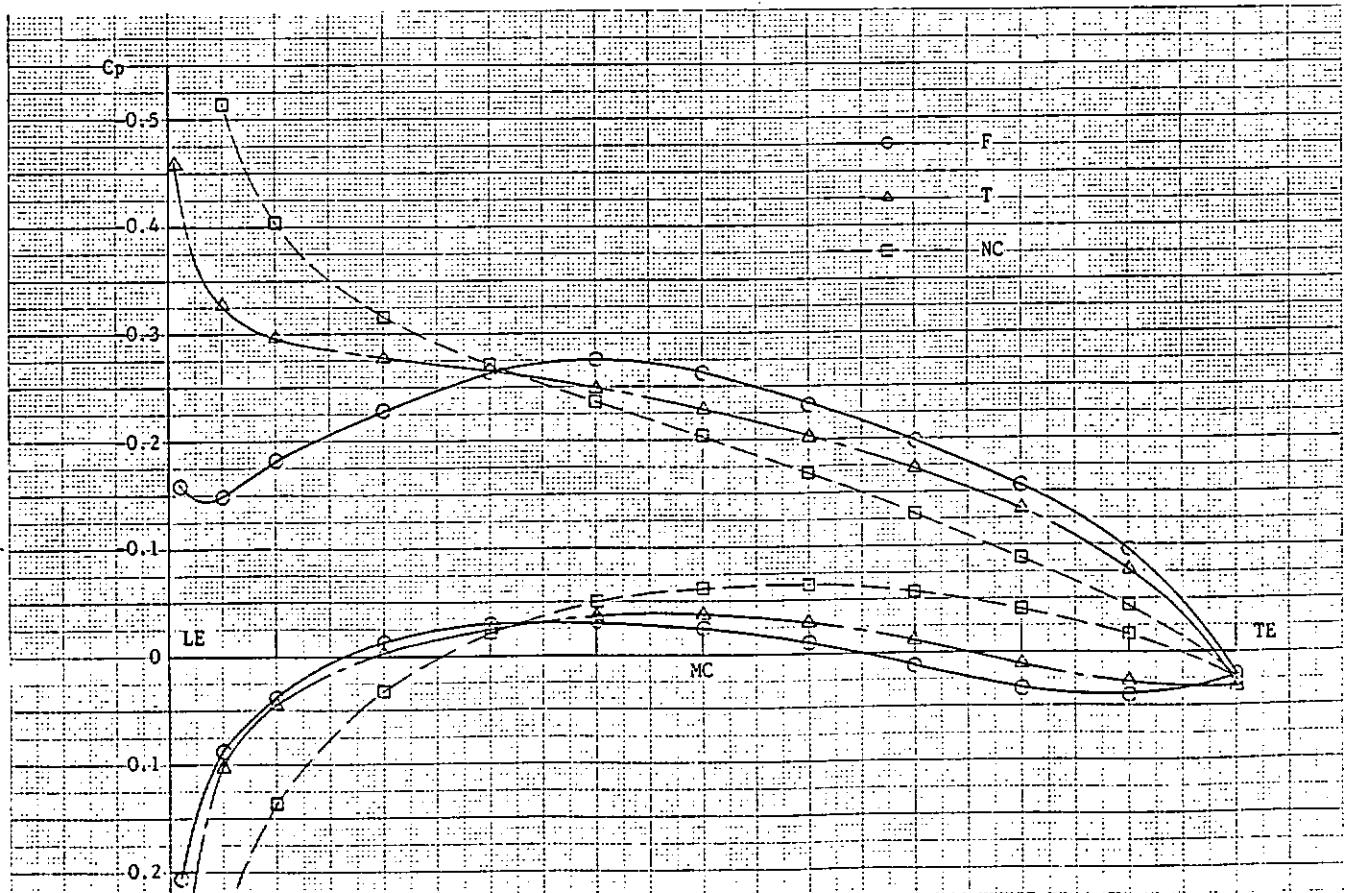
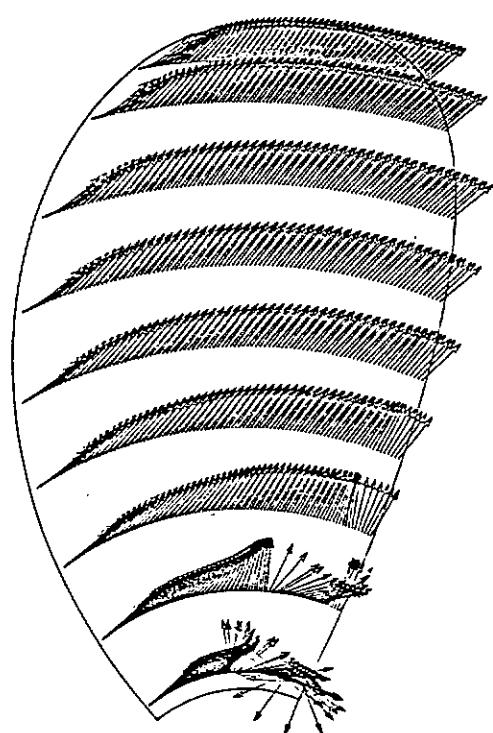
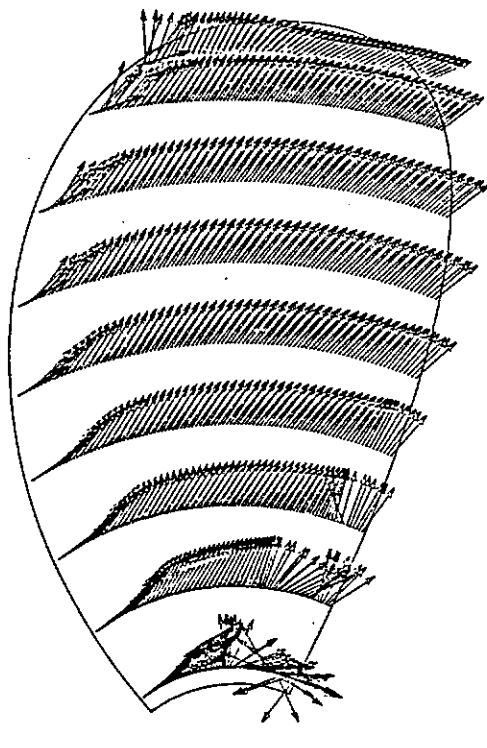


Fig. 2.2.4.2(b) Pressure distribution at 0.7R (Yamasaki+Ito)



F-TYPE  
+



T-TYPE  
+

Fig. 4 Direction of local skin friction on back plane

## 2.2.5 ハイスキュープロペラの就航実績調査

1973年の石油ショック以来、船舶の省エネルギー、省燃費に対する要求が高まりその対策として行われた船体の軽量化、低回転大直径プロペラの採用、船尾伴流分布がより複雑になる方向への船型の移行等により、船尾振動や騒音の増大の傾向が強くなつた。一方、人間性重視の観点から、船舶の居住性改善の要求が高まり、船尾振動軽減策の確立が必要となつた。その対策の一つとしてハイスキュープロペラ（HSPと略称する）の採用が考えられ、SR183、その他の研究により、その効果が検討された。その結果、数多くの船舶にHSPが装備されるようになり、船尾振動軽減の面で良好な実績を示している。

ところで、同一船で通常プロペラ（CPと略称する）をHSPに換装した場合に、燃料消費量が節減されたという例が報告されている。これが確実なものとすれば、HSPの採用は単に船尾振動の軽減効果のみならず、船舶の省エネルギー効果をもたらすものである。

この事実を確認することを目的として、今回同一船でCPよりHSPに換装、あるいは同型船でCPとHSPの装備された船舶の就航実績の調査、比較を行うこととした。

調査の対象を運航データ（あるいは海上試運転結果）としたため、推進性能の比較を下記に定義したアドミラルティ係数（Cadm）によって行った。

$$C_{adm} = \Delta s^{2/3} V_s^3 / (FC)$$

ここに、 $\Delta s$  = 平均排水量 (kg·ton)、 $V_s$  = 平均速力 (ノット)

$$FC = \text{平均燃料消費量 (ton/day)}$$

調査対象船の就航実績をTable 2.2.5.1に、調査、比較の結果をFig. 2.2.5.1に示す。

同一船での換装例あるいは同型船での装備例が以外と少ないようであり、今回に得られた資料は3船のみの実績であり、今回の調査によって断定的評価を行うことは難しい。

さらに詳細な調査による就航実績の積み重ねの他に、理論的検討、模型試験や実船実験等による調査、検討を加える必要があろう。

Table 2.2.5.1 調査対象船の就航実績

船種	散積貨物船		G T 1 9 9 貨物船		自動車専用運搬船	
プロペラ	C P	H S P	C P	H S P	C P	H S P
翼数	4	4	4	4	4	4
スキュー角	16°	40°	7°	50°	7°	45°
海象(B S)	3	2	0	0	< 3	< 3
Cadm × 10 <sup>-3</sup>	115	120	34	33	(*40)	(*38)

注: \*は燃費 F C (ton/day) を示す。

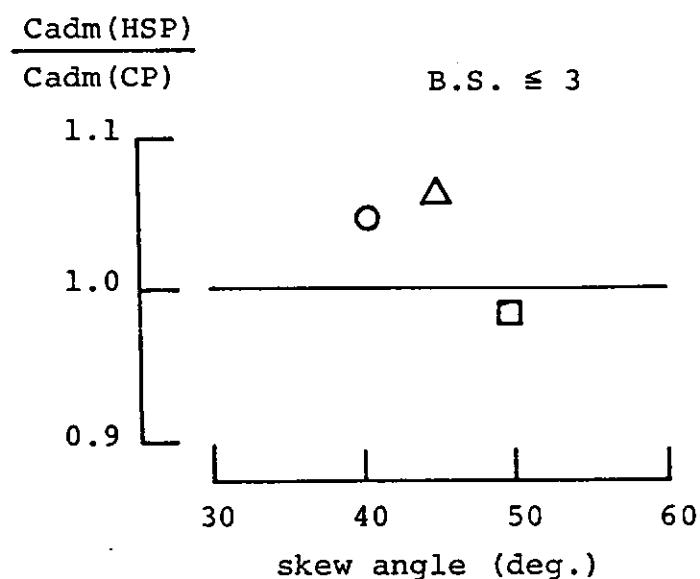


Fig. 2.2.5.1 H S P 船と C P 船の推進性能の比較

## 2.2.6 まとめ

プロペラ翼面上の圧力分布と翼断面形状およびプロペラ諸特性との関連を調査し、最適プロペラ設計法を検討するため、系統的な模型試験を行うことにした。

本年度は、翼弦方向の圧力分布として3種の分布形状のものを与えて、それに対応した翼断面形状を有する3個のプロペラを設計・製作し、プロペラ単独試験および均一流中のキャビテーション試験を実施した。また、3種のプロペラ揚力面計算法により、3個の共試プロペラの性能計算を行い、計算法による差違および実験値との対応等を検討した。さらに、C P装備船とH S P装備船の就航実績を調査し、H S P装備船の省エネルギー効果についても検討した。

以上より得られた主な結果は次のとおりである。

- 1) 3個の共試プロペラで、翼断面形状のキャンバー比は、翼弦方向の圧力分布が平坦なプロペラ (M. P. No. K 0 2 4 3) の場合が一番大きく、圧力分布を三角形 (M. P. No. K 0 2 4 4) にするとキャンバー比は減少し、極端な三角形圧力分布を示すプロペラ (M. P. No. K 0 2 4 5) の場合はキャンバー比が零に近い値となっている。したがって、ピッチ比の値は逆にM. P. No. 0 2 4 3が一番小さく、圧力分布を三角形していくと増加していく。
- 2) プロペラ単独効率は、MAU型プロペラに比べて、M. P. No. K 0 2 4 3の場合に約+3%、M. P. No. K 0 2 4 4の場合に約+2%、M. P. No. K 0 2 4 5の場合は約-3%を示している。
- 3) 均一流中のキャビテーションの発生範囲は翼弦方向および半径方向とともに、M. P. No. K 0 2 4 3の場合が一番小さく、圧力分布を三角形にした場合に増加していく。このキャビティー長さの大小関係は揚力等価法による計算結果と定性的に一致している。
- 4) 3個の共試プロペラのプロペラ単独性能 ( $K_T$ 、 $K_Q$ 、 $\eta_0$ ) の値の大小関係については、いずれの理論計算結果ともに定性的には試験結果と一致している。しかし定量的にはかなりばらつきがみられる。これはいずれの理論も薄翼理論を基にしていること、粘性影響が十分にとり入れられていないこと等が主な原因と考えられる。

5) H S P 装備船就航実績調査については、同一船での換装例あるいは同型船での装備例が以外と少ないようであり、十分な資料が得られなかった。したがって、今回の調査によって断定的評価を行うことは難しく、さらに調査を続行して資料を積み重ねる必要がある。

## 2.3 プロペラ単独性能の 尺度影響に関する研究

### 2.3.1 文献調査

プロペラ単独性能の尺度影響に関する文献のうち、特に回転翼の翼面境界層を、理論的及び実験的に取扱ったものについて調査を行った。これらの一覧表を下記に示すとともに要約集を作成した。

文献一覧表

#### 著 者

#### 文 献 及 び 出 典

1. 山崎正三郎他 小面積比プロペラ (MAU 4-30, 5-35) の系統的単独性能試験 西部造船会々報、64号 (1982)
2. 岡村 尚昭 粘性の影響を考慮したプロペラ特性の計算法 日本造船学会論文集、138号 (1975)
3. 伊藤 政光他 プロペラ翼面上の境界層について (その1)  
—プロペラ単独性能尺度影響についての計算例—  
第6回 JSPC (1985)
4. Groves,N.C. An Integral Prediction Method for Three-Dimensional Laminar and Turbulent Boundary Layers on Rotating Blades SNAME Prop. '81 Symp. - (1981)
5. Lakshminarayana,B. Turbulent Boundary Layer on a Rotating Helical et.al. Blade J.Fluid Mech. , Vol.51, Part 3 (1972)

6. 伊藤 真一郎他 軸流ポンプ動翼における三次元境界層の微分解法  
日本機械学会論文集（B編） 50巻， 454号（1984）
7. 加納 文質他 遠心圧縮機の空力設計  
神戸製鋼技報, Vol.34, No.1. (1984)
8. Thompkins,W.T.  
et.al. A Quasi-Three Dimensional Blade Surface Boundary  
Layer Analysis for Rotating Blade Rows  
Trans.ASME,J.of Eng. for Power. , Vol.104 (1982)
9. Yamazaki,R. On the theory of Marine Propellers in Non-Uniform  
Flow  
Mem. of the Faculty of Eng. Kushu Univ. Vol.41 ,  
No.3 (1981)
10. Groves,N.C.  
et.al. A Differential Prediction Method for  
Three-Dimensional Laminar and Turbulent Boundary  
Layers of Rotating Propeller Blades  
15th ONR Symp. (1984)
11. 津田 達雄 プロペラ層流境界層の近似解法  
関西造船協会誌 第 180号 (1981)
12. Van Oossanen,P. Calculation of Performance and Cavitation  
Characteristics of Propellers Including Effects of  
Non-Uniform Flow and Viscosity  
NSMB , No.457 (1974)
13. 上田 耕平 定常状態のプロペラに及ぼす粘性の影響 (1)  
西部造船会々報, 69 号 (1985)

### 2.3.1.1

題名	小面積比プロペラ (MAU 4-30, 5-35) の系統的単独性能試験		
著者	山崎正三郎、奥正光 伊藤政光	出典	西部造船会々報, 第64号(1982)

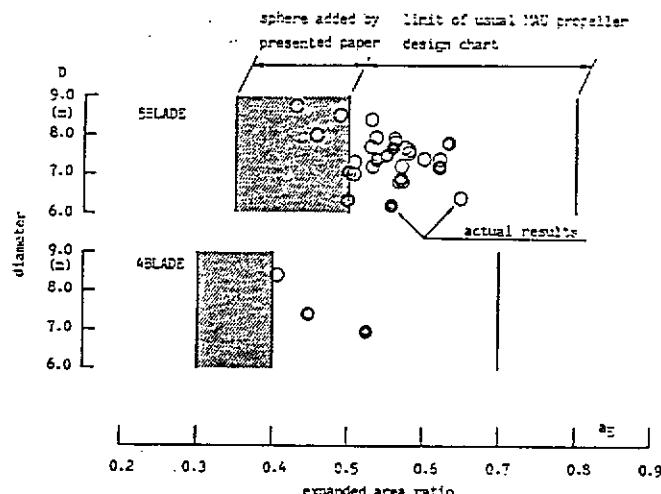


Fig. 2.3.1.1 Actual results of "lower revolution and large diameter propeller" and limit of MAU propeller design charts

プロペラ効率向上の手段の一つとして、プロペラの展開面積を小さくする事は良く知られている。しかしながら、Fig. 2.3.1.1 に示すように、既存の MAU型プロペラ設計チャートでは小面積比のデータが少ない上に、どこ迄展開面積を小さくしたら良いかという問題も残っている。これに応えたのが本論文である。

データの拡充については、MAU 4-30、5-35 の系統的単独性能試験を行い、プロペラ設計図表の補足を行っている。

又最適面積比については、作成した設計図表及び理論計算（非線形定常プロペラ揚力面計算及び二次元境界層計算）を用い次の結論を得ている。

- (1) 設計図表から求めた MAU型プロペラの最適面積比は  $a_E/Z \simeq 0.08$  である。（但し  $Z$  は翼数）。
- (2) 本論文の理論計算法により、およそ  $0.7R$  の最適翼厚翼巾比が推定できる。
- (3) 理論計算により、実船状態の MAU型プロペラの最適面積比は模型状態 ( $a_E/Z \simeq 0.12$ ) と比較してかなり小さい ( $a_E/Z \simeq 0.05$ )。これは

Fig. 2.3.1.2 に示す粘性抗力に対する尺度影響が原因している。

- (4) (1)～(3) の結果及び Fig. 2.3.1.3 の如く実際のプロペラは MAU型プロペラの母型と比べ約 20%薄いことから、 $a_E/Z \simeq 0.07$  及び面積比を小さくしても実船状態のプロペラ効率は向上するものと判断される。

小面積比プロペラの設計に際し有益な論文である。特に  $a_E/Z \simeq 0.07 \sim 0.08$  を提言した点は興味がある。

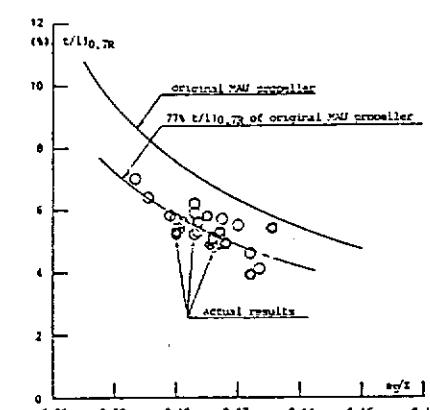


Fig. 2.3.1.2 Relation between blade thickness width ratio at  $0.7R$  section and expanded area ratio of "lower revolution and large diameter propeller"

題名	粘性の影響を考慮したプロペラ特性の計算法		
著者	岡村 尚昭	出典	日本造船学会, 138号 (1975)

プロペラ揚力面理論と2次元境界層理論を組み合わせた、実用的な粘性流体中のプロペラ特性計算法を示した。まず、粘性を無視した揚力面理論を用いてプロペラの各翼素と流力特性が同等な相当直進2次元翼を求め、その境界層計算から得られる排除厚分布を考慮して粘性のため実質的に変形したと見なされる翼形状を想定し、粘性流体中のプロペラ特性を計算するもので、次の2つの方法が提案されている。

(方法1) 相当直進2次元翼の境界層を計算し、対応する翼素の抗力係数と粘性の効果を考慮した循環分布を求めるもの。

(方法2) 2次元的な境界層計算から、境界層のため変形したと想定される翼形状と翼素の抗力係数を求め、再度揚力面を解き粘性修正された循環分布を求めるもの。

プロペラ性能の推定については、4種類のプロペラに対する計算結果から、方法1が実験との一致がよく、スラスト  $K_T$ 、トルク  $K_Q$  とも実験値より4~5%大きめに、効率  $\eta$  は1~2%以内に収まっている。この1例をFig.2.3.1.4に示した。方法2による計算結果は、実験と比べ  $K_T$ 、 $K_Q$  ともかなり大きいが、 $\eta$  はよく一致している。

方法1を用いて、模型と実船のプロペラ性能を比較計算した結果をFig.2.3.1.5に示す。実船状態ではスラストが少し増えトルクは殆ど変化していない。これはレイノルズ数の増加に伴ない、揚力成分が増え  $K_T$ 、 $K_Q$  とも大きくなつたが、抗力成分の減少によりその影響の大きい  $K_Q$  だけが小さくなり結果的に殆ど変化しなかつたためと説明されており、抗力のみならず揚力にも無視できない尺度影響があることを指摘している。

本計算法は2次元境界層計算に基づく簡便な方法であり、特に方法1はスラスト、トルクの計算精度も良く実用的である。

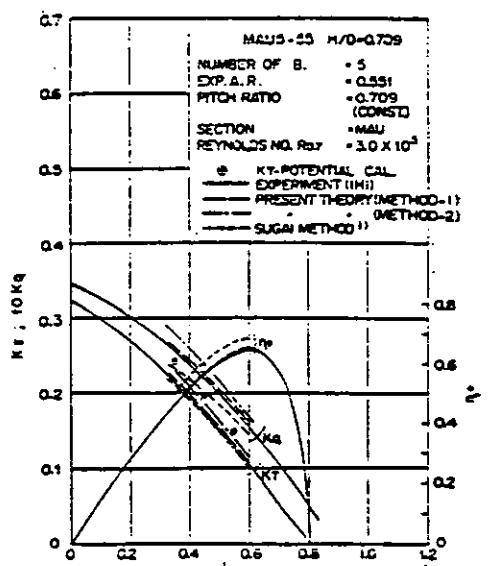


Fig.2.3.1.4 プロペラ性能の実験値  
と諸計算値の比較

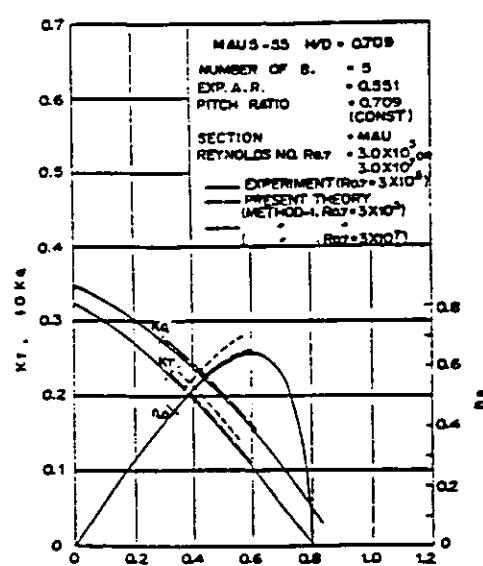


Fig.2.3.1.5 模型と実船状態での  
プロペラ性能の比較

### 23.1.3

題名	プロペラ翼面上の境界層について（その1） —プロペラ単独性能尺度影響についての計算例—		
著者	伊藤政光、山崎正三郎、柳田 稔	出典	第6回 JSPC (1985)

プロペラ単独性能の尺度影響については、その本質が粘性-非粘性の干渉問題であるため、現象の把握が理論的にも実験的にもむずかしく、これまでこれといった定見が確立されていない。従って、今後はこの問題について理論・実験両面での改良及び拡張が望まれるわけであるが、その前段階として、従来の研究範囲での理論的、実験的実例を増やす必要がある。

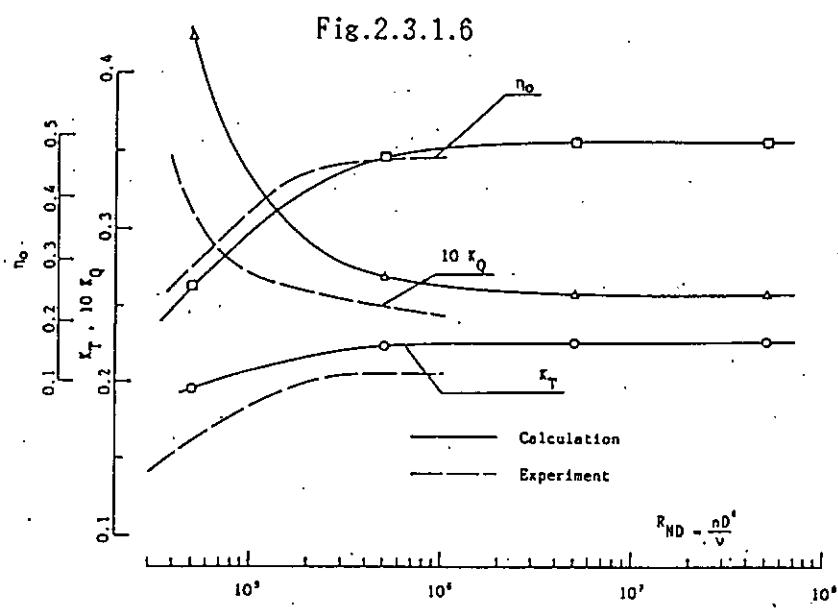
Table 2.3.1.1 Particulars of propellers

Propeller name	A	B	C
Number of blade	5	5	5
Expanded area ratio	0.7850	0.7850	0.5600
Pitch ratio	0.9147 (const)	0.8853 (0.7R)	0.6850 (const)
Blade thickness ratio	0.0490	0.0533	0.0500
Boss ratio	0.1936	0.1936	0.1800

本論文はそれに応えたもので、プロペラ揚力面計算と二次元境界層計算とを組合せる計算法により、Table 2.3.1.1 に示す3種のプロペラの尺度影響を調べ

ている。この結果次の事がわかった。

- (1)  $R_n = \frac{nD^2}{\nu} = 5 \times 10^4 \sim 5 \times 10^7$  の範囲では境界層の様相といった現象には変化無い。
- (2) 揚力面計算の結果はキャンバー変化に鋭敏に影響されるので、 $R_n = 10^4$  台の結果は半径方向にかなり変動する。



(3) 通常用いられている、 $R_n = 10^5$  台のレイノルズ数の範囲では  $K_T$ ,  $K_Q$  に対し、依然として尺度影響が残っている。  
(Fig. 2.3.1.6)

(4) 循環分布に対する粘性影響は、半径方向にも翼弦方向にも変化し、その傾向はプロペラ形状、作動条件、レイノルズ数によって変化する。

(5) 圧力分布に対しては特に後縁付近での変化が大きい。

(6) 従来のような循環に対する一律な粘性影響修正方法はより合理的な修正方法に改善すべきである。

- (7) 粘性抗力の大小によってプロペラ効率の差ができるのは模型レイノルズ数の領域であり、実船での高効率を狙うのには粘性抗力よりも高揚力を狙った方が良い。

最近の小面積比プロペラの採用に当っては尺度影響は重要な問題である。その意味で本論文はまさに時機を得たものと言える。

### 2.3.1.4

題名	An Integral Prediction Method for Three-Dimensional Turbulent Boundary Layers on Rotating Blades		
著者	Nancy C. Groves	出典	SNAME Propellers '81 Symposium (1981)

回転翼面上の乱流境界層を積分的解法によって数値計算する方法が示されている。座標系としては直交曲線座標系を採用し、その座標系で示された境界層方程式を境界層厚さ方向に積分して境界層運動量積分方程式を導出している。

主流方向の速度分布は指数則で表示し、クロスフローは Mager モデルで表示している。局部摩擦則は Thompson によって示された式を Head-Patel が近似したものを使っている。また、もう一つの補助方程式として Entrainment 式を用いているが、それは Green らによって与えられた式に Cham-Head が見出した関係（平板に対する値の  $2/3$  が回転円盤に適用した場合良く一致する）を導入して用いている。

数値計算は 1 階の差分近似を用いている。約 250 点の格子点を用いた場合の CPU 時間は Burroughs 7700 で 10 秒以下であった。

数値計算例として中心角が 300 度、直径が 92.96cm の無揚力の回転らせん扇形と、3 種のプロペラ（スキューワー無し、72° スキューワープ付プロペラ）について示されている。

回転らせん扇形の結果は Lakshminarayana による実験値や、より近似的な理論計算値と比較されている。運動量厚の計算値は、平板境界層に対する値及び Lakshminarayana の計算結果より小さく実験値に近かったが (Fig. 2.3.1.7) 、限界流線の角度は実験値より大きく算出された。また、局部摩擦係数は平板の摩擦係数と実験値の中間となった。

3 種のプロペラに対する結果は、スキューワー無しに対して大幅に減少するという興味深い結果が示されているが、彼女が後に報告した微分的解法に関する論文で数値計算上の誤りがあったとして取り消されている。

積分的解法の最大の特徴は計算時間が短い割にモデル化が適切な場合には精度が良いことであるが、船用プロペラのように模型レイノルズ数の状態では必ずといってよいほど層流、乱流が入り混じっている状態での精度良いモデル化には多大の労力が必要であり、むしろ計算機が高速化した今日では微分的解法のほうが適していると考えられる。

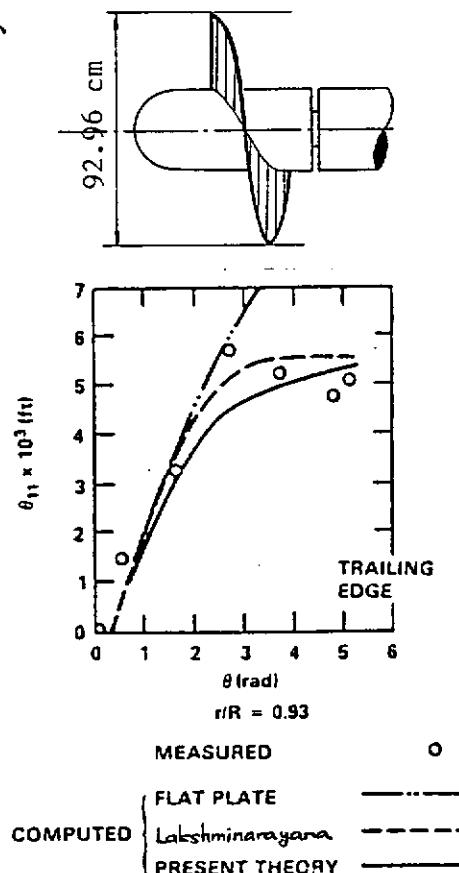


Fig. 2.3.1.7 回転らせん扇形  
上の運動量厚

題名	Turbulent Boundary Layer on a Rotating Helical Blade
著者	Lakshminarayana, B., Jabbari, A. and Yamaoka, H.
出典	J. Fluid Mech., Vol. 51, Part 3 (1972)

回転平板翼面上の圧力勾配のない境界層に関して詳細な実験を行っている。境界層は、ほとんどが乱流境界層である。空気中において、直徑 36.6 インチ、ピッチ 10 インチ、ハブ直徑 18 インチ、開き角 300° の一枚平板翼を、直徑 36.76 インチの円管内にて 450 rpm で回転させて計測している。計測項目は、流れの可視化による限界流線の角度、翼面圧力、回転方向流速分布、半径方向流速分布、壁面剪断応力、回転方向の乱れ度である。その結果、回転方向流速分布は 2 次元平板と同様に  $1/7$  乗則に従うこと、半径方向流速分布は回転円板の場合と違つて Mager 則より若干大きくなること（本文では小さくなると記述されているが、図では大きくなっている）、壁面剪断応力がそれに相当する 2 次元平板のものより 40-60% 大きくなり、それに対応して乱れ度も増加することなどを明らかにしている。特に、壁面剪断応力については、Reynolds 数の他にゴリオリカと慣性力の比を表すパラメータを新たに提唱し、それらにより壁面剪断応力を求める実験式を得ている。

運動量積分方程式を用いた理論解析も行っている。簡単な仮定を設けて、偏微分方程式を回転方向の運動量厚さと限界流線の傾きに関する常微分方程式に変換して数値計算を行い、実験値と比較している。割合大胆な仮定をおいているが、圧力勾配がないということもあってか、実験値との一致は比較的良い。但し、翼端付近とハブ付近の一一致度は良くない。特に翼端付近については、ケーシングの影響について考察を行っている。

題名	軸流ポンプ動翼における三次元境界層の 微分解法		
著者	伊藤真一郎 荒川忠一 田古里哲夫	出典	機械学会論文集 (B編), 50巻 454号(1984)

軸流ポンプ動翼面上の層流-乱流境界層を直交曲線座標系で微分法により計算している。乱流モデルとして Cebeci-Smith の零方程式モデルを採用し、Chan-Thyson の間欠係数により遷移も扱っているが、遷移点はデータとして前縁付近に与えている。実験で得た翼面上圧力分布からベルヌイの式により境界層の主流速度を求め、境界層計算を行っている。そのさい、本文中の式は半径方向の主流速度も含んだものになっているが、実際にはその方向の速度成分を 0 と仮定している。数値解法としては Keller の Box 法を採用し、流れ関数を導入することにより基礎式から連続の式を省略して解いている。限界流線の計算結果と油膜法による実験結果の比較を Fig. 2.3.1.8 に示す。3 次元剥離域も含めて、計算と実験は良く一致している。しかしながら、特に剥離域において計算の不安定現象が見られること、上述の主流速度の仮定をおいていること、ハブ側の境界条件として半径方向に相似な流れを仮定していること、壁面剪断応力が負になった時は 1 つ上流側の値を強制的に与えていることなどの問題点がある。

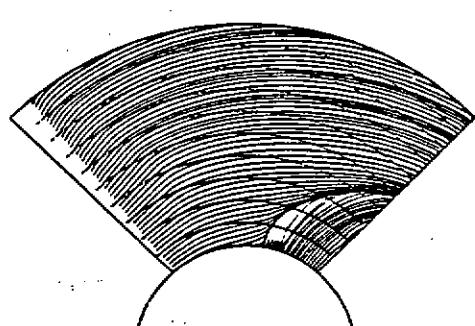


Fig. 2.3.1.8 設計流量の 80% 流量時における計算結果  
および油膜実験結果

題名	遠心圧縮機の空力設計		
著者	加納文賀・白神隆文	出典	神戸製鋼技報 Vol.34, No.1 (1984)

プロセス用ガス圧縮機、ガスタービン用圧縮機等における遠心圧縮機のインペラやベーンドディフューザで発生する空気力学的損失の定量的な評価を行なう空力設計解析システムの1部に3次元境界層モデルを使用している。

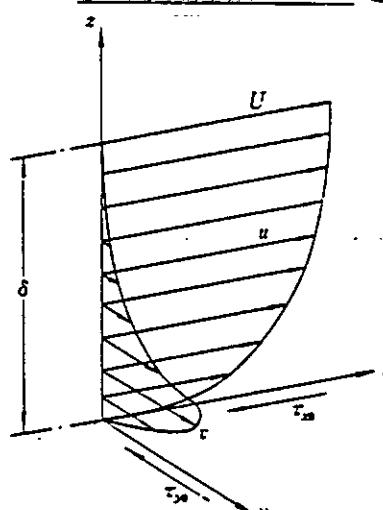


Fig. 2.3.1.9 境界層内流速成分モデルおよびせん断力成分

これは、Fig. 2.3.1.9に示すもので、非粘性圧縮性流れ解析結果の速度と圧力を、境界層外縁における主流方向速度と圧力とするモデルである。解法にはインペラ回転と同角速度で回転する直交曲線座標系を使用し、回転や流路曲りによる遠心力、コリオリ力及び圧力勾配等を外力とする運動方程式を連続の条件式と連立させ、これらを簡略化する方法を用いている。

Cross-Flow のモデルには Prandtl-Mayer のモデルを採用して主流速度とせん断応力によって表わし、3次元境界層における主流方向の速度分布は2次元乱流境界層の速度分布（指数則）に基づいて表わしている。また、壁面せん断応力の主流方向成分には Ludwieg & Tillmann の摩擦係数を使用している。

これらによるインペラ効率及び境界層排除厚さ分布の計算値と実験値の比較を Fig. 2.3.1.10 及び 2.3.1.11 に示す。

新味はないが、簡単な境界層モデルでも実用的な計算精度が得られることを示している。

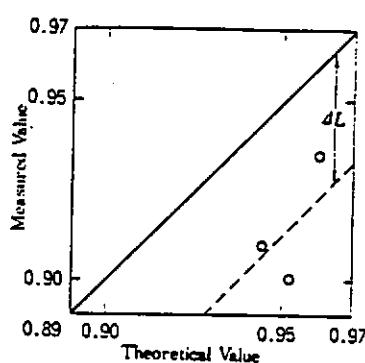


Fig. 2.3.1.10

インペラ効率の理論計算値  
と実測値

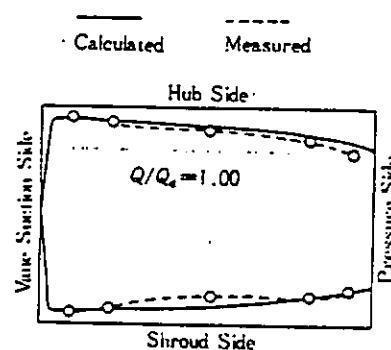


Fig. 2.3.1.11

ベーンドディフューザのど部における境界層排除厚さ分布

### 2.3.1.8

題名	A Quasi-Three-Dimensional Blade Surface Boundary Layer Analysis for Rotating Blade Rows		
著者	W.T.Thompkins, Jr. & W.J.Uebel, Jr.	出典	Trans. ASME, J. of Eng. for Power, Vol. 104 (1982)

音速域のコンプレッサー回転翼の性能を予測する為に、流線座標系における3次元境界層方程式に以下の近似を施した、準3次元計算法を開発している。

- 1). 厚さ方向の圧力勾配、及び速度成分は零。
- 2). コリオリ力を除き、2次流れ方向の勾配は全て零。
- 3). 流線の曲率( $K_1$ )は考慮するが流線間の広さの拡大縮小率( $K_2$ )は無視。

乱流モデルは、Cebeci の零方程式モデルを使用（但し、外層部は Mellor に従い変形）している。前縁の淀み点での計算を可能にし、又境界層厚さの急激な変化を避けるために、主流方向及び厚さ方向の座標に対し Levy-Lees 変換を施している。これにより解の収束が速まり、計算時間が短縮された。更に流れ関数を導入して連続の式の省略を図っている。数値計算法としては Keller の Box 法を採用。境界層外端での非粘性流れは、Thompkins の方法により、3 次元 Euler 方程式の数値計算解から求められている。独立に各流線に沿って、主流方向および2次流れ方向境界層方程式、エネルギー式を連立させて解いている。

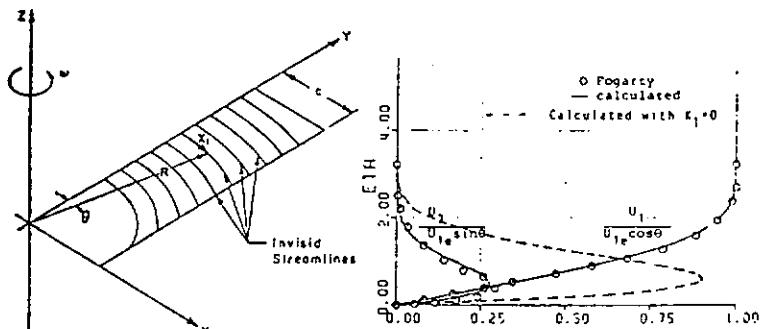


Fig. 2.3.1.12

Flat plate blade

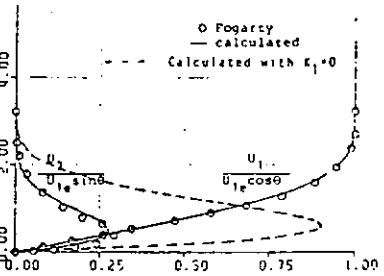


Fig. 2.3.1.13

Comparison of small crossflow solution with Fogarty for flat plate blade  $R \gg X$ ,

Fig. 2.3.1.12 に示す回転平板翼の非圧縮層流境界層に対して small crossflow を仮定した場合の  $R \gg X$  における計算結果の一例を、Fogarty の求めた解と比較して Fig. 2.3.1.13 に示す。一様流中で誘導する翼 (Fig. 2.3.1.14) に対する計算結果の一例を Fig. 2.3.1.15 に、NASA の低アスペクト比 コンプレッサー回転翼に対する剝離線の計算結果を Fig. 2.3.1.16 に示す。回転翼の性能を推定する為には、2 次元計算では不十分で特に流線の曲率の影響が大きい事を示しているのは興味深い。しかし、準3次元計算でも、翼端付近 ( $r/R > 0.9$ ) では実験値との一致度は良くない。

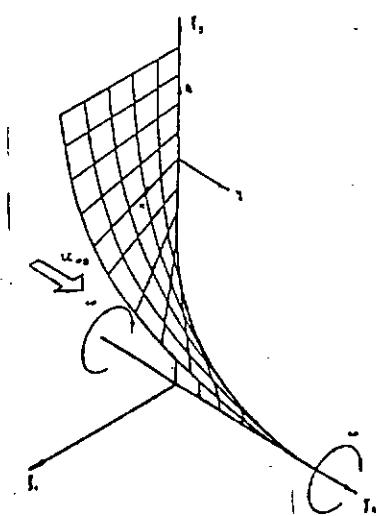


Fig. 2.3.1.14

Helical blade coordinate system

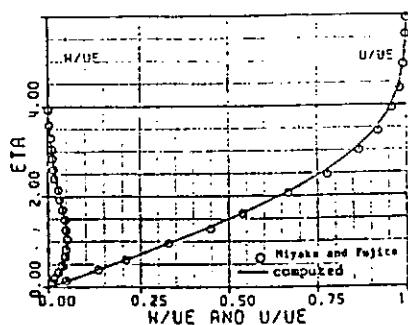


Fig. 2.3.1.15

Comparison of computed streamwise velocities

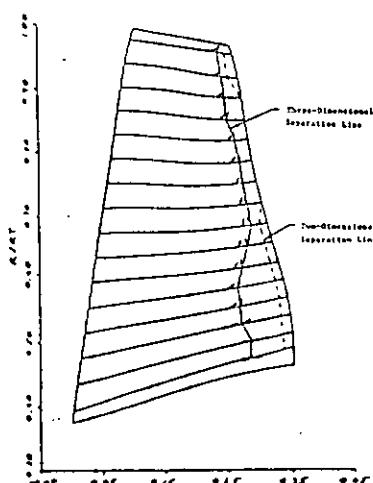


Fig. 2.3.1.16

Separation line and limiting streamline angles for NASA low aspect ratio blade suction surface

題名	On the Theory of Marine Propellers in Non-Uniform Flow		
著者	R. Yamazaki	出典	Mem. of the Faculty of Eng., Kyushu Univ., Vol. 41, No. 3 (1981)

非圧縮性流体の非一様流中で作動する船用プロペラに働く力とモーメント、及びプロペラにより引き起こされる水圧変動を、流体力学の基礎に基づいて厳密に求める方法を示している。

最初に、境界層やキャビティを含み時間と共に変化する仮想の翼形状 (Fig. 2.3.1.17 の  $S_{bk\kappa}$ ) を持つプロペラに対する一般的な理論が、特異点法を用いて展開されている。この際、束縛渦や自由渦の代わりにノルマルダブレットを、仮想の翼形状の中間面 (Fig. 2.3.1.17 及び 18 の  $S_{bk}$ )、及び自由渦面 (Fig. 2.3.1.18 の  $S_{fk}$ ) に分布させている。

次に、キャビテーションが発生しない条件下で、この一般的理論と境界層理論とを組み合わせ、仮想翼断面形状に働く粘性影響と翼の抗力をも考慮に入れて、プロペラに働く力とモーメントを理論的に計算する方法が示されている。

更に、薄い翼の条件下でこの一般的理論を簡略化し、キャビテーションが発生しているプロペラに対する線形化された基礎方程式を導いている。この際のキャビテーションは、広がりと厚さが正確に定義され得るシートキャビテーションを取り扱っている。

これらの式から、キャビティ形状の推定が可能となり、キャビテーションが発生しているプロペラに働く力とモーメント、及びプロペラにより引き起こされる水圧が計算出来ることを示している。

実際の計算例などが示されてはいないものの、本論文に示された方法は厳密な理論に基づくものであり、かなり精度の良い結果を与えるものと期待できる。

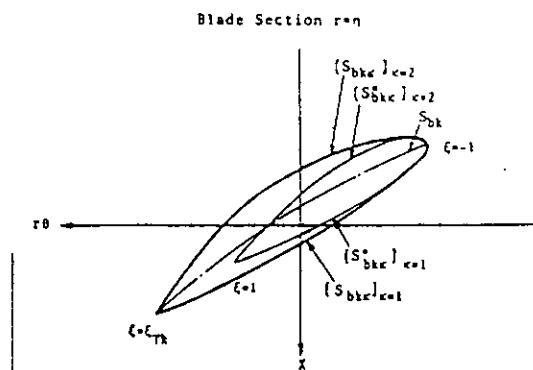


Fig. 2.3.1.17

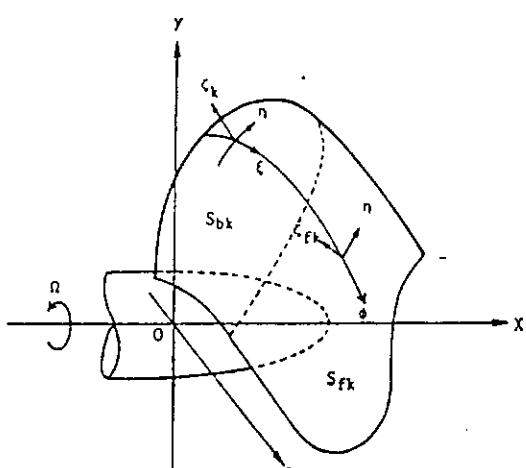
Blade Section Taking Account  
of Viscous Effect

Fig. 2.3.1.18

Singularity Distributed Surfaces

### 2.3.1.10

題名	A Differential Prediction Method for Three-Dimensional Laminar and Turbulent Boundary Layers of Rotating Propeller Blades		
著者	Nancy C. Groves and Ming S. Chang	出典	15th ONR Symp. (1984)

非直交曲線座標系で示されたプロペラ翼面上境界層基礎方程式を差分法によって数値計算する微分的解法が示されている。基礎方程式は山崎（隆）によって導出されたものを用いており、乱流境界層の乱流モデルとしては最も簡単な零方程式モデルの一つである Cebeci-Smith の渦動粘性モデルを用いている。前縁での初期条件は stagnationline equations を、翼根部での境界条件は半径方向の流れが相似であるとして解いて与えている。

数値計算の方法は vector potential を導入して連続の条件を満足させる Keller の box 法を用いている。通常の差分近似は regular box 法を用いているが、逆クロスフロー領域及びボスの外側部分では characteristic box 法を用いて数値計算の安定化を図っている。弦方向に 30 点、半径方向に 23 点の格子点を取った場合の CPU 時間は CYBER 176 で 64 秒であった。

数値計算例として 3 例が示されている。

Lakshminarayama らの実験結果や、いくつかの解析結果がある中心角 300 度の回転らせん円盤に対する計算結果は、層流・乱流の双方について実験結果や他の計算法による結果と良く一致している。ただし乱流状態の横流れ角  $\beta$  は過大な計算結果を示しているが、これは乱流モデルの不備によるものとしている。

DTNSRDC において LDV による境界層内速度分布計測が実施された Model Propeller 4119 に対する計算結果は、実験結果と良く一致した。また、回転の影響項を除いた三次元計算と、二次元計算も同時に実施し、クロスフロー成分が顕著でない場合には主流方向の結果は二次元計算によるものと回転影響を含んだ三次元計算によるものが良く一致することが示された。(Fig. 2.3.1.19)

同一設計条件の下で設計された三種のプロペラ、スキュー無し、72° ワープ（レーキ分布を変えてプロペラ側面形がスキュー無しと同じになるようにしている）、72° スキューに対する比較計算結果は、局所摩擦抵抗係数はスキュー、ワープ付きがスキュー無しに対してわずかに大きいが、殆ど変わらないことを示した。

本計算法はこれまでの所、最も厳密なプロペラ翼面上境界層の計算法であるが、今後の課題は彼女らが結言で述べている様に乱流剥離以降も計算出来る方法の開発と乱流モデルの改良であろう。

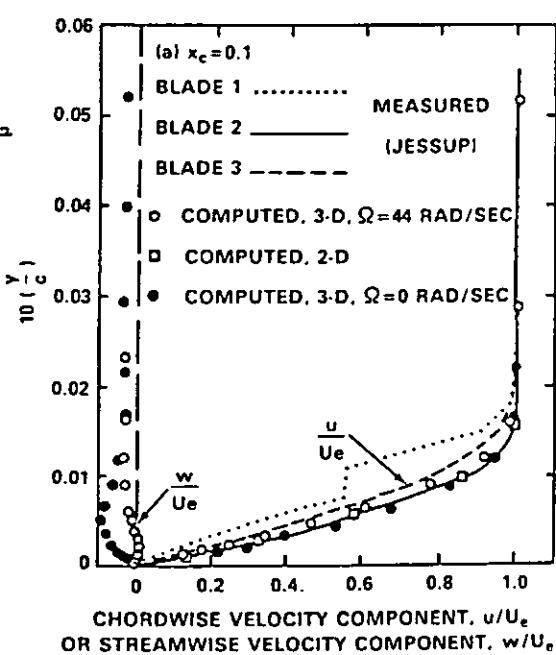


Fig. 2.3.1.19 プロペラ翼面上境界層内速度分布

題名	プロペラ層流境界層の近似解法		
著者	津田達雄	出典	関西造船協会誌 第180号 (1981)

Pohlhausen の方法を踏襲した運動量積分法に基づき、Meyne の境界層方程式の導びき方に倣った回転翼やプロペラの層流境界層計算法である。

回転円板の計算例では、Meyne の厳密解と良く合うのは、本計算法の速度プロファイル II であり、円周方向の速度成分にコリオリ力の項を含まないものである

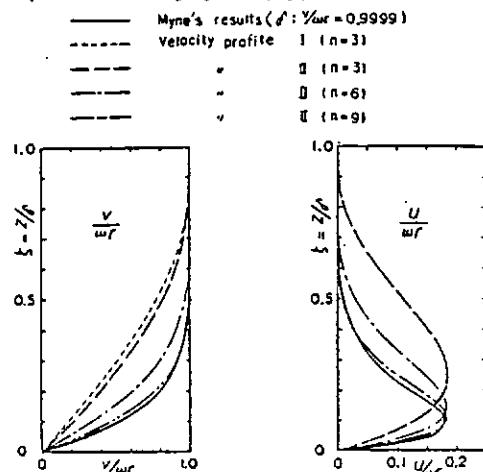


Fig. 2.3.1.20 Velocity profiles in L.B.L. on a rotating disk.

ない。プロペラ翼の計算例では、菅井の方法による翼面圧力分布を用いている。各翼素毎に算出した2次元流れ角 $\beta$ を使って翼面流の様子を図化し、油膜法による可視化写真と比較している。背面では計算上の剥離線が実験と良く対応するが、正面では計算上剥離は発生せず、実験とは対応しない (Fig. 2.3.1.21 及び22)。

本法の欠点は、ポテンシャル流を円周方向の速度成分のみで代表させる二次元的な取扱いをしている点であり、かつ境界層内の速度プロファイルにコリオリ力が適切に考慮されていないことである。また本法を適用するにあたっては、境界層方程式の解をポテンシャル流及び圧力分布の変化にフィードバックしていないことにも注意する必要がある。

(Fig. 2.3.1.20).

回転扇翼の計算例では、円周方向に圧力勾配を付加しており、速度プロファイルにこれが考慮されているため、圧力勾配が無い2次元翼との比較によれば、明らかに、差が見られる。特に、せん断力に関し、2次元翼では翼弦中央で、零となって剥離を示すが、回転翼

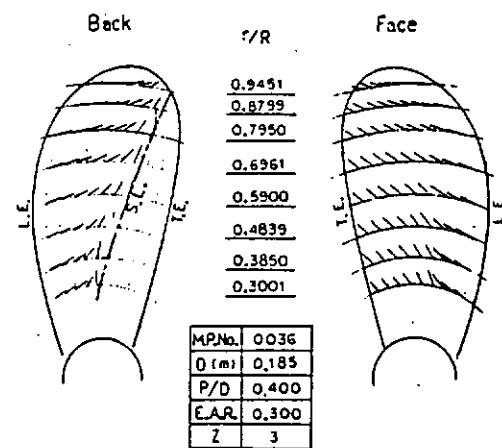
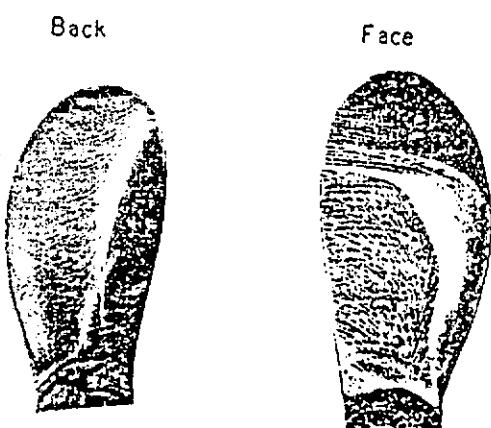


Fig. 2.3.1.21 Flow patterns on the propeller blade; calculation.



M.P.No. 0036 ( $ND^2 \nu = 4 \times 10^5$ )

Fig. 2.3.1.22 Flow patterns on the propeller blade; experiment.

### 2.3.1.12

題名	Calculation of Performance and Cavitation Characteristics of Propellers Including Effects of Non-Uniform Flow and Viscosity		
著者	Van Oossanen, P.	出典	NSMB Pub. No.457 (1974)

NSMBで用いられているプロペラの単独特性及び非定常キャビテーション・圧力変動の推定計算手法について述べている。但し、本論文は1967年のものであるから、必ずしもup to dateではない。論文の主要部分は、次の3点である。即ち、(1) 不均一流中でのプロペラ翼面上の半径／拡張方向の荷重分布の計算、(2) プロペラ翼面荷重・翼型特性に及ぼす粘性影響の評価、(3) プロペラのキャビテーション性能の計算、計算結果と実験値との相関。この中で翼面荷重・翼型特性に及ぼす粘性の影響についての項の概要のみを下に記す。プロペラ特性計算の手法は揚力線理論であり、翼型に関するデータが必要である。著者は、従来用いられてきた翼型特性に対する実験的修正値が特定の翼型に限られているので、それを一般化するため、既存のデータを境界層理論ベースに整理し直し、又、Wageningen B シリーズプロペラの翼断面についても計算し結果を整理している。境界層計算の中で用いられた主な理論は、層流境界層計算(Thwaites)、層流一乱流境界層への遷移条件(Michel/Smith)、乱流境界層計算、乱流剥離条件(Nash/Macdonald)、境界層を考慮した翼型の圧力分布(Pinkerton)である。このようにして求めた揚力勾配、零揚力角、抗力係数について整理されたデータを下に示す。

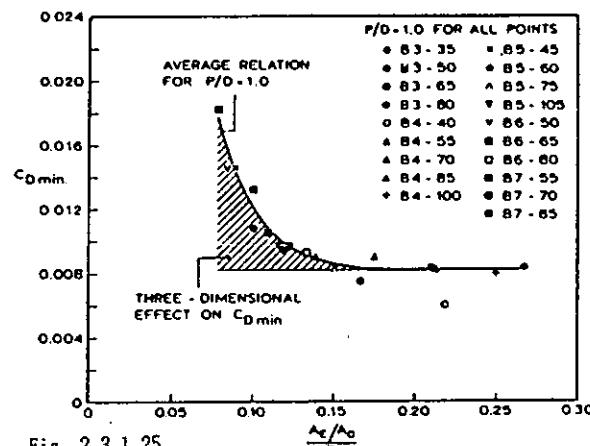


Fig. 2.3.1.25

FIG. 15 THREE-DIMENSIONAL EFFECT ON MINIMUM DRAG COEFFICIENT OF EQUIVALENT PROFILE OF WAGENINGEN B-SERIES PROPELLERS.

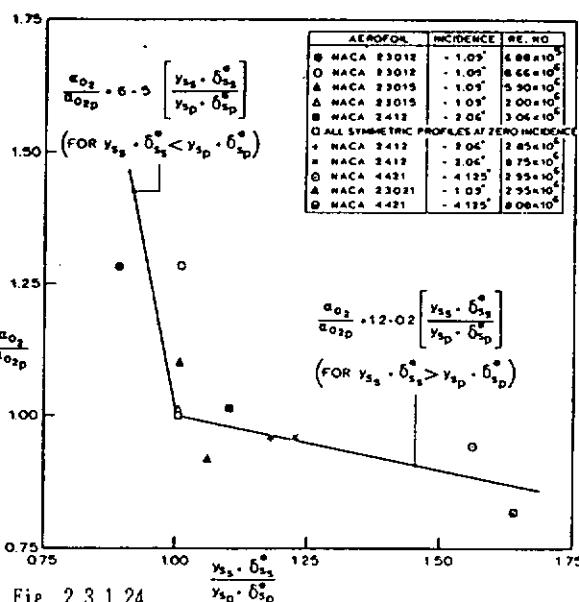


Fig. 2.3.1.24

FIG. 14. CORRELATION BETWEEN RATIO OF EXPERIMENTAL TO THEORETICAL ANGLE OF ZERO-LIFT AND RATIO OF WAKE THICKNESS OF SUCTION TO PRESSURE SIDE.

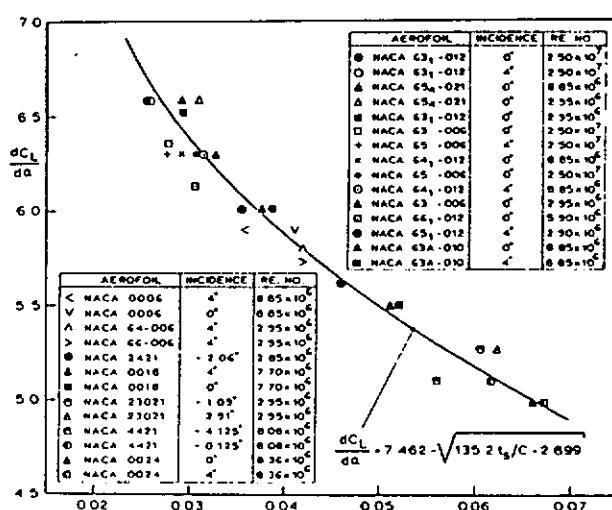


Fig. 2.3.1.23

FIG. 13 CORRELATION BETWEEN EXPERIMENTAL LIFT-CURVE SLOPE AND SUM OF PROFILE AND DISPLACEMENT THICKNESS AT POSITION OF TURBULENT SEPARATION

### 2.3.1.13

題名	定常状態のプロペラに及ぼす粘性の影響（I）		
著者	上田耕平	出典	西部造船会々報、第69号（1984）

均一流中で一定速度で回転しているプロペラ翼面の層流及び乱流境界層の計算をし、見掛け上の翼型の変化及び断面の抗力を算出し、揚力面理論に組み入れることにより、プロペラ性能に及ぼす境界層の影響について調査した。

基礎となるプロペラ翼面の揚力面理論計算は、渦格子モデルを採用し、Kerwin の方法によって求め、後流渦に関しては縮流を無視し、一定ピッチ ( $0.7R$  の翼面上の平均の誘導速度を用いて算出) としている。従って、翼面の圧力分布は等価 2 次元翼法によって求めている。

境界層計算は、 $r=$ 一定できった原型翼の周りの流れを 2 次元理論で扱い、層流境界層は Thwaites method、遷移点の決定は Cebeci-Smith の実験式、乱流境界層の計算は Head の方法により、翼面上の境界層の排除厚さと局所摩擦係数を求める。前者から、見掛けの翼型（キャンバー及び翼厚）を求め、揚力面モデルを修正して、再度揚力面理論を解くことにより、揚力特性への境界層影響を導入すると共に、後者から翼素の抗力を算出している。

著者は、山崎が調査に用いたスキューシリズプロペラについてプロペラ特性を計算している。その結果をみると、通常型プロペラ (CP) については計算値を良く合うが、ハイスクュープロペラ (HSP72, HSP90) の場合、計算値は実験値とかなり異なった傾向を示し一致度は必ずしも良くない。これが、揚力面理論の渦格子モデルに起因するのか、境界層計算の仮定に起因するのかは良くわからない。

なお、著者は原型モデルと見掛けの翼型の循環分布の比 ( $\Gamma / \Gamma^{(0)}$ )  $r=0.7R$  を計算すると、プロペラによらず  $C_L^{(0)}$  の関数になることから、この修正を揚力に導入する簡便法をも提案している。

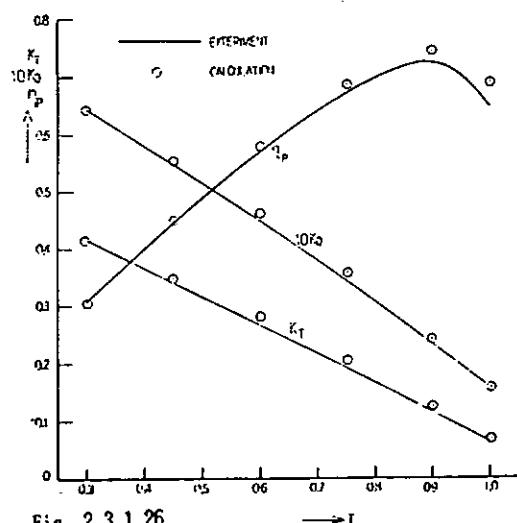


Fig. 2.3.1.26

Fig. 16 propeller Open Characteristics of CP

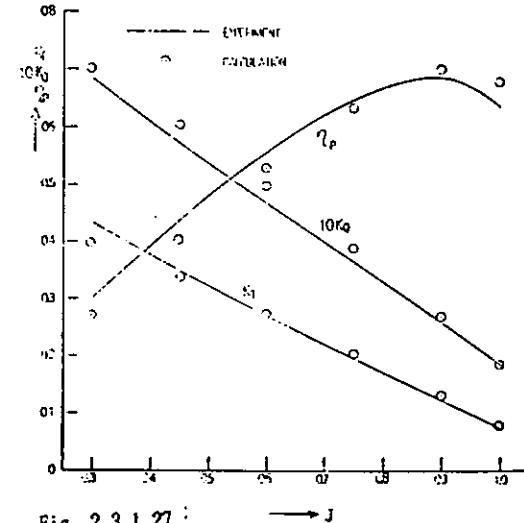


Fig. 2.3.1.27

Fig. 18 Propeller Open Characteristics of HSP 90

## 2.3.2 プロペラ単独性能試験

### 2.3.2.1 試験の概要

プロペラ単独性能試験は、船舶技術研究所の中水槽において中型プロペラ単独動力計（容量：スラスト 80 Kg, トルク 4 Kg·m）を、400 m水槽において大型プロペラ単独動力計（容量：スラスト 200 Kg, トルク 16 Kg·m）を使用して行った。

### 2.3.2.2 供試プロペラおよび試験状態

本試験のためプロペラ MP.251 (CP・大) および MP.252 (HSP・大) を製作し、プロペラ MP.218 (CP・小) および MP.220 (HSP・小) と共に、試験に用いた。プロペラの要目を Table 2.3.2.1 に示す。

前進係数  $J$  は 0 から 1.1 の範囲で試験を実施し、プロペラ没水率はすべて 1.0 とした。回転数の影響を調べるために、3~4種類の回転数について試験を実施した。

回転数  $n$  およびレイノルズ数  $R_n$  を Table 2.3.2.2 に示す。

### 2.3.2.3 試験結果

#### 1. プロペラ単独性能曲線の比較

単独性能試験結果を Fig. 2.3.2.1 ~ Fig. 2.3.2.6 に示す。

Fig. 2.3.2.1 および Fig. 2.3.2.2 は、中型プロペラ単独動力計による CP・小および HSP・小の計測結果である。回転数は  $n = 8, 12$  および 16 rps である。

Fig. 2.3.2.3 および Fig. 2.3.2.4 は、中型プロペラ単独動力計による CP・大および HSP・大の計測結果である。回転数は  $n = 8$  rps が殆んどである。

Fig. 2.3.2.5 は、大型プロペラ単独動力計による CP・大の計測結果である。回転数の影響は  $J$  が 0.4 以下でみられる程度で少ない。

Fig. 2.3.2.6 は、大型プロペラ単独動力計による HSP・大の計測結果である。回転数  $n = 12$  および 16 rps では、中型プロペラ単独動力計による計測結果とほぼ一致する。回転数  $n = 8$  rps においては、トルクのみ値が大きい。

以上の試験結果を比較すると、次の様な傾向が見られた。

##### (1) CP および HSP の比較

中型プロペラ単独動力計による計測において、HSP (ハイリースキュードプロペラ) は CP (普通型プロペラ) と比較して計測値のバラツキが大きかった。

HSP の  $K_T$  および  $K_q$  曲線は、CP よりも「うねり」のある複雑な曲線となる。

効率  $\eta$  は、プロペラの大きさに拘わらず  $J$  が 0.5 以上では CP が HSP よりも大きいが、 $J$  が 0.5 以下では HSP が大きい。

## (2) C P の大小による比較

中型プロペラ単独動力計によるC P・小およびC P・大の計測結果を比較すると、 $J = 0.4 \sim 1.0$  の範囲で  $K_T$  は、良く一致している。一方、Jが0.3以上の範囲で、C P・小の  $K_\eta$  は、C P・大より大きい。全体的に、C P・大の  $\eta$  は C P・小より大きくなる。大型プロペラ単独動力計によるC P・大の計測結果は中型単独動力計による計測結果と比較すると、 $K_T$  は良く一致するが、 $K_\eta$  は全体に大きくなる。一方、C P・小と比べると  $K_T$  は  $J = 0.3 \sim 0.8$  の範囲においてかなり良く一致し、 $K_\eta$  は小さくなる。

結論として、プロペラが大きくなると  $\eta$  は大きくなる。

## (3) H S P の大小による比較

H S P・小とH S P・大を比較すると、 $K_\eta$  は全範囲においてほとんど一致する。一方、 $K_T$  はH S P・大の値がH S P・小よりも大きい。このためC Pと同様に大きくなるとH S Pの  $\eta$  もわずかに大きくなる。

## (4) 回転数の影響

プロペラ性能曲線全体に対する回転数  $n$  の影響は、H S P・大の  $n = 8 \text{ rps}$  の計測結果を除いてほとんど見られない。

## 2. 設計点におけるプロペラ性能の比較

設計点  $J = 0.6$  におけるレイノルズ数の変化の影響をFig. 2.3.2.7に示す。この結果から次の様な傾向が見い出せる。

### (1) 小型プロペラにおけるレイノルズ数の変化の影響

C P・小は、レイノルズ数（プロペラ回転数）が大きくなると、 $K_T$  は小さくなるが、 $K_\eta$  はあまり小さくならない。そして効率  $\eta$  は小さくなる。一方、H S P・小は、 $K_T$  は一定であるが、 $K_\eta$  は大きくなり、C P 同様レイノルズ数が大きくなると効率  $\eta$  は小さくなる。

### (2) 大型プロペラにおけるレイノルズ数の変化の影響

C P・大は、レイノルズ数（プロペラ回転数）が大きくなると、 $K_T$ 、 $K_\eta$  ともわずかに大きくなり、効率  $\eta$  もわずかに大きくなる（0.5%）。一方、H S P・大はレイノルズ数が大きくなると  $K_T$  が大きくなるのに対し、 $K_\eta$  は小さくなり、 $\eta$  は3%大きくなる。

### (3) プロペラの大小におけるレイノルズ数の変化の影響

レイノルズ数に対するプロペラの大小による試験結果の連続性は、今回見られなかった。プロペラ回転数が効率  $\eta$  に及ぼす影響は、プロペラの大小によって逆の傾向となつた。

Table 2.3.2.1 プロペラの要目

	M.P.No.218	M.P.No.251	M.P.No.220	M.P.No.252
Diameter (m)	0.220952	0.4000	0.2200	0.4000
Boss Ratio	0.1972	0.1972	0.1972	0.1972
Pitch Ratio	0.9500	0.9500	0.9440	0.9440
Expanded Area Ratio			(at 0.7R)	(at 0.7R)
Mean Blade Width Ratio	0.6500	0.6500	0.700	0.700
Blade Thickness Ratio	0.2465	0.2465	0.2739	0.2739
Blade Section	0.0442	0.0442	0.04961	0.04961
Number of Blades	MAU	MAU	Modified SRI-B	Modified SRI-B
Rake Angle	5°	5°	5°	5°
Skew Angle	6°	6°	-3.03°	-3.03°
	10.5°	10.5°	45°	45°

Table 2.3.2.2 試験状態

M.P. No.	218 & 220 (Small)			251 & 252 (Large)		
n [rps]	8	12	16	6	8	12
$R_n = nD^2 / \nu (x 10^5)$	3.71	5.57	7.43	9.20	12.9	19.4



Fig. 2.3.2.1 CP 小 (MP 218) の P O T の結果 (中型動力計)

Fig. 2.3.2.2 HSP 小 (MP 220) の P O T の結果 (中型動力計)



F i g . 2 . 3 . 2 . 3 C P 大 (M P 2 5 1) の P O T の結果 (中型動力計)

F i g . 2 . 3 . 2 . 4 H S P 大 (M P 2 5 2) の P O T の結果 (中型動力計)

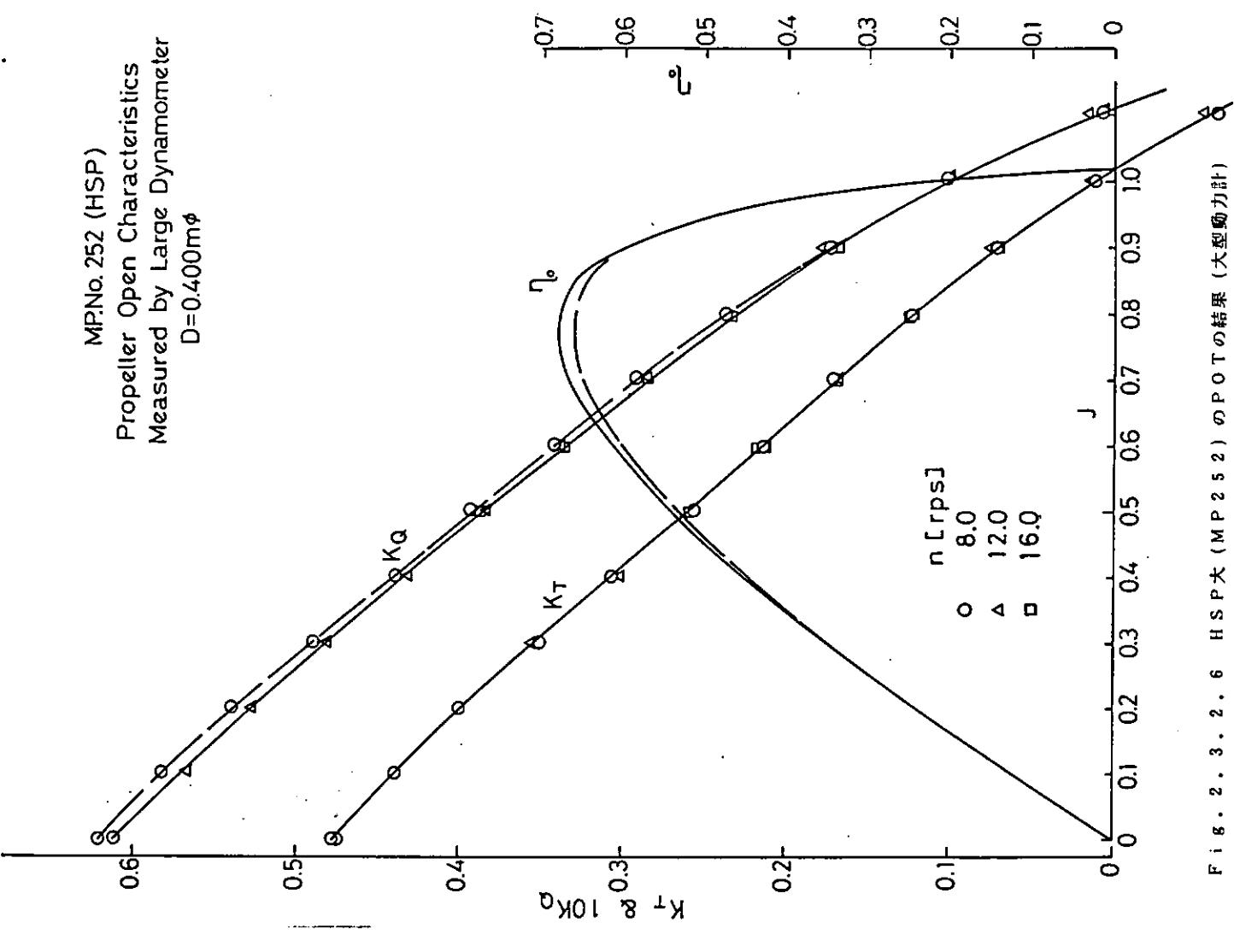
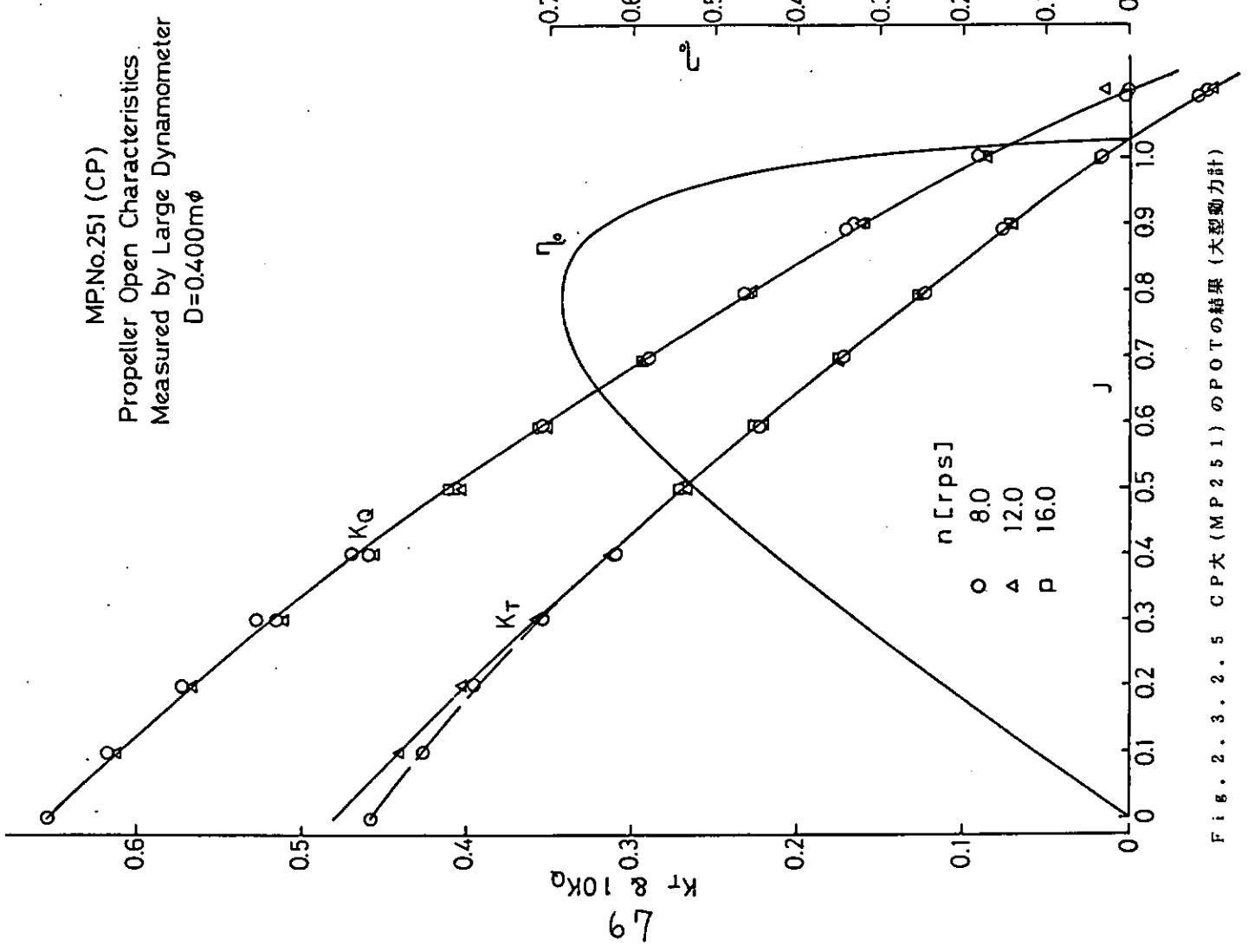


Fig. 2.3.2.5 C.P大(MP251)のPOTの結果 (大型動力計)

Fig. 2.3.2.6 H.S.P大(MP252)のPOTの結果 (大型動力計)

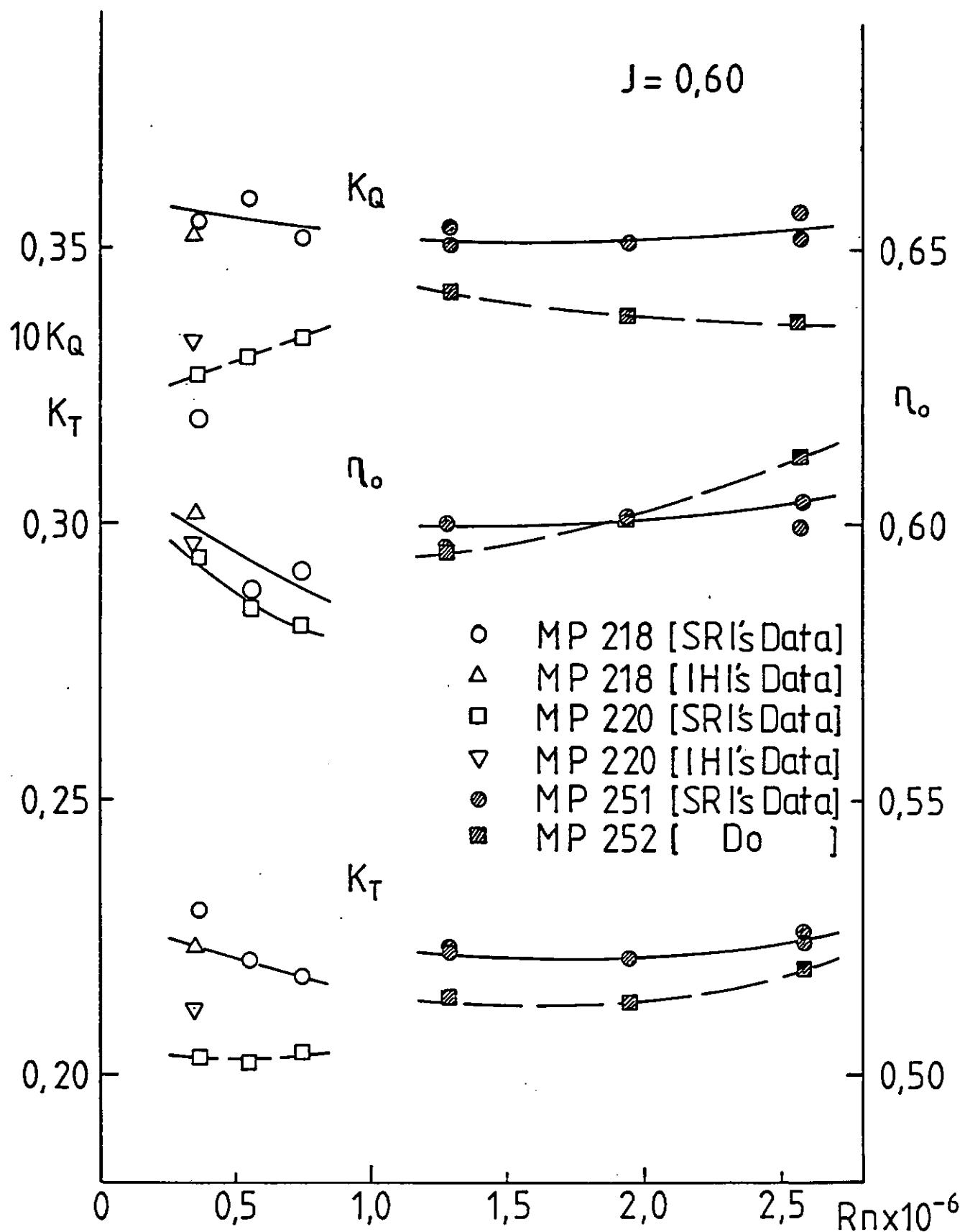


Fig. 2.3.2.7 プロペラ性能曲線の設計点 ( $J = 0.6$ ) におけるレイノルズ数の影響

## 2.3.3 プロペラ翼面上の流れの可視化試験

### 2.3.3.1 試験の概要

船舶技術研究所中水槽において、中型プロペラ単独動力計を用いて試験を行った。所定の条件での走行後、写真撮影およびスケッチを行った。

### 2.3.3.2 流れの可視化法

プロペラ翼面上の流れの可視化のため油膜法を用いた。材料および塗布法などを下記に示す。

油 流動パラフィン（無色）に少量のオレイン酸を加えた。

顔料 酸化第2クロム ( $\text{Cr}_2\text{O}_3$ ) 緑色

混合比 プロペラの回転速度により混合の重量比を変えた。流動パラフィン/酸化第2クロム； $1/2 \sim 3/2$  の範囲で変えた。

塗布法 油および顔料を充分に混合した後、ハケによってプロペラ翼面に塗布し、予め混合液をしみ込ませた木綿の布で軽く塗装面をたたいてハケのぬり目を均一にした。

### 2.3.3.3 試験状態

プロペラの要目をTable 2.3.2.1に示す。試験状態はレイノルズ数  $R_n$  および翼端周速度  $nD$  を合わせて行った。Table 2.3.3.1に試験状態を示す。

### 2.3.3.4 試験結果

油膜パターンの凡例図をFig. 2.3.3.1に示す。この凡例を用いてパターン化した試験結果をFig. 2.3.3.2～Fig. 2.3.3.5に示す。矢印は翼面に現れた油膜のすじを表し、翼面中央付近の矢印のない部分は、油膜が厚く残った領域を表す。翼正面の破線は油膜の濃淡が変化している境界を示す。

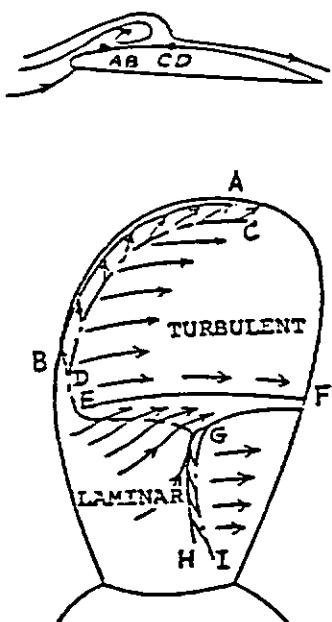
翼背面の油膜パターンの図中に太い線で示した CRITICAL RADIUS (C.R.と略す) に着目すると、すべてのプロペラについて、C.R. は前進係数  $J$  が増すと大きくなっている。また、 $J$  が同一であれば回転速度による影響は少ない。 $(J = 0.5$  のみについて試験を行った)

プロペラの大小の影響を比較すると、C.P.大およびC.P.小については周速度を周速度を同一にした場合とレイノルズ数を同一にした場合のそれについてC.R. はほぼ同じである。H.S.P.大およびH.S.P.小については周速度を同一にするとC.R. はほぼ一致する。一方、レイノルズ数を合わせた場合はH.S.P.大のC.R. がH.S.P.小よりやや大きい。

前縁剥離については、油膜材料の混合比と試験時間に依存して現れかたが微妙に変化するため、すべての試験に明瞭な結果が得られなかつたが、つぎのことことがいえる。 $J$  が小さくなると、C.P. および H.S.P. とともに前縁剥離域が広がる傾向がある。また、H.S.P.大の前縁剥離は H.S.P. 小より半径の小さいところまで観察できた。

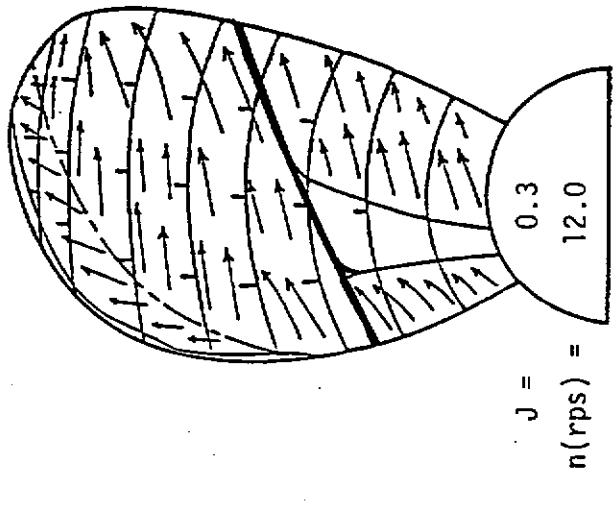
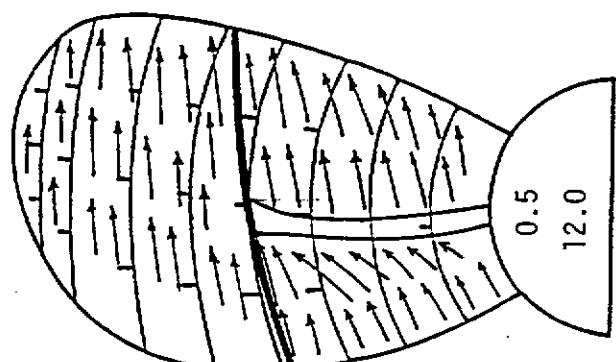
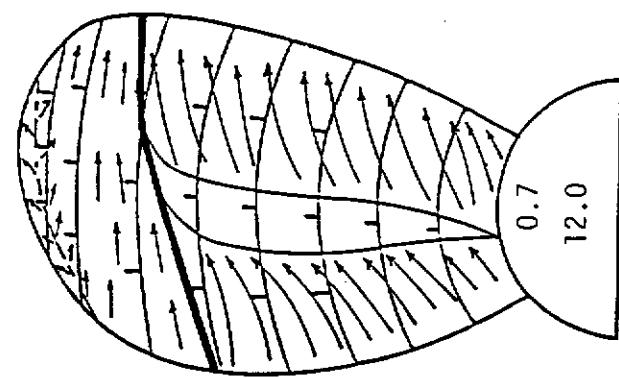
Table 2.3.3.1 試験状態

M.P. No.	218 & 220 (Small)		251 & 252 (Large)	
$J = V_a / nD$	0.3, 0.5, 0.7			0.3, 0.5, 0.7
n [rps]	12.0	21.9	3.63	6.63
$R_n = nD^2 / v \times 10^5$	5.58	10.2	5.58	10.2
nD [m/sec]	2.64	4.82	1.45	2.65

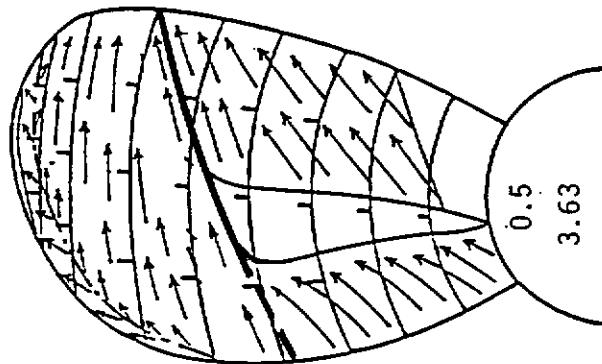
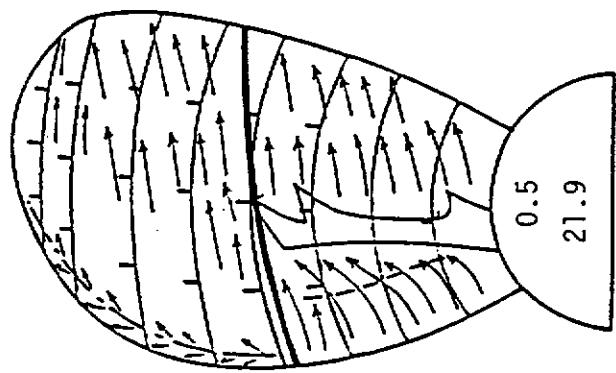
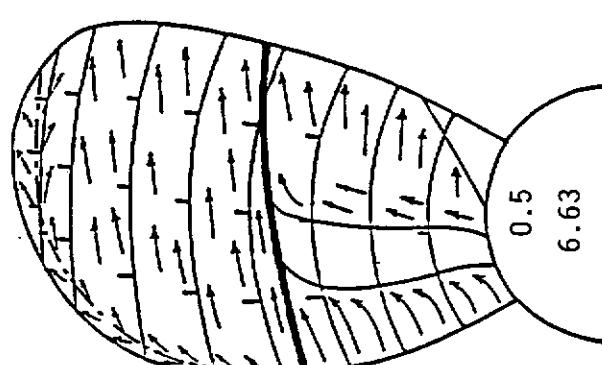
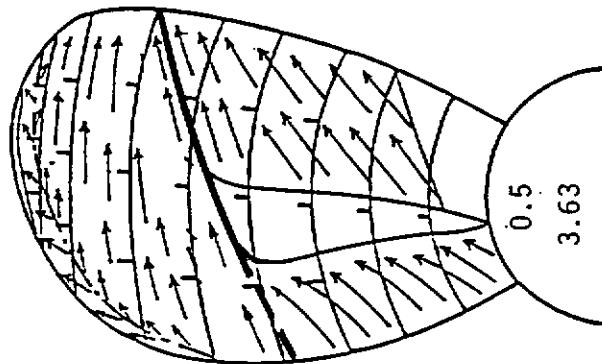


AB, GH : SEPARATION LINE  
 ABCD : SEPARATION BUBBLE  
 ( PART-SPAN VORTEX )  
 CD, GI : REATTACHMENT LINE  
 EG : TRANSITION REGION  
 EF : CRITICAL RADIUS

Fig. 2.3.3.1 油膜パターンの凡例図（翼背面）

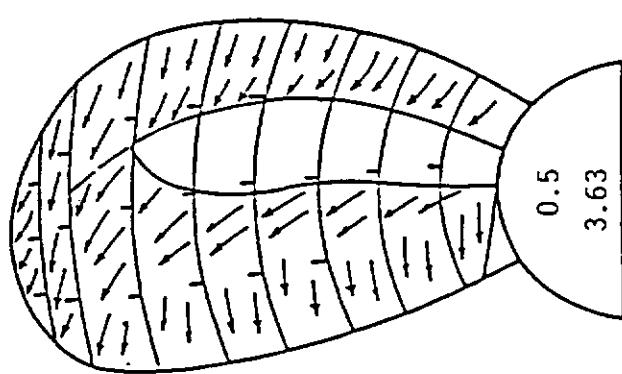
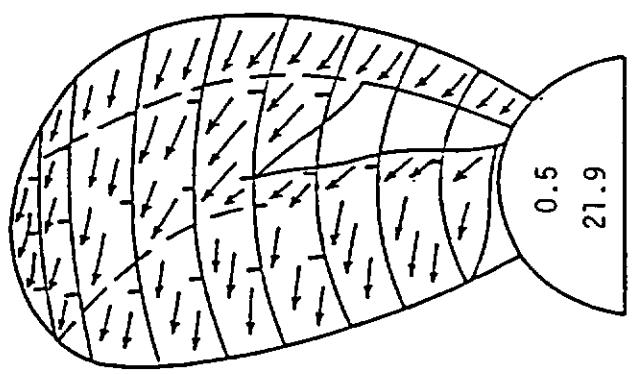
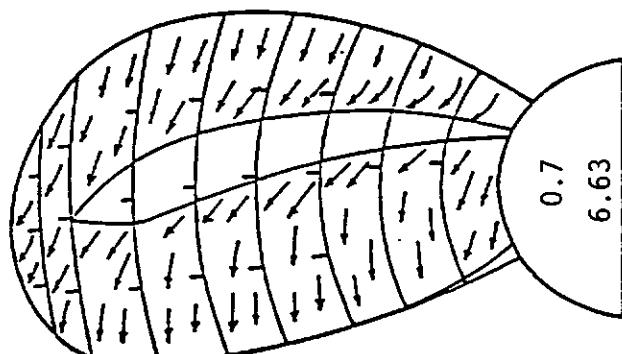
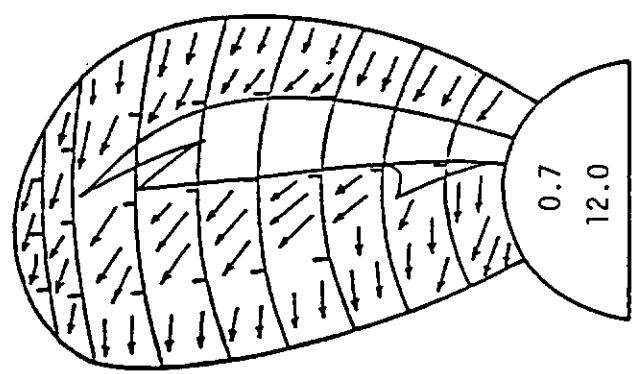


M.P.No.218 BACK



M.P.No.251 BACK

Fig. 2.3.3.2 油膜バターン (C.P.、背面)



M.P.No.218 FACE

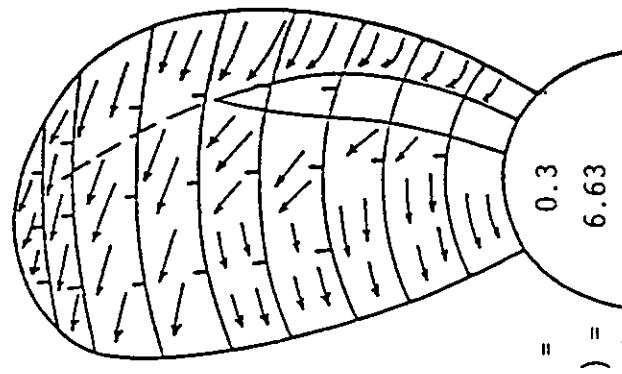
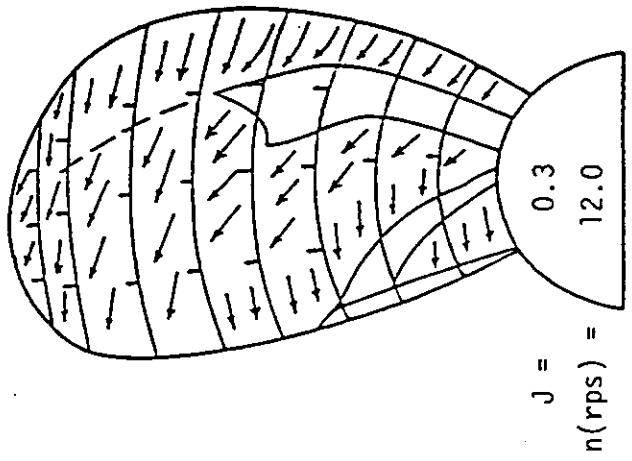
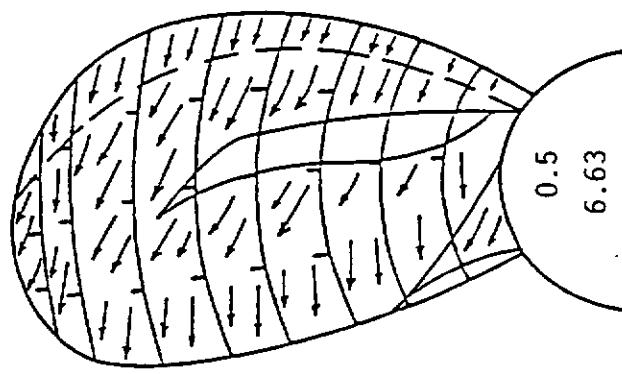
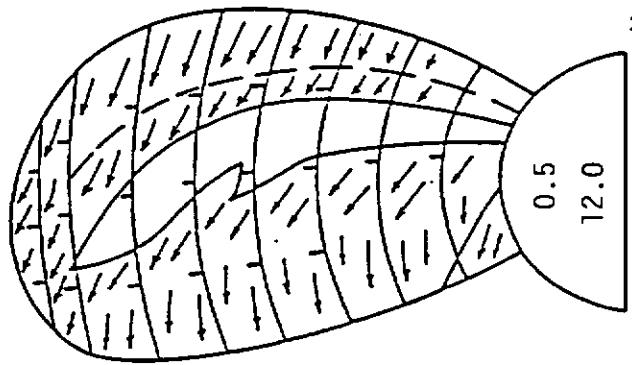
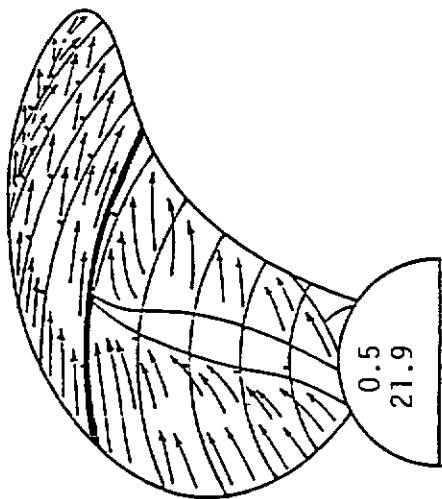
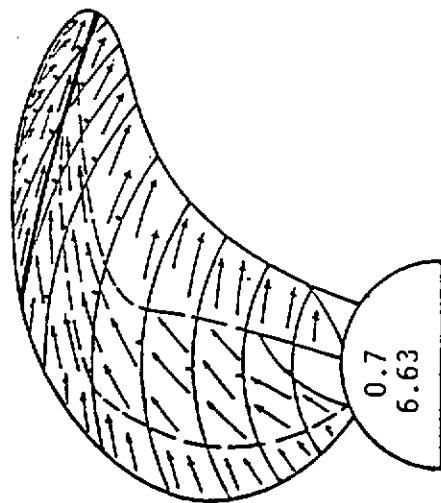
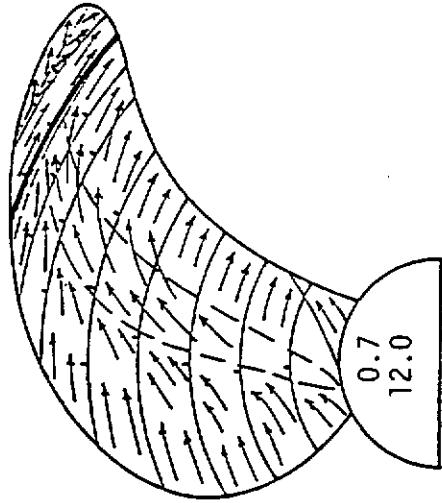
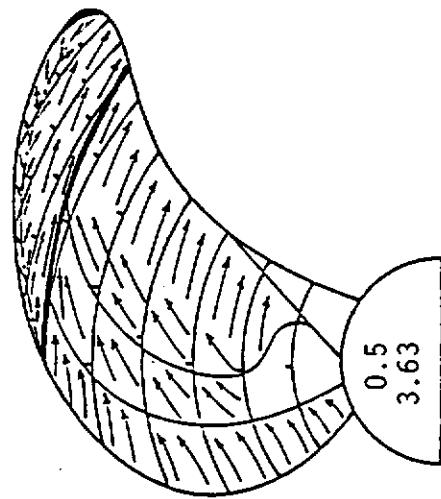


Fig. 2.3.3.3 油膜パターン (C P、正面)



M.P.No.220 BACK



M.P.No.252 BACK

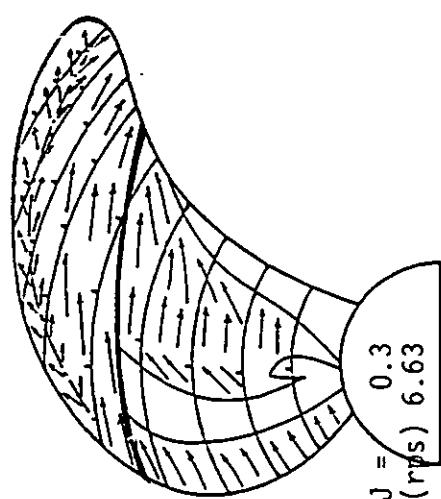
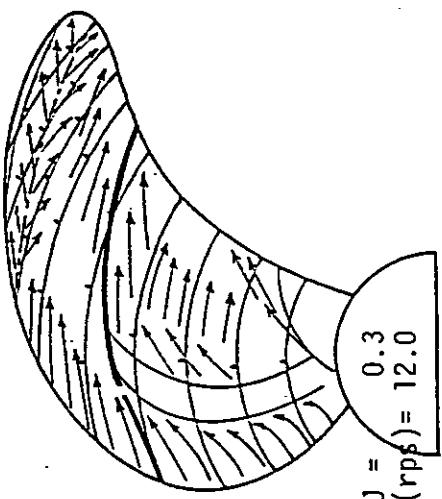
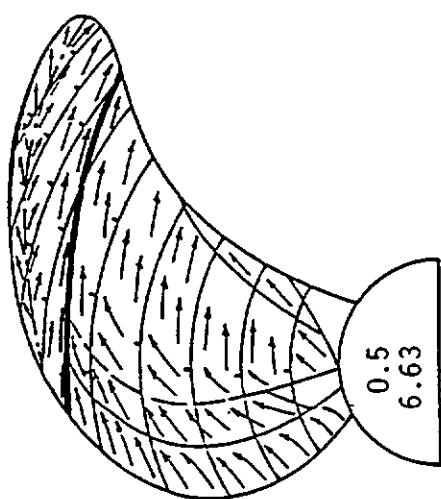
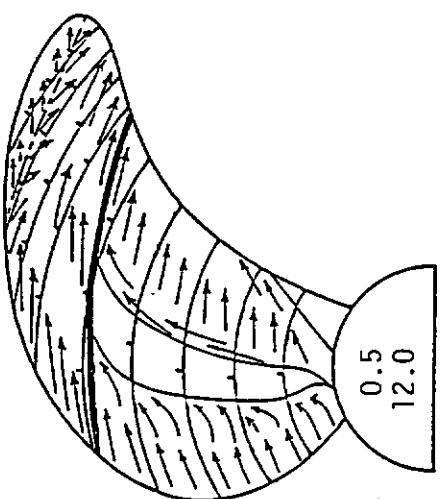
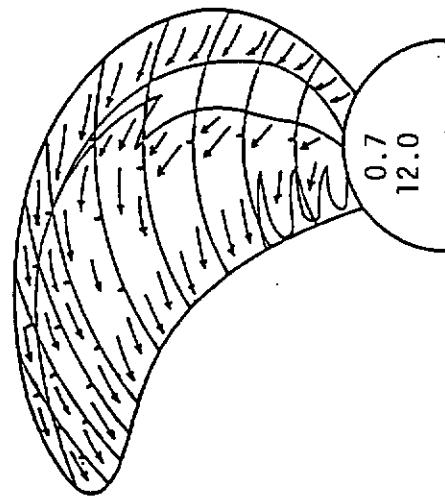
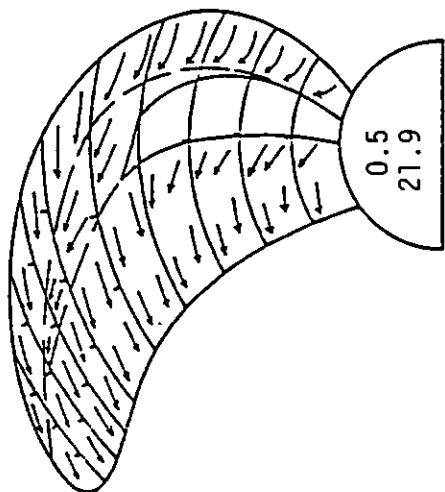
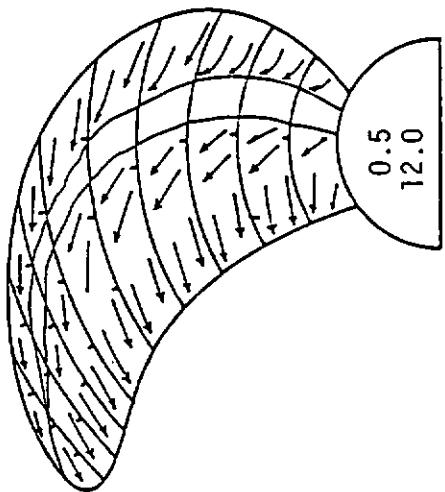
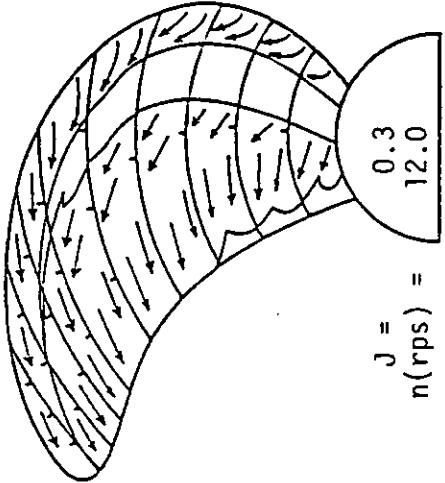


Fig. 2.3.3.4 油膜パターン (HSP、背面)



M.P.No.220 FACE

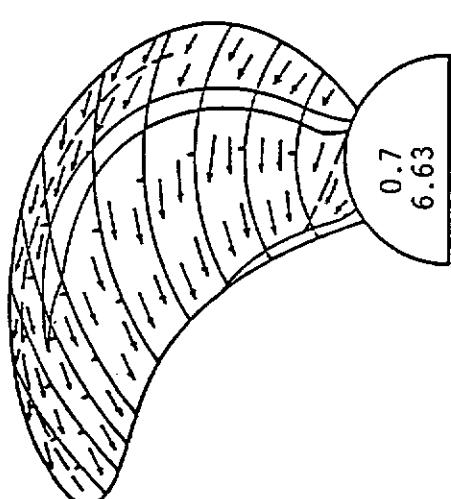
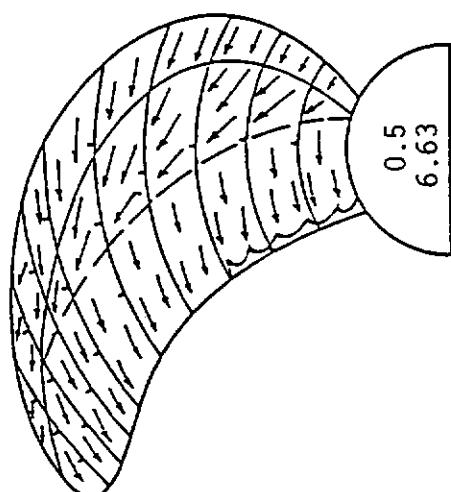
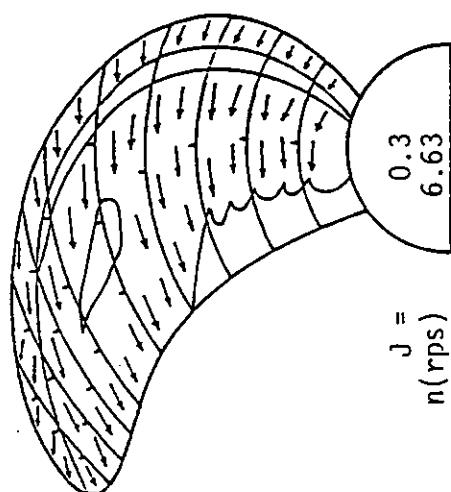


Fig. 2.3.3.5 油膜バタード (HSP、正面)

## 2. 3. 4 プロペラ翼面境界層計測に関する予備試験

### 2. 3. 4. 1 試験の概要

船舶技術研究所キャビテーション水槽において、LDV（レーザドップラ流速計）によるプロペラ翼面境界層計測に関する予備試験を実施した。

Fig. 2. 3. 4. 1にLDVによるプロペラ翼面境界層計測方法の概念図を示す。図は翼端方向からLDVとプロペラ翼の位置関係を見ている。流速は、プロペラ翼が270度の位置に回転して来たときに計測した。LDVによりプロペラ翼面に平行な流速成分を計測するため、2本のレーザービームをプロペラのピッチ面上に設定し、ピッチ角と平行な流速成分を計測した。

また均一流中の流場計測であるので、空間に固定した計測点におけるLDVによる時系列流速データおよび、プロペラの翼位置データを同時に計測することにより、回転中のプロペラの翼位置に対応した流速分布が計測できる。

本年度の試験は、船舶技術研究所において開発された上記計測システム（LDV回転同期計測システム）を用いて、プロペラ翼面の境界層内の流速分布が計測可能であるかどうか調べた。同時に、それに従って出て来る問題点を検討した。

### 2. 3. 4. 2 実験状態

試験水槽	船舶技術研究所キャビテーション水槽第一計測部
計測装置	LDV回転同期計測システム
模型プロペラ	MPN o. 251 (CP, D = 400mm)
計測位置	0.70R
流速	1.325 m/sec
プロペラ回転数	6.63 rps
プロペラ前進係数	J = 0.50
流速計測値	プロペラピッチ面に平行な流速を計測した。 プロペラ回転方向と逆向きを正とした。（絶対流速）
流速計測範囲	軸方向：0.70Rの前縁より後縁まで0.5mm毎に計測した。 円周方向：全円周を1000点に分割し、0.88mm毎の 計測値を得た。
プロペラピッチ角	0.70Rにおいて 23.36°
翼断面長さ	0.70Rにおいて 117.44mm
翼断面厚さ	0.70Rにおいて 最大5.64mm

### 2. 3. 4. 3 計測結果

Fig. 2. 3. 4. 2 に L D V によるプロペラ翼表面近傍の計測例を示す。下向きの鋭いピークは、境界層内の流速分布を表わしている。

Fig. 2. 3. 4. 3 に翼端側から見たプロペラ翼表面近傍の流速計測値の等速度線分布およびプロペラ翼まわりの計測点の分布を示す。

計測した流速成分は、プロペラ・ピッチ面に平行な方向の流速値である。（絶対流速）流速値が正の場合、流れはプロペラの回転と逆向きであり、翼の前縁から後縁への流れとなる。流速計測値は、その計測点の流速データ（20～50個）を平均した値である。数値は、流速計測値を表わしている。単位は m/sec である。

プロペラ翼表面の流速値が計測可能ならば、計測位置 0.70 R における周速度と等しい -5.8 m/sec となる。

境界層の厚みにほぼ近いと思われるプロペラ翼表面から流速 0.0 m/sec までの距離は、流速計測値 (Fig. 2. 3. 4. 3) から翼背面の翼弦方向 25% C で 0.8 mm、50% C で 1.0 mm、75% C で 1.9 mm および 100% C で 4.4 mm が得られた。

図中の矢印は 0.70 R における幾何学的ピッチ角を示す。

境界層厚さの決定、および翼前縁 (L.E.) 付近の流れの様子など今後検討の必要がある。

なお計測点の分布において、翼表面近傍の流速計測値が欠けているのは、プロペラ翼の影など計測不可能な箇所である。

翼背面の前縁近傍における流速分布 (Fig. 2. 3. 4. 3) において、流速計測値が +2.07 m/sec から -2.17 m/sec へ 0.5 mm の距離で変化している。これは、左回りの強い渦を計測したものと推測される。

「2. 3. 3 プロペラ翼面上の流れの可視化試験結果」と、あわせて考えると、プロペラ前縁剥離渦の断面内の流速分布が計測されたと思われる。

また、翼正面の前縁において、プロペラ翼の内部となる位置で流速値が十数点計測された。その原因と思われる原因是、L D V のレーザービームが翼表面において反射された後に交差し、有意な流速値として計測されたものと考えられる。しかし、さらに検討の必要があり、本報告においては流速計測値の等速度線分布から除いている。

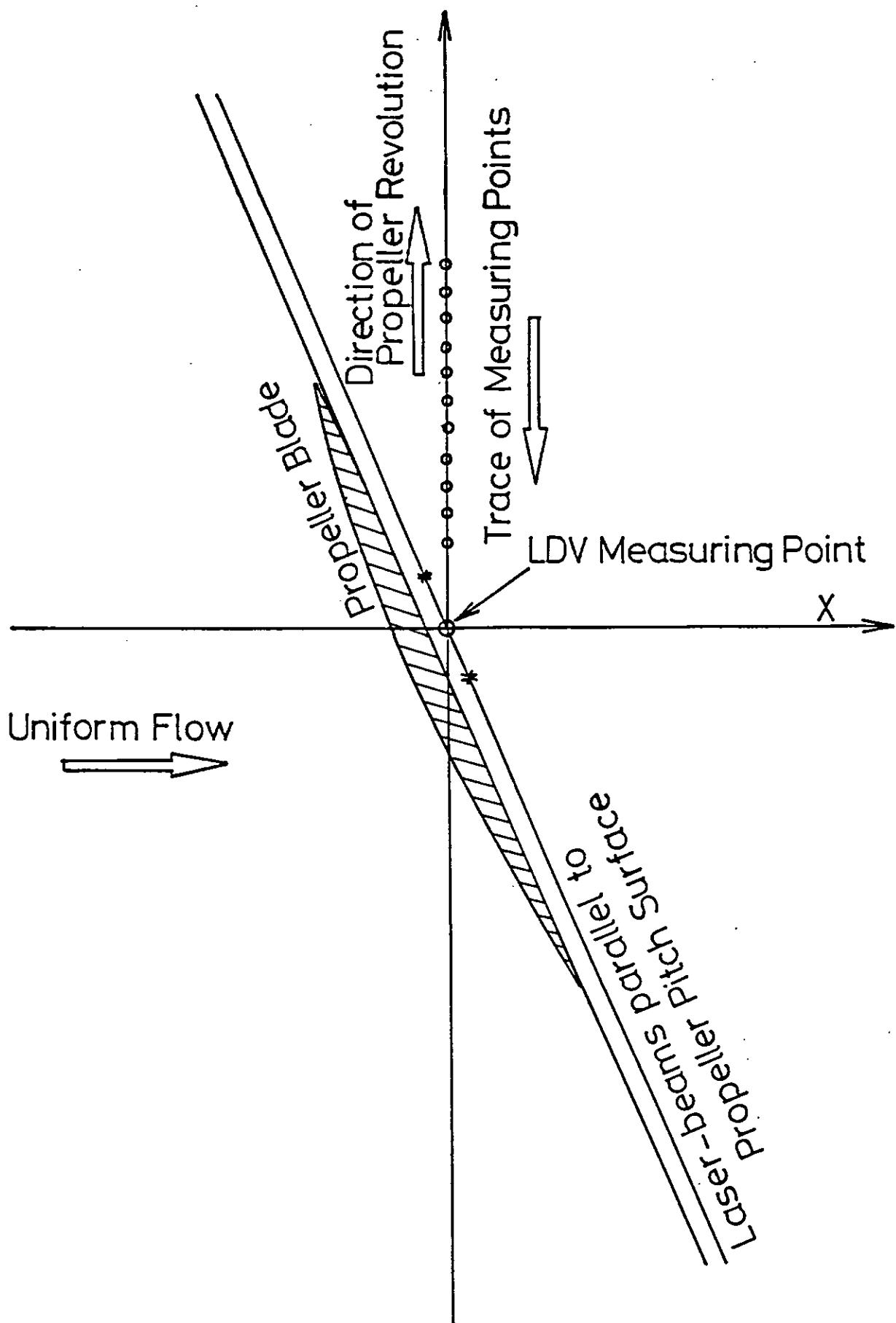


Fig. 2. 3. 4. 1 LDVによるプロペラ翼面境界層の計測方法

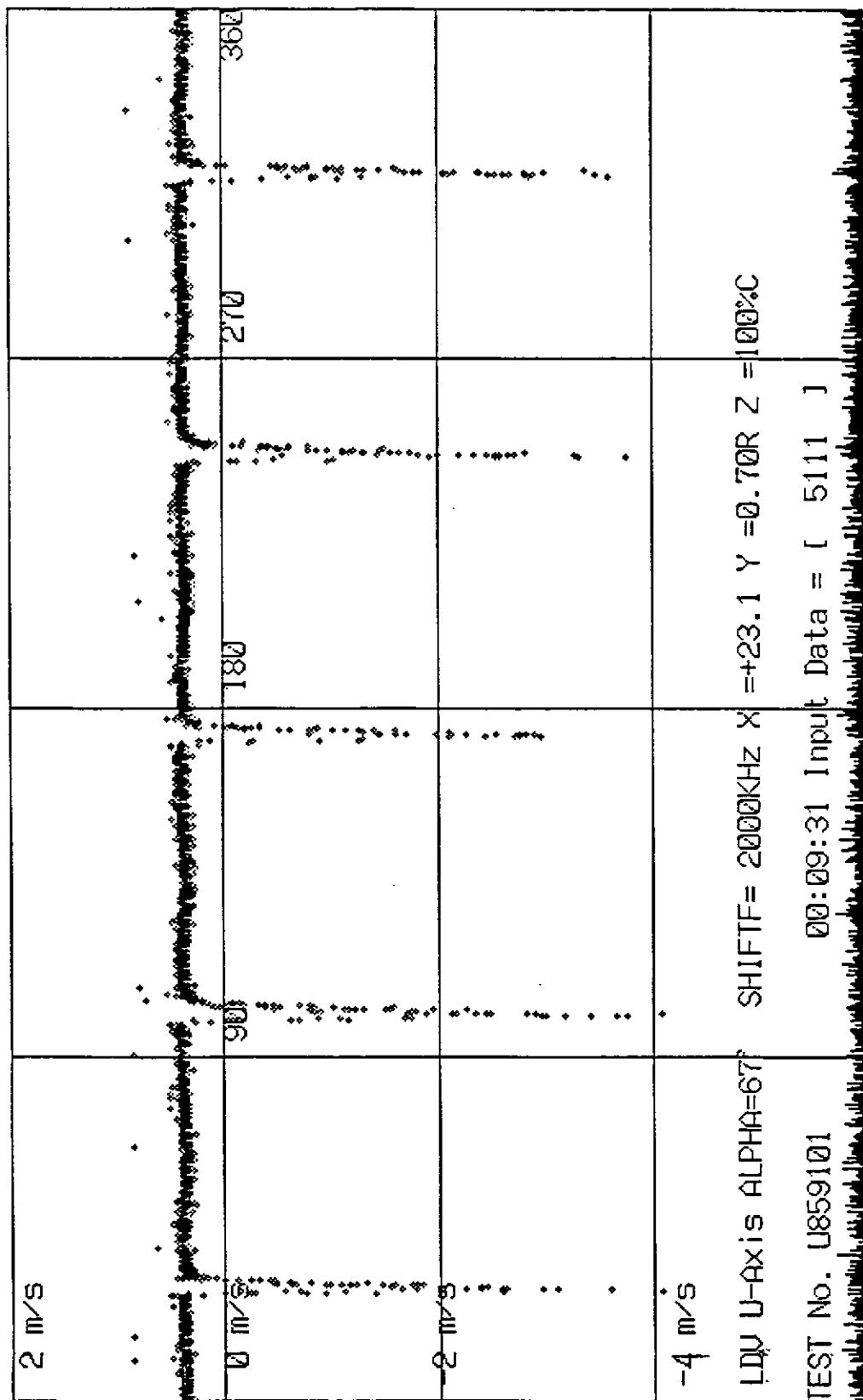


Fig. 2 . 3 . 4 . 2 LDVによるプロペラ翼表面近傍の計測例

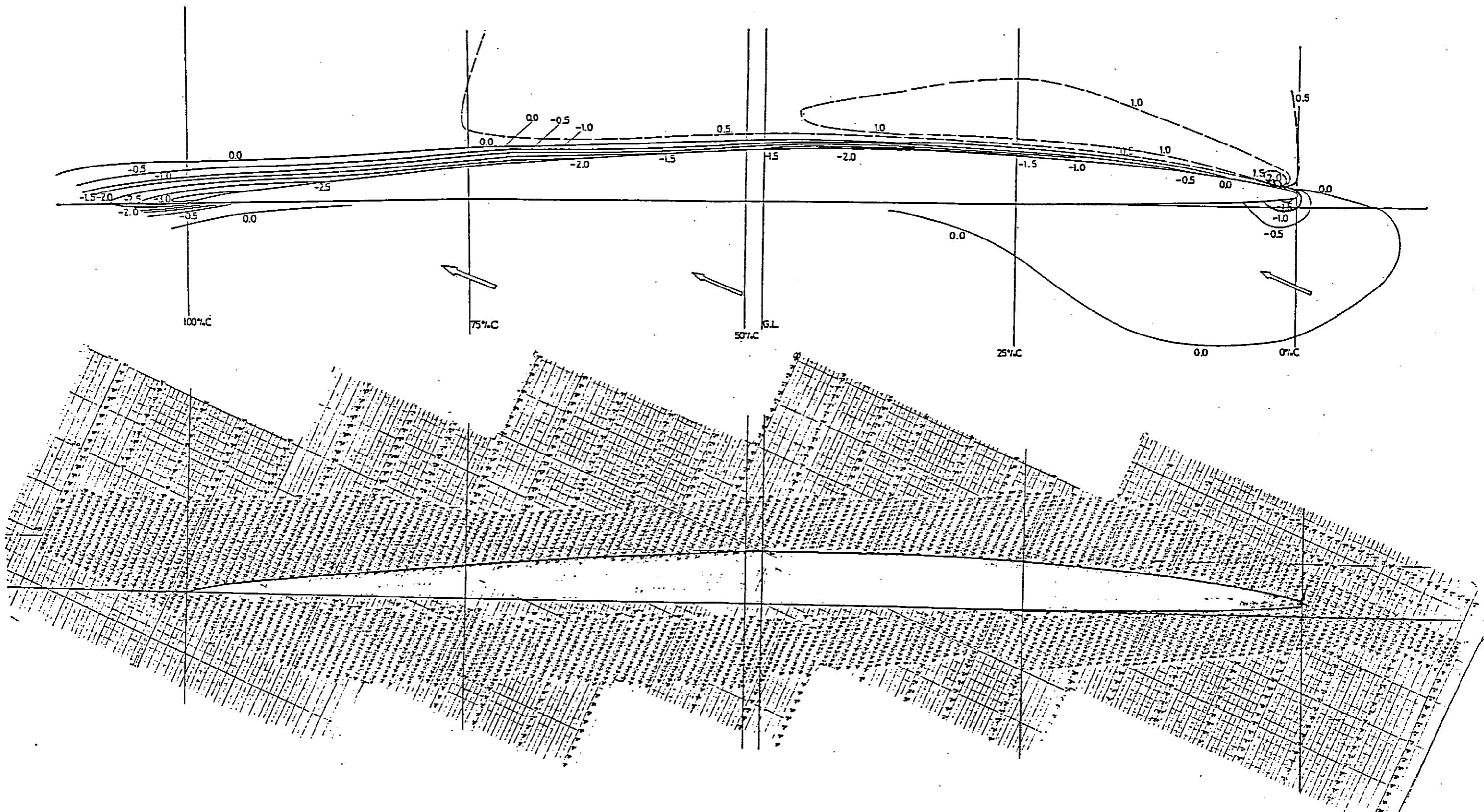


Fig. 2. 3. 4. 3 プロペラ翼表面近傍の流速計測値の等速度線分布  
およびプロペラ翼まわりの計測点の分布

## 2・3・5 まとめ

プロペラ単独性能の尺度影響について、まず関連文献の調査を行ない、13篇の論文をとりあげてその抄訳（注釈つき）を作成して研究計画の資料とした。

計画にあたって、既に船研で直径220mmのC.P.（通常プロペラ）とH.S.P.（ハイスクュープロペラ）を所持していて、それが利用できるということから、青雲丸の模型プロペラをとりあげることにした。本年度新たに400mmの大直径プロペラを製作して、合計4個の模型プロペラ：

小直径(220mm): C.P.-MPNo.218, H.S.P.-MPNo.220

大直径(400mm): C.P.-MPNo.251, H.S.P.-MPNo.252

に関する水槽試験を行なった。試験内容は、プロペラ単独性能試験と翼面上流れの可視化実験を、この4模型プロペラについて行ない、性能上の同異を比較検討し、さらに、400mm C.P. (MPNo. 251) を用いて、翼面境界層計測の予備実験を行ない、LDVによる計測法に知見と見通しを得ることができた。

これらの水槽試験による実験研究の結果をまとめてみると、つぎのようになる。

- 1) プロペラ直径の大小により、効率に若干の差がみられ、C.P., H.S.P.とも、大直径の方が少し効率が高かった。
- 2) H.S.P.の単独性能曲線は、C.P.にくらべて複雑な「うねり」のある傾向を示すことがわかった。C.P.とH.S.P.とを比較すると、効率では、 $J = 0.5$ 以上では、C.P.の方が良く、 $J = 0.5$ 以下では、H.S.P.の方が良い、結果となった。
- 3) 設計点の $J = 0.6$ で、レイノルズ数 ( $R_n = n D^2 / \nu$ ) による影響を調べたところ、小直径ではレイノルズ数が高くなるほど ( $3.71 \rightarrow 7.43 \times 10^5$ ) 効率が下がる傾向を示したが (C.P., H.S.P. 共)、大直径プロペラでは逆にレイノルズ数が高くなるほど ( $9.20 \rightarrow 25.8 \times 10^5$ ) 効率が高くなる (C.P. で 0.5%, H.S.P. では 3%)。かように、今回の結果では、直径の大小の間にレイノルズ数ベースで、連続性をみることはできなかったが、大直径の方が小直径よりも高レイノルズ数にあること、そして効率も高い、という尺度影響の結果を得た。

- 4) 油膜法によって、翼面上の流れの可視化を行なって、主として層流の存在領域と乱流との境界を示す CRITICAL RADIUS (C. R.) の位置に着目して流れの観察比較を行なった。翼背面でみると、C. R. は、前進係数  $J$  が大きくなると、大きくなる傾向（すなわち層流存在領域が増加）にあることがみられた。C. P. では  $J$  が同じであれば、直径の大小、周速度、レイノルズ数によらず、C. R. は同一であることが示された。H. S. P. では、周速度をあわせると大小直径とも C. R. が一致し、レイノルズ数をあわせると大直径の方が小直径より C. R. が小さくなつた。
- 5) 前縁剥離についても観察され、 $J$  が小さくなると前縁剥離の領域が広がる傾向にあることが観察された。
- 6) 空間に固定した計測点に LDV のビームをピッチ面に平行にセットすることにより、均一流中で回転する模型プロペラのピッチ面に平行な流速成分を時系列として計測し、同時に計測したプロペラ翼位置のデータとつき合わせることによって、1万点にものぼる翼断面周辺の計測点における流速（ピッチ面平行成分）の計測結果を得ることができた。
- 7) 翼表面に近接する境界層内は、0.88 mm の間隔で流速を読み取ることによって、翼背面の境界層をとらえることができた（翼弦中央で約 1 mm 厚、翼後縁で約 4.4 mm 厚）。しかし、翼正面側では、境界層が、薄いこととレーキによる陰の部分の発生のため、境界層をとらえることはできなかつた。
- 8) 前縁付近に、剥離渦の存在を示すと思われる流速の急変をとらえることができた。

## 2. 4 実船伴流計測法の開発

### 2. 4. 1 計測例の調査

本調査においては、対象を実船のプロペラ面へ流入する速度の断面内分布の計測例に限定した。従って、特定の位置における境界層の尺度影響等の調査が主体と思われる計測、つまり船体表面から垂直方向への速度分布の計測例は、除外した。

なお、調査した項目は下表に示されるように文献名、実験船主要目、実船計測項目、対応模型船実験項目及び実船の伴流分布計測例である。

調査結果を年代順にTable 2.4.1.1~11に示す。

文献名 出典、著者			
実験船	船種： L <sub>pp</sub> : メートル		船名： L/B : B/d :
	C <sub>b</sub> :	Prop.dia.(m)	x 翼数 :
	検出部：5HPT, PT, LDV, etc. (注)		
実船計測	計測法:		
	計測実施年、月：		
	計測断面：プロペラ面より		計測速度：
	載荷状態及び計測状態：		
模型船	模型寸法：メートル又は縮率		計測法:
	メモ：		
備考			
計測例			

注：5HPT: 5Hole Pitot Tube

PT : Pitot Tube

LDV : Laser Doppler Velocimeter

計測例図中の図番号は、文献中の図番号のままである。

## 2. 4. 1 計測例の調査

本調査においては、対象を実船のプロペラ面へ流入する速度の断面内分布の計測例に限定した。従って、特定の位置における境界層の尺度影響等の調査が主体と思われる計測、つまり船体表面から垂直方向への速度分布の計測例は、除外した。

なお、調査した項目は下表に示されるように文献名、実験船主要目、実船計測項目、対応模型船実験項目及び実船の伴流分布計測例である。

調査結果を年代順にTable 2.4.1.1~11に示す。

文献名 出典、著者					
実験船	船種： L pp: メートル C b:	船名： L / B: Prop.dia.(m) x 翼数 :			
実船計測	検出部：5HPT, PT, LDV, etc.(注) 計測実施年、月： 計測断面：プロペラ面より 載荷状態及び計測状態：	計測法：			
模型船	模型寸法：メートル又は縮率 メモ：	計測法：			
備 考					
計測例					

注：5HPT: 5Hole Pitot Tube

PT : Pitot Tube

LDV : Laser Doppler Velocimeter

27)

Table 2.4.1.1

文献名	船体及び推進機の汚損が推進性能に及ぼす影響に関する研究			
出典、著者	日本造船研究協会報告、第11号、1956、SR4			
実験船	船種：練習船		船名：弥生丸	
	L pp(m):18.288	L/B:4.284	B/d:1.934	
	Cb:0.540	Prop.dia.(m)	x 翼数: 1.235 x 3	
実船計測	検出部: PT X 25	計測法: 固定トラス方式		
	計測実施年、月: 1952.8-1953.10			
	計測断面: プロペラ面	計測速度: Fn=0.15-0.30		
模型船	載荷状態及び計測状態: Full			
	模型寸法: 3.5 m	計測法: PT列, 3種の砂粗度付き		
	メモ: 曲航状態、PTx50両舷同時			
備考	船体汚損によるWAKE分布の変化を含む。抵抗、馬力、推力増加の実船実験を行った。実験期間は、約1年間。			

計測例

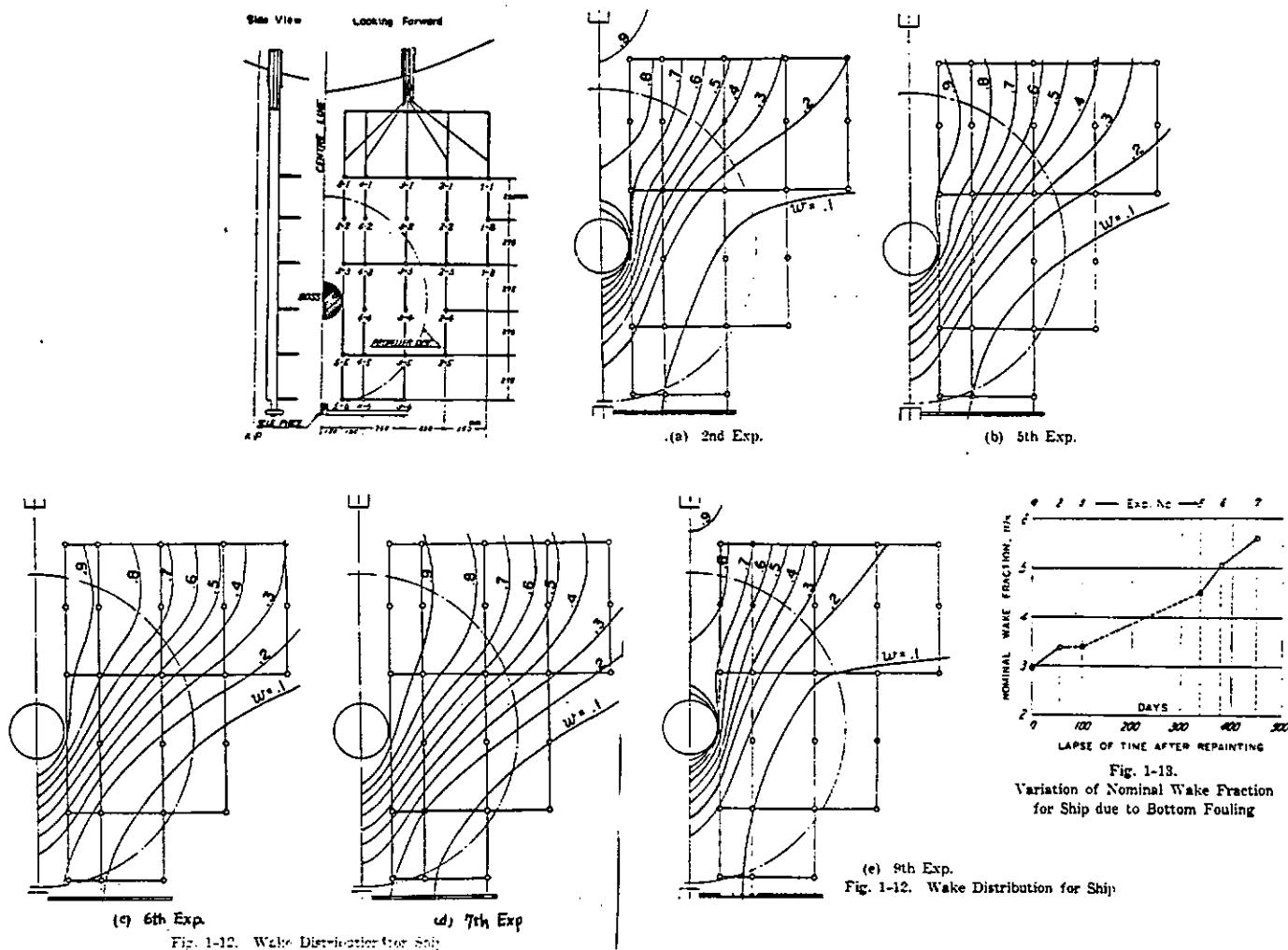


Table 2. 4. 1. 2

文献名	METEOR Messfahrten 1967		
出典、著者	Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, 62Bd., 1968		
実験船	船種：実験船		船名：METEOR
	L pp(m):72.8	L/B:5.390	B/d:2.81
	Cb:0.562	Prop.dia.(m) x 翼数: 2.900 x 5	
実船計測	検出部: 6HPT x 1(Dia=108mm),		計測法: Rotating arm(R=1,465mm)
	計測実施年. 月: 1967.8		
	計測断面: 0.58Dp Fore		計測速度: 11 Kt
	載荷状態及び計測状態: 曲航, 自航状態		
模型船	模型寸法: 1:14		計測法:
	メモ:		
備 考	抵抗、自航、操縦性能等の実験も行っている。		

計測例

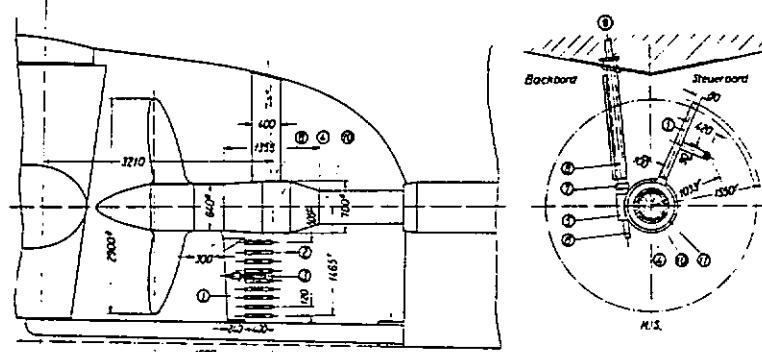


Abb. 2. Anordnung der Nachstrom-Nedelinrichtung an Bord F. S. „Meteor“ (Schema).  
1 Schwenkbarer Arm mit Prandtl-Rohren und Kugelstaurohr; 2 Elektrisches Prandtl-Rohr; 3 Elektrisches Kugelstaurohr;  
4 2-stufiges Schneckegetriebe (verkleidet); 5 Schnecke (verkleidet); 6 Drehwinkelgeber; 7 Längenantrieb für Kardan-  
welle; 8 Verkleidung für Kardanwelle und Kabel; 9 Kardanwelle; 10 Steuerrühr; 11 Welle.

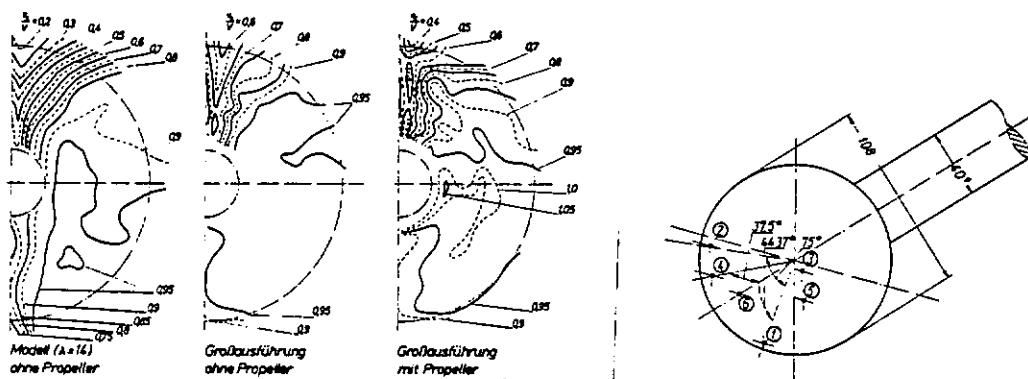


Abb. 3. Strömungsfeld im Propellerbereich bei  $V = 11 \text{ km}$ .

Abb. 4. 6-Loch-Kugelstaurohr (Anordnung der Bohrungen).

Table 2.4.1.3

文献名	Resistance Propulsion and Wake Tests with HMS PENELOPE		
出典、著者	INA, No.2, 1975, H.J.S. Canham		
実験船	船種: Frigate		船名: PENELOPE
	L pp(m): 109.73	L/B: 8.78	B/d:
	Cb: 0.483	Prop.dia.(m)	x 翼数: 3.65
実船計測	検出部: 5HPT x 4(Dia=76.2mm)		計測法: Rotating arm
	計測実施年. 月: 1970.10		
	計測断面: プロペラ面		計測速度: 12, 14, 17 & 20 kt
	載荷状態及び計測状態: 曲航状態		
模型船	模型寸法: 1:22		計測法: 5HPT x 5
	メモ:		
備考	実船実験では、回転腕を8分で1回転させながら連続的に計測している。		

計測例

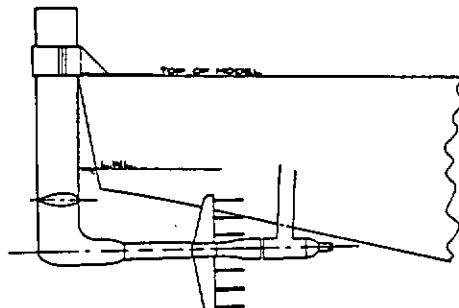


Fig. 24. Model Wake Survey Arrangements

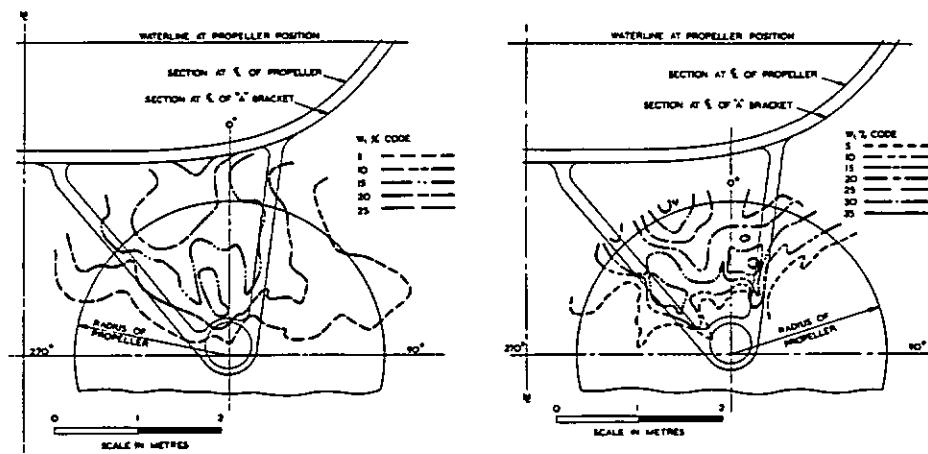


Fig. 22. Ship Wake Pattern, 17 Knots

Fig. 23. Model Wake Pattern, 17 Knots

Table 2. 4. 1. 4

文献名	実船における船尾流速分布の計測（主として計測法について）		
出典、著者	西部造船会会報、第42号、昭和46年、高橋肇 他		
実験船	船種：チップ運搬船		船名：大進丸
	L pp(m):167	L/B:6.2	B/d:
	Cb:0.785	Prop.dia.(m)	x 翼数: 5.10
実船計測	検出部: 5HPT x 5(Dia=60mm),		計測法: Rotating arm
	計測実施年、月: 1971.1		
	計測断面: 1.1Dp Fore		計測速度: Fn=0.12, 0.17
	載荷状態及び計測状態: Ballast		
模型船	模型寸法: 4.5 & 8.3 m		計測法: 5HPT
	メモ:		
備考	実船と模型船における伴流分布の比較、日本造船学会論文集 第130号、昭和46年12月、横尾幸一 他に模型船の結果有り。		

## 計測例

Table 1 Principal dimensions

L	B	d	d	C <sub>b</sub>
167.00	27.00	9.20	33.400	0.785

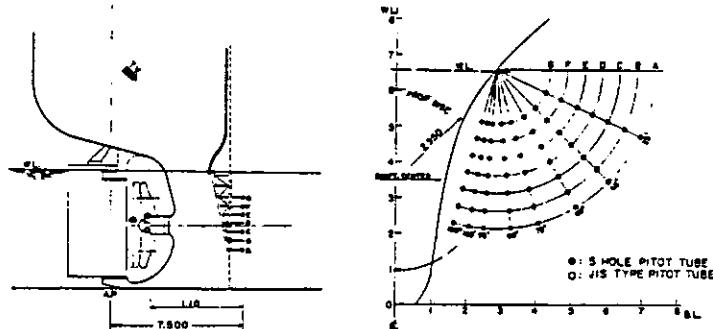


Fig. 1 Relative position between hull and pitot tubes (unit: mm)

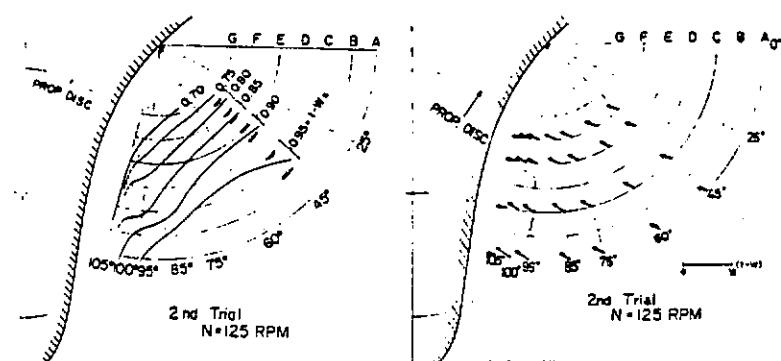


Fig. 19 Contours of longitudinal velocity

Fig. 20 Direction of flow

Table 2.4.1.5

文献名	巨大船の速度計測および馬力推定法の精度向上に関する研究				
出典、著者	日本造船研究協会報告、第73号、1973、SR107				
実験船	船種：鉱石、油槽船 船名：新鶴丸				
	L pp(m):302.0	L/B:6.83	B/d:		
	C b:0.826	Prop.dia.(m)	x翼数:7.2 x 5		
実船計測	検出部: 5HPT x 19(Dia=80mm)	計測法: 固定トラス方式、左舷のみ			
	計測実施年、月: 1971.8				
	計測断面: 0.90Dp Fore	計測速度: 13.5, 16.5, 18.0 kt			
	載荷状態及び計測状態: Ballast、 $\theta = 0^\circ$ 遊転時約14.5kt				
模型船	模型寸法: 2, 4, 8, 12 m	計測法: 5HPT			
	メモ: 曲航、自航状態				
備考	電気式5HPTx2、超音波式流速計x2、キャビティノイズ-マイクロフォンx2、トラス振動モニターゲージx5				

計測例

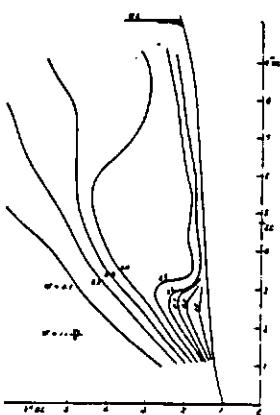
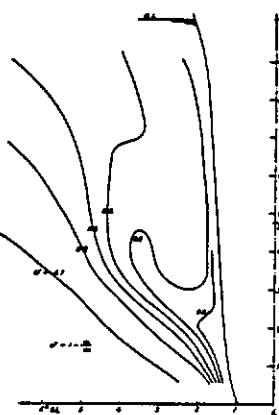
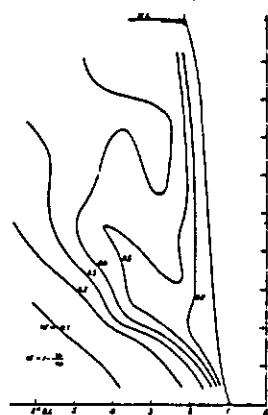
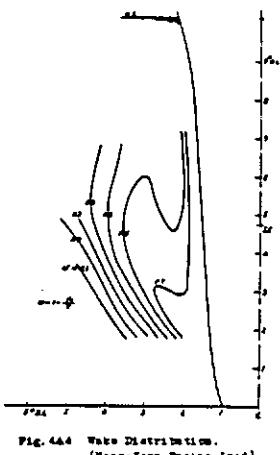
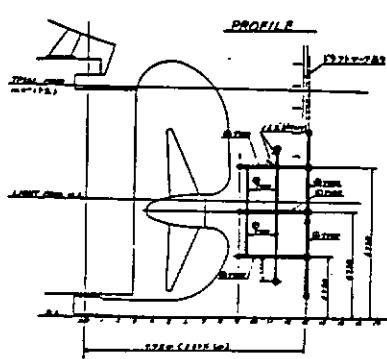


Table 2. 4. 1. 6

文献名	肥大船における実船と模型船の伴流分布		
出典、著者	日本造船学会論文集, 第134号, 昭和48年12月, 並松正明 他		
実験船	船種: タンカー	船名: 龍光丸	
	L pp(m): 300	L/B: 6	B/d:
	Cb: 0.83	Prop.dia.(m)	x 翼数: 9.20 x 5
実船計測	検出部: 5HPT x 30(Dia=80mm),	計測法: 固定トラス方式	
	計測実施年. 月: 1972.11		
	計測断面: 0.93Dp Fore	計測速度: 13.4, 14.7, 16.2 kt	
	載荷状態及び計測状態: Ballast		
模型船	模型寸法: 7 m	計測法: 5HPT	
	メモ:		
備 考	実船計測には、電気式圧力変換器を使用した。 長さ30mの大型模型船（姉妹船型マーガレット）による計測例有り。		

計測例

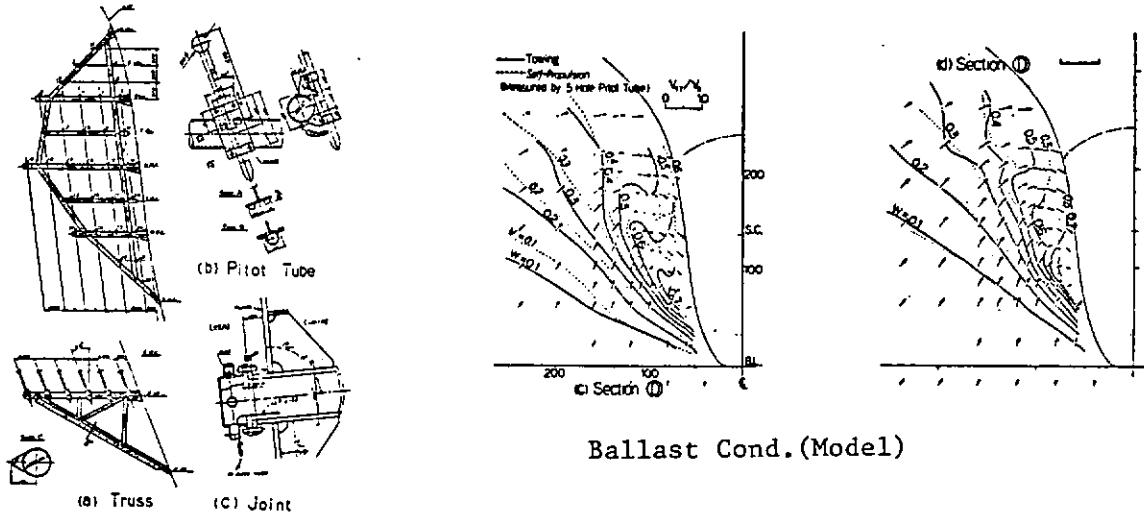


Fig.2 Truss, Pitot Tube and Joint

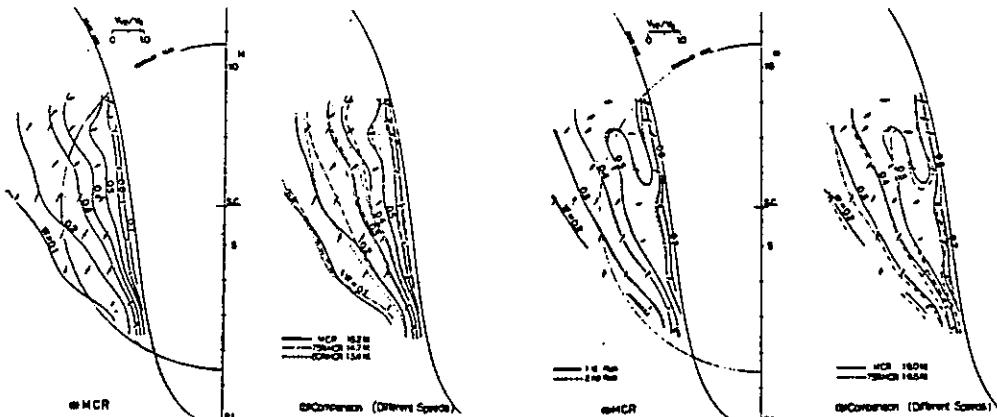


Fig.4 Flow Pattern of Ship at Full Load Condition

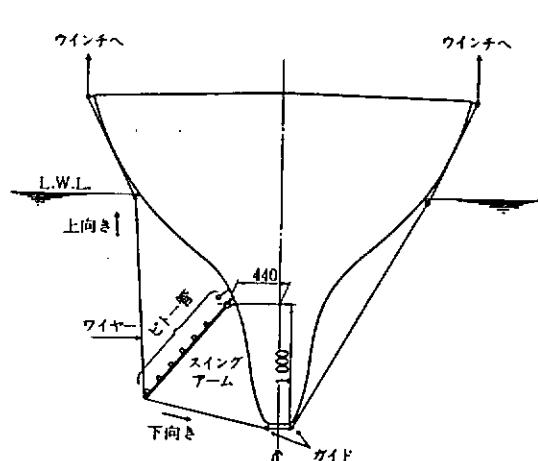
Fig.5 Flow Pattern of Ship at Ballast Condition

Table 2.4.1.7

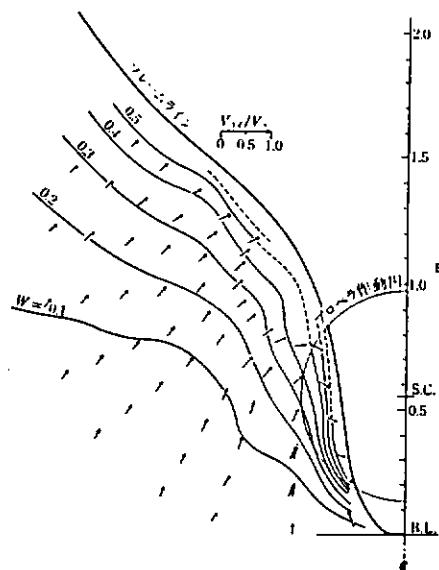
文献名	肥大船の船尾流れ		
出典、著者	石川島播磨技報、Vol.14, No.1, 1974, 並松正明他		
実験船	船種：実験船		船名：マーガレット
	L pp(m):30.0	L/B:6.0	B/d:2.62
	Cb:0.83	Prop.dia.(m)	x 翼数:0.92 x
実船計測	検出部: 5HPTx7(Dia=20mm)		計測法: Rotating arm
	計測実施年.月: 1972.12		
	計測断面: 0.92Dp Fore		計測速度: 2.63 m/sec
	載荷状態及び計測状態: Full, Ballast		
模型船	模型寸法: 7 m		計測法: 5HPT
	メモ: 曲航、自航、逆曲航(Fullのみ)での計測有り。		
備考	龍光丸の1/10縮尺大型模型である。Ballastは天候不順のため公表資料なし。同型船クローバー(30m)は公表資料なし。		

## 計測例

他に、同型船(30m)クローバーの伴流計測も実施されているが、公表資料なし。



第9図 30m大型模型船用回転アームの配置



第11図 30m大型模型船における伴流分布(溝裁状態)

Table 2.4.1.8

文献名	Problems in Full Scale Propulsion from a Shipbuilders Viewpoint		
出典、著者	ISP, Vol.23, 1976, G. Nilsson & K. Restad		
実験船	船種：タンカー		船名：250,000tdw
	L pp(m):	L/B:	B/d:
	Cb:	Prop.dia.(m) x 翼数：	
実船計測	検出部：5HPT x 6		計測法：Rotating arm
	計測実施年、月：		
	計測断面：		計測速度：
	載荷状態及び計測状態：		
模型船	模型寸法：7 m		計測法：5HPT
	メモ：		
備 考	Sweden Kockums 造船所における数種の実船実験の結果のうち、 25万トンと35万トンの船について記載してある。		
計測例			

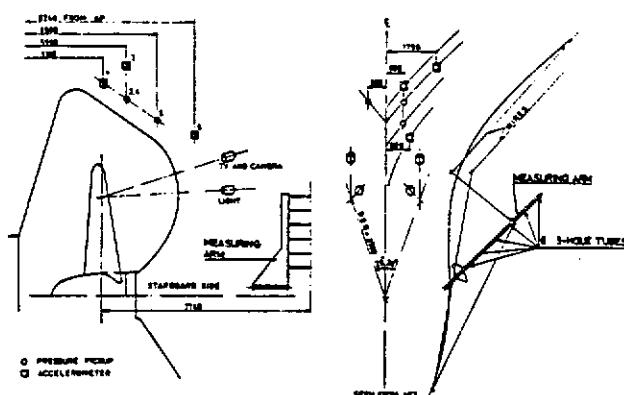


Figure 13. Full scale measuring equipment for water field 0.2 D in front of propeller.

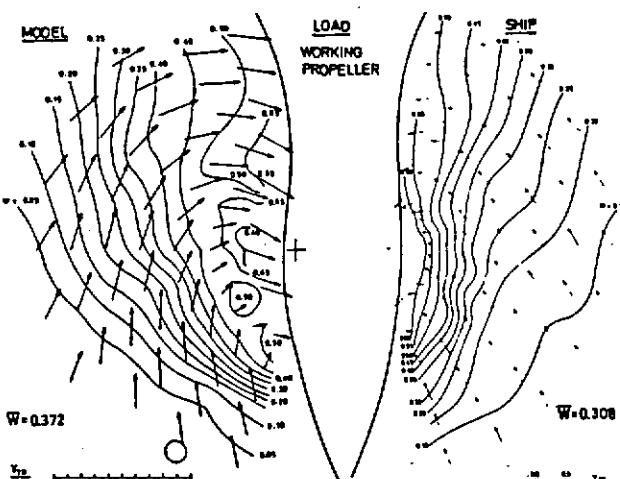


Figure 7. Water field 7/4 in front of propeller on Kockums 250,000 tdw tanker.

35万トンタンカ用回転腕

25万トンタンカ計測結果

Table 2.4.1.9

文献名	Experience from Stern Wake Measurements during Sea Trial		
出典、著者	Norwegian Maritime Research, No.2, 1978, O. Fagerjord		
実験船	船種:LNG 運搬船		船名:
	L pp(m):282	L/B:6.78	B/d:
	Cb:	Prop.dia.(m) x 翼数:7.65 m	
実船計測	検出部:5HPT (NPL type) x 6		計測法:Rotating arm
	計測実施年.月:1975		
	計測断面:0.94Dp Fore	計測速度:15, 18, 20 kt	
	載荷状態及び計測状態:18 kt idling		
模型船	模型寸法:		計測法:
	メモ:		
備考	回転腕の駆動には、油圧モーターを使用している。		

計測例

The Measurements  
Main dimensions of the ship:  
Length, BP = 282 m  
Breadth = 41.6 m  
Draught, aft = 11 m  
Propeller dia. = 7.65 m

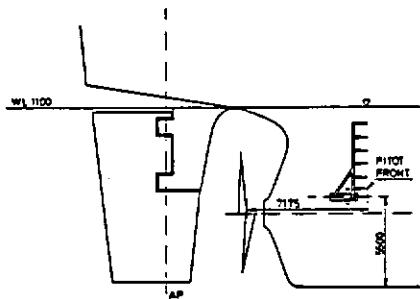


Fig. 1 The mounting place of the test equipment.

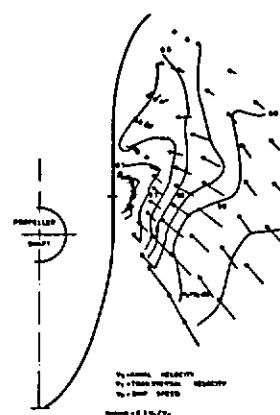


Fig. 5 Full-scale wake field 7.17 m ahead of propeller. VS = 15 kn, RPM = 90.

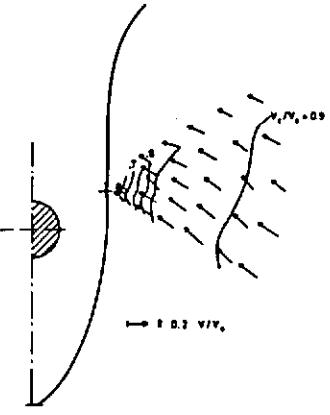


Fig. 7 Full-scale wake field measured 7.17 m ahead of propeller, VS = 18 kn, RPM = 100.

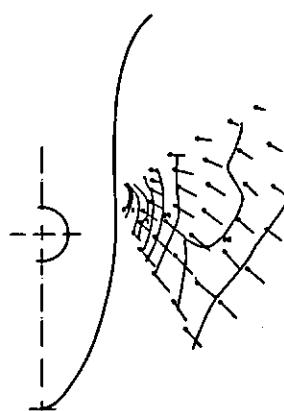


Fig. 6 Full-scale wake field. RPM = 105, VS = 20 kn.

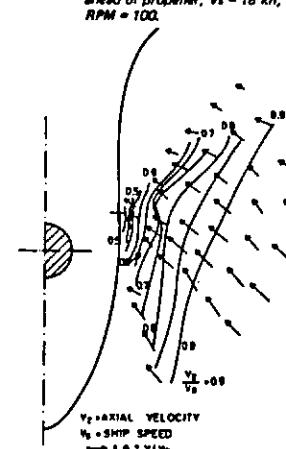


Fig. 8 Full-scale wake field. Idling propeller VS = 18-16 kn.

Table 2.4.1.10

文献名	Correlation of Wake Measurements at Model and Full Scale Ship		
出典、著者	15th ONR Symposium, J. Kux and J. Landan		
実験船	船種：コンテナ		船名：SYDNEY EXPRESS
	L pp(m):210 m	L/B:6.9	B/d:
	Cb:0.61	Prop.dia.(m)	x翼数:7.00m x 5
実船計測	検出部: LDV(back scatt.)	計測法: Zoom Lens & Mirror	
	計測実施年.月: 1980.11& 1981.1		
	計測断面: 0.120p Fore	計測速度: Fn=0.23	
載荷状態及び計測状態:			
模型船	模型寸法: 1:28	計測法: LDV	
	メモ:		
備考	プロペラ面の上半分が計測できている。		

計測例

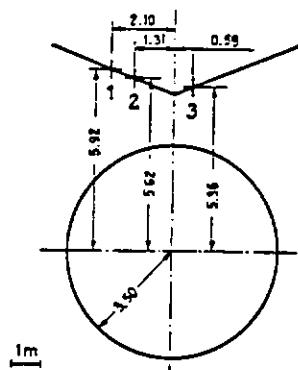


Fig. 8 Relative Location of Windows and Propeller Disc, "Sydney Express"

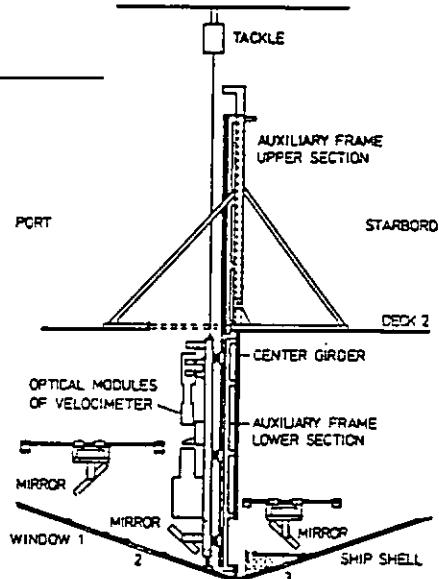


Fig. 7 Typical Arrangement of LDV-Optics in the Ship

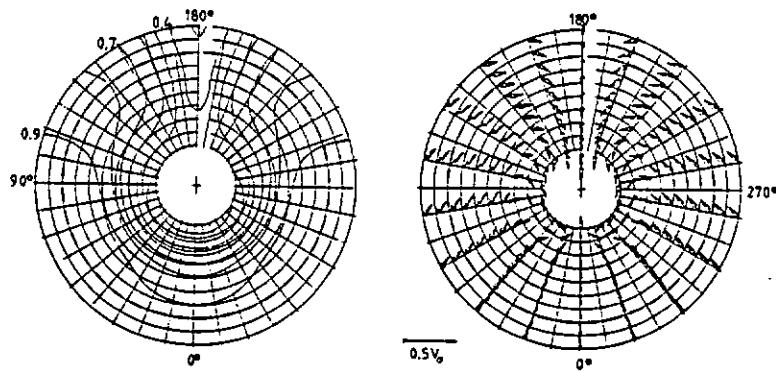


Fig. 5 Velocity Distribution, Wake of "Sydney Express" Model,  
0.2 D = 50 mm in Front of Propeller Plane,  
 $K_T = 0.19$ ,  $K_Q = 0.031$ ,  $V_0 = 1.97 \text{ m/s}$ ,  $F_n = 0.23$ ,  
Isotaches for Axial Component, Vector Diagram for Transversal Components

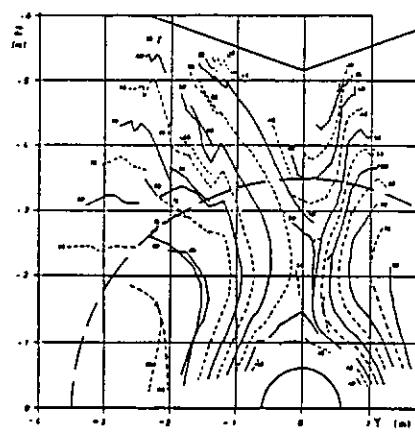


Fig. 9 Isotaches of Axial Velocity Component  
in the Wake of the "Sydney Express",  
0.12 D = 0.84 m in Front of Propeller Plane  
 $K_Q = 0.029$ ,  $V_0 = 20.3 \text{ kn} = 10.4 \text{ m/s}$ ,  $F_n = 0.23$ ,  
Labelling of Curves in per Cent of Ship Speed

Table 2.4.1.11

文献名	Correlation of Wake Measurements at Model and Full Scale Ship				
出典、著者	15th ONR Symposium, J. Kux and J. Landau				
実験船	船種：プロダクト キャリア	船名：St. Michaelis			
	L pp(m):174 m	L/B:5.4	B/d:		
	Cb:0.80	Prop.dia.(m)	x翼数:5.70m x 4		
実船計測	検出部: LDV(back scatt.)	計測法: Zoom Lens & Mirror			
	計測実施年、月: 1981.11				
	計測断面: 0.23Dp Fore	計測速度: Fn=0.19			
	載荷状態及び計測状態:				
模型船	模型寸法: 1:25.5	計測法: LDV			
	メモ:				
備考	プロペラ面の上半分が計測できている。				

計測例

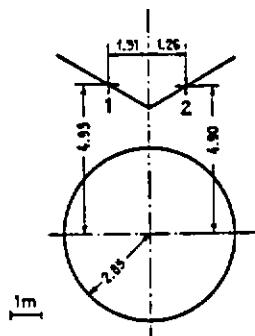


Fig. 10 Relative Location of Windows and Propeller Disc, "St. Michaelis"

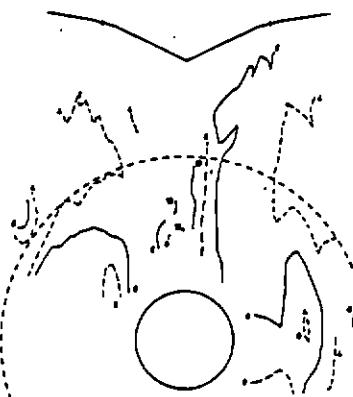


Fig. 12 Isolines of Axial Turbulence Intensity in the Wake of the "St. Michaelis", 0.23 D = 1.31 m in Front of Propeller Plane,  $K_0 = 0.018$ ,  $V_0 = 14.8 \text{ kn} = 7.4 \text{ m/s}$ ,  $F_n = 0.19$ , Labelling of Curves in per Cent of Ship Speed

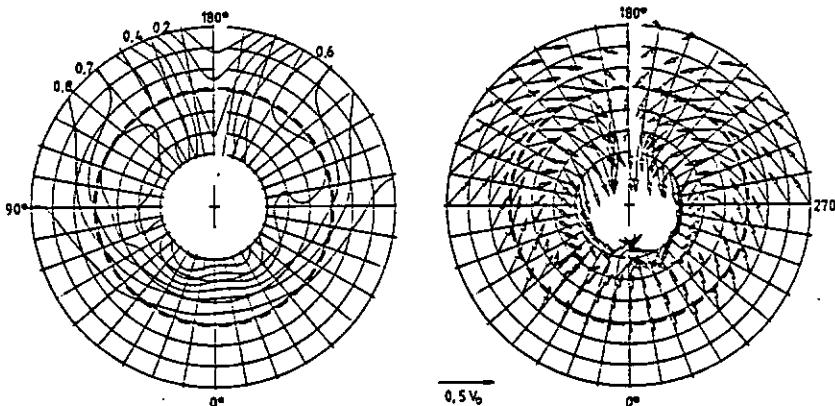


Fig. 6 Velocity Distribution, Wake of "St. Michaelis" Model, 0.23 D = 51 mm in Front of Propeller Plane,  $K_T = 0.21$ ,  $K_0 = 0.025$ ,  $V_0 = 1.46 \text{ m/s}$ ,  $F_n = 0.19$ , Isotaches for Axial Component, Vector Diagram for Transversal Components

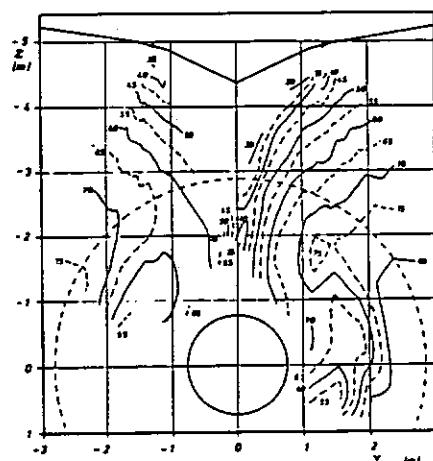


Fig. 11 Isotaches of Axial Velocity Component in the Wake of the "St. Michaelis", 0.23 D = 1.31 m in Front of Propeller Plane,  $K_0 = 0.018$ ,  $V_0 = 14.8 \text{ kn} = 7.4 \text{ m/s}$ ,  $F_n = 0.19$ , Labelling of Curves in per Cent of Ship Speed

## 2.4.2 計測条件に関する調査

### a. 計測に関するアンケート調査

実船伴流計測の計測条件（必要計測精度、計測位置、範囲、間隔等）を決める参考資料を得るためにアンケート調査を実施した。アンケートは SR199 研究部会の構成メンバー（計 43名）に配布し、約 80%の 34名の方々から回答をいただいた。

設問およびその集計結果は次ページ以降に示す通りである。

調査結果の概略を以下に記す。

- (1) 実船伴流計測の意義は回答者全員が『非常に必要』又は『必要』と考えている。
- (2) 計測目的は『キャビテーション性能推定』、『推進性能推定』を第一目的とする意見が多いが、『推進性能推定』の優先度が低い意見も多い。又、少数ではあるが、『プロペラ強度計算』、『旋回力、停止性能推定』に用いるという回答もあった。
- (3) 計測状態は票数から選択すれば『Full Load』、『NSO』、『自航状態』の計測が有用となるが、『曳航状態』の計測が有用とする意見も多い。
- (4) 従って、計測位置も『曳航時のプロペラ面』と『自航時のプロペラ前方』の意見が半々である。
- (5) 計測範囲はプロペラ面内を R, θ 両方向を考慮して計測すると云う意見が多く、計測点数は平均すれば R 方向 = 5 ~ 6 点、θ 方向 = 10 ~ 11 点となる。ただし、設問の不手際もあり両舷、片舷で回答された値が混在しているようである。
- (6) 必要計測精度は Fig. 2.4.2.1 のヒストグラムに示すように、いずれの場合も『0. 1m/sec.』を必要とする意見が多い。
- (7) 計測対象船は肥大船と瘦型船が半々であり、L<sub>pp</sub> は 100m 以上必要とする意見が多い。

以上

実船伴流分布計測に関するアンケート  
 (設問及び回答集計結果)

回答機関名 \_\_\_\_\_

担当者名 \_\_\_\_\_

(『その他』を選択された場合は具体的にご記入願います。)

1. 実船伴流分布計測は以下のどの項目に対して最も役立つとお考えですか。  
 重要性の順位をつけて下さい。

- ( ) 推進性能推定上 -----  
 ( ) プロペラ性能推定上 -----  
 ( ) キャビテーション性能推定上 -----  
 ( ) 起振力推定上 -----  
 ( ) その他 -----  
 ( )

1位	2	3	4	5
10	2	6	10	-
2	3	14	9	-
13	10	3	2	-
5	15	14	6	-
1*	-	-	-	2**

) \* : プロペラ 速度

\*\* : ① 旋回力, 修正性能

② プロペラ 並度

2. 実船のどのような状況での計測が有用と考えられますか。 各項目について優先順位をつけて下さい。 また、同時計測が望ましい項目（例えばスラスト、トルク、船速等）がありましたら、必要順にお書き下さい。

・プロペラ作動状態

- ( ) 自航状態 -----  
 ( ) 側航(相当)状態 -----  
 ( ) 旋回状態 -----  
 ( ) その他 ( ) -----

1位	2	3	4
19	12	-	-
12	15	-	-
-	2	21	-
1*	-	2**	-

\* 空気レシント中

\*\* 波浪中

・Load Condition

- ( ) Full -----  
 ( ) Ballast -----

1位	2
27	4
7	24

(本項つづく)

・荷重度		1位	2	3
( ) MCO	- - - - -	11	20	-
( ) NSO	- - - - -	21	9	-
( ) その他 ( )	- - - - -	-	-	6*

\* ① 3/4 MCO …… 4  
② 1/2 MCO …… 1  
③ 遊転 …… 1

・同時計測項目		1位	2	3	4
1)	スラスト・トルク	15	7	6	-
2)	船速	12	7	5	-
3)	プロペラ回転数	2	12	6	-
4)	変動水圧、振動	-	5	5	-
5)	キャビテーション	2	-	1	1

・その他	① 海象・気象	- - - - -	6
	② 船体運動	- - - - -	6
	③ 当ニ舵	- - - - -	2
	④ 馬力	- - - - -	3
	⑤ 翼面応力	- - - - -	1

3. 計測位置、範囲、間隔についてお答え下さい。

1) 計測位置についてどちらがより望ましいでしょうか。 ○印をつけて下さい。

① プロペラを装備しない状態でプロペラ面位置を計測。 ----- 13

② プロペラを装備した状態でプロペラ前方断面を計測。 ----- 17

② の場合、どの程度前方までならば計測に意味があると考えられますか、具体的にご記入下さい。 ①を回答された場合もご記入下さい。

(プロペラ前方 \_\_\_\_\_ まで) ----- 0.05 ~ 2.0 Dia.

2) 計測点数が限られている場合、どちらが望ましいか計測範囲について該当する番号に○印をつけて下さい。

① プロペラ面の範囲内。 ----- 18

② プロペラ面より外側も計測 ----- (プロペラ直径の \_\_\_\_\_ 倍程度外側まで) ----- 1.1 ~ 1.5 Dia.

3) 計測点が限られている場合、次のどれを優先しますか。

- ① 特別な  $\theta$  方向に対して R 方向の計測。 -----
- ② 特別な R に対して  $\theta$  方向の計測。 -----
- ③ R 方向も  $\theta$  方向も同様に考慮。 -----

2
9
19

4) 計測点数は少なくともどれくらい必要ですか。具体的にご記入下さい。

- ① プロペラ面内のみ計測の場合。

a R 方向 ----- ( ) 点	-----	3 ~ 7 点, 平均 5 点
b $\theta$ 方向 ----- ( ) 点	-----	4 ~ 20 点, 平均 10 点

- ② プロペラ面より外側も計測する場合

a R 方向 ----- ( ) 点	-----	1 ~ 5 点, 平均 6 点
b $\theta$ 方向 ----- ( ) 点	-----	3 ~ 36 点, 平均 11 点

4. 計測精度は、少なくともどの程度必要と考えられますか。該当する数値に○印を付けて下さい。

Fig. 2.4.2.1 に示す

計測値 Order  
(単位 m/sec., 対数目盛)

0.001      0.01      0.1      1

1) 推進性能推定上



2) プロペラ性能推定上



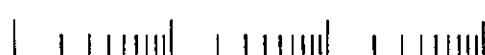
3) キャビテーション性能推定上



4) 起振力推定上



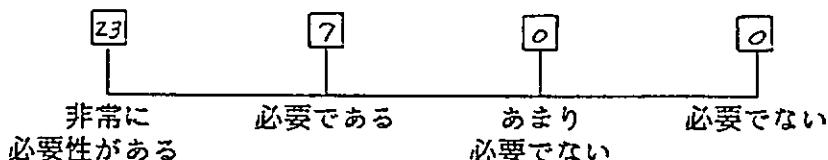
5) その他 ( )



5. 計測対象船としては、可能とすればどんな船種が望ましいですか。該当する番号に○印をつけて下さい。また、船長(L)はどの程度より大きければ計測に意味があると考えられますか。該当する位置に○印をつけて下さい。

	0	100	200	300	L(m)	計
1) Bulk Carrier		6 1 4				11
2) Container		4 4 5				13
3) Tanker		4 2 2				8
4) その他( )		1 4 1				8*
* の 青雲丸	1					
② PCC	1					
③ 充分余裕ある船	3					
④ その他	3					

6. 総合的にみて、実船伴流分布計測の意義についてどのようにお考えですか。  
該当する位置に○印をつけて下さい。



7. その他、実船伴流分布計測に関して、日頃考えておられることがありましたらご自由にご記入下さい。

(回答 …… 7件)

- 1) 境界層計算による伴流推定結果との比較が将来の重要課題となるので S.S. 1, 1/2 付近の境界層計測も必要と思われる。
- 2) 実船データの蓄積が重要であり、簡便な計測装置の開発が必要と思われる。
- 3) Wake とキャビテーションパターンの同時計測は貴重なデータになると思われる。
- 4) 対象船は将来のニーズに答えるようなものを選んで頂きたい。
- 5) 点数が少なくとも確かな実験値を得ることが重要であり、計測時の外乱が解析時に、定量的に把握できるよう計測項目を考慮する必要がある。
- 6) 崩航状態の伴流計測が基本と思われる。
- 7) 崩航状態で実施する場合の問題点としては、崩航方法、前進速度の維持及び測定、崩航船の影響、波浪影響、潮流影響等がある。

以上

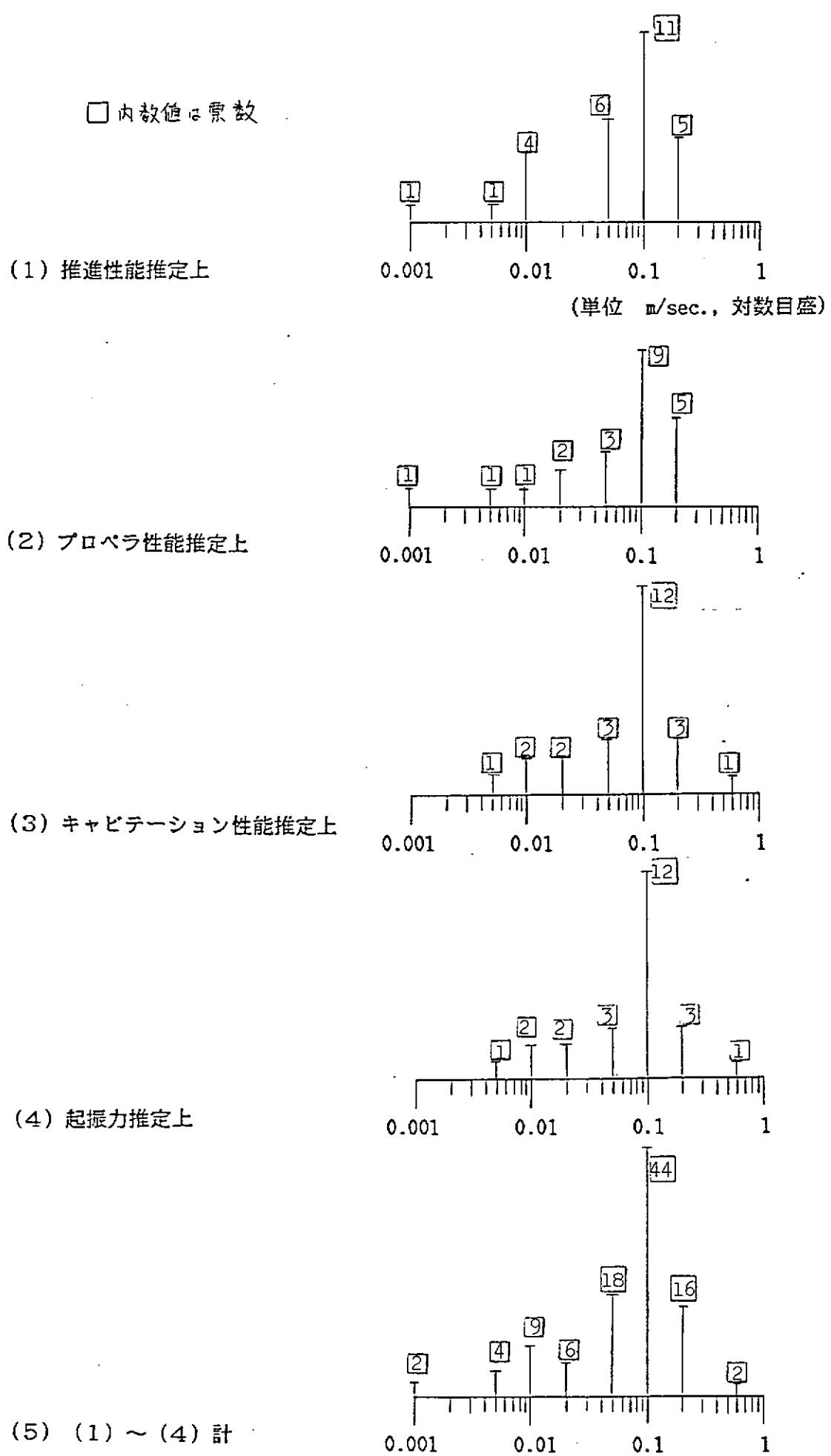


Fig. 2.4.2.1 実船伴流計測必要精度集計結果

## 2.4.2 計測条件に関する調査

## b. 同時計測が必要な項目及びその影響について

本測定法を実船伴流の測定に用いるに当たり、模型実験での伴流測定と実船実験との環境の差（振動・波浪など）が、測定結果にどの様に影響するかを調査する。環境の差が及ぼす影響としては、計測器から生じるいわゆる測定誤差と、波浪や船体動揺による伴流分布の時間変化や歪みの2つに分けられる。前者については、2.4.4 節においてカメラがブレなく、正常にセットされた状態で発生する誤差が述べられるので、ここでは、特に振動によるカメラ角度の変動を想定して、意図的にカメラをブレした時に発生する誤差を実験的に調査する。後者については、過去の文献を中心として、その程度を調査する。

## 1. カメラ角度の変動による誤差

本測定法は船体との相対速度を計測するものであるから、船体運動を（特にローリングを、できれば同時計測で）測定しておくことが必要である。また、本測定法はカメラの位置と方向を基準にするものであるから、船体振動等によるそれらのブレが意外に大きな誤差を生む可能性がある。そこで、3台のカメラの内、1台の方向を数度傾けることによりどの程度の誤差が生じるかという実験を行った。

Fig. 2.4.2.2 に X-Y 平面（ほぼ水平面）内のカメラ、基準物、測定点の配

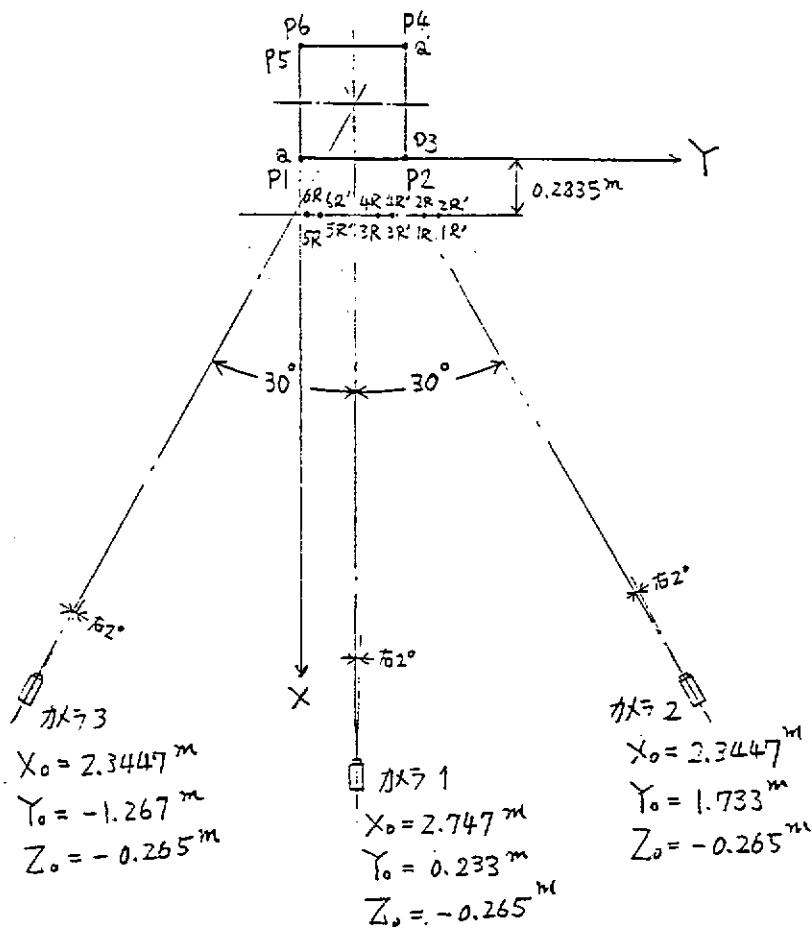


Fig. 2.4.2.2 カメラ、基準物、測定点の平面配置図

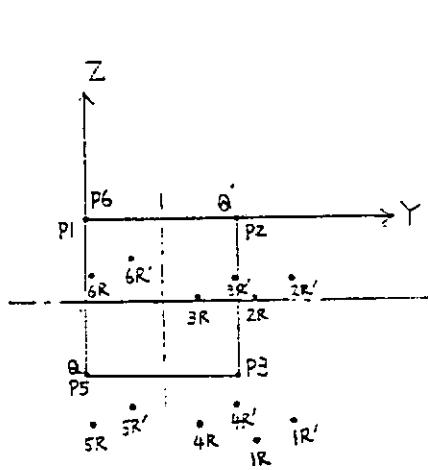


Fig. 2.4.2.3

基準物と測定点の立面配置図

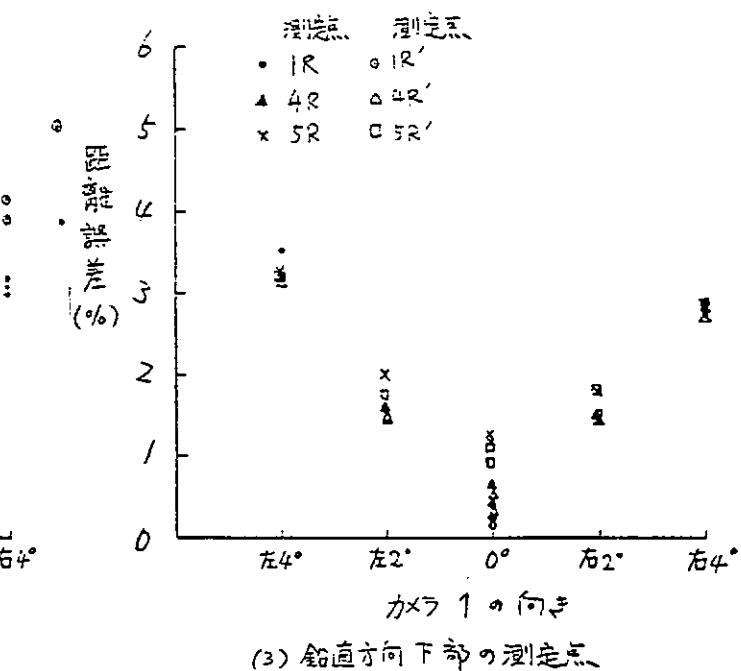
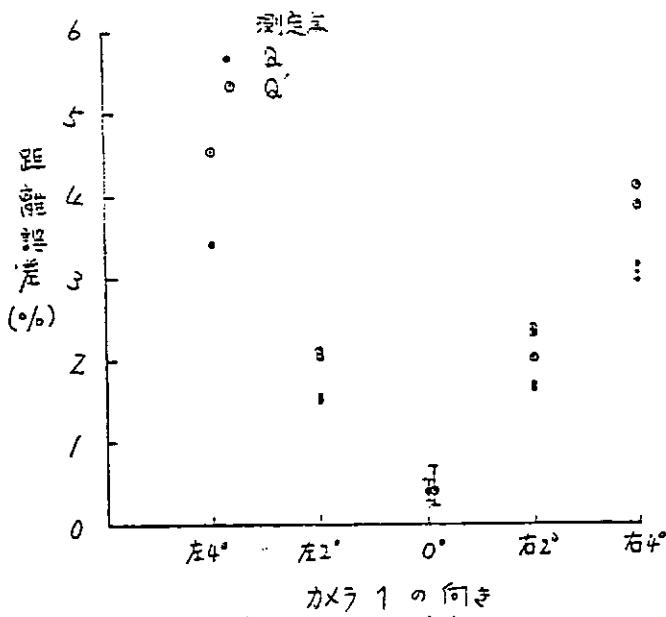
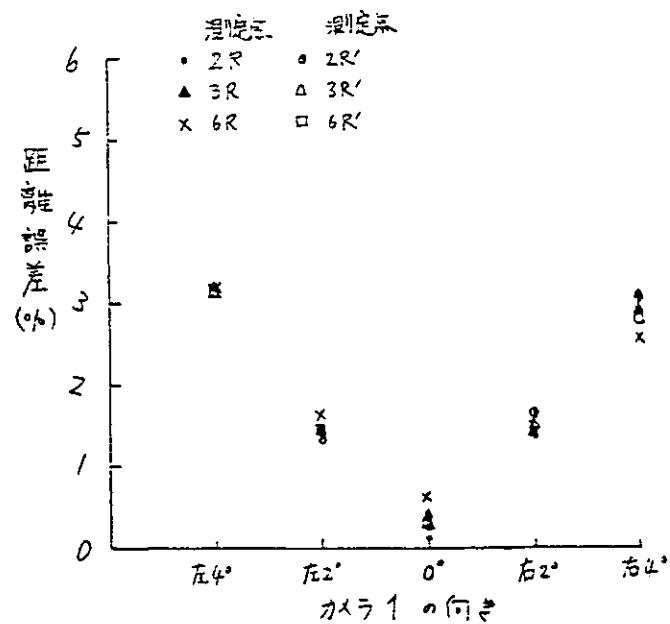
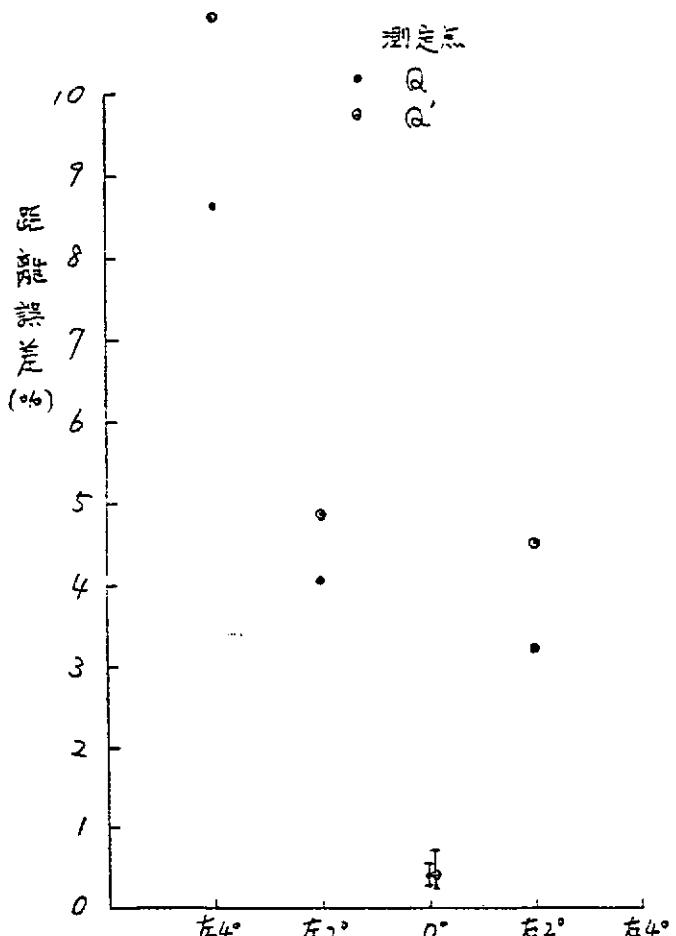


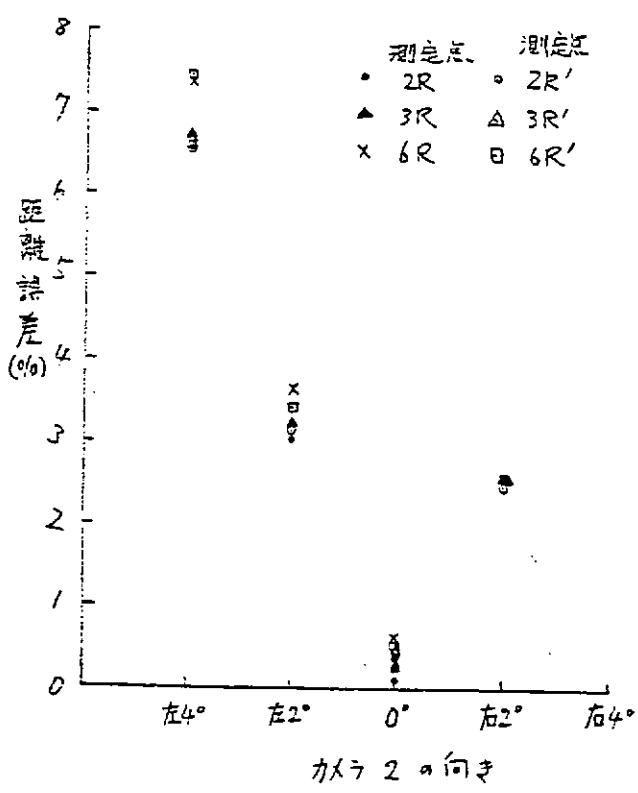
Fig. 2.4.2.4 カメラ1のブレによる誤差

置を示す。また、Fig. 2.4.2.3 に Y-Z 平面（ほぼ鉛直面）内の基準物と測定点の配置を示す。P<sub>1</sub>～P<sub>6</sub> がカメラの標定に用いた標点であり、立方体をなす基準物の 6 つの頂点である。基準物の残りの 2 つの頂点である Q, Q' 及び基準物の前面に配置した 1R, 1R'～6R, 6R' の点について、カメラ 1, 2, 3 の順に、それぞれ左右方向へ角度をブレすことにより発生する誤差を測定した。まず、カメラ 1 (

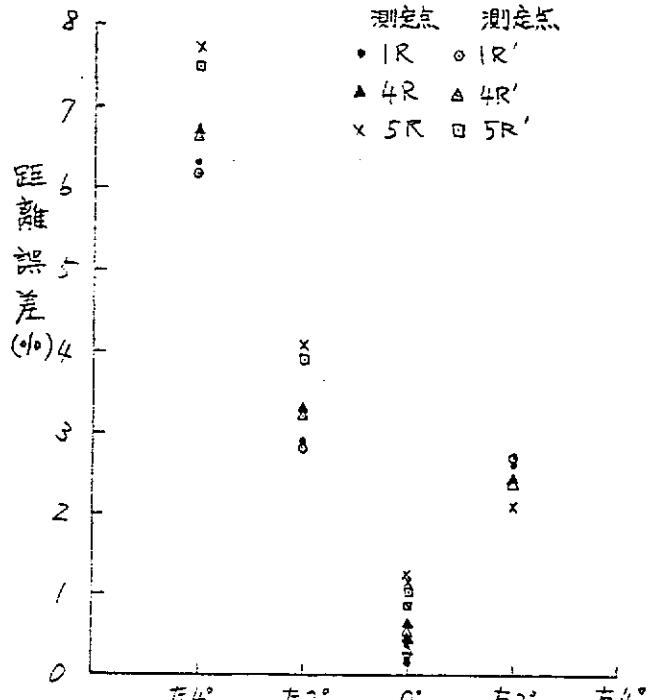
中央のカメラ)をブレした時の結果を Fig. 2.4.2.4 に示す。縦軸の距離誤差とは、真の位置と測定した位置の距離を 3m(基準物とカメラとの距離)で無次元化したものであり、横軸 0° がブレンなしの誤差である。誤差は、カメラのブレ角度に比例して増加する。図の (1) が点 Q, Q' のもので、カメラから遠い Q' 点の方が若干大きな誤差になる。これは、測定原理から言って当然のことと思われる。図の (2) は、基準物に対して鉛直方向中央部に位置する測定点のもので、(3) が鉛直方向下部に位置する測定点のもので



(1) 基準物上の測定点



(2) 鉛直方向中央部の測定点



(3) 鉛直方向下部の測定点

Fig. 2.4.2.5 カメラ 2 のブレによる誤差

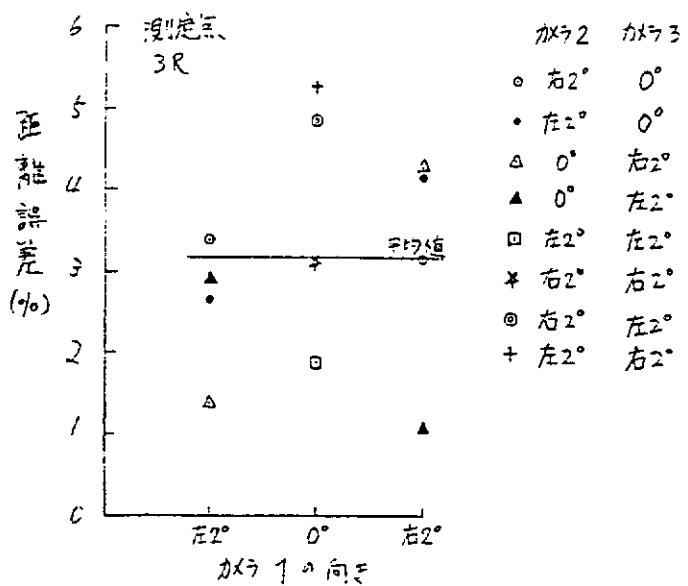


Fig. 2.4.2.6 カメラ2台を同時に2° ブラした時の誤差

ある。5R, 5R'の2点はカメラが正常にセットされた状態でも誤差が大きいが、カメラにブレが生じると他の点と同程度の誤差になる。Fig. 2.4.2.5 に、カメラ2をブラした時の結果を示す。カメラ3をブラした時は、これらの図を中心として左右入れ換えた様な結果になるが、誤差としてはこれより小さく、カメラ1とカメラ2の中間程度で若干カメラ2寄りという誤差になる。カメラ2をブラすると、中央部のカメラであるカメラ1をブラした時に比べて倍程度の誤差になるが、傾向は同じである。最後に、カメラ2台を同時に2° ブラして、3Rの点を測定した結果を Fig. 2.4.2.6 に示す。距離誤差の平均値は 3.1% となり、その標準偏差は 1.3% となった。

2° のブレというのは、3m 先で約 10.5cm のブレになり、これはかなり大きなブレ量である。また、実船実験においてカメラを取り付けた位置付近の船体振動を計測しておけば、それによる誤差を見積もることが可能と思われる。

## 2. 伴流分布の時間変動・歪みに関する文献調査

### ① プロペラ荷重度について

文献1), 2)どちらも、2種類のK<sub>t</sub>について、一様流中のプロペラ前後の流速分布を LDV にて計測している。その他に、1)では伴流中の流速分布を計測しており、2)ではプロペラの回転と同期させることにより回転による流速変動も測定している。Fig. 2.4.2.7 に、一様流中におけるプロペラ軸方向速度の各半径位置における時間平均値の軸方向の変化を示す<sup>2)</sup>。ここに、X はプロペラ面を 0、下流を正

としたプロペラ軸方向座標であり、 $V$  はプロペラ前進速度である。また、実験に使用したプロペラの主要目を Table 2.4.2.1 に示す。 $X/D=-0.5$ ，すなわち、プロペラ位置よりプロペラ半径分上流では、全体に一様流速より若干加速されているものの、半径方向にはほぼ一様な速度分布になっている。また、伴流中では、wire-mesh で作成した伴流ではあるが、この位置でプロペラ無しの場合とほぼ同じ速度分布が得られている<sup>2)</sup>。従って、プロペラよりプロペラ半径分上流では、propeller suction の影響は流れを局所的に加速するという訳ではなく、一様に加速するのみであると考えることができる。

Table 2.4.2.1

模型プロペラの主要目<sup>2)</sup>

Diameter (m)	0.300
Boss ratio	0.313
Pitch ratio	0.350 (const.)
Exo. area ratio	0.515
Blade thickness ratio	0.048 (at root)
Angle of rake	0°
Number of blade	3
Blade section	NACA 4 digit

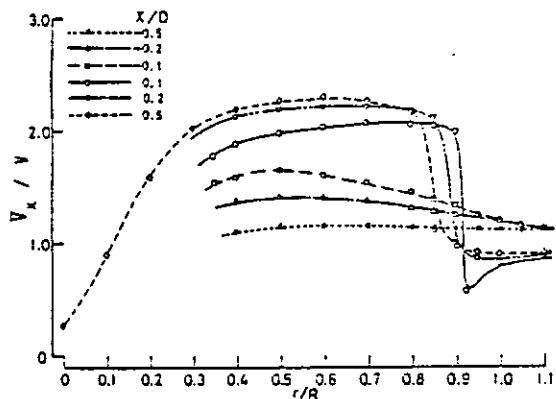


Fig. 2.4.2.7  
軸方向流速  $V_x$  の円周方向平均値の分布  
(  $J=0.364$ ,  $K_T=0.183$  )<sup>2)</sup>

## ② 船速整定度について

速力試験においてはマイルポストの通過に要する時間を通常測定するが、本測定法はトレーサの位置を時間を追って求めるものであるから、通過時間の短い方法で船速を求めるのは非現実的であろう。できれば、測定中に適当な時間間隔で対水速度を計測しておくことが望ましい。

実際の測定を想定して、必要な点数の測定を行うにはどの位時間がかかるかを予測する。前節のアンケート結果から、ある断面で 60 点の計測データを得ることを想定する。来年度購入予定のフレームメモリの容量から、1 個のトレーサを時間を追って 6 回写し込む（流速 5m/s, フレーム間隔 33ms ならば、移動距離は約 83cm）ものとすれば、空間位置の測定は  $6 \times 60 = 360$  回行うことになる。一方、現システムで 135 回の測定の平均時間を算出したところ、1 回当たり約 25 秒の測定時間となった。単純に掛け算をすると、 $25 \text{ 秒} \times 360 \text{ 回} = 2.5 \text{ 時間}$  となる。実際には、トレーサが流れてくるまでの待ち時間や画面をハードディスク等にバックアップするための時間も必要であるから、おそらく 4 ～ 5 時間は必要になる

ものと思われる。以上の予測には未だ不確定の要素も多く、今後本システムが流場計測システムとして完成してゆくにつれ、予測を正確なものにしてゆく必要がある。

### ③ あて舵、水深について

あて舵については、直接的な資料が見当たらない。Fig. 2.4.2.8<sup>3)</sup>によれば、直進中に舵への直圧力が0になる舵角がせいぜい2°程度であり、Fig. 2.4.2.9<sup>4)</sup>によれば、舵への流入角による伴流係数の変化はそれ程大きくなないので、あて舵の影響はあまり大きくなないと考えられる。また、Fig. 2.4.2.10<sup>5)</sup>によれば、舵位置での伴流係数ではあるが、吃水の4倍程度の水深ではほぼ無限水深での値と同じと見なし得ることが分かる。しかしながら、これらについては、遠方試験に準じる形で測定しておくべきであろう。

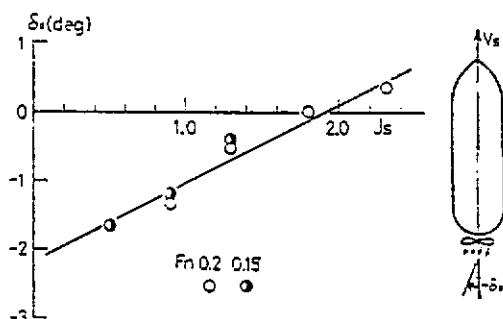


Fig. 2.4.2.8

船体直進時において舵の直圧力  
が0になる舵角<sup>3)</sup>

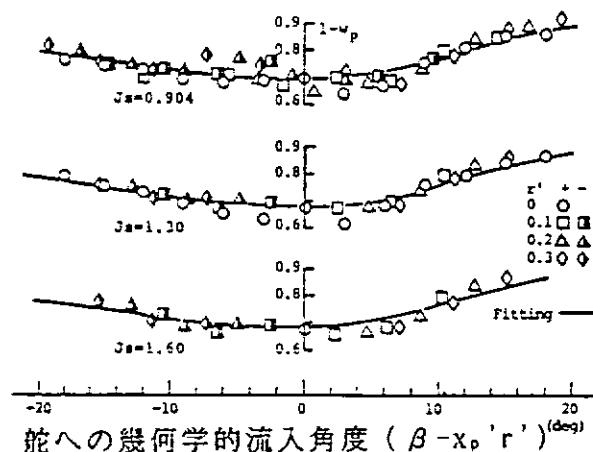


Fig. 2.4.2.9

舵に対する幾何学的流入角度が有効伴流  
係数に及ぼす影響<sup>4)</sup>

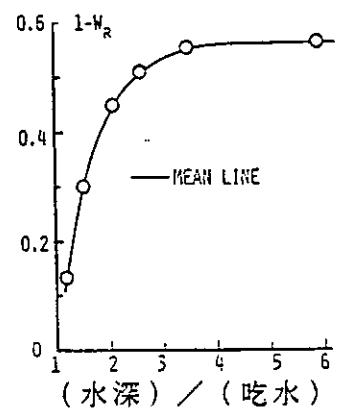


Fig. 2.4.2.10

舵位置での有効伴流係数に  
対する水深の影響<sup>5)</sup>

#### ④ 船体動揺、波浪について

文献6), 7), 8)によると、波浪中での時間平均の伴流分布は平水中のものより加速され、プロペラボスに近くなる程加速量が大きくなる。

まず、長さ 4m、長さ幅比 6.81、幅吃水比 2.83 のコンテナ船模型を用いた実験結果を Fig. 2.4.2.11~16<sup>7)</sup>に示す。プロペラ面に円環式伴流計測装置を取り付け、正面規則波中及び平水中の曳航状態において、各半径位置での一周平均の伴流係数を測定している。また、船体運動は自由にしており、フルード数  $F_n = 0.20$  で実験している。波高船長比 1/50 における  $1-w_n$  の半径方向分布を波長船長比 ( $\lambda/L$ ) をパラメータとして、平水中のものとともに Fig. 2.4.2.11 に示す。波浪中ではボス近くで流れが加速され、一様流に近くなる。これらの実験結果を波浪中と平水中の  $1-w_n$  の比で表したもののが Fig. 2.4.2.12 である。0.5R 位置で平水中の流速より 5% ~ 25% 程度加速されており、船体運動の激しい  $\lambda/L = 1.1$  の場合が最も大きい。但し、0.6R 位置よりチップ側では、加速量は大きくても 1 割程度である。また、この加速は波そのものによるものではなく、波による船体運動により誘引されたものである。Fig. 2.4.2.13, Fig. 2.4.2.14 に、それぞれ、波浪中で模型船の運動を拘束した場合と平水中で模型船を強制ピッチさせた場合の  $1-w_n$  の比の変化を示す。前者では加速量は数%程度であるのに対し、後者では Fig. 2.4.2.12 と非常に似た結果が得られている。Fig. 2.4.2.15 に、波高が変化した場合の  $1-w_n$  の比の変化を示す。波高に対してほぼ線形に増加している。但し、Fig. 2.4.2.16 に示すように、ピッキング振幅に対しては 2 次曲線的に増加する。

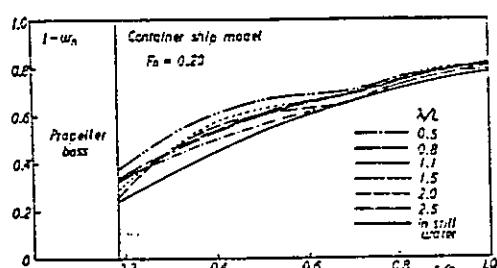


Fig. 2.4.2.11

平水中と波浪中におけるプロペラ面での  $(1-w_n)$  の分布<sup>7)</sup>

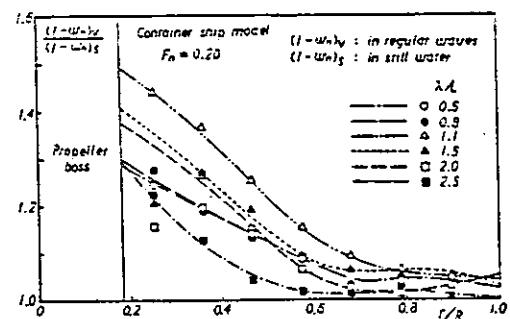


Fig. 2.4.2.12

波浪中と平水中の  $(1-w_n)$  の比の分布<sup>7)</sup>

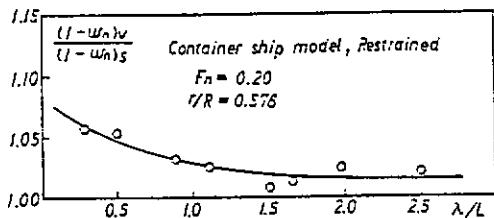


Fig. 2.4.2.13

船体の運動を拘束した状態での波浪中と平水中の  $(1-w_n)$  の比の変化<sup>7)</sup>

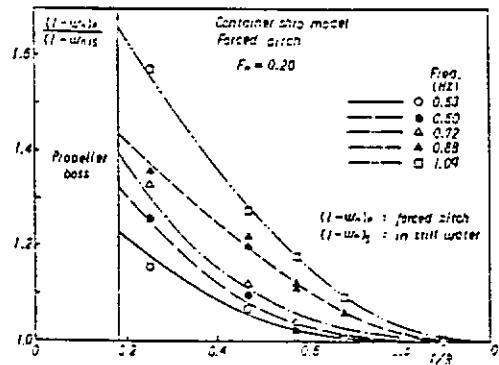


Fig. 2.4.2.14

平水中で強制ピッキング運動させた状態とそうでない状態の  $(1-w_n)$  の比の分布<sup>7)</sup>

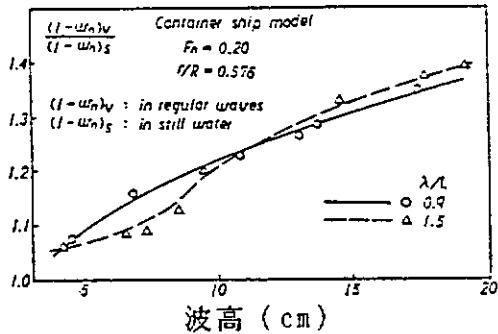


Fig. 2.4.2.15

波浪中と平水中の  $(1-w_n)$  の比に対する波高の影響<sup>7)</sup>

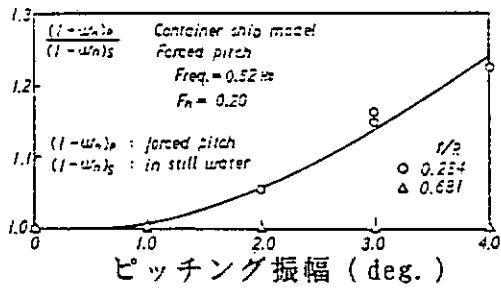


Fig. 2.4.2.16

平水中で強制ピッキング運動させた状態とそうでない状態の  $(1-w_n)$  の比に対するピッキング振幅の影響<sup>7)</sup>

最近行われた実験結果を Fig. 2.4.2.17~21<sup>8)</sup> に示す。長さ 6.0m と 4.5m の自動車専用運搬船の相似模型を用い、波長・船長比 1.0、波高・船長比 1/66.7 の正面規則波中と平水中で、プロペラ位置の伴流分布を計測している。計測には円環伴流計と 5 孔ピトー管を用いている。Fig. 2.4.2.17 と 18 は、

Fig. 2.4.2.11 と 12 に対応するものであり、同様の結果が得られている。

Fig. 2.4.2.19 は、プロペラ面での平水中の伴流分布と規則波中の時間平均した伴流分布を比較したものである。両者に大きな差は見られない。但し、流速の時間変化は大きい。Fig. 2.4.2.20 は、ピッキングの信号が船首を上げる方向に 0° を横切った時刻を 0° として、位相  $\pi/2$  と  $\pi$  の時刻の伴流分布を示したものである。分布形状は大きく異っている。しかしながら、これにはプロペラの作動の影響が大きく、自航状態では流れの方向の変化が少なくなる。Fig. 2.4.2.21 は表面タフ

ト法による流れの可視化結果であり、タフトの揺れを扇型に描いて表している。上段が平水中、下段が波浪中のもので、左側の2つが抵抗試験状態（プロペラなし）、右側の2つが自航状態（プロペラあり）のものである。自航状態では波浪中でもタフトの揺れ幅は小さく、平水中のものとあまり変わらなくなる。

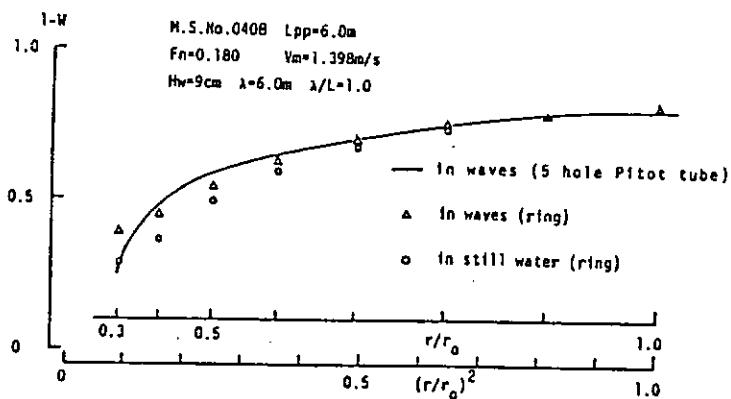


Fig. 2.4.2.17

波浪中と平水中の一周期平均の  
( $1-w_n$ ) の変化<sup>8)</sup>

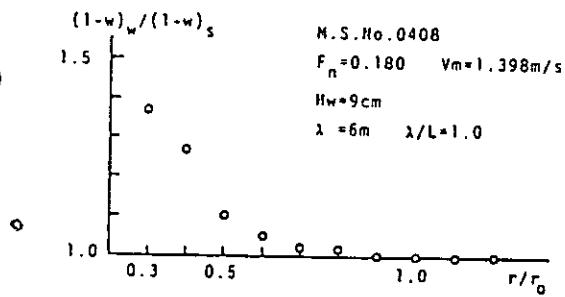


Fig. 2.4.2.18

波浪中と平水中の ( $1-w_n$ ) の比の分  
布 (円環伴流計)<sup>8)</sup>

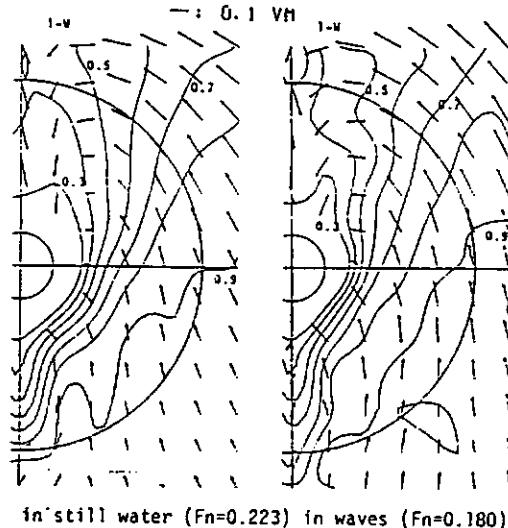


Fig. 2.4.2.19

平水中と波浪中の時間平均の伴流  
分布の比較 (5孔ピトー管)<sup>8)</sup>

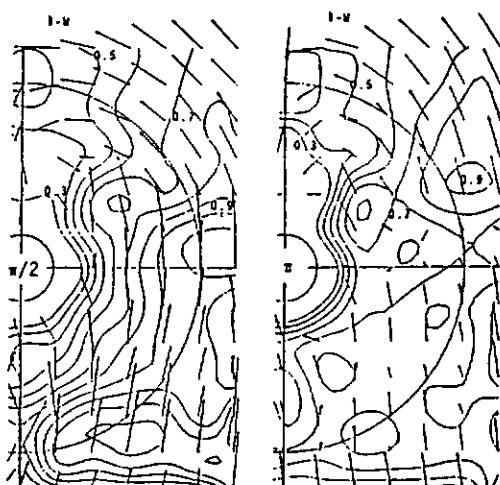


Fig. 2.4.2.20

波浪中の伴流分布の時間変化 (5孔  
ピトー管), Fn=0.180<sup>8)</sup>

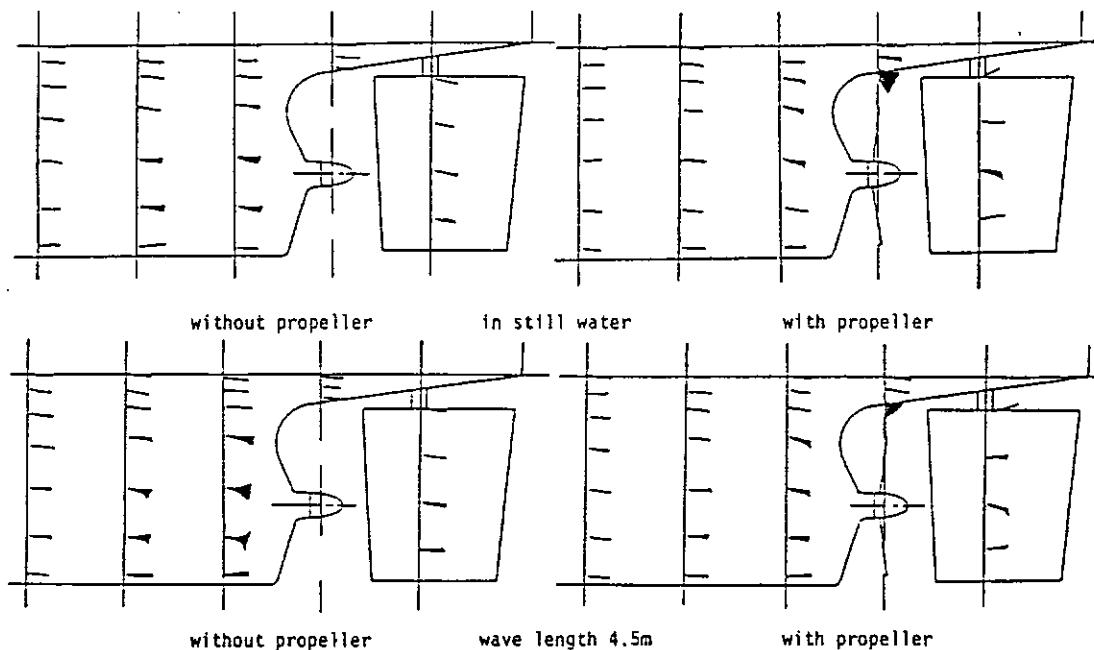


Fig. 2.4.2.21 表面タフト法による可視化実験におけるタフトの揺れ幅の比較  
 $(L_{pp}=4.5\text{m}, F_n=0.180, N_p=12.1\text{rps})$  <sup>8)</sup>

以上をまとめると、波浪が伴流分布に及ぼす影響は、波そのものよりも波による船体運動が支配的である。船体運動と伴流の変形との定量的な関係は資料不足のため明確にはできないが、実船実験において少なくとも船体運動を計測しておけば、それに合わせた模型実験を行うことによりその影響を見積もることが可能であると考えられる。また、自航状態で測定すれば、時間変化の影響もそれ程大きくないものと思われる。

### 3. 参考文献

- 1) 田岡賢輔：船用プロペラのキャビテーションに関する研究——特にその粘性影響について——，東京大学修士論文，1981
- 2) 小山鴻一 他：レーザ流速計による船用プロペラまわりの流場計測，機械学会論文集（B編），51巻 466号，1985
- 3) 仲渡道夫 他：船の加減速運動に関する実験的研究（第2報），日本造船学会論文集，第144号，1978
- 4) 小瀬邦治 他：Ⅲ. 操縦運動の数学モデルの具体化——船体・プロペラ・舵の相互干渉とその表現，第3回操縦性に関するシンポジウム，日本造船学会，1981

- 5) 藤野正隆, 石黒剛: 浅水域における操縦数学モデルの検討——とくに舵利きパラメータに対する浅水影響, 日本造船学会論文集, 第156号, 1984
- 6) 新谷厚 他: 第4章 波浪中の馬力増加, 第2回耐航性に関するシンポジウム, 日本造船学会, 1977
- 7) 中村彰一 他: コンテナ船の波浪中推進性能に関する研究(第1報~第5報), 関西造船協会誌, 156号~162号, 1975~1977
- 8) 武井幸雄 他: 波浪中における船尾伴流の実験的研究, 第46回船舶技術研究所発表会, 1985

## 2. 4. 2. c. 海水の透明度について

### 1. 海水中の光の伝播<sup>1)</sup>

#### (1) 散乱損失

水中に含まれる微粒子により光が散乱されて減衰する。その結果、水中における光の通過距離は空気中より大幅に短縮されてしまう。また、光源を観測者と並べた場合、もともと散乱によってボンヤリしている目標物はいくら照度をつよくしても決してよく見えるようにならない。この場合、常に有効とは限らないが、散乱現象が最小となる緑の領域で狭いスペクトル幅の照明を使うことも考えられる。

#### (2) 吸収損失

水中における光の吸収は水の分子、有色の粒子状物質および有色の溶存物質による三つおりに分類できる。しかし、塩分による光の吸収損失はない。この事実から清水によるシミュレーション試験が可能である。有色物質の典型として、生物の遺骸の産物の黄色物質がある。種々の資料について測定した結果、すべての資料に対して明瞭な減衰の最小点が可視光線スペクトルの青一緑の領域に見られる。(Fig.2.4.2.22)

### 2. 海水条件<sup>2)</sup>

#### (1) 調査方針

海域は対象船によって異なる。したがって、対象船が決定してから、より詳細な調査を行う必要がある。

また、季節、時刻、水深、水温、気象、海象によって答えは変わってくることを念頭に調査する必要がある。

#### (2) 海域別の透明度

日本近海では種々の機関で海洋調査を行っているが、海洋気象台所属の観測船が行っている観測が、通常の気象、海象の他に、海水中に含まれる化学成分、プランクトン、油汚染状況などが含まれていて最も良い。

相模湾； プランクトンの生物群では、ミシンコが優先しており、他の海域でみられる珪藻類の出現は少ない。透明度の季節変化は春から秋にかけて透明度が落ち、冬に回復するパターンが普通であるが、相模湾の場合12月から3月にかけて最も透明度が高く、透明度は25～30mである。

紀伊沖； 紀伊沖の情報は余り多くない。ごく沿岸を除けば、おおむね、年間を通じて20～30mで、相模湾に比べれば透明度は高いと考えられる。また、季節変化は余りないが、プランクトンが発生する春季は透明度が落ちる様である。

五島列島沖； 日本近海の海水の透明度は一般に水深の大きい所では、黒潮系で30～40m、親潮系で10～15mといわれている。文献調査した結果、九州西海区の透明度については、水深200mを越える所では、大体20～30mの値であるが、水深100m以下の所では全般的にこれより透明度は悪く、10m以上のケースはほとんどない。水深が60m位の所でも時と場合によっては透明度3m以下のケースも見られるので、水深が十分ある試運転海域でも常に透明度が高いとは限らないことが判明した。

### (3) 船速と喫水の影響

Fig.2.4.2.23に船速の相違による海水中の粒子分布計測結果が示されている。

直径 80 ミクロン以上の粒子については、船速が高いとき大きな粒子が増加する。これは、船速の増加にしたがって気泡が海水に混入することを意味している。

実船のキャビテーション観測の経験から、喫水が浅いときは観測窓の直前を横切るあわによる観測の困難が生ずることが考えられる。したがって、実船伴流計測に際し、計測可能な船尾喫水について実施し、他の状態の計測は断念せざるを得ないであろう。

### 参考文献

- 1) 海洋工学ハンドブック 丸善
- 2) SR-183 昭和56年度報告

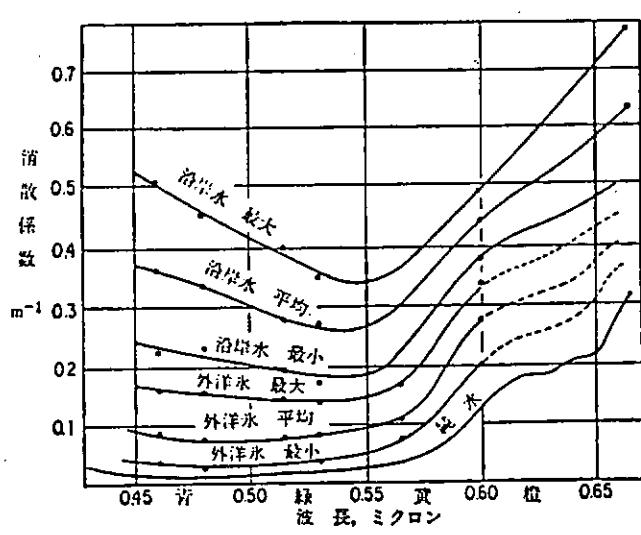


Fig.2.4.2.22 光の波長にたいする消散係数

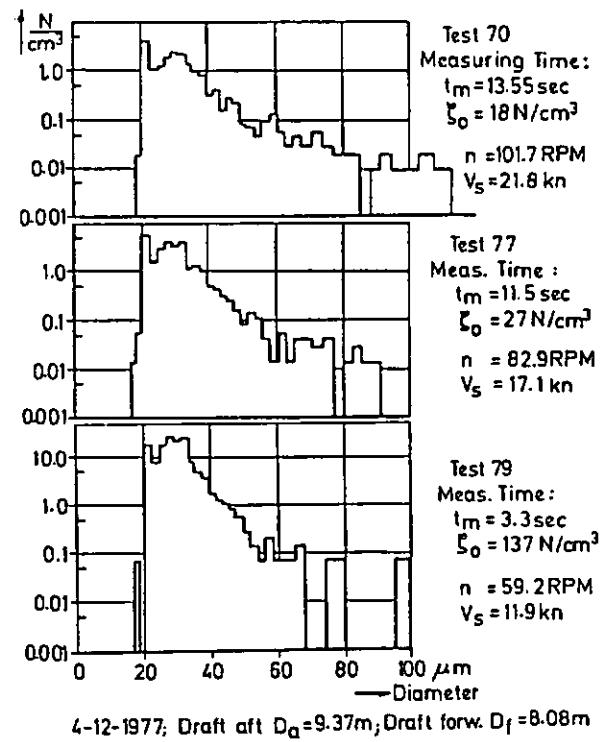


Fig.2.4.2.23 船速と粒子密度

### 2.4.3 画像処理による速度測定法に関する調査

近年、流れの可視化画像を画像処理することにより流速分布を測定しようという試みが多くなされている<sup>1)</sup>。それらはすべて、流体と同じ速度で移動するトレーサーの速度を計測することにより流速を求めるという方法を探っている。本研究部会で開発中の実船伴流測定法も、基本的には全く同じものである。そこで、過去の文献の中からこの様な方法で流速を測定しているものを選択し、以下にあげる項目別にその特徴を分類した。

- 1) 計測できる速度は2次元のものか、3次元のものか？
- 2) 測定システムの構成
- 3) 空間分解能（1画面当たりの画素数）
- 4) 時間分解能
- 5) 結果が即時に得られるか。画像処理装置の能力から言って、どの文献のものも（本研究部会で開発中のものも）結果をリアルタイムで得ることは不可能である。この項目は、結果を実験途中に（もしくは実験終了後せいぜい数10分程度に）確認することができる程度の高速処理が可能かどうかという意味である。
- 6) 多数のトレーサーの同時追跡が可能か。
- 7) その他

結果を Table 2.4.3.1 に示す。どの測定も実験室で行われており、今回目指している out-door での計測は行われていない。2, 3, 5~9 の測定法は、可視化写真（もしくは映画、hologram）をデジタル画像処理するものである。これらの方法は少なくともフィルムを現像してからでないと測定を行えないため、実船実験の様に実質上やり直しのできない実験には向きと言えよう。また、写真をさらにTVカメラで撮影したり、デジタイザで読み取ったりしているため、画像の歪みによる誤差が拡大するものと考えられる。4の方法は、可視化画像をVTRに録画して、ストップモーションで再生することにより解析している。簡便な方法ではあるが、文献中でも述べられているように、VTRに記録することにより画質がかなり低下してしまうのが最大の欠点である。画面全体の記録が簡単に残ることは魅力ではあるが、3次元測定の原理及び実船実験における記録前の画質そのものの低下を考えると、VTR記録による画質の低下が測定結果に非常に大きな誤差を及ぼすことも十分考えられる。1の方法は今回調査した中で最も現実味のあるものであり、本研究部会で開発中のものも基本的には全く同じものである（1の方法は物体形状の認識まで行おうとしており、そのために計算機

や周辺機器にはかなり高級なものを使用しているが）。他の方法ほど深刻ではないが、この方法でも処理の高速化を妨げているものは画像の記録である。この方法では画像の記録にMT（磁気テープ）を用いているが、それでも1画面の記録に約1.7秒かかっており、そのためにCPUにかなり大きなメモリを必要としている。この方法も、未だ開発段階にあると言える。

これらの調査結果から本研究部会で開発中の測定法を考えると、まず、画像を高速のRAM（いわゆるFrame Memory）に順次リアルタイムで取り込み、データ処理を行う前にカセットストリーマ付きのハードディスク（TEACから記憶容量10MB（画素数512x512、輝度レベル256階調のモノクロ画面で40画面分）のものが約50万円で市販されている。10MBのデータを2分でカセットテープにバックアップできる）にRAMのデータをコピーする。次に、RAMに残っているデータを精度を多少犠牲にしてもなるべく高速に処理して満足すべき結果が得られるかどうかをチェックすると同時に、ハードディスク内のデータをカセットテープにバックアップする。その後、別のデータをカメラから取り込みに行き、上記の過程を繰り返す。最後に、カセットテープに記録したデータを再生して精度良い解析を行い、結果を得るという手順が最も現実的であると考えられる。

#### 参考文献

- 1) 高木幹雄、小林敏雄：流れの可視化と画像処理（第1回）、（第2回），流れの可視化学会誌，Vol.3 No.8, No.11, 1983
- 2) Doi, J. and Miyake, T. : Three-dimensional flow analysis by on-line particle tracking, 3rd Int. Symp. Flow Visual., Ann Arbor, 1983
- 3) Chang, T.P. and Tatterson, G.B. : An automated analysis method for complex three dimensional mean flow fields, 3rd Int. Symp. Flow Visual., Ann Arbor, 1983
- 4) Yano, M. : Simultaneous measurement of velocity and density, 3rd Int. Symp. Flow Visual., Ann Arbor, 1983
- 5) 笠 源亮：画像処理の水路流速計測への応用，流れの可視化学会誌，Vol.2 Suppl., 1982
- 6) Balint, J.L., Ayrault, M. and Schon, J.P. : Quantitative investigation of the velocity and concentration fields of turbulent flows combining visualization and image processing, 3rd Int. Symp. Flow Visual., Ann Arbor, 1983
- 7) 小林敏雄 他：可視化技術と画像処理技術の円柱まわりの流れへの適用，流れの可視化学会誌，Vol.2 Suppl., 1982

- 8) Kobayashi, T., Ishihara, T. and Sasaki, N. : Automatic analysis of photographs of trace particles by microcomputer system, 3rd Int. Symp. Flow Visual., Ann Arbor, 1983
- 9) 小林敏雄 他 : 流脈の追跡とそのディジタル画像処理, 流れの可視化学会誌, Vol. 4 Suppl., 1984
- 10) 小林敏雄 他 : 逆流を含む二次元流れ場の画像処理システムの開発, 流れの可視化学会誌, Vol. 5 No. 17, 1985
- 11) Imaichi, K. and Ohmi, K. : Quantitative flow analysis aided by image processing of flow visualization photographs, 3rd Int. Symp. Flow Visual., Ann Arbor, 1983
- 12) Iwasaki, I. and Tanaka, H. : On the flow visualization and turbulent measurement on the ripple models, 3rd Int. Symp. Flow Visual., Ann Arbor, 1983
- 13) 萩野弘彦, 和田健一郎, 中山泰喜 : 流体素子内の流れの画像処理, 流れの可視化学会誌, Vol. 5 No. 17, 1985

Table 2.4.3.1 (その1) 画像処理による速度計測に関する文献調査結果

No.	文献 No.	2次元か 3次元か	測定システムの構成	空間分解能	時間分解能	結果が即時に 得られるか	多数のトレーサの同時計測が 可能か	その他
1 2)	3次元	CCD-TVカメラ3台+画像処理装置+ カメラ制御用CPU1台+演算用CPU1台	512(H)x 480(V) カメラは 384(H)x 489(V)	16.7ms	可.	不可.		物体の形状も認識できる。
2 3)	3次元	ステレオ16mm映画+マイクロジッタイザ +画像処理装置(汎用コンピュータ??)	2048x2048	映画のフレ ーム速度に よる。	不可.		可. 但し、カメラが平行に配 置されていることなどを利用 しており、処理方法も複雑。	
3 4)	2次元. 但し、原 理的には 3次元も 可。	レーザ holography+TVカメラ(?) 画像処理装置(パソコン??)	256x256	ms~50ms オーダー	不可.		可. 映像間の相間を利用して おり、むしろ多數のトレーザ のある場合に向く。但し、処 理は複雑。	密度分布も測定している。
4 5)	2次元	ストロボ+TVカメラ+VTR+	同上	33ms	可. 但し、画 質がかなり低 下する。	可.		トレーザ粒子の識別法について詳 しく書かれている。
5 6)	2次元	パルス的平行光(5Wレーザ+回転鏡) +写真(又は16mm映画)+ ビジコンカメラ+画像処理装置	640x512	1ms~40ms	不可. 解析可 能な映像を人 間が選択。	不可. 数個まで.		エアロゾル濃度も計測しており、 むしろこちらの方が主。
6 7)~10)	2次元	写真+TVカメラ+画像処理装置+ 汎用コンピュータ	512(H)x 480(V)	カメラの露 光時間によ る。	不可.	可.		流速は写真に写っているトレーザ 像の長さと露光時間から算定。 粒子画像の処理法について詳しく 書かれている。

Table 2.4.3.1 (その2) 画像処理による速度計測に関する文献調査結果

No.	文献 No.	2次元か 3次元か	測定システムの構成	空間分解能	時間分解能	結果が同時に 得られるか	多数のトーサの同時計測が 可能か	その他
7 11)	2次元	写真+自動デジタイザ(X-Yプロッタ + 光学濃度計)+汎用コンピュータ	1500(H) × 1110(V)	カメラの露 光時間によ る。	不可。逆流域 を人間が判別 ・デジタイザ の入力に約13 時間かかる。	可。	流速は写真に写っているトーサ 像の長さと露光時間から算定。 画像処理、データ処理の方法が詳 しく書かれている。	
8 12)	2次元	写真+デジタイザ+パソコン		不明	同上	不可。	可。	流速は写真に写っているトーサ 像の長さと露光時間から算定。
9 13)	2次元	写真+デジタイザ(タブレット)+ 汎用コンピュータ		不明	同上	不可。	可。	流速は写真に写っているトーサ 像の長さと露光時間から算定。

#### 2.4.4 画像処理による速度測定法の機能調査試験

##### 1. 目的

実船伴流の測定にはこれまでピトー管、レーザー流速計などが使用されている<sup>1)</sup>が、それらは、実船実験という過酷な条件下では、確実性、コストの面で必ずしも有効な方法とは言えない。一方、近年長足の進歩を遂げている画像処理工学の成果を利用して、トレーサ法による流れの可視化画像をもとに流速分布を測定しようという試みが、最近各所で行われ始めている<sup>2)</sup>。この方法は、高い精度は期待できないものの、適切なトレーサさえ得られれば複数台のカメラを船体外板等に取り付けるだけで良いこと、さらに、近年の電子工学分野の発展により高精度・低価格の画像処理装置も開発されつつあることから、簡便かつ確実な測定法として期待できる。本年度は5ヶ年計画の初年度でもあり、空気中に静止した物体の空間位置をこの方法により測定し、その誤差評価を行う。移動物体を時間を追って計測して流速を算出すること、屈折補正を行って水中の物体を計測すること、トレーサ及びその流出法の開発などは次年度以降行うこととする。

##### 2. 測定原理

本方法の測定原理は、航空写真測量の分野で広く用いられているステレオ写真法<sup>3)</sup>と同じである。Fig. 2.4.4.1 に示すように、空間位置と方向が既知のカメラにより目標とする物体を撮影すれば、カメラから物体が見える方向に延ばした直線上に物体が存在することになる。従って、少なくとも2台のカメラにより物体を撮影すれば、それぞれの直線の交点として物体の空間位置が与えられることに

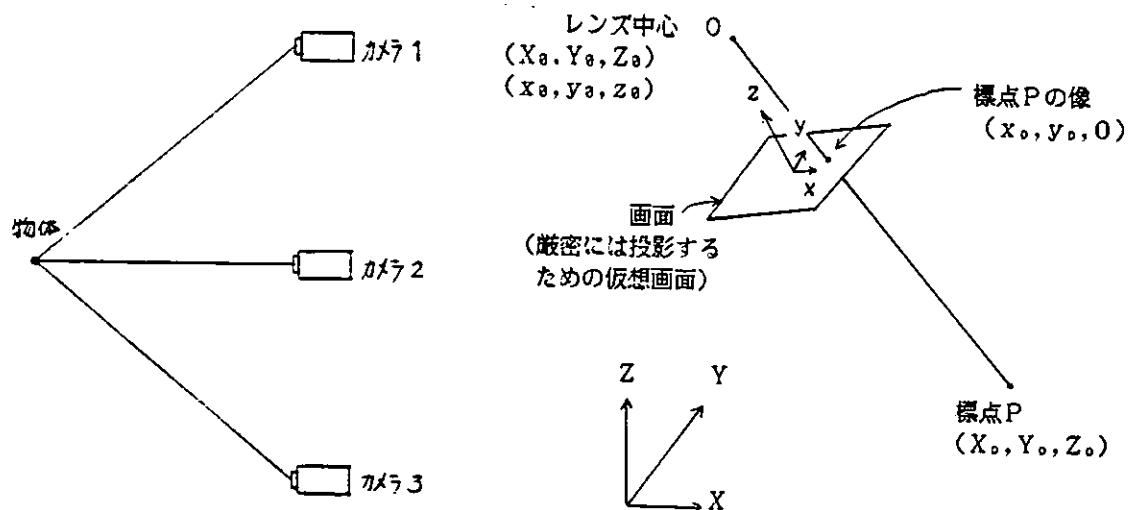


Fig. 2.4.4.1 空間位置測定原理

Fig. 2.4.4.2 画面の標定

なる。今回は、測定精度が向上する、誤差評価が可能になるなどの理由で、3台のカメラを使用する。

測定は大きく分けて以下の2つの手順で行う。

### (1) 画面の標定

まず、各カメラの位置と方向を知ること（これを画面の標定と言う）が必要になる。これを空間位置が既知の基準点（これを標点と言う）をもとに算出する。Fig. 2.4.4.2 のように空間固定の座標系 ( $X, Y, Z$ ) と画面固定の座標系 ( $x, y, z$ ) を定義し、カメラの位置と方向を2つの座標系におけるレンズ中心の座標値 ( $X_0, Y_0, Z_0$ ), ( $x_0, y_0, z_0$ ) と  $x, y, z$  軸の  $X, Y, Z$  軸に対する方向余弦で表すものとする。すなわち、未知数は  $X_0, Y_0, Z_0, x_0, y_0, z_0$ 、方向余弦9個の合計15個となる。これらの未知数を標点の空間位置 ( $X_b, Y_b, Z_b$ ) と画面位置 ( $x_b, y_b$ ) をデータとして非線形最小2乗法で求める。未知数と式の数の関係から標点は最低5個必要であるが、今回は、後述のようにもう1点増して6点の標点を用いる。

### (2) 目標物の空間位置の測定

それぞれのカメラの位置と方向が知れれば、目標物の画面座標をデータとして空間位置を求めることができる。そのさい、目標物の ( $X, Y, Z$ ) 座標値をそのまま未知数として取り扱うと式が未知数に関して非線形になり、計算時間がかかるため実用的でない。そこで、各カメラのレンズ中心から目標物までの距離を3つの未知数として線形最小2乗法により最確値を求め、それにより目標物の空間位置を算出し、その平均値を空間位置とするという手法を探る。

以上の処理の流れを Fig. 2.4.4.3 に示す。

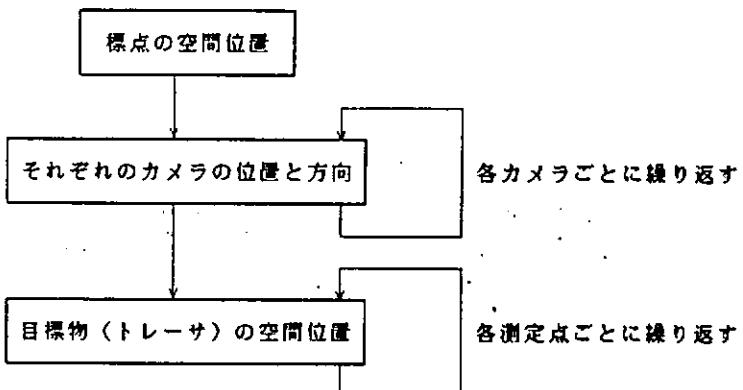


Fig. 2.4.4.3 測定手順

## 3. 測定システムの構成

実船実験は簡単にやり直しのできない実験であるから、実験現場において少なくとも有効なデータが得られているかどうか判断できる測定システムである必要がある。その点では、写真のように現像しなければデータが得られない様な方法では非現実的であり、TVカメラから得た画像を直接処理する測定システムとす

Table 2.4.4.1 画像処理装置及びCCDカメラの仕様

イメージプロセッサー (nexus 6400)

【概要】	バイブルайн型のプロセッサーを搭載し、カラー画像をカメラよりリアルタイムに取り込み、かつ高速に画像処理・演算を行なうことが出来るイメージプロセッサーである。
【仕様】	CRT . . . . . 14インチ高解像度RGBモニター 分解能 . . . . . 512×180画素 カラー表示能力 . . . . . 1600万色同時表現可能 ズーム機能 . . . . . 1, 2, 4, 8倍 スクロール機能 . . . . . X, Y方向共1ドット毎にハードウェアスクロール イメージメモリ . . . . . 512×512×8ビットのメモリを4枚 標準装備（モノクロ1画面が1枚に対応） 同上増設能力 . . . . . 外部にて最大60枚まで拡張可能 マルチ画面機能 . . . . . 最大16コマまでの画像を連続してリアルタイムに取り込むことが出来る。 画素縦横比 . . . . . 1:1 イメージプロセッサー . . . リフレッシュタイム(33ms)で全画面領域の演算を完了。8ビット/16ビット演算可能 面積計算処理 . . . . . ハードウェアにて標準装備

CCDカメラ (XC-38)

【概要】	固体撮像素子を用いたビデオカメラで、超小型高感度低残像、焼付・图形歪などの心配がない。
【仕様】	撮像素子 . . . . . インターライン方式 CCD 固体撮像素子 有効画素数 . . . . . 384(H) × 491(V) 撮像面積 . . . . . 8.8mm × 6.6mm 水平解像度 . . . . . 280本 垂直解像度 . . . . . 350本 感度 . . . . . 400 Lux F4 S/N比 . . . . . 46dB以上

る必要がある。また、前述のように、本測定法は水中のカメラで撮影した画像を出発点とするものであるから、カメラには以下のことが要求される。

- ①なるべく歪みが少なく、鮮明な画像が得られること
- ②水中使用を考えると、小型の方が良い
- ③実船に取り付けることを考えると、振動に強くなければならない

これらのことから勘案して、近年開発された固体撮像素子カメラのうち最も実用性の高いソニー製のCCD(電荷結合素子)カメラ XC-38 を、また、画像処理装置

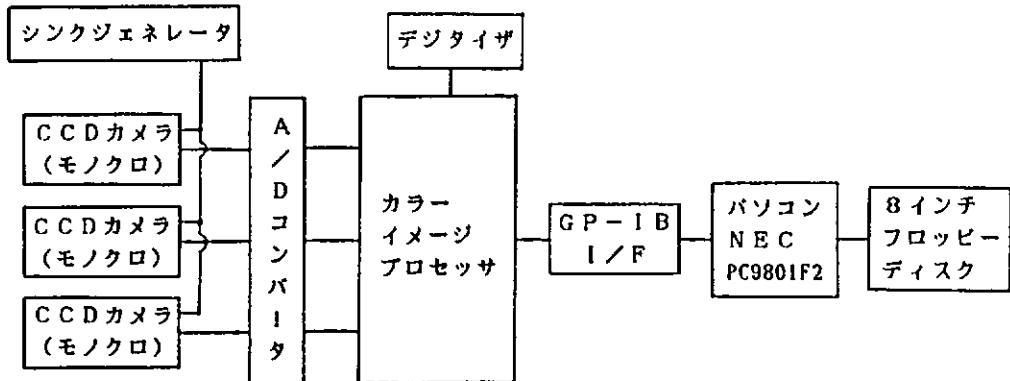


Fig. 2.4.4.4 測定システムの構成

としては機能と価格のバランスからネクサス製のカラーイメージプロセッサ nexus 6400 を採用した。その仕様を Table 2.4.4.1 に、全体の構成図を Fig. 2.4.4.3 に示す。CCDカメラはすべてモノクロで、それぞれをカラーイメージプロセッサの赤・緑・青の3つの入力端子に接続して、3つのモノクロ画面を同時に取り込む様にした。目標物の画面座標は GPIB I/F を通して NEC 製のパソコン PC9801F2 に送られ、画面の標定や空間位置の測定に関する計算はすべてパソコンで行うシステムになっている。画面座標の入力には、デジタイザをマウスの如く用いて行う方法と、画像処理を行って物体の像の面心位置を計算する方法の2つを選択できる。後者の方が精度は高いが、画像処理にかなりの時間が必要（1画面当たり約 30 秒）になるため、全体の測定時間は大幅に増加する。なお、今年度は、パソコン側での計算プログラムの問題で、画像処理によるデータの入力は行えなかった。すなわち、今年度得られた結果は、データの入力にデジタイザを用いたものである。但し、今年度はすべて完全に静止した物体を測定しているため、それにより生じる誤差はごく小さいものと考えられる。

#### 4. 測定結果（測定誤差と計算時間）

アングルと紐を用いて Fig. 2.4.4.5 のような 1辺約 50cm の立方体の基準物を作成し、Fig. 2.4.4.6 のように基準物とカメラを配置した。基準物とカメラの距離は実験室の大きさからほぼ必然的に決まったのであるが、実験船の最有力候補である「青雲丸」の船尾形状を考えても、それ程的外れのものではない。カメラは、基準物の Z 方向中央部において、ほぼ同一平面内に配置されている。また、図中のカメラ角度、 $(X_\theta, Y_\theta, Z_\theta)$  の

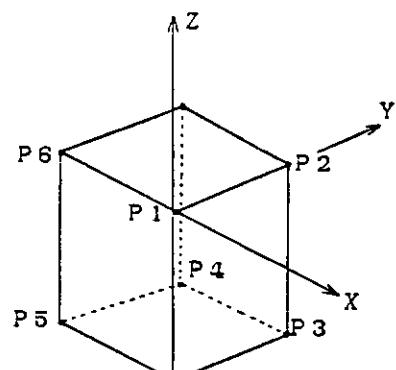


Fig. 2.4.4.5 標定に用いた基準物

値は、非線形最小2乗法の初期値として用いた概その値である。基準物の8個の頂点のうち P1~P6 の6個を標点として各カメラの画面の標定を行った。そのさい P1~P6 の (X, Y, Z) 座標は、微動装置とスケールにより計測したものを用いた。後出の測定点の真の座標値も同様である。この計測における誤差は  $\pm 1 \sim 2\text{mm}$  程度と思われる。画面の標定の計算は非線形最小2乗法におけるくり返し計算 4~6 回程度で収束し、計算時間はカメラ 1 台当たり約 3 分であった。また、測定点の空間位置の計算はほぼ瞬時に終了する。

まず、 $Z = -0.264\text{m}$  の平面に配置した測定点の誤差分布を Fig. 2.4.4.7 に示す。図は測定点の（測定した座標値） - （真の座標値）を表したものであり、(1)が2つの座標値間の距離、(2), (3), (4) がそれぞれ X, Y, Z 方向成分を示している。図中の黒点が測定点であり、その傍の数字が誤差の絶対値を  $\text{mm}$  単位で表したものである。また図中の等高線は、誤差を  $3\text{mm}$  (基準物とカメラとの距離) で無次元化して示したものである。基準物近傍では高々 0.3% ( $9\text{mm}$ ) 程度の誤差であるが、X の正、Y の負の方向に誤差が増大し、それは X 及び Y 方向の誤差の増大によるものであることが分かる。Fig. 2.4.4.8 に、 $X = -0.154\text{m}$  の平面における結果を示す。Fig. 2.4.4.7 と同じ様に、基準物近傍での誤差は高々 0.3% 程度であるが Z の負、Y の負の方向に誤差が増大し、それは Y 方向の誤差の増大によるものであることが分かる。但し、どちらの平面でも誤差は高々 0.6% ( $18\text{mm}$ ) 程度であり、それ程大きなものではない。Fig. 2.4.4.9 にそれぞれの平面内での誤差ベクトルを示す。ベクトルは、座標軸に対して 10 倍の大きさにしている。総じて言えば、カメラから見て基準物の前方下部の方向に若干ズレて測定される様である。

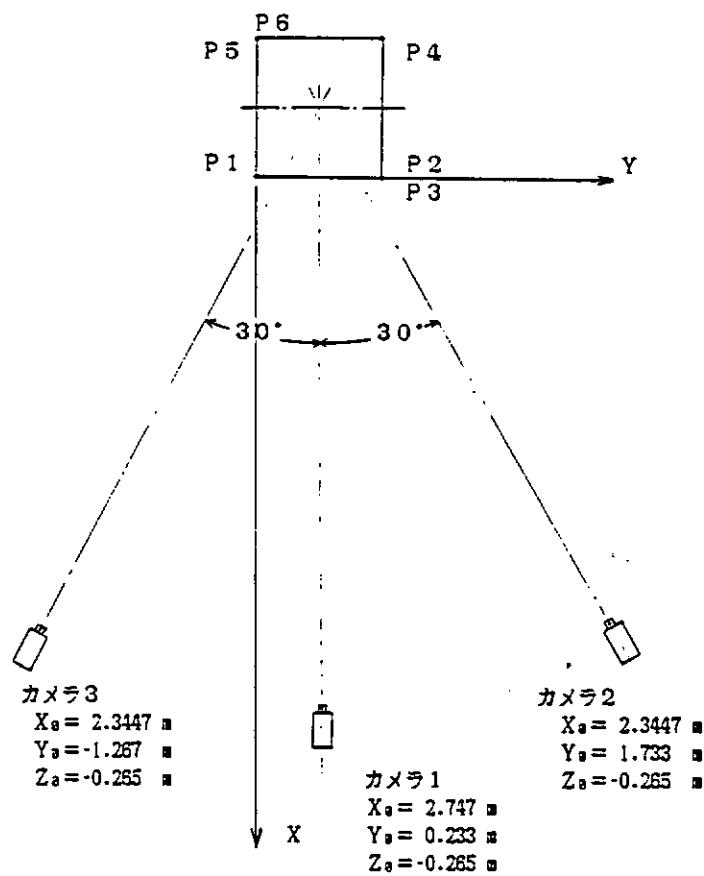


Fig. 2.4.4.6 基準物とカメラの位置関係

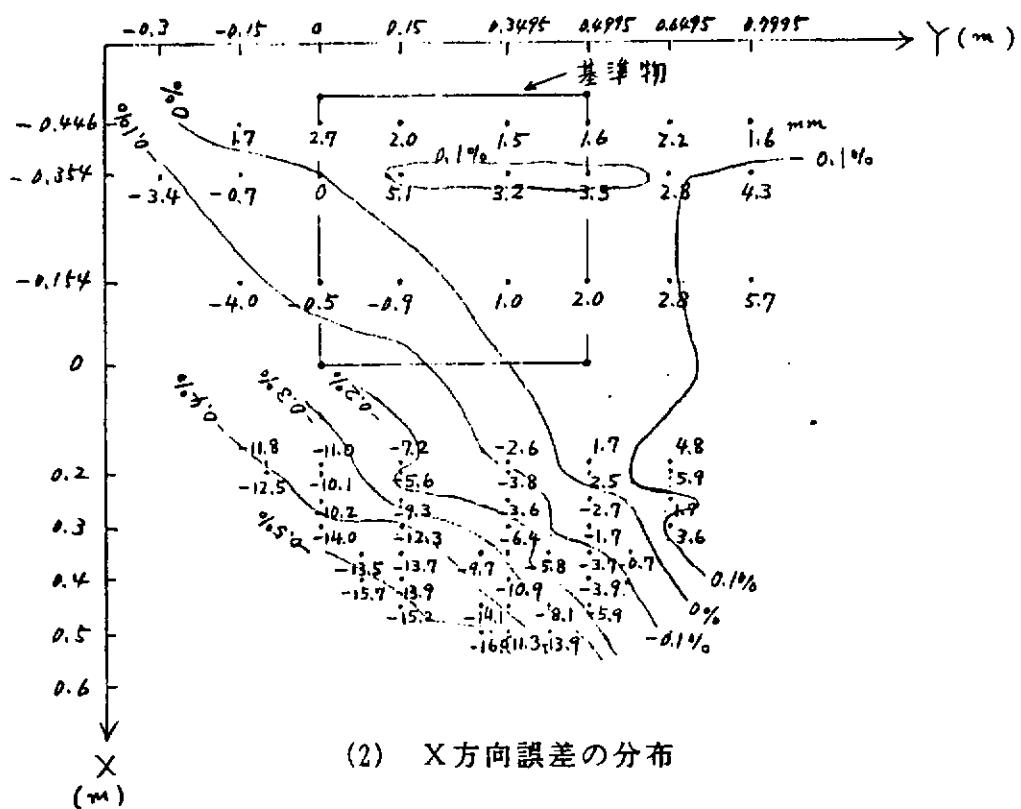
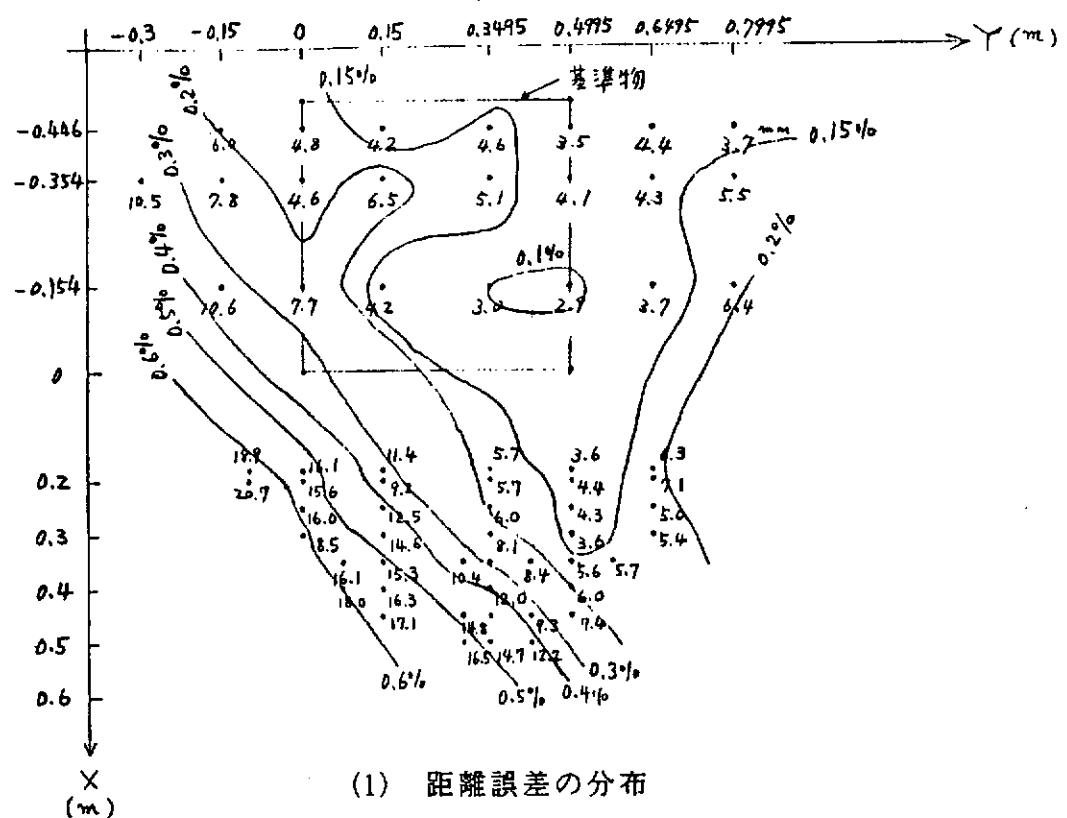


Fig. 2.4.4.7  $Z=-0.246\text{m}$  の平面における測定誤差の分布（その1）

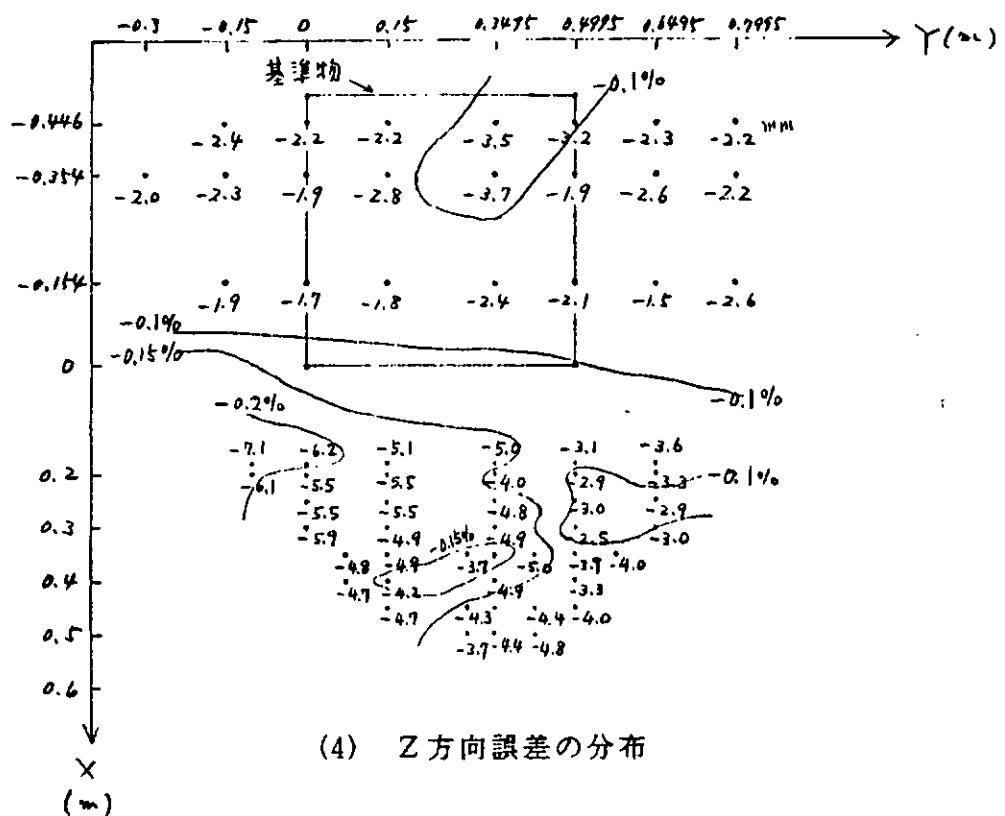
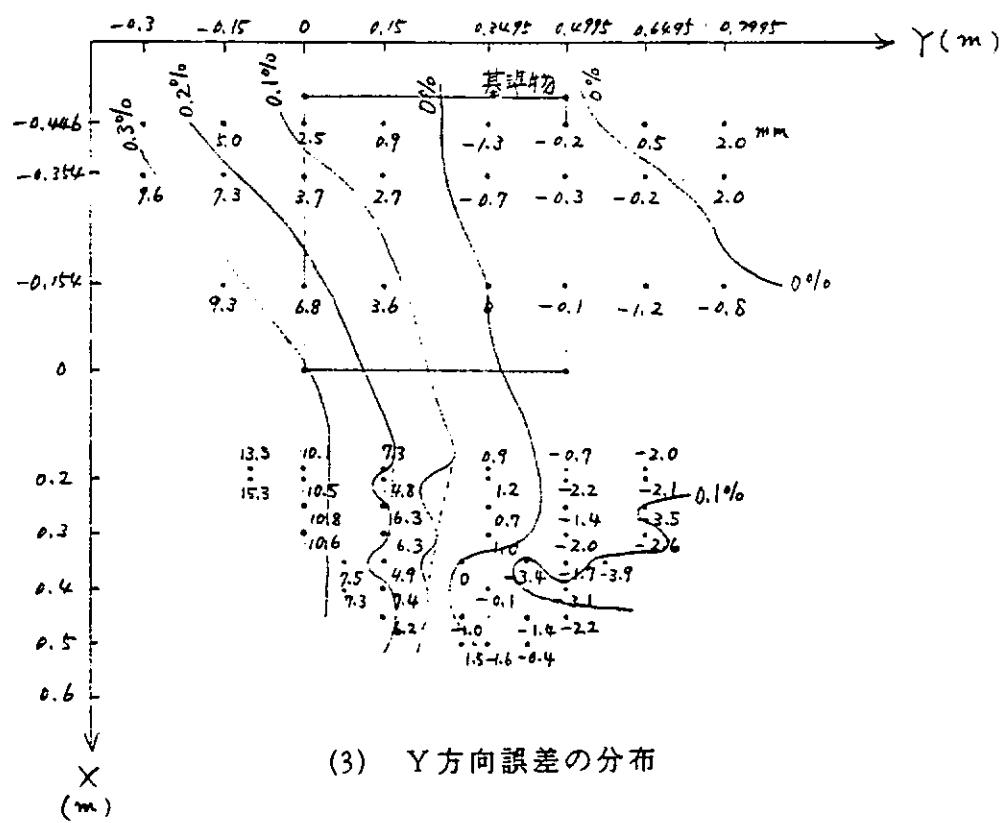


Fig. 2.4.4.7 Z=-0.246m の平面における測定誤差の分布（その2）

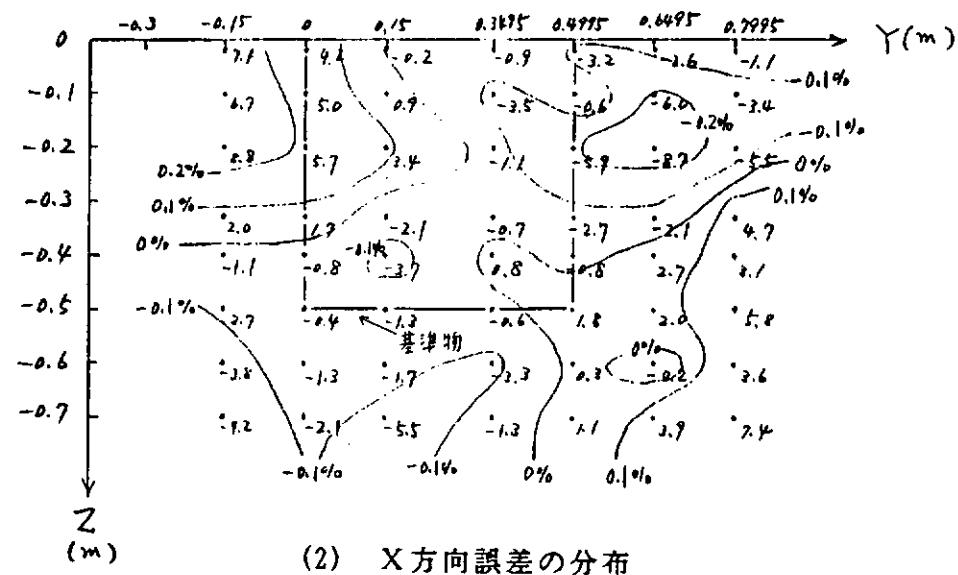
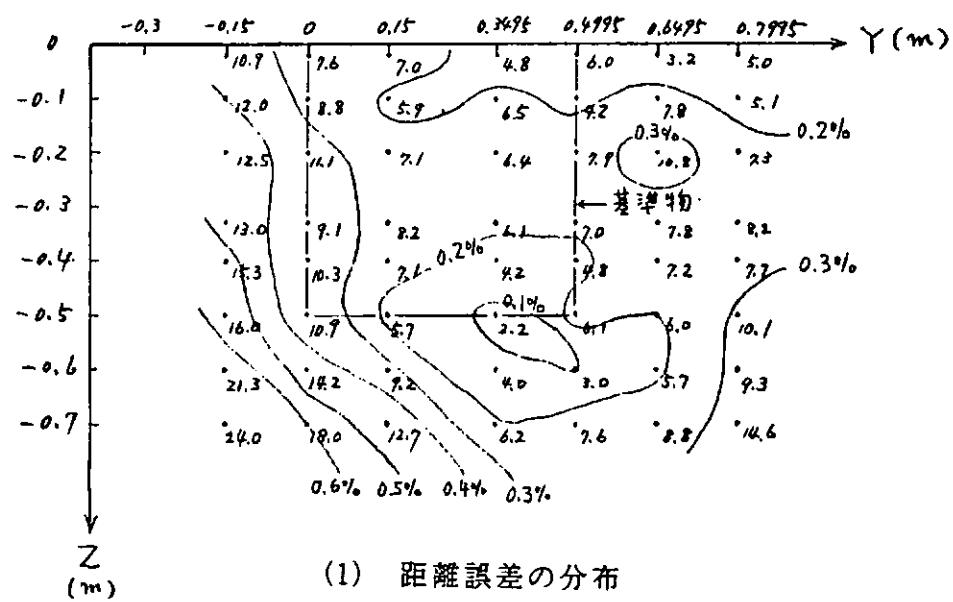
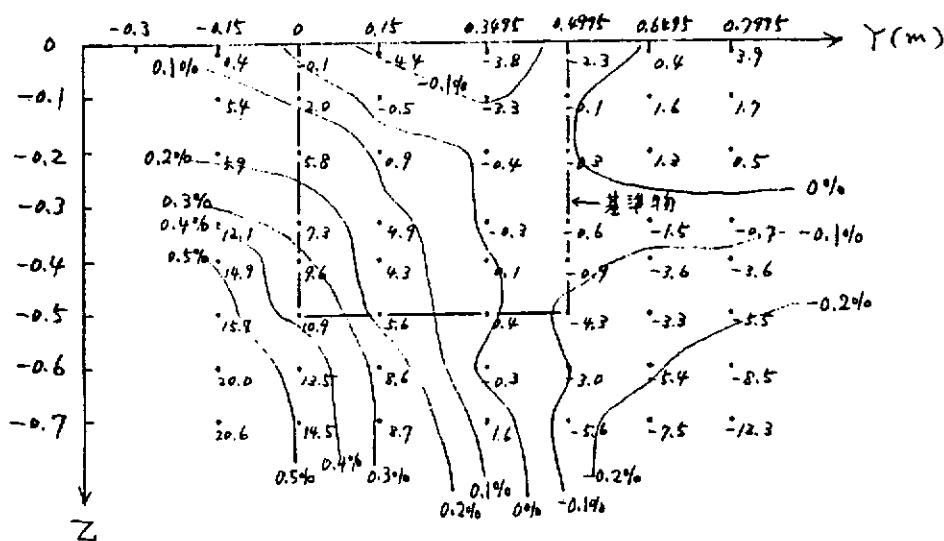
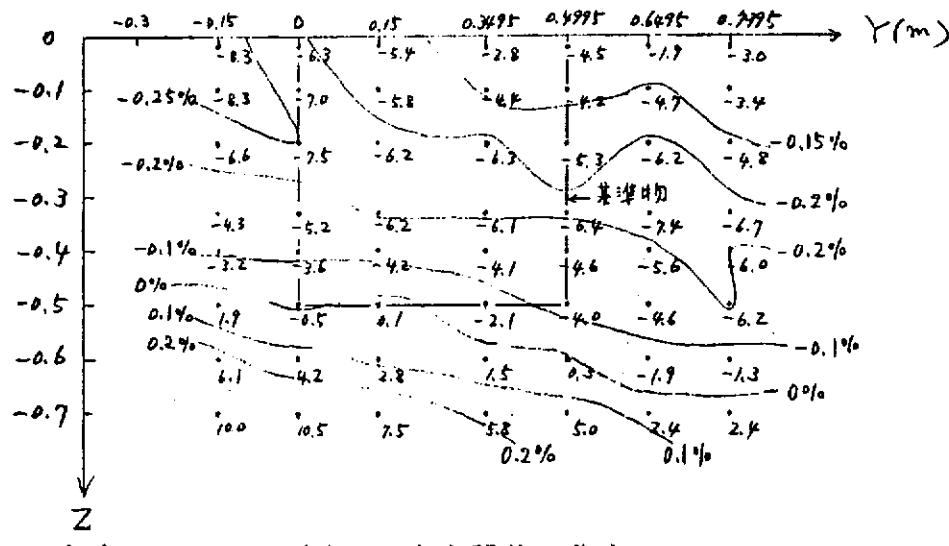


Fig. 2. 4. 4. 8  $X=-0.154\text{m}$  の平面における測定誤差の分布（その1）



(3) Y方向誤差の分布



(4) Z方向誤差の分布

Fig. 2.4.4.8 X=-0.154m の平面における測定誤差の分布（その2）

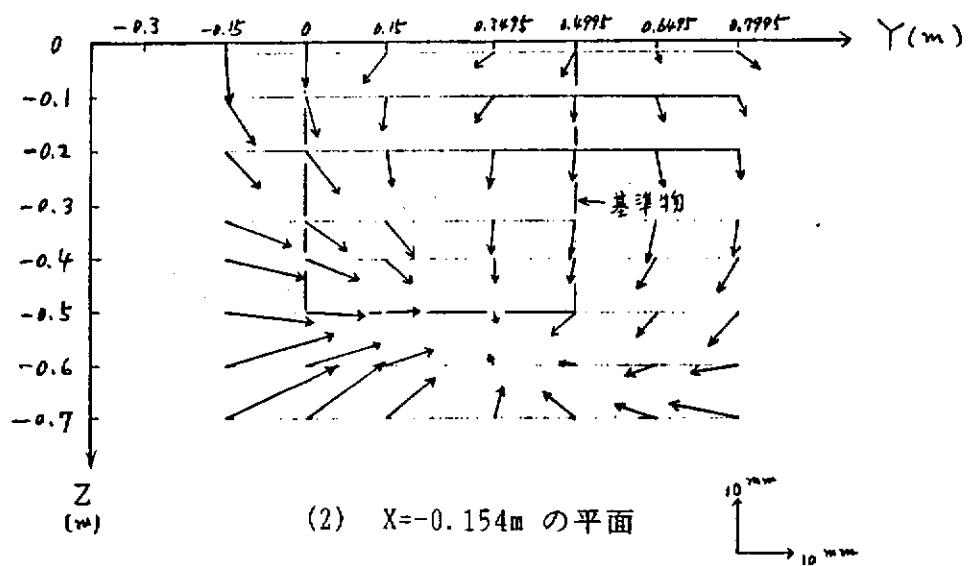
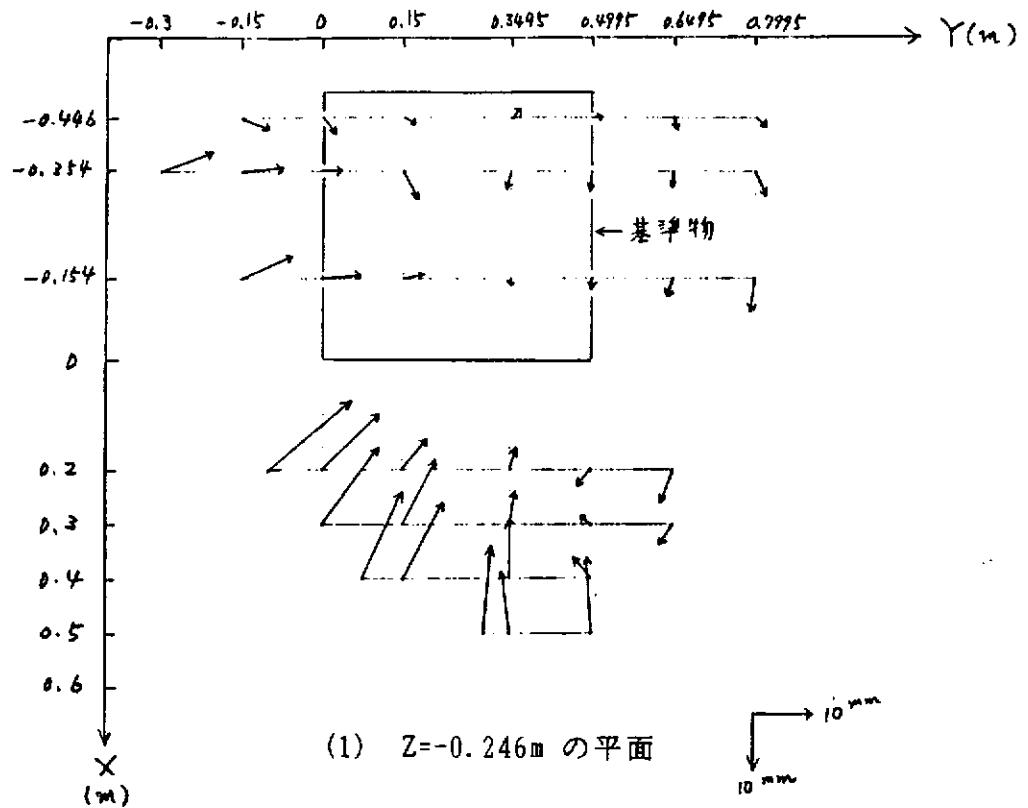


Fig. 2.4.4.9 測定した平面内での誤差ベクトルの分布

本測定法で流速を測定する

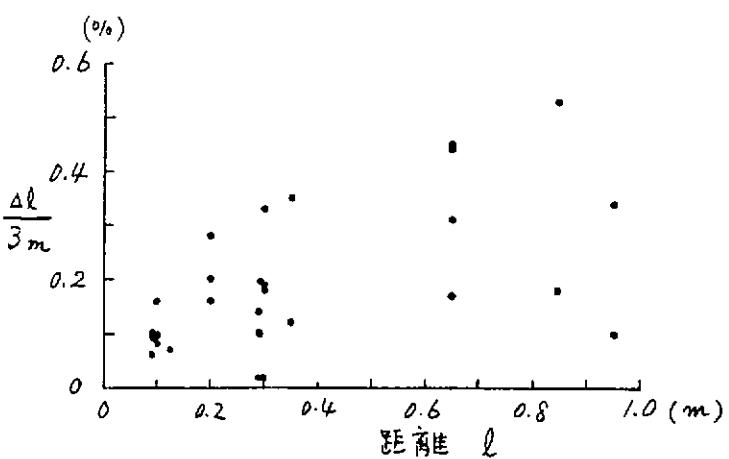
場合、ある時間間隔で計測したトレーサの移動距離を数値微分して求めることになる。

時間間隔は非常に精密に設定できるから、距離の誤差が流速の測定誤差に最も大きく影響することになる。そこで、

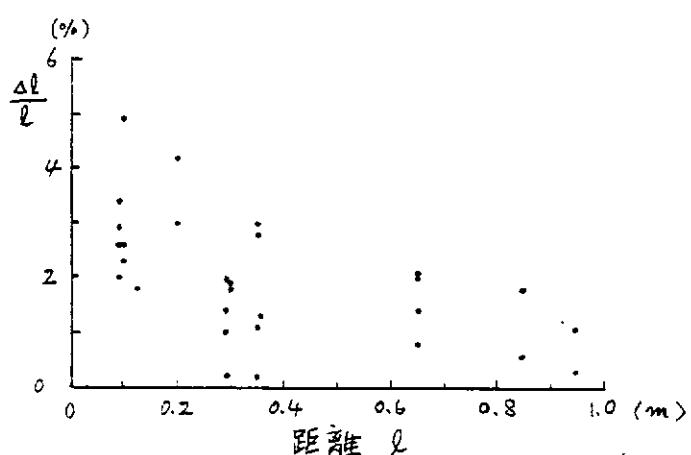
測定点間の距離の誤差を算出した。結果を Fig. 2.4.4.10

に示す。ここに、 $\Delta l$  は、測定点間の距離  $l$  の誤差（真の距離と見掛けの距離の差の絶対値）であり、(1) が  $\Delta l$  をこれまでと同じく 3m で無次元化したもの、(2) が  $\Delta l$  を  $l$  で無次元化したものである。前者がいわゆる絶対誤差、後者が相対誤差に相当する。距離が長くなると相対誤差（流速の測定誤差に相当する）は減少するが、この誤差はいわば物体が等速運動をしている

場合の誤差に相当するものであり、実際には加速度運動をしているから時間微分による誤差が増大するので、撮影の時間間隔を長くして移動距離を長くすれば精度が向上するという訳ではない。結局、測定する流場に応じて、最も誤差の少ない移動距離（撮影間隔）が存在するのであろう。例えば、速度 5m/s（約 10knot）で移動する物体を時間間隔 33ms で撮影したとすると、移動距離は約 0.17m になる。一方、図中の誤差はかなりバラついているが、距離 0.17m では平均的に 3% 程度の相対誤差になる。また、撮影間隔を 2 倍にすれば移動距離も 2



(1) 絶対誤差



(2) 相対誤差

Fig. 2.4.4.10 測定点間の距離の誤差

倍になり、相対誤差は 2% 程度になる。これらの値は理想的な条件の下に得られたものであり、実際には、屈折影響、カメラが振動したり物体が移動したりすることによる画像のブレなどにより誤差が増大し、5% 程度の誤差になるのではないかと思われる。この値は、流速 5m/s ならば 0.25m/s となり、前節のアンケート調査で要求された精度（0.1m/s 程度）より若干大きい。

## 5. 参考文献

- 1)日本造船研究協会, SR183 昭和56年度報告書, 1981
- 2)高木幹雄, 小林敏男:流れの可視化と画像処理(第1回), (第2回), 流れの可視化学会誌, Vol.3 No.8, No.11, 1983
- 3)森忠次:測量学1, 2, 丸善, 1979, 1981

## 2.4.5 まとめ

本節では、海中に流したトレーサのTV画像を処理してその空間位置を時々刻々求めてゆく実船伴流計測の可能性について探ることを目的とし、それに関連する実験と文献調査を行った。得られた成果を以下に記す。

- (1) 過去に行われた実船伴流計測結果について、実験船、計測方法、計測結果などをまとめた。実験船は、船長30m程度の小型船から300mを越える大型船まで、多岐に渡っている。計測法としては、9例がピトー管または5孔ピト一管を用いており、2例がレーザ流速計を用いている。本測定法の様にTV画像を用いたものは、まだ行われていない。また、船長100mを越える中・大型船では、計測部をプロペラ上半分に限ったものが多い。
- (2) 実船伴流計測に関するアンケート調査を行った。本研究部会の委員全員にアンケート用紙を配布し、合計34名の方々の御意見を伺うことができた。回収率は約80%で、解答者全員が、実船伴流の計測を「非常に必要」または「必要」と考えている。また、計測点数は、平均してプロペラ半径方向を5~6点、回転方向を10~11点の計60点程度を必要としている。計測精度は、「推進性能推定上」、「プロペラ性能推定上」、「キャビテーション性能推定上」、「起振力推定上」の4つに分けて聞いたが、どれも0.1m/s程度の精度が必要とされている。但し、細かく見れば、後二者の方に若干高い精度が要求されている様である。計測を自航状態と曳航状態のどちらで行なうべきかについては、意見が半々であった。模型実験と純粹に比較するためには曳航状態の方が良く、船体ープロペラ干渉への尺度影響まで議論を進める場合と実験の困難さの両者を考慮すると自航状態が良いということであろう。
- (3) トレーサを使用したTV画像処理法を伴流計測に用いるに当たり、模型段階と実船段階の環境の差（振動、波浪など）が測定結果にどの様に影響するかを調査した。これに関しては、計測装置から生じるいわゆる測定誤差と、波浪や船体動揺による伴流分布の時間変化や歪みの2つに分けて調査した。前者については振動によるカメラのブレを想定した実験を行ない、カメラのブレ角度にはほぼ比例して誤差が増加することを明かにした。後者については、プロペラ荷重度、船速整定度、あて舵・水深、船体動揺・波浪の項目に分けて、過去の文献を中心としてその影響度を調査した。なるべくきれい且つ静かな海象で実験を行ないたいのが本音ではあるが、多少の動揺があったとし

ても船体運動を正確に測定しておけば、それに合わせた模型実験を行なうことにより伴流分布計測結果の歪みを予測できるものと思われる。また、波浪・船体動揺による伴流分布の時間変化が小さくなるという点では、自航状態で実験する方が良い。

- (4) 海水の透明度についての調査も行なった。海水中では、青・緑・黄といった色が、損失が少なく、見やすい様である。また、海域別の透明度として相模湾、紀伊沖、五島列島沖のデータを示した。実験海域は実験船の都合を考慮して決定されるのであろうが、透明度に関しては海洋気象所所属の観測船のデータを用いるのが最も良い。さらに、船速が高くなると大きな粒子（泡）の通過が多くなること、喫水が浅くなると観測窓の直前を横切る泡が多くなって測定が困難になることを示唆した。
- (5) 本測定法の様に、トレーサ法による流れの可視化画像を処理することにより流れ場を計測するという方法は、画像処理技術の進歩とともに、最近各所で行なわれ始めている。そこで、過去の文献から9例についてその特徴を調査した。その結果、本測定法の最大の問題点は、解析に用いる（もしくは用いた）画像をいかにして保存するかということであることが明かになった。そこで、画像をハード・ディスクに記録しつつ解析するという解決案を示した。
- (6) 本測定法の機能調査試験を行なった。本年度は5ヶ年計画の初年度ということもあり、空気中での目標物の空間位置の測定のみを行なった。基準物から約3m離れた所に3台のCCD-TVカメラを設置し、鉛直方向平面内と水平方向平面内に配置した測定点の空間位置を測定して誤差の傾向を明らかにした。測定可能範囲の中央部に当たる基準物付近では、カメラと基準物の距離(3m)を基準として、0.3%以下の誤差になる。測定可能範囲の端部に行く程誤差が増加するが、それでも高々0.6%程度である。これは、いわゆるバラついた誤差ではなく、空間位置が見掛け上基準物方向に偏って測定されるための誤差である。また、流速の測定誤差の概略を評価するため、2点間の距離の誤差を算出した。それにより、流速の測定誤差が2%程度という結果が得られたが、本測定はいわば理想状態で行ったものであり、実際の測定における水の屈折影響や振動による誤差の増大を考えれば、5%程度の測定誤差になるのではないかと思われる。この値は、流速5m/s(約10knot)ならば0.25m/sとなり、(2)のアンケート調査により要求された値(0.1m/s)より若干大きい。

## 2.5 結言

2の研究において得られた主な結果を整理してみる。

2.2 では翼面上に特徴ある圧力分布を与えこれを設計条件として製作した3種の模型プロペラの単独性能を調べた。その結果理論計算値と実験値は定性的に一致しているが定量的な一致はまだ充分でない。この理由は薄翼理論を基にしていることと、粘性影響が充分にとり入れられていないことによる。

プロペラの単独効率を類似要目のM A U型と比較すると、圧力分布が平坦なF型、と圧力分布が三角形のT型がM A U型より夫々3%、2%良く、圧力分布が極端に三角形のN C型がM A U型より3%悪くなっている。

均一流中のキャビテーションの発生範囲はF型が1番小さかった。

H.S.P.の航海実績の調査は入手できたデーター数が少なく、C.P.との比較に関して結論をうるに至らず、今後も調査を続ける必要がある。

2.3 におけるプロペラのレイノルズ数影響の調査結果では C.P., H.S.P.とも大直徑のものの方が小直徑のものより単独効率が若干良好であった。またH.S.P.とC.P.の効率を比較すると、低い前進率のところではC.P.が、高い前進率のところではH.S.P.の方が夫々僅かに良い。

油膜法での翼面流れの観測結果から、層流、乱流の両領域の境界を示す critical radius の位置は、C.P. では大、小プロペラのJを合わせるとその位置が一致し、H.S.P.では周速度を合わせると一致することがわかった。

レーザー・ドップラー流速計による翼面境界層内流速分布計測の予備実験では、一万点におよぶ多数の計測を行い、翼背面の境界層構造の概略を捕らえることができた。しかし翼正面では境界層が薄いことと、レーキのため光線が到達しないところが生じて、計測できなかった。

2.4 における実船伴流計測に関するアンケート調査の結果、計測における必要精度は0.1 m/s程度、必要な計測点数は60点程度と考えられていることが判った。また曳航状態で計測すべきか、自航状態で計測すべきかについての回答は2分していた。

トレーサーを使用したTV画像処理法による実船伴流計測の新しい方法に関しては、最大の問題点である画像の記録・保存・解析のシステム構成を、ハード・ディスクを用いる同時進行方式により解決した。また、3台の電荷結合素子カメラ（CCDカメラ）により空気中で基準物体を用いて static な試験を行った結果、海中における流速の測定誤差は理想的な状態で2%程度、実際

には5%程度になるのではないかと推定された。これは実船が10knで航走している場合には約0.24m/sとなり、アンケート調査で要求された値(0.1m/s)より若干大きい。しかしながら本計測方法は他の方法では測定できないところも計測できるなど、多くの利点を備えているため、次年度以降も積極的に開発を推進すべきである。

以上、推進性能推定精度向上に関する本年度の研究は、高効率・省エネルギー型、低振動・低騒音の実船プロペラの設計に役立てるため、理論計算による性能と実験による性能との比較、通常プロペラとハイスクュープロペラとの比較を行うとともに、それらのレイノルズ数影響を調べた。また、レーザー・ドップラー流速計によるプロペラ翼面上の境界層流速分布計測の試み、CCDカメラによる伴流計測方法の開発など、新しい試みを開始した。

### 3. 水中騒音性能に関する研究

#### 3.1 緒言

船舶の省エネルギーの強い要求は近年益々強くなっているが、一方船舶の居住性の改善の見地から、低振動化、低騒音化も根強い要求である。

船体振動の原因としては、主補機の振動、プロペラシャフトフォース、及びプロペラの非定常キャビテーションによるサーフェースフォースが知られている。先の第183研究部会では、主にサーフェースフォースの推定法の調査、及び軽減対策としてのハイスクエアプロペラの効果について実船計測も含め調査がなされ貴重な知見が得られている〔1〕。

他方、船舶騒音の場合は、その伝搬経路から空気音と固体伝搬音とに分類される。その音源も多岐にわたるが大別すると、

- 1) 主補機の振動
- 2) 管内の非定常流れによる励振
- 3) プロペラの非定常キャビテーション

等が上げられよう。プロペラの非定常キャビテーションの場合は、更に、サーフェースフォースによる船体振動が音源となり、固体伝搬音、空中音として船内へ伝搬される場合と非定常キャビテーションそのものが水中騒音源となり船内へ空中音として伝搬していく場合がある。

一般的に船内騒音に占めている割合をみると、固体伝搬音による成分が大きいと言われているが、防振吸音技術の進展と共に空中音伝搬成分も問題とされる場合もでてきており、非定常キャビテーションの水中騒音特性の把握、推定法が本研究部会のテーマとしてとりあげられたものである。

なお、プロペラの非定常キャビテーションによる水中騒音は、居室内騒音問題の外に、大型船に装備が義務づけられている音響測定機、更には海洋音響機器への騒音障害問題、あるいは航行海域によっては、周辺の養殖漁業への悪影響にも関係する。

本研究部会では、5年の研究計画を組み、前半は主に水中騒音計測法の調査、後半は予測法の確立を目指し実船試験による確認まで行うこととしている。第1年度の今年は、

1) 文献調査

2) キャビテーション水槽における水中騒音計測法の調査

を計画した。特に後者では、現在、国際試験水槽会議（ITTC）のキャビテーション委員会で実施している同一模型プロペラに依るキャビテーション騒音計測比較試験（2）に準拠した試験を行い、計測法上の問題、他のキャビテーション水槽で得られたデータとの相関について調べることとした。

このため、直徑 250mm の模型プロペラを製作、まず船舶技術研究所（以下 SRI と略す）及び日本造船技術センター（以下 SRCJ と略す）で試験を開始した。

参考文献

1. "船尾振動・騒音の軽減を目的としたプロペラ及び船尾形状の研究"、日本造船研究協会、第183 研究部会報告書、研究資料No.358 (昭和58年3月).
2. Report of the Cavitation Committee, 17th ITTC, Gothenburg (1984)

### 3.2 文献調査

プロペラキャビテーションによる水中騒音の研究は古くから実施されてきたが、艦艇の低騒音化に関連しているため公表データは必ずしも多くはない。又、キャビテーション水槽での模型試験による評価は、最近になってひろく実施されるようになったこともあり、データは限られているが可能な限り文献を収集し、以後の調査に資することとした。

今回は、まず文献表題集を作成することにし、文献を著者名のアルファベット順に整理した上、今後の調査に使い易いように内容を下記のとうり5つに分類した。

#### 1) 水中騒音一般、キャビテーション騒音の基礎

水中音響、騒音一般

キャビテーション騒音の基礎（気泡の力学を含む）

キャビテーションと水中騒音の関連

翼型によるキャビテーション騒音の研究

#### 2) 水中騒音計測法（模型試験）

キャビテーション水槽あるいは各種水槽での水中騒音計測法及びデータ処理法

#### 3) 水中騒音計測法（実船試験）

海洋での水中騒音計測法、ハイドロフォンの固定法、船位位置計測法を含む

#### 4) プロペラ・キャビテーション騒音の特徴

プロペラ・キャビテーションパターンと水中騒音との関連

#### 5) プロペラ・キャビテーション騒音の推定法

キャビテーションによる水中騒音の理論的推定法、及び模型試験データに基づく実

船プロペラキャビテーション騒音の推定方法

なお、今後文献表題集を充実していくと共に、来年度は文献内容をレビューし、技術レベルの把握、問題点摘出を行い、今後の調査研究の中に生かしていく予定である。

## プロペラ・キャビテーション騒音に関する文献表題集

### プロペラ・キャビテーション騒音に関する文献表題集分類内容

分類番号	内 容
1.	水中騒音一般、キャビテーション騒音基礎
2.	水中騒音計測法（模型試験）
3.	水中騒音計測法（実船試験）
4.	プロペラ・キャビテーション騒音の特徴
5.	プロペラ・キャビテーション騒音の推定法

No.	著者名	表題	出典	分類
1.	C. Arai	An Acoustic Detection Method of Cloud Cavitation	Int. Symp. on Cavitation Noise, ASME, Phoenix, Nov. 1982	2
2.	荒井 能, 門井弘行	キャビテーション初生の音響的検知の一方法について	船舶技術研究所, 第42回研究発表会, Dec. 1983	2
3.	V.H. Arakeri et al.	Cavitation Noise and Inception from a Model Propeller	Int. Symp. on Cavitation Noise, ASME, Phoenix, Nov. 1982	4
4.	荒木 繁 他	模型プロペラのキャビテーション騒音の計測について(第1報)	日本造船技術センター技報, 第10号, Nov. 1982	2 4
5.	H.J. Baiter, F. Gruneis, P. Tilmann	An Extended Base for the Statistical Description of Cavitation Noise	Int. Symp. on Cavitation Noise, ASME, Phoenix, Nov. 1982	1 5
6.	H.J. Baiter	Estimates of the Acoustic Efficiency of Collapsing Bubbles	Int. Symp. on Cavitation Noise, ASME, Phoenix, Nov. 1982	1
7.	H.J. Baiter	Aspects of Cavitation Noise	Symp. on Highpowered Propulsion of Large Ships, Dec. 1974, Wageningen	1
8.	B. Bajic	A Correlation Method for Propeller Cavitation Noise Measurement	Proc. of Int. Symp. on Shipboard Acoustics, 1976	4
9.	G. Bark, W.B. Van Berlekom	Experimental Investigations of Cavitation Noise	Proc. 12th Symp. on Naval Hydrodynamics, Washington, Jun. 1978	1 4
10.	G. Bark	Cavity Development on Oscillating Hydrofoils	Euromech Colloquium 146, Villard de Lans, Sep. 1981	1
11.	G. Bark, C.A. Johansson	Prediction of Cavitation Noise from Model Experiments in a Large Cavitation Tunnel	Noise Sources in Ships 1:Propeller, Nordforsk, Sweden, 1981	5
12.	G. Bark	Prediction of Cavitation Noise from Two Alternative Propeller Designs Model Tests and Comparison with Full Scale Results	Int. Symp. on Cavitation Noise, ASME, Phoenix, Nov. 1982	4 5
13.	O. Björheden, L. Åstrom	Prediction of Propeller Noise Spectra	Symp. on Hydrodynamics of Ship and Offshore Propulsion System, Oslo, 1977	5
14.	W.K. Blake, M.J. Wolpert, F.E. Geib, H.T. Wang	Effects of Boundary-Layer Development on Cavitation Noise and Inception	DTNSRDC, SAD Rept. 76-0051, Dec. 1976	1
15.	W.K. Blake	Acoustic Measurements in Cavitation Testing	DRG Seminar on Advanced Hydrodynamic Testing Facilities, The Hague, Apr. 1982	2
16.	W.K. Blake, M.M. Sevik	Recent Developments in Cavitation Noise Research	Int. Symp. on Cavitation Noise, ASME, Phoenix, Nov. 1982	1

No.	著者名	表題	出典	分類
17.	N.A. Brown, J.A. Norton	Thruster Design for Acoustic Positioning Systems	Marine Technology, Apr. 1975	3
18.	N.A. Brown	Cavitation Noise Problem and Solutions	Proc. of Int. Symp. on Shipboard Acoustics 1976, 1977 Elsevier Scientific Publishing Comp.	5
19.	N.A. Brown, J.A. Norton	Acoustic Performance of Dynamic Positioning Thrusters	Symp. on Hydrodynamics of Ship and Offshore Propulsion Systems, Mar. 1977	3
20.	A. de Bruijn, T. ten Wolde	Measurement and Prediction of Sound Inboard and Outboard of Ships as Generated by Cavitating Propellers	Symp. on Highpowered Propulsion of Large Ships, Dec. 1974, Wageningen	4
21.	J. Buitenh	Reducing Accommodation Noise due to Transverse Thrusters in Large Ships	Inrer-Noise 74, Sep.- Oct. 1974	3
22.	N. Chandrashek-hara	Theoretical Study of Tip Cavity Noise from Marine Propellers	From "Fortschrifte der Akustik" VDI-Verlag, Dusseldorf, 1973	4
23.	D.N. Dixon	Propeller Cavitation Effects on Broadband Vessel-Radiated Acoustic Spectra	USNA-Trident Scholar Project Rept. No.123, Jun. 1983	3
24.	H. Fitzpatrick, M. Strasberg	Hydrodynamic Sources of Sound	1st Symp. on Naval Hydrodynamics, Washington, 1956	1
25.	K. Geicke	Practical Experiences with Propeller Noise in Small Craft	Proc. of Int. Symp. on Shipboard Acoustics, 1976	3
26.	C.J. Gendney	An Investigation of the Acoustical Characteristics of the MIT Water Tunnel	Massachusetts Institute of Technology, Department of Ocean Eng. Rept. No.84188-1, Cambridge, Jan. 1978	2
27.	P.T. Gravastrand	Sound Pressure Levels from Cavitating Propellers	DNV Rept. No.81-1070, Oct. 1981	4
28.	M.F. Hamilton, D.E. Thompson	An Experimental Study of Traveling-Bubble Cavitation Noise	Int. Symp. on Cavitation Noise, ASME, Phoenix, Nov. 1982	1
29.	久山多美男	VI. 艦艇のキャビテーションによる水中放射雑音とその予測, 船舶音響	防衛庁技術研究本部第5研究所, 技術資料, Mar. 1983	4 5
30.	池淵義昭, 荒木繁他	空気含有量および表面粗さが模型プロペラのキャビテーションに及ぼす影響について	日本造船技術センター技報, 第12号, Apr. 1984	2
31.	上入佐光 他	プロペラキャビテーションノイズの特性について	三井造船技報, No.125, Jun. 1985	2,3 4,5

No.	著者名	表題	出典	分類
32.	加藤洋治	キャビテーション	横書店 共立出版, 1979	1
33.	加藤洋治	船用プロペラキャビテーション総説	第 106回講習会: キャビテーションの基礎と実際, 日本機械学会関西支部, 1982	4
34.	加藤洋治, 笹島孝夫, 岡村尚昭	プロペラキャビテーション試験と 起振力・騒音計測	船型開発と試験水槽シンポジウム, 日本造船学会, 東京, 1983	2
35.	J. L. Kennedy, L. J. Leggat et al.	A Comparison of Two Propellers for Acoustic Research Ship CFAV QUEST	Proc. of 20th ATTC, Vol.1, Aug. 1983	3
36.	J. Van der Kooij, A. De Bruijn	Acoustic Measurements in the NSMB Depressurized Towing Tank	DRG Seminar on Advanced Hydrodynamic Testing Facilities, The Hague, Apr. 1982	2
37.	B. Koop	Test Procedures for Hydroacoustic Investigations in the HSVA with Some Test Results	HSVA Rept. No. Ac 03/77, Hamburg, Jul. 1977	2
38.	E. Kozaczka	Influence of a Ship Propeller Loading on the Shape of the Underwater Sound's Power Spectrum	Int. Conf. on Noise Control Eng., Oct. 1981	4
39.	G. Kuiper	Modelling of Tip Vortex Cavitation on Ship Propellers	4th Lips Propeller Symp., Drunen, Oct. 1979	4
40.	R. Latorre	Study of Tip Vortex Cavitation Noise from Foils	Int. Shipbuilding Progress, Vol.27, Mar. 1980	1
41.	R. Latorre	Propeller Tip Vortex Cavitation Noise Inception	SNAME Propellers '81 Symp., Virginia Beach, May 1981	4
42.	R. Latorre	TVC Noise Envelope-An Approach to Tip Vortex Cavitation Noise Scaling	J. of Ship Research, Vol.26, Mar. 1982	4
43.	L. J. Leggat	Propeller Cavitation Noise Investigation in a Free-Field Environment	DRG Seminar on Advanced Hydrodynamic Testing Facilities, The Hague, Apr. 1982	2
44.	L. J. Leggat, N. C. Sponagle	The Study of Propeller Cavitation Noise Using Cross-Correlation Methods	The Winter Annual Meeting, ASME Phoenix, Arizona, Nov. 1982	4
45.	Y. L. Levkovskii	Modelling of Cavitation Noise	Sov. Phys. Acoustics, Vol.13, 1968	5
46.	P. Ligneul, C. Crance, A. Bovis	Tip Vortex Cavitation Noise of a Screw Propeller : Theory and Experiments	Proc. 2nd Int. Conf. on Cavitation, Edinburgh, Sep. 1983	4
47.	E. P. Lover, C. B. Witts	Cavitation Tunnel Testing for the Royal Navy	Stone Manganese Marine / Newcastle University Conf., 1979	2

No.	著者名	表題	出典	分類
48.	A. Løvik	A Theoretical and Experimental Study on Propeller Cavitation Noise	The University of Trondheim, The Norwegian Institute of Technology, ELAB Rept. STF 44 A80121, Feb. 1980	4
49.	A. Løvik	Scaling of Propeller Cavitation Noise	The University of Trondheim, The Norwegian Institute of Technology, ELAB Rept. STF 44 A80123, Feb. 1980	5
50.	A. Løvik	An Experimental Investigation on Propeller Cavitation Noise	Int. Conf. on Noise Control Eng., Oct. 1981	2 4
51.	A. Løvik	Scaling of Propeller Cavitation Noise	Noise Sources in Ships 1:Propellers, Nordforsk, Sweden, 1981	5
52.	G. Matveyev, A. Gorshkoff	Cavitation Noise Modelling at Ship Hydrodynamic Laboratories	Proc. 12th Symp. on Naval Hydrodynamics, Washington, Jun. 1978	2
53.	B.W. McCormic, Jr.	On Cavitation Produced by a Vortex Trailing from a Lifting Surface	J. of Basic Eng., Sep. 1962	1 5
54.	K.J. Minsaas, E. Lehn	Hydrodynamical Characteristics of Rotatable Thrusters	NSFI Rept. R-69, 1978	2
55.	三橋邦宏 他	半没水型双胴船の水中雑音特性について	三井造船技報, No.114, Apr. 1982	3
56.	森田一雄, 三橋邦宏, 岩田嵩	音響インテンシティ計測法の水中音響への適用	海洋音響研究会報, Vol.12, No.2, Apr. 1985	2
57.	V.P. Morozow	Theoretical Analysis of the Acoustic Emission from Cavitating Line Vortices	Sov. Phys. Acoustics 19, 1974	1
58.	中村 薫	船舶の放射雑音測定法に関する検討	海洋音響研究会報, Vol.12, No.3, Oct. 1985	3
59.	中西俊之, 清水 実, 山本三夫 他	「なつしま」の水中放射雑音低減対策とその実測結果について	海洋音響研究会報, Vol. 8, No.4, Dec. 1981	3
60.	H. Narita, y. Kunitake	Investigation on the Ducted Propeller Cavitation and the Duct Erosion Prevention by the Air Injection System	Proc. of Symp. on Hydrodynamics and Offshore Propulsion Systems, Mar. 1977	3
61.	L. Noordzij	Pressure Field Induced by a Cavitating Propeller	Int. Shipbuilding Progress, Vol. 23 - No. 260, Apr. 1976	4
62.	L. Noordzij	A Note on The Scaling of Tip Vortex Cavitation Inception	Int. Shipbuilding Progress Vol.24, 1977	1
63.	L. Noordzij, P. Van Oossanen	Radiated Noise of Cavitating Propellers	Presented at the Winter Annual Meeting of ASME, Nov. 1977	4

No.	著者名	表題	出典	分類
64.	L. Noordzij, J. Van der Kooij	Hydro-Acoustics of a Cavitating Screw Propeller; Far-Field Approximations	J. of Ship Research, Vol.25, Jun. 1981	4
65.	H. Okamoto et al.	Cavitation Study of Ducted Propellers on Large Ship	SNAME Trans. No.7, Nov. 1975	3
66.	奥島基良(編)	第2編第11章 水中音響計測、 海洋音響—基礎と応用—	海洋音響研究会, 1984	3
67.	M.G. Prestero	A Comparison of Acoustic and Visual Determination of Cavitation Inception on a Model Propeller	MIT Master Thesis, Jun. 1979	2
68.	J. Pylkkänen	Unsteady Cavitation Tip Vortex	Euromech Colloquium 146, Villard de Lans, Sep. 1981	1
69.	D. Ross	Mechanics of Underwater Noise	Pergamon Press, 1976	1
70.	斎藤泰夫 他	ダクトプロペラの空洞現象に関する 研究	川崎技報, 61号, 1976	3
71.	笹島孝夫	水中音響学の現状(5)	日本造船学会誌, 第605号, Nov. 1979	4
72.	笹島孝夫	水中音響学の現状(8)	日本造船学会誌, 第608号, Feb. 1980	2 3
73.	笹島孝夫	キャビテーション水槽における プロペラ放射雑音の計測	三菱重工業技報, Vol.19, No.1, 1982	2 4
74.	T. Sasajima	Application of Noise Measurements Int. Symp. on Cavitation Noise, for Studying Unsteady Cavitation ASME, Phoenix, Nov. 1982 in Cavitation Tunnel		2
75.	笹島孝夫	プロペラ雑音(主に翼端渦キャビテーションによる雑音)	海洋音響研究会報, Vol.12, No.3, Jul. 1985	4
76.	Y.T. Shen, F.B. Peterson	Unsteady Cavitation on an Oscillating Hydrofoil	Proc. 12th Symp. on Naval Hydrodynamics, Washington, Jun. 1978	1
77.	Y.T. Shen, F.B. Peterson	The Influence of Hydrofoil Oscillation on Boundary Layer Transition and Cavitation Noise	Proc. 13th Symp. on Naval Hydrodynamics, Tokyo, Oct. 1980	1
78.	H.F. Steenhoek	Underwater Noise and Naval Design	Presented on the Naval Conf. at the Europort Exhibition in Amsterdam, Nov. 1978	1
79.	A.M. Stuurman	Fundamental Aspects of the Effect of Propeller Cavitation on the Radiated Noise	Symp. on Highpowered Propulsion of Large Ships, Dec. 1974, Wageningen	1 4
80.	低水中雑音スラス タの調査研究委員 会	低水中雑音スラスタの調査研究 報告書	日本産業機械工業会 Jun. 1982	2, 3 4

No.	著者名	表題	出典	分類
81.	スラスタの低水中 雑音化の要素に關 する研究開発委員 会	スラスタの低水中雑音化の要素に關 する研究開発報告書	日本産業機会工業会, Jul. 1983	2,3 4
82.	D.E. Thompson, M.L. Billet	The Variation of Sheet Type Surface Cavitation Noise with Cavitation Number	Applied Research Laboratory, Pennsylvania State University, TM 78-203, Jun. 1978	1
83.	土屋利雄, 中西俊之	船舶の水中放射雑音の測定結果	海洋科学技術センター試験研究報告, No.10, Feb. 1983	3
84.	N.P. Tyrand	Theoretical Model for Propeller Noise Prediction	Noise Sources in Ships-1:Propeller, Nordforsk, 1981	1 4
85.	P.J. Urick 土屋明 訳	水中音響の原理	共立出版, 1978	1
86.	J. Vassenden, A. Løvik	Prediction of Noise from Cavitating Propellers	Ship Research Institute of Norway, Rept. R82.79, Trondheim, Feb. 1979	5
87.	S.C. Wales, B.B. Adams	Stern-Aspect Noise Radiated by the Cycloidally Propelled Vessel Seacon and Its Comparison with that Radiated by Conventionally Propelled Vessels	NRL Rept. No.8623, Aug.1982	3
88.	T. Ten Wolde, A. De Bruijn	A New Method for the Measurements Int. Shipbuilding Progress, Vol.22, of the Acoustical Source Strength Nov. 1975 of Cavitating Ship Propellers	4	
89.	Z. Wuhua, W. Hongzhen, Z. Shiti	Application of Data Processing in the Measurement and Analysis of Model Propeller Cavitation Noise	ASME Int. Offshore Mechanics and Arctic Eng. Symp. Jan. 1983	2
90.	山本三夫	船舶の水中雑音	日本音響学会誌, Vol.37, No.9, Sep. 1981	1
91.	ITTC Cavitation Comitee	Proceedings of 15th International Sept. 1978, The Hague Towing Tank Conference Report of Cavitation Comitee		1
92.	—	Noise Control in Ships	NTNF Rept. B. 0930. 4502. 1	1
93.	第183研究部会	船尾振動、騒音の軽減を目的とした プロペラ及び船尾形状の研究報告書	日本造船研究協会, 1981	2
94.	第183研究部会	船尾振動、騒音の軽減を目的とした プロペラ及び船尾形状の研究報告書	日本造船研究協会, 1982	2

### 3.3 キャビテーション水槽における水中騒音計測

#### 3.3.1 目的

キャビテーション水槽は、減圧型の回流水槽であり、四面を側壁にかこまれている。この中におかれた音源（プロペラのキャビテーション）からの放射騒音をその計測部内に配置されているハイドロフォンで計測するため、側壁からの反射の影響、音源からの距離を充分にとれない事からくる近距離音場の問題、更にプロペラキャビテーション騒音の指向性等の問題がある。これらの問題は、計測部の寸法やハイドロフォンの配置で微妙に影響されることも有り、計測法として一般的に確立しているとは云い難い。

そこで本調査では、キャビテーション水槽におけるプロペラキャビテーション騒音計測法上の問題点を把握するため同一模型プロペラ・同一ハイドロフォン配置・同一試験条件によるプロペラ放射騒音の計測を実施することとした。このため、ITTCキャビテーション委員会で実施している、コンテナ船用プロペラ（Sydney Express）を用いたプロペラキャビテーション騒音比較試験に準拠することとし、世界のキャビーション水槽での試験データとの比較が可能になるように計画した。

### 3.3.2 供試模型及び試験条件

#### 1) 供試模型

供試模型はコンテナ船 Sydney Express の  $250\text{mm} \phi$  相似模型で、西独ハンブルグ水槽より送付されたプロペラ図を基に、日本造船技術センターで製作された。プロペラの主要目を Table 3.3.2.1 に、プロペラ図を Fig.3.3.2.1 に示す。

模型製作後の翼型計測結果を Table 3.3.2.2 に、光学的プロペラ形状検査機による A 翼前縁部 ( $0.7R$ ,  $0.9R$ ) の形状記録結果を Fig.3.3.2.2 に示すが誤差は  $0.05\text{ mm}$  程度であり、通常の製作精度内にある。

#### 2) 試験条件

ITTC のプロペラキャビテーション騒音比較試験は、直徑  $375\text{mm} \phi$  の模型プロペラを用いた試験が主で、更に直徑  $250\text{mm} \phi$  の模型プロペラが、尺度影響調査に用いられている。試験条件は、ITTC の比較試験とできるだけそろえた。Table 3.3.2.3 に今回の試験条件を、Appendix 3-1 に ITTC キャビテーション委員会の比較試験の条件を示す。

#### 3) プロペラ単独試験結果

プロペラの単独試験は、SRI の中水槽で、SRI のプラクテスにより実施された。試験結果を、Fig.3.3.2.3. に示す。図中には、参考のために、ITTC の比較試験用の  $375\text{mm} \phi$  の模型プロペラの単独試験結果 (HSVAでのテスト結果) と比較して Fig.3.3.2.4 に示す。

Table 3.3.2.1 供試プロペラ主要目

PARTICULARS	
DIAMETER	(MM) 250.00
PITCH (0.7R)	(MM) 242.58
PITCH RATIO (0.7R)	0.9703
DISC AREA	(M <sup>2</sup> ) 0.04909
EXPANDED AREA	(M <sup>2</sup> ) 0.03829
PROJECTED AREA	(M <sup>2</sup> ) 0.03306
EXPANDED AREA/DISC AREA	0.7800
PROJECTED AREA/DISC AREA	0.6735
PROJECTED AREA/EXPANDED AREA	0.8635
BOSS DIAMETER	(MM) 41.78
BOSS RATIO	0.1671
THICK-CHORD RATIO AT 0.7R(%)	4.948
BLADE SECTION	Aerofoil
NUMBER OF BLADES	5
RAKE (DEG.)	-
DIRECTION OF ROTATION	Right

Table 3.3.2.2 ブロペラ製作精度計測結果

(翼型計測)

r/R	design	Y	Y <sub>o</sub>					Y <sub>u</sub>						
			A	B	C	D	E	design	A	B	C	D	E	
0.7	1	0.230	-	-	-	-	-	1.060	-	-	-	-	-	
	2	0.137	-	-	-	-	-	1.475	1.48	1.48	1.50	1.50	-	
	3	0.051	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	1.901	1.93	1.93	1.94	1.94	-	
	4	0.005	-0.03	-0.04	-0.04	-0.04	-0.04	2.594	2.61	2.60	2.60	2.61	-	
	5	0.055	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	3.627	3.59	3.58	3.58	3.61	-	
	6	0.209	0.18	0.17	0.18	0.18	0.18	4.235	4.18	4.18	4.18	4.18	-	
	7	0.353	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	4.512	4.45	4.45	4.45	4.45	-	
	8	0.394	0.39	0.37	0.39	0.39	0.39	4.522	4.47	4.47	4.48	4.48	-	
	9	0.342	0.32	0.31	0.32	0.32	0.32	4.299	4.24	4.24	4.25	4.25	-	
	10	0.231	0.20	0.19	0.20	0.20	0.20	3.828	3.76	3.77	3.77	3.77	-	
	11	0.113	0.05	0.05	0.07	0.06	0.06	3.106	3.03	3.02	3.03	3.02	-	
	12	0.020	-0.05	-0.06	-0.05	-0.05	-0.05	2.124	2.03	2.04	2.03	2.03	-	
	13	0.002	-0.07	-0.07	-0.06	-0.06	-0.06	1.524	1.42	1.42	1.44	1.43	-	
	14	0.059	-0.02	-0.03	-0.03	-0.03	-0.02	-0.02	-	-	-	-	-	
	15	0.120	-	-	-	-	-	0.780	-	-	-	-	-	
0.9	1	0.040	-	-	-	-	-	0.450	-	-	-	-	-	
	2	0.017	-0.01	-0.01	-0.01	-0.01	-0.01	0.645	0.64	0.66	0.66	0.67	-	
	3	0.0	-0.02	-0.03	-0.02	-0.01	-0.01	0.833	0.84	0.84	0.85	0.84	-	
	4	0.025	0.0	-0.01	0.0	0.01	0.01	1.132	1.13	1.13	1.14	1.13	-	
	5	0.105	0.08	0.08	0.08	0.08	0.09	0.10	1.605	1.62	1.62	1.63	1.64	-
	6	0.199	0.18	0.19	0.18	0.19	0.19	1.918	1.90	1.92	1.93	1.94	-	
	7	0.278	0.26	0.27	0.27	0.27	0.27	2.089	2.06	2.09	2.09	2.10	-	
	8	0.306	0.29	0.30	0.29	0.30	0.30	2.131	2.09	2.12	2.11	2.12	-	
	9	0.275	0.25	0.25	0.26	0.26	0.26	2.055	2.02	2.03	2.04	2.03	-	
	10	0.205	0.18	0.19	0.18	0.18	0.19	1.858	1.81	1.83	1.84	1.83	-	
	11	0.118	0.09	0.09	0.10	0.09	0.10	1.534	1.47	1.48	1.49	1.48	-	
	12	0.035	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	1.071	1.02	1.04	1.03	1.02	-	
	13	0.0	-0.02	-0.02	-0.01	0.0	0.0	0.786	0.73	0.74	0.75	0.75	-	
	14	0.017	-0.01	0.0	0.0	-0.01	-0.01	0.608	0.54	0.55	0.55	0.54	-	
	15	0.040	-	-	-	-	-	0.430	-	-	-	-	-	

Yo : Suction side Yu : Pressure side

UNIT : mm

A, B, C, D, E : Balde mark

Table 3.3.2.3 試験条件

空洞水槽でのプロペラキャビテーション騒音計測方案

1. 供試プロペラ : Sydney Express 250 mm φ 模型プロペラ (船研 MP.250)
2. 流場 : 均一流中
3. 試験方法 : ITTC の比較試験方案 準拠 (Appendix 3-1 参照)
 

要点

  - i) Advance ratio  $J = 0.6$  (Tip vortex cav.)  
 $\underline{0.7}^{*1}$  (Tip vortex cav. inception)  
 $\underline{0.9}$  (Face cav.)
  - ii) Cavitation number  $\sigma_n^{*2} = \underline{0.185}$ , 0.193, 0.202, 0.211, atm
  - iii) Propeller Shaft speed  $n = \underline{49.0}^{*3}$ , 20.0, 25.0, 30.0
  - iv) Air content  $\alpha / \alpha_s = 0.4 \pm 0.05$
  - v) Hydrophone location プロペラ中心面<sup>\*4</sup>より後方4Dの位置及び各社標準(プロペラ位置真横)
  - vi) Mounting of hydrophone 各水槽の標準
  - vii) Analysis  $\frac{1}{3}$  octave band 解析  
中心周波数 63 Hz ~ 20KHz を含む範囲  
狭帯域解析(1KHz 以下)が可能なところは実施する。
  - viii) Photographs Cavitation patterns を写真記録する。

\*1 Under Line の条件は各水槽で必ず実施。

Ps-e

\*2 定義は次の通り  $\sigma_n = \frac{Ps - e}{1/2 \rho (\pi n D)^2}$

従って、通常用いられる Cavitation number への換算は  $\pi^2 \sigma_n$  になる。

\*3 ITTC の recommendation

\*4 CL上 0.7R の位置

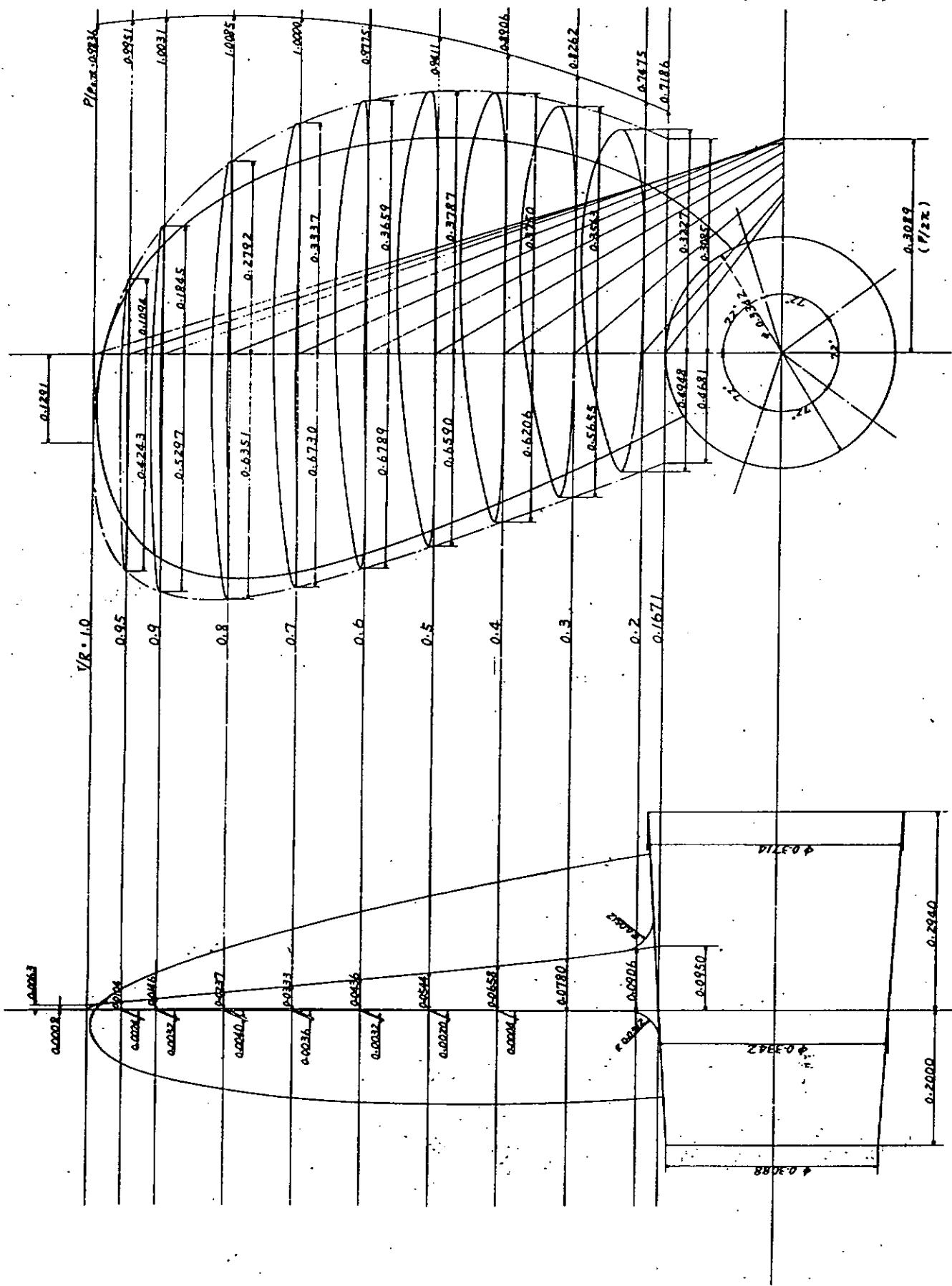
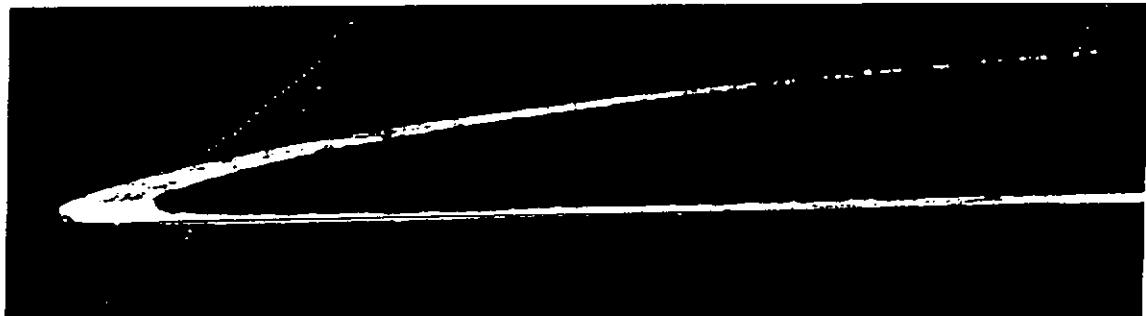


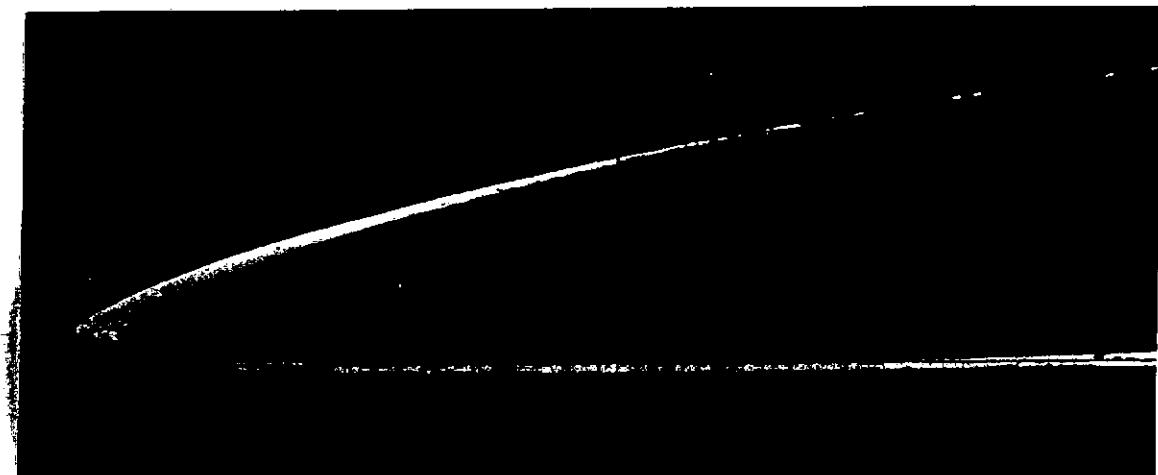
Fig.3.3.2.1 供試ゾロベラ図

Scale 10/1

0.9 R A 翼



0.7 R A 翼



白色部分の内側の縁が、プロペラの前縁形状を示す。

Fig.3.3.2.2 プロペラ翼型計測結果

(光学的プロペラ検査機)

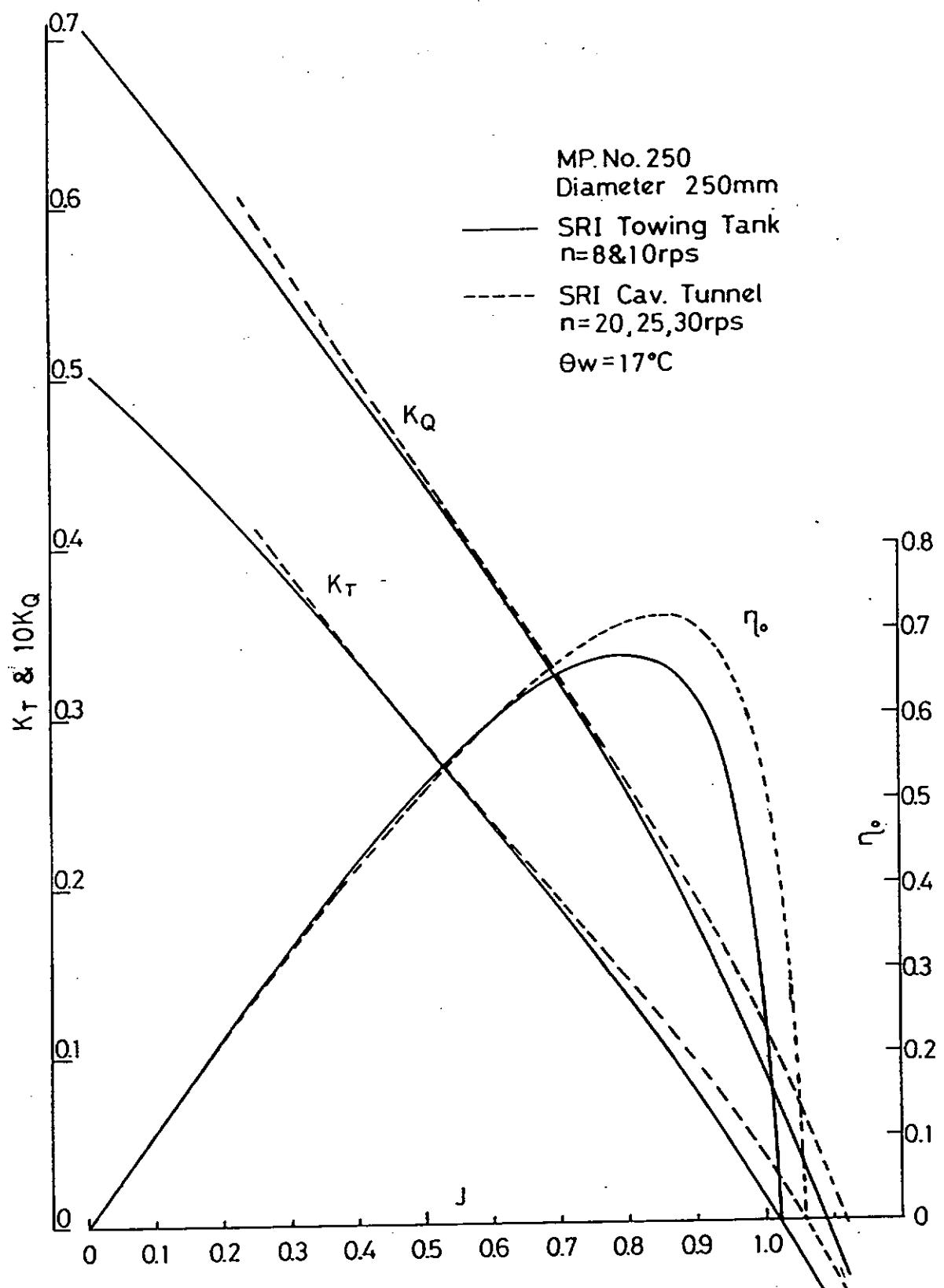


Fig.3.3.2.3 プロペラ単独試験結果

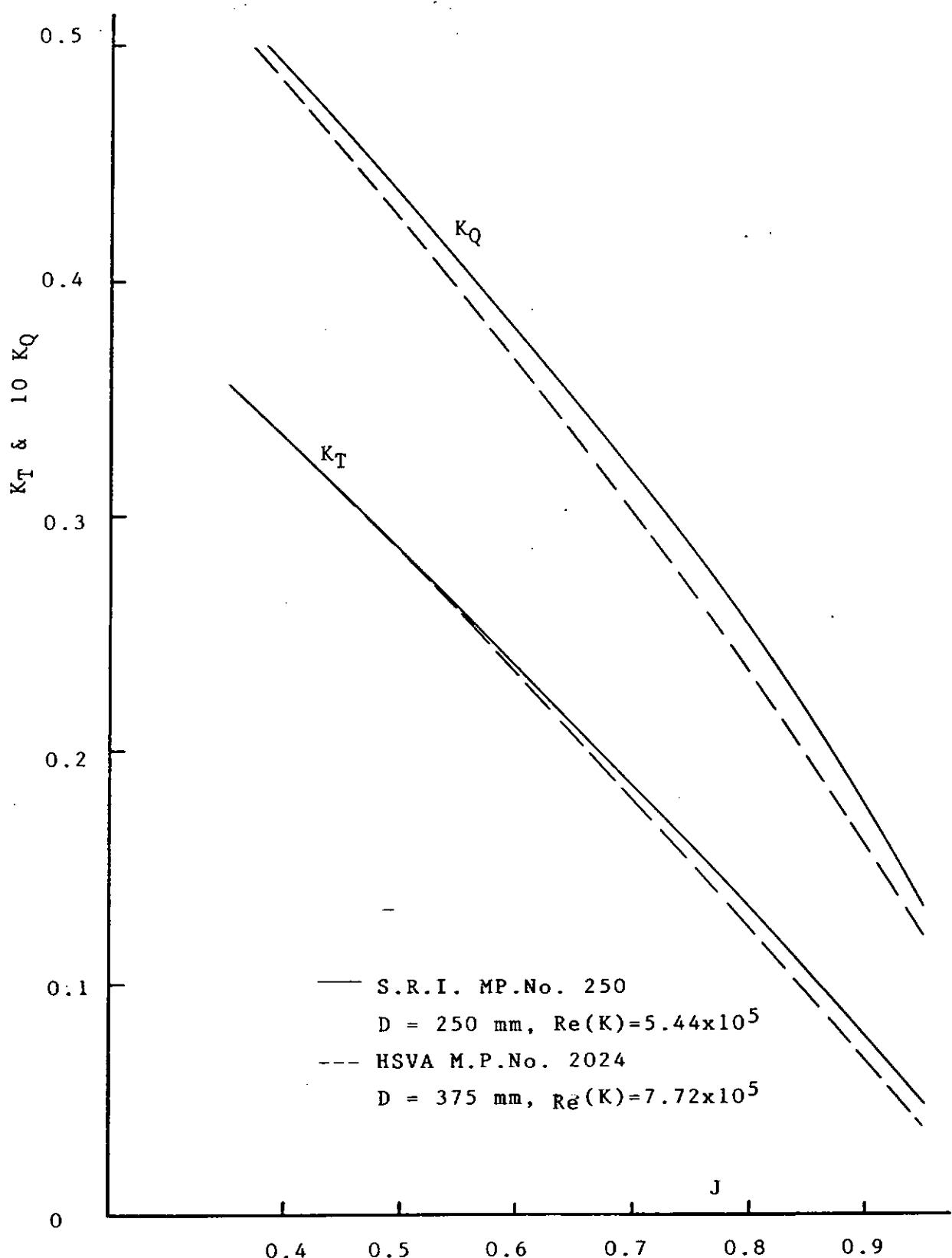


Fig.3.3.2.4 プロペラ単獨特性の比較

### 3.3.3 均一流中での騒音計測 1 (日本造船技術センター)

#### (1) 動 力 計

K & R H 3 6

#### (2) 試 験 状 態

$J = 0.60, 0.70, 0.90$

$\sigma'_{\infty} = 0.185$ , Non-cavitation

$n = 25.00 \text{ rps}$

$a/a_s = 41 \sim 41.5 \%$

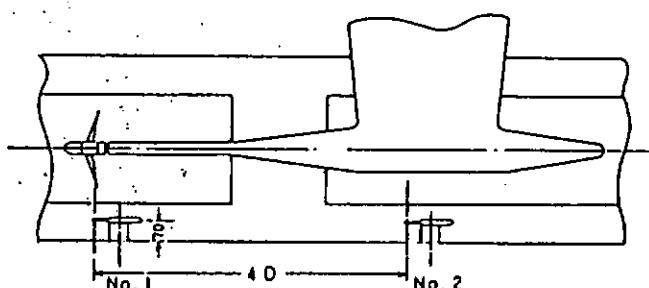
$T_w = 21.3 \sim 22.0 \text{ }^{\circ}\text{C}$

#### (3) Hydrophoneの位置

No. 1 の Hydrophone の受感部中心は  $0.7R$  の GL 直下

No. 2 の Hydrophone は No. 1 より後方  $4D$  である。

No. 1 および No. 2 ともタンク下面より  $70 \text{ mm}$  上方の中心線上である。



#### (4) 計 測 結 果

キャビテーション・パターンのスケッチを Fig. 3.3.3.1 に示し、

騒音計測結果を Fig. 3.3.3.2 ~ 3.3.3.4 に示す。

$J = 0.60$  では安定したシート・キャビテーションが  $0.88 R$  ~ Tip で発生した。  $J = 0.70$  では間欠的なチップ・ボルテックス・キャビテーションが、 $J = 0.90$  では安定したフェース・キャビテーションが発生した。

騒音計測結果を見ると、日本造船技術センターのキャビテーション

・タンネル固有のいくつかの周波数で高い音圧レベルを示している。

それは 630 Hz, 12.5 kHz および 80 kHz で、630

Hz のものはプロペラ動力計の齒車の歯数によるもの（歯数 23 × プロペラ回転数 25 rps ÷ 630 Hz）である。

Hydrophone の位置による違いを比べると、暗騒音状態における歯数による周波数成分は №1 の位置のものが顕著である。 №1 の場合、

250 Hz 以下の周波数成分に流速の影響が顕著に現れているが、

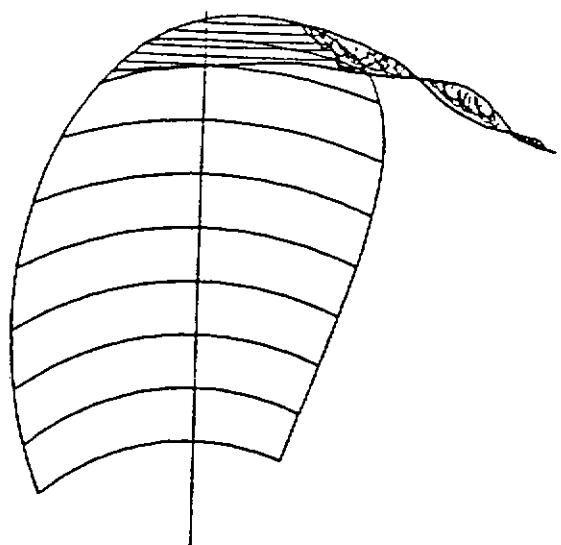
№2 では、余り現れていない。また 1.6 kHz ~ 63 kHz では、№1 の音圧が №2 に比べて 3~4 dB 低い。ブレード・レート

(125 Hz) における音圧を見ると、№1 では明確なピークを示しているが、№2 ではピークが認められない。

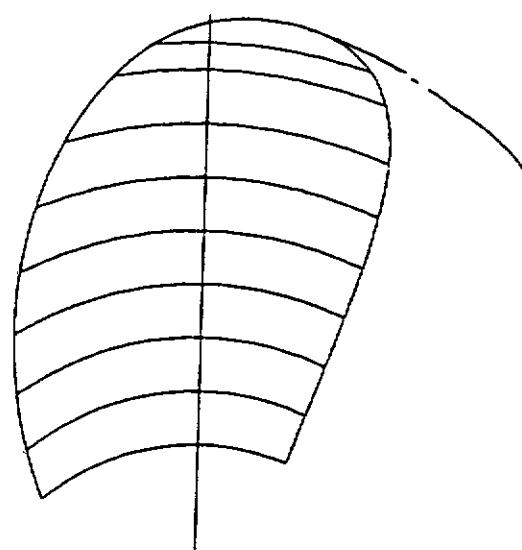
16 kHz 以上の周波数の高い成分で見ると、J = 0.90 のフェース・キャビテーション発生時の音圧レベルがきわめて大きい。J =

0.60 のシート・キャビテーション発生時の音圧レベルは、J = 0.7 のチップ・ボルテックス・キャビテーション発生時の音圧レベルより 3 dB 程大きい。これらのことば、№1, №2 共にいえるが、№2 のものは、減衰のため №1 に比べて 3~10 dB 小さい。

$J = 0.601$   
 $K_T = 0.2466$   
 $10K_a = 0.3815$   
 $\sigma_N = 0.1847$   
 $n = 25.00 \text{ rps}$



$J = 0.702$   
 $K_T = 0.1925$   
 $10K_a = 0.3130$   
 $\sigma_N = 0.1843$   
 $n = 25.00 \text{ rps}$



$J = 0.903$   
 $K_T = 0.0809$   
 $10K_a = 0.1689$   
 $\sigma_N = 0.1848$   
 $n = 25.00 \text{ rps}$

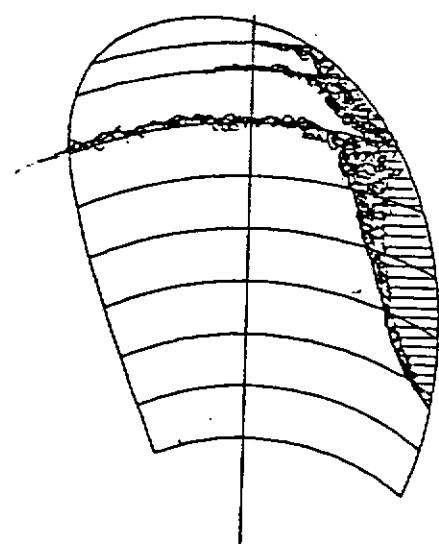


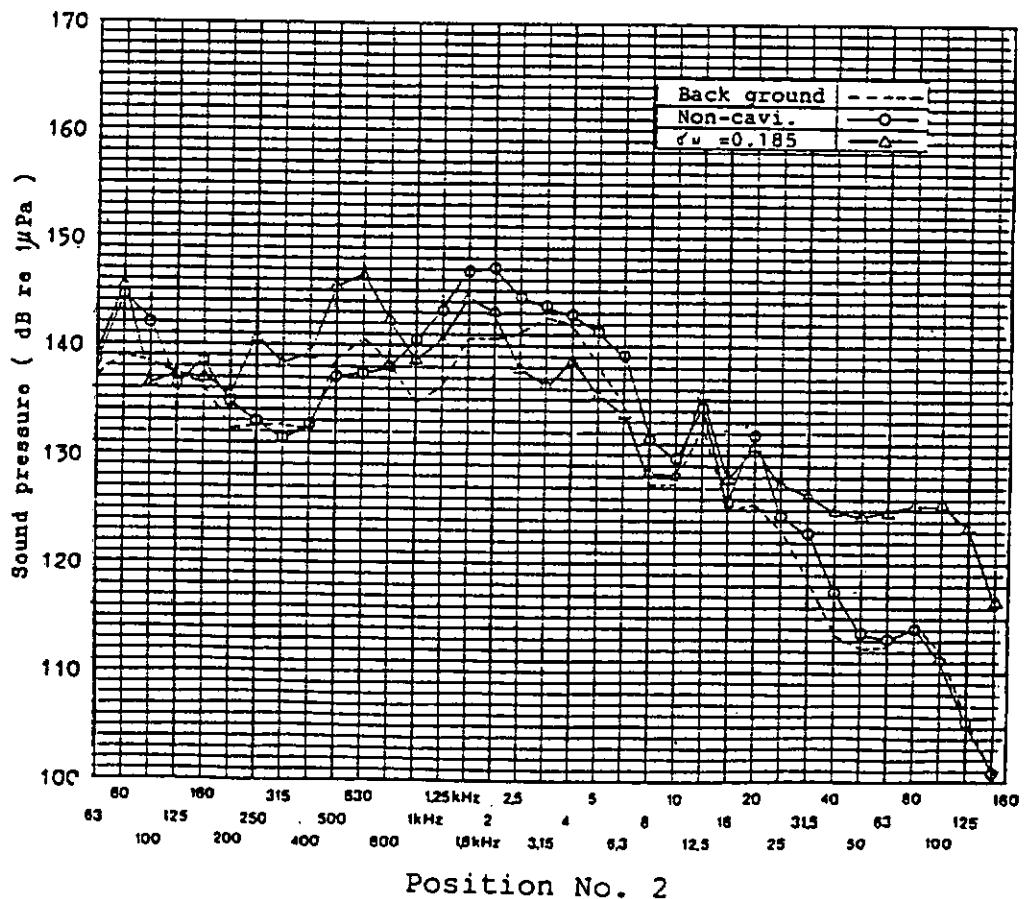
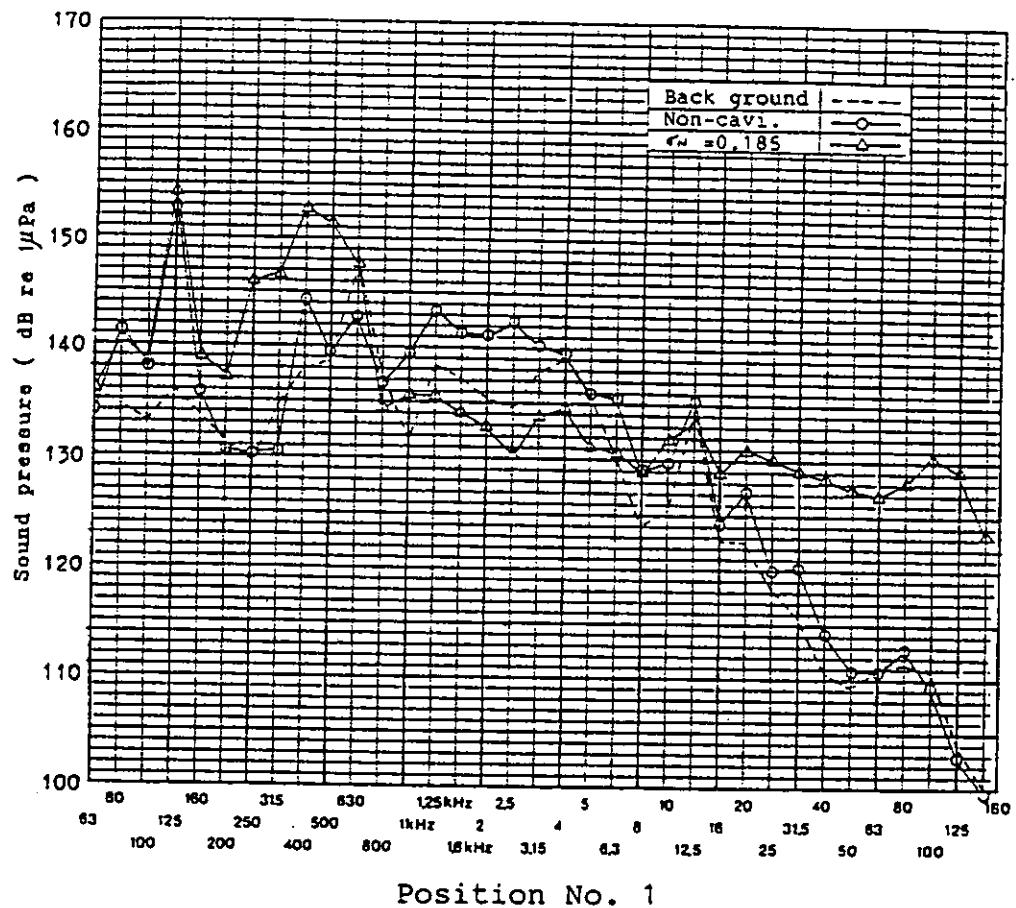
図 3.3.3.1 キャビテーション・パターンのスケッチ ( $\theta = 270^\circ$ )

1/3 Octave  
Spectrum  
Sydney  
Express  
Model  
Experiment  
 $J = 0.60$   
 $n = 25.00 \text{ rps}$

Non-  
Cavitation  
 $J = 0.599$   
 $K_T = 0.2464$   
 $10K_a = 0.3810$   
 $\sigma_N = 0.8121$

$\sigma_N = 0.185$   
 $J = 0.601$   
 $K_T = 0.2466$   
 $10K_a = 0.3815$   
 $\sigma_N = 0.1847$

$d/d_t (\%) = 41.5$   
 $T_w (\text{°C}) = 21.3$

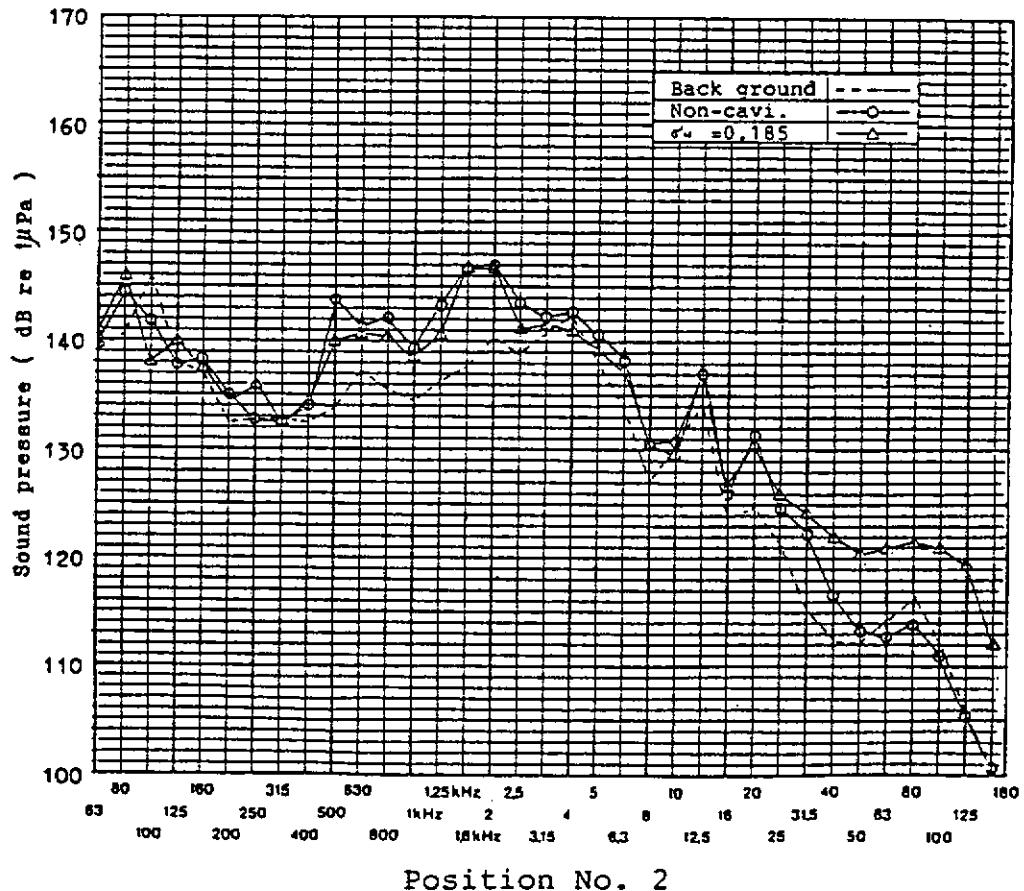
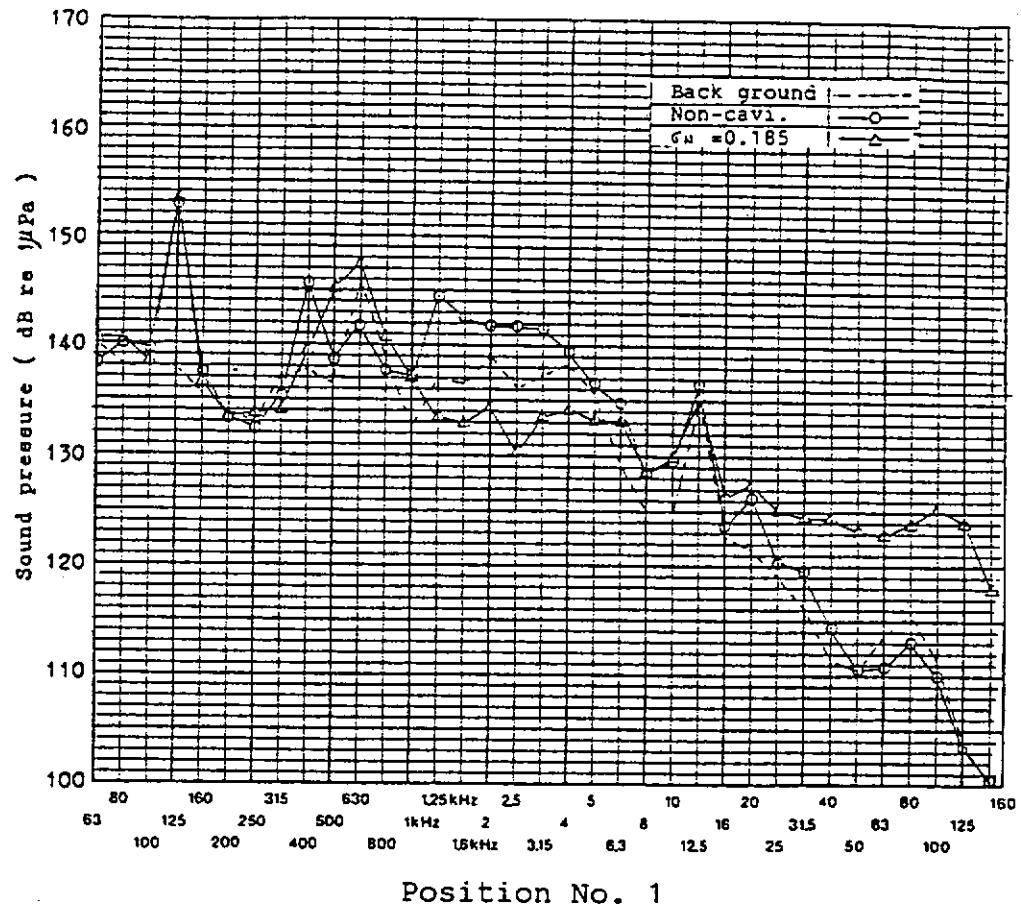


1/3 Octave  
Spectrum  
Sydney  
Express  
Model  
Experiment  
 $J = 0.70$   
 $n = 25.00 \text{ rps}$

Non-  
Cavitation  
 $J = 0.700$   
 $K_T = 0.1944$   
 $10K_\alpha = 0.3146$   
 $\sigma_N = 0.7610$

$\sigma_N = 0.185$   
 $J = 0.702$   
 $K_T = 0.1925$   
 $10K_\alpha = 0.3130$   
 $\sigma_N = 0.1843$

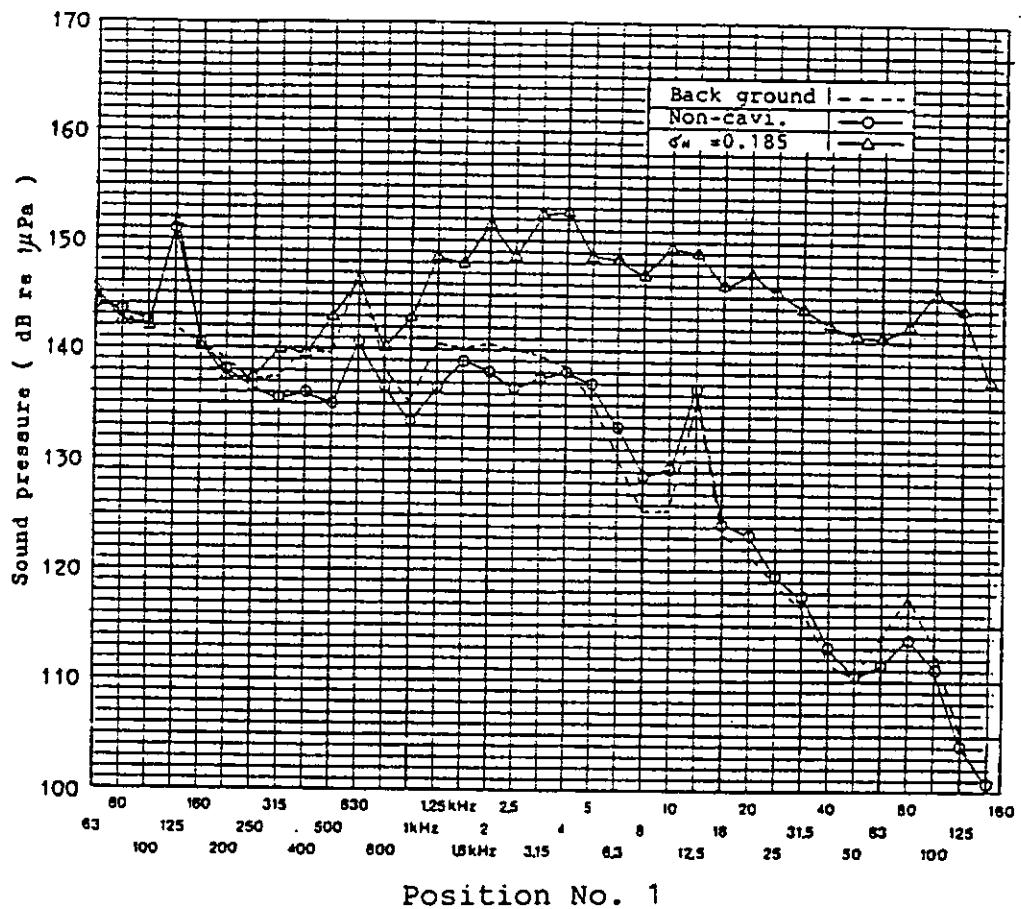
$d/d_r (\%) = 41.5$   
 $T_w (\text{°C}) = 21.3$



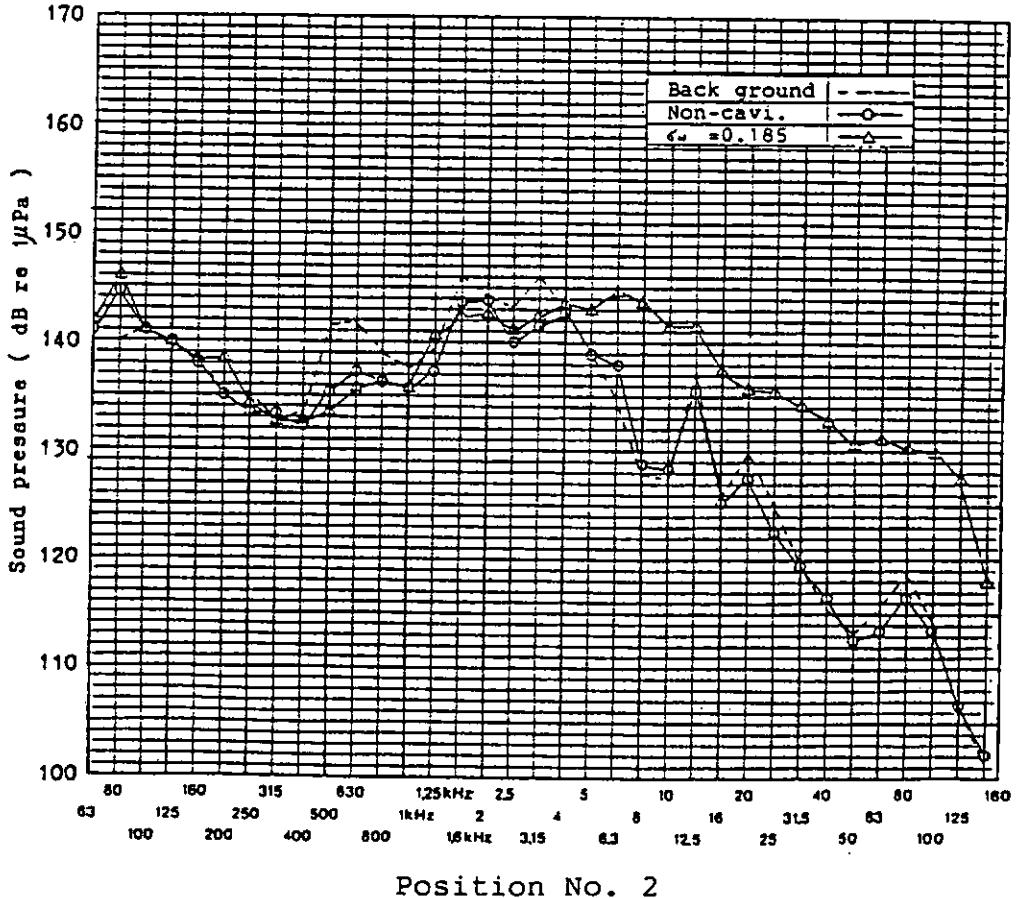
☒ 3 . 3 . 3 . 3       $J = 0 . 7 0$

1/3 Octave Spectrum  
Sydney Express  
Model Experiment  
 $J = 0.90$ .  
 $n = 25.00 \text{ rps}$

Non-Cavitation  
 $J = 0.900$   
 $K_r = 0.0845$   
 $10K_A = 0.1724$   
 $\delta_H = 0.5775$



$$\frac{d}{d_s}(\%) = 41.5$$



✉ 3. 3. 3. 4

$$J = 0, \pm 0$$

### 3.3.4 均一流中での騒音計測Ⅱ

#### 3.3.4.1 試験方法

1. 模型プロペラ：供試プロペラは3.3.2に述べられた直径250mmの“Sydney Express”プロペラ (S R I : M. P. N o . 250) である。

2. 計測部：試験は大型キャビテーション水槽の第1計測部 (750mm) の均一流中で行われ、流速はベンチュリーにより計測された。前進係数Jは、この流速に基づき定義される。

3. 動力計：動力計としては主動力計 (K & R J 26: スラスト±600kg、トルク±30kg-m、回転数60.0rps) を用いた。上流側から駆動される。

#### 3.3.4.2 試験状態

計測は3.3.1で述べられた試験方案に基づき行われた。

1. 前進係数:  $J = 0.60, 0.70$  及び  $0.90$  で行われた。

2. キャビテーション数:  $\sigma n = 0.185$  と Non-Cavitation 状態につき行った。

3. プロペラ回転数:  $n = 25.00 \text{ rps}$  で行った。

4. 空気含有率:  $a / a_s \approx 0.36$

5. 水温:  $\theta_w = 16.9 \sim 17.8^\circ \text{C}$

#### 3.3.4.3 計測方法

ハイドロフォンの配置及び計測装置をFig.3.3.4.1に示す。No.3ハイドロフォンの音響中心とプロペラの0.7RのG.Lを一致させて、計測した。1m後方のハイドロフォンでの計測の時にはプロペラと動力計を約114mm上流へ移動させた。

#### 3.3.4.4 計測結果

##### 1. キャビテーション観測

各Jに対するキャビテーション・パターンのスケッチをFig.3.3.4.2に示す。 $J = 0.7, \sigma n = 0.185$  は Tip Vortex Cav. の初生に対応し、 $J = 0.6$  は Tip Vortex Cav. を含むシートキャビテーション状態、 $J = 0.9$  はフェイス・キャビテーション状態に対応する。

##### 2. キャビテーション騒音計測

プロペラ直横 (Position 1) と 1m 後方 (Position 2) における各Jに対する騒音計測結果をFig.3.3.4.3～5に示す。各図に背景雑音、Non-Cavitation状態及び $\sigma n = 0.185$ における騒音が示されている。上図は真横、下図は1m後方での計測結果である。中心周波数63Hz～160kHzの範囲で1/3オクターブ・バンド解析を行っている。

Fig.3.3.4.3は $J = 0.6$ の場合の結果であり、キャビテーションが発生すると250Hz～5kHzと40kHz以上で10dB程度の騒音レベルの上昇が見られる。プロペラ直横と1m後方では全体に同じ傾向であるが、真横で315Hzにあった大きなピークは1m後方では500Hzに移る。

Fig. 3. 3. 4. 4 は  $J = 0.7$  の場合の計測結果であり、背景雑音と Non-Cav. は殆ど差がなく、キャビが発生すると 2 ~ 7 dB のわずかな騒音レベルの上昇が見られる。発生するキャビがかなり間欠的初生であったためと思われる。1 m 後方と真横のデータを比べると、前者は 630 Hz 以上で騒音レベルが低くなるが、傾向は同じである。

Fig. 3. 3. 4. 5 は  $J = 0.9$  の場合の結果であり、真横での計測ではキャビーションが発生すると 2 kHz 以上で 20 dB 程度の上昇が見られ、1 m 後方でも 10 dB 以上の上昇が見られた。

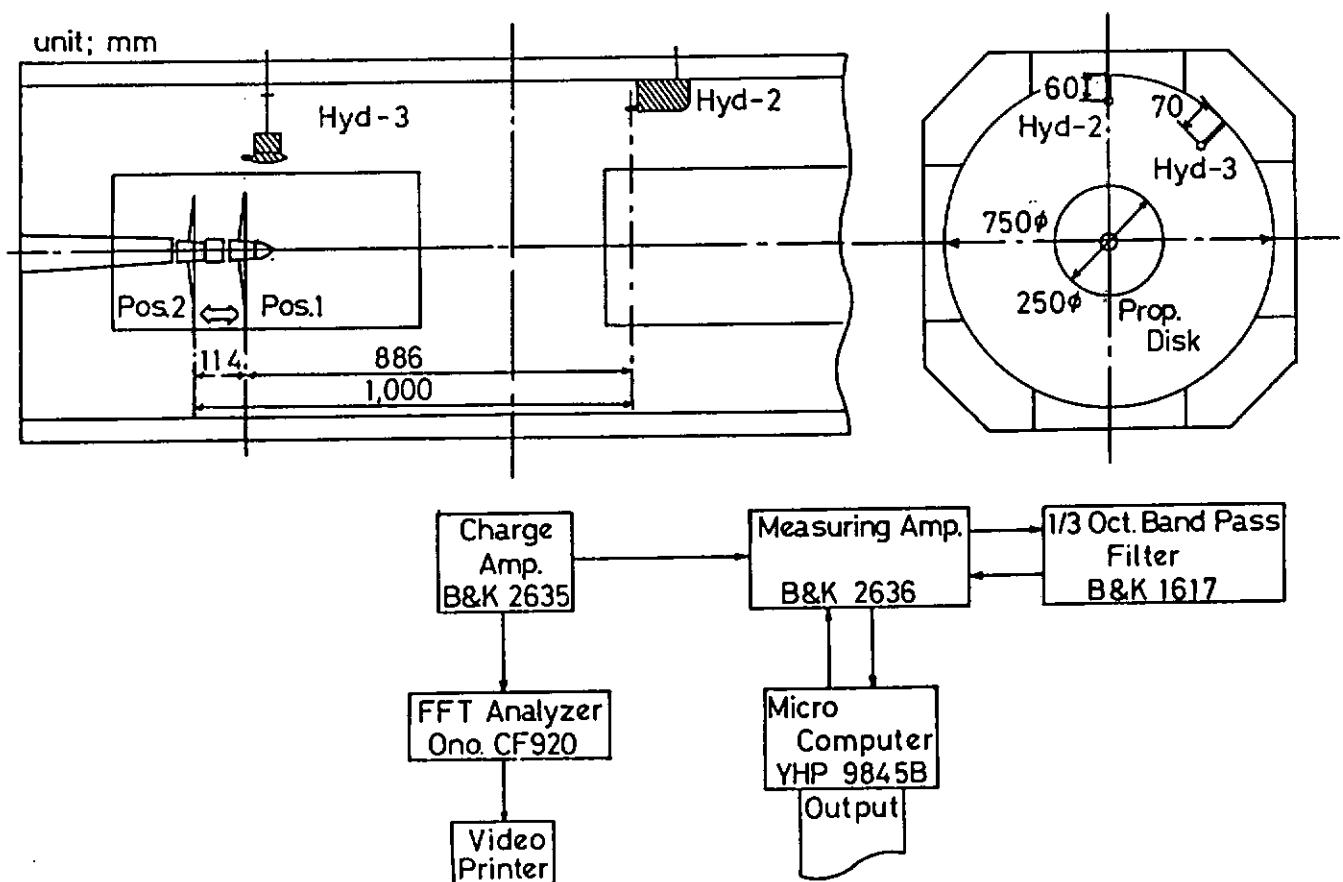
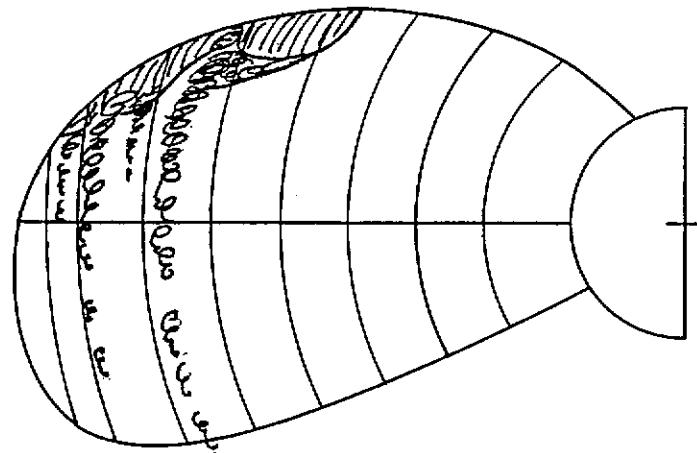
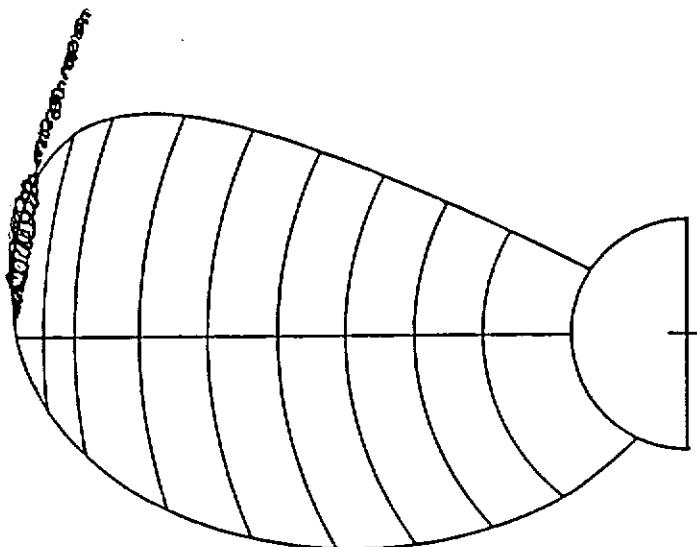


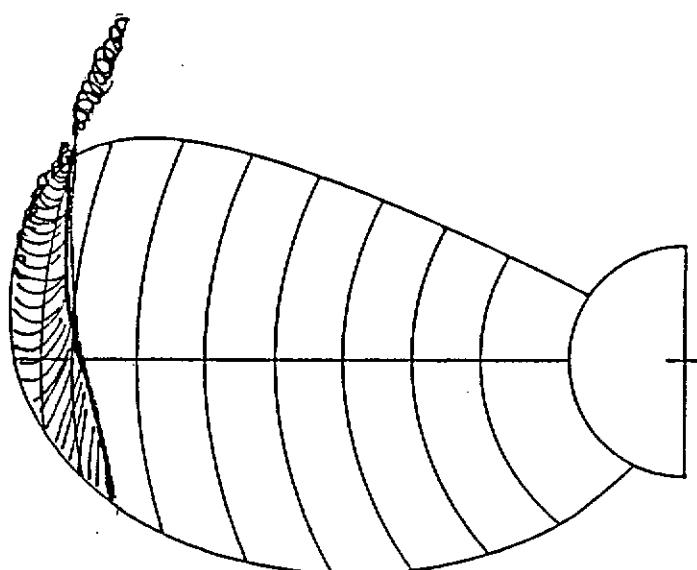
Fig. 3. 3. 4. 1 ハイドロフォンの配置と計測システム



$J = 0.9, K_T = 0.095$   
 $\sigma_n = 0.185$   
 $n = 25.00 \text{ rps}$



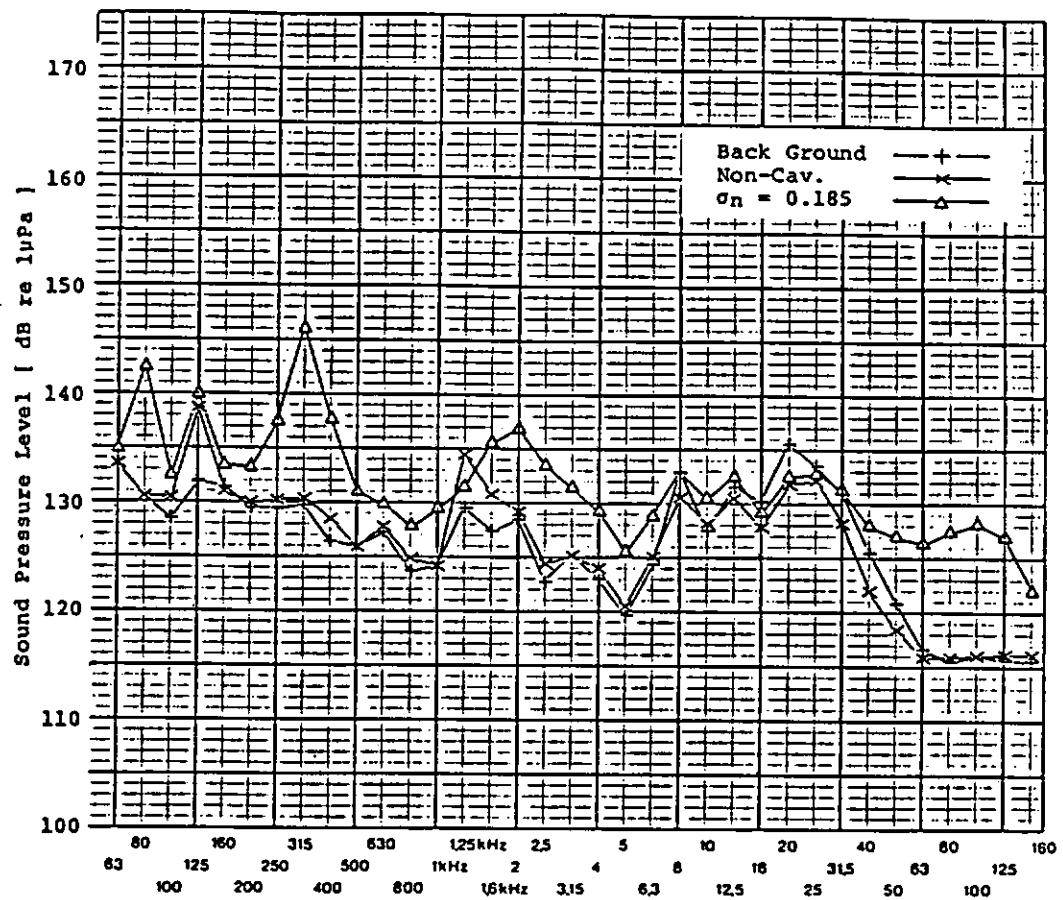
$J = 0.7, K_T = 0.198$   
 $\sigma_n = 0.185$   
 $n = 25.00 \text{ rps}$



$J = 0.6, K_T = 0.248$   
 $\sigma_n = 0.185$   
 $n = 25.00 \text{ rps}$

Fig. 3. 3. 4. 2 キャビテーション・バターン

1/3 Octave Band Spectrum  
 M.P. No. 250 (SRI)  
 "Sydney Express"  
 In Uniform Flow  
 At Position 1  
 $J = 0.6$   
 $n = 25.00 \text{ rps}$



1/3 Octave Band Spectrum  
 M.P. No. 250 (SRI)  
 "Sydney Express"  
 In Uniform Flow  
 At Position 2  
 $J = 0.6$   
 $n = 25.00 \text{ rps}$

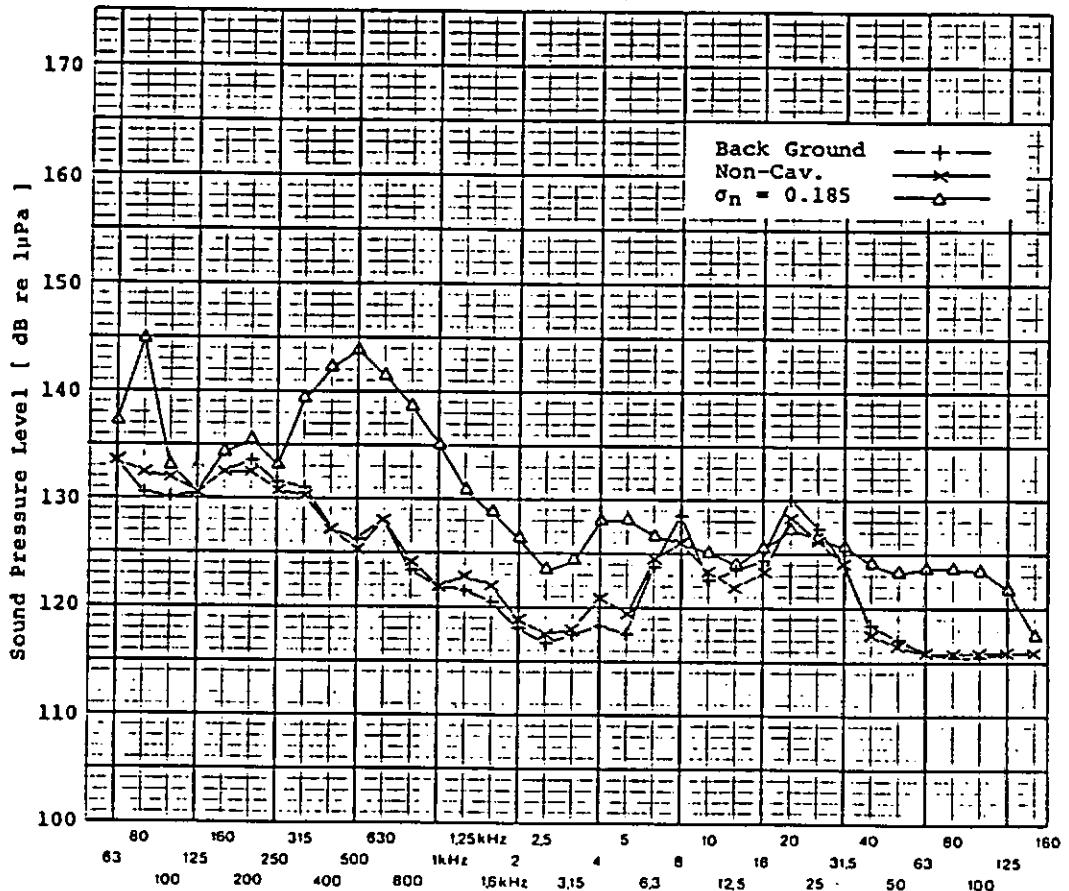


Fig. 3. 3. 4. 3 驚音計測結果 ( $J = 0.6$ )

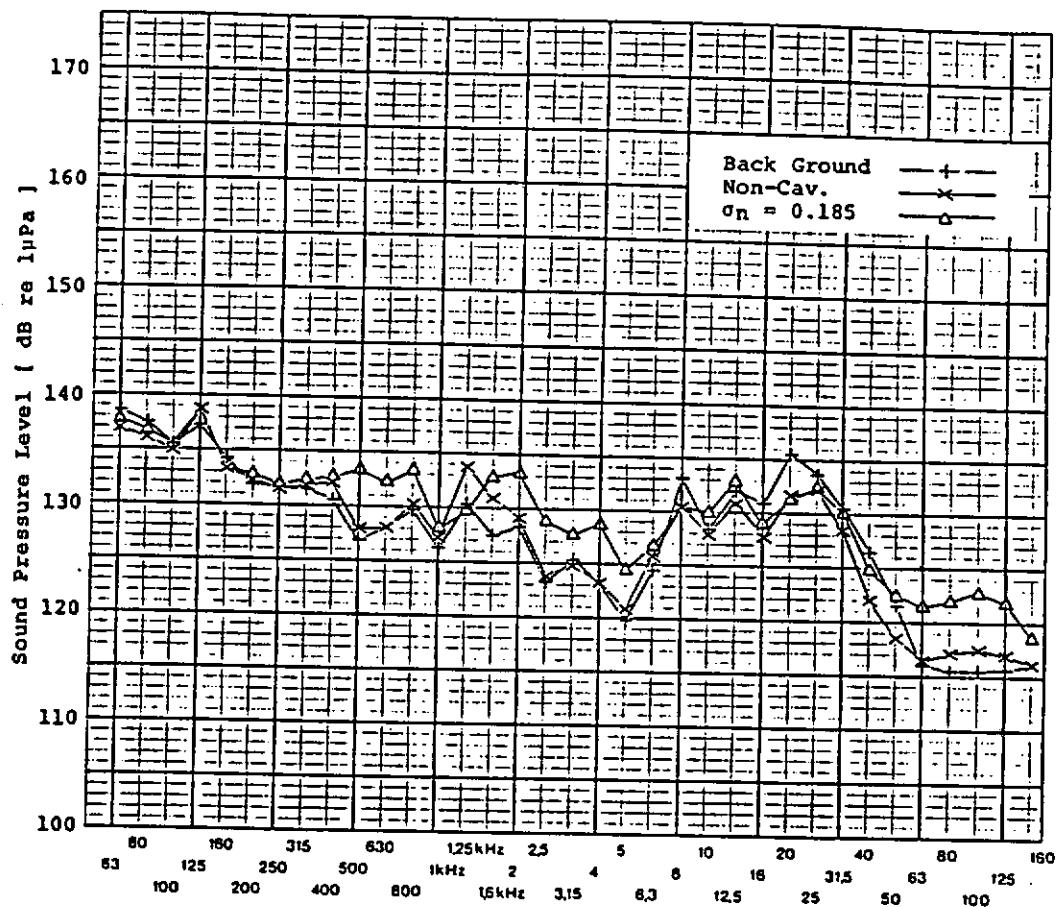
1/3 Octave Band Spectrum

M.P. No. 250 (SRI)  
"Sydney Express"

In Uniform Flow

At Position 1

$J = 0.7$   
 $n = 25.00 \text{ rps}$



1/3 Octave Band Spectrum

M.P. No. 250 (SRI)  
"Sydney Express"

In Uniform Flow

At Position 2

$J = 0.7$   
 $n = 25.00 \text{ rps}$

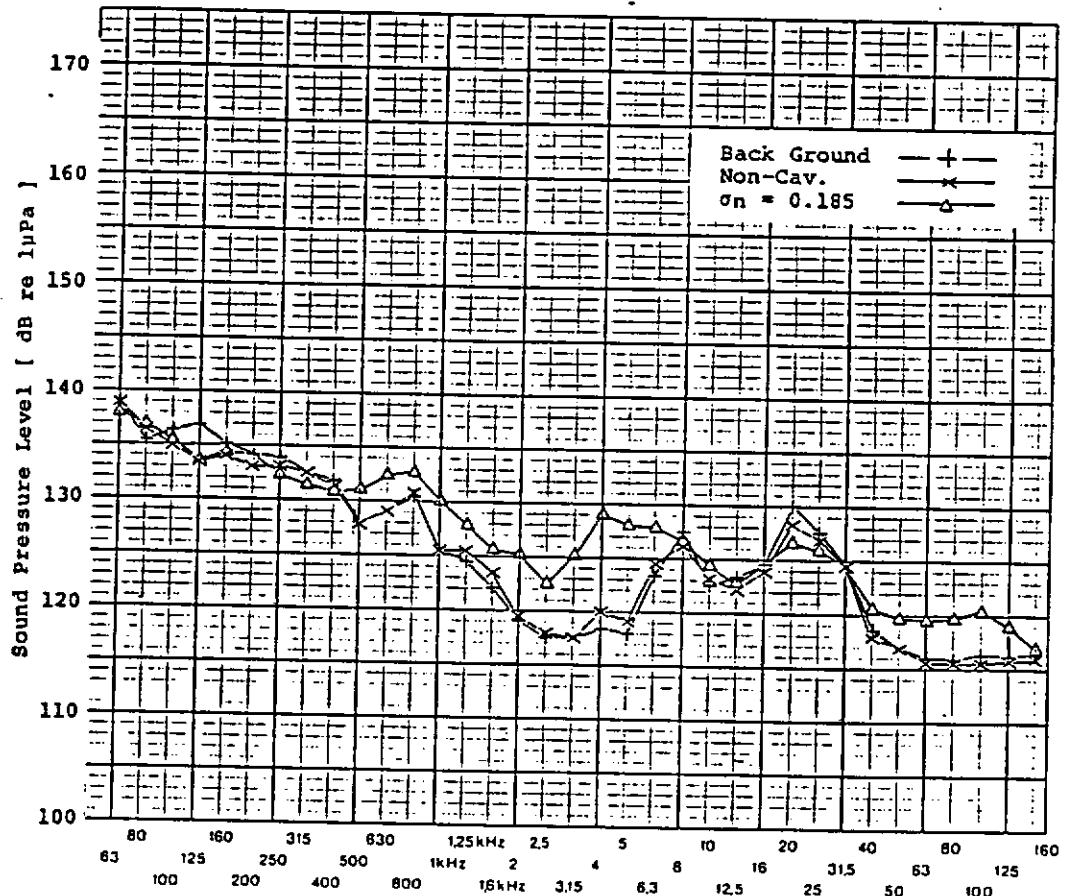


Fig. 3. 3. 4. 4 駆音計測結果 ( $J = 0.7$ )

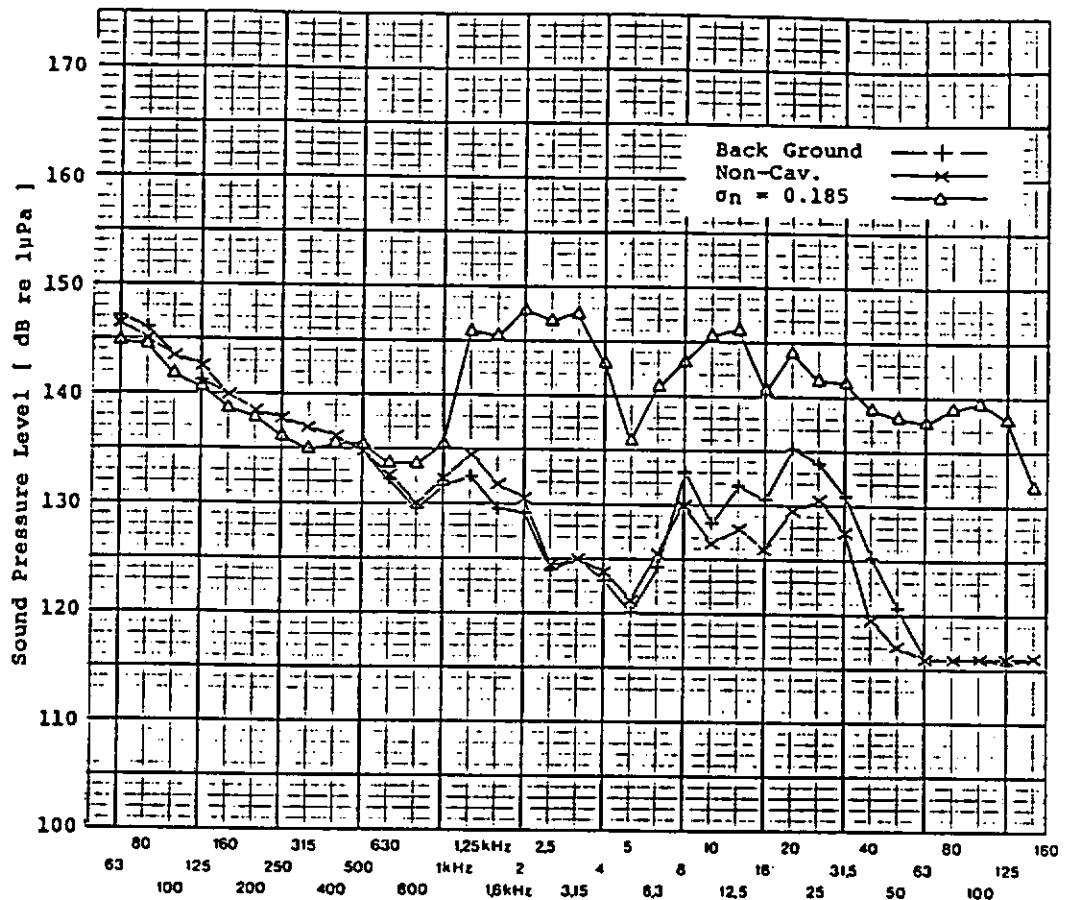
## 1/3 Octave Band Spectrum

M.P. No. 250 (SRI)  
"Sydney Express"

### In Uniform Flow

At Position 1

J = 0.9  
n = 25.00 rps



## 1/3 Octave Band Spectrum

M.P. No. 250 (SRI)  
"Sydney Express"

### In Uniform Flow

At Position 2

J = 0.9  
n = 25.00 rps

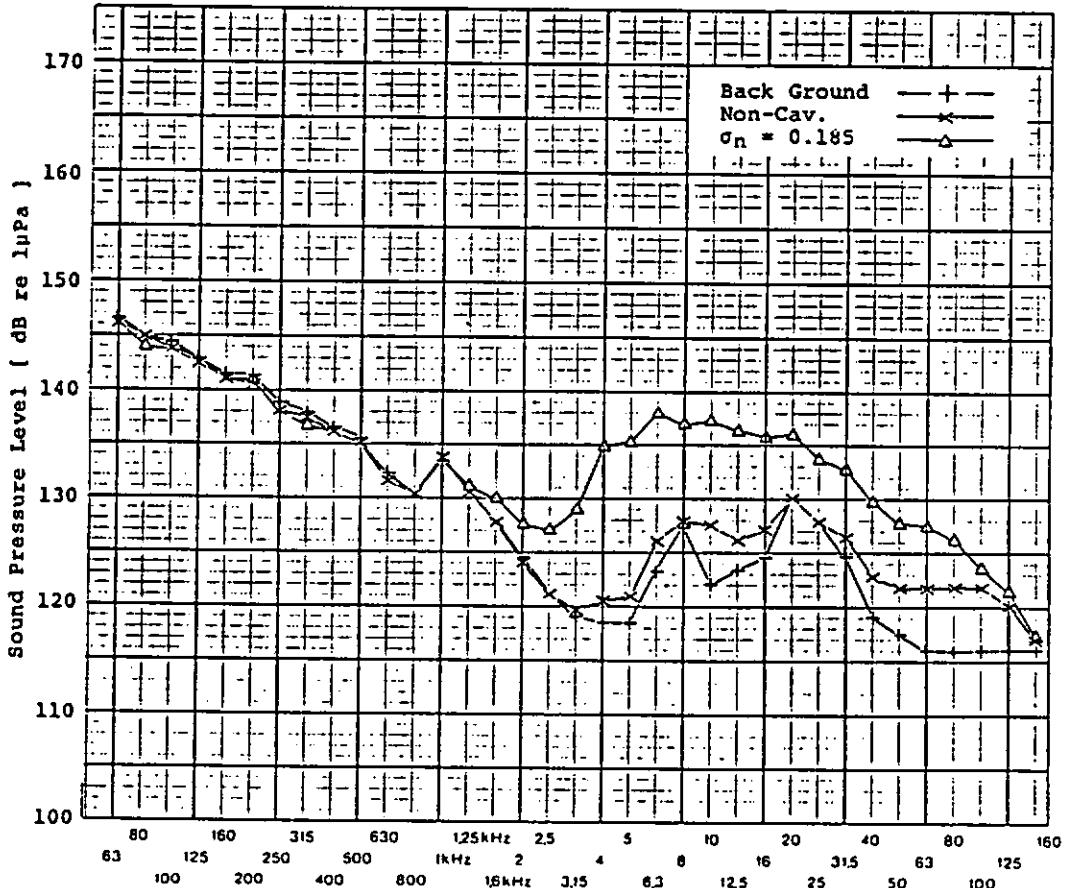


Fig. 3. 3. 4. 5 驚音計測結果 ( $J = 0.9$ )

### 3.3.5　まとめ

3.3.3 及び 3.3.4 に報告された、SRI 及び SRCJ での計測結果の相互比較、及び ITTC キャビテーション委員会での比較試験結果との対比をすると次の通りである。

#### 1) 試験法

今回の試験では、プロペラ作動条件として  $J$  を指定しているが、キャビテーション水槽でのプロペラ特性が単独試験結果とは必ずしも一致せず (Fig.3.3.2.3 参照)、又、キャビテーション水槽での流速計測法も各水槽間で同じではない。しかし、キャビテーションパタンを SRI と SRCJ とで比較してみると、両者の差は通常の試験の再現性のばらつきの中にあると言える。即ち、キャビテーションの初生の段階 ( $J = 0.7$ , 翼端渦キャビテーション) を徐くとプロペラ放射騒音の差はさほど大きくないと予想される。この点については、プロペラ持ちまわり試験の最後の段階で、全体のキャビテーションパタンのばらつきに対応した水中騒音のレベルの差という形でを把握しておきたいと考える。

#### 2) プロペラから 1m 後方での放射騒音の比較

Fig.3.3.5.1 ~3 に、プロペラ後方 1m の位置で計測したプロペラ騒音レベルの両水槽間の比較を示す。

図中には、ITTC キャビテーション委員会の報告から 375mm の模型プロペラで実施した騒音計測データ（プロペラから 1m の位置に換算した値）のばらつきの範囲を示した。これらのデータの対応する水槽名及び試験回転数を Table 3.3.5.1 に示す。

その結果をみると次の事が指摘される。

(a) 高い周波数域 ( $f > 20\text{kHz}$ ) でのキャビテーション騒音のレベルは、SRI と SRCJ では差が小さい (5dB 以下)。この場合アイドルボスとプロペラ試験時とのデータを比較すると、10dB 以上の差があるので S/N 比は充分とれている。

この周波数帯域は、キャビテーション騒音をモノポール音源によると考えると、遠距離音場になっている。即ち、音源の寸法を  $a_0$ 、波数を  $k$  とすると、

$$kr > (ka_0)^2$$

キャビテーション発生源の寸法  $a_0$  のとり方はむずかしいが、簡単のために  $R$  (プロペラ半径) をすると遠距離音場の条件は、

$$f > 7.0 \text{ kHz}$$

なる。従って、高周波数域のキャビテーション騒音については、両キャビテーション水槽共妥当な計測がされていると考えられる。

- (b) 周波数の中間域 ( $f = 1 \sim 10 \text{ kHz}$ ) の範囲では、両水槽のデータの差が大きく、SRCJ のデータの方が高いレベルを示している。

SRCJ のデータをみると例えば  $J=0.6$  及び  $0.9$  の場合アイドルボスの状態の方がキャビテーション発生時より高いレベルを示しており、  $J=0.7$  では、キャビテーションが発生していない状態とアイドルボスの状態との差がない。従って、S/N 比が充分とれていません。これは、SRCJ ではプロペラ動力計を後方に設置しているため、動力計からの騒音がキャビテーション騒音をマスクしているためと考えられる。 SRI での計測は前方動力計を使用しており、アイドルボスとキャビテーション発生時の騒音レベルには  $5 \sim 10 \text{ dB}$  の差があり、一応 S/N 比はとれていると判断される。

- (c) ITTC の  $375 \text{ mm} \phi$  模型プロペラの試験データと比較してみると、  $J=0.6$  及び  $0.7$  場合、  $f > 20 \text{ kHz}$  で SRI と SRCJ のデータは ITTC データのばらつきの中間にきているが、  $J=0.9$  の場合（フェースキャビテーション）は、 ITTC のデータの方がレベルが一様に高い。

### 3) $D = 250 \text{ mm} \phi$ 、 $n = 25 \text{ rps}$ 換算データとの比較

ITTC の比較試験のデータの中から 2 水槽 (SSPA 及び University of Newcastle Upon Tyne (以下 UN と略す)) のデータを  $D = 250 \text{ mm} \phi$ 、  $n = 25 \text{ rps}$  の場合に換算し、 SRI 及び SRCJ とのデータと比較してみた。両キャビテーション水槽の計測部の大きさは、SSPA ; No.2 空洞水槽  $1.0 \text{ m} \phi$ 、UN ;  $1.22 \text{ m} \times 0.81 \text{ m}$  で、プロペラ動力計は上流側に設置されている。ハイドロフォンの配置状態を Table 3.3.5.2 に示す。 SSPA および UN での計測値及び SRI および SRCJ における No.1 ハイドロフォン（プロペラ真横位置）での計測データは、Levkovski の相關式を用いて修正した。即ち、

$$L_1 - L_2 = 20 \log \left\{ \lambda^{2/3} \left( \frac{n_1 D_2}{n_2 D_1} \right)^{1/2} \left( \frac{\sigma n_1}{\sigma n_2} \right)^{1/2} \frac{r_2}{r_1} \right\}$$

但し、 $L_p$ :騒音レベル dB ref. 1 μPa

$n$ :プロペラ回転数

$D$ :プロペラ直径

$r$ :音源と計測点の距離

$\lambda = D_1 / D_2$ : 寸法比

結果を Fig.3.3.5.4~6 に示す。この結果から次の事が指摘されよう。

- a) プロペラ真横位置 (No.1ハイドロフォン) での計測データをプロペラ後方 1 m 位置 (No.2ハイドロフォン) に換算したデータと直接計測したデータとを比較すると、翼端渦キャビテーションが発達した状態 ( $J = 0.6$ )、及び初生段階 ( $J = 0.7$ ) では、 $f > 20\text{kHz}$  の範囲で、SRI 、 SRCJ 共後者の方がレベルが高い。これは、プロペラ後方 1 m 位置のハイドロフォン (No.2 ハイドロフォン) は、翼端渦により近く広い範囲で面しているためと考えられる。他方、フェース・キャビテーションの場合 ( $J=0.9$ ) 両方の差は小さく、2 ~ 4 dB の差で合っている。従って、キャビテーションによる騒音源の形状によっては、計測位置によるレベル差が大きいので、キャビテーション水槽での計測値を実船状態へ換算する場合は、音源とハイドロフォン位置の関係に注意を要する。
- b) プロペラ真横でのハイドロフォン (No.1) での計測値には  $f = nz = 125\text{ Hz}$  のピークが認められるが、No.2 ハイドロフォンでの計測値では明瞭でない。これは圧力変動(この場合は翼通過周波数成分)は近距離音であることを示しており、この音の成分は遠くへは伝搬しない。このピークはキャビテーション水槽の寸法が小さい SRCJ の方が明瞭である。
- c) SSPA 及び UN のデータとの比較をみると次の事が言える。
  - i) SSPA のデータのレベルが比較的高い。特にフェース・キャビテーションの発生状態では他のデータより 15 dB も高く、翼端渦キャビテーションの初生に近い  $J=0.7$  でも  $f = 1 \sim 10\text{ kHz}$  の間では、動力計の騒音を主に計測していると判断されるSRCJのデータに近い。

ii) 他方 UN のデータは周波数の低い側にスパイク状に高いレベルを持つ周波数がある（背景雑音であろう）ものの全体的に SRI のハイドロファン '6.1' で計測されたデータと近い結果を示している（UN の場合はプロペラ真横 position A での計測である）。

#### 4) まとめ

今後更に、他の水槽の試験データとの比較検討を進める必要があるが、今回の試験結果から次の事が指摘される。

- a) キャビテーション騒音源の形状影響（指向性）の調査が必要である。特に、翼端渦、ハブボルテックスキャビテーションの騒音特性の調査が必要である。
- b) キャビテーション水槽の計測部断面が大きい程、一般には背景雑音の影響（壁面の反射等）が小さいと考えられるが、今回の比較の範囲では明瞭でない。今後意図的な比較試験が有用であろう。
- c) 今回の比較では、キャビテーション水槽の計測部の中でも球面拡散をすると仮定しているが、計測部洞の寸法によっては適當かどうかの検討の余地がありそうである。これらの点については、第2年度に実施する他のキャビテーション水槽での比較試験及び、計測部内での音の伝搬状況の計測、計算によって調査を進める予定である。

Table 3.3.5.1 ITTC 比較データ ( $D = 375$  mm φ) の試験回転数

NSVA	No.2 Cav. Tunnel	$n = 32.67$ rps
SSPA	No.2 Cav. Tunnel (No.1 計測洞)	30.00 rps
KRYLOP	Large Cav. Tunnel (K-3)	32.67 rps
KAMEWA		20.00 rps
KAMEWA	(Free surface type)	20.00 rps
NEYRTEC		25.00 rps
NEW CASTLE		20.00 rps

Table 3.3.5.2 ハイドロフォンの配置

Institute	mark	Hydrophone	Dynamometer *	
		type	position	
SRI	No.1	Flush mount	$x = 0$	U
	No.2	"	$x = 1m$	
SRCJ	No.1	Flush mount	$x = 0$	D
	No.2	"	$x = 1m$	
SSPA	H2	Flush mount	$x = 1.471m$	U
UN	Position A	Hydrophone box	$x = 0$	D

\* U : upstream side

D : Down stream side

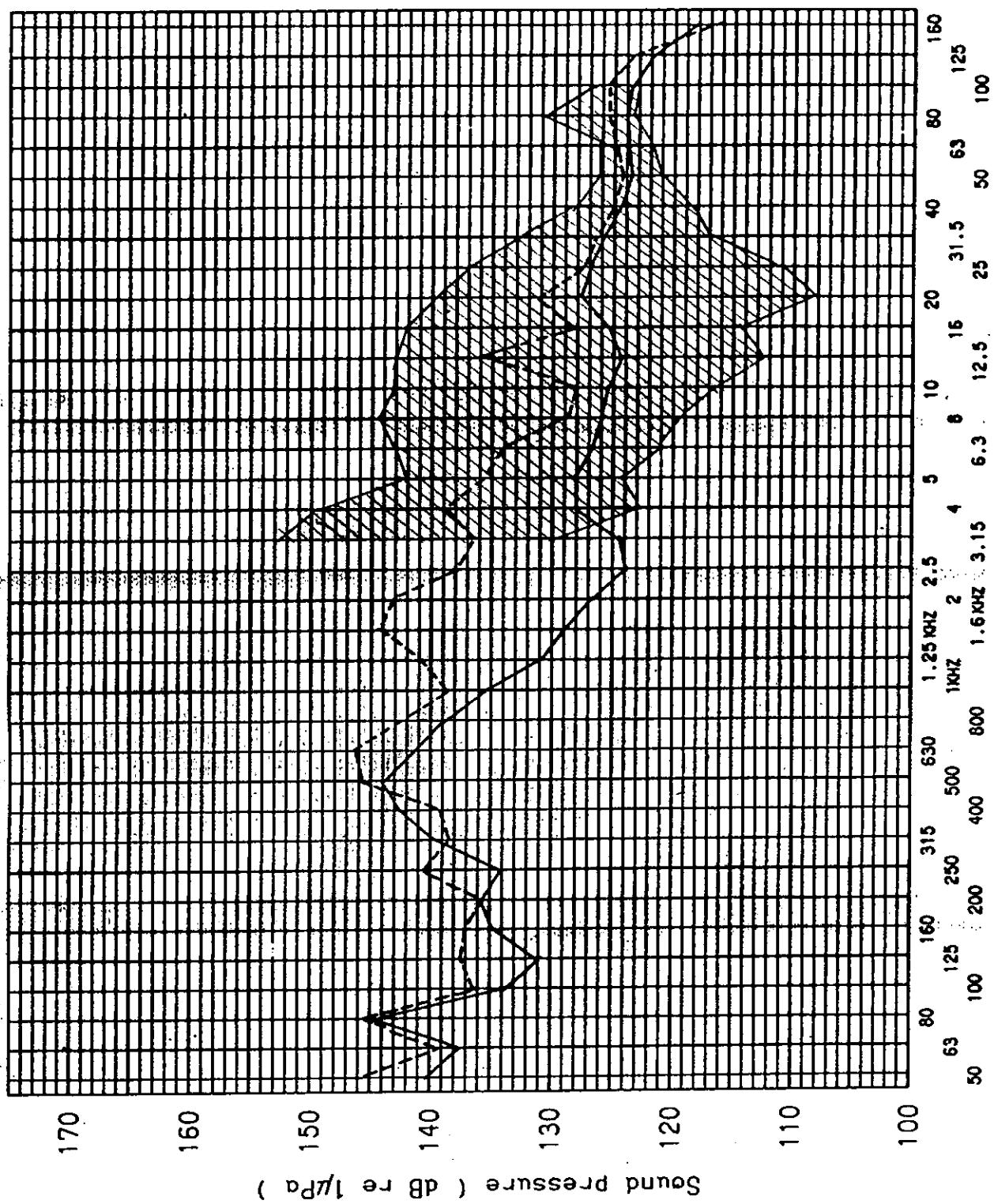
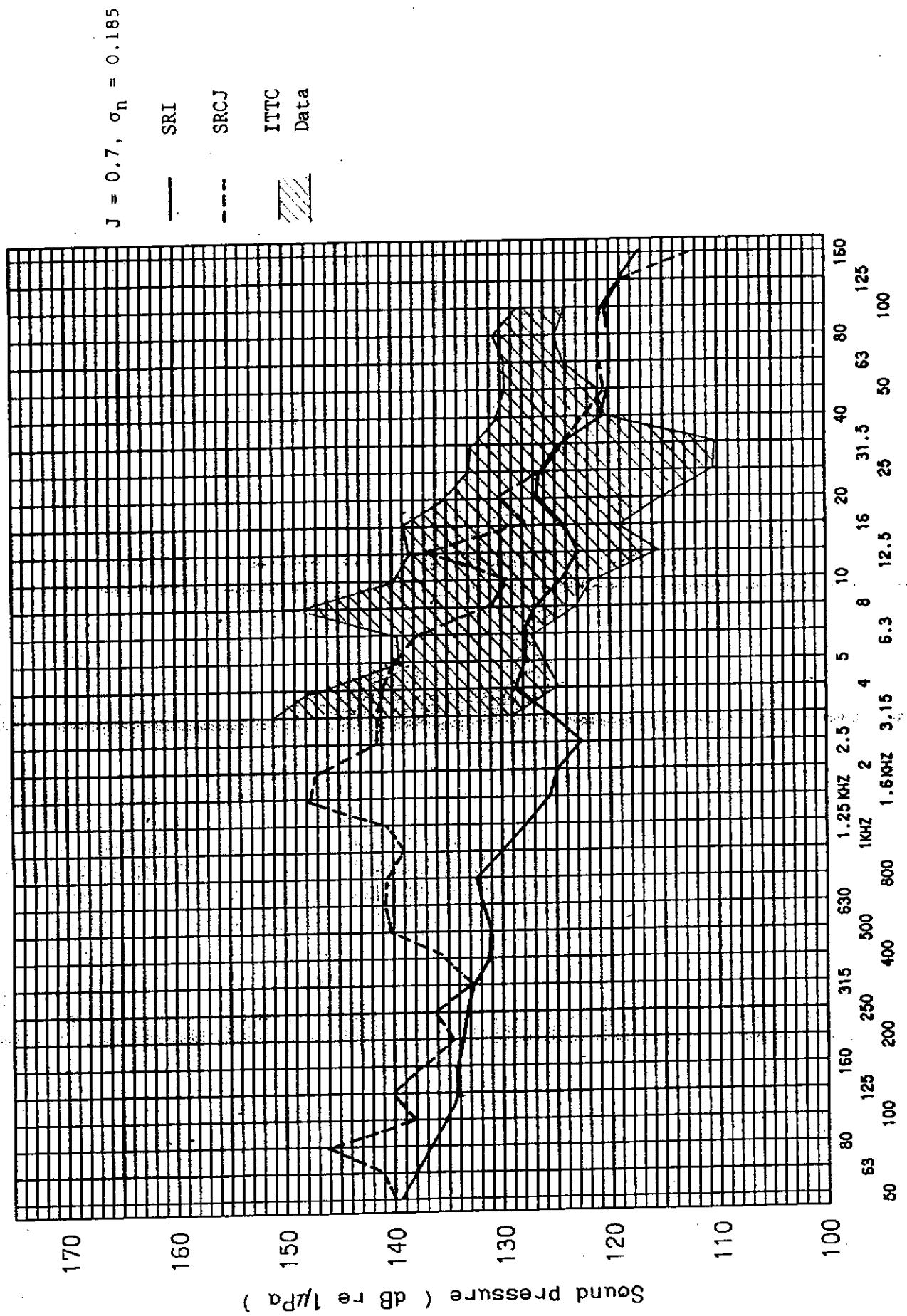


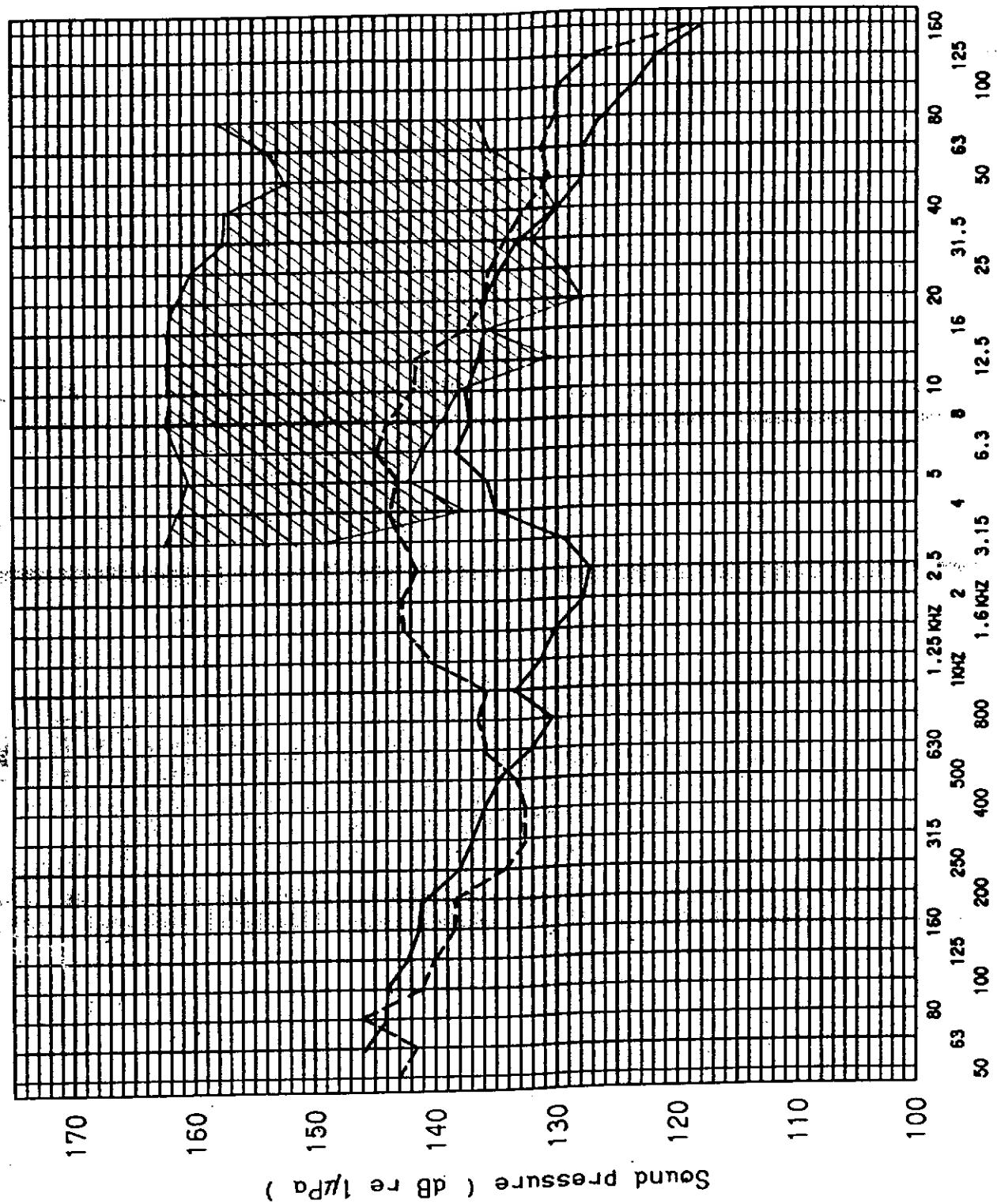
Fig.3.3.5.1 プロペラ騒音計測結果の比較 ( $J=0.6$ )

Fig.3.3.5.1 Comparison of propeller noise measurement results ( $J=0.6$ )



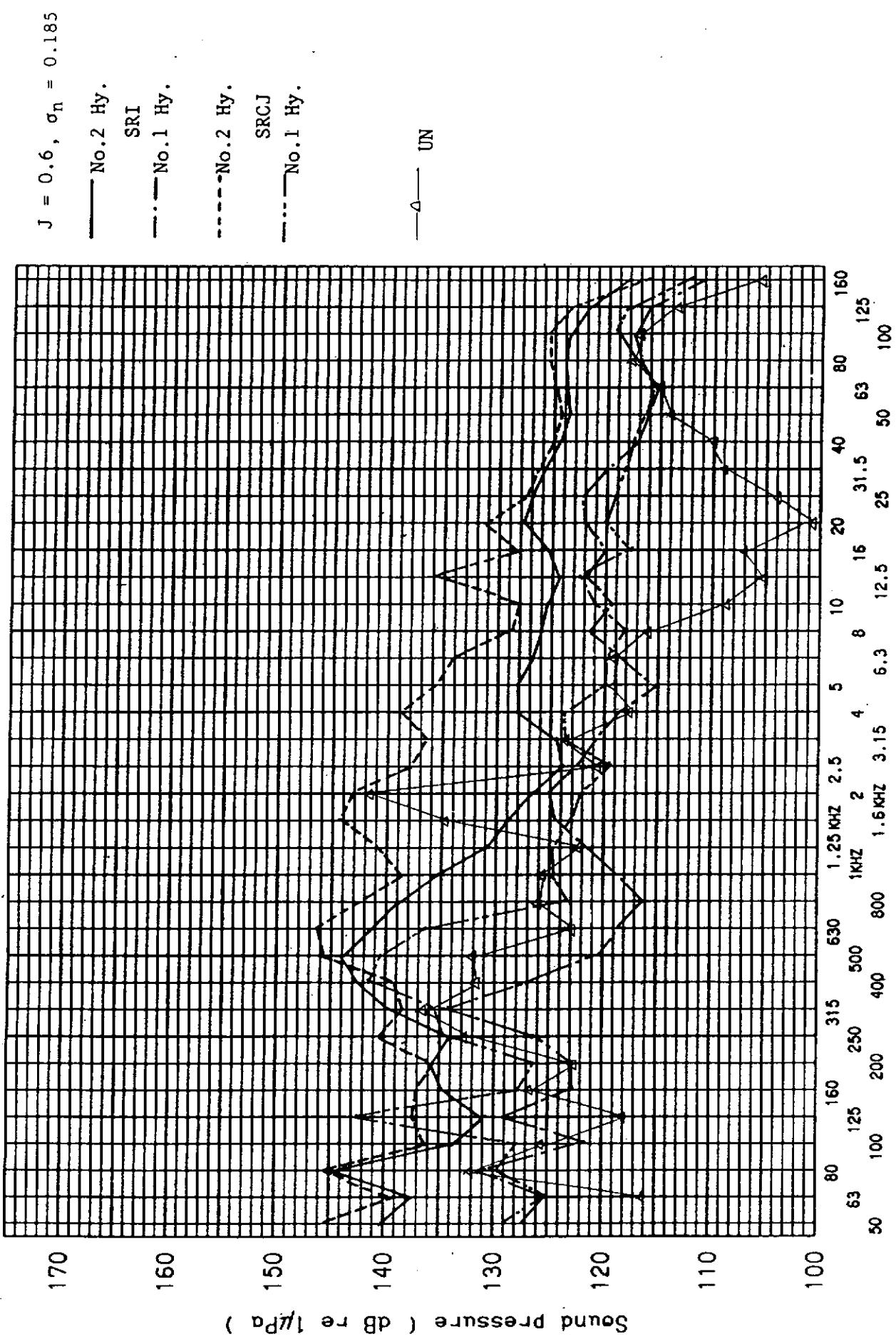
Center frequency of 1/3 octave band analysis

Fig.3.3.5.2 プロペラ騒音計測結果の比較 (  $J = 0.7$  )



Center frequency of 1/3 octave band analysis

Fig.3.3.5.3 プロペラ騒音計測結果の比較 ( $J=0.9$ )



Center frequency of 1/3 octave band analysis

Fig.3.3.5.4 プロペラ騒音計測結果の比較 ( $J=0.6$ )

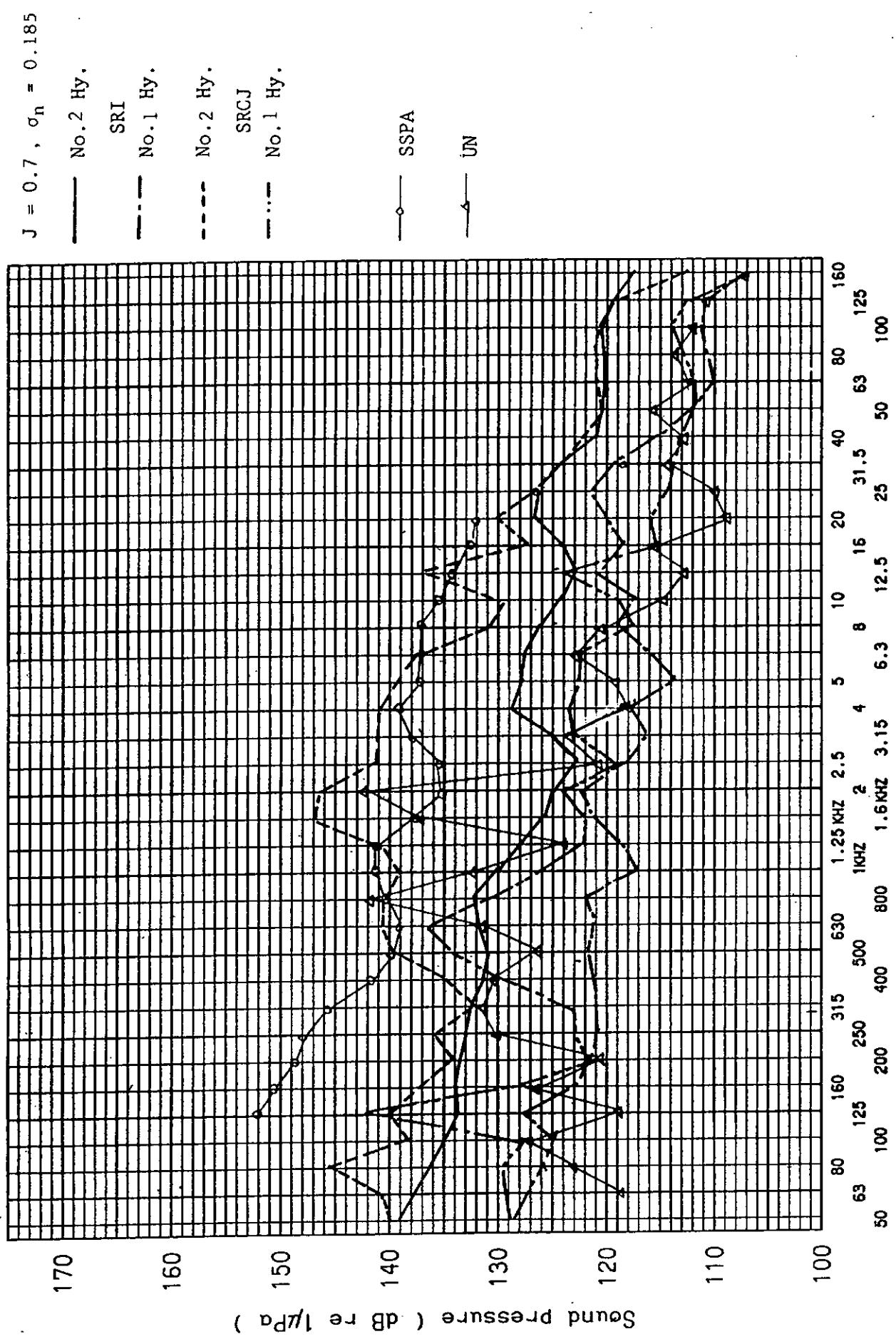
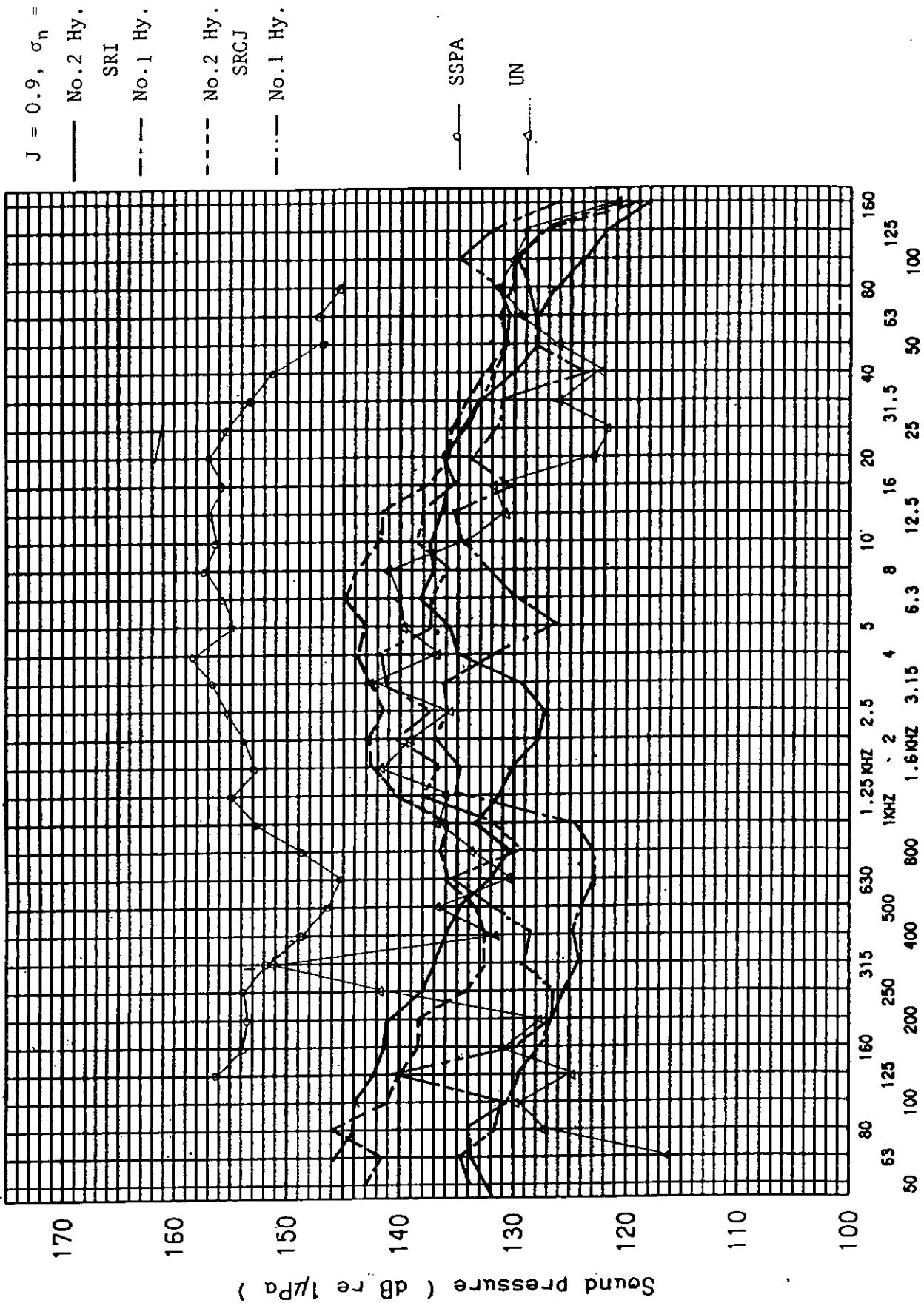


Fig.3.3.5.5 プロペラ騒音計測結果の比較 ( $J=0.7$ )  
 Center frequency of 1/3 octave band analysis



Center frequency of 1/3 octave band analysis

Fig.3.3.5.6 プロペラ騒音計測結果の比較 (J= 0.9)

Appendix 3-1 国際試験水槽会議 (ITTC) キャビテーション委員会  
プロペラキャビテーション騒音比較試験法案

Informations Regarding the Comparative Noise  
Measurements with the "Sydney Express" - Model  
Propeller

Full Scale Data:

Propeller Diameter	D = 7.00 m
Ship Speed	V <sub>s</sub> = 22.3 kn
Revolution	n = 105 Rpm
Draft aft	T <sub>A</sub> = 9.75 m
Distance water surface → propeller including 1 m stern wave	T <sub>s</sub> = 6.85 m

HSVA-Model Propeller No. 2024: (SEPA P1904)

Propeller Diameter	D = 375 mm
Further data:	250 rpm

See open water results enclosed

Test conditions for the noise measurements:

Advance Ratio:

$$J = \frac{V_A}{n \cdot D} = 0.6; 0.7 \text{ and } 0.9 \quad (J = 0.7 \text{ is the design point of the full scale propeller}).$$

Open water flow for the tests has to be applied.

Cavitation Number:

$$\sigma_n = \frac{p - p_v}{\frac{p}{\rho} (\pi n D)^2} = 0.185; 0.193; 0.202 \text{ and } 0.211, \\ 1.826; 1.905; 1.994 \text{ and } 2.082 \quad D_h = 0.5 \cdot D$$

The cavitation number is referred to the propeller shaft.

The following constant revolution for the four cavitations numbers has to be used:

- a)  $n = 32,67$  cycles per second, corresponding to full-scale circumferential velocity at  $J = 0.7$ .

If this revolution due to the facility limitation is not possible, then

- b) a revolution normally used at that specific facility should be selected.

If both possibilities a) and b) are feasible, then both revolutions should be used for the four cavitation numbers. (At HSVA both procedures will be performed).

#### Hydrophone Location and Mounting

A water filled box with the hydrophone inside should be located behind the propeller. The distance between propeller and hydrophone has to be documented (At the HSVA the hydrophone is located almost 1.6 m behind the propeller, compare Fig. 1 and 2 enclosed, further see 15th ITTC Rep. [1], p. 352).

Besides the noise measurements with the hydrophone in the water filled box a second series of measurements with the hydrophone mounted as usual at that specific facility can be carried out.

#### Analysis

The noise data should be expressed in 1/3-octave-band levels. The definition of the level ( $\sqrt{p^2}$  = Root Mean Square, RMS) is

$$L = 20 \log_{10} \sqrt{\frac{p^2}{p_0^2}}$$

referred to  $p_0 = 1 \mu \text{ Pascal } (10^{-6} \frac{\text{N}}{\text{m}^2})$

Background noise data should be available.

Flow visualization:

If possible a paint test on the "Sydney Express"-propeller model should be made according the method described by Kuiper (a copy of his description is enclosed, original reports can be asked for from NSMB).

Photographs:

Photographs of each condition should be made.

References:

Further details about the "Sydney Express" can be found in [2] and about the smaller "S.E.-model propeller (HSVA No. 1917 with D = 250 mm) in [3].

[1] 15th ITTC-Report. The Hague 1978. Vol. 1

[2] Weitendorf, E.-A. and Keller A.P.: A Determination of the Free Air Content and Velocity in Front of the "Sydney Express"-Propeller in Connection with Pressure Fluctuation Measurements. 12th ONR Symposium on Naval Hydrodynamics. Washington, 1978.

[3] Keller, A.P. and Weitendorf, E.-A.: Der Einfluß des ungelösten Gasgehaltes auf die Kavitationserscheinungen an einem Propeller und auf die von ihm erregten Druckschwankungen. Ber. No. 321 A. Sept. 1975 Institut für Schiffbau der Universität Hamburg.

Time Schedule:

NSMB, Wageningen: End of February (February 25-29, 1980).

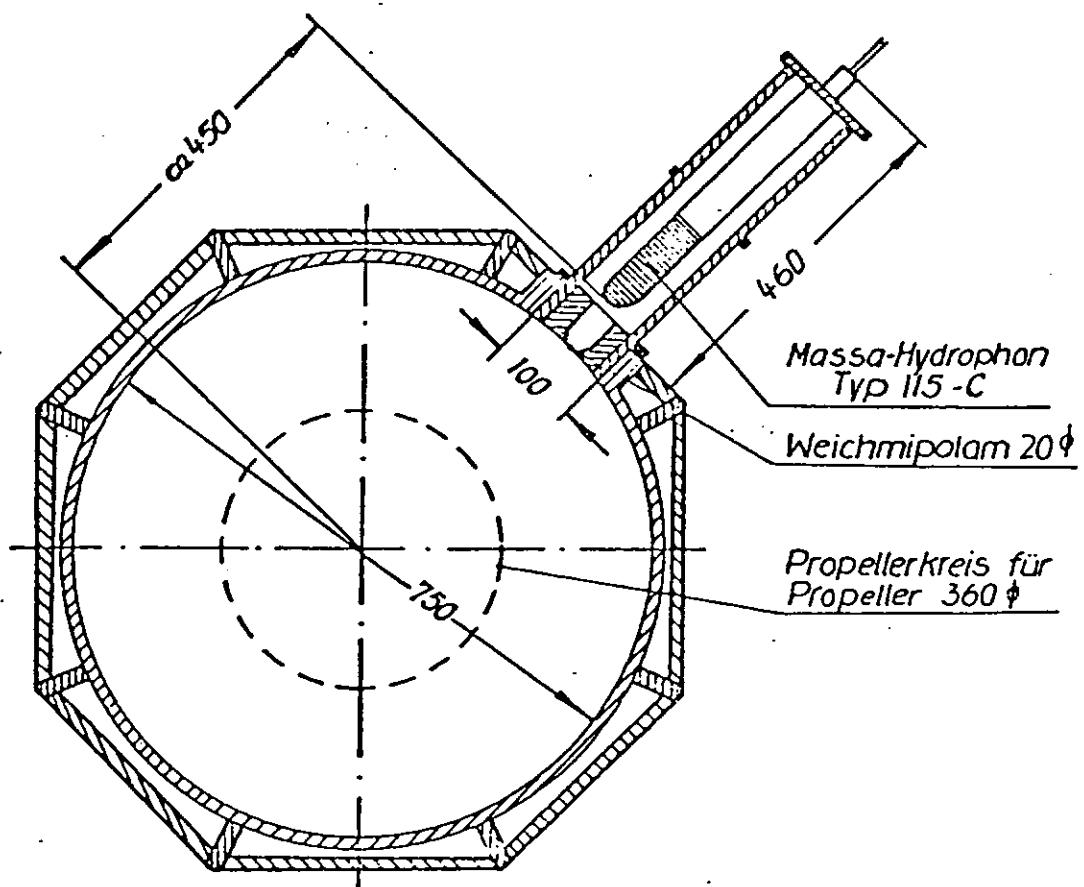
nsfi, Trondheim: Middle of March (March 17, 1980).

KAMEWA, Kristinehamn: Middle of March until middle of April 1980.

VWS, Berlin: Middle until end of April 1980.

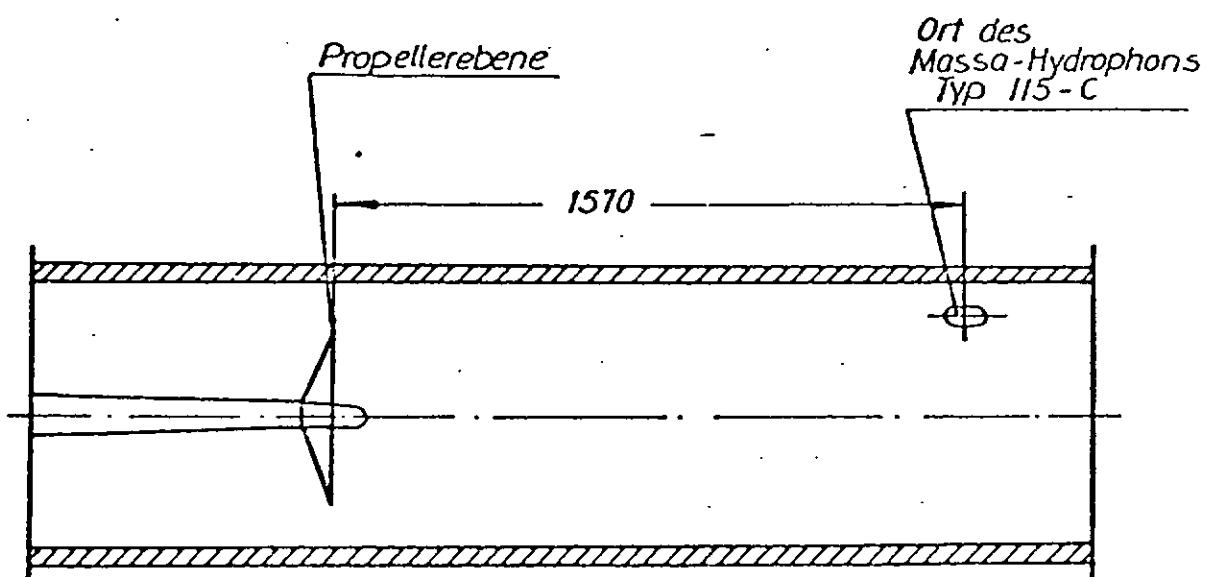
SSPA, Göteborg: Middle until end of July 1980.

Each institute should contact the following of this list before sending the propeller to the following institute, except VWS and SSPA. VWS and SSPA are asked to send the model propeller to HSVA.



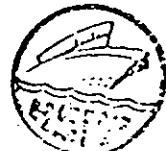
Querschnitt der Meßstrecke

Abb. 1



Längsschnitt der Meßstrecke

Abb. 2



### 3. 4. 結言 次年度への展望

水中騒音性能に関する研究として、本年度実施した項目は下記のようである。

1) キャビテーション騒音に関する94篇に上る文献を収集し、調査に使いやすいように内容を5分類した。これらは来年度以後の調査研究の中に生かしていく予定である。

2) I T T C キャビテーション委員会で国際的な比較試験を実施している Sydney Express 号の模型プロペラを作製し、キャビテーション騒音の比較計測試験を行った。本年度は船舶技術研究所と日本造船技術センターの2ヶ所で試験した。その結果は、3. 3. 5 まとめ の項に詳しく考察されている。

2) で述べた比較計測試験は、61年度にはさらに他の4機関で実施するので、日本の船用プロペラキャビテーションタンネルを持つ全機関で実施することになり、タンネルのちがいにより計測結果がどのように影響されるか明らかになると考えられる。

模型試験においては、キャビテーションタンネル内の計測がほとんど唯一の方法であることを考えると、我々が日常、キャビテーション騒音として計測しているものが、どのような状態の下での値であるか知ることは重要である。

このような比較計測を第一歩として、キャビテーションタンネル音場の正確な推定が可能になれば、騒音計測法や推定法の確立も困難でないと思われる。

61年度は上記の比較計測の他に、音場の精密な計測試験と音場の理論推定の可能性の検討を行う予定にしている。

#### 4. 結言

本年度の研究成果については、それぞれ第2章および第3章の末尾の「結言」の項に述べられているので、その主なものを以下に簡単に述べる。

- (1) 翼面の圧力分布はプロペラ性能に影響を与える最も重要な要素であるが、その圧力分布を任意に与えてプロペラを設計する手法を開発した。この手法を用いて圧力分布を広範に変化させてプロペラを設計し、その推進性能と均一流中のキャビテーション性能を模型試験により評価し、計算結果と比較した。これは伴流中で優れた性能のプロペラを設計する手法を確立する上で重要である。
- (2) 通常形プロペラおよびハイスクュー・プロペラの単独性能に及ぼすレイノルズ数影響を実験的・理論的に調べた。またレーザー流速計を使って従来計測が困難なため、ほとんど行われていないプロペラ翼面境界層内の速度計測を行った。今後さらに計測すべき速度成分を増し、かつ計測システムの改善を図ることによりデータが蓄積されれば、粘性影響を計算により予測する手法確立のための基礎データとしてきわめて貴重なものとなろう。
- (3) トレーサーと3台のTVカメラによる実船伴流計測の新しい方法を試み、その可能性を示した。本方法は他の測定法に見られない多くの利点を備えているので今後の発展が期待される。
- (4) キャビテーションタンネル内での騒音計測法確立の第一歩として、ITT Cの国際比較試験結果と、直接比較出来る騒音計測試験を2つのタンネルで実施した。61年度にはさらに4機関で実施する予定であり、61年度に行われるタンネル内の音場の精密計測とあいまって成果が期待される。

本年度は本研究部会の第1年度であり、種々の困難な状況にもかかわらず、種々の成果を得ることが出来たのは関係各位のご尽力のたまものであり、感謝にたえない。

61年度以後もこの研究部会の活動を発展させ、さらに研究を進展させていくこととした。