

日本船舶振興会昭和50年度補助事業
“大型超高速船の開発に関する研究”

研究資料 No. 240

第142研究部会

船尾構造の剛性・変形量・船尾形状 に関する研究

報 告 書

昭和51年3月

社 団 法 人

日 本 造 船 研 究 協 会

はしがき

本報告書は、日本船舶振興会の昭和50年度補助事業「大型超高速船の開発に関する研究」の一部として日本造船研究協会が第142研究部会においてとりまとめたものである。

本研究は昭和48年度から3か年計画をもって、主として最近の2軸大出力高速船の船尾形状とその周りの流れ、プロペラ外力、軸系とボッシングを含む船体の振動などに関する諸問題に関して、実験ならびに理論解析によって調査研究を進めてきた。今年度は最終年度としてこれまでに提案された各種理論計算式の最終的な詰めを行なって取りまとめ、また、実船のプロペラ応力の計測と解析、4軸船型に関するプロペラ外力や変動圧力などの理論計算と実験を行なったので、これらを取りまとめて報告するものである。

第142研究部会委員名簿（敬称略、順不同）

部会長	高幣哲夫	(川崎重工業)		
幹事	植田靖夫	(船舶技術研究所)	岡本洋	(川崎重工業)
	越智義夫	(石川島播磨重工業)	杉村泰	(三井造船)
	上田隆康	(船舶技術研究所)	森昭男	(川崎重工業)
	渡辺昌建	(三菱重工業)	野沢和男	(川崎重工業)
委員	有田喜久雄	(船舶技術研究所)	石橋敬男	(佐野安船渠)
	榎本圭助	(三井造船)	大高勝夫	(三菱重工業)
	加藤瞭	(佐世保重工業)	近藤忠夫	(日本造船工業会)
	月野良久	(造船技術センター)	富吉剋之	(川崎重工業)
	中村公雄	(大阪造船所)	楠原泰四郎	(日本钢管)
	松本互平	(日立造船)	高橋絃一	(住友重機械工業)
	太田三千雄	(日立造船)	平山俊次	(三菱重工業)
	松宮熙	(大阪商船三井船舶)		

目 次

まえがき	1
[1] 理論計算の検討とまとめ	2
1.1 船尾構造及びプロペラ軸系の剛性及び振動に関する検討	2
1.1.1 緒言	2
1.1.2 ポッシングエンドの剛性に関する検討	2
1.1.3 各要素の軸系振動数に与える影響	2
1.1.4 軸の強制振動における減衰について	4
1.2 ポッシング付加水質量模型実験結果の解析	10
1.2.1 緒言	10
1.2.2 ポッシングの付加水質量の求め方	10
1.2.3 ポッシング付加水質量がプロペラ・ポッシング全体振動に及ぼす影響について	11
1.3 プロペラ外力に関する検討	29
1.3.1 緒言	29
1.3.2 不均一伴流中のプロペラ外力の準定常計算法と接線伴流の影響	29
1.3.3 プロペラ回転数による外力の変化	30
1.3.4 準定常計算の各種方法による差異の検討	30
1.3.5 結言	32
1.4 理論計算のまとめ	46
[2] 実船のプロペラ応力計測とこれに基くプロペラ外力の推定	48
2.1 緒言	48
2.2 模型プロペラによる静的応力試験	48
2.3 実船のプロペラ応力	50
2.4 実船のプロペラ外力の推定	54
2.5 結言	57
[3] 4軸コンテナ船の模型船に関するプロペラ外力について	101
3.1 緒言	101
3.2 供試船の概要	101
3.3 プロペラ外力の計算に必要なデータをとるための諸試験	101
3.3.1 試験状態	102
3.3.2 抵抗試験	102
3.3.3 自航試験	102
3.3.4 伴流計測	102
3.3.5 プロペラ単独性能試験	103
3.4 プロペラ外力の計算	103
3.5 船尾変動圧力の計測	104
3.5.1 実験の概要	104
3.5.2 計測結果	105
3.6 考察と結言	105

3.6.1 プロペラ外力の比較	105
あとがき	131

まえがき

運輸省船舶局が策定した大型超高速船開発計画に関連して船尾構造と軸系の問題が研究課題として採り上げられた。これは過去に例のない大型超高速船における軸系の設計および工作、施行にあたっては、多軸大出力という点から多くの検討を要する問題が挙げられるが、なかでも軸系のアライメントおよび軸系まわりの振動の問題に関連して船尾構造、軸受支持構造の剛性、附加水影響、およびプロペラ外力などについては計画に先だって十分に検討しておく必要がある。

本部会は3ヶ年計画をもって最近の大出力高速船の船尾およびボッシング構造の剛性、変形量、船尾まわりの流れ、プロペラ外力など軸系に関する動力学的諸量について実験および理論解析によって調査研究を行なうとともに、大型超高速4軸船の一例についてこれら諸量の推定を行なった。その成果は大出力多軸船の軸系の総合的な設計および工作基準作成のための基礎資料として役立つものと考える。

第3年度である50年度は、

1. 理論計算

前2年度にわたって実施した軸系アライメントおよび振動問題の解析に関連する船尾およびボッシング構造の減衰、附加水、プロペラ外力に関する計算法などについて補遺的な検討を行なったうえ、それらの総合的な取りまとめを行なった。

2. 実船実験

前年度に諸般の準備を整えていた2軸コンテナ船についてプロペラ応力計測を実施した。この結果をさきに実施した模型プロペラによる荷重試験ならびに解析結果と対比して、実船プロペラの各翼にかかる荷重の推定を行なった。

3. 4軸船におけるプロペラ外力および変動水圧

4軸コンテナ船の一例についてプロペラ外力を電算機によりまた船体における水圧変動を模型実験によって推定した。

4. 関係部会との情報交換

本部会と並行して軸系アライメントの設定基準の作成について作業を行なっている143部会と主としてプロペラ外力の問題について情報交換を行なった。

(1) 理論計算の検討とまとめ

1.1 船尾構造及びプロペラ軸系の剛性及び振動に関する検討

1.1.1 緒 言

昨年度の研究において、二軸船のボッシング、軸系の振動計算法を作成した。

その概要は、

- (1) ボッシングを含む船尾構造の剛性を FEM で算出する。この計算結果から、船体構造を一質点系で近似するときの有効質量、有効剛性を算出すると共に、軸系を梁と質点で近似してジャイロ効果や油膜特性を無視したときの全体系の振動数を求めておく。
- (2) プロペラのジャイロ効果や油膜特性を考慮した全体系の計算を行う。この際に船体は(1)で求めた値の一質点系で近似する。また、船尾管舵軸受内での支点位置は、軸受巾の中央に取る。
- (3) モーダルアナリシスで振動応答を計算する。この際に、プロペラ起振力は、船研の非定常揚力面理論によるプログラムを用いた計算値を使用した。

上記の(1)の方法による振動数と(2)の方法によるものとは殆ど一致し、また、川崎重工業㈱で実施された実船計測結果とも一致した。また、この結果からプロペラのジャイロ効果や油膜剛性が振動数に及ぼす影響は少く、振動数は殆どプロペラ軸系の質量、配置(支点間距離など)構造剛性によってきまることがわかった。

然しながら、昨年度の報告は振動応答の計算はモーダルアナリシスによる簡略計算を行ったのみで、減衰率などについての検討も充分でなく、油膜減衰などは無視して計算しており、計算結果も実測より過大な応答を与えていた。

本年度は、昨年の研究に補足する目的で、次の検討を行った。

1.1.2 ボッシングエンドの剛性に関する検討

昨年度研究で、A 船のボッシング構造について FEM を用いて計算した結果では、ボッシングエンドの面外方向(ボッシングアームに直角方向)の剛性は、

ボッシングエンドに静荷重を加えて求めた剛性 $5.329 \times 10^4 \text{ t/m}$

ボッシング単独(プロペラ、軸系無視)の振動から求めた剛性 $5.95 \times 10^4 \text{ t/m}$

となり、両者は約 10 %ほど開きがある。そこで、昨年度研究では、振動から求めたバネ常数を丸めて、 $6 \times 10^4 \text{ t/m}$ を、軸系を含めた全体系の計算に採用した。そこで、ボッシングエンドの剛性の推定誤差は全体系の振動数にどの程度の影響を及ぼすかを知っておくために、ボッシングエンドの剛性(図 1.1.1 におけるボッシング等価バネ)を変化させて振動数を求めた結果を図 1.1.2 に示す。本図の横軸は、計算に使用した剛性を実際の剛性で割った値である。これでわかる様に、1 次振動(面外方向の振動)でも、剛性が±20 %程度変化しても振動数は高々±6 %程度変化するにすぎない。従って、ボッシングエンドの剛性の推定にある程度の誤差があってもそれが振動数に及ぼす影響はさほど著しくない。

1.1.3 各要素の軸系振動数に与える影響

以上で、ボッシング構造剛性が振動数に与える影響を明らかにしたが、振動数に影響を及ぼす要素としては、この他に次のものが考えられる。

- (a) 長い船尾管舵軸受において、有効な支点位置の決定
- (b) 回転数の変化による軸受油膜特性の変化
- (c) アライメントの変化に伴う軸受油膜特性の変化
- (d) プロペラ附加水質量、慣性モーメント

このうち、(b)については、昨年度報告(図 1.2.14)において、70~110 rpm の回転数変化に対する油膜特性の変

化は振動数に殆ど影響がなく、 MCR での油膜特性を用いて計算すれば充分であることを示した。従って、本報告では、これ以外のものについて検討をすることとする。

(1) アライメント変化に伴う軸受油膜特性の変化の影響

昨年度報告（図 1.2.4～1.2.6）に示した様に、軸受油膜のバネ常数、減衰係数は、同一軸受、同一回転数でも軸受に加わる静荷重により変化する。この静荷重は軸系のアライメントで変化するから、結局、アライメントによって油膜特性が変化することとなる。これが振動数にどの程度効くものか知っておくことは必要なので、図 1.1.1 に示した軸系で、船尾管舵軸受に加わる荷重のみ実際の値（64.4 t）から変化させた計算を行った。その結果を表 1.1.1 に示す。これからわかる様に、軸受荷重を変化させても振動数は全く変化せず、減衰は変化するがその変化量は僅かである。これは、二軸船ではボッシングの構造剛性が小さいために油膜は相対的に剛となっているためと思われる。そこで、参考のために船体が剛であると考えたときの計算を行ってみた。但し、このときは簡単のため、船尾管舵軸受以外の軸受は単純支点でおきかえ、且つ舵軸受の支点位置は軸受後端としている。計算結果は図 1.1.3 に示すが、この場合にも振動数は荷重に対して全く変化しない。然し、油膜減衰率は荷重が大きくなると次第に減少して行く。これは軸受荷重の増加によって軸受すきまが小となり、バネ常数、減衰係数が増すため軸と軸受との振動による相対変位が減少する故と考えられる。

上記の計算では船尾管舵軸受以外の軸受は油膜を考えず単純支持として計算したが、他の軸受の影響は表 1.1.2 に示す様に、振動数に対しては殆どなく、油膜に基づく対数減衰率に対しては、全体の 50 % 位を占めている。従って、軸受部は振動数を求めるときは単純支点として取扱ってよいが、振動応答を考えるときの減衰効果に対しては、静荷重の影響をかなり受ける。

(2) 船尾管舵軸受内支点位置の変化の影響

長い舵軸受の支点位置の決定は困難な問題で現在必ずしも clear でなく、且つ同一船でもアライメントの変化によって変化することが考えられる。そこで、A 船の場合で、支点が軸受巾中央（昨年度はこの状態で計算）から後端に向かって動いたとき、振動数がどの程度変化するか示したのが図 1.1.4 である。

この図からわかる様に、支点位置の振動数に及ぼす影響は著しく、中央支持と後端支持とのちがいは 25 % に達している。従って振動数推定精度の向上には、この支点位置の推定が第一に重要なことと思われる。

(3) プロペラの附加水質量、慣性モーメントの影響

昨年度の研究では、附加水の影響は Jasper の提案値を用いた。すなわち、

附加水質量	プロペラ質量の	10 %
" 径慣性モーメント	" 径慣性モーメントの	50 %
" 極 "	" 極 "	25 %

然し、SR 200 での葉山の調査¹⁾によると、この値は研究者によってさまざまの値が提案されており、質量に関しては 10～30 %、径慣性モーメントに関しては 50～130 %、極慣性モーメントに関しては 25～30 % の範囲でばらついている。これに関しては夫々の値を合理的に求める必要もあるが、一方、この様なバラツキが振動数に及ぼす影響を知っておくことも重要である。そこで、昨年度の研究と同様の方法で、A 船軸系について附加水の値を変化させて振動数変化の様子を調べたのが表 1.1.3 である。これから次のことがわかる。

- (i) 附加水の影響を全く無視しても Jasper の値を使った場合に比して振動数は 6 % 上昇するにすぎない。
- (ii) 附加水の影響を最大限に見積った場合、Jasper の値を使用したときに比して振動数は約 10 % 低下する。その場合、附加水の質量の影響の方が径慣性モーメントの影響より大きい。
- (iii) 極慣性モーメントは殆ど影響がない。これは、極慣性モーメントはジャイロ効果の連成作用によって間接的に振動数を変化せしめるのみである故である。

1. 1. 4 軸の強制振動における減衰について

軸の強制振動における減衰は主として次の3種類がある。

- (1) 軸支持部の船体構造の減衰
- (2) 軸受油膜の減衰
- (3) プロペラによる減衰

このうち、船体構造の対数減衰率は、正確な値の不明なもの一つで、昨年度の報告における振動応答の計算では0.1と考えて計算したが、一昨年度の報告の実船起振機実験結果から図1.1.4に示す半值巾の方法で対数減衰率を求めたのが表1.1.4である。これによるとデータはかなり散らばっており $\delta = 0.1 \sim 0.25$ の間にあるが、現時点ではこの差について説明することは難しい。Aylindの計測値は、 $\delta = 0.05 \sim 0.15$ の範囲にバラツいており、この両者を考え合せると現時点では $\delta = 0.1$ を一応の目安としてよいと思われる。

次に、軸受油膜の減衰率は、潤滑理論を用いたパネル常数、減衰係数が正しいものとすると、図1.1.1(A)船軸系、昨年度報告の軸系と同じ)に示す軸系の最低次の振動(約470cpm)に対して自由振動計算から求めた減衰率は $\delta = 0.059$ (昨年度報告の表1.2.8)となる。これに対して、プロペラ外力が加わったときの振動応答の計算²⁾を行うと図1.1.6の(A)に示す結果が得られ、この半值巾から求めた対数減衰率は $\delta = 0.061$ となり、自由振動計算結果と一致するから、A船軸系の軸受油膜による減衰率は、ほぼ0.06と考えられる。然し、軸受油膜による減衰率は軸系の振動モードや、軸と軸受との相対変位の大きさによって大巾に変化するから、軸系によって変える必要がある。他の軸系の計算例²⁾では対数減衰率0.03となっている。定性的傾向としては、軸と軸受との相対変位がプロペラの変位に比して大きいほど油膜の減衰効果は増す。

最後にプロペラ減衰については、現在のところ定量的データは殆どないので、昨年度報告で求めた方法では、A船に対して $C_{e2} = 240 \text{ t}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$ となった。これに対し、Hylarides³⁾の報告では、 $C_{e2} = 150 \text{ t}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$ と言う値を示している。ここに C_{e2} は、

$$C_{e2} = \frac{M_D}{\dot{\varphi}_P}$$

M_D : プロペラ直徑に関する減衰モーメント

$\dot{\varphi}_P$: プロペラの直徑に関する回転角速度

であって、昨年度報告の方法によれば次式で与えられる。

$$C_{e2} = 0.122 a_e \rho n D_P^5$$

a_e : プロペラ展開面積比

ρ : 水の密度 ($\text{t}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{s}$)

D_P : プロペラ直徑 (m)

n : プロペラ回転数 (rps)

Hylaridesの求めた値はどんなプロペラに対するものか不明であるが、表1.1.5に示す様に軸径や軸受巾から考えて、ほぼA船程度のものと思われる所以、この程度のプロペラでは $C_{e2} = 200 \text{ t}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$ のオーダーと考えられる。そこで、 $C_{e2} = 200 \text{ t}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$ として強制振動応答を求めるとき、図1.1.6の(B)に示す様に、油膜のみのとき0.06位であった対数減衰率は0.23位に増加するので、プロペラによる対数減衰率は0.17位あることがわかる。更に、前記の構造減衰0.1を加えた応答計算(図1.1.6(C))では、総合対数減衰率は0.33位となる。

さて、この計算応答と計測値とはどの様な関係になっているかを示したもののが表1.1.6である。実船計測はプロペラ附近では実施されておらず、それよりかなり前方で振幅の小さいF.24で行われているため、計算にも計測にもかなり誤差を含んでいるが、表1.1.6を見る限り両者のオーダーは合っている様である。

参考文献

- 1) 葉山真治: SR200 第3分科会幹事会資料, SR200-3 幹23-1 (1975)
- 2) 大高勝夫, 中村任男: プロペラ軸系の振動応答の計算法について, 船用機関学会軸系振動シンポジウム (1975)
- 3) Hylarides, S., : Damping in Propeller-Generated Ship Vibrations, Publication No.468, Netherlands Ship Model Basin (1974)
- 4) 大高勝夫: プロペラ軸系の振動に対する一考察(その1), 造船学会船体構造委員会資料, 91-32-1/1 (1974)

表 1.1.1 船尾管舵軸受に加わる静荷重を変化させたときの振動の変化

静荷重	1 次			2 次		
	振動数 cpm	油膜減衰*)	軸芯跡 a**)	振動数 cpm	油膜減衰*)	軸芯跡 a**)
21.47 t	472	0.054	0.065	614	0.066	0.058
32.2 t	472	0.057	0.065	614	0.065	0.058
64.4 t (actual)	472	0.06	0.067	614	0.060	0.055
257.6 t	472	0.052	0.075	614	0.046	0.050

*) 対数減衰率で表示。

**) プロペラ位置における値。軸芯跡はだ円となるので長軸を1としたときの短軸の値をaで示している。

表 1.1.2 船尾管舵軸受以外の軸受の油膜特性が振動に与える影響(舵軸受は後端支点, 船体は剛)

		軸受全部を考えたとき	船尾管舵軸受以外は単純支点と考えたとき
1次	振動数	1,000 cpm	1,000 cpm
	油膜減衰率	0.048	0.025
2次	振動数	1,072 cpm	1,072 cpm
	油膜減衰率	0.048	0.028

表 1.1.3 プロペラ附加水の振動数に対する影響

	附加水質量のプロペラ質量に対する比	附加水径慣性モーメントのプロペラ径慣性モーメントに対する比	附加水極慣性モーメントのプロペラ極慣性モーメントに対する比	現計算に対する振動数比
現 計 算	10 %	50 %	25 %	1.00 (472 cpm)
Case 1	0	0	0	1.06
Case 2	10 %	130 %	25 %	0.974
Case 3	30 %	50 %	25 %	0.928
Case 4	30 %	130 %	25 %	0.91
Case 5	10 %	50 %	50 %	1.00

表 1.1.4 起振機実験によるボッシング構造対数減衰率

Test No	1	2	3	4	7
対象船	A	A	A	A	B
進水前後	進水前	進水後	同左	同左	同左
本船場所	船台上	舷装岸壁	同左	同左	同左
起振機位置	Hold Bottom F. 13 m	同左	右舷プロペラ翼間	up. dk. F. 3 d	同左
起振方向	上 下	上 下	上 下	上 下	上 下
軸系状態	プロペラ有	同左	同左	同左	同左
	プロペラ軸有	同左	同左	同左	同左
	中間軸有未連結	同左	同左	有連結済	同左
計測値	振動数 cpm 540	470	460	460	460
	対数減衰率 0.159	0.1	0.232	0.098	0.105

表 1.1.5 プロペラ減衰 C_{ss} の値の例

	A 船	Hylarides ³⁾ 計算船
回転数 (rpm)	110	135
プロペラ軸の径 (m)	0.86	0.85
船尾管舵軸受の巾 (m)	2.18	2.0
C_{ss} (t·m·s)	240	150

表 1.1.6 振動応答計算値と計測値との比較

共振時のプロペラ振巾(図 1.1.5)	3.4 mm
プロペラ振巾と F. 24 の振巾の比(昨年度図 1.2.11)	0.06
共振時の F. 24 の振巾計算値	0.2 mm
F. 24 の振巾計測値 (A 船)	0.05 mm
" (B 船)	0.15 mm

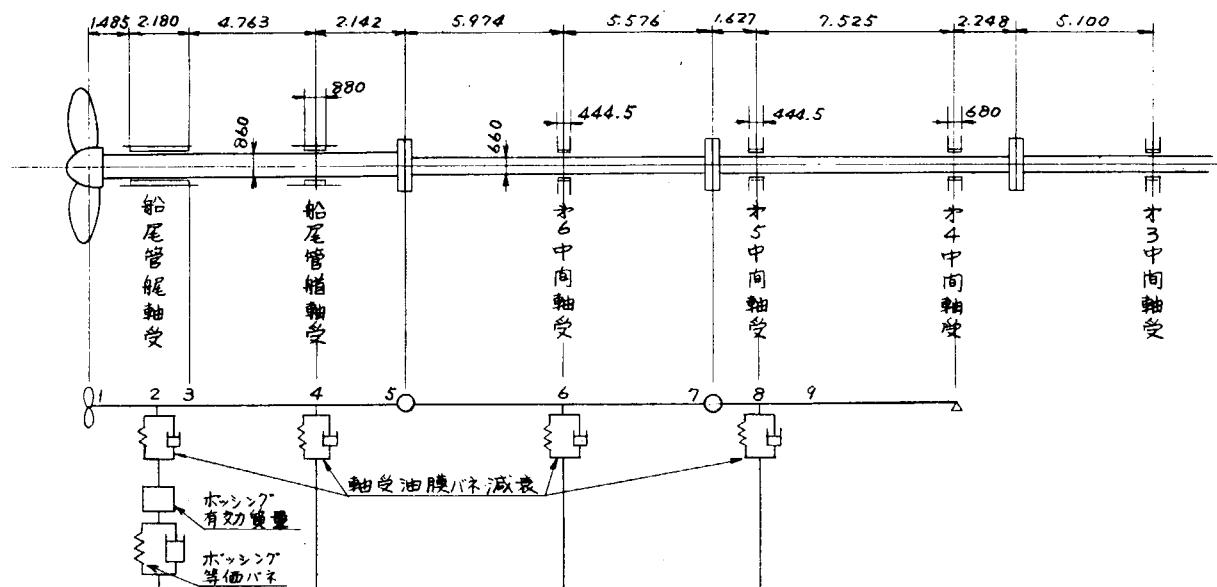


図 1.1.1 A 船 軸系配置とその計算モデル

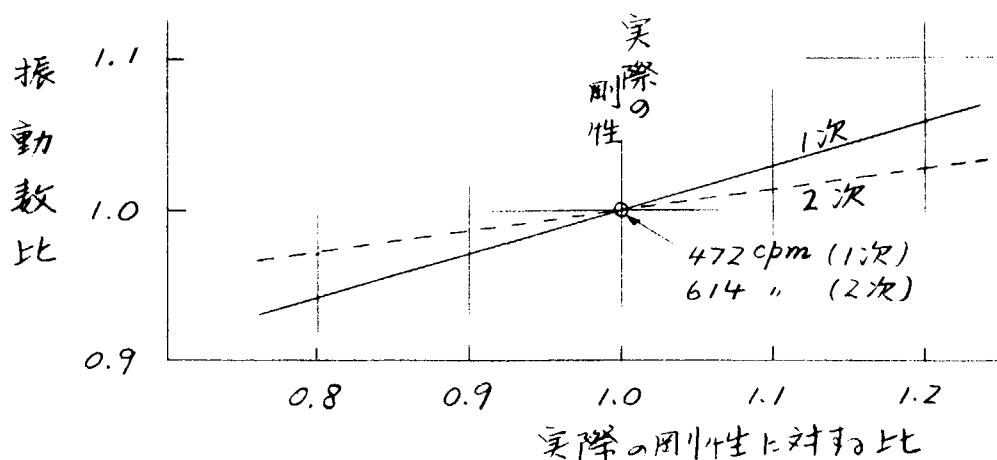
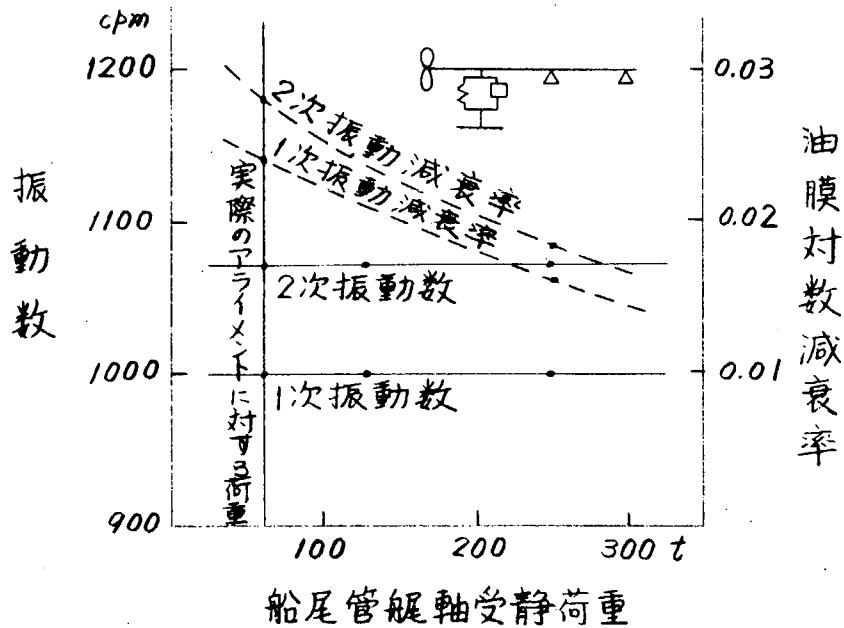


図 1.1.2 ボッシングエンドの剛性を変化させたときの振動数の変化の度合い



船尾管軸受静荷重

図 1.1.3 振動数、油膜減衰率に及ぼす軸受荷重の影響（船体を剛とし船尾管軸受は軸受後端を支点とし、その他の軸受は単純支持点と考えたとき）

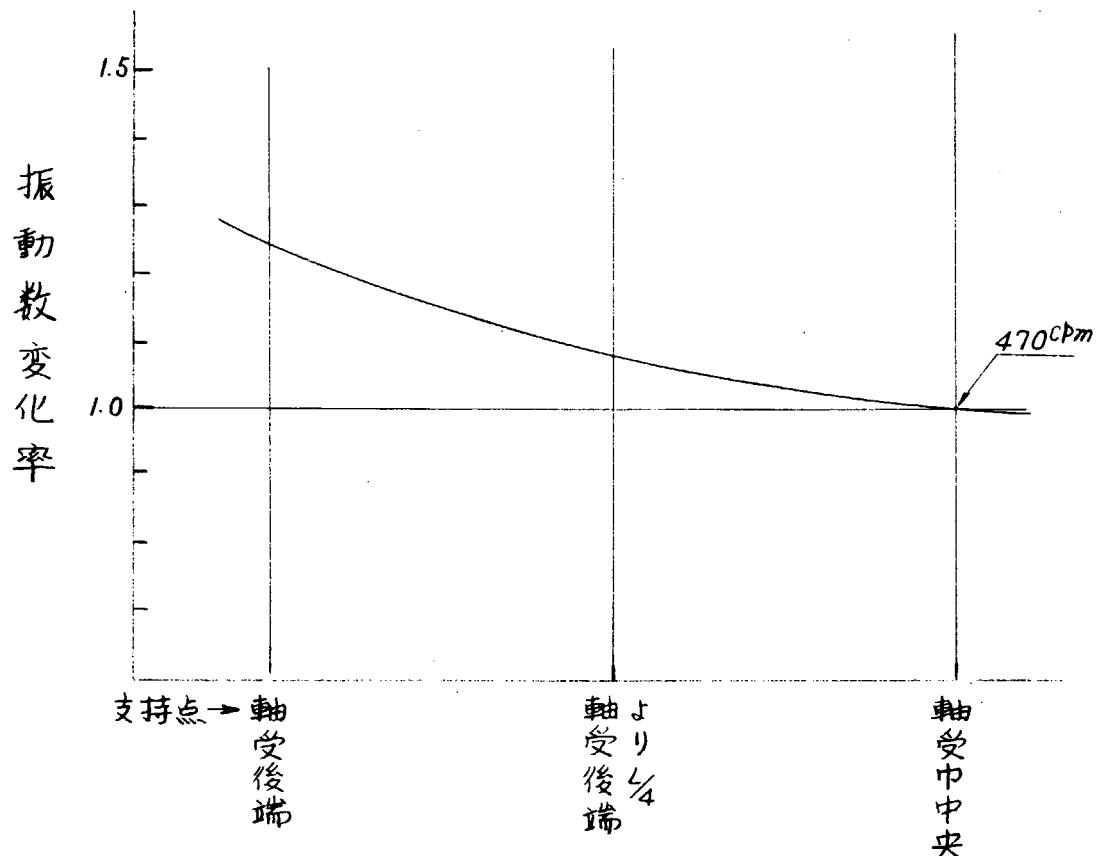


図 1.1.4 船尾管軸受内支点位置が振動数に及ぼす影響

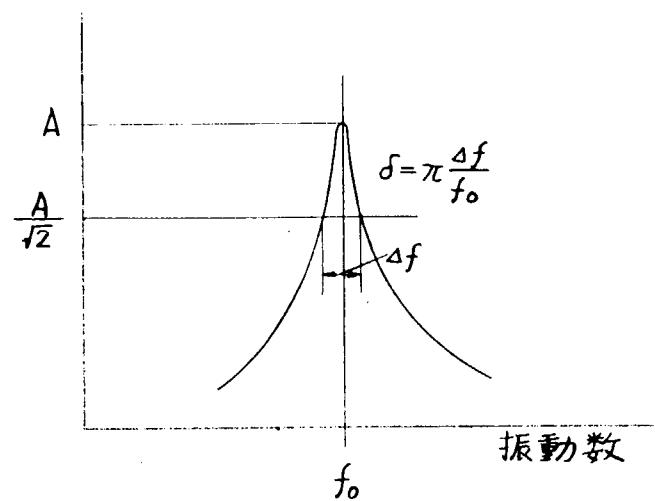


図 1.1.5 共振曲線の半値巾から対数減衰率を求める方法

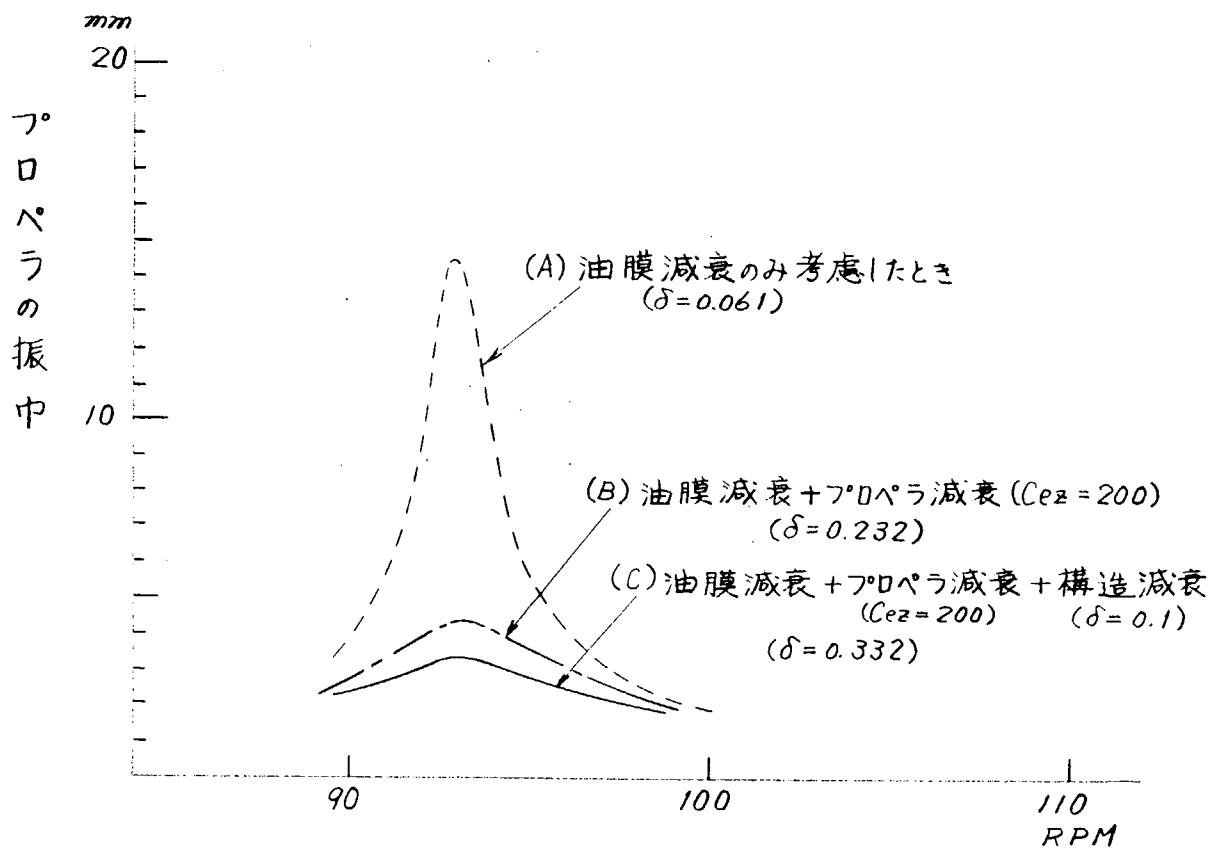


図 1.1.6 A 船 プロペラ軸系の振動応答の計算結果

(起振力は、昨年度報告表 1.3.1 のものにて、回転数の修正を行って使用)

1.2 ボッシング付加水質量模型実験結果の解析

1.2.1 緒 言

前年度の研究として、コンテナ船のボッシング模型を製作し空中及び水中で起振実験を行ない、ボッシングの固有振動数に及ぼす付加水質量の影響の度合を調べ、更に熊井教授の研究と比較検討することによって、これらの結果をうまく組み合わせて利用すれば固有振動数を求めるに際して必要な、実用的なボッシング付加水質量を求めることが可能であることを示した。

今年度は上記方法をとるに当って更に検討すべき二、三の問題点を明らかにすると同時に、究極的には一次モード振動について簡単な近似式によって付加水質量を求める試みを試みた。

1.2.2 ボッシングの付加水質量の求め方

(1) シャフトセンター上に付加水質量を集中させる場合

前年度の研究の結果、ボッシングの固有振動数を計算するに際して、次の様な方法が有用であることが分った。例えば図1.2.1の如くボッシングをモデル化して計算する場合、各フレーム位置におけるシャフトセンター上に付加水質量を集中させて計算することができる。その場合の付加水質量は次式で表わされる。

$$M_e = J C_H \frac{\rho \pi}{2} d_1^2 \left(\frac{y_1}{y_0} \right)^2 \Delta \ell \quad (1.2.1)$$

ここで、

M_e : フレーム位置でシャフトセンター上に集中した付加水質量 (ton)

J : 付加水3次元修正係数

C_H : モード及び断面形状によってきまる係数(付加慣性係数)

ρ : 流体の密度 (ton/m³)

d_1 : ボッシング付根から先端までの腕の長さ (m)

d_0 : ボッシング付根からシャフトセンターまでの長さ (m)

y_1 : ボッシング先端における振動振巾

y_0 : シャフトセンターにおける振動振巾

$\Delta \ell$: フレームスペース (m)

ここで、 $J \cdot C_H$ の値は付録2に示したように $J \cdot C_H = 0.0886$ を採ればよい。又、ボッシングの長さ方向には一定としてよからう。尚、 y_1 / y_0 として図1.2.6.aに示すような模型実験モードをとると C断面シャフトセンター上の付加質量は、

$$M_e = 0.219 \rho d_1^2 \Delta \ell \quad (1.2.2)$$

の如く与えられる。

(2) ボッシング後端に付加水質量を集中させる場合

以上述べた如く、ボッシング付加水をプロペラ軸方向に分布させて考えることも出来るが、これをボッシング後端に集中させて考えれば更に簡単であり便利であろう。この場合ボッシングの軸方向の振動モードを検討することが必要になる。振動モードが与えられれば先に求めた M_e とこのモードを用いてボッシング後端に付加すべき有効付加水質量を求める事ができる。付録2に詳述する如く種々検討を加えた結果、この付加水質量 M は近似的に次式で与えられる。

(a) 図1.2.2のA点に付加すべき有効付加水質量

$$M_A = 0.0498 \rho H_1^3 \quad (ton) \quad (1.2.3)$$

H_1 : ボッシング後端におけるボッシングの腕の長さ (m)

(b) 図 1.2.2 の B 点に付加すべき有効付加水質量

$$M_B = 0.0977 \rho H^3 \quad (\text{ton}) \quad (1.2.4)$$

H : ポッシング後端におけるシャフトセンターまでの腕の長さ (m)

1.2.3 ポッシング付加水質量がプロペラ・ポッシング全体振動に及ぼす影響について

プロペラ・ポッシング全体振動の固有振動数を求めるに際してポッシングの付加水質量がこの振動数に対してどの様な影響を与えるかを把握することは大切な事と考える。そこでプロペラ・ポッシング及びそれぞれの付加水質量と系全体の固有振動数の関係について、二、三の考察を加えたので報告する。

(1) ポッシング振動の有効質量

前年度の模型実験結果から下記の如き方法で振動有効重量を求める。即ちポッシングの振動をそのシャフトセンター上に集中質量をもち、自身は無質量で剛性一様な片持梁の振動と考える。このとき、この梁の 1 次固有振動数は実験を行った各ケースに対して次のように与えられる。

$$\text{空気中プロペラ無} \rightarrow f_{sB} = k_B / \sqrt{M_B} \quad (1.2.5)$$

$$\text{空気中プロペラ付} \rightarrow f_{sP} = k_{B+P} / \sqrt{M_B + M_P} \quad (1.2.6)$$

$$\text{水中プロペラ無} \rightarrow f_{WB} = k_B^W / \sqrt{M_B + M_{Bs}} \quad (1.2.7)$$

$$\text{水中プロペラ付} \rightarrow f_{WP} = k_{B+P}^W / \sqrt{M_B + M_{Bs} + M_P + M_{Ps}} \quad (1.2.8)$$

ただし、ここで f は各状態での固有振動数、 k は比例定数、 M_B , M_{Bs} はポッシングの有効振動質量及び付加水質量、 M_P , M_{Ps} はプロペラの質量とその付加水質量である。

ここで、近似的に $k_B^* = k_{B+P}^* = k_B^W = k_{B+P}^W$ と仮定し、 $w = M_P / M_B$, $\epsilon_B = M_{Bs} / M_B$, $\epsilon_P = M_{Ps} / M_P$ とおくと

$$\left. \begin{aligned} (f_{sB} / f_{sP})^2 &= 1 + w \\ (f_{sB} / f_{WB})^2 &= 1 + \epsilon_B \\ (f_{sB} / f_{WP})^2 &= 1 + w + \epsilon_B + \epsilon_P \cdot w \end{aligned} \right\} \quad (1.2.9)$$

となる。

実験の結果から、 $f_{sB} = 8.23 \text{ Hz}$, $f_{sP} = 5.93 \text{ Hz}$, $f_{WB} = 6.52 \text{ Hz}$, $f_{WP} = 5.02 \text{ Hz}$ を用いて、これらの質量比を求める

$$w = 0.926, \epsilon_B = 0.593, \epsilon_P = 0.182 \text{ を得る。}$$

ここで、プロペラの重量 146 kg を与えて、ボス後端(正確にはプロペラ位置における有効質量を求める)と表 1.2.1 の case - 1 の如くなる。ここで、プロペラはポッシング後端に固定され、プロペラの振動振巾はポッシング後端の振巾にはほぼ同じと考えている。前年度の報告書⁴⁾—1.2 船尾構造及びプロペラ軸系の固有振動数の計算—によるとポッシング後端の振巾の、プロペラの振巾に対する比率は 1 次振動に対して 0.425 であると与えられている。この振巾比を用いて、上記有効質量を修正すると表 1.2.1 の case - 2 の如くなる。但し、ここではプロペラの重量を 100 としたときの比で示した。

この表で示した値から考察すると、case - 1 の場合、ポッシングの付加水は全体の振動数(空中)を 12.6% 低下させるのに対し、プロペラの付加水は 4.2% 程度低下させるにすぎない。しかるに case - 2 の場合を考えるとポッシングの付加水は 4.7% 低下させるのに対し、プロペラの付加水は 6.7% 程度低下させる。

この様に case - 1 と case - 2 では影響の度合も異なり、特に case - 2 の如く考えられる場合は、ポッシング付加水の影響はたかだか 5% 程度になり、むしろプロペラ付加水の影響が大きくなる。尚、この模型実験では、プロペラの付加水は実船のプロペラの場合とは異なることが予想されるので、プロペラの付加水について上記の値をそのまま信じることは出来ないが、各種文献によると、プロペラの付加水質量はプロペラ重量の 10~30% とバラついており、上記実験の 18% もほぼ妥当とも考えられる。

(2) プロペラ及びその付加水径慣性モーメントの影響について

前述の如く、ボッシングの固有振動数を推定する場合、プロペラ重量とその付加水質量の推定が重要な factor であるが、上記検討では、このプロペラと付加水の径慣性モーメントの影響を無視している。ここでその影響の度合を念のため確認しておくこととする。

付録-3に述べる如き検討を行った結果、プロペラとその付加水径慣性モーメントは系全体の case-1 に相当する 1 次固有振動数を 0.5 % 程度低下させる。これを case-2 の場合に修正すると 1%程度の影響を与えることになる。いずれにせよその影響は非常に小さい。

(3) ボッシング剛性の影響について

以上の如く付加水の影響の度合について考察し、プロペラ・ボッシングの固有振動数推定の精度が付加水の推定精度にどの様に依存するか明らかになった。一方、付加水をはじめ、プロペラ・ボッシングの質量と並んで固有振動数推定の精度はボッシング剛性の推定精度に依存する。そこで、この剛性が、固有振動数にどの様に影響するかを対比させて見ると、付加水質量の影響の度合の意味がより明瞭になるであろう。付録-4に簡単な考察を加えてみた。その結果、プロペラとボッシングとが相対的に変位を生じる場合には、ボッシングの質量及び剛性の影響の度合は著しく低下し、系の固有振動数はプロペラの質量(付加水を含む)と軸の剛性によって大方を支配されることがわかる。

付録 1. 圧力分布と C_H , J の値について

熊井教授¹⁾は、プロペラ・ボッシングの振動付加水質量を求める方法として、プロペラ模型を用いてプロペラのみの振動付加水質量を推定し、Ayling et al²⁾の実験値から差引き、その残りがボッシングの 3 次元付加水質量であると考えて 3 次元修正値を求めている。一方、船体上下振動に関して熊井教授³⁾は、その 3 次元付加水質量を求めるのに模型実験より圧力分布と加速度を測定し、この値より速度ポテンシャルを求め、これより 3 次元修正値 J を計算することを提案している。しかしながらボッシング周りの速度ポテンシャルを計算する際、速度ポテンシャルが複雑なため実験値よりこれを直接求めるのは困難である。そこでここではボッシングの形状として Prohaska form を採用し、速度ポテンシャル ϕ 及び圧力分布を計算し、これを実験より求めた圧力 P と比較し、3 次元修正係数 J_0 を求め、この J_0 の分布をプロペラ軸に沿って重みつき平均し、3 次元修正係数 J を求めた。

1. ボッシング断面の表現¹⁾

ボッシングの断面を近似的に表現するために Prohaska form を採用した。今 x , y を夫々ボッシングの振動方向及び断面の中心線とすれば、ボッシングの断面は次式において $\alpha = 0$ とおけば求められる。

$$\left. \begin{aligned} x &= b_0 \left\{ (e^\alpha + a_1 e^{-\alpha}) \cos \beta + a_5 e^{-5\alpha} \cos 5\beta \right\} \\ y &= b_0 \left\{ (e^\alpha - a_1 e^{-\alpha}) \sin \beta - a_5 e^{-5\alpha} \sin 5\beta \right\} \end{aligned} \right\} \quad (1.2.10)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} b_0 &= \frac{1 + \lambda}{2} b \\ a_1 &= \frac{12 - 13\lambda}{12(1 + \lambda)} \\ a_5 &= \frac{\lambda}{12(1 + \lambda)} \\ \lambda &= d/b \end{aligned} \right\} \quad (1.2.11)$$

である。また b はボッシングの半巾、 d は y 軸方向の長さであり、本計算においては模型の各断面における値をもっている。

(b についてはコーナーの円形部の半分を有効幅として取り入れている。)

2. 振動モードの決定

ボッシングの x 方向の速度 u を次のような級数の 3 項目までの和で表わす。

$$u = U \sum_{r=1}^3 R_r \left(\frac{y}{d} \right)^r \quad (1.2.12)$$

ここで U はボッシング先端の速度である。 $R_1 = 0$, $R_2 = \frac{3}{2}$, $R_3 = -\frac{1}{2}$ とすると (1.2.12) 式は熊井の式¹⁾ と一致するが、ここでは実験モードも考慮しつつ R_1 , R_2 , R_3 を次の 3 つの条件より決定する。

(1) ボッシング先端で $u = U$ となる。

(2) ボッシング先端でモーメントをゼロとする。

(3) ボッシングの付け根で y 方向（壁面に垂直）の速度をゼロとする。

(3) の条件について少々詳しく説明する。一般に r が偶数のときは図 1.2.3 に示されるように (1.2.12) 式は対称モードを表わし、その対称性から $y = 0$ （すなわち壁面）で流体の y 方向速度がゼロになるが r が奇数であると非対称モードとなり $y = 0$ で流体は壁を通りこして流れるという矛盾がおこる。この壁面で y 方向速度ゼロの条件を完全に満足することは困難であるが、条件(3)を使いその影響をできるだけ小さくしようというわけである。

図 1.2.4 に本計算及び熊井の式による壁面上の y 方向速度を示した。計算の結果 $R_1 = 0.1286$, $R_2 = 1.3072$, $R_3 = -0.4357$ となった。

プロペラの付いたボッシングの水中加振実験における計測点配置を図 1.2.5 に、各計測点における一次振動モードの実験結果を表 1.2.2 に示す。実験結果は SR142 昭和 49 年度報告書⁴⁾ による。

図 1.2.6 は C, D 各断面における加速度の y 軸に沿った分布を示したものである。実際のモードは直線（剛体回転）と本計算の中間ぐらいである。

3. 速度ポテンシャルの計算

振動モードが決まると法線方向速度 V_n は

$$V_n = hU \left\{ \sum_{r=1}^3 R_r \left(\frac{y}{d} \right)^r \frac{\partial x}{\partial \alpha} \right\} \quad (1.2.13)$$

とすることができます。ここで h は方向余弦である。

$$V_{n_1} = hU \left(\frac{y}{d} \right) \frac{\partial x}{\partial \alpha}, \quad V_{n_2} = hU \left(\frac{y}{d} \right)^2 \frac{\partial x}{\partial \alpha}, \quad V_{n_3} = hU \left(\frac{y}{d} \right)^3 \frac{\partial x}{\partial \alpha} \quad (1.2.14)$$

とすると速度ポテンシャル ϕ は、 V_{n_1} , V_{n_2} , V_{n_3} に対する速度ポテンシャル ϕ_1 , ϕ_2 , ϕ_3 を別々に求めておいて

$$\phi = R_1 \phi_1 + R_2 \phi_2 + R_3 \phi_3 \quad (1.2.15)$$

とすることができます。

$$\phi_1 = \frac{Ub_0}{2(1-a_1-a_5)} \sum_{n=1}^5 e^{-2n\alpha} A_{2n} \sin 2n\beta \quad (1.2.16)$$

$$\phi_2 = \frac{Ub_0}{4(1-a_1-a_5)^2} \sum_{n=1}^8 e^{-(2n-1)\alpha} B_{2n-1} \cos (2n-1)\beta \quad (1.2.17)$$

$$\phi_3 = -\frac{Ub_0}{8(1-a_1-a_5)^3} \sum_{n=1}^{10} e^{-2n\alpha} C_{2n} \sin 2n\beta \quad (1.2.18)$$

$$\text{として境界条件 } h \left(\frac{\partial \phi}{\partial \alpha} \right)_{\alpha=0} = V_n \quad (1.2.19)$$

より係数を求めれば次のようになる。

$$\begin{aligned}
A_2 &= \frac{(1-a_1)^2}{2} & C_2 &= (1-a_1)^2 \{ (1-a_1)^2 - a_5(1-a_1) + 3a_5^2 \} \\
A_4 &= (1-a_1)a_5 & C_4 &= \frac{1}{4}(1-a_1) \{ 12a_5(1-a_1)^2 + 12a_5^3 - (1-a_1)^3 \} \\
A_6 &= (1-a_1)a_5 & C_6 &= -3a_5(1-a_1) \{ a_5^2 + (1-a_1)^2 \} \\
A_8 &= 0 & C_8 &= a_5(1-a_1)^2 \left\{ 1-a_1 - \frac{3}{2}a_5 \right\} \\
A_{10} &= \frac{a_5^2}{2} & C_{10} &= a_5^2 \{ 3(1-a_1)^2 + a_5^2 \} \\
B_1 &= (1-a_1) \{ (1-a_1)^2 + 2a_5^2 \} & C_{12} &= -\frac{3}{2}(1-a_1)^2 a_5^2 \\
B_3 &= -\frac{1}{3}(1-a_1)^2 \{ 1-a_1 - 3a_5 \} & C_{14} &= -a_5^3(1-a_1) \\
B_5 &= -a_5 \{ 2(1-a_1)^2 + a_5^2 \} & C_{16} &= (1-a_1)a_5^3 \\
B_7 &= a_5(1-a_1)^2 & C_{18} &= 0 \\
B_9 &= a_5^2(1-a_1) & C_{20} &= \frac{-a_5^4}{4} \\
B_{11} &= -a_5^2(1-a_1) \\
B_{13} &= 0 \\
B_{15} &= \frac{1}{3}a_5^3
\end{aligned}$$

4. 圧力分布の計算

速度ポテンシャル ϕ が求まると、圧力分布は

$$\begin{aligned}
P &= \rho \frac{\partial \phi}{\partial t} \\
&= -\frac{\rho \dot{U} b_0 R_1}{2(1-a_1-a_5)} \sum_{n=1}^5 e^{-2n\alpha} A_{2n} \sin 2n\beta \\
&\quad - \frac{\rho \dot{U} b_0 R_2}{4(1-a_1-a_5)^2} \sum_{n=1}^8 e^{-(2n-1)\alpha} B_{2n-1} \cos (2n-1)\beta \\
&\quad - \frac{\rho \dot{U} b_0 R_3}{8(1-a_1-a_5)^3} \sum_{n=1}^{10} e^{-2n\alpha} C_{2n} \sin 2n\beta \tag{1. 2. 20}
\end{aligned}$$

から計算できる。ここで ρ は流体密度、 t は時間である。ボッシング先端における加速度 \dot{U} は実験結果より求められる。

図 1.2.7 は代表的な断面 C について熊井の式と本計算による圧力分布とを比較したものである。熊井の式で計算すると壁面から流体が流入してくるため若干圧力が大きくなるようである。

図 1.2.8 は C 断面で有限要素法による圧力分布と解析解による圧力分布とを比較したものである。両者はきわめて良く一致し壁面の影響はほとんど出てこない。図 1.2.8 には同時に実際のボッシング断面上の圧力分布を有限要素法で計算したものを示した。この差がボッシングの形状の違いによる誤差である。両者は若干異なるようである。

次に、B, C, D, E, F, G 各断面について実験結果と計算結果の圧力分布の比較を図 1.2.9 ~ 1.2.14 に示す。
(B 断面では加速度を計測していないので A, C 断面における値より内挿してこれを求めた。) これらの図には、

Prohaska form の断面形状、実際の模型の断面形状も合せて示した。

表 1.2.3 に断面定数 b , d , ボッシング先端における加速度 \dot{U} , 各断面で計測された圧力 P_m , それに対応する点での計算された圧力 P_c 及びその比 $J_0 = P_m/P_c$ を示す。

5. 3 次元修正値 J の計算

図 1.2.9 ~ 1.2.14 の計測値 P_m と理論値 P_c を比較すると 3 次元影響を含む P_m の値は 2 次元的な P_c に比べて当然小さい。この比 P_m/P_c を求めることによって、この値を付加水の 3 次元修正値と考えることが出来よう。

シャフト・センター上の J_0 のプロペラ軸に沿った分布を図 1.2.15 に示す。各断面の J_0 の値はシャフト・センターの位置の計測値 P_m と理論値 P_c の比をとることによって求めた。

J_0 の分布が求まると、3 次元修正値 J は次式で計算できる。

$$J = \frac{\int_0^{\ell} \frac{J_0 C_H}{2} \rho \pi d^2 \xi^2 dz}{\int_0^{\ell} \frac{C_H \rho}{2} \pi d^2 \xi^2 dz} \div \frac{\int_0^{\ell} J_0 d^2 \xi^2 dz}{\int_0^{\ell} d^2 \xi^2 dz} \quad (1.2.21)$$

ここで ℓ はプロペラ軸に沿ったボッシングの長さ、 z はプロペラ軸に沿った座標でボッシングの固定端を原点にしている。 d はボッシングの y 方向の長さ、 ξ はボッシングのプロペラ軸に沿った振動モード、 C_H は付加慣性係数である。ここでは ξ の代りにボッシング先端の加速度 \dot{U} を用い、積分を実行する代りに次のようにして J を求めた。

$$J = \frac{\sum_i J_{0i} \dot{U}_i^2 d_i^2 \Delta z_i}{\sum_i \dot{U}_i^2 d_i^2 \Delta z_i} \quad i = B, C, \dots, G, \quad (1.2.22)$$

ここで Δz_i は前後する断面間距離である。その結果 $J = 0.576$ を得た。

6. C_H の計算及び $C_H \cdot J$ について

速度ポテンシャル ϕ がわかると C_H は次式で与えられる。

$$C_H = \frac{-2}{\pi d^2 U^2} \int_0^{\pi} \phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_{\alpha=0} d\beta \quad (1.2.23)$$

本計算に用いたモードでは $C_H = 0.1486$ となる。 C_H の値は断面形状に依存せずほぼ一定である。

実際に付加水質量を計算するときには、 J , C_H 単独よりも $J \cdot C_H$ の値が重要となる。ここでは 3 つの場合の $J \cdot C_H$ を比較してみた。

一つは付録 2 に示すようにプロペラ・ボッシングの加振実験における振動数変化より求めるものである。他の二つは今求めた $J \cdot C_H$ と熊井教授の結果¹⁾ である。表 1.2.4 に結果を示す。方法の違いにより 10% 程度のバラつきはあるが、このようにして求まつた $J \cdot C_H$ の値はほぼ妥当だといえる。

付録 2. ボッシング振動モード及び付加水有効質量について

構造剛性が異なり重量分布が異なる各種の実船のボッシングについて、その振動モードを調べることは困難なので、実験に用いた模型をベースにして、これを骨組構造にモデル化し、且つ図 1.2.16 の如くボッシング長さ ℓ のスケールを変化させて計算によって 1 次のモードを求めた。但し、各ウェブの剛性 $I_i = I'_i$, 軸方向メンバーの剛性 $I_a = I'_a$ とした。結果を図 1.2.17 に示す。

この結果から、ボッシングの長さ ℓ を変えてボッシングの後端に近い部分のモードはあまり変化しないことがわかる。そこで、ボッシング後端から $2H_1$ の長さを前方へ取った位置を原点として長さ方向モードを二次曲線に近似すると、非常に良く計算モードと一致する。図 1.2.17 には、両者を比較し、更に図 1.2.18 に前年度報告書 図 1.2.11 に示された

モードも比較のため記入た。

但し、これ等のモードはいずれも軸芯位置におけるモードである。

次に、この二次曲線で近似されたモードを用いて有効付加水質量について検討した。ボッシング各断面の付加水質量を

$$M_e = J \cdot C_H \cdot \frac{\rho \pi d_1^2}{2} \Delta \ell$$

と表わすと、ボッシング全体の有効付加水質量は次式で与えられる。

図 1.2.19 の A 点に付加すべき有効付加水質量を M_A とすると

$$M_A = \frac{\rho \pi}{2} \int_0^{2H_i} J \cdot C_H \cdot d_1^2 \cdot \xi_1^2 dz \quad (1.2.24)$$

ここで次のような仮定をおく

◦ $J \cdot C_H$ はボッシングの長さ方向に一様に分布する。

$$\circ d_1 = H_{01} + (H_i - H_{01}) \times \frac{z}{2H_i}$$

$$\circ \text{ボッシング腕先端のモードも二次曲線とする。} \xi_1 = \left(\frac{z}{2H_i} \right)^2$$

結局

$$M_A = J \cdot C_H \cdot \rho \pi \left\{ \frac{1}{5} H_{01}^2 \cdot H_i + \frac{1}{3} H_{01} (H_i - H_{01}) H_i + \frac{1}{7} (H_i - H_{01})^2 \cdot H_i \right\} \quad (1.2.25)$$

を得る。

ここで、実船のボッシングを調べると $H_{01} \approx \frac{2}{3} H_i$ である故、これを上式に代入すると

$$M_A = \frac{169}{945} J \cdot C_H \cdot \rho \pi \cdot H_i^3 \quad (1.2.26)$$

となる。

また図 1.2.19 の B 点に付加すべき有効付加水質量を M_B とすると

$$M_B = M_A \times \frac{y_i^2}{y^2} \quad (1.2.27)$$

図 1.2.6 a に示すような模型実験の C 断面の振動モードに従うとすると

$$M_B = M_A \times (1.15)^2 \quad (1.2.28)$$

本文 1.2.3-(1) に示したよう $M_B = 94 \text{ kg}$ を採ると $M_A = 71.3 \text{ kg}$

従って (1.2.26) 式より $J \cdot C_H = 0.0886$ となる。結局

$$M_A = 0.0498 \rho H_i^3 \quad (1.2.29)$$

が得られる。また (1.2.27) 式は

$$M_B = 0.0659 \rho H_i^3 = 0.0977 \rho H^3 \quad (1.2.30)$$

となる。(但し、実験模型のボッシング後端の比より $H_i/H = 1.14$ とした。)

付録 3. プロペラとその付加水の慣性モーメントについて

ボッシングの振動に対して、プロペラとその横振動付加水質量が重要な役割を演ずることが分ったが、更にプロペラとその付加水の径慣性モーメントの影響について調べてみた。

プロペラ翼は複雑な形状をしているので、プロペラの付加水質量や付加水慣性モーメントを計算で求めることは非常に困難で、これまで実用上はプロペラの空中における質量および慣性モーメントの何%かを機械的に付加する方法がとられ

ている。この割合の取り方は使用するプロペラ材質の比重や翼数によって異なるはずであり全ゆるプロペラに共通ではない。今までに経験をもとにして数多くの提案がなされているが、その値は著者によって異なりバラついている。ここでは最近発表された三井千葉の実験値を用いることにする。

三井千葉の模型プロペラを用いた実験⁵⁾によると実船のプロペラ付加水径慣性モーメントは次のように与えられている。

$$Id_w = \epsilon_p \cdot I \times \frac{r_m}{r_s} \quad (1.2.3.1)$$

ここで Id_w : プロペラの付加水径慣性モーメント ($\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{sec}^2$)

I : プロペラの径慣性モーメント ($\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{sec}^2$)

ϵ_p : 翼数によって決まる定数

翼数 4 3.14

翼数 5 3.16

翼数 6 2.46

r_s : プロペラの比重

r_m : 2.8

いま、実験モデル（実船の1/5スケール）にて実船のプロペラに相似なプロペラ（1/5スケール、1/125重量比）を装備した場合を想定し、解析に用いたボッシング骨組計算モデルを用いて、このプロペラの影響を調べた。プロペラは6翼、 $r_s = 7.6$ 、 $I = 50 \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{sec}^2$ （実船の1/5）、

$$Id_w = 2.46 \times 50 \times \frac{2.8}{7.6} = 45 \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{sec}^2 \quad (1.2.3.2)$$

計算結果は表1.2.5の如くなる。

付録4. ボッシング剛性がプロペラ・ボッシング固有振動数に及ぼす影響

図1.2.20に示すようにプロペラ・ボッシングの振動をマス・バネ系でモデル化する。case-1は、プロペラとボッシングの振幅が同じ場合で K_1 というバネ定数（ボッシングの剛性）を持ったバネの先端にMなる質量がついている。case-2はプロペラとボッシング後端の振幅 y_2 と y_1 が異なる場合で、バネ定数 K_1 （ボッシングの剛性）のバネと K_2 というバネがつながっており、その先にMなる質量がついている。

case-1, case-2のときの振動数を f_1 , f_2 とすると、

$$\left. \begin{aligned} f_1 &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{gk_1}{M}} = C \sqrt{k_1} \\ f_2 &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{M} + \frac{K_1 \cdot K_2}{K_1 + K_2}} = C' \sqrt{\frac{K_1 \cdot K_2}{K_1 + K_2}} \end{aligned} \right\} \quad (1.2.3.3)$$

いま K_1 を αK_1 へ変化させると、

$$\begin{aligned} \text{case-1 では} \quad f'_1 &= C \sqrt{\alpha K_1} \quad f'_1 / f_1 = \sqrt{\alpha} \\ \text{case-2 では} \quad f'_2 &= C' \sqrt{\frac{\alpha K_1 K_2}{\alpha K_1 + K_2}} \quad f'_2 / f_2 = \sqrt{\frac{\alpha (K_1 + K_2)}{\alpha K_1 + K_2}} \end{aligned} \quad (1.2.3.4)$$

となる。

前述のようにてプロペラとボッシング後端の振幅比 $y_1/y_2 = 0.425$

のときには $K_1/K_2 = 1.35$ となるから

$$f'_2/f_2 = \sqrt{\frac{2.35\alpha}{1.35\alpha + 1}} \quad (1.2.35)$$

α の値を種々変化させて f'_1/f_1 , f'_2/f_2 を求めると表 1.2.6 のようになる。即ち、case-1の場合に比較してボッシング剛性の固有振動数に対する影響は大巾に低下する。このことはボッシングの設計に当って大きな意味を持つように思える。

参考文献

- 1) 熊井豊二：プロペラ・ボッシングの振動付加質量に就いて 西部造船会々報第48号（昭和49年8月）
- 2) Ayling, P.W. and P.W. Knaggs, Propeller Bossing Vibration, Trans., R. I. N. A. 1964
- 3) 熊井豊二：船体上下振動の3次元付加質量の推定に就いて（未発表）
- 4) 日本造船研究協会 第142部会昭和49年度報告書研究資料 No.224（昭和50年3月）
- 5) 熊井, 原田, 南：プロペラの付加水質量並びに付加水慣性モーメントについて, 西部造船会々報（昭和50年8月）

表 1.2.1 プロペラ・ボッシング振動(1次)における有効質量

	case-1	case-2
ボッシング構造(軸を含む)	158 kg (108)	20
プロペラ	146 " (100)	100
ボッシング付加水質量	94 " (64)	12
プロペラ付加水質量※	27 " (18)	18
空気中振動の有効質量	304 " (208)	120
水中振動の有効質量	425 " (290)	150
振動低下率	0.846	0.895

※本実験ではプロペラのモデルは実際のプロペラとは異なるので、この表に与えたプロペラ付加水の値は実船の値とは若干異なるであろう。

表 1.2.2 実験結果

計測点番号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
圧力 (gr/cm ²)	3.4	3.55	1.5	0.67	0.50	0.28	12.4	1.70	0.76	1.76	1.68
加速度 (gal)	18.27	117.9	5.22	33.7	19.0	13.7	19.9	5.28	21.1	14.3	206.3

表 1.2.3

NAME OF SECTION	b (mm)	d (mm)	U (gal)	P _m (g/cm ²)	P _c (g/cm ²)	J ₀ = P _m /P _c
B	110.0	1,094.3	176.7	1.68	6.03	0.279
				3.40	6.14	0.554
C	190.0	1,018.6	163.0	1.76	4.48	0.393
				1.24	5.09	0.243
				3.55	5.57	0.637
D	290.5	919.9	82.8	1.70	2.29	0.743
				1.50	2.64	0.568
E	385.0	816.0	66.2	0.76	1.57	0.484
				0.67	1.88	0.356
F	385.0	664.0	46.4	0.50	1.04	0.479
G	385.0	512.0	51.5	0.28	0.83	0.337
				J =	0.576	

表 1.2.4 $J \cdot C_H$ 値

方 法	J	C_H	$J \cdot C_H$
加振実験における振動数変化より	—	—	0.0886
実験と解析の圧力比より	0.576	0.1486	0.0856
熊井教授の結果 ¹⁾	0.652	0.1220	0.0795

表 1.2.5 慣性モーメントの影響

	1 次固有振動数 (Hz) (%)	2 次固有振動数 (Hz) (%)
プロペラ及び付加水の慣性モーメントを考慮しない場合	55.2 (100)	131.6 (100)
プロペラ及び付加水の慣性モーメントを考慮した場合	54.9 (99.5)	128.8 (97.9)

表 1.2.6 ボッシング剛性の固有振動数に対する影響

α	f'_1/f_1	f'_2/f_2
0.5	0.71 (-29%)	0.84 (-16%)
1.0	1.00 (± 0)	1.00 (± 0)
1.5	1.22 (+22%)	1.08 (+8%)
2.0	1.41 (+41%)	1.13 (+13%)

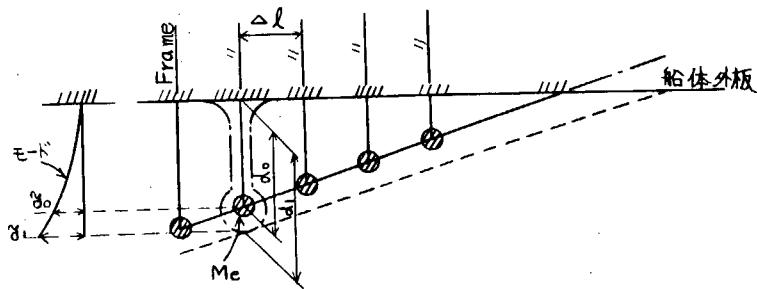


図 1.2.1

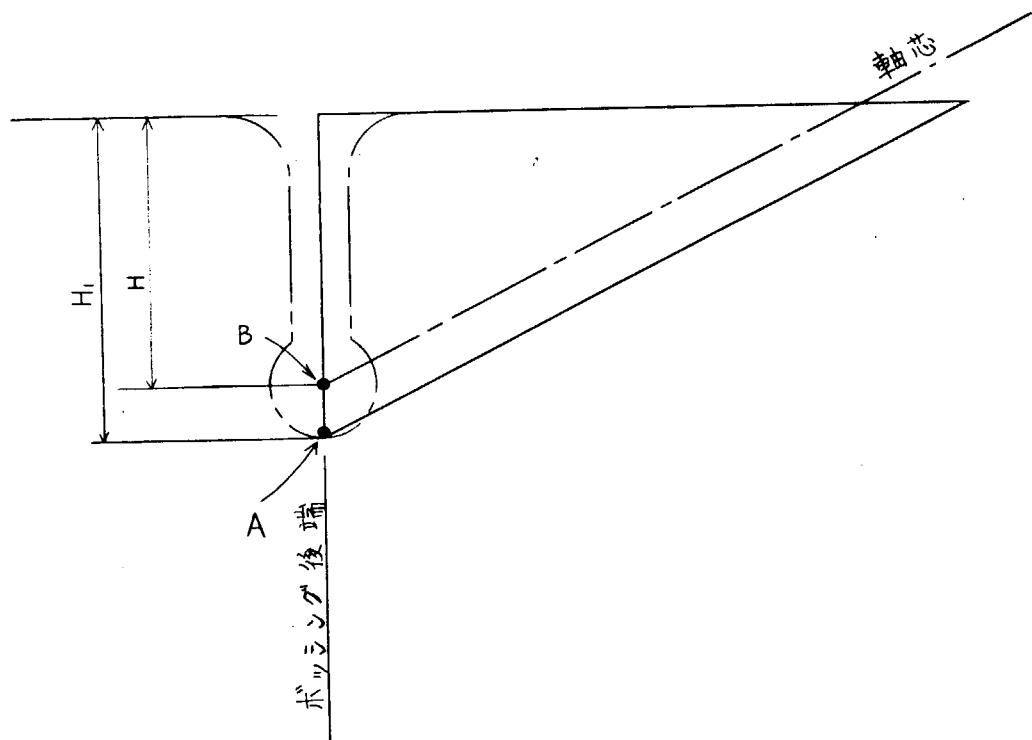


図 1.2.2

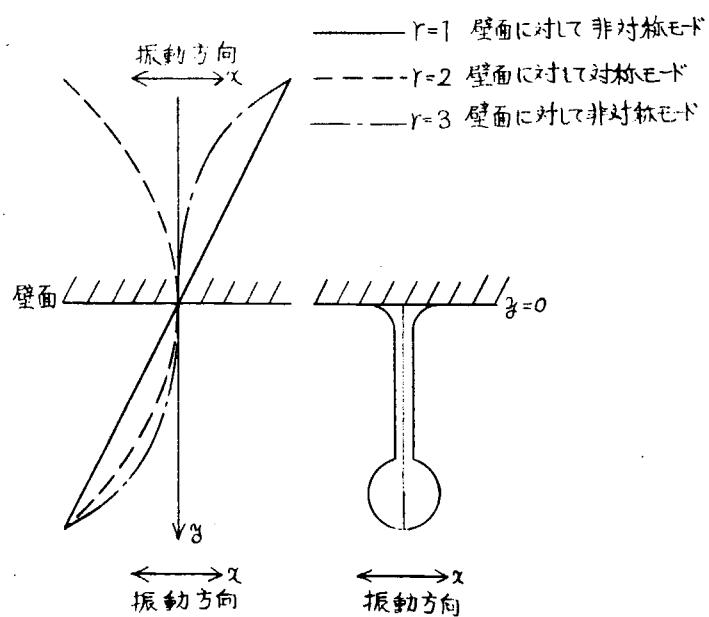


図 1.2.3 ボッシングの振動モード

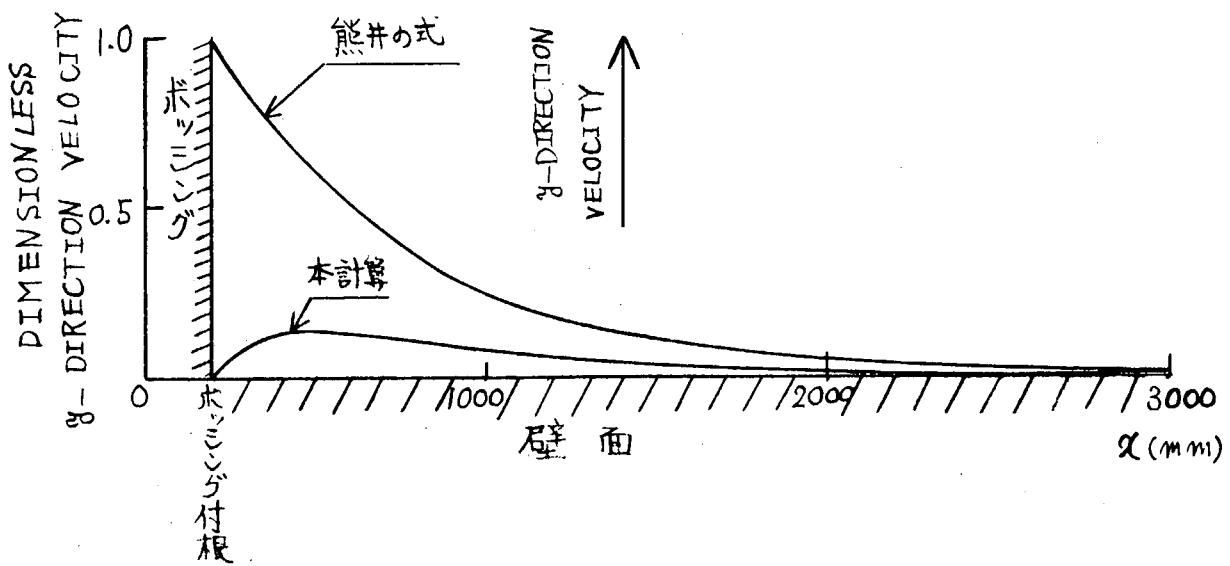


図 1.2.4 壁面上 y 方向速度の分布

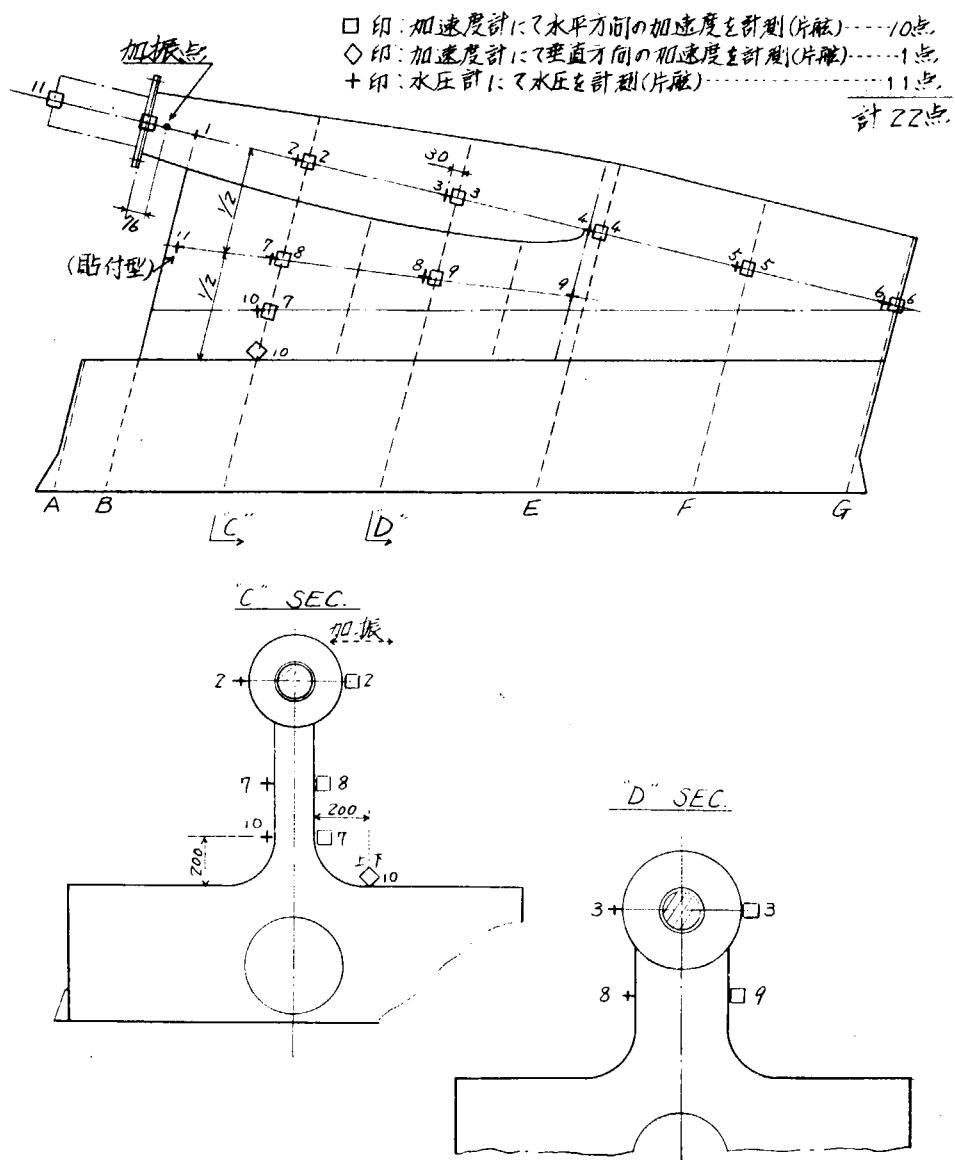


図 1.2.5 水中加振実験計測点配置

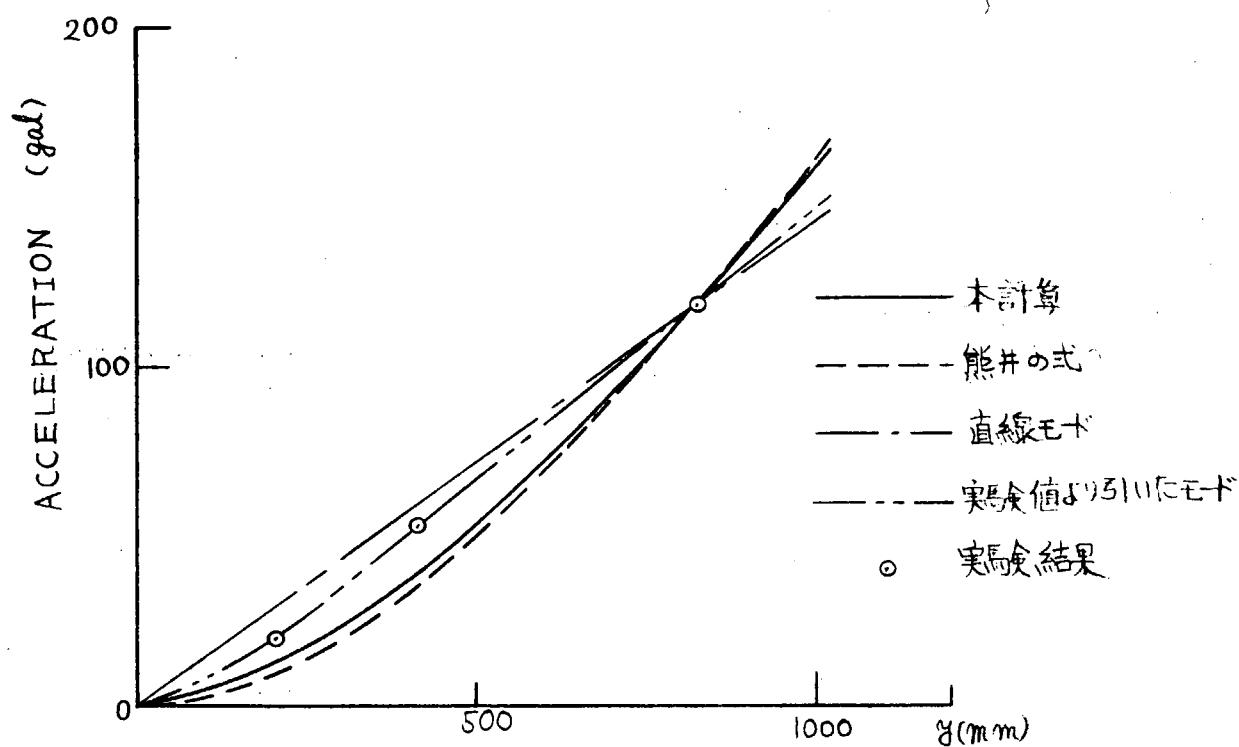


図 1.2.6 a 加速度分布 (C-SECTION)

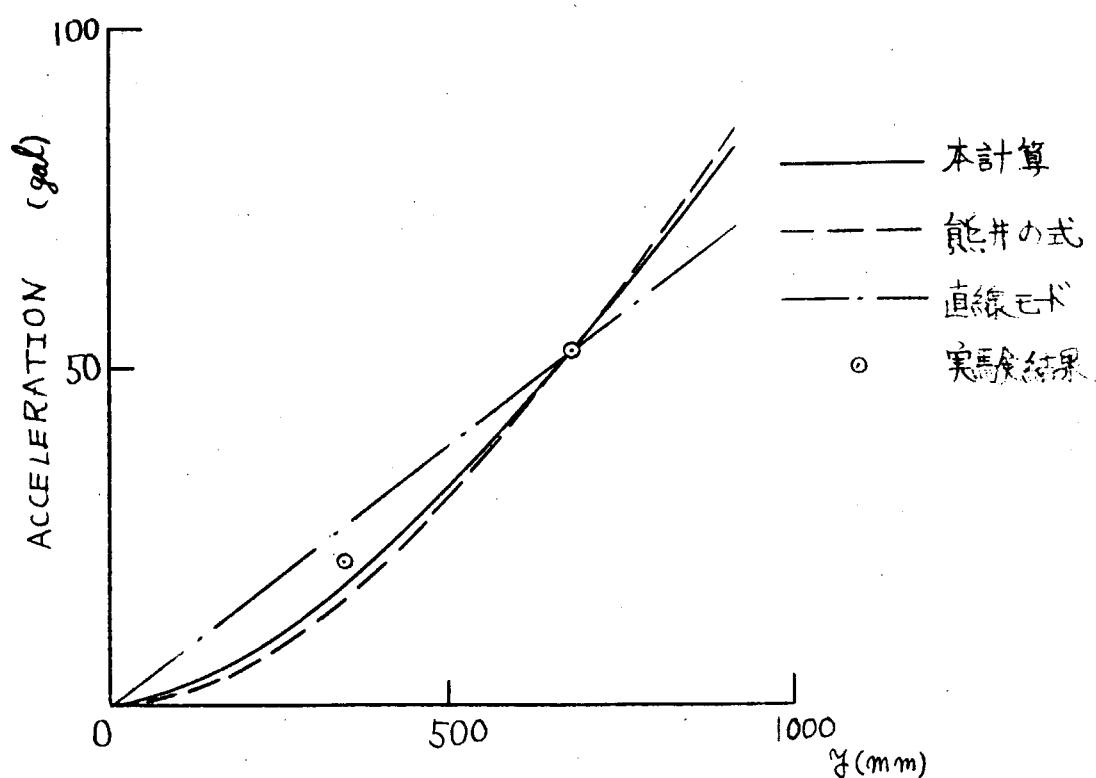


図 1.2.6 b 加速度分布 (D-SECTION)

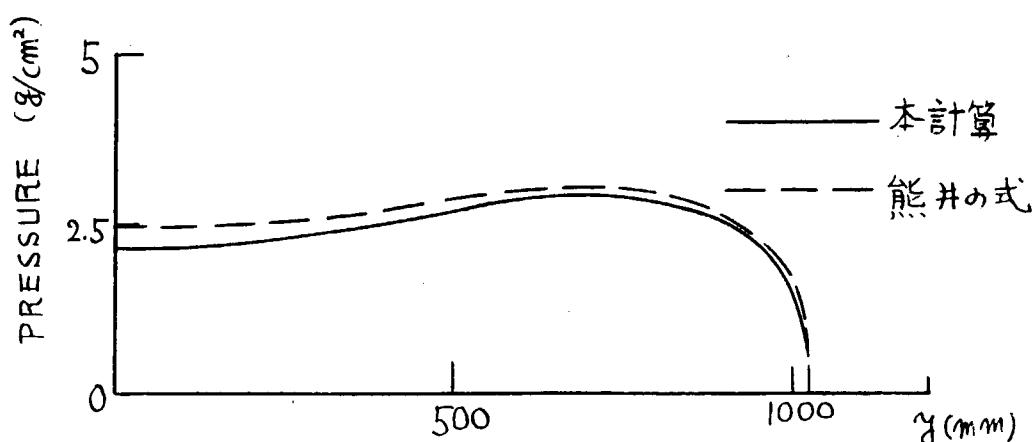


図 1.2.7 熊井の式及び本計算における圧力分布の比較

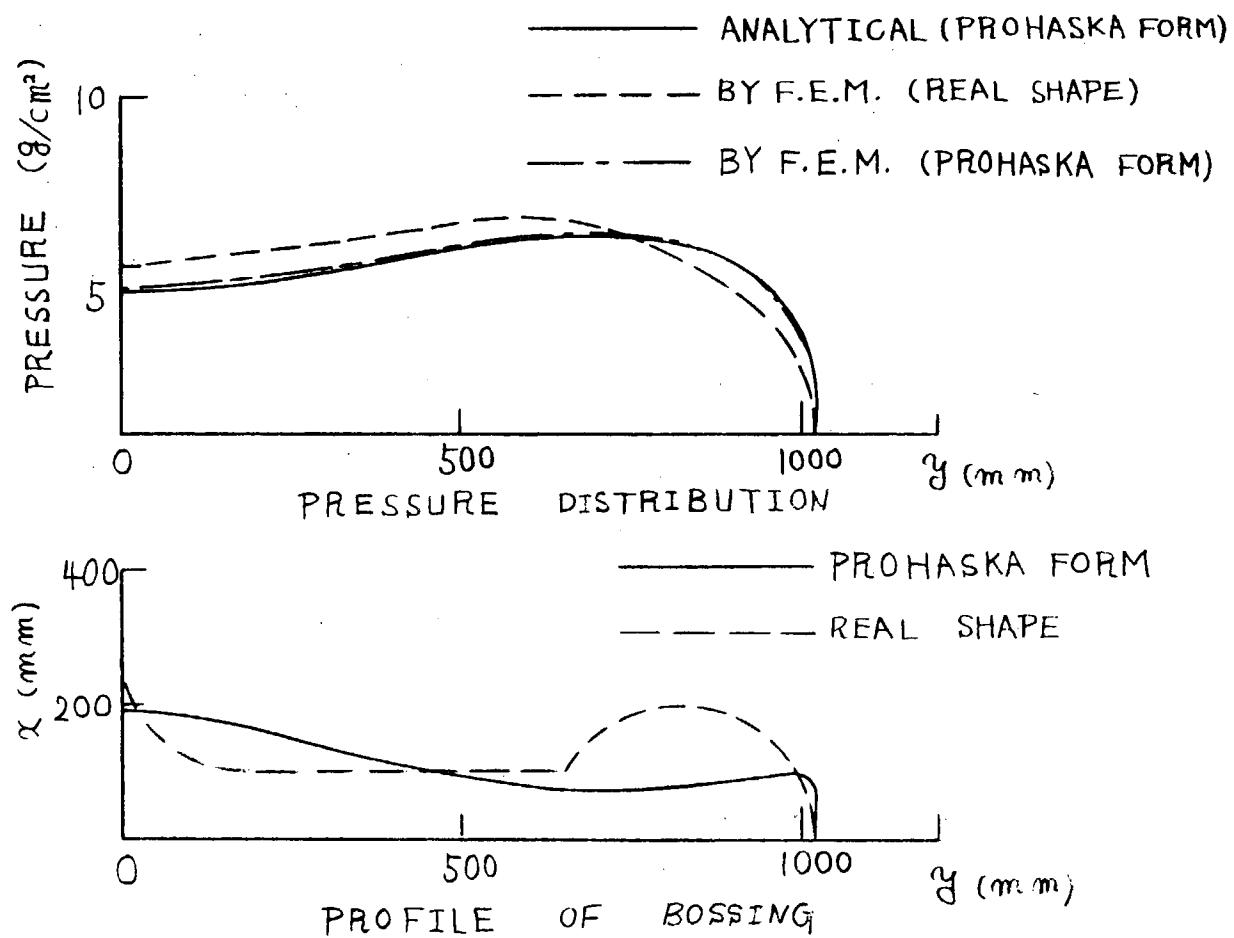


図 1.2.8 解析解と有限要素法による圧力分布の比較

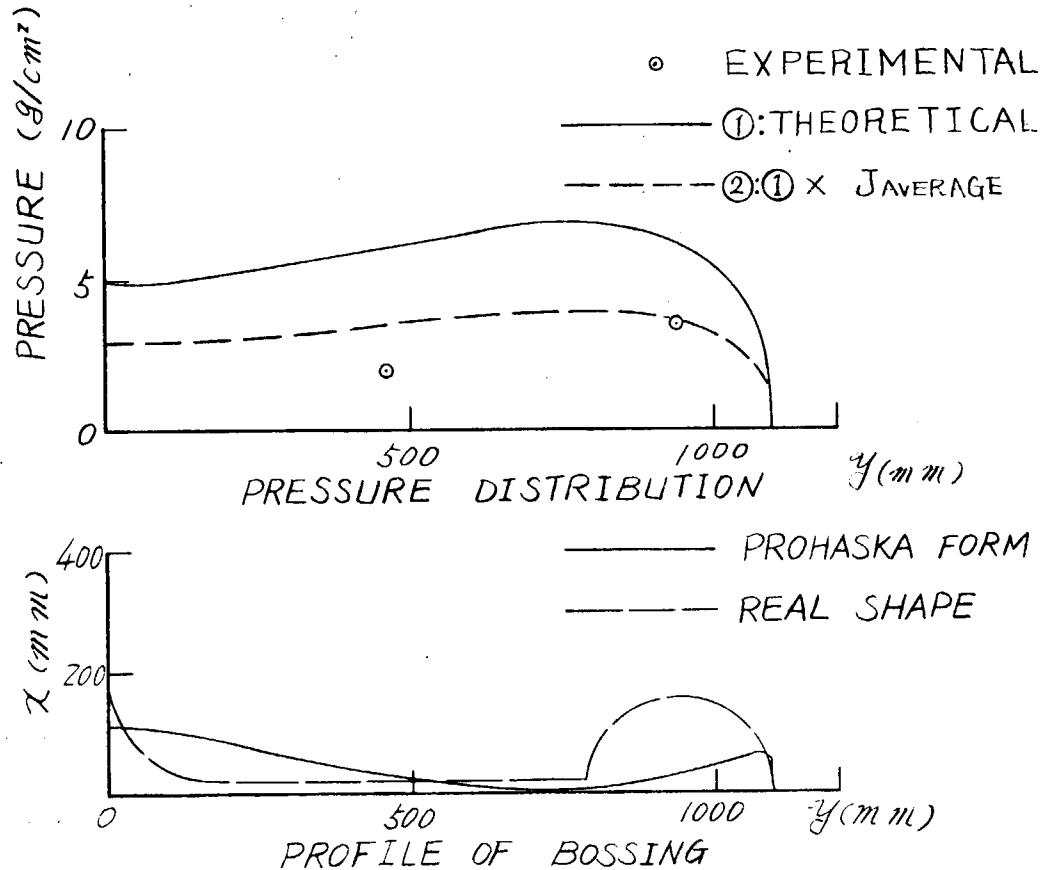


図 1.2.9 実験と計算による圧力分布の比較 (B-SECTION)

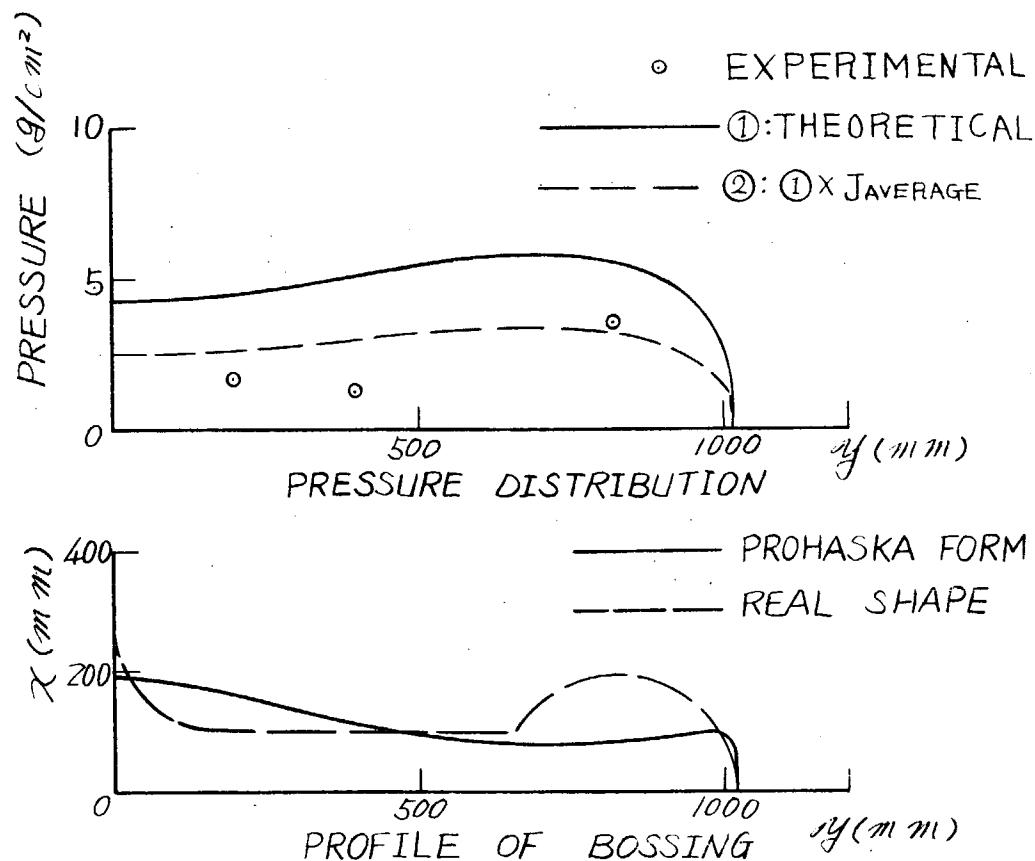


図 1.2.10 実験と計算による圧力分布の比較 (C-SECTION)

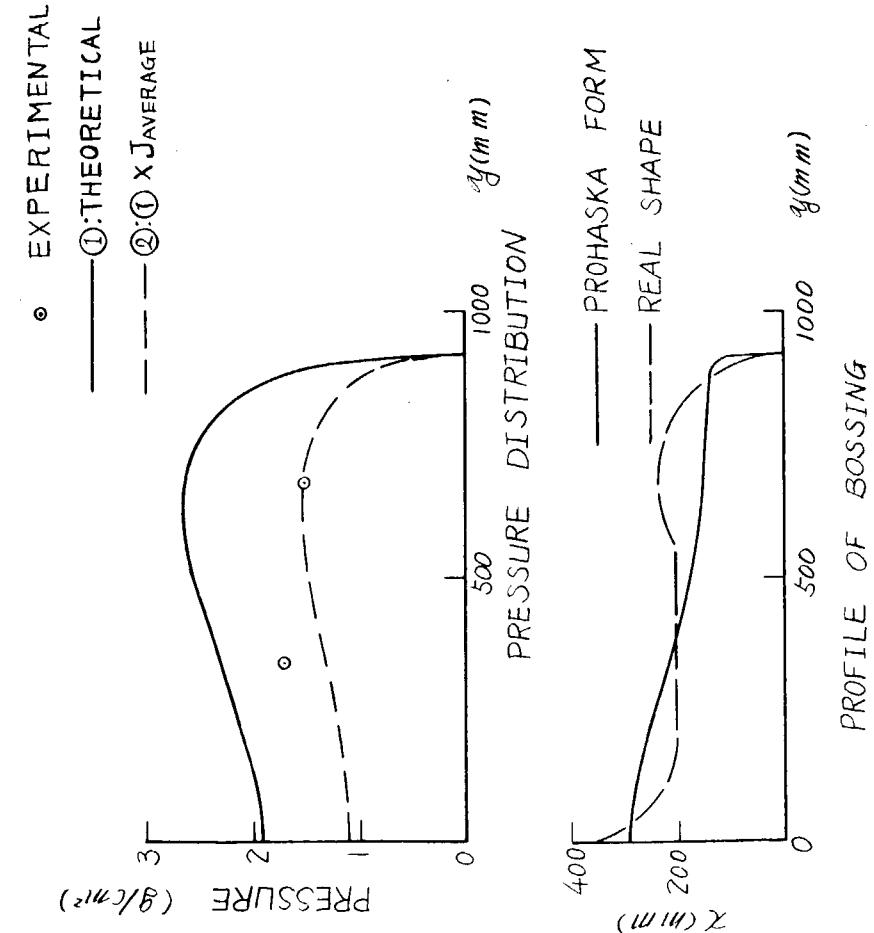


図 1.2.11 実験と計算による圧力分布の比較(D-SECTION)

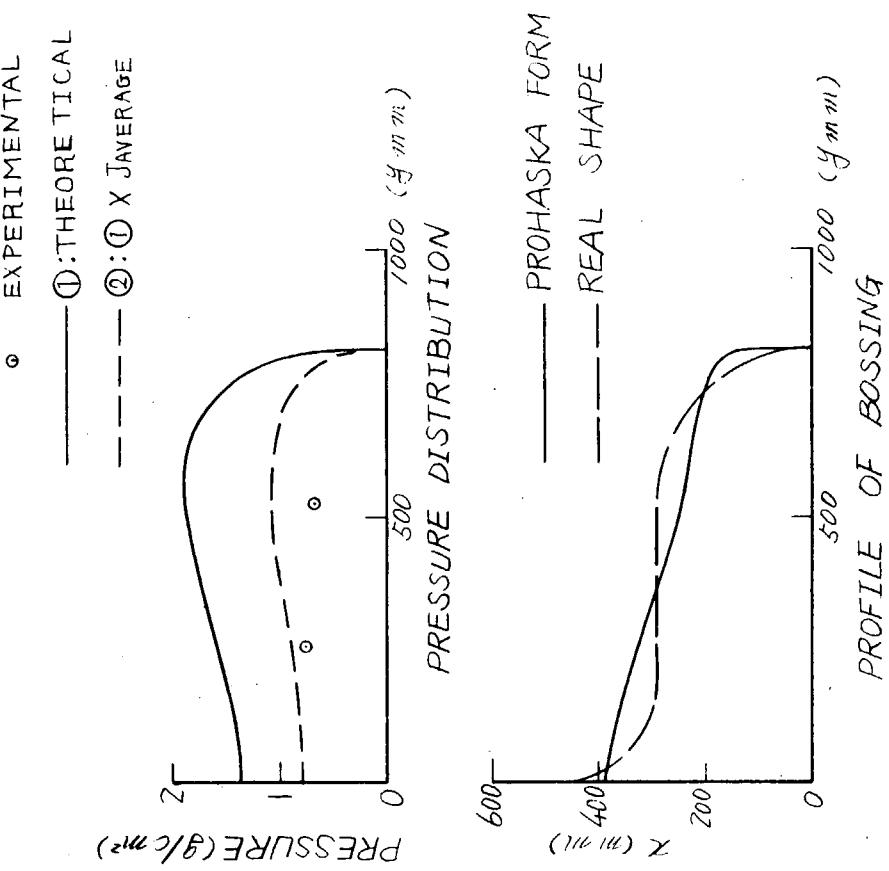


図 1.2.12 実験と計算による圧力分布の比較(E-SECTION)

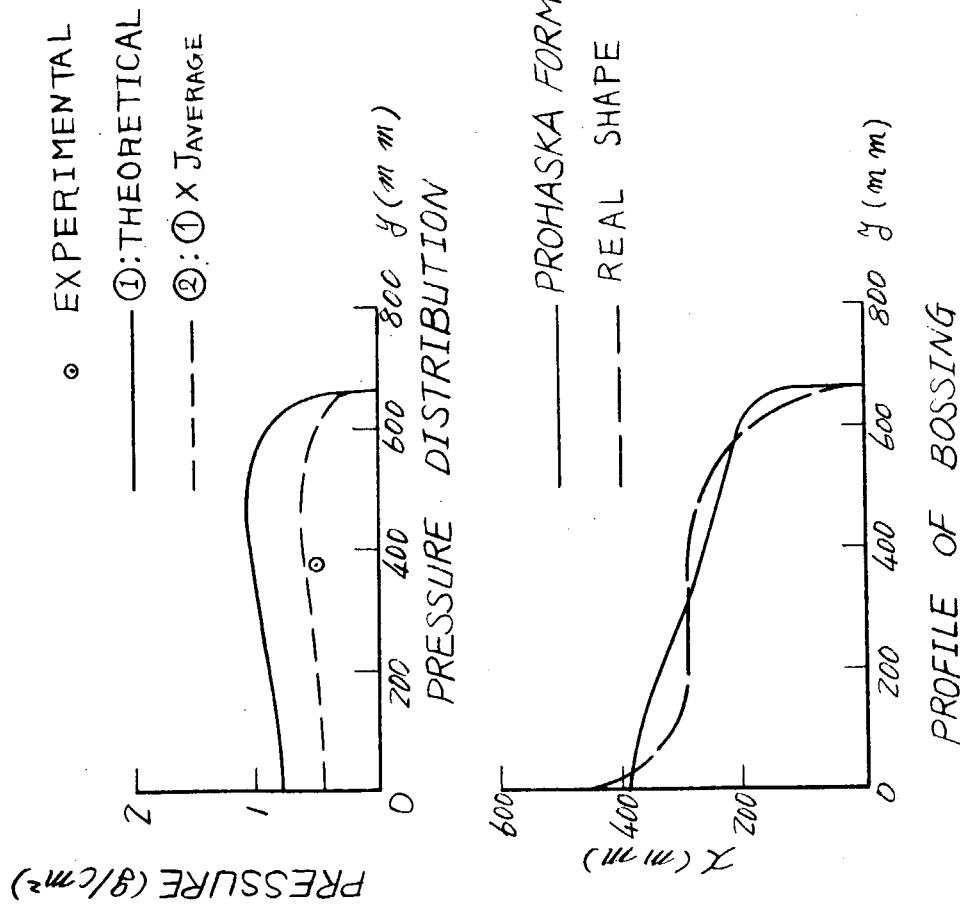


図 1.2.13 実験と計算による圧力分布の比較 (F-SECTION)

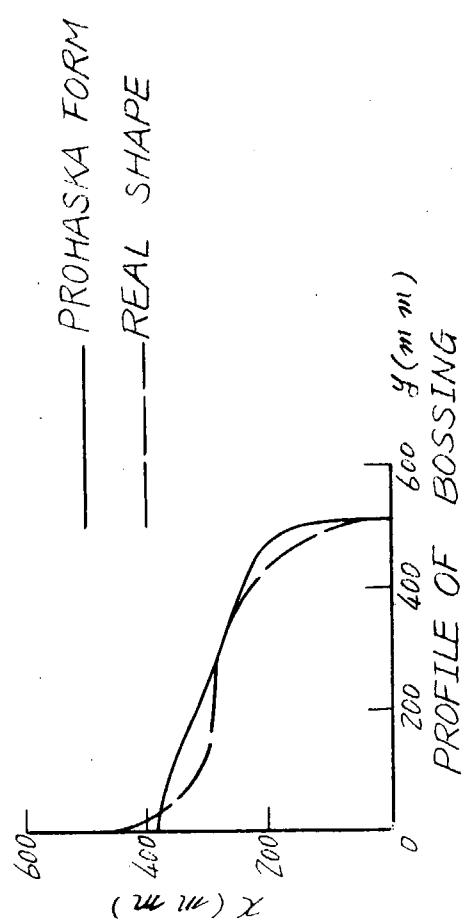


図 1.2.14 実験と計算による圧力分布の比較 (G-SECTION)

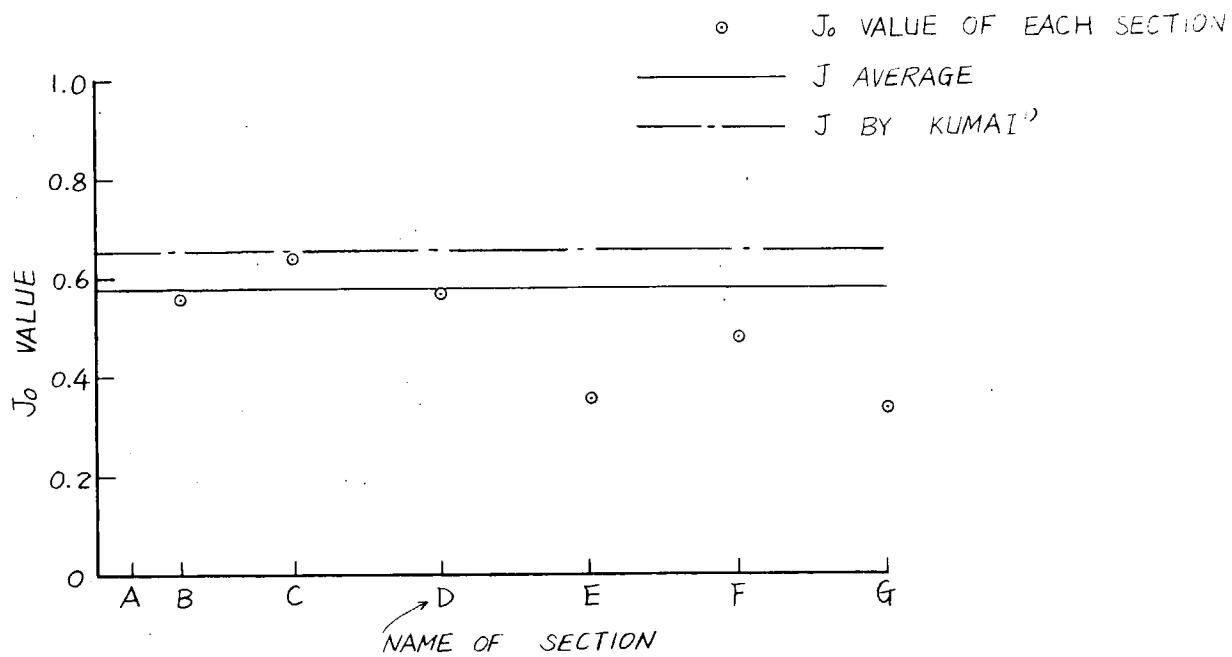


図 1.2.15 J の分布

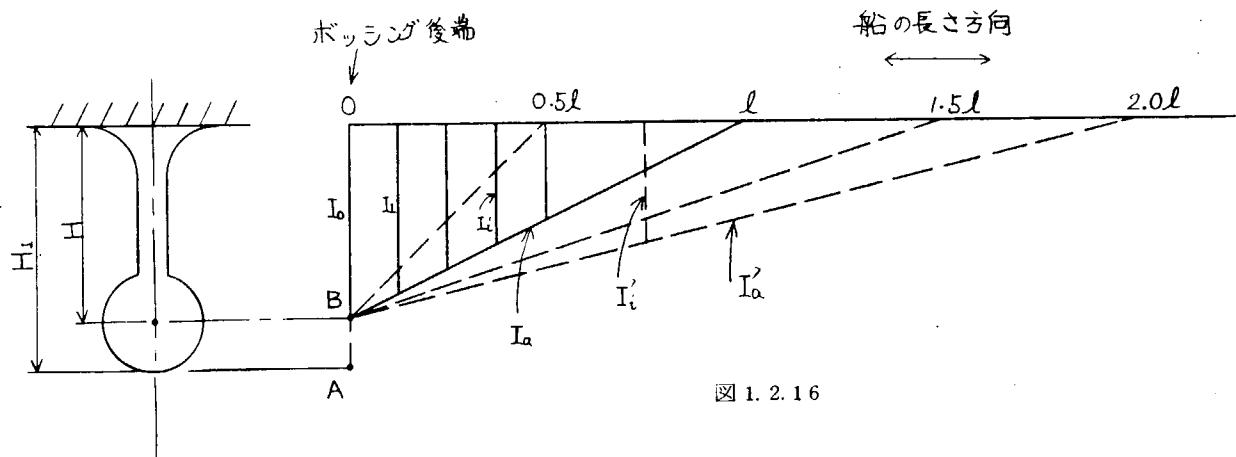


図 1.2.16

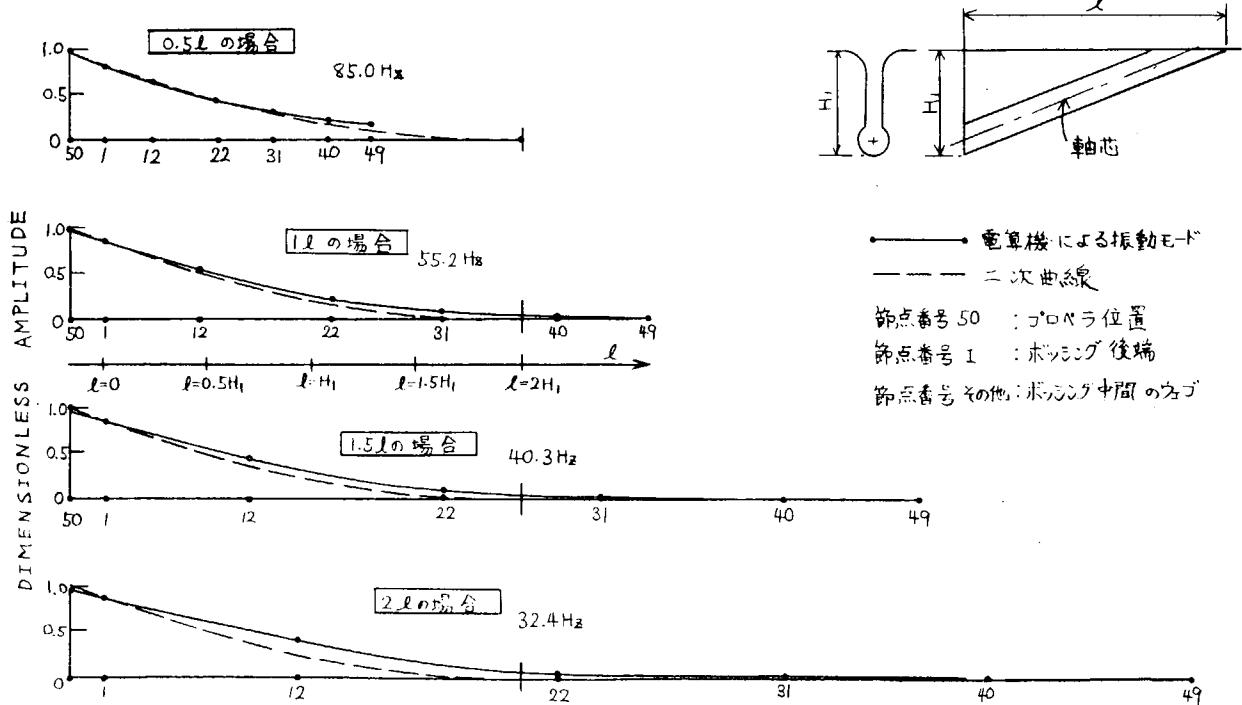


図 1.2.17 ポッシングの振動モード(簡易計算による軸芯位置のモード)

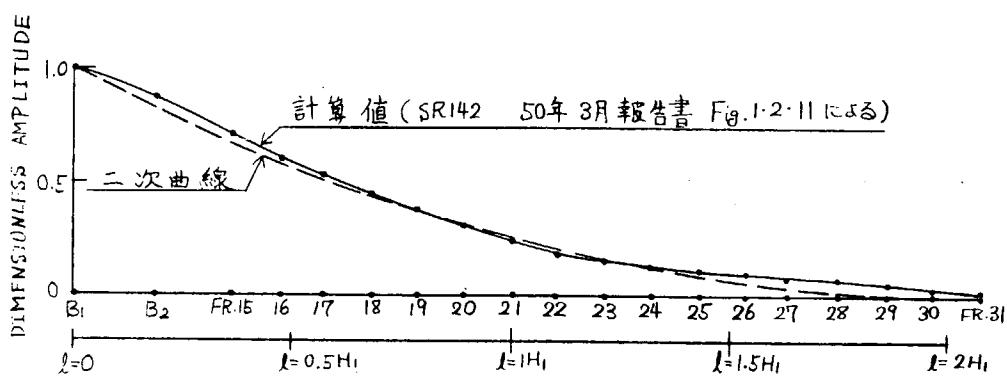


図 1.2.18 ポッシングの振動モード(詳細計算による軸芯位置のモード)

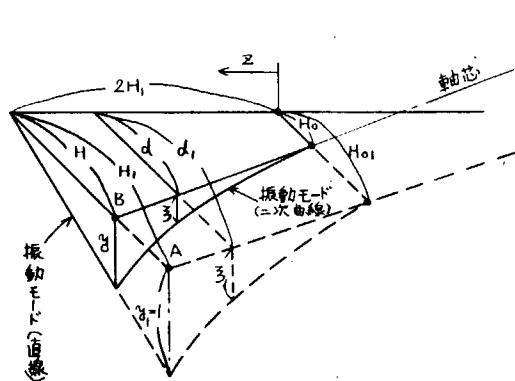


図 1.2.19

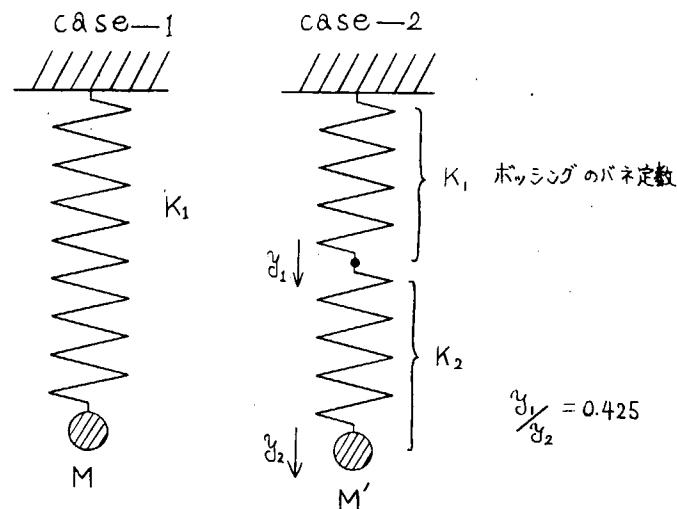


図 1.2.20

1.3 プロペラ外力に関する検討

1.3.1 緒 言

SR143「軸系アライメントの設定基準に関する研究」部会の検討段階で軸系に対する外力の一つであるプロペラ外力に関して、その計算法についてSR142に検討依頼があり、その検討結果をまとめたものである。

なお、結果についてSR143第21回および第22回委員会で説明した。

1.3.2 不均一伴流中のプロペラ外力の準定常計算方法と接線伴流の影響

(1) 準定常計算法

不均一伴流中のプロペラ準定常計算にプロペラ単独特性を使用する場合、接線伴流の取扱い方に、2通りの考え方が知られている。これらを仮りにApparent Wake Method およびEquivalent Revolution Method と称すれば、次のような相違がある。

(a) Apparent Wake Method (熊井の方法¹⁾)

速度ベクトル図、図1・3・1に示すように、軸方向流速 V_a が回転方向流速 V_t によって、見かけ上 V_a' になると考へる場合である。このとき、 V_a による迎角 α が、 V_t によって α' になることがわかる。また、流入速度は W_2 である。

(b) Equivalent Revolution Method (SR143鷲見氏提案)

図1・3・1の速度ベクトルのうち、 $2\pi n r$ を $2\pi n' r$ とすることによって、 V_t の影響を相当回転数として考慮する方法である。この場合も、迎角は α' であるが、流入速度は W となる。

ここに、両者の最終的な相違は流入速度の評価だけとなる。また、スラストおよびトルクの計算法は、図1・3・2に示すとおりである。

(2) 比較計算例

以上の2つの方法および軸方向流速 V_a だけ使用し、接線伴流を含まない場合(以後これを(c)の方法、または、Axial Wake Methodと仮称する)の3通りにつき、比較計算を行なった。

計算対象には、えるべ丸のWing Propellerを用い、それらの計算結果を図1・3・3～図1・3・5に示す。図1・3・3および図1・3・4はそれぞれスラストおよびトルクの1回転中の変動を示し、図1・3・5はプロペラ面内の力およびモーメントのベクトルの大きさと方向、すなわちプロペラ外力を示している。

(3) 考 察

計算結果は、スラストとトルクの変動に関し、(a)の方法は、(b)と(c)の方法の中間の値となっている。またプロペラ外力については、(a)と(c)は量的に同程度であるが、ピーク位置が V_t の影響でずれている。一方(a)と(b)はピーク位置はほとんど一致しているが、量的には(b)が(a)の約2割増しであり、ベクトルの方向も(a)より約30°top寄りである。

3つの計算法によるこれらの相違は、相互の比較ではかなり大きいように感ずるが、例えば「14th I.T.T.C. Propeller Committee の計算比較²⁾」にあるように、スラスト・トルク変動のharmonicsの振幅に関して同じ非定常揚力面理論による計算結果の間に3割程度の差があり、本準定常計算法の結果がこの範囲に入っていることから考えれば、現時点ではこの程度の量的な差を云々することはあまり意味がないと思われ、むしろ問題点の1つとして今後の検討課題であると考える。

以上を総括的に評価した場合、ここで述べた準定常計算法は、非定常性の考慮の問題³⁾、0.7R以外の伴流の不均一性の影響除外など、若干の検討の余地があるものの、初期設計におけるプロペラ外力計算の簡便な方法として問題のないものといえよう。特にApparent Wake Method(熊井の方法)を利用する場合も、上記の背景を念頭においていれば、その使用は差し支えないものといえる。

1.3.3 プロペラ回転数によるプロペラ外力の変化

(1) 計算方法

速力一馬力曲線、回転数曲線の値を用いて、プロペラ回転数3種、即ち119 rpm, 90 rpm 及び 30 rpm におけるプロペラ外力を計算した。

(2) 計算結果

図1・3・6に、結果の一例として119 rpmにおけるプロペラ外力およびMoment等をプロペラ直上から回転方向にθを4種とて示してある。

図1・3・7および1・3・8は、プロペラ外力およびMomentの119 rpmにおける100%としたときの各回転数における傾向を示し、さらに回転数の自乗の比例曲線との比較を示している。

(3) 考察

プロペラ外力について、回転数による非定常性の影響は小さく、むしろ回転数の自乗に比例するとして差し支えないことを確認することができた。

従って第14回SR143資料14-6「船尾管軸受の油膜形成を考慮した軸系計算および実測油膜厚さとの比較」では、MCRにおけるプロペラ外力の計算結果を使用して、回転数ベースに油膜厚さを計測結果と比較しているが、このとき、各回転数におけるプロペラ外力をMCRのときの値から回転数の自乗に比例させて用いているが、これらは前述の結果より、実際に問題ないことが判明したが、以下にその考え方を述べる。

プロペラ外力Fは流入速度Wの自乗に比例するので回転数nの自乗と軸方向流速Vaの自乗の和に比例することになる。

$$F \propto W^2 \propto \{(2\pi n r)^2 + V_a^2\}$$

一方、Vaは船速Vsと伴流係数(1-w)の積であり、また、Vsはnにほぼ比例することから

$$F \propto n^2 \{1 + a(1-w)^2\} \quad a : \text{Const}$$

と記述することができる。今回の計算より回転数の変化によりwの変化は最大でもせいぜい0.2程度であり、しかも一般にa<1であるから伴流係数の変化よりも回転数そのものの変化の方がプロペラ外力に支配的な影響を及ぼすことがわかる。

1.3.4 各種計算法による差異の比較

不均一流中のプロペラ外力を計算するに当って様々な計算方法が用いられ、使用した計算方法により結果がかなりバラツクのが現状である。このような現状では、どのような計算値を採用すればよいのかが不明確であり、このことが軸系の問題、振動の問題等に対する検討を甚だ困難にしている。

このような実情にかんがみ、I.T.T.C.(国際試験水槽会議)のプロペラ技術委員会はプロペラ起振力に関し、実験、計算の比較検討を世界的規模で約6年間にわたって実施して来た。

すなわち最初の3年間に、"比較模型試験"を実施してもらうように各国の水槽に呼びかけた。この"比較模型試験"には世界中から6ヶ所の水槽が参加した。模型船および模型プロペラは、同一のものがcirculateされた。このようにして得られた各水槽での試験結果を、次の3年間に実施した"比較計算法"の計算結果に対する一応の基準とした。勿論各水槽で得られた試験結果にはいくぶんのバラツキがあるのでこれに対する妥当な平均値をとった。図1・3・10～図1・3・17の中にEXPER.として示されている値がそれである。

一方理論計算を行うにあたっては入力データすなわち伴流分布を数値で与え⁵⁾、各水槽固有の計算法により計算を行い、その計算結果を比較している⁶⁾。計算結果の比較例としてその一部分を図1・3・10～図1・3・19に示す。ただし、これらの図中の表現は図1・3・9に示す座標系と表現法にもとづいている。

計算法は次の3グループに大別される。

1) 非定常揚力面理論による計算法：

図中の横軸に示されている数字の 4, 6, 7, 9, 10, 12, がそれであり、これには 6 水槽が参加し、この内 4 が船研である。

2) 非定常影響および多かれ少なかれ三次元流を考慮した近似計算法：

これには 5 水槽が参加し、図中の 1a, 3, 5, 8, 11b がそれである。

3) 準定常近似計算法：

これには 4 水槽が参加し、図中の 2, 11a, 1b, 13 がそれであり、この内 13 が表 1・3・1 中に示す C 社である。

このうち 1) の計算法による計算結果はいずれも模型試験結果（模型試験には日本から 2 水槽が参加した。）と大体よい一致を示している。この問題の取りまとめ役である Schwanecke 教授は 1) の計算法が現段階では一番厳密な取扱いをしていることからこれを “exact” method と呼んでいる。2), 3) の計算法による計算結果も示されているが 1) グループよりもバラツキが大きい。これらの比較は結果のみを示しているだけで、各水槽固有の計算法についての詳細な評価は行っていない。1), 2) あるいは 3) の計算法の内容についてはかなりの差異があるはずであるが、その差異を詳細に調べることは不可能に近く、従って評価を行うことをさしひかえたものであろう。

上記の I.T.T.C. プロペラ技術委員会の問題のとらえ方は、SR142 部会の場合にも同じであると言えよう。SR142 部会でも、昭和 49 年度中にプロペラ起振力の計算結果を比較している。この比較は結果的にみて主として準定常計算法に主眼がおかれたことになり、計算法の中身の差が結果の種々の差になって現われている。比較結果の 1 例を参考文献⁷⁾ の中から引用して表 1・3・1, 図 1・3・20 に示す。

昭和 51 年度の SR142 部会では、これらの情況を勘案し、次のことを実施した。

- ① 昭和 49 年度の SR142 においてプロペラ外力の計算が実施された計算法を用いて I.T.T.C. 模型船のそれを計算し、その結果を比較する。
- ② 昭和 49 年度の SR142 においてプロペラ外力の計算が実施された計算法について、その中身を調査する。

その結果⁸⁾, ①を図 1・3・12～図 1・3・19 中の横軸に B(I), B(II) で示す。この B(I), B(II) は表 1・3・1 中の (B 社) - I, (B 社) - II に対応している。

② の調査結果を表 1・3・2 に示す。

以上のように I.T.T.C. プロペラ技術委員会も、SR142 部会とともに問題点のとらえ方は同じであるが、I.T.T.C. における Schwanecke 教授が各計算法の詳細な内容を知り得ない限りその評価をさしひかえていると同様に、SR142 部会における計算結果の比較および計算法の中身の調査結果に対して評価を行なうことはかなり無理があり、あえてこれを行えば、間違いとはゆかずとも、適正な評価に至らないおそれがある。

I.T.T.C. と SR142 における両計算比較の中に準定常計算法のグループに入る結果がかなり示されているが、この実用面の有用性については比較結果の示すとおりと言えよう。

では一体プロペラ外力を計算する方法として如何なる方法が recommend できるかということになるが、I.T.T.C. プロペラ技術委員会による “比較計算法” のうち 1) のグループである非定常揚力面理論による計算法が一応 “exact” method というカテゴリーに属していることを考えれば、この方法にもとづく計算が現時点では一番よいと言えるのではないか。もっとも、この計算法にもとづく計算結果自体にもかなりバラツキ幅をもっていることが図 1・3・10～図 1・3・19 中にハッキングで示されている。基礎となる理論が同一カテゴリーに属していると言っても、計算プロセスの内容、入力データの疎密選択等の差異によって、当然結果が違ってくることがありうるだろう。また、計算方法の評価は、その計算結果が信頼出来る実験結果と比較して行なわれることになるが、プロペラ起振力に関しては信頼出来る実験結果がまだ数少ないので、計算方法の評価をむずかしくしている。

“exact” method のグループに属する 4 が船研の方法によるものであるが、この方法を用いれば、十分とまではいかないまでも、I.T.T.C. 計算比較の全般を通じて評価すれば比較的満足し得る結果が得られていると考えられる。し

かし、計算の複雑さという問題が残されているが、少くとも計算機の普及した現在においては、さして気にする問題ではないと考えられる。

1.3.5 結 言

不均一流中のプロペラ外力を計算するに当って、接線伴流をどのような方法で計算に入れ込むか、そしてその影響は結果にどのように及ぶかを検討した。ただし、計算手法としてはプロペラ単独性能曲線図を使う準定常簡略計算法によった。接線伴流を軸方向流速の変化に転化した場合と、回転数変化に転化した場合と接線伴流を無視した場合の3種について計算した。その結果振幅の大きさについては特に有意義の傾向は見出せなかつたが、位相については3つの方法の間に一定の関係があることを見出した。この3つの方法のうちどの方法がよいかと言うことではなく、3つの方法による結果の間にどのような傾向があるかを見出すことができた。

また、プロペラ回転数の変化とプロペラ外力との関係を検討したが、プロペラ外力は回転数の2乗に比例するとして差し支えないことが判明した。

プロペラ外力を計算する各種計算法についてその計算結果の比較、計算法についての内容の調査を実施した。また、I.T.T.C.のプロペラ技術委員会において実施されたプロペラ外力の計算結果比較に対して、更に当委員会としての計算結果を加えて比較してみた。

結局、計算プロセスの内容、入力データの疎密選択等によっても結果にバラツキが現われることがあると思われるのと、どの計算方法を recommend してよいのか現時点ではまだこれを表明することはかなり無理であろう。

準定常計算法もそれなりの利点があり、この計算法の特性を認識した上で使用する限り十分有用であろう。非定常揚力面理論による計算法を用いても結果に幅のあることは 1・3・4 に示されている通りであり、決して十分なものであると言えないが、しかし現時点では最も厳密な計算方法であることは衆知であり、計算機の十分普及した今日、この計算方法によることが一番望ましいと思われる。

(付 記)

プロペラ外力を精度よく推定することは、流体力学関係者にとってもかなりむずかしい問題である。従って国際的な場である I.T.T.C.においても重要研究課題として取り上げられたわけである。Schwanecke 教授の「比較計算結果」のまとめはそういう意味からも十分な価値があるものと思われる。計算に必要な入力データは、本文中にも述べたように公開されている。これらのデータを利用して各機関独自の計算法をチェックしてみることも有意義であろうと考えられる。

参 考 文 献

- 1) 熊井豊二、玉木一三、岸譲四郎、湯本宏、桜田泰弘；プロペラ Bearing 起振力の一計測法について
日本造船学会論文集 128号、1970
- 2) Schwanecke, H. ; Comparative Calculation on Unsteady Propeller Blade Force
Report of Propeller Committee App. 4, 14th I.T.T.C., 1975
- 3) 平野雅祥、湯浅肇；突風理論によるプロペラ・ベアリング・フォースの計算法
三井造船社内報 昭和49年11月
- 4) 栖原寿郎、杉村泰、湯本宏、桜田泰弘、熊井豊二；一翼計測法によるOverlapping propellerの起振力の実験
日本造船学会論文集 137号、1975.6
- 5) 高橋肇、荒井能、上田隆康、菅井信夫，“I.T.T.C. Propeller Committee 提案の比較試験結果について”，船舶技術研究所報告第7巻第6号、昭和45年11月。
- 6) Schwanecke, H., "Comparative Calculation on Unsteady Propeller Blade Forces,"
14th. ITTC Proceedings, Vol. 3, September 1975.

- 7) 第142研究部会，“船尾構造の剛性，変形量，船尾形状に関する研究”，日本造船研究協会研究資料 №224，
昭和50年3月
- 8) SR142資料14-1(S 50.12.10)，“14th I.T.T.C. Propeller Committee の計算比較について。”

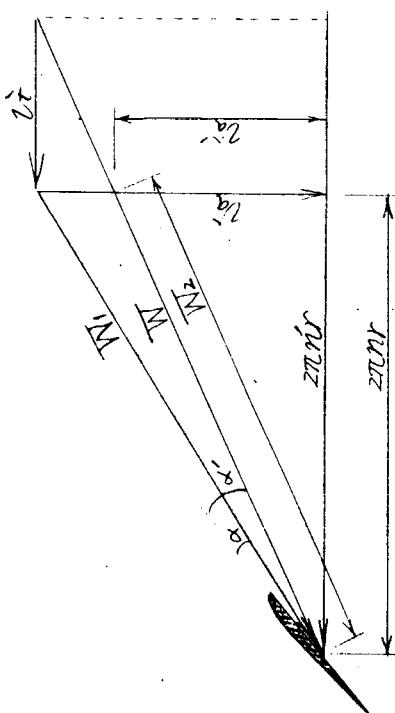
表 1・3・1 A船模型船プロペラ起振力計算値の比較

		非定常計算 (船研)	準定常計算 (C社)	準定常計算 (B社)-I	準定常IC2次元非 定常修正(B社)-II	準定常計算 (A社)
推 力 F_z	最大値	170.8 t	179.8 t	198 t	174 t	158.7 t
	最小値	160.5 "	158.7 "	158 "	166 "	141.6 "
	平均値	165.6 "	169.3 "	178 "	170 "	150.2 "
	片振巾 位 相	5.149 "	10.55 "	20 "	4 "	8.97 "
上 下 フ オ ー ス F_y	最大値	4.896 t	6.584 t	12 t	- 1.2 t	20.86 t
	最小値	-2.195 "	-1.941 "	- 1.8 "	- 4.2 "	15.35 "
	平均値	1.351 "	2.321 "	5.1 "	- 2.7 "	18.11 "
	片振巾 位 相	3.545 "	4.263 "	6.9 "	1.5 "	2.76 "
左 右 フ オ ー ス F_x	最大値	-23.89 t	-15.7 t	- 10 t	- 2 t	-20.11 t
	最小値	-29.29 "	-21.95 "	- 21 "	- 5.3 "	-14.90 "
	平均値	-26.59 "	-18.83 "	-15.5 "	- 3.65 "	-17.51 "
	片振巾 位 相	2.701 "	3.123 "	5.5 "	1.65 "	2.61 "
トル ク M_z	最大値	-232.8 t·m	-280.7 t·m	-282 t·m	-257 t·m	-236.2 t·m
	最小値	-219.8 "	-252.9 "	-242 "	-248 "	-215.6 "
	平均値	-226.3 "	-266.8 "	-262 "	-252.5 "	-225.9 "
	片振巾 位 相	6.5 "	13.89 "	20 "	4.5 "	10.9 "
垂 直 面 モ ー メ ント M_x	最大値	-76.21 t·m	-73.9 t·m	- 52 t·m	- 32 t·m	- 57.9 t·m
	最小値	-96.90 "	-102.2 "	-111 "	- 46 "	- 99.1 "
	平均値	-86.56 "	-88.0 "	-81.5 "	- 39 "	- 78.5 "
	片振巾 位 相	10.34 "	14.18 "	29.5 "	7.0 "	20.6 "
水平面 モ ー メ ント M_y	最大値	21.68 t·m	36.05 t·m	6.7 t·m	- 8.0 t·m	- 25.0 t·m
	最小値	-10.05 "	- 4.73 "	- 8 "	- 21.0 "	- 51.1 "
	平均値	5.82 "	15.66 "	29.5 "	- 14.5 "	- 38.1 "
	片振巾 位 相	15.86 "	20.39 "	37.5 "	6.5 "	13.05 "
		力及びモーメントの定義は下図による。				

表 1・3・2 昭和 49 年度 SR 142 の研究において実施されたプロペラ外力の計算方法に関する調査結果

事 業 所		C 社	B 社		A 社	船 研
			(I)	(II)		
ベ ース と な る 理 論	準定常揚力線理論				○ 2 次元非定常修正無し	
	準定常揚力面理論					
	非定常揚力線理論					
	非定常揚力面理論					○
	オープンチャートを用いた準定常計算	○	○	○ 2 次元非定常修正を加えた		
接線伴流の影響を考慮しているか		い る	い る	い る	い る	い る
計算入力の伴流のメッシュ	円周方向	1 回転 360° をどのようにきざみとしているか	10° の等間隔たゞし、伴流集中部は 5° きざみ	5° の等間隔たゞし伴流集中部は 2° きざみ	10° の等間隔	10° の等間隔
	半径方向	半径方向の伴流分布は何点考慮に入れているか	4 点	1 点	1 点	9 点
翼の半径方向の荷重分布の取扱い方		$\left(\frac{r}{R}\right)^2 \left(1 - \frac{r}{R}\right)$ 及び $\left(\frac{r}{R}\right)$ と仮定	荷重は 0.7 R の位置に集中していると仮定	左に同じ	各翼素の荷重を計算する	左に同じ

	理論あるいは計算のベースとした文献	
C 社	Mc Carthy, J.H.; "On the Calculation of Thrust and Torque Fluctuation of Propellers in Non-Uniform Wake Flow, DTMB Rep. 1533 (Oct. 1961)	
B 社	(I) に 対 し て	熊井豊二; “船体振動起振力としてのプロペラ Bearing Force の一推定法”, 西部造船会々報, 第 22 号, 1961
		熊井豊二他; “プロペラ Bearing 起振力の一計測法について”, 日本造船学会論文集, Vol. 128, 1970
A 社	(II) に 対 し て	Bisplinghoff, R and others; "Aeroelasticity", 1955 (Addison-Wesley Publishing Co.)
		鬼頭史城; “プロペラ翼の作用に対する伴流不均一の影響について”, 船舶, Vol. 32, 1959, 7 月
A 社	Lerbs, H.W.; "Moderately loaded propellers with a finite numbers of blades and arbitrary distribution of circulation", S.N.A.M.E. Vol. 60, 1952	
	森, 片桐, 越智; “プロペラ設計電算プログラム及びその適用例”, 石川島播磨技報, 昭和 48 年 7 月	
船 研	船舶技術研究所; “船用プロペラ特性の計算プログラム, (その 2)講習会テキスト”, 昭和 49 年 10 月	



(a)

Apparent

Equivalent

Wake Method

Resolution Method

- \bar{V}_a ; axial velocity (m/s)
- \bar{V}_a' ; apparent velocity modified by α' (m/s)
- \bar{V}_t ; tangential velocity (m/s)
- n ; number of revolution (rps)
- n' ; equivalent number of revolution (rps)
- α' ; attack angle by \bar{V}_a
- \bar{W}_1 ; incident velocity by \bar{V}_a
- \bar{W}_2 ; apparent incident velocity by \bar{V}_a & \bar{V}_t
- \bar{W} ; resultant incident velocity by \bar{V}_a and \bar{V}_t

\bar{V}_a, \bar{V}_t, n equal

\bar{V}_a, \bar{V}_t, n equal

$\bar{n}' = n(1 + \frac{\bar{V}_t}{2\pi n r})$

Propeller
Gear Chart

$\bar{J} = \frac{\bar{V}_a'}{n D}$ equal

K_T, K_Q equal

$T_1 = \rho \bar{V}_a^2 D^6 K_T$
 $Q_1 = \rho \bar{V}_a^3 D^5 K_Q$

$T_2 = \rho \bar{V}_a'^2 (1 + \frac{\bar{V}_t}{2\pi n r})^2 D^6 K_T$
 $Q_2 = \rho \bar{V}_a'^3 (1 + \frac{\bar{V}_t}{2\pi n r})^2 D^5 K_Q$

図 1・3・1 流入速度ベクトル図

図 1・3・2 準定常計算法の比較

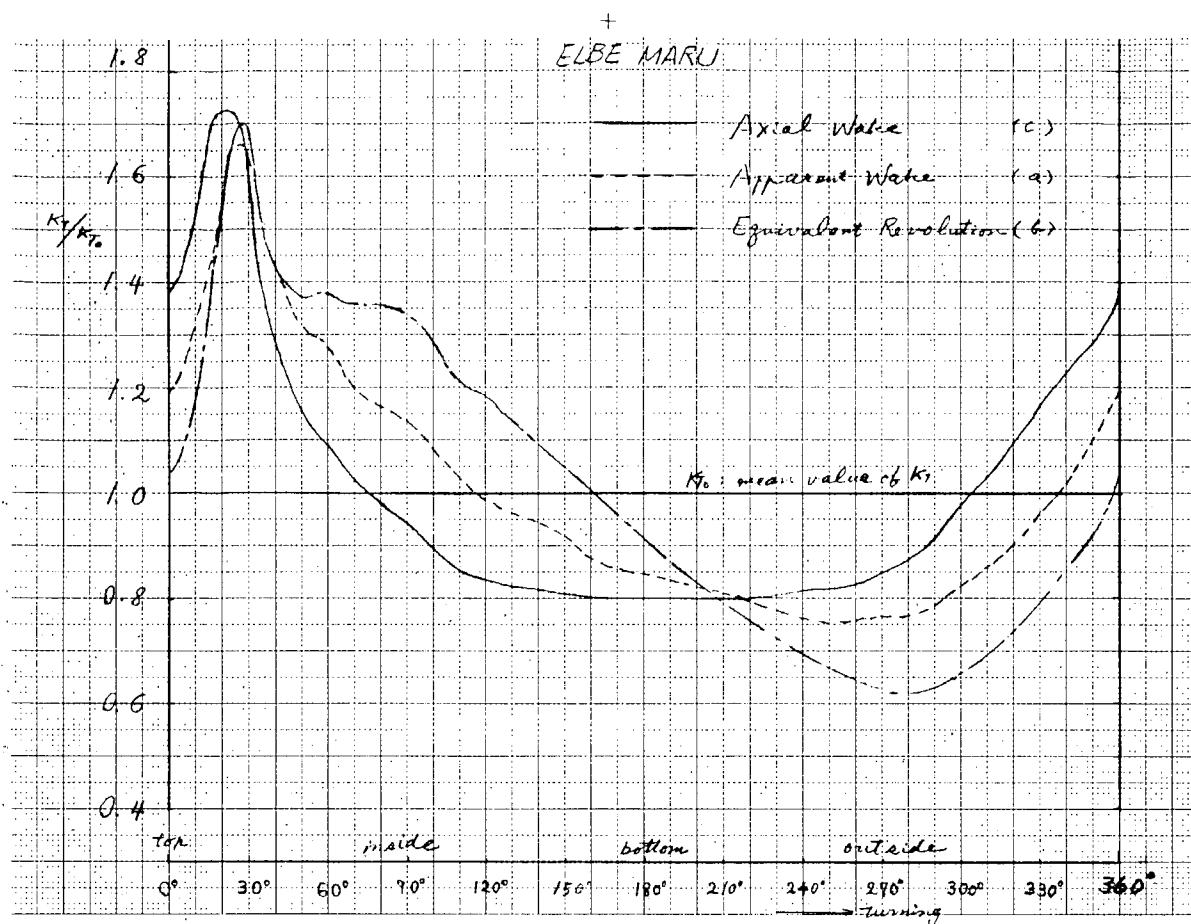


図 1·3·3 Thrust Variation of A Single Blade

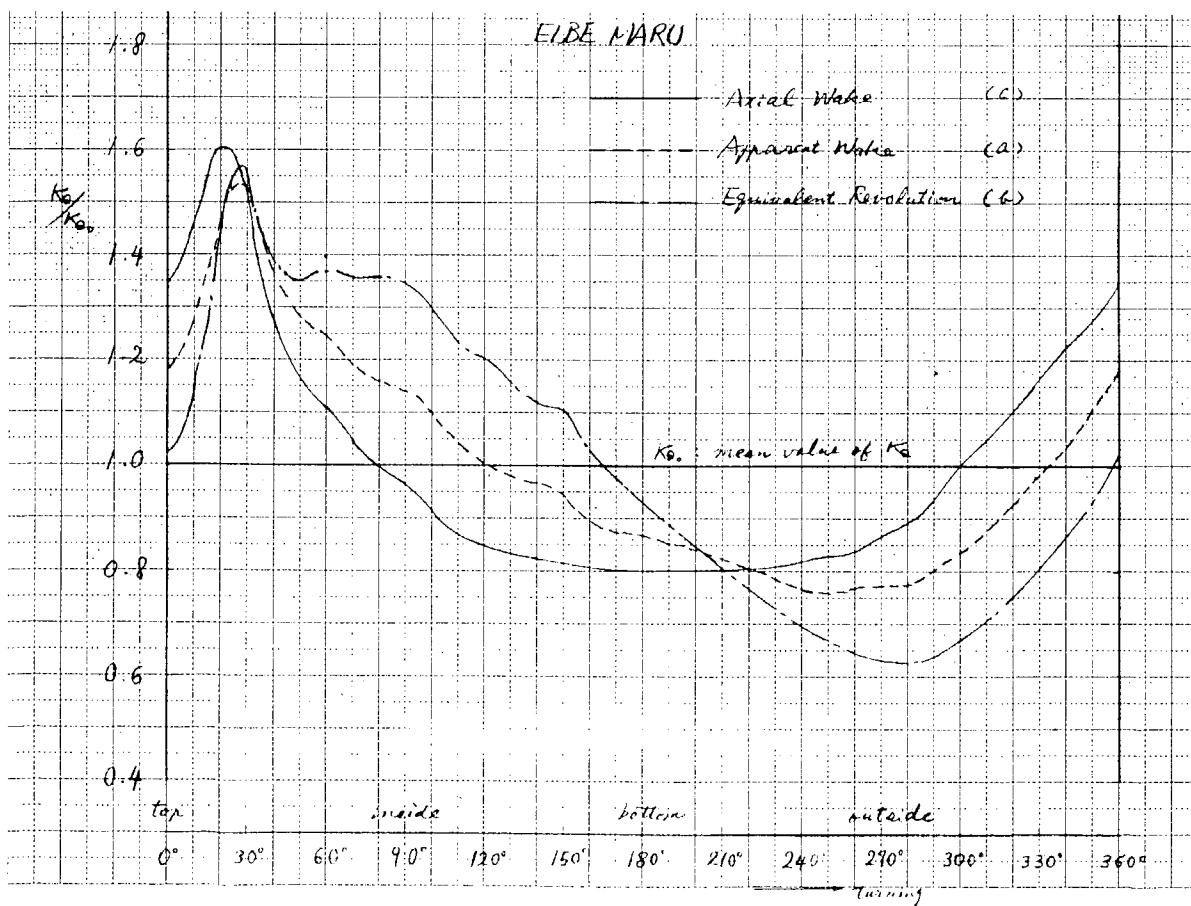
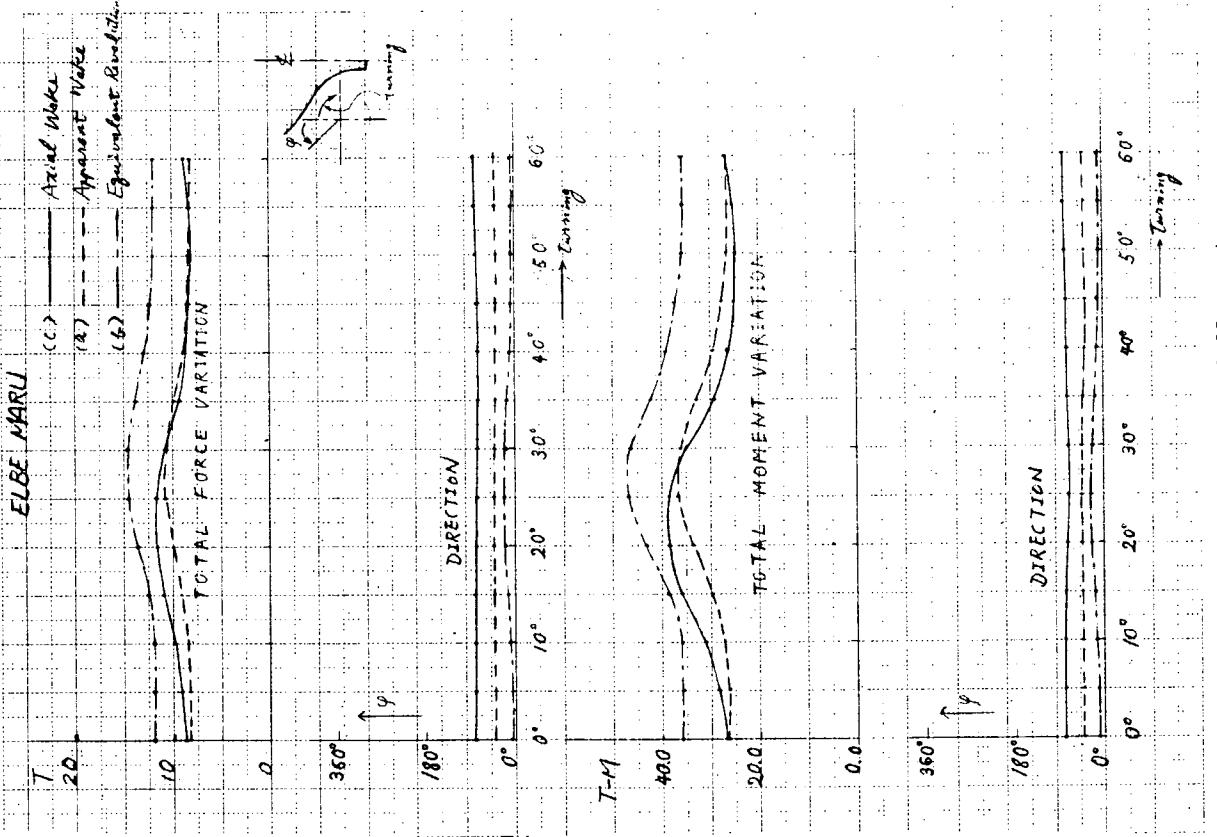


図 1·3·4 Torque Variation of A Single Blade



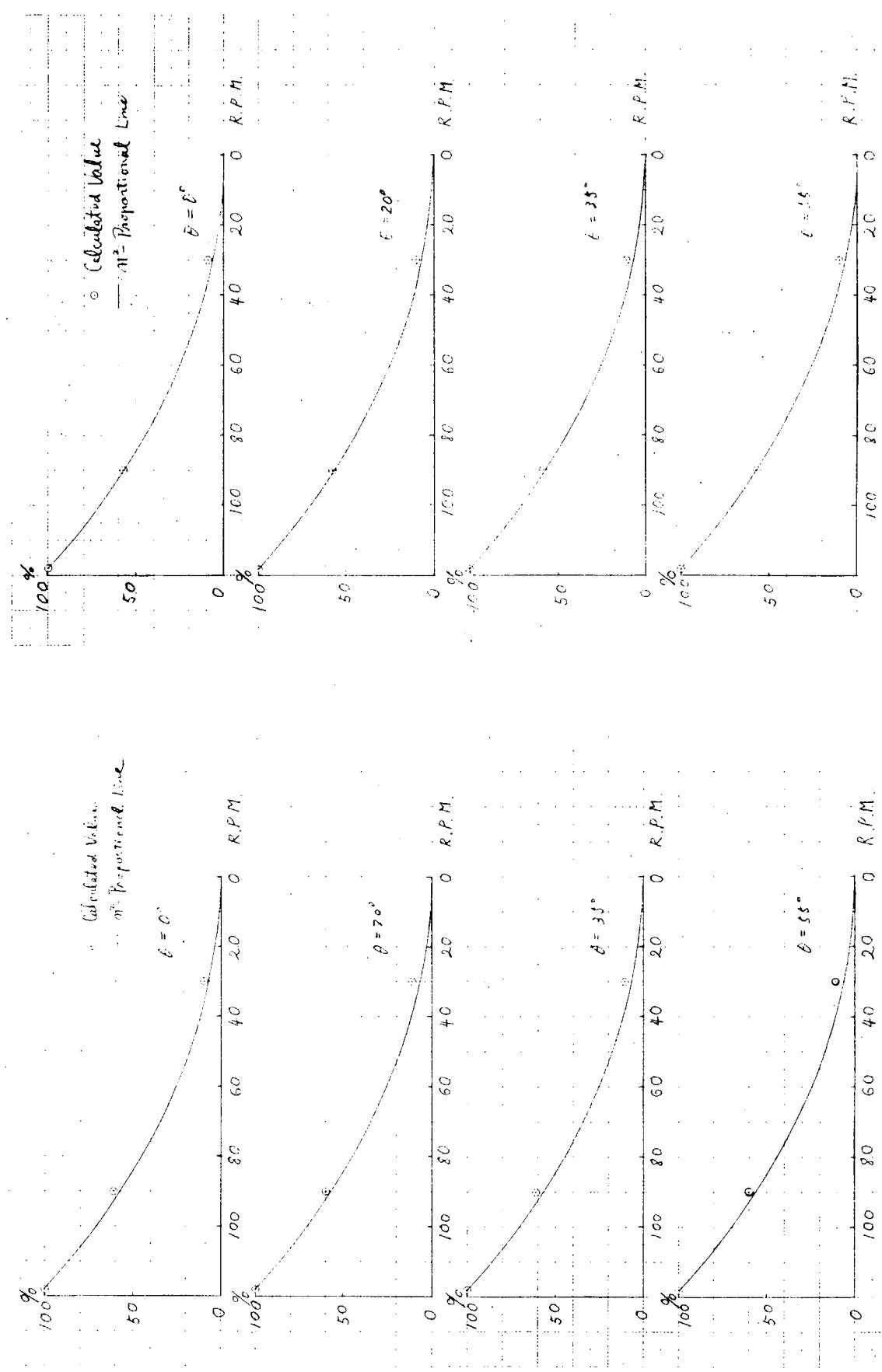
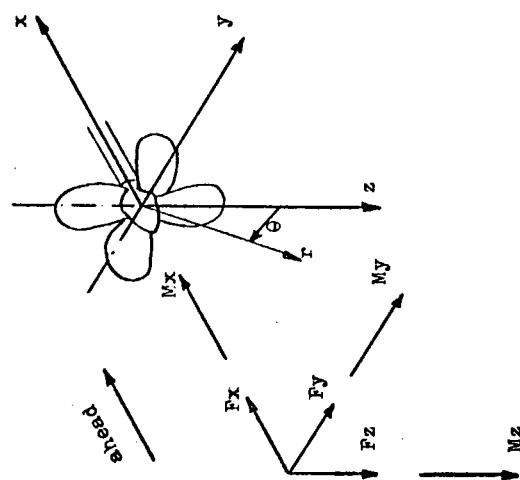


图 1.3.7 Total Force Variation

图 1.3.8 Total Moment Variation

Coordinate System



Representation of Results

According to the recommendations of the I.T.T.C. the results are represented in the general form

$$a_n \sin(n\theta + \phi_{an}) \quad n = \text{order of harmonics}$$

$$= 1, 2, 3, \dots, 6$$

Further on the amplitudes of the unsteady loadings are nondimensionalized in the usual manner, namely

$$(K_{Fx})_n = \frac{(F_x)_n}{\sigma n^2 D^4} \quad \begin{array}{l} \text{unsteady axial force (thrust)} \\ \text{n th harmonic} \end{array}$$

$$(K_{Mx})_n = \frac{(M_x)_n}{\sigma n^2 D^5} \quad \begin{array}{l} \text{unsteady axial moment (torque)} \\ \text{n th harmonic} \end{array}$$

$$(K_F(\bar{r}))_n = \frac{\sigma n^2 D^5}{\sigma n^2 D^4} \frac{(F(\bar{r}))_n}{r/R} \quad \begin{array}{l} \text{unsteady blade normal force} \\ \text{at radius } \bar{r} = r/R \\ \text{n th harmonic} \end{array}$$

σ = density of fluid

D = diameter of propeller

n^2 = squared revolution rate.

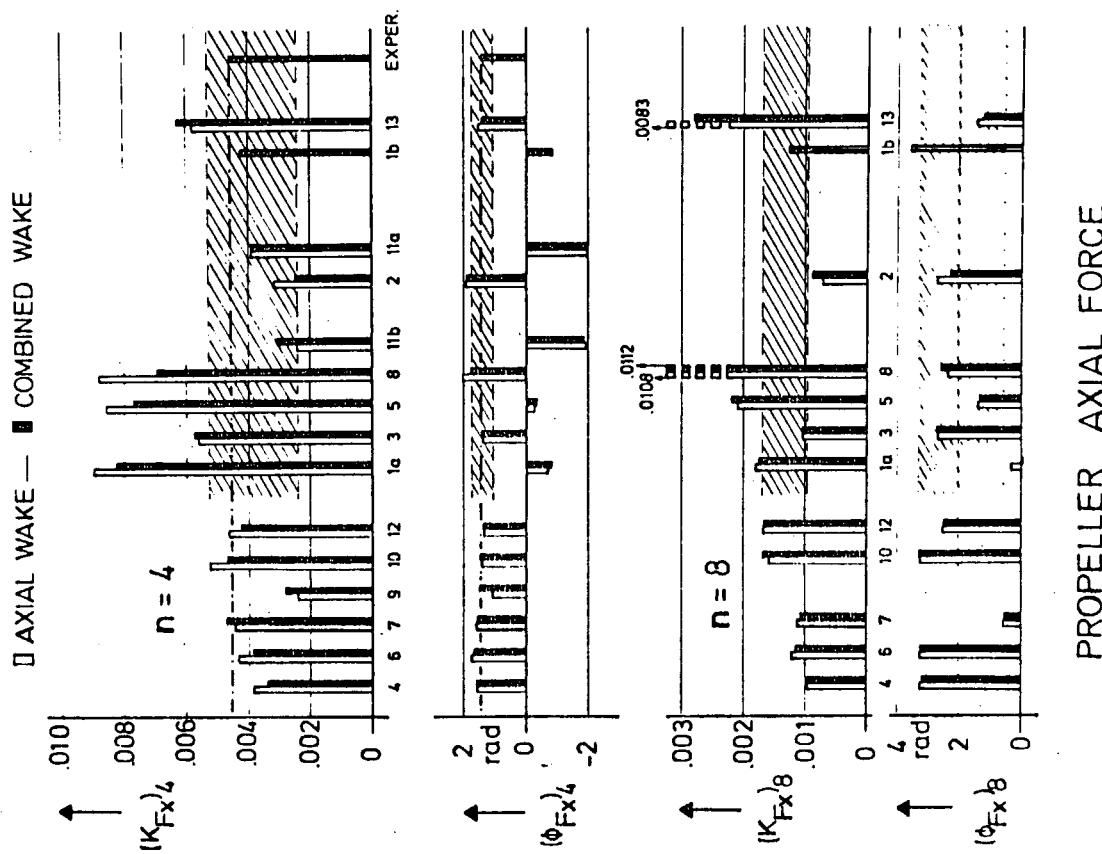


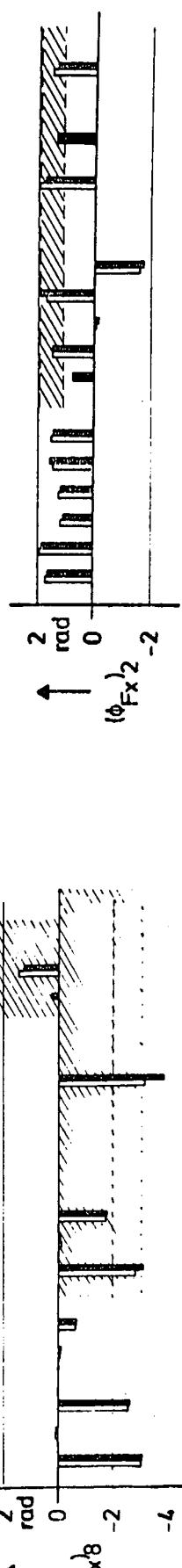
図 1.3.9 I.T.T.C.におけるプロペラ外力計算比較
—座標系と計算結果の表現法—

図 1.3.10 I.T.T.C.におけるプロペラ外力計算比較

PROPELLER AXIAL FORCE

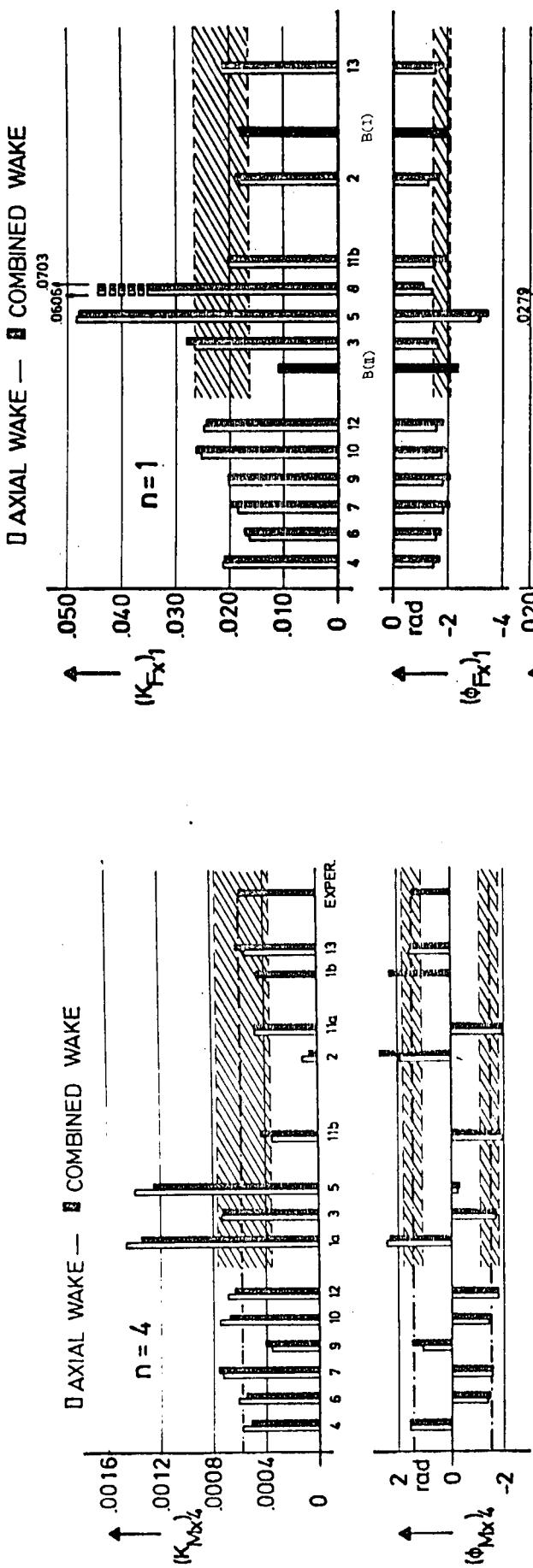
BLADE AXIAL FORCE

図 1・3・12 I.T.T.C.におけるプロペラ外力計算比較



PROPELLER AXIAL MOMENT

図 1・3・11 I.T.T.C.におけるプロペラ外力計算比較



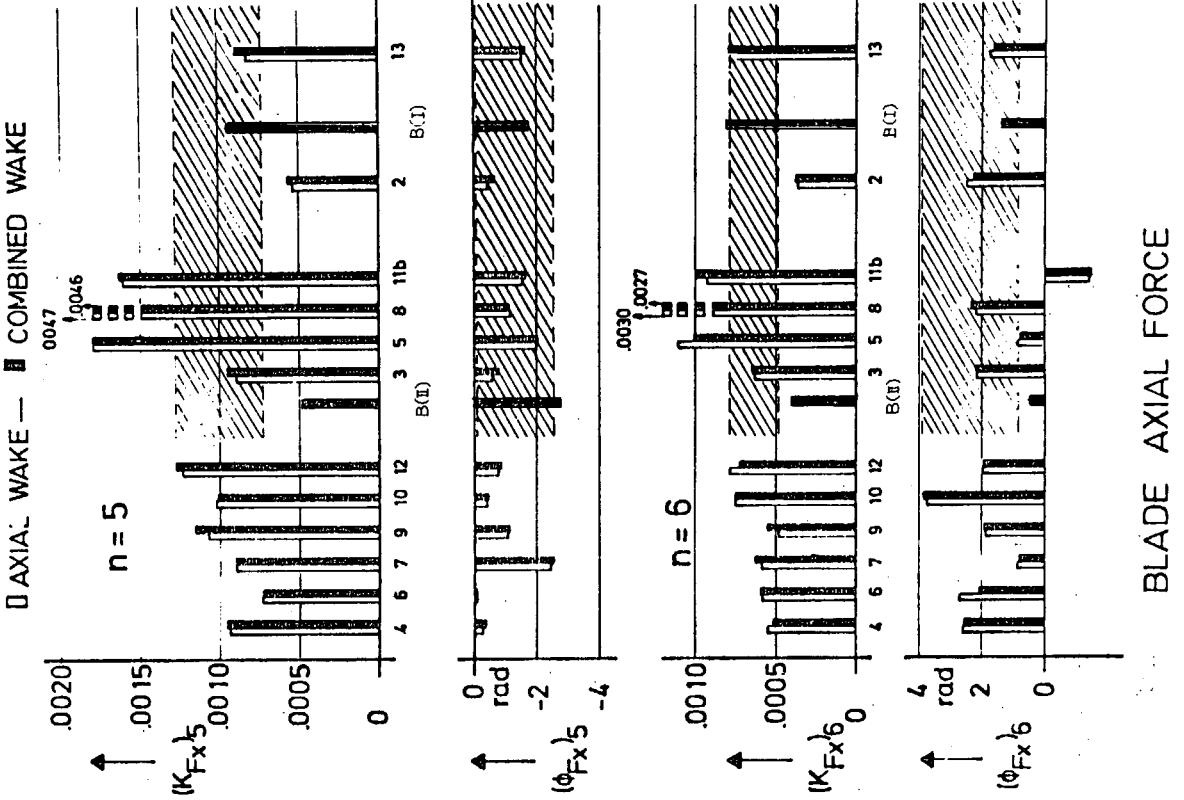
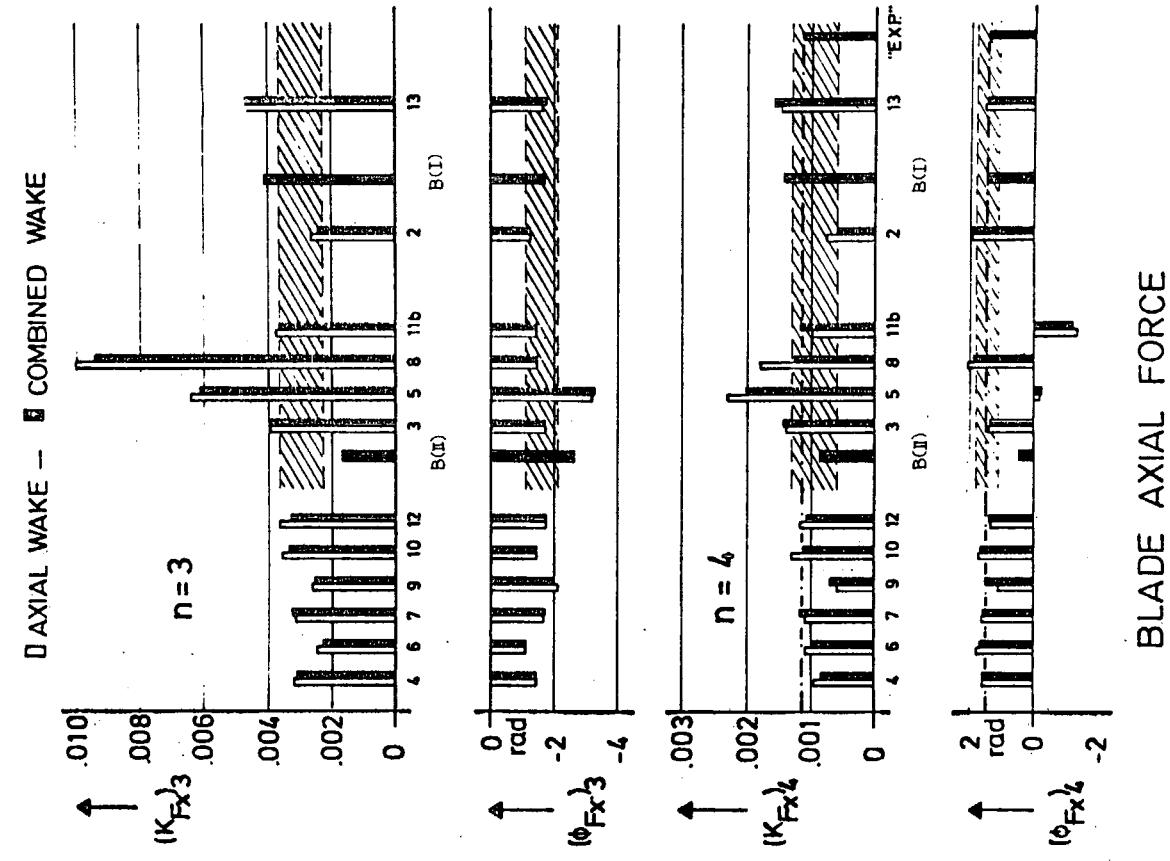


図 1・3・13 I.T.T.C.におけるプロペラ外力計算比較

図 1・3・14 I.T.T.C.におけるプロペラ外力計算比較

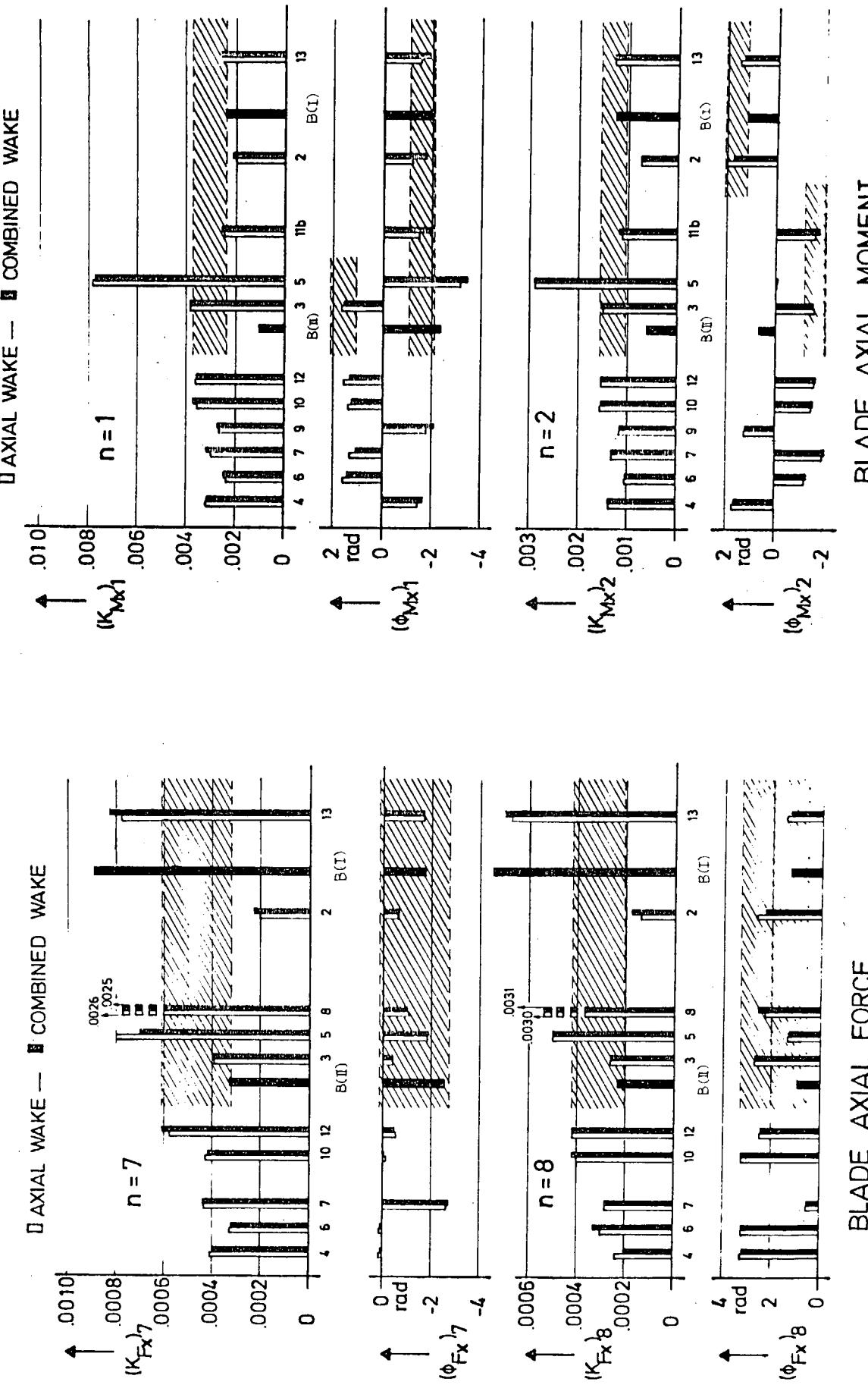


図 1.3.15 I.T.T.C.におけるプロペラ外力計算比較

図 1.3.16 I.T.T.C.におけるプロペラ外力計算比較

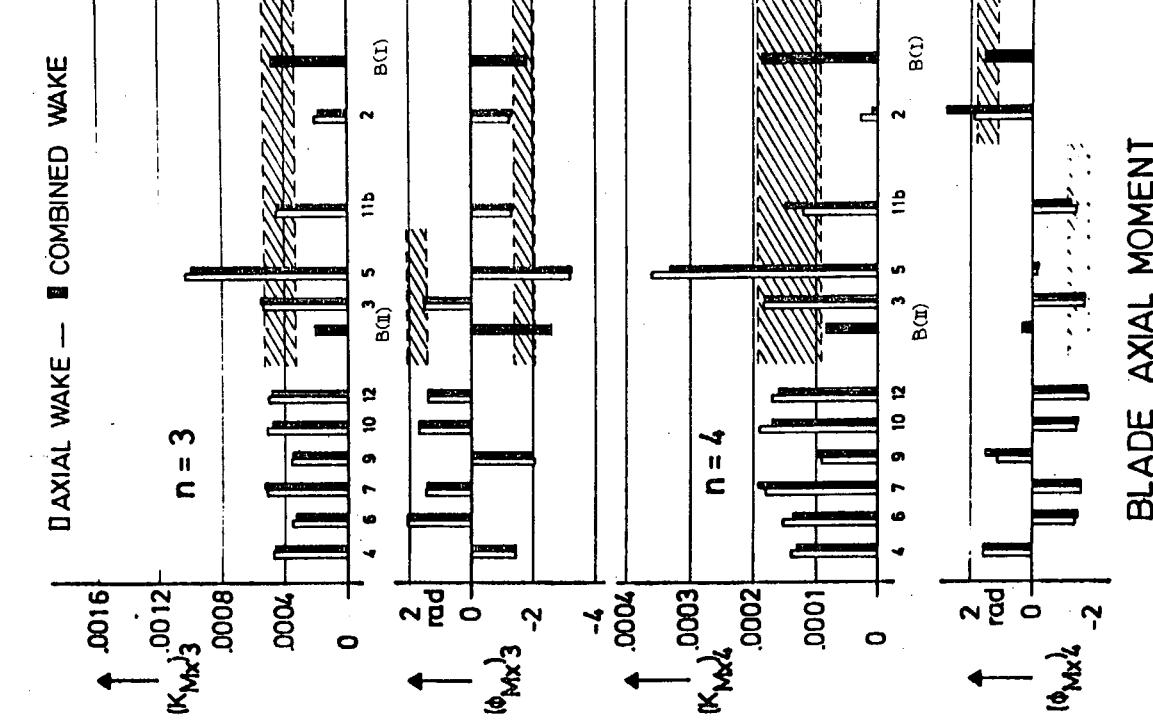


図 1.3.17 I.T.T.C.におけるプロペラ外力計算比較

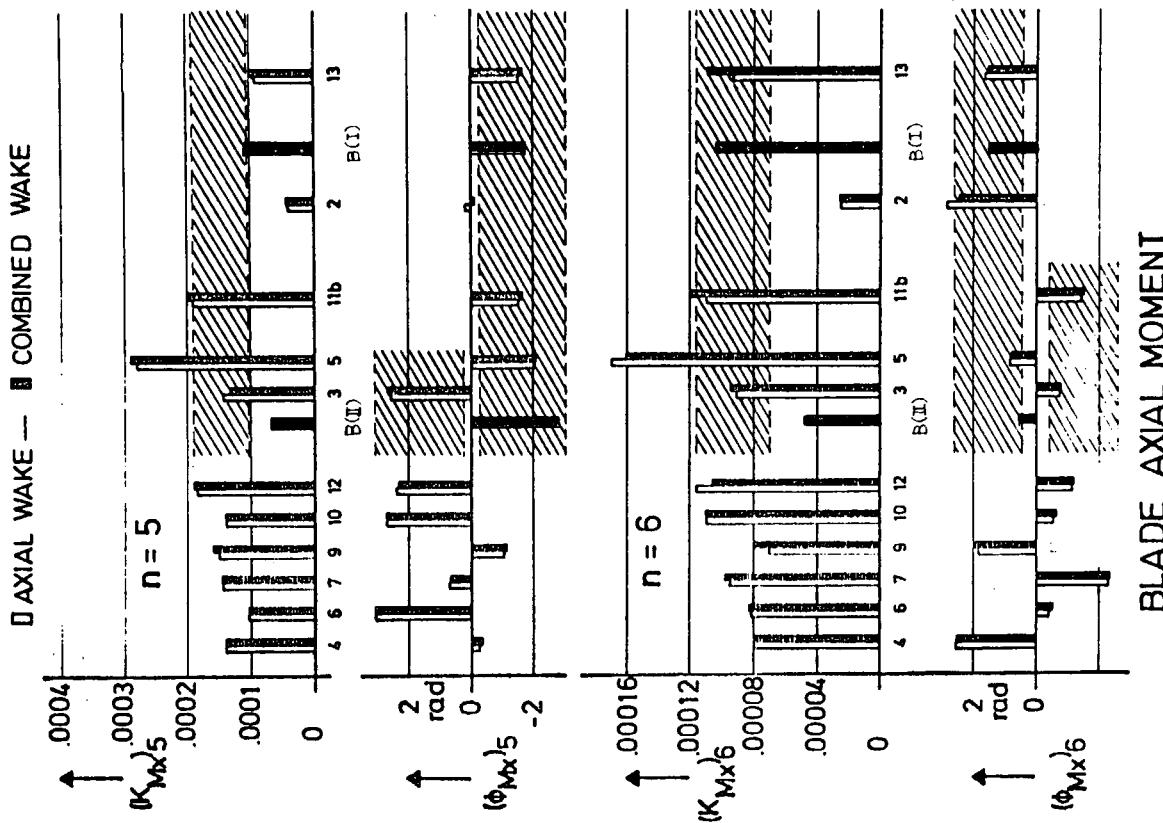
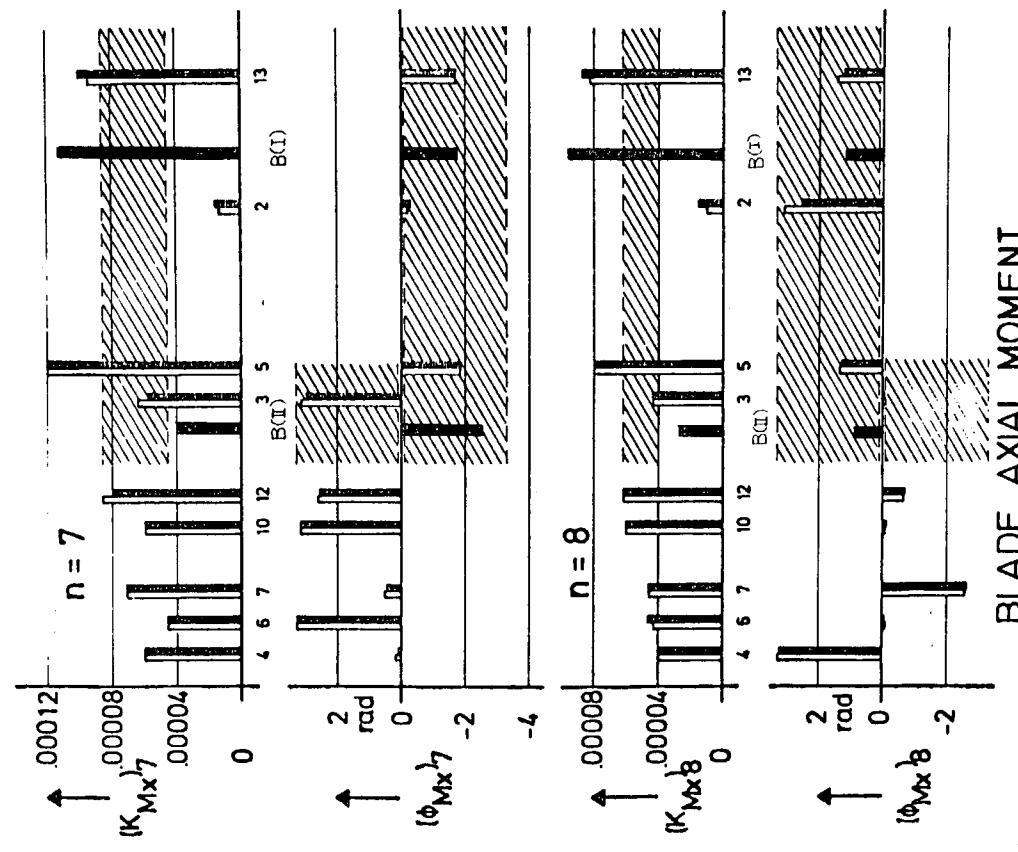


図 1.3.18 I.T.T.C.におけるプロペラ外力計算比較

□ AXIAL WAKE — ■ COMBINED WAKE



BLADE AXIAL MOMENT

図 1・3・19 I.T.T.C.におけるプロペラ外力計算比較

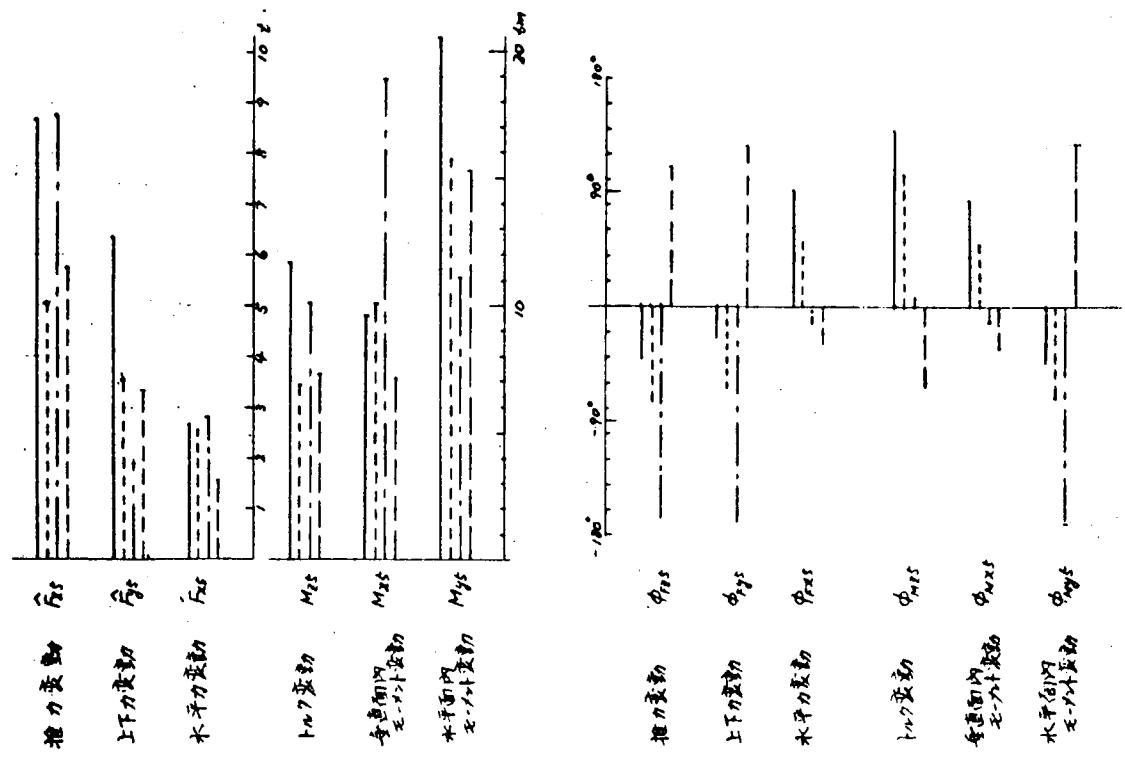


図 1・3・20 各種プロペラ起振力計算結果のBlade Frequency成分の比較
(第1行: 実船推定伴流を用いた非定常計算、第2行: 模型船伴流を用いた非定常計算、第3行: 実船推定常計
算、第4行: 同左(C社))

1.4 理論計算のまとめ

ボッシング・プロペラ軸系の振動の検討を2年間にわたり行ったが、主な結果は次の通りである。

- (1) ボッシングの振動計算において、従来は、ボッシングの質量、剛性を考え、プロペラや軸系は単なる附加物として質量のみ考慮する計算が普通であったが、本部会で実験を行ったA船について、先づ空中の振動数について計算を行ってみると、

ボッシングは重量、剛性考慮し軸系、プロペラは附加重量と考えたとき	663 cpm	49年度報告 表1・2・5
ボッシングは同上、プロペラ軸系は質量を持つ梁と考えたとき	513	
起振機実験による実測振動数	530	

であって、軸系を梁として取扱わねば振動数が合わないこと、また計算モードもボッシングのたわみに比して軸系のたわみの方がはるかに大きいことがわかった。

- (2) 次に、FEMを用いたボッシング附加水質量の計算を行い、これから水中における振動数低下率を求めてみると約7%（49年度報告表1・2・6）であって、附加水の影響は余り大きくないことがわかった。また、この低下率を用いて計算すると

水中振動数計算値	475 cpm (49年度報告表1・2・6)
水中振動数計測値	450 ~ 470 cpm

となり、大体計測値と一致した。

- (3) 上記(1), (2)の結果から、「ボッシング・プロペラ軸系の振動数の算出には、ボッシング及び船尾構造を板要素、軸系を梁要素でおいたFEM計算で空中振動数を算出し、それに附加水質量（49年度報告（1・2・1）式または本報告1・2の（1・2・1）式）の補正を行うか、または、FEM計算に際して、本報告1・2の（1・2・2）式で与えられる附加水質量を節点質量として入れて、水中振動数を算出すればよい」と結論できる。

- (4) 然しながら、一方において、プロペラ軸系は回転しているため、それに基づくジャイロ効果や、軸受油膜の特性などが振動に影響する筈であるのに、それを無視して、軸受は単純支点、軸系は連続梁と考える(3)の計算法のみでよいのかと言う疑問がおこる。

これに対して、「ジャイロ効果による影響は通常のプロペラ軸系ではさほど大きくない」ことを1・2の文献4)で示してあるが、具体的にA船の場合について調べるために、図1・1・1に示したモデルについて油膜特性も考えて計算を行った。この場合、ボッシング構造の質量、剛性は図1・1・1に示す様に船尾管軸受のペデスタル部に集中した1質点系に近似し、その等価剛性、質量は前述(3)のFEM計算結果から算出した（49年度報告表1・2・5）。

その結果、計算振動数は472 cpm（水中、1次、49年度報告表1・2・8）となり、(2)の計算値475 cpmとほぼ一致した。また、振動モードの軸芯軌跡は著しく偏平なだ円となり（49年度報告図1・2・15～1・2・17）ジャイロ効果や油膜が振動数・モードに及ぼす影響は小さいことが判明した。然し、この計算結果では $\delta=0.06$ 程度の油膜減衰が算出されたが、この減衰は油膜を無視した(3)の計算では求めることができない。

- (5) 故に、ボッシング・プロペラ軸系の振動数、モードに関する限り、軸系のジャイロ効果や油膜の影響を無視し、軸系も構造の一部として取扱った計算で充分であるが、応答計算に際して油膜減衰を推定する必要があるときは(4)に示した様な油膜を考えた計算を行う必要がある。

- (6) 前記(4)の計算を行うに際して、振動数に影響を及ぼす要素としては

ボッシングエンドの等価剛性

船尾管軸受の支点位置のとり方

軸受に加わる静荷重の変化（アライメント変化による）に基づく油膜特性の変化

プロペラ附加水質量、慣性モーメントの推定誤差

ボッシング附加水質量の推定誤差

などがあるが、ボッシングの等価剛性は±20%ほど変化させても振動数は±6%程度の変化であり（本報告図1・1・2）軸受静荷重の変化の影響も振動数に関しては殆どない（本報告表1・1・1）。またプロペラ附加水の影響も、各研究者の提案値のバラツキを考えてもさほど大きいものでなく（本報告表1・1・3）、ボッシング附加水の推定誤差の影響も、附加水の影響そのものが振動数を7%程度下げるにすぎないので大きな影響でない。然しながら、船尾管舵軸受内の支点位置のとり方の影響は、軸受後端を支点とした場合の振動数は軸受巾中央を支点とした場合に比して25%も上昇するから、この推定は非常に重要である。今回のA船の例では支点を軸受巾中央に取って計算して実測値と一致したが、たゞ一隻の実例のみで結論を下すことは危険であり、今後も軸振動の計算と計測とを多くの船について実施してから結論すべきである。この点は、軸系アライメントと重大な関連があるので、アライメント関係者との協力研究が必要である。

- (7) 振動応答を計算するために、プロペラ起振力は船研開発の非定常揚力面理論による計算で求めた。これに対し、各社の計算した準定常理論による起振力は、相互にかなりバラツキのあるものであったが（49年度報告表1・3・3、図1・3・11）数値計算に際して伴流分布の分割meshを細かくし、tangential wakeの影響を導入し、wake分布も0.7R（Rはプロペラ半径）における値のみ取らずいくつかの半径位置でのwake分布を附重平均して使うなどの工夫をすれば、準定常計算相互のバラツキは遙かに減少するのであろう。更に、プロペラ翼が1本の線ではなくて、巾(chord)があることを考慮して修正したwakeを用いて計算すれば、起振力の振巾に関する限り、準定常計算の結果を非定常に近付け得ると思われる。
- (8) 応答計算における減衰率は、構造減衰、油膜減衰及びプロペラ減衰の3種があるが、本部会の48年度実験からボッシングの構造減衰を求めてみると $\delta = 0.1$ 程度であった。また油膜減衰は固有振動計算（複素固有值解析）から求めたものも、応答計算から求めたものもほぼ $\delta = 0.06$ 程度であった。プロペラ減衰は不明の点が多いが、プロペラの振動によって翼のまわりの循環が変化すると考えた理論と、粘性減衰も含まれた模型実験の既発表のものを利用して計算し、別途報告されているNSMBの結果とも比較すると両者オーダー的に一致したので（本報告表1・1・5）両者の中間の値を用いると $\delta = 0.17$ 位となる。
- これらを用いて、(7)で求めた非定常揚力面理論によるプロペラ外力が加わったときの応答計算を行い実測値と比較した。実測点が、振巾の最も大きいプロペラ位置ではなく、計算上ではプロペラ位置の振巾の6%位しかない部分だったので、計算にも計測にも誤差があり、正確なことはわからないが、両者のオーダーはほぼ一致している（本報告表1・1・6）。
- (9) 以上で、本部会で検討した理論計算の概要を述べた。計測結果と著しくはかけ離れていないので、本計算の筋書き概略においては正しいと思うが、仮定した数値や条件が多いので、今後これらの解明が必要である。特に重要な問題点は次の点と思われる。
- 船の状態や速力などによるアライメント変化に伴う船尾管舵軸受内の支点位置の推定法の作成。
 - 軸受油膜特性の理論値（今回使用）の妥当性の実験による検証。
 - プロペラ減衰の推定法の確立。

[2] 実船のプロペラ応力計測とこれに基くプロペラ外力の推定

2.1 緒 言

プロペラ変動外力の1つとしてのプロペラ外力及びモーメントは船体及びボッキングの起振力として重要な要素であり、模型実験では種々の方法による計測結果が発表されているが、実船においてはその計測法が未だ確立されていないため、その実情が把握されていない。しかしプロペラ1回転中の変動力により結果として翼表面上に生ずる変動応力を計測することができれば、これから逆に図2.10に示すような方法によりプロペラ翼変動力の実情をある程度調べることができよう。本研究では上述の方法を超高速コンテナ船“Seven Seas Bridge”に適用する為に、模型プロペラの静的応力試験による集中荷重点による翼面応力分布の計測、及び海上試運転時プロペラ翼変動応力の計測を行い、非定常プロペラ理論に基く変動力の計算と関連させてプロペラ外力及びモーメントの検討を行う。

2.2 模型プロペラによる静的応力試験

試運転計測される翼表面変動応力からプロペラ変動力を検討するには図2.10中のBで示す応力／外力の関連を種々の作用点について調べておく必要がある。図2.10のフローに沿った説明は2.3に述べるとしてここでは実船装備右舷プロペラと相似で(1/4スケール)同材質(NiAlBr)で製造されたボス付の1翼プロペラを使用して静的荷重試験を行った。

2.2.1 実験内容

プロペラが伴流中を稼動する場合、プロペラ翼面に生ずる圧力分布あるいは揚力分布の形状及び大きさはその翼角 θ とともに刻々変化している。本研究に於ける静的応力試験の目的は、この様な荷重と変動応力との関連を求めるにあり、厳密にはプロペラ1回転中に生ずるであろう揚力分布を十分カバーした種々の分布荷重を想定して、応力分布等を調べる必要がある。しかしこれは実験的にも時間的にも容易でない。さてSR142の49年度研究に於いて行われたFEMによるプロペラ翼面応力計算によれば分布／集中荷重に対する計算応力分布の量的差は小さく且形状の差はほとんど見られなかった。そこで本実験に於いては集中荷重として次のように作用点を決めた。即ち

1. 定常プロペラ計算に基いて計算した集中荷重作用点(L1)を中心 \sim 5点変化させる。(L2~L6)
2. この5点は後述する非定常プロペラ計算によって得られる $\theta = 0^\circ \sim 360^\circ$ 間の圧力分布の中心を参考として決める。

この様な考え方で集中荷重の作用点変化による応力分布の影響を調べることにした。

(1) 集中荷重位置と歪計測点

集中荷重位置：L1~L6の6点でFace面に垂直に荷重をかけた。

歪計測点位置：Face及びBack面について

$r/R = 0.2 \sim 0.6$ の6半径につき各半径のchord前縁より $x/c = 2 \sim 9.6\%$ 間の8点、計96点に3方向ゲージ(共和KFC-5D17-11)を貼付した。

上記の詳細位置を表2.1に示す。

(2) 荷重の大きさ

荷重の大きさはSR142、49年度報告書に記載されているFEM計算に相当するものを模型プロペラに換算して使用した。即ち FEMではL1に対して $r/R = 0.7$ のピッチ面に垂直に35.44 tonをかけた。さて梁理論が成立すると仮定すれば応力一定条件は

$$\frac{F_{model}}{F_{ship}} \propto \frac{1}{\alpha^2} \quad (1)$$

であり $\alpha = 4$ より $F_{model} = 2.215 \text{ ton}$ となる。しかし取付治具の強度を考慮して1.5 tonで行い、歪の線

型性を確認した上で応力計算時に 2.215 ton 対応に換算した。他の荷重点 L 2 ~ L 6 についても L 1 と全く同様に行なった。

(3) ヤング率の計測

応力算定精度を増すために模型プロペラのボスの一部から軸方向及びこれに直角方向に各々 5 本ずつ計 10 本切り出し加工した JIS 4 号試験片をアムスラーの引張試験機にかけてヤング率 E を計測し、平均値として $E = 13200 \text{ kg/mm}^2$ を得た。計測値を図 2.1, 2.2 に示す。ボアソン比については影響が小さいとして従来 NiAlBr₃に対して使用されている $\nu = 0.34$ を使用した。

(4) 実験方法

模型プロペラを川崎重工機技術研究所工場棟内の鉄製定盤の上に $r/R = 0.7$ の L 1 集中荷重点が水平となるように剛に固定し、さらに写真 1, 2 に示すように門型治具の下端にロードセルをつけた 5 ton ジャッキにより荷重をかけた。荷重のかけ方は 0, 0.5, 1.0, 1.5 ton と上げまた元に戻し比例性を確認した。

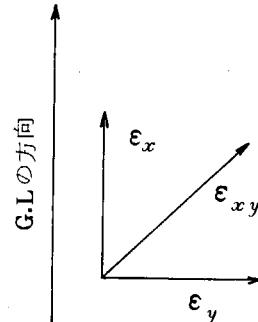
2.2.2 解析法

2.2.1 で示した方法にて計測を行い、各ゲージ位置における ϵ_x , ϵ_y , ϵ_{xy} を計測し、これから主応力を次に示す(2), (3)式で求めた最大及び最小主応力 σ_1 , σ_2 及び方向を φ_P とする

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{E(\epsilon_{\max} + \nu \epsilon_{\min})}{1 - \nu^2} \\ \sigma_2 &= \frac{E(\epsilon_{\min} + \nu \epsilon_{\max})}{1 - \nu^2} \\ \varphi_P &= \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{\gamma_{xy}}{\epsilon_y - \epsilon_x} \right) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

但し

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_{\max} &= \frac{\epsilon_x + \epsilon_y}{2} + \sqrt{\frac{(\epsilon_x - \epsilon_y)^2 + r_{xy}^2}{2}} \\ \epsilon_{\min} &= \frac{\epsilon_x + \epsilon_y}{2} - \sqrt{\frac{(\epsilon_x - \epsilon_y)^2 + r_{xy}^2}{2}} \\ r_{xy} &= 2 \epsilon_{xy} - (\epsilon_x + \epsilon_y) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$



E Young 率 13200 kg/mm^2

ν ボアソン比 0.34

2.2.3 計測結果の検討

(1) 静的応力試験結果

(1), (2) に示した方法により荷重点位置を L 1 ~ L 6 まで 6 点変化させて計測した 3 方向歪から求めた応力値を図 2.3.1 ~ 図 2.3.1.2 及び図 2.4.1 ~ 図 2.4.3 に示す。

図 2.3.1 ~ 図 2.3.6 に荷重点 L 1 ~ L 6 の各々の場合の Face 面の最大引張応力の大きさ及び方向が翼面に記入されている。図中には○印をもって荷重位置が示されている。また図 2.3.7 ~ 図 2.3.1.2 には Back 面の最大圧縮応力が示されている。此等により次の事が明らかになる。

- 1) $r/R = 0.7$ 上の荷重点即ち前縁より L 3, L 2, L 1, L 4 の各々の主応力の方向をみると全体的に荷重点の方向をむいているが、 $r/R < 0.4$ で且最大翼厚付近では方向及び大きさに大差がなく、略半径方向をむいている。
- 2) L 5, L 1, L 6 の各々の応力分布より荷重点の半径方向位置変化の影響が分る。これによると主応力の方向は殆んど変化せず、レバーが大きくなることによるモーメントの変化に応じて応力の大きさが変化している。

3) Face/Back 両面とも 1), 2) の性質は余り変化しない。

また図 2.4.1～図 2.4.3 にて $r/R = 0.2, 0.25, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6$ の断面に於ける最大引張及び圧縮応力の chord 方向の分布が示されている。 $r/R < 0.4$ では荷重点の位置の変化に対する応力分布形状の変化は余りみられず、L5, L6 等 Lever の大小による応力の大きさの差がみられる程度である。しかし、歪計測位置が荷重点に接近するに従い、分布形状、大きさがかなり変化していく。

2.4 にて述べるように、非定常揚力面プログラムにより $\theta = 0^\circ \sim 360^\circ$ 間の揚力分布から集中荷重位置を検討してみると、 $r/R = 0.7$ で且この翼弦上を 35%～60% from Leading Edge 変化すると考えられる。(図 2.3.1 参照)。L3, L2, L1, L4 (6.8%～71.9%) の各々の主応力の方向と大きさを参照して、上記の範囲の応力の変化を考えてみると、2.3 に示す実船の変動応力計測時の歪ゲージ位置特に $r/R \leq 0.4$ の最大翼厚付近については、主応力の方向及び大きさに対する荷重作用点変化の影響がかなり小さいものと考えられる。

(2) FEM 計算値と実験値の比較

図 2.4.4～2.4.5 にて SR 142 にて 49 年度に行われた中実モデルによる FEM 計算値と実験値の比較を示した。 $r/R = 0.2, 0.25$ では計算値の方が実験値に比較してかなり小さく出ている。この原因として $r/R = 0.2 \sim 0.25$ に Fillet がかかっており且翼厚がかなり厚いため FEM 計算に於ける分割モデルに問題があったのではないかと考えている。しかし $r/R = 0.3$ ではかなり良く一致していると云えよう。

図 2.4.6, 2.4.7 には参考のため 49 年度に行なった分布荷重及び集中荷重の主応力分布図を示した。ここで示されている集中荷重の場合が、今回行った荷重点位置 L1 に相当するものである。

実験値図 2.3.1, 2.3.7 の主応力の方向と此等を比較すると $r/R = 0.3$ 付近で且 G・L～最大翼厚付近は良く一致しているがその他の領域特に前後縁では実験値が略 L1 点の方向を向いているのに対し計算では、外側に拡がる方向に向いている事が分る。

以上にて模型プロペラ応力試験の結果を示した。

2.3 実船のプロペラ応力

2.1, 2.2 に述べたような目的をもって、超高速 2 軸コンテナ船 "Seven Seas Bridge" の海上試運転時にプロペラ翼変動応力計測が行われた。なお本計測の準備は 49 年 6 月から 50 年 1 月に亘って行われ、この間に 42,100 PS の C.P.P. 装備のコンテナ船 "Australian Emblem" の海上試運転を利用した翼面ゲージの耐剥離性に関する予備試験を経て、本船のプロペラ翼面ゲージの貼付、プロペラ軸中空化、船内へのリード線の引込み及びこれに付随する諸工事を完了し、50 年 1 月末に無事進水を終えた。この間の詳細は SR 142 49 年度報告書を参照されたい。その後 50 年 5 月～6 月にかけて海上試運転が行われ、プロペラ翼応力の計測が行われた。

2.3.1 実験内容

(1) 計測対象船舶

SR 142 48 年度の実船試験対象船である "べらざのぶりっじ" の第 3 番船 "Seven Seas Bridge" であり、要目を表 2.2 に示す。

(2) 計測及び記録項目

i) プロペラ翼 Face 面の変動応力 9 点

ii) 軸 応 力

iii) プロペラ主軸回転数

iv) 船速、舵角その他操船状況

(3) 計測方法

i) プロペラ翼変動応力

右舷プロペラのある 1 翼の Face 面に沿って接着した歪ゲージからリード線を翼面に沿って配線しこのリード線はこの実験の為に製造されたダミーのプロペラポンネットの後端のシールボックスを経てポンネット内部に導かれた。ここから、プロペラと同材質の NiAlBr にて作られた円板上に接着したダミーゲージのリード線と共に予め中空化してあるプロペラ軸を通して舵フランジに設けられた溝に沿ってリード線を引き出し、さらに中間軸にセッティングしたスリップリングまで導き、カーボンプラッシュを経て計測室の動歪計ローパスフィルター、電磁オッショロ及びデータレコーダに接続した。この間の状況は次に示す付図を参照されたい。

図 2.5.1 応力計測点（3 軸 1 点 1 軸 7 点）

以降 Gage No を略して G.N. または G. と書く。G. 1 ~ G. 8 は G.L. 方向にゲージ軸を一致させて貼付されている。貼布位置については G. 1, 2, 3, 4, 8 を最大翼厚線上に、G. 5, 6, 7, 8 を $r/R = 0.3$ 上に貼付した。G. 10, G. 9 は各々回転方向及び 45° 方向にゲージ軸をもっている。なお計測位置及びその方向は FEM 計算結果 (SR 142 49 年度報告書) を基に決定した。

図 2.5.2 歪ゲージ及びリード線翼面接着法

この方法は SR 126 (大型プロペラの翼強度に関する研究 48 年度報告書) の方法を参考とし、予備試験結果等を考慮して決めたものである。

図 2.5.3 ダミーゲージ貼付および配線方法

図 2.5.4 2.5.5 ダミーボンネット及びシール法

図 2.5.6 応力計測方法

II) プロペラ回転数

変動応力の翼との位相をみるためにゲージを貼った翼の母線 G.L.

が垂直上方を通過したときにパルスが入るように電磁式パルスジェネレータを取付けた。本船は右、左舷のプロペラの Tip-Tip Clearance が 40 % あるため、翼間の相互影響は強くないと思われたが、一応左舷プロペラのパルスも記録した。

III) プロペラ軸応力

初期計画には入れてなかったが参考として計測した。計測場所はプロペラボス、キー溝 (右図参照) の前端のプロペラ軸に軸方向にゲージ軸を合わせて貼付し、キー溝に沿ってボス内にリード線を導き、翼応力ゲージと一緒に船体内に引込んで計測した。翼応力ゲージは "D" 翼で行われた。

(4) 実験種目

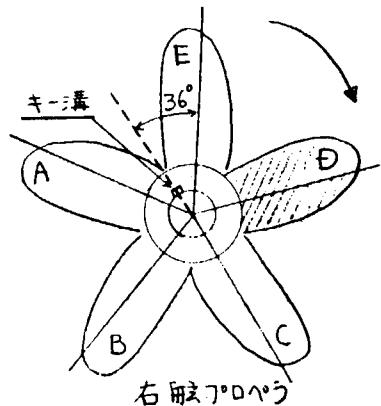
次の種目について計測が行われた。

- I) 定常直進航走時 (プロペラ回転数変化)
- II) 旋回試験時 (右左 $\delta = 35^\circ$)
- III) 後進過渡及び定常時

2.3.2 変動応力の計測

2.3.1 に述べたように 50 年 1 月末迄に翼変動応力計測のための諸工事を完了した。本船はその後 6 月初旬まで約 5 カ月間舾装、係留が行われた。この期間が予想以上に長くなつたため翼面歪ゲージ及びリード線の海水による耐腐食性の低下とか絶縁抵抗の低下等が心配されたが 6 月上旬に行われた繫留運転にて歪ゲージの出力を一応確認することができ、続いて 6 月 12 日、13 日の海上摺合及び予行運転時に於いて翼応力の計測を行うことになった。

(1) 船体状態



計測時に於ける船体状態は次の通りである。

	d_f	\times	d_m	\times	d_a	\times	trim	
6月12日*	6.90		7.45		8.00		1.10	in m
" 13日	5.07		7.26		9.45		4.38	"

船体状態については、S R 142 48年度研究として行われた“べらざのぶりっじ”による実船試験状態、またこれに合わせて行った模型の伴流計測の船体状態（実船相当 $d_f=5.0\text{m}$ $d_f=10.6\text{m}$ ）に合わせる予定であったが、Ballast 注入時間の問題で合わせられず、しかも注入しながらの計測となった。そのため6月12日の計測時の状態は試験直前の*上の状態よりもさらに trim 大になっており13日の状態にかなり近いものと考えられる。

また計測はFinal Dock 入渠前の予行運転時に行われたために船体プロペラの foulness がかなりあった。このように heavy trim 及び foulness の為の船速低下が約 2 kts 程あったと考えられるが、残念な事に公式運転でないため Radio Log による速力計測が行われず、船体付の Pressure Log Meter から船速を読みに留まった。また回転数は同じく船体付の回転計より読んだ。

(2) プロペラ翼変動応力の計測結果

以下に6月12日と13日に計測した結果を示す。但し13日の波形はスリップリング及びカーボンブラシの摩耗により（本計測は短期間であることを考え、ブラシを離脱可能としなかった為）第1日目の波形に比較して高次成分が混入している。

(a) 計測波形の例

各ロードに於ける翼変動応力の波形を図 2.6.1～図 2.6.17 に示す。図中には各ゲージ (G. No) の波形が零線及び単位応力に対する大きさとともに示されているまた下段に右、左舷プロペラ 1 回転のパルスがスケッチとともに示されている。これにより約 3 回転間の応力の挙動が分る。

なお上方に向いて応力が正即ち引張となっており右に向って右舷プロペラが外回り即ち時計回りに回転したときの波形となっている。各図の状態は下に示す通りである。

計測 月 日	プロペラ回転数		船速 (参考として)	舵 角	備 考		図番号
	N右 RPM	N左 PPM			実験番号 Exp. No		
6 / 12	107	107	25.0	0	直進 12 - 15	2.6.1	
	112	111	26.2	P1	" 18		2
	100	113	27.1	P2	" 19		3
6 / 13	93	93	24.5	0	直進 13 - 1	4	
	106	106	28.0	P1	" 2		5
	110	110	27.6	0	" 3		6
	114	113	29.3	0	" 4		7
	84	96	19.8	S 35°	旋回 7		8
	97	82	17.5	P 35°	" 9		9
	93	93	24.5	0	直進 13 - 1'		10
6 / 13	106	106	28.0	P1	" 2'		11
	110	110	27.6	0	" 3'		12
	114	113	29.3	0	" 4'		13
	84	96	19.8	S 35°	旋回 7'		14
	97	82	17.5	P 35°	" 9'		15
	52	51	-	-	後進過渡 11		16
	-84	-82	-	-	後進定常 15		17

なお*印の↑間の波形の単位応力に対する大きさは図 2.6.10 中に示す。

此等の波形から分るように、大略 360° を1周期とする変動応力波形となっており、最大引張応力ピークは約 $\theta = 320^\circ$ 付近に生じている。本船の実船推定伴流分布からすると、伴流のピークは約 $\theta = 310^\circ$ 付近に1つあり、従って上記の波形の性質は定性的に良く一致しており妥当であると考えられる。以下この波形を基に2.3の考察を行う。

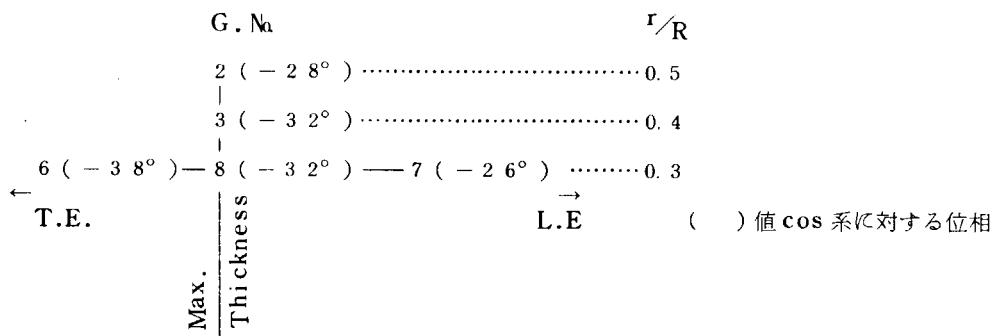
(b) 変動波形のフーリエ解析

上に示した各ロードの波形のうち Exp. No 12-18 (図 2.6.2) についての各ゲージ G 2, 3, 6, 7, 8, 9, 12 についてのフーリエ解析値を図 2.7.1～図 2.7.16 に示す。

また図 2.7.17, 2.7.18 に Exp. No 13-4 (図 2.6.7) 即ち MCR 相当のフーリエ解析値を示す。

此等の図には \cos , \sin 系及び合成及びその位相が1次から16次まで示されている。また図 2.7.19 には図 2.6.2 の場合の $r/R = 0.3, 0.4, 0.5$ に貼った G 8, G 3, G 2 のフーリエ解析値の重ね書、及び $r/R = 0.3$ に於ける弦長方向の変化を見るために G.7, G.8, G.6 のフーリエ解析値の重ね書を合成波について示した。此等によれば

- ① 変動応力波形は1次成分 (360° 周期) が主体的であり2次はその約 1.5% 程度である。3次以上は波立ながら減衰している。但し 13 日の波形については(図 2.7.17, 2.7.18) は前述したスリップリングの摩耗等により 10 次成分前后に高次成分がでているが、これは無視するのが妥当である。
- ② また、図 2.6.19 からゲージ貼付位置の相違により応力の変動成分は余り変化なく、ただ Tip に行くに従い、また翼前後端に行くに従い若干振巾が小さくなっている。
- ③ 1次成分の位相について調べてみると G No 2, 3, 6, 7, 8 につき



となっており Max. Thickness Line 上に貼った G 2, 3, 8 はほぼ同位相 $r/R = 0.3$ 上に前縁から G.7, 8, 6 の順に貼ったゲージについてはこの順に位相が遅れ翼面上の揚力分布が回転角 θ とともに変化してゆく様子がうかがわれる。なお high wake peak は約 $\theta = -50^\circ$ にあるが、上の位相は G.L を基準としているため翼巾及び skew back の影響を考えれば上に示す位相は妥当と考えられる。

(c) 各ロードに対する変動波形の変化の状況

プロペラ回転数を変化させたときの変動波形比較を図 2.8.1, 2.8.2 に示した。ここには1例として Max. Thickness Line 上で且 $r/R = 0.4, 0.3$ の位置に半径方向に軸をもつゲージ G.3, G.8 の波形をプロペラ回転数 $N = 60 \sim 110 \text{ rpm}$ に亘って並べて書いたもので各々 G.L Line Top ($\theta = 0^\circ$) から 1 回転分の波形である。舵角によって多少の影響をうけていると思われるが回転数とともに平均応力及び変動が徐々に大きくなっている事、及び波形の形状がわずかに変化している事が分る。

(d) 平均応力

計測した変動波形より時間平均としての平均応力を出しプロペラ回転数を横軸としてプロットしたものを図 2.9.1～2.9.3 に示した。図中には G No 2, 3, 6, 7, 8, 9, 10 について平均応力の変化が示してある。また同時に平均応力が回転数の 2 乗に比例するとしたときのカーブが平均線として実線で示されている。これはプロペラ推力 T が $T = Kt \cdot \rho n^2 D^4 \propto n^2$ (但し J の変化が少ないので $V_s (1-w) \propto n$ と仮定した場合であるが) となり $\bar{\sigma} \propto T$

として $\bar{\sigma} \propto n^2$ と考えた場合である。回転数に対する応力の変化状況は大略妥当と考えられる。さて大きさであるが、例えば図 2.9.3 の G 8 ($r/R = 0.3$, Max. Thickness) で $N = 110 \text{ rpm}$ の値の最大値をとると $\bar{\sigma} = 3.3 \text{ kg/mm}^2$ である。(この状態は本船のMCRに近いものと考えられる。) さてこの平均応力を 2.2 で行った応力試験結果を用いて検討してみる。

MCR は 1 翼の集中合力 ($r/R = 0.7$ で働くとした) は 2.2 で述べた如く 35.44 ton となるが、これに対する G 8 点での Face 面応力は遠心力による応力約 0.3 kg/mm^2 を考慮すると 2.2 で述べた実験では 4.7 kg/mm^2 また梁理論では 4.9 kg/mm^2 となる。この値からみると実船計測から得られた平均応力 3.3 kg/mm^2 はかなり低い値となる。この原因として次の事が考えられる。

(イ) 零点の drift による計測誤差?

(ロ) 前述した heavy trim, 及び船体プロペラの foulness の為抵抗が増加し、プロペラ効率の低下により得られるべき推力に達しなかったのか否か?

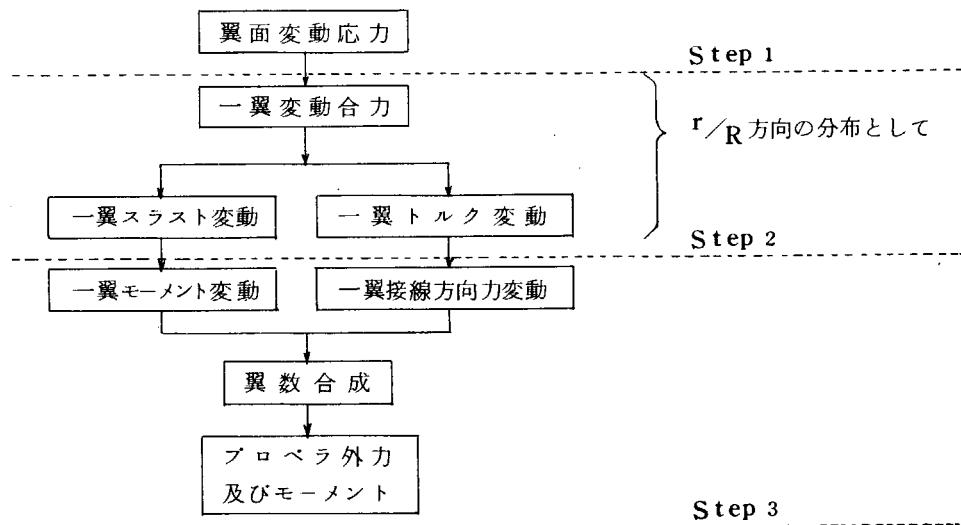
となろうが実船試験に於いては揚錨前、投錨後の 2 回程度しか零点をとる機会がなくこの間約 10 ~ 12 時経過している為零点を精度よく求める事六ヶ敷しい。このような事から原因としては(イ)が支配的と考えられる。

平均応力については応力試験、FEM 計算、梁理論の 3 者から十分検討できているので、上に述べた $4.7 \sim 4.9 \text{ kg/mm}^2$ という数値はかなり精度の高いものと考えられる。ただ残された問題としてプロペラ翼面荷重の平均分布が定常プロペラ理論で得られるものとどの程度近似しているか? が考えられるが此等は今后の課題であろう。一方変動成分については零点の drift の影響は余り問題とならないからある程度の精度で計測されているものと考えられる。

2.4 実船のプロペラ外力の検討

2.3 に於いて実船のプロペラ翼変動応力の実情が把握できた。ここではこれに基いてプロペラ翼変動力さらにプロペラ外力及びモーメントの検討を行う。

まず通常、考えられる直接法として次の様な手順が考えられよう。



さてこのフローチャートに於いて考えてみると Step 1 は既に 2.3 で計測されている。次に Step 2 の一翼スラスト、トルク分布の変動を翼面的あるいは少くとも半径方向の分布として求める必要がある。これが求められれば Step 3 は簡単な計算で求められる。そこで Step 2 についての問題を調べてみる。Step 2 のトルクスラスト分布は即ち翼の上面下面の圧力差 $\pi(s)$ の分力であるから(摩擦を考えなければ)つまり応答としての $\sigma(s)$ を与えて $\pi(s)$ を求めることになる。 $\sigma - \pi$ が准定常的に関係するとしても、この為には ① 単一集中荷重に対する応答を数式または実験的に求めておく事、

また②計測値としての変動応力 σ が翼面上多くの点で求められている事等が逆解析する為の必要条件となろう。しかし実際問題として、①、②を十分満足させる事は容易でない。事実今回の変動応力計測点は 9 点であった。よってこの方法で求めることは六ヶ敷しくまた強いてやるとすればかなりの仮定が入って精度的に問題となる。そこでここでは間接法として次の様な方法でプロペラ外力及びモーメントの検討を行うことにした。即ち本船の模型伴流から推定された実船相当の伴流分布図 2.11.1 ~ 2.11.3 を用いて非定常揚力面理論で計算されたスラスト・トルク分布からある仮定の基に集中荷重に変換し、この荷重と 2.2 に示した応力試験結果から求められる応力分布／集中荷重の関係を利用して、計算に基いた変動応力値を求めて、変動応力のレベルで計算値と実験値を比較する。この一致度から計算にて求められたプロペラ外力及びモーメントを評価し、必要あれば妥当な修正を行って実船のプロペラ外力及びモーメントを検討という方法である。間接法のフローチャートを図 2.10 に示す。このフローチャートに於ける問題点として次の様な事があげられる。

- (1) 実船推定伴流の精度
- (2) プロペラ理論の妥当性
- (3) 翼面荷重分布 → 集中荷重の妥当性
(合力の大きさ、方向、作用点)
- (4) 応力／集中荷重の関係、静的／動的の相違

ここでは、(1)、(2)は満足されるものとして(3)、(4)を若干調べてみる。

1) 理論計算による 1 翼の 1 回転中の動的荷重分布

(3)の問題を調べるために非定常プロペラ理論によって計算した 1 回転中の揚力密度分布の形状、スラスト偏心、トルク、スラストの半径方向分布を図 2.11.4 ~ 2.11.10、図 2.12.1、2.12.2 及び図 2.13.1、2.13.2 に示す。

此等から次の事が分る。

揚力密度分布：0 ~ 360°まで 30°おきに各 r/R についての分布が示されている。各 θ にて刻々とその形状が変化しているが、ここでは集中荷重点の移動範囲がどの程度かを見るために極端な場合として $\theta = 240^\circ$ と $\theta = 300^\circ$ を見てみると、1 翼 1 回転中の翼弦方向の重心の移動範囲は高々 35%~60% from L.E と考えられる。

スラスト偏心：計算によって求められる 1 翼の各 θ に於ける水平及び垂直モーメント $M_H(\theta)$ 、 $M_V(\theta)$ を推力 $T(\theta)$ で割ることにより各 θ の位置でのスラスト偏心の座標 (x/R_P , y/R_P) が求まる。図 2.12.1 にはこの方法で求めた 0°~360° の軌跡が画かれている。これにより半径方向の一翼一回転に於ける重心は略 $r/R = 0.65 \sim 0.75$ の範囲を動くことが分る。なお参考としてプロペラ全体のスラスト偏心の 1 回転中の軌跡を図 2.12.2 に示す。これによると伴流によりプロペラにはプロペラを上に持ち上げる方向の水平モーメントが作用していることが分る。

トルク、スラスト分布；図 2.13.1, 2.13.2 によれば 1 翼 1 回転中のトルクスラスト分布は大略相似であり、スラスト偏心から帰結されるように $r/R = 0.7$ 付近に重心があると考えられる。

以上で 1 翼 1 回転中の合力の作用点は幾分大き目に考えて

$$r/R = 0.65 \sim 0.75 \quad x/\ell = 0.35 \sim 0.60$$

の範囲で変化していると考えられる。

次に合力の方向であるが、これは揚力及び抗力の合成方向であるが非定常プロペラ理論では渦ピッチ $2\pi r \tan\beta_i$ が定常のそれと同一と近似していること等から余り厳密に調べることはやめ $D/L \ll 1$ を考え $r/R \approx 0.7$ 付近ではほぼ Propeller Pitch 面に直角であるとする。

最後に合力の大きさについては以上の考察から各 θ の合力の無次元値 F_n' は

*小山鴻一 船用プロペラ特性の計算プログラム（その 2）講習会テキスト 昭和49年 船舶技術研究所

$$F_{n'} = \sqrt{(Thrust)^2 + \left(\frac{Torque}{0.7R}\right)^2} \rho n^2 D^4$$

が妥当であろうと考えられる。但しこの Thrust, Torque は 1 翼 1 回転中のものである。これを図 2.14 に示す。

以上で 1 翼 1 回転中の合力の大きさ、作用点、方向が明らかになった。

2) プロペラ翼の静的応力／集中荷重の関係

2.2 で求めた応力／外力の関係を前述の計算外力に適用する。但し静的に実験された上の関係が、動的外力に対して准静的に成立すると仮定する。

さて 1) に於いて調べた集中荷重の作用点の範囲は最大で $r/R = 0.65 \sim 0.75$ $x/\ell = 0.35 \sim 0.60$ from L.E と考えられる。そこで 2.2 の図 2.3.1 ~ 図 2.3.6 を改めて見直し上の範囲で集中荷重の作用点が変化したときの応力の大きさと方向を考えてみるために一例として $r/R = 0.3, 0.4$ に貼ったゲージ G.8 と G.3 について L.1 ~ L.6 まで作用点を変化させた場合の Face 面の最大引張応力の大きさと方向の変化を図 2.15 に示した。図中には $r/R = 0.7$ 上で翼弦方向に作用点を移動させた L.1 ~ L.4 に対する単位荷重 (1 ton) あたりの応力と方向の変化及び L.1 点を通り G.L. に平行に半径方向に $r/R = 0.6, 0.7, 0.8$ と作用点を変化させた L.5, L.1, L.6 の応力の大きさと方向の変化が示されている。同時に先に求めた 1 翼 1 回転中の作用点の変化が $\Delta r/R, \Delta \ell$ として記入されている。従って集中荷重 1 ton を一定に保ち作用点のみを $\Delta r/R, \Delta \ell$ の範囲で変化させたときの応力の大きさと方向の変化 $\Delta \sigma_1, \Delta \varphi$ が明らかになる。これによれば当然の事ながら L.1 の σ_1, φ が上記の変化の平均に近い事。及び翼弦方向への作用点変化よりも半径方向への変化の方が $\Delta \sigma_1, \Delta \varphi$ に大きく効くこと。また $\Delta \varphi$ は高々 $\Delta \varphi < 7^\circ$ であり従って $\cos 7^\circ = 0.992 \approx 1.0$ から方向はほぼ半径方向を向いていると見なせる事。等が分る。

さて次に此等の結果を使用して図 2.14 により荷重を $0 \sim 360^\circ$ 変化させれば計算による応力変化が求まるが、ここではまず、若干簡単化して次のように考える。即ち

平均値として $r/R = 0.7$ に作用点があると仮定して、1 回転中に変動応力を L.1 の結果に図 2.14 から求められる合力の大きさを乗じて求め、後に $\Delta r/R$ の修正を行うことにした。

3) 実測変動応力と計算変動応力の比較

2) の結果を利用して求めた計算による変動応力を実測値と比較して図 2.16.1 ~ 2.16.5 に示した。此等は G.N. 2, 3, 6, 7, 8 の翼面上 5 点の変動応力であり実測の方は略 M.C.R に相当する Exp. No. 12-18 (図 2.6.2) Exp. No. 13-4 (図 2.6.7) に対応するものでありプロペラ 2 回転分が示されている。この結果によると両者の間に平均値の大小はあるが、今回目的とした変動波形の形状は大略合っている様だが、変動全振巾については計算値がやや大きい。また $\theta = 300^\circ \sim 330^\circ$ 付近で、若干 Peak が大きいようである。なお高次成分 (特に Exp. No. 13-4 の方) はスリッププリング等の摩耗その他の影響があらわれていると考えられるので無視するのが妥当である。そこで一例として G.8 に対する作用点 r/R の影響を考える。図 2.12.1 のスラスト偏心の $r/R = 0.7$ からの変化分及び図 2.15 の作用点 r/R 方向の変化分に対する修正量は各 θ に於いて次のようになる。

θ	$\Delta r/R$	$\Delta \sigma_1 \%$	θ	$\Delta r/R$	$\Delta \sigma$
0	-0.032	-8.7	240	+0.038	+ 9.1
20	-0.025	-6.8	260	0	
50	-0.035	-9.5	280	-0.060	-16.2
70	-0.032	-8.7	290	-0.040	-10.8
100	-0.022	-6.0	300	-0.025	- 6.8
160	0		320	-0.018	- 4.9
200	+0.022	+5.3	340	-0.030	- 8.1

ここで $\Delta\sigma_1$ (%)が作用点を $r/R = 0.7$ にした先の計算値からの修正量であり、この量を各 θ に於けるG.8の計算応力カーブから増減して得られたカーブが図2.16.5に+印をもつ実線で示されている。また計測値のうちExp No 12-18に対する平均線を太い鎖線で示す。これによれば

- i 計算応力の修正後のカーブは修正前に比して変動の全振巾が $\Delta\sigma = 4.4 \text{ kg/mm}^2$ となり計測平均カーブの $\Delta\sigma = 2.93 \text{ kg/mm}^2$ に近づく。
- ii 計算応力は $\theta = 300^\circ$ に鋭いPeakをもつが、この近傍及び $\theta = 50^\circ$ 付近を除けば変動振巾としては非常によく一致する。

また、G.8以外の計算応力については修正を行わなかったが、修正前の傾向が比較的よく似ている事から、G.8の結果と同傾向になると思われる。

以上プロペラ1翼1回転中の変動応力を実験／計算で比較した。この結果からすれば $\theta = 300^\circ$ 付近で計算応力が高めにでているものかなりよく一致していると結論され、よって1翼1回転中の翼変動力の計算が $\theta = 300^\circ$ 付近のPeakを除いて略妥当であると判断されよう。

さてプロペラ外力及びモーメントについて考えてみると、これは1翼1回転中の翼変動からトルクスラスト成分に分解し、これを基にした5翼の位相を考慮した合成として決まる。この場合のBlade Frequency × 1 (B.F. × 1)の周期は 72° になる。一方計算にあらわれた $\theta = 300^\circ$ 付近のPeakの形状を見るとB.F. × 1の成分となるであろう事が予想され、よって計算に於けるこのピークの妥当性が問題となる。このピークが大きければその分だけプロペラ外力及びモーメントが大きくなる事を考慮すると、図2.16.5で示した計測応力に基くプロペラ外力及びモーメントが計算できたと仮定すれば、これは定性的にみて計算値よりも小さくなると考えられる。さて計算変動応力の $\theta = 300^\circ$ 付近のピークはかなり鋭く、実船の推定伴流分布の $\theta = 310^\circ$ 付近のhigh wake peakがかなり強調されて実際よりも大きく計算されているとも考えられる。以上の考察から計測変動応力の解析からの結論として非定常プロペラ計算で求められた本船の計算プロペラ外力及びモーメントは実船のプロペラ外力及びモーメントの推定の上限を与えていたのではないのかと考える。計算プロペラ外力及びモーメントはSR 142 49年度報告書に記載されているが参考として図2.17.1～2.17.2に示した。

2.5 結 言

以上実船の翼変動応力を計測し実情を把握すると同時に模型プロペラの翼面応力試験によって得られた応力／荷重の関係を導入する事により非定常プロペラ理論に基く計算変動応力を計算し応力のレベルで実験／計算の比較を行った。この結果により逆に計算によって求められた1翼1回転中の翼変動力、プロペラ外力及びモーメントから実船の実情を検討した。

表2.1 集中荷重点及び計測点位置

(Measuring Position of Strain(Face and Back))

r/R	0.2, 0.25, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6
$x/\ell \%$ from L.E	2, 10, 20, 38, 55, 70, 85, 96

(Position of Concentrated Load(Face))

$\backslash L \text{ No}$ Position	1	2	3	4	5	6
r/R	← 0.7 →				0.6	0.8
x/ℓ % from L.E	4.5.5	1.9.1	6.8	7.1.9	4.9.3	3.8.8

表 2.2 計測対象船舶の要目

Hull Type		Container
Lpp(m)		2 4 8.0
B "		3 2.2
d "		1 1.0
△ (ton)		5 2,3 7 0
Cb		0.5 8
Engine Type		Diesel
MCR		40,000HP × 2 sets
N (rpm)		1 1 0
Propeller		FPP outward Rotation
No. of Blade		5
Dp (m)		7.0 0
p		1.4 3
a _e		0.7 3
b		0.2 0

表 2.3 荷重作用点の応力に及ぼす影響 (G.3 , G.8)

G . No	G.Position r/R	Load, No	Load, Fn	σ_1	φ°	σ_1 / Fn	Position of Load	
							r/R	x/l
8	0.3	L 1	3 5.4 4	4.5 2 0	- 1.9 0 7	0.1 2 7 6	0.7	0.4 5 5
		2		4.5 2 8	- 5.7 4 8	0.1 2 7 7		0.1 9 1
		3		5.4 4 7	- 7.9 5 9	0.1 5 3 7		0.0 6 8
		4		3.9 1 1	2.0 8 5	0.1 1 0.4	0.7	0.7 1 9
		5		3.2 9 6	0.4 8 0	0.0 9 3 0	0.6	0.4 9 3
		6	3 5.4 4	5.6 0 9	- 0.1 9 6	0.1 5 8 2	0.8	0.3 8 8
3	0.4	L 1	3 5.4 4	3.8 6 3	- 3.3 1 6	0.1 0 9 0	0.7	0.4 5 5
		2		4.6 6 5	- 1 1.6 5 5	0.1 3 1 6		0.1 9 1
		3		5.6 5 9	- 1 5.4 8 2	0.1 5 9 6		0.0 6 8
		4		3.7 4 2	1.8 4 0	0.1 0 5 6	0.7	0.7 1 9
		5		2.7 6 6	1.7 5 8	0.0 7 8 0	0.6	0.4 9 3
		6	3 5.4 4	6.3 8 0	- 1 0.7 7 6	0.1 8 0 0	0.8	0.3 8 8

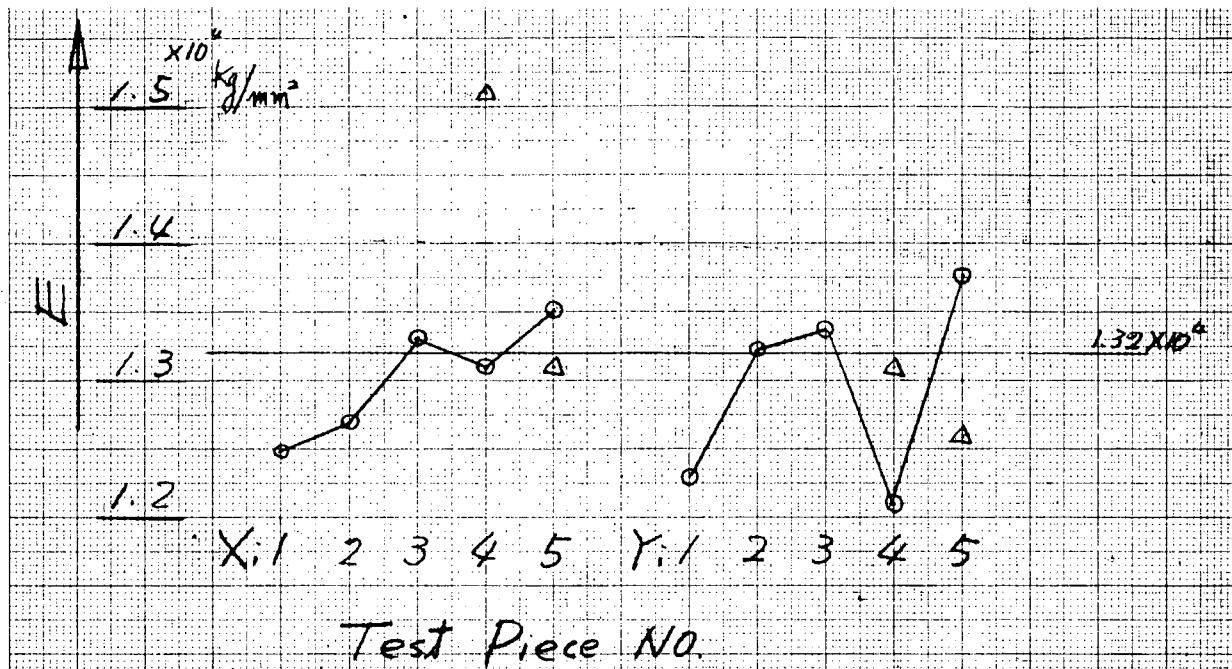


図 2.1 ヤング率計測値

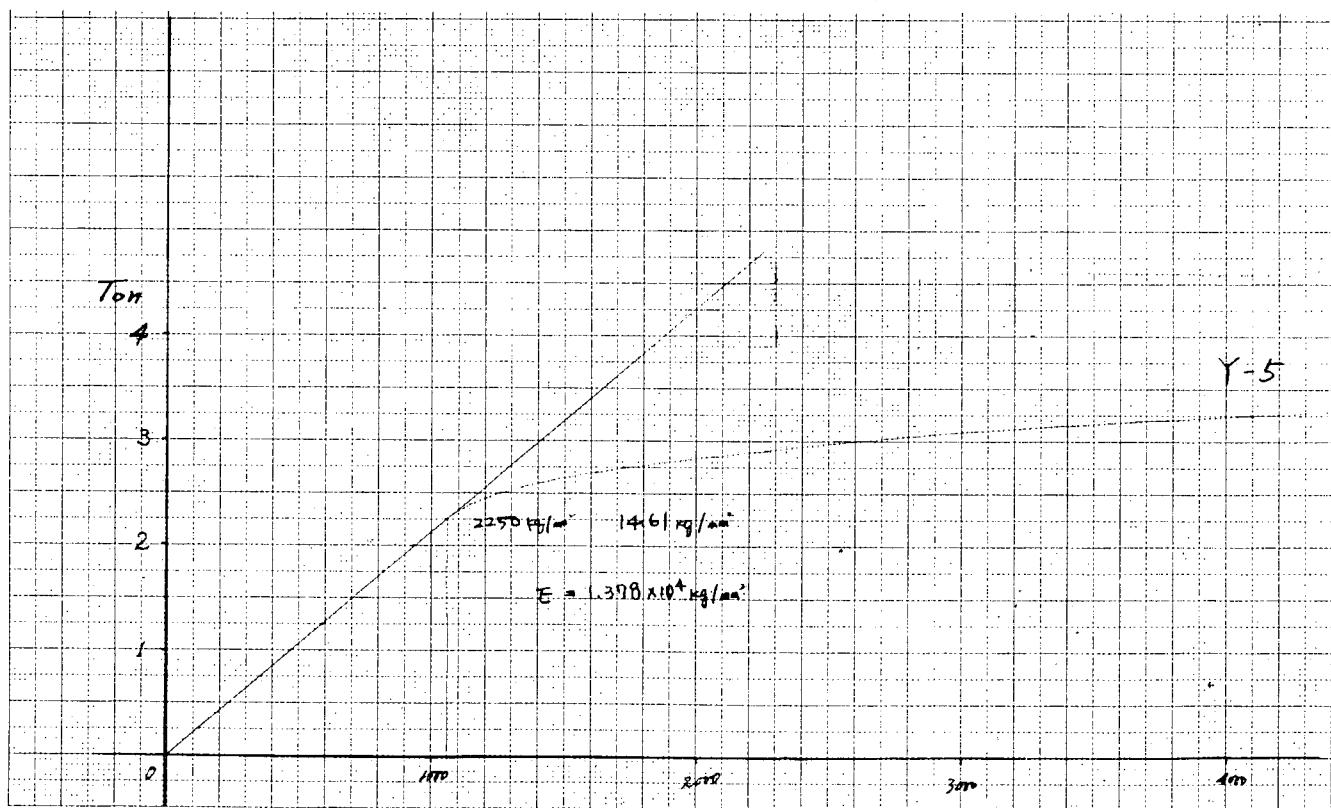


図 2.2 ヤング率計測例

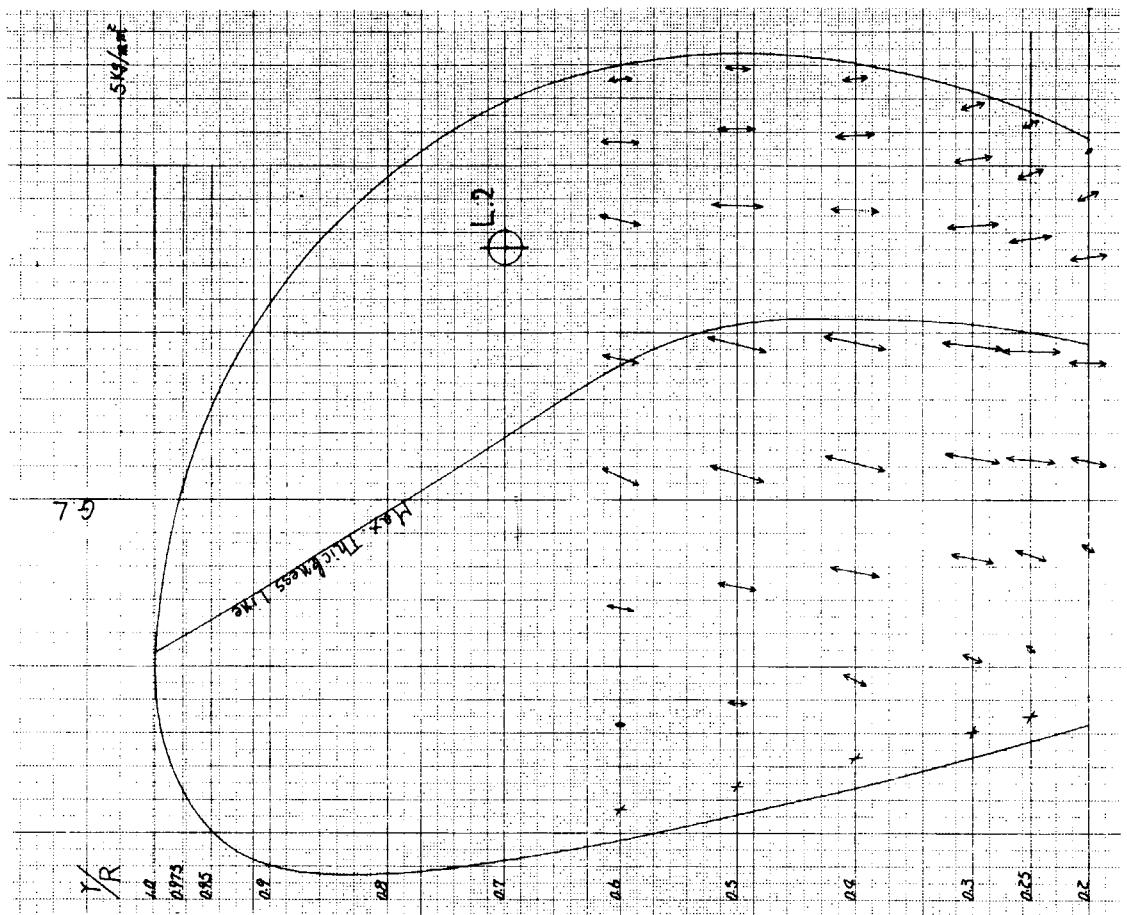


図 2.3.2 最大応力分布 (L2) Face 面 (実験)
Tension

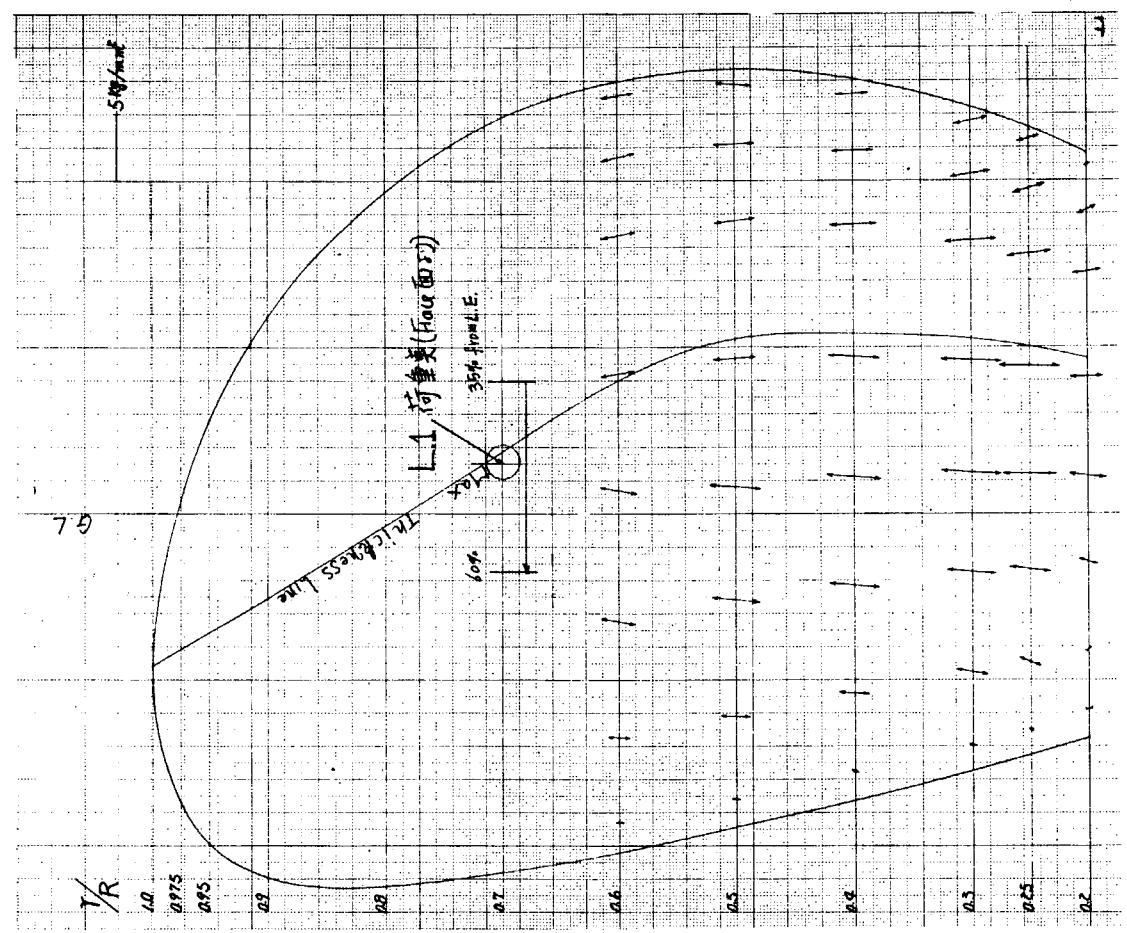


図 2.3.1 最大応力分布 (L1) Face 面 (実験)
Tension

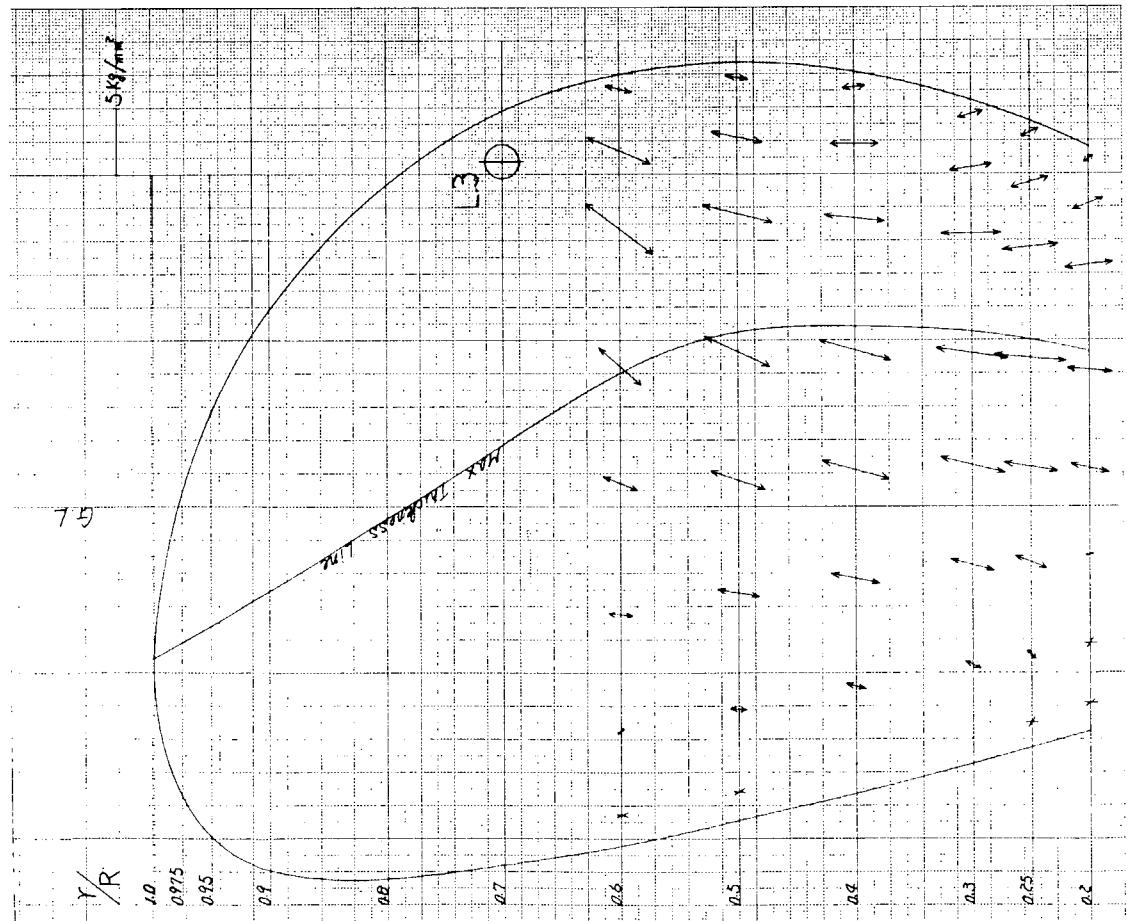


図 2.3.3 最大応力分布(L3) Face 面(実験)
Tension

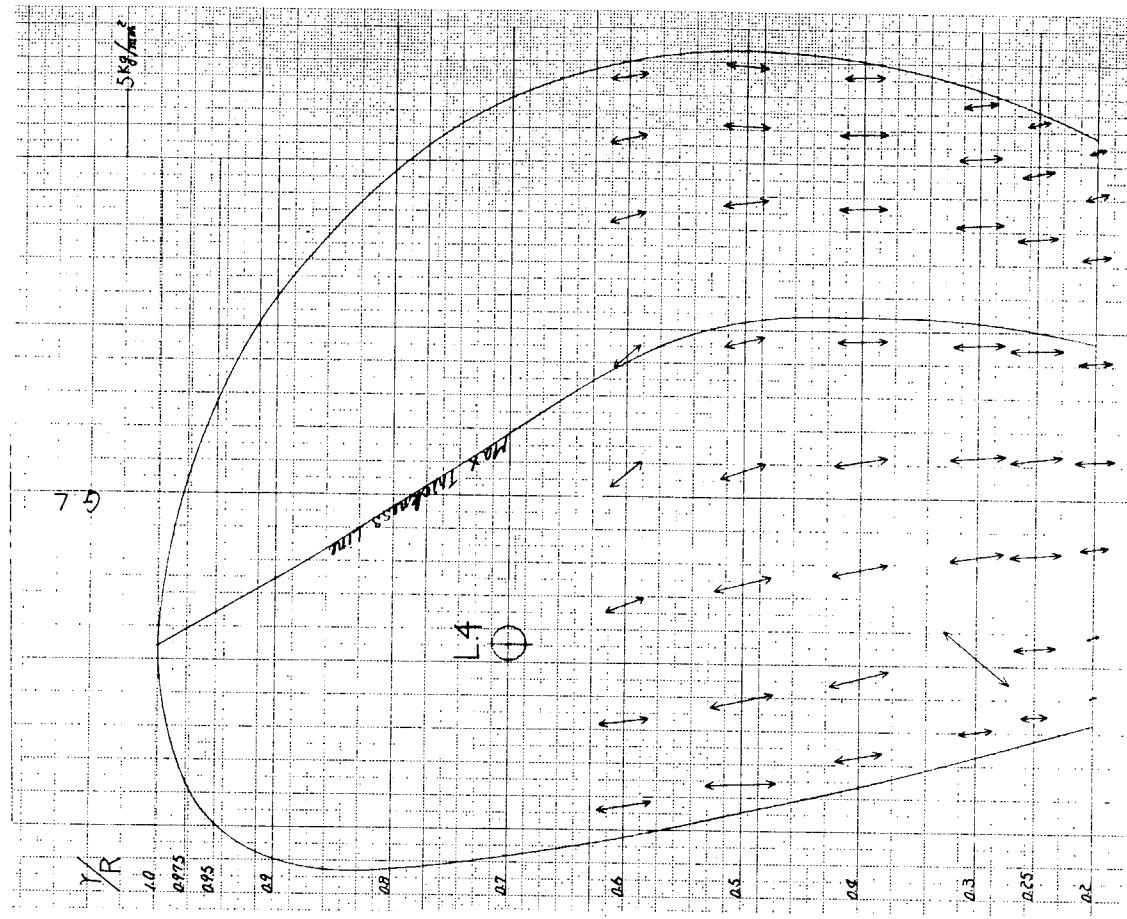


図 2.3.4 最大応力分布(L4) Face 面(実験)
Tension

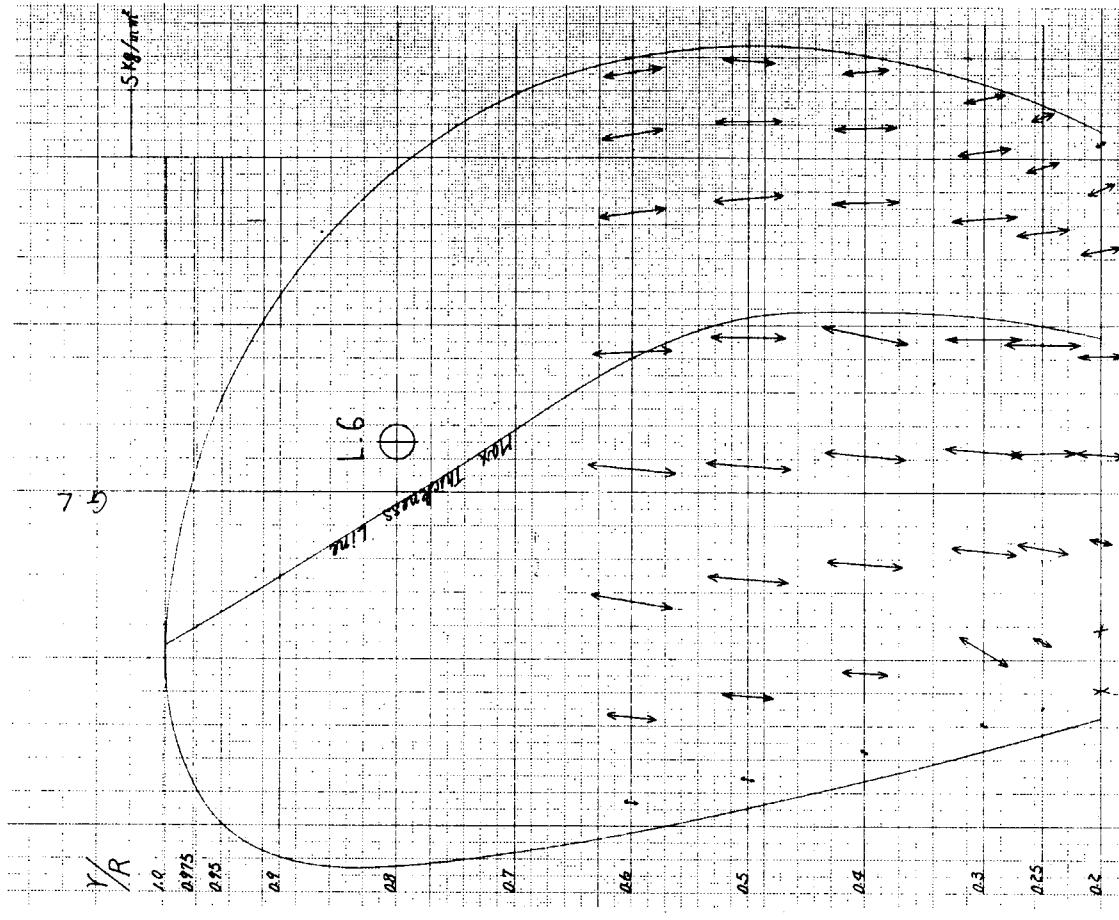


図 2.3.6 最大応力分布 (L6) Face 面(実験)
Tension

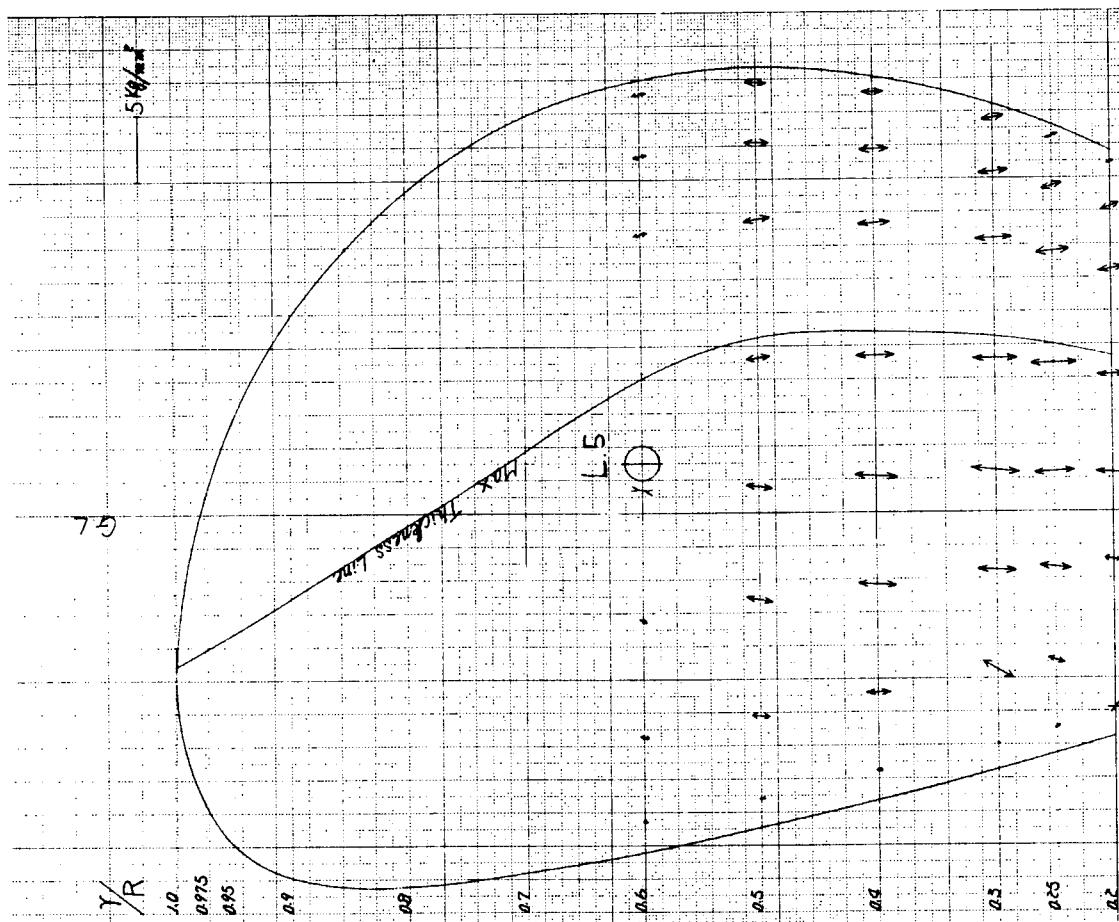


図 2.3.5 最大応力分布 (L5) Face 面(実験)
Tension

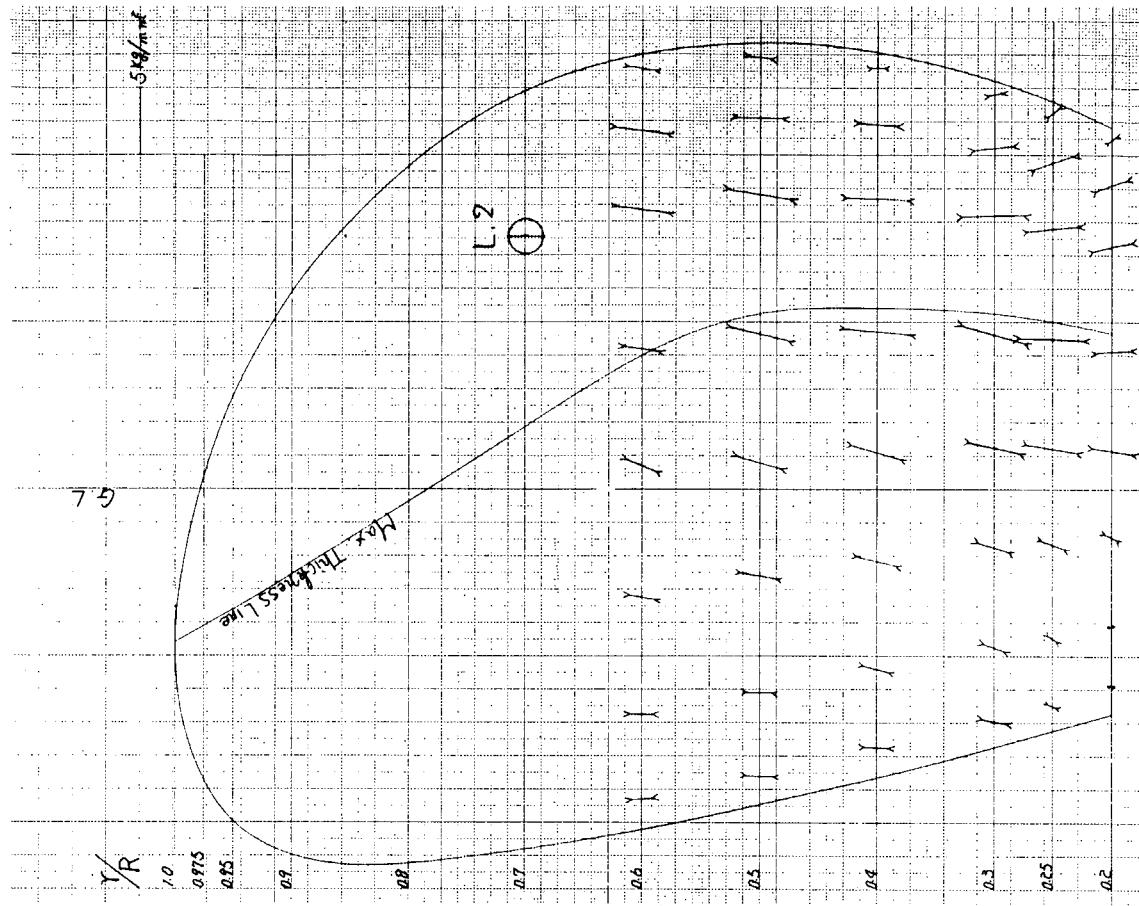


図 2.3.8 最大応力分布(L 2) Back面 (実験)
Compression

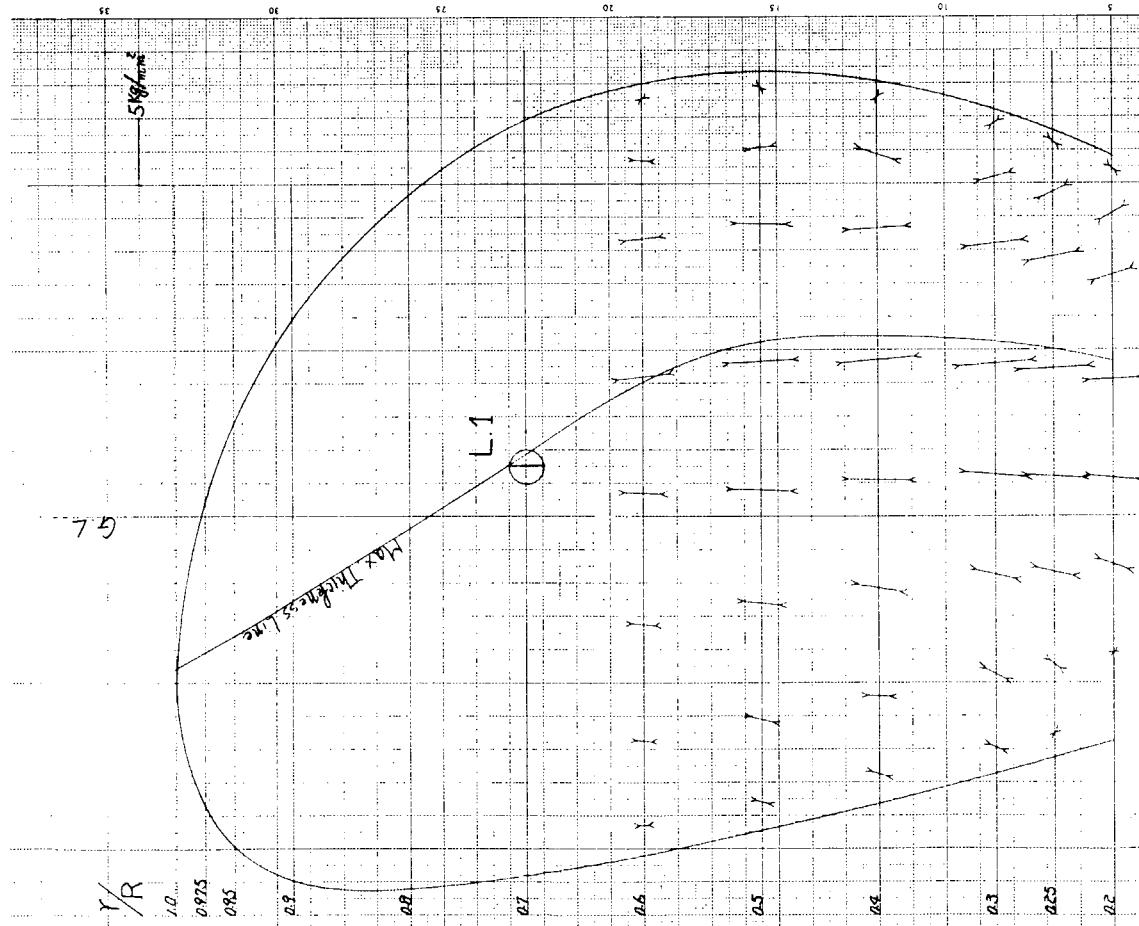


図 2.3.7 最大応力分布(L 1) Back面 (実験)
Compression

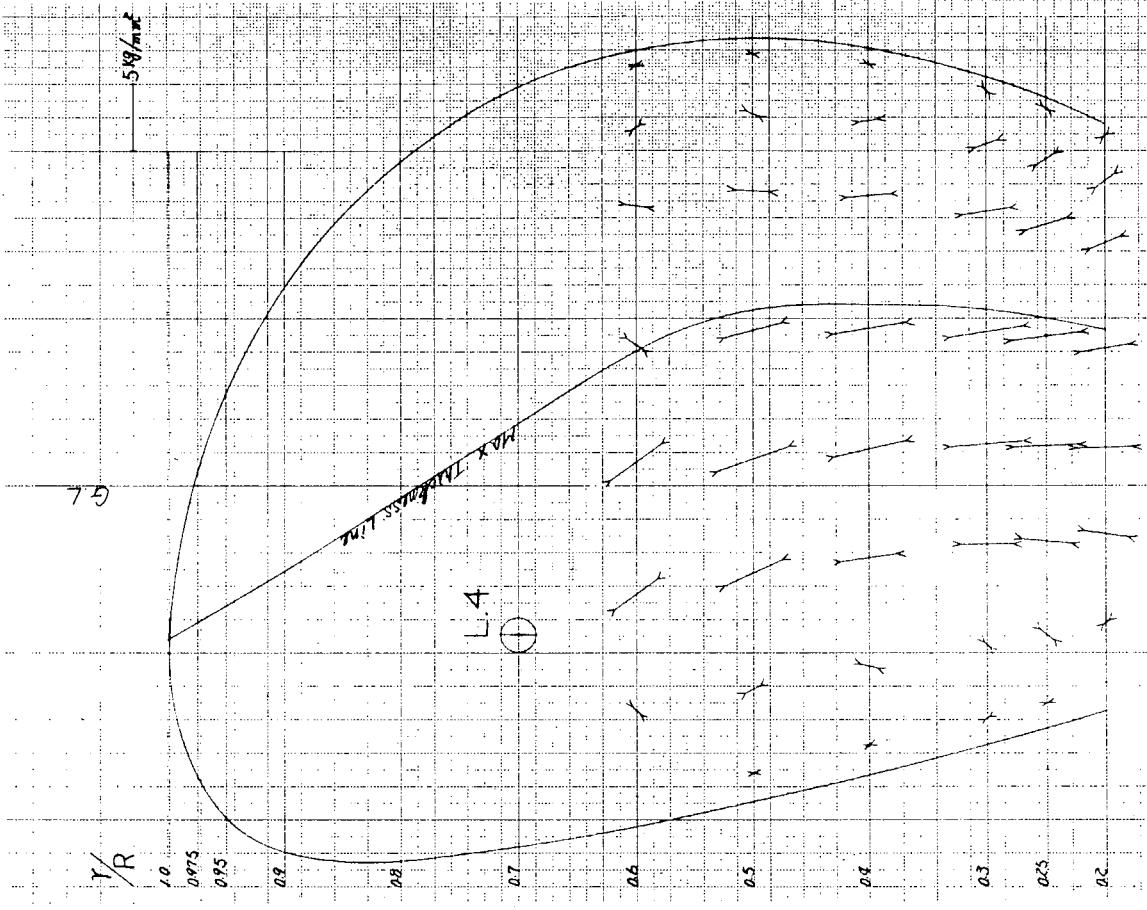


図 2.3.10 最大応力分布 (L4) Back面(実験)
Compression

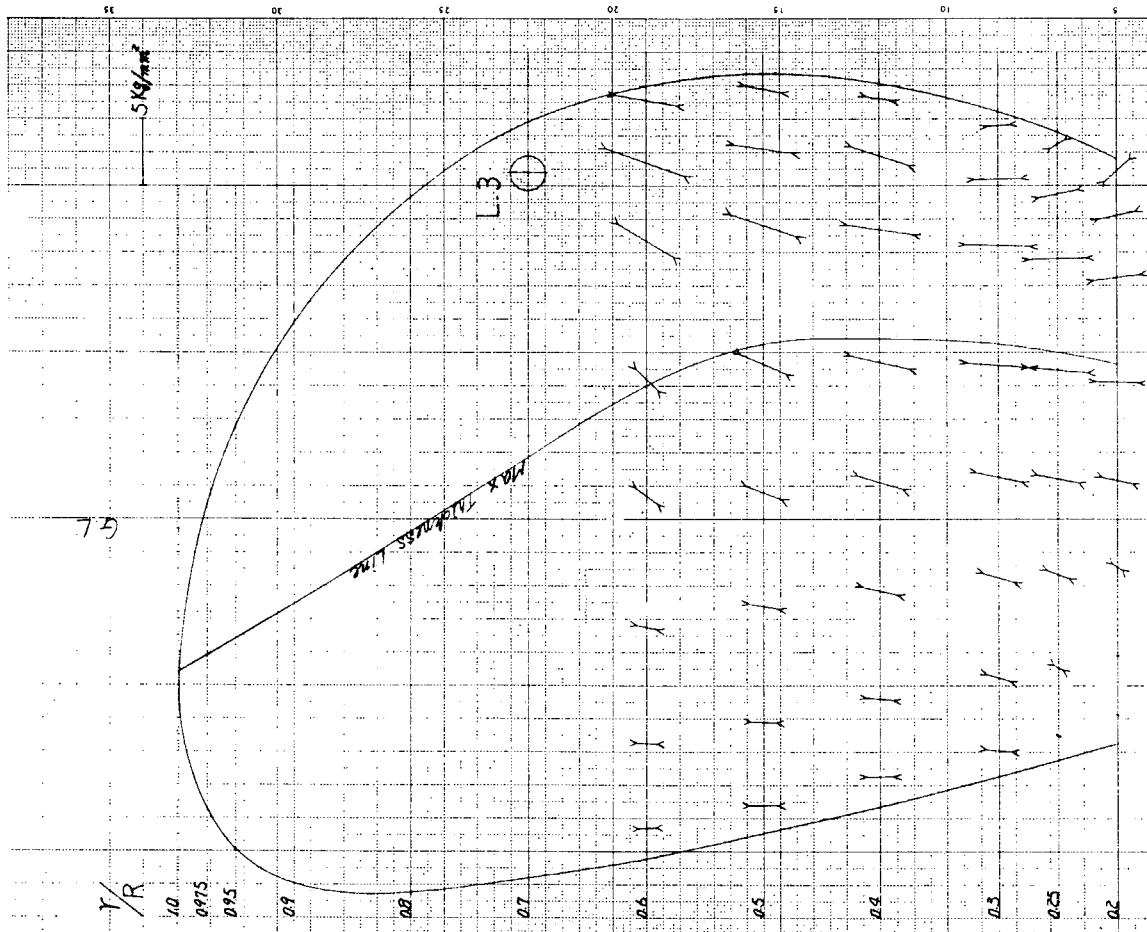


図 2.3.9 最大応力分布 (L3) Back面(実験)
Compression

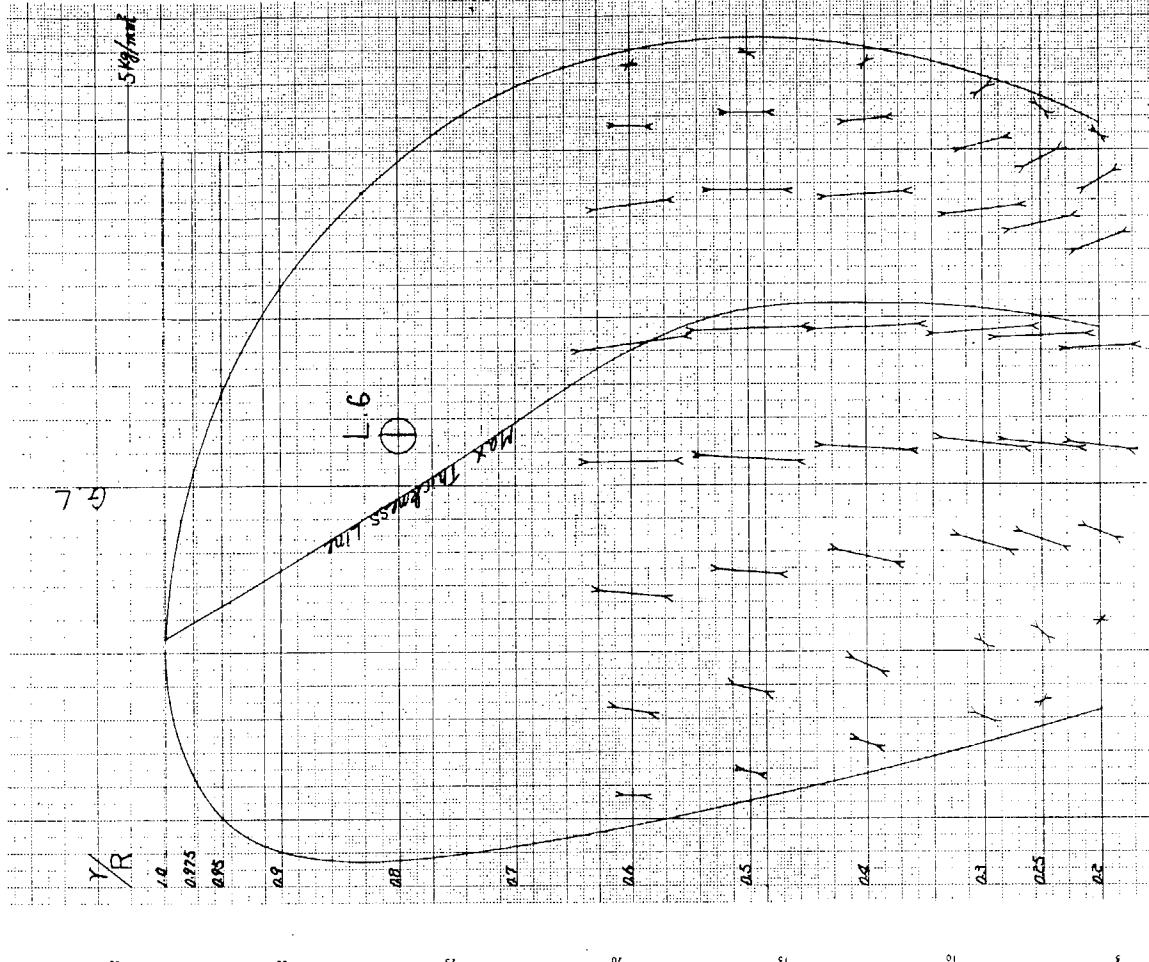


図 2.3.12 最大応力分布 (L 6) Back面 (実験)
Compression

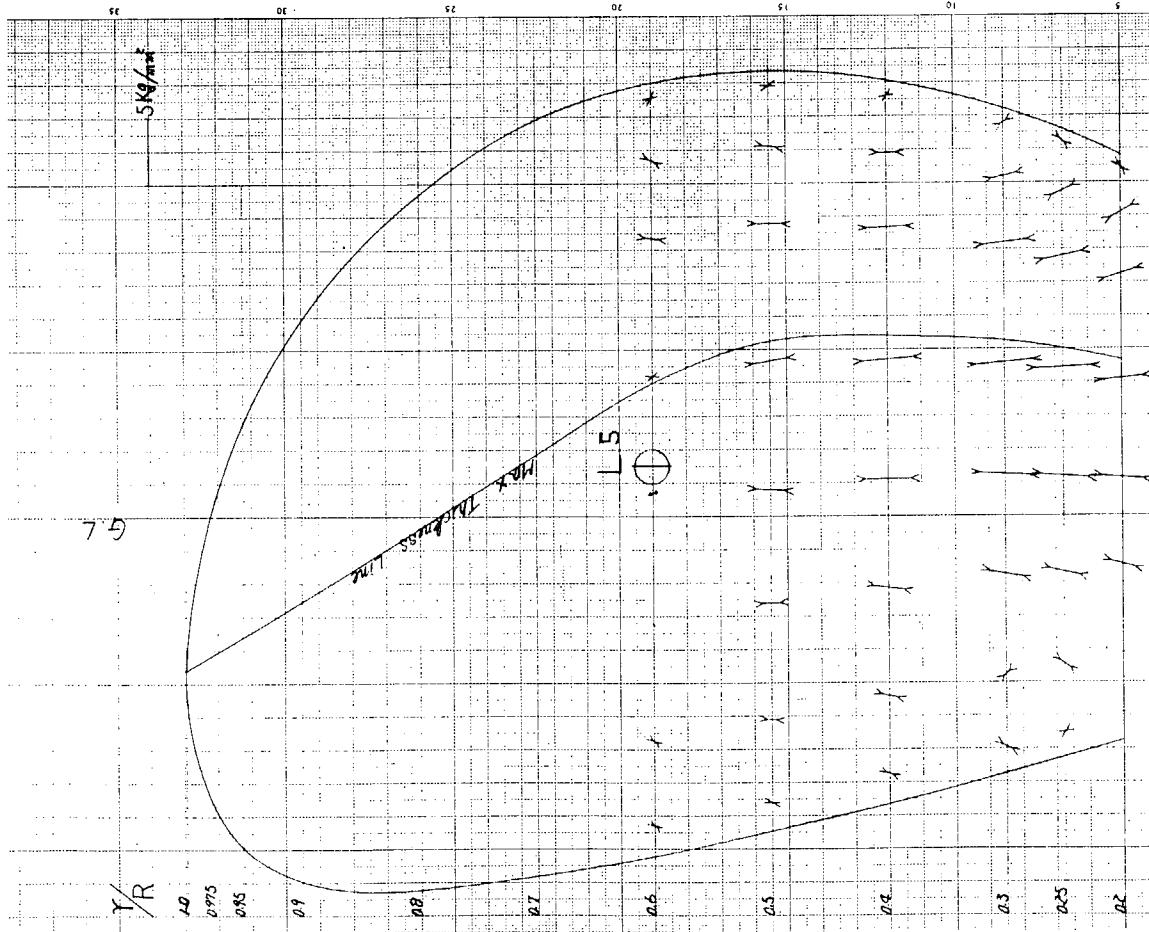


図 2.3.11 最大応力分布 (L 5) Back面 (実験)
Compression

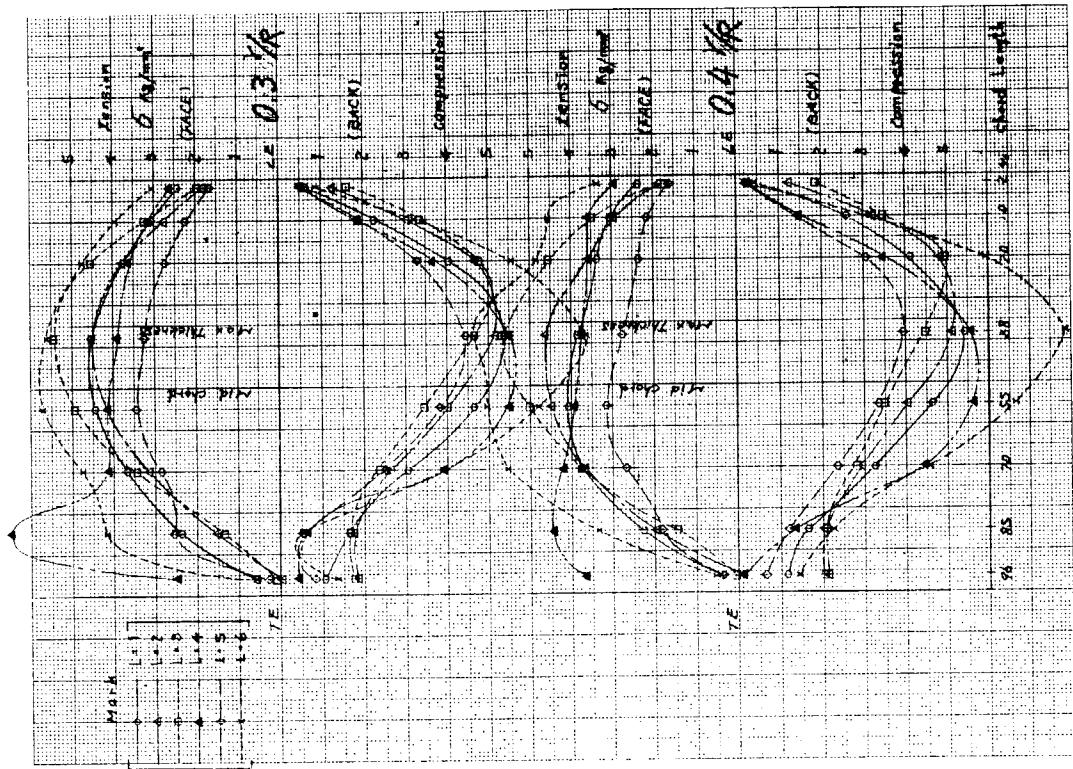


图 2.4.2 应力分布(実験)

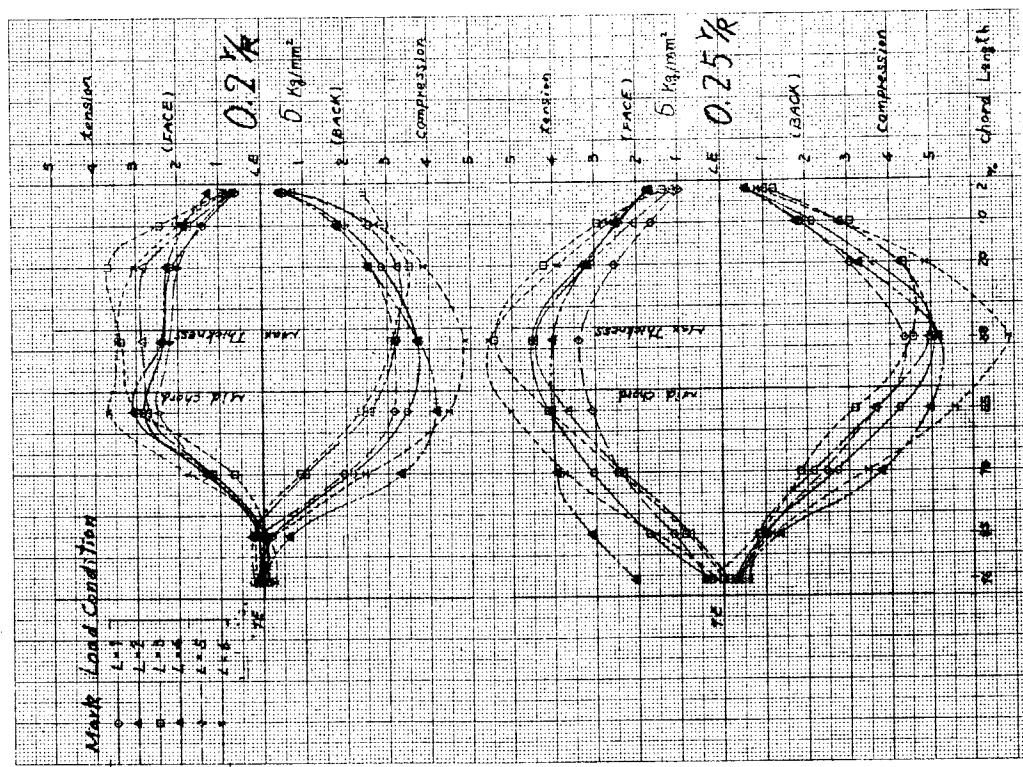


图 2.4.1 应力分布(実験)

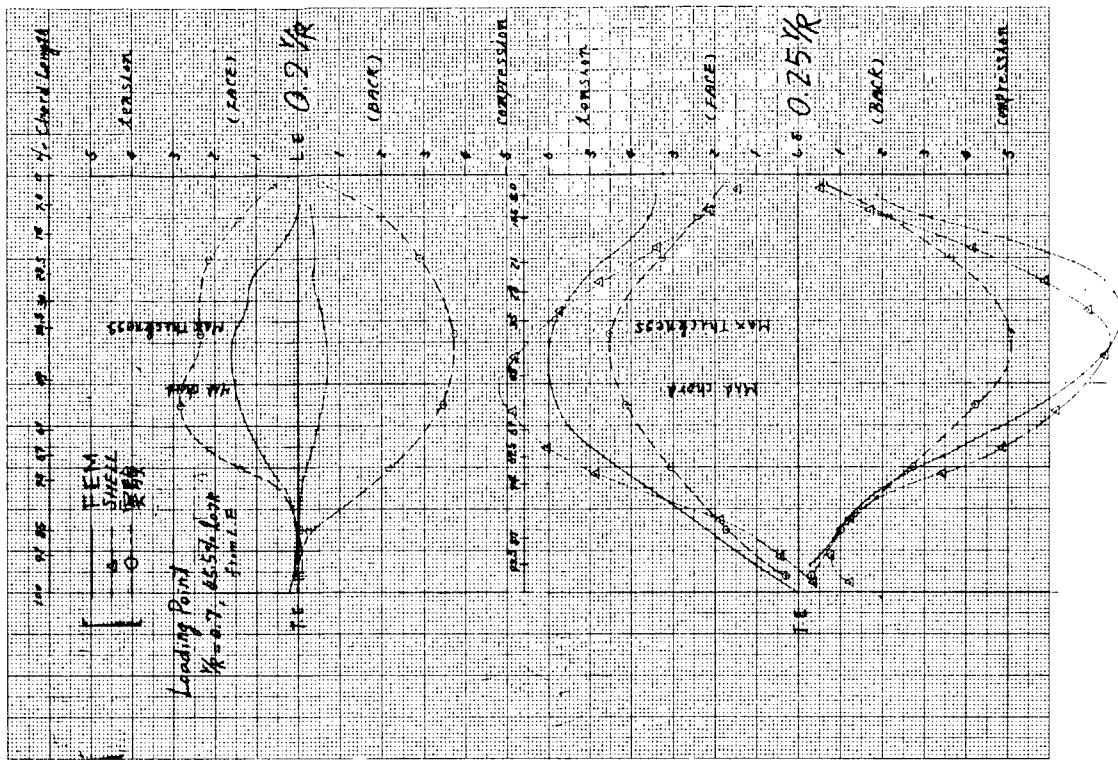


図 2.4.4 応力分布（実験／計算比較）

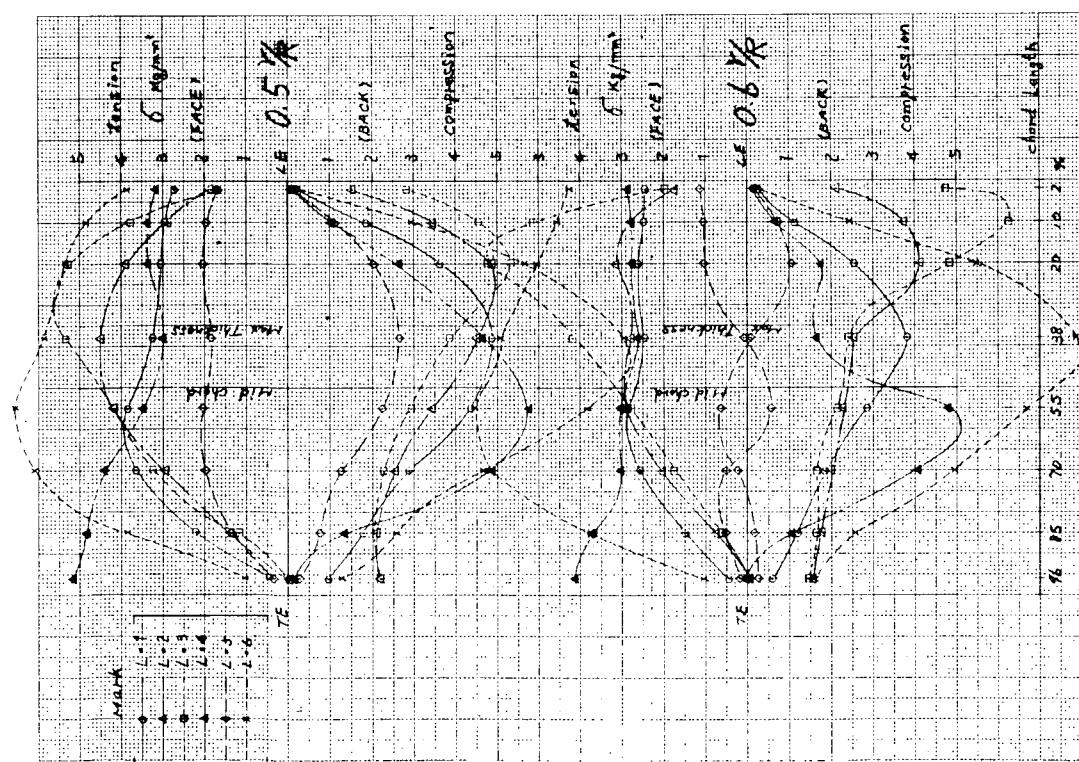


図 2.4.3 応力分布（実験）

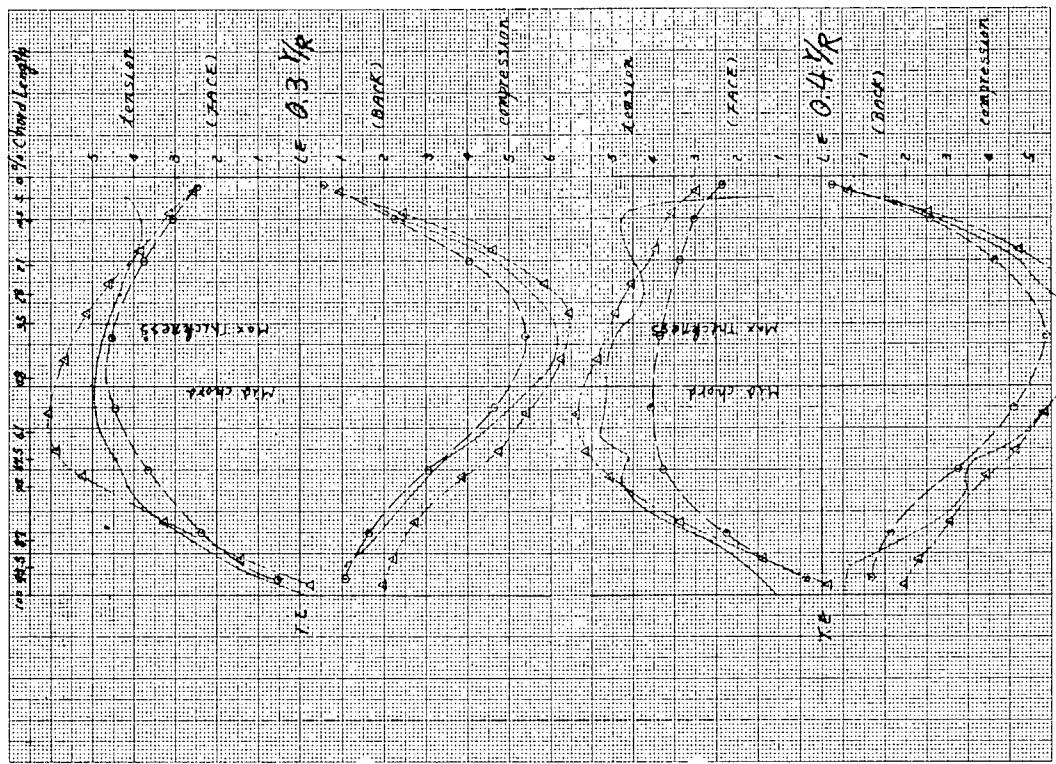


图 2.4.5 应力分布(实验/计算比较)

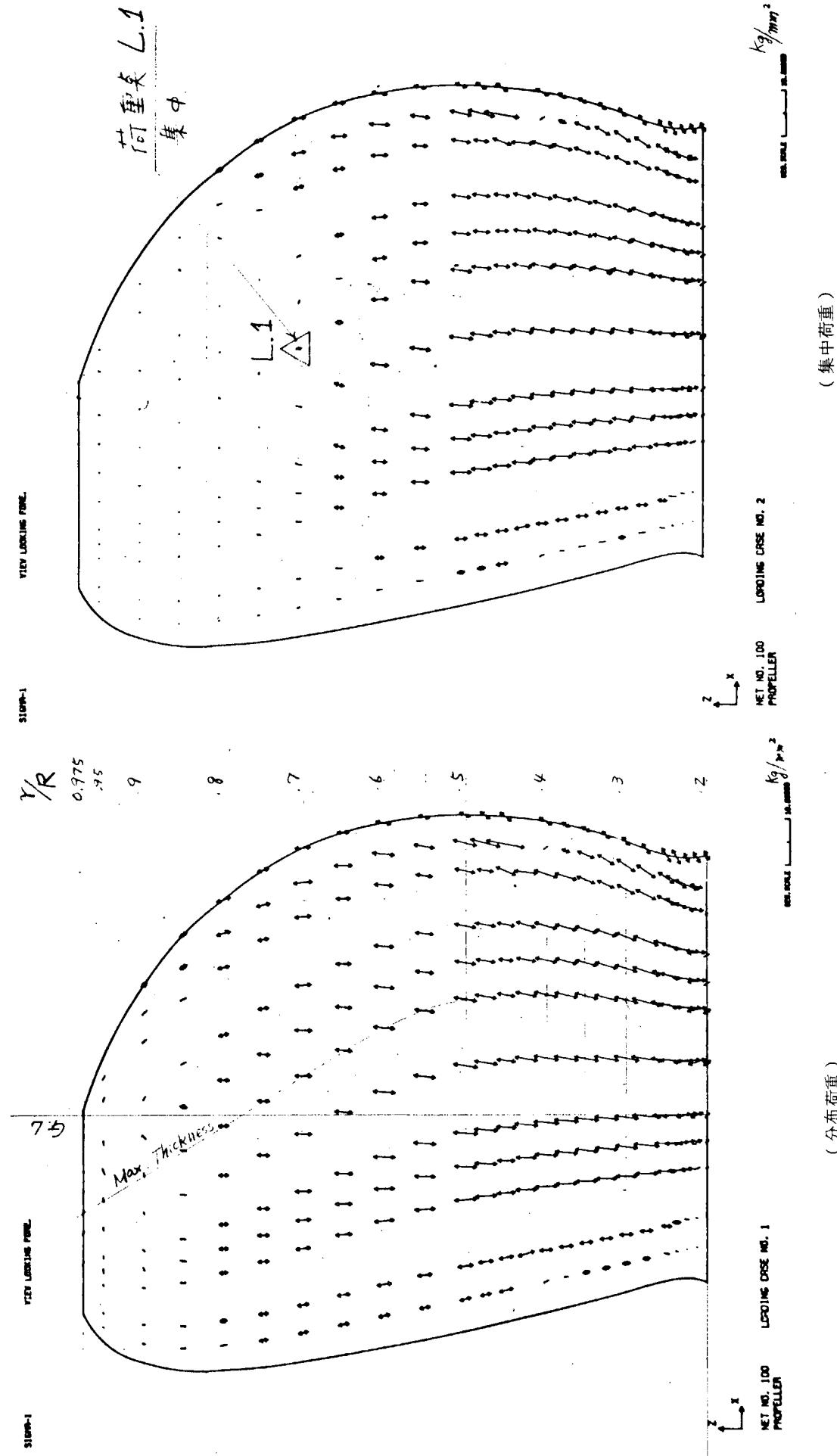


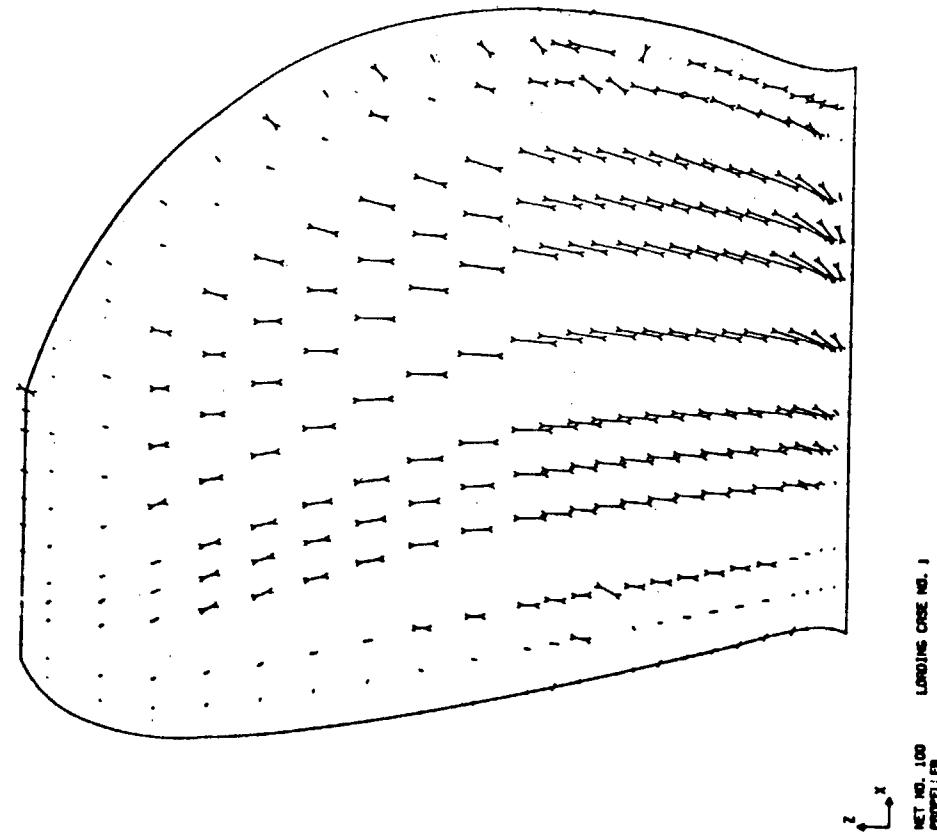
図 2.5.6 最大応力分布 (Face. σ_1)

(集中荷重)

(分布荷重)

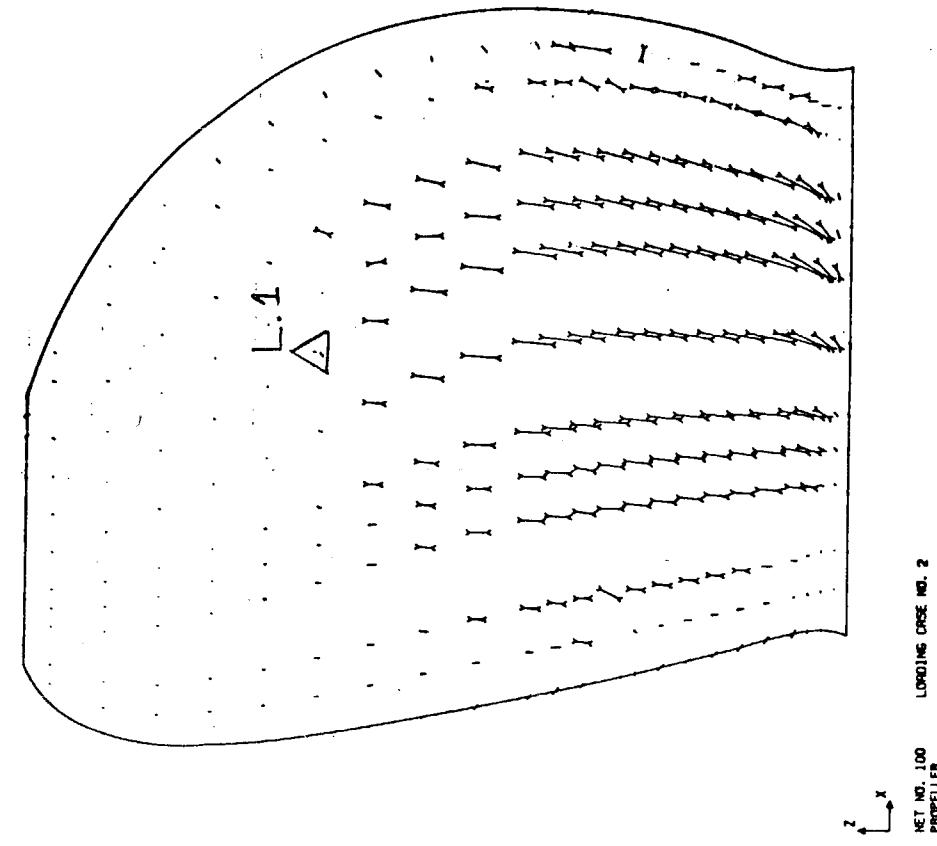
VIEW LOCATION SPOT.
STEP-3

VIEW LOCATION SPOT.



NET WT. 100
LOADING CASE NO. 1
PROPELLER

図 2.4.7 最大主压力分布(Back σ_3)



NET WT. 100
LOADING CASE NO. 2
PROPELLER

図 2.4.7 最大主压力分布(Back σ_3)

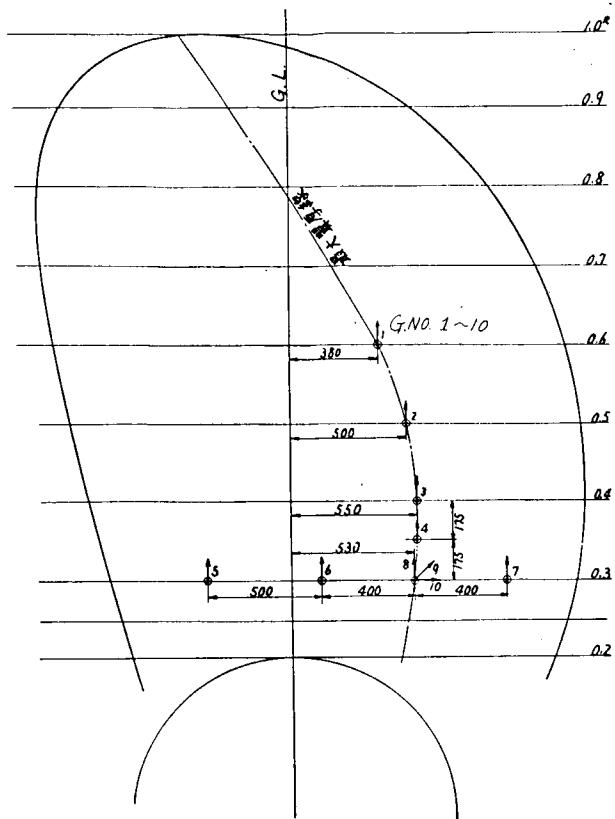


図 2.5.1 応力計測点（3軸1点、1軸7点）

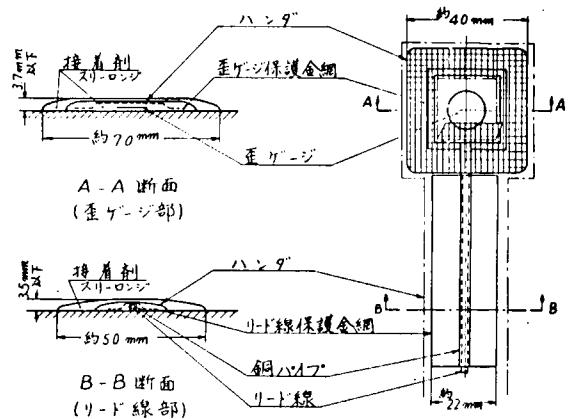


図 2.5.2 歪ゲージおよびリード線翼面接着法

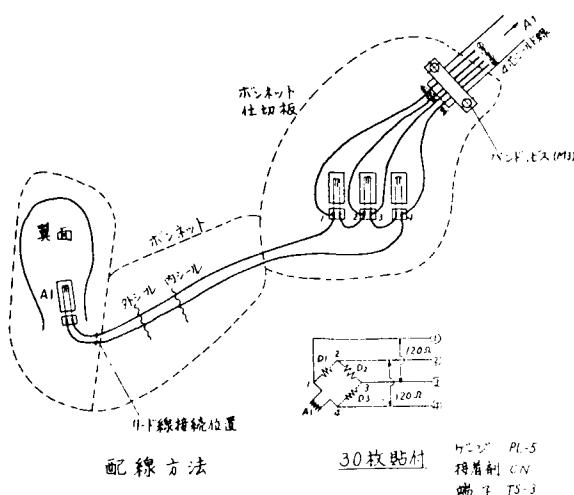


図 2.5.3 ダミーゲージ貼付および配線方法

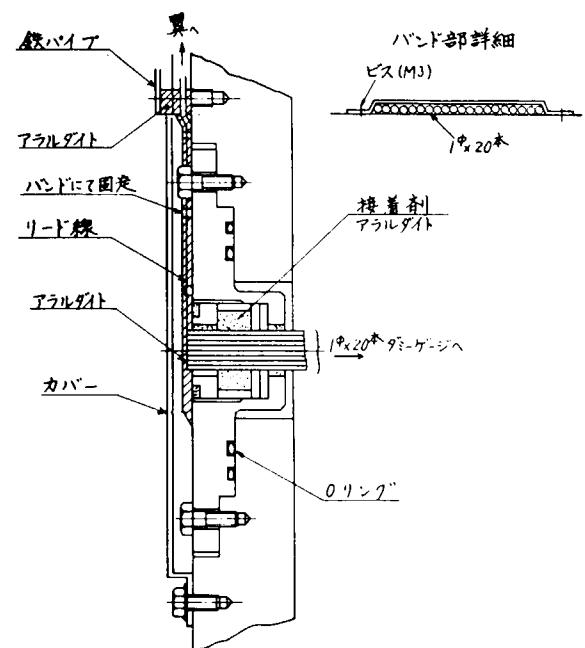


図 2.5.4 外部シール詳細図

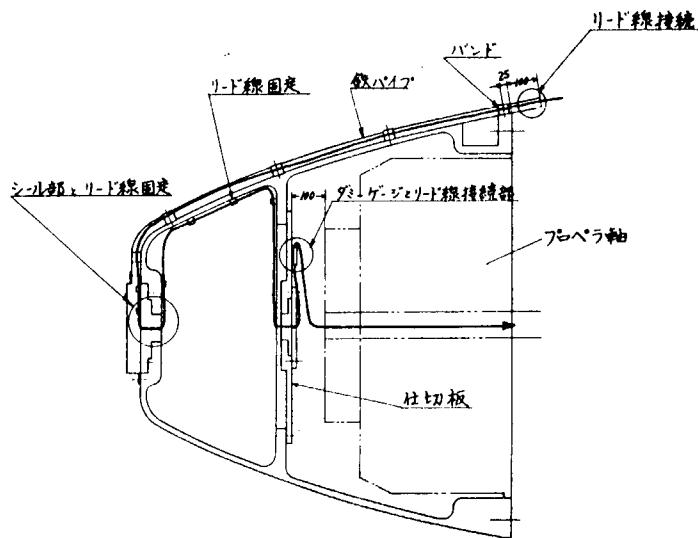


図 2.5.5 ボンネット内配線状況

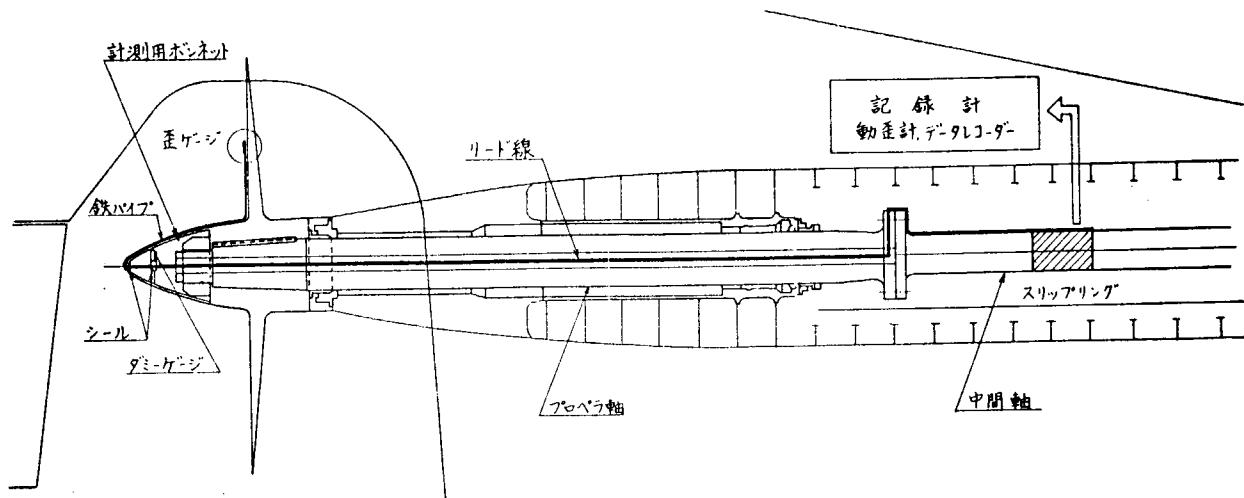


図 2.5.6 応力計測方法

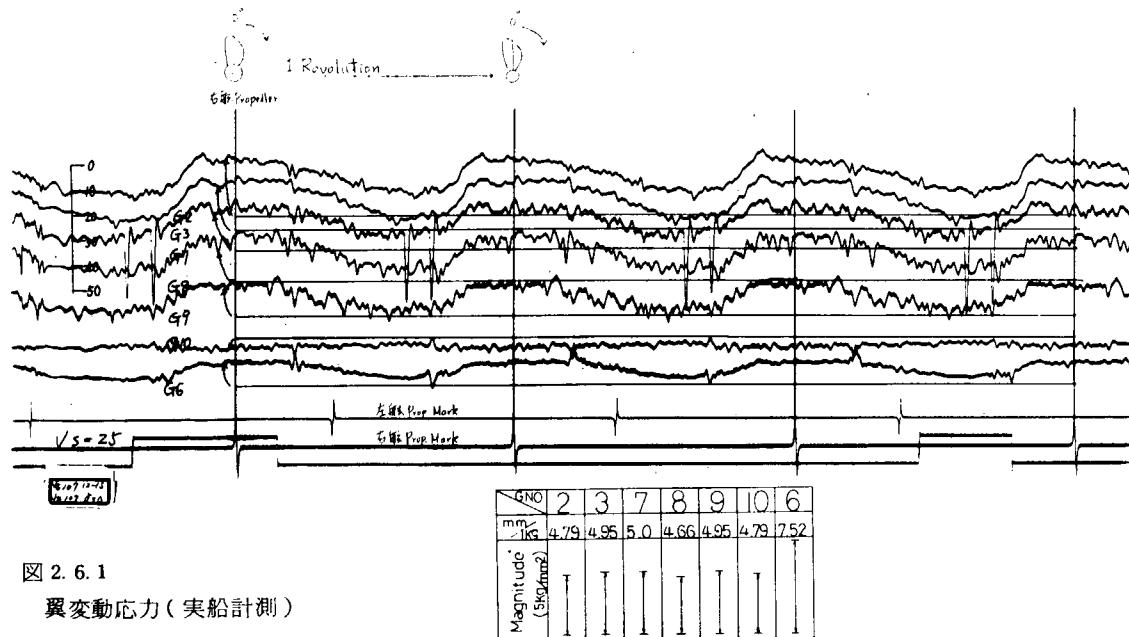


図 2.6.1
翼変動応力(実船計測)

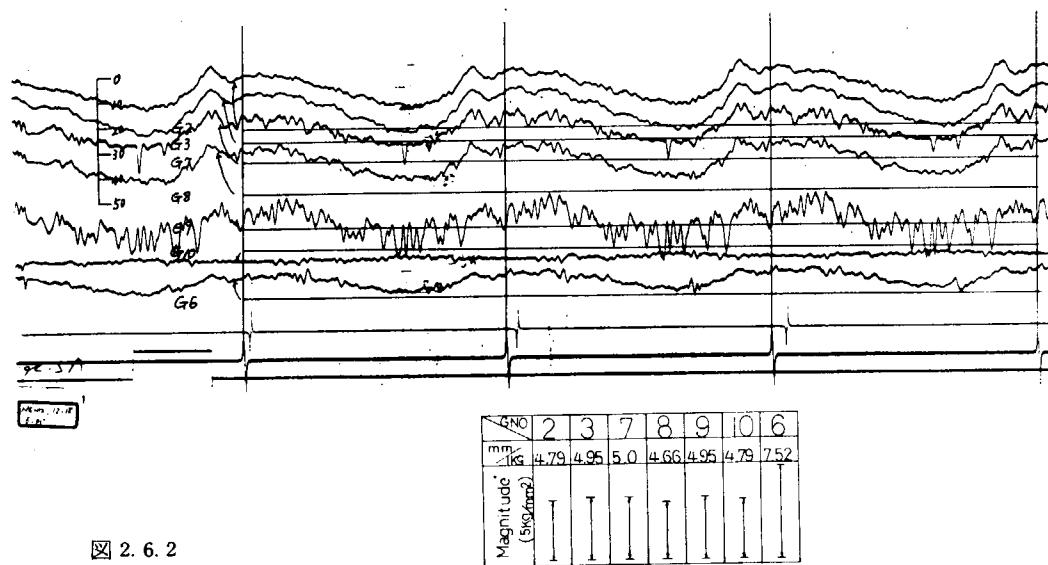


図 2.6.2

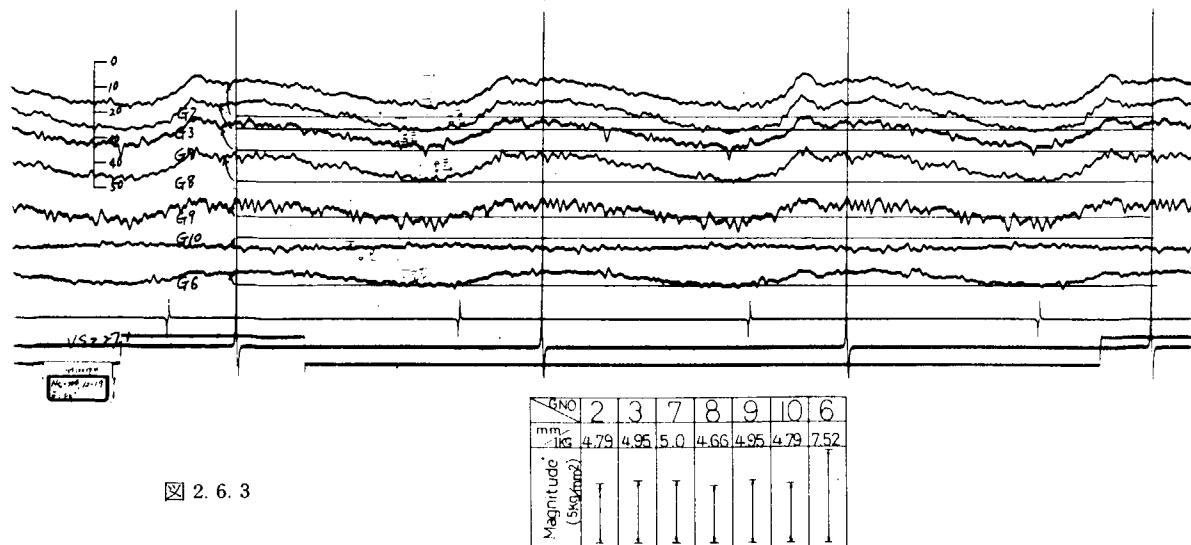
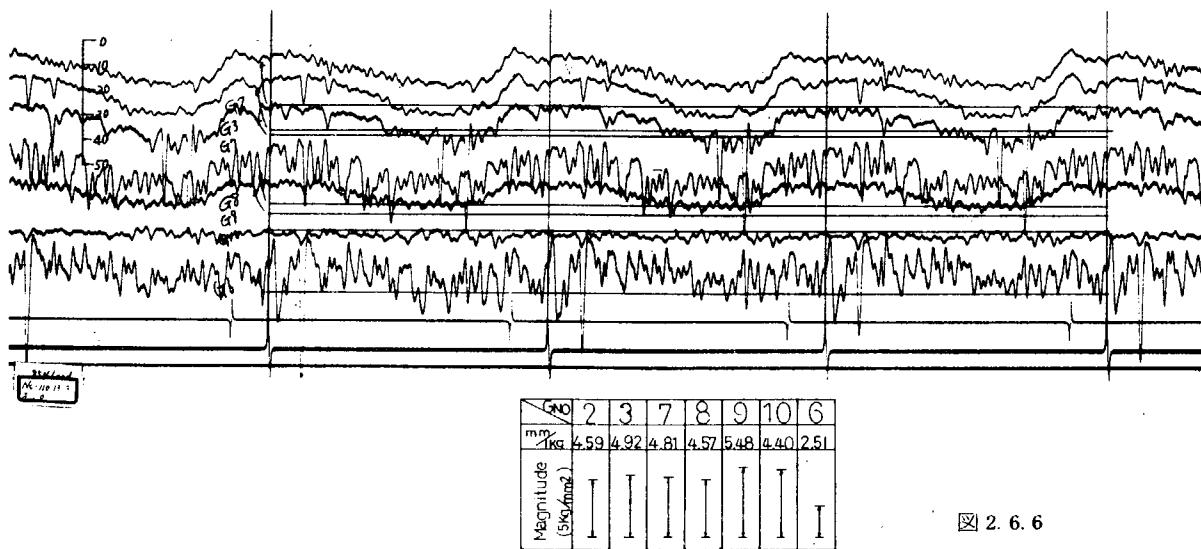
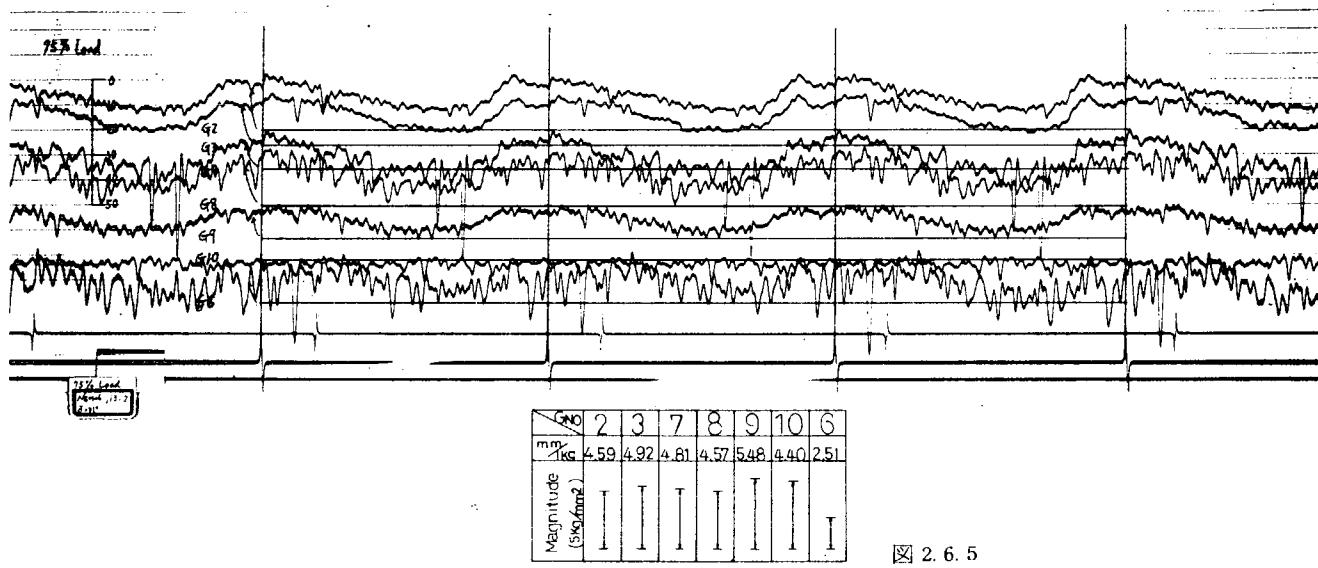
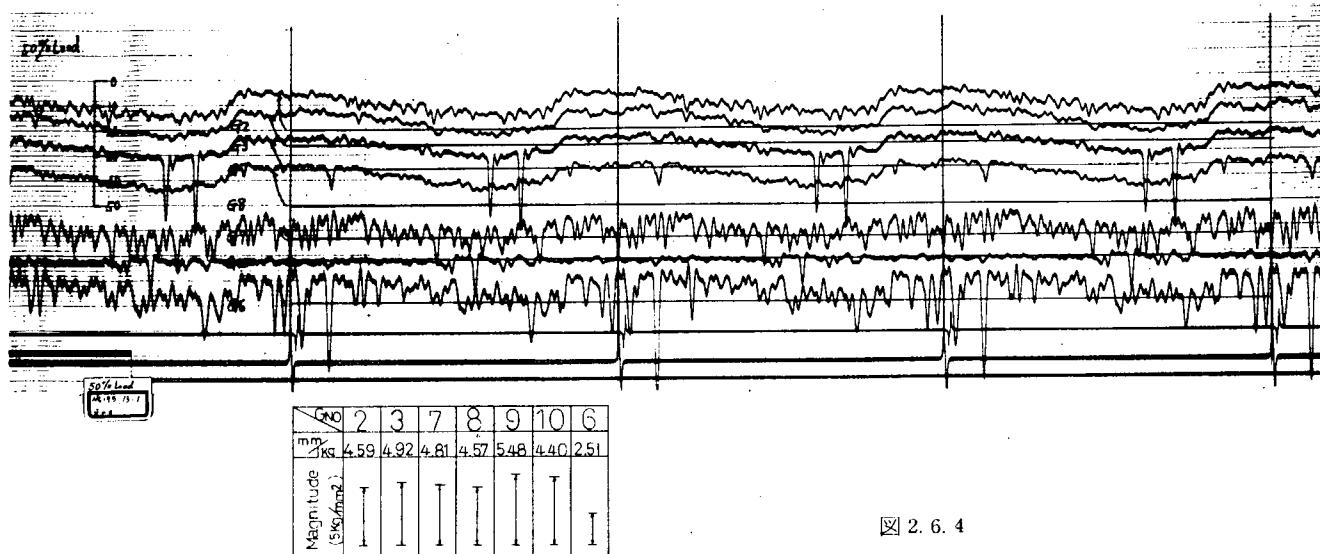


図 2.6.3



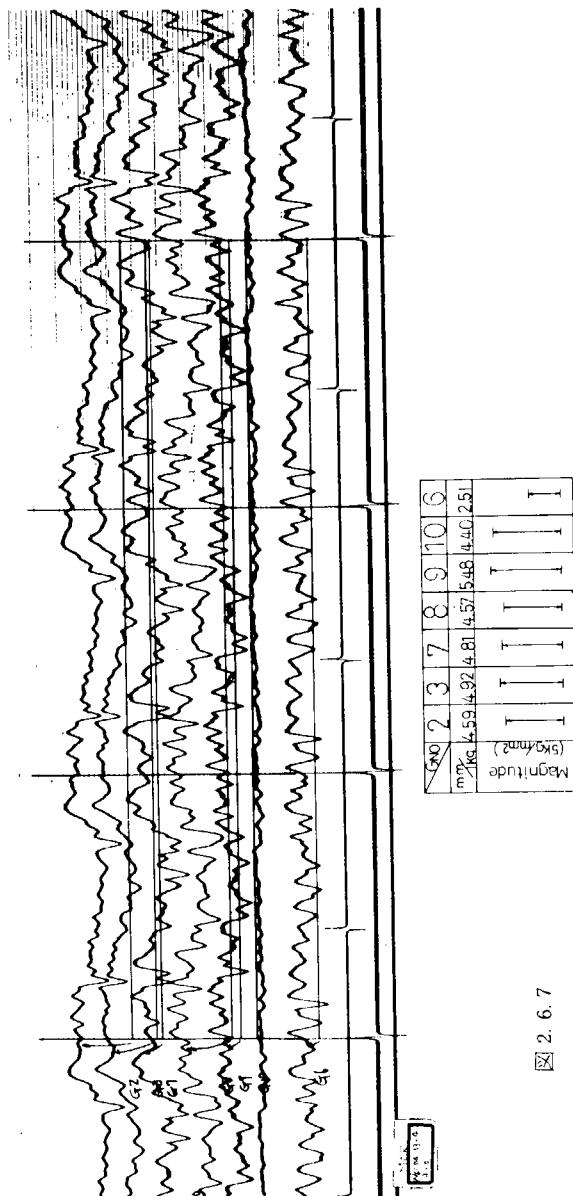


図 2.6.7

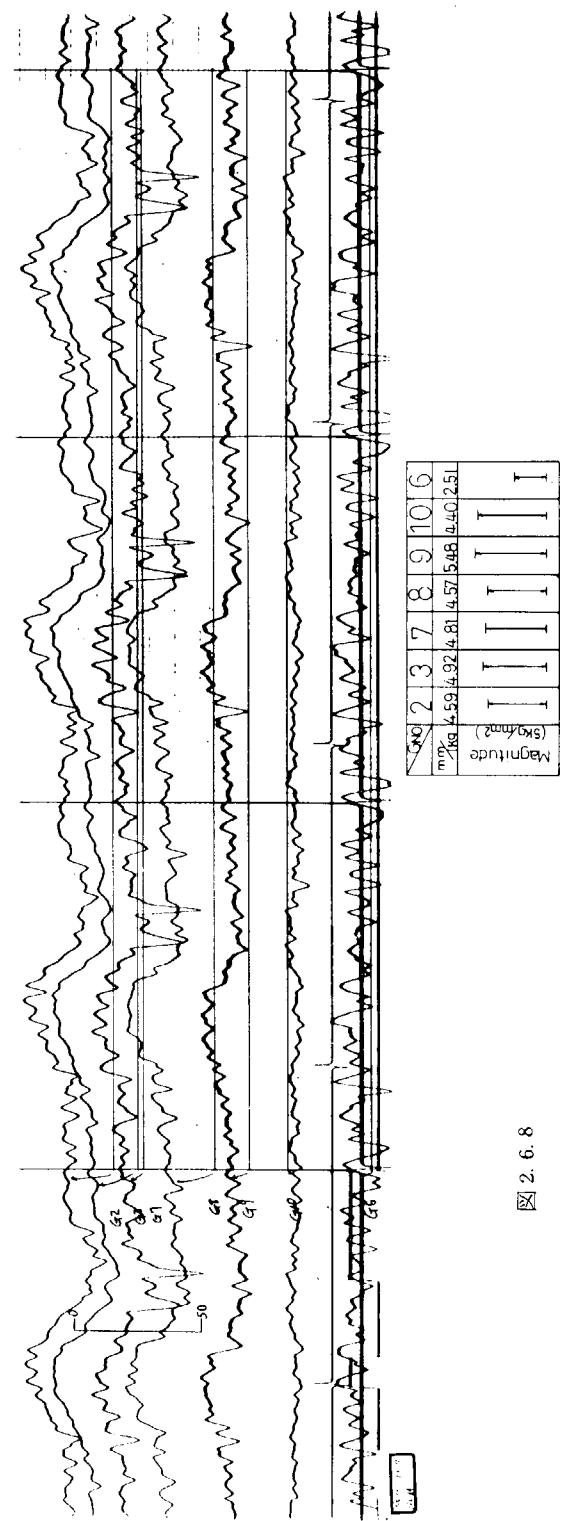


図 2.6.8

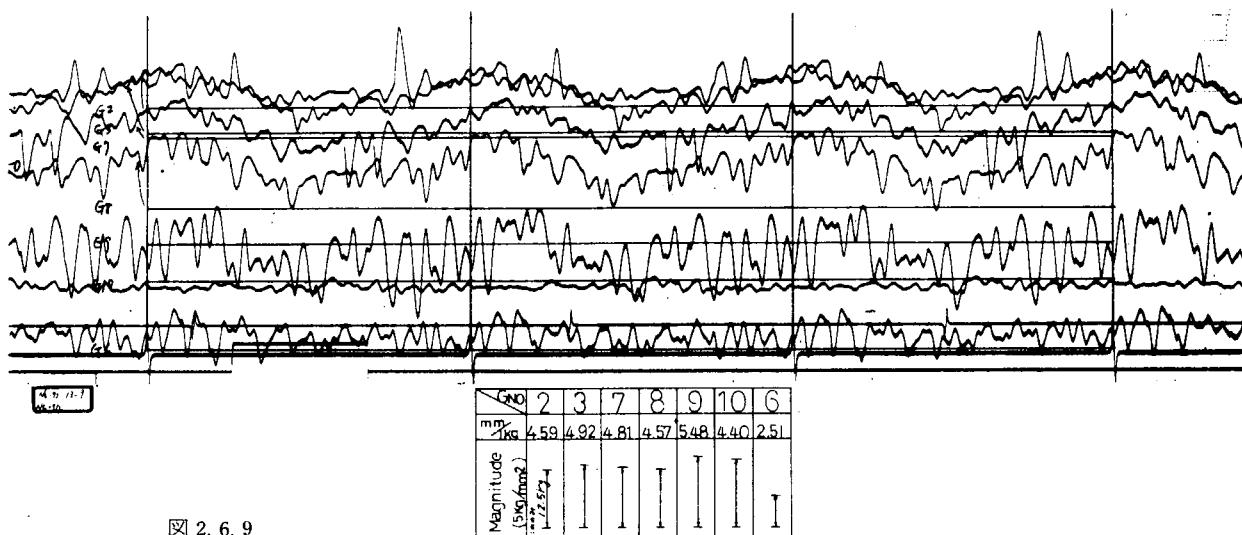


図 2.6.9

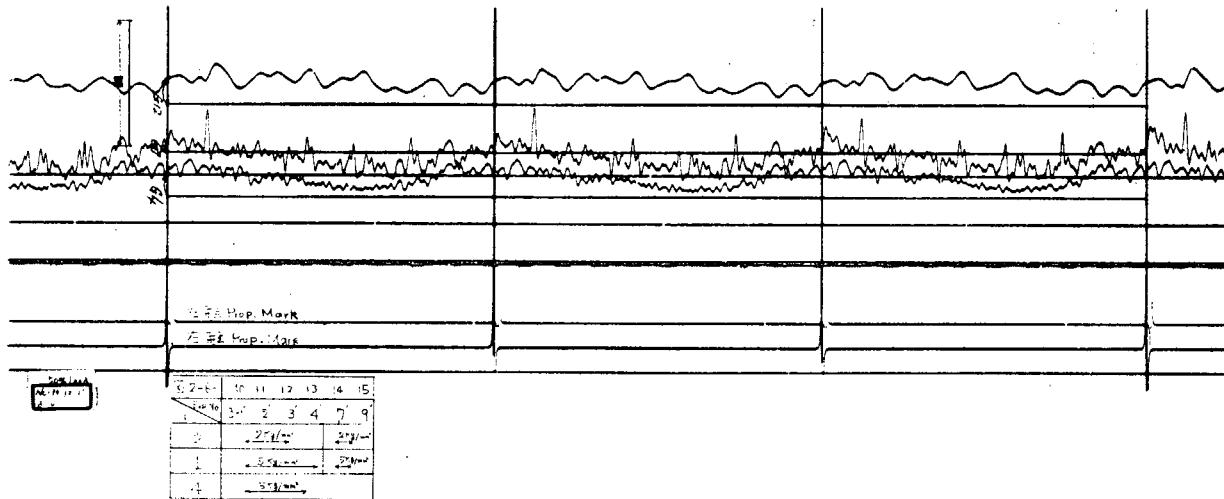


図 2.6.10

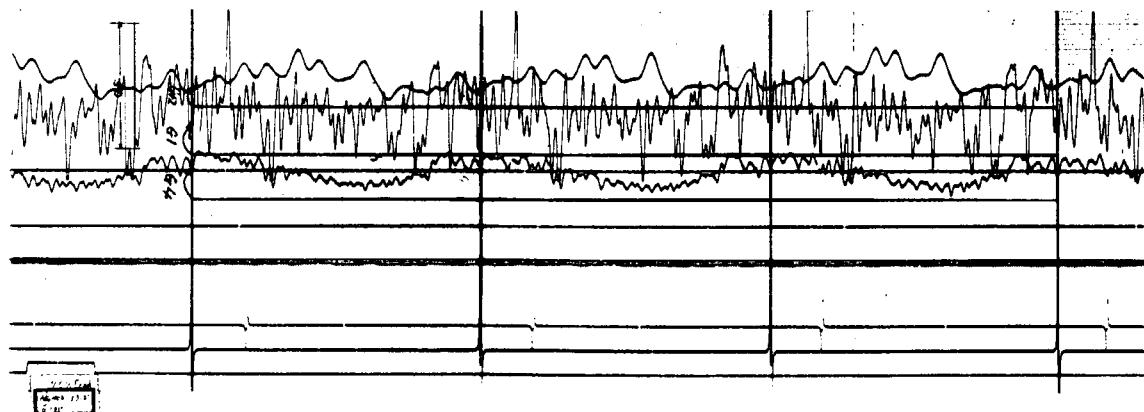


図 2.6.11

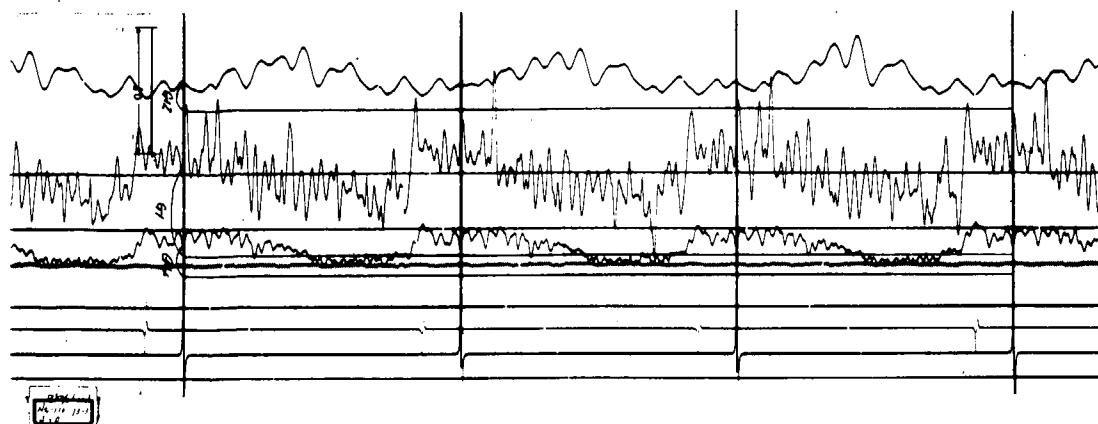


図 2.6.12

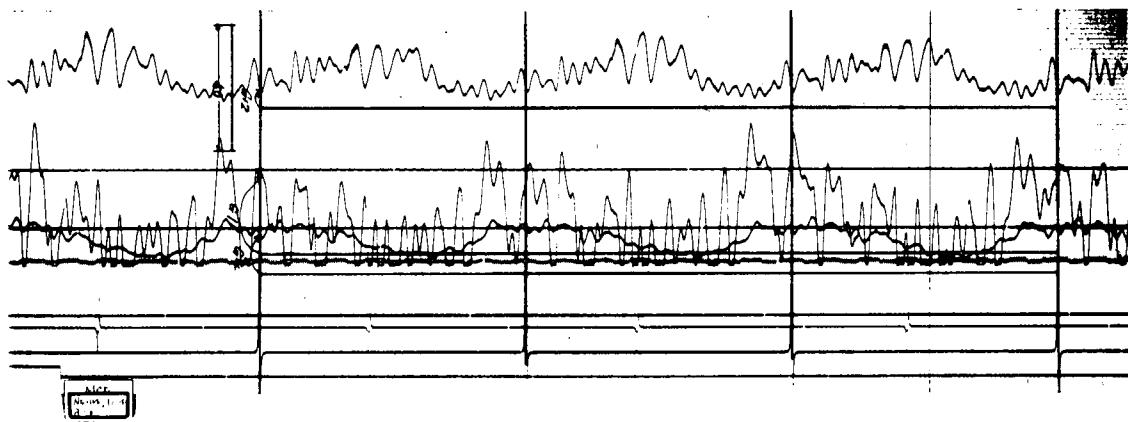


図 2.6.13

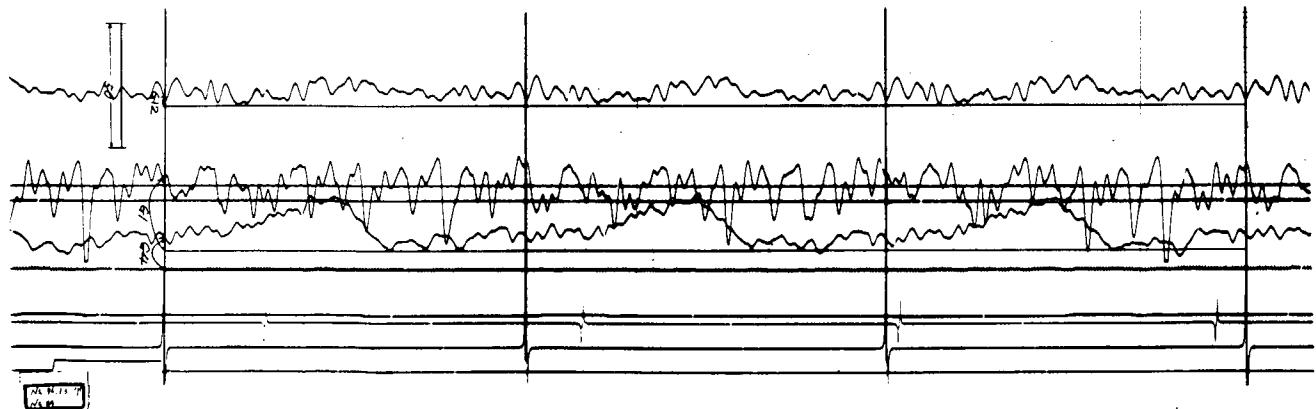


図 2.6.14

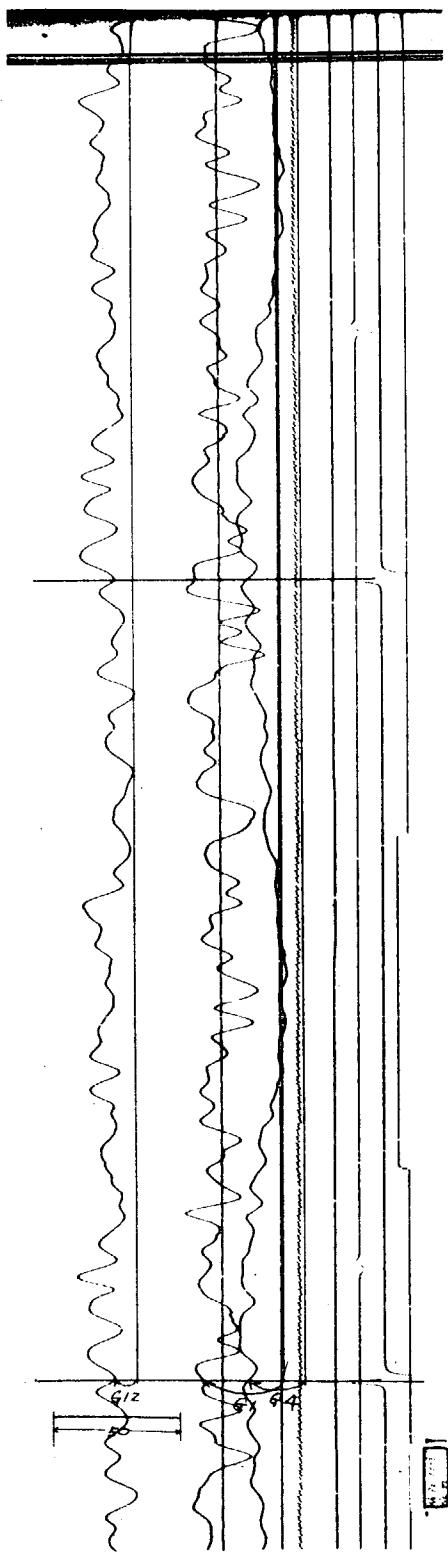


图 2.6.15

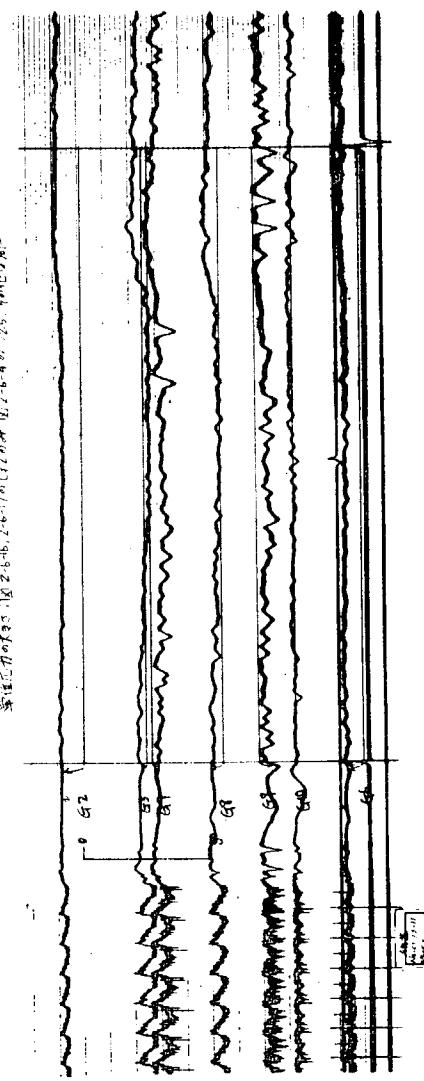


图 2.6.16

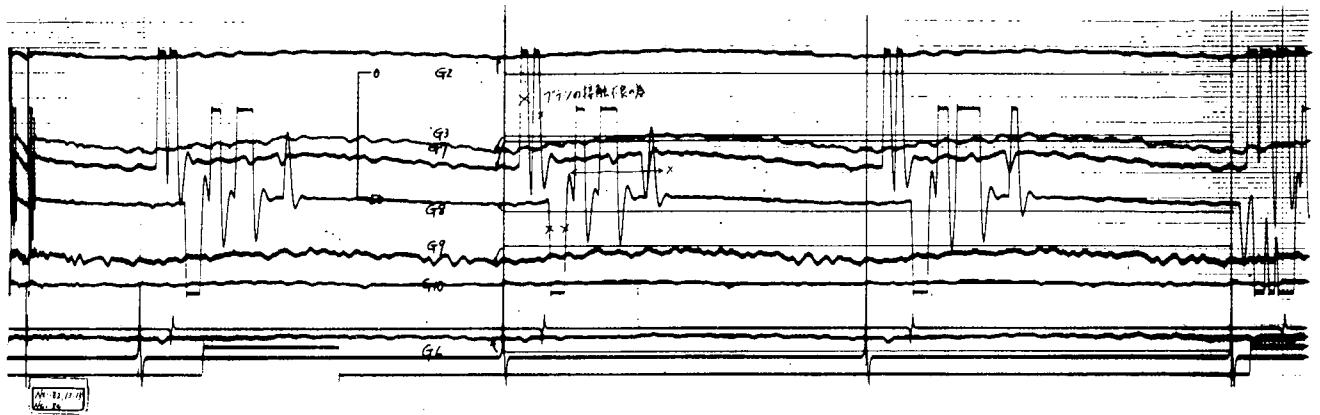


図 2.6.17

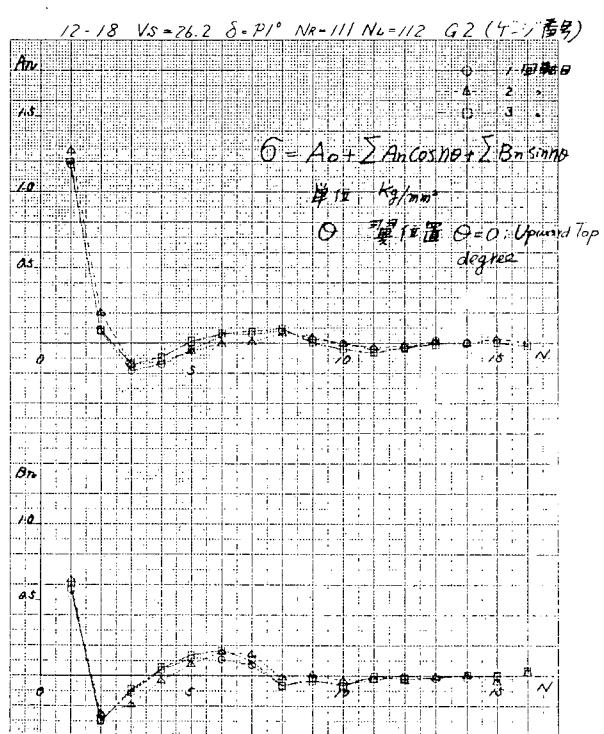


図 2.7.1 変動応力のフーリエ係数
(Exp. No 12-18, G. 2)

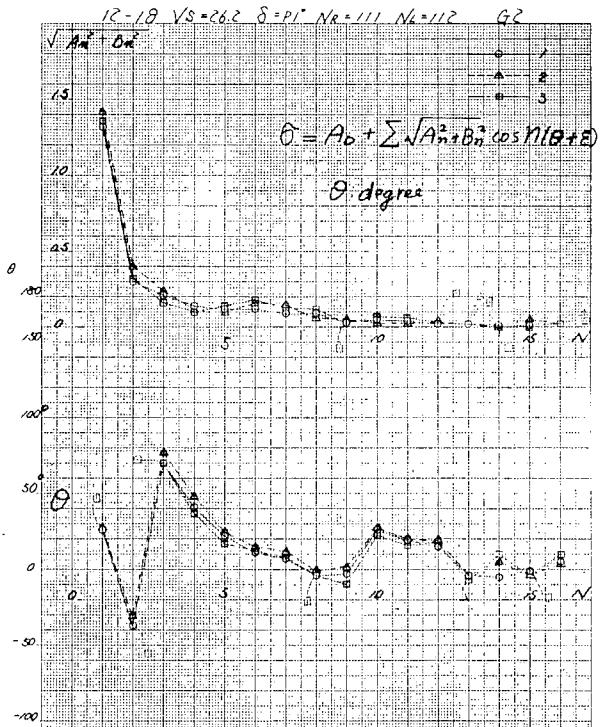


図 2.7.2

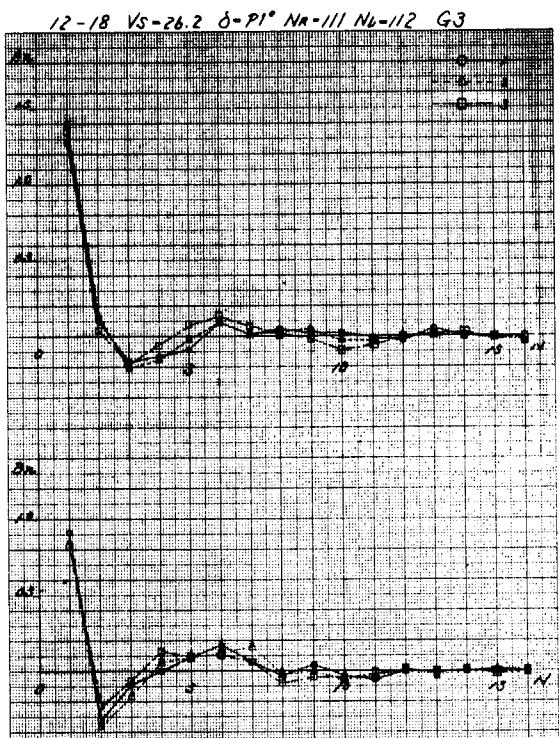


图 2.7.3

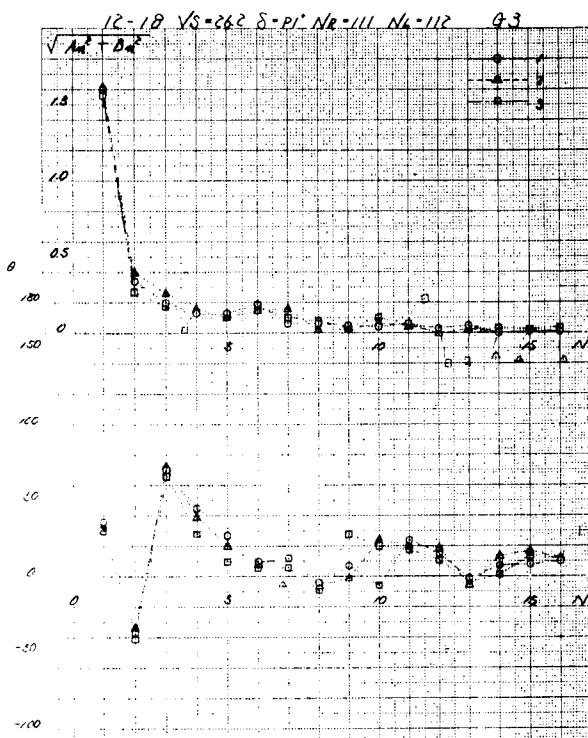


图 2.7.4

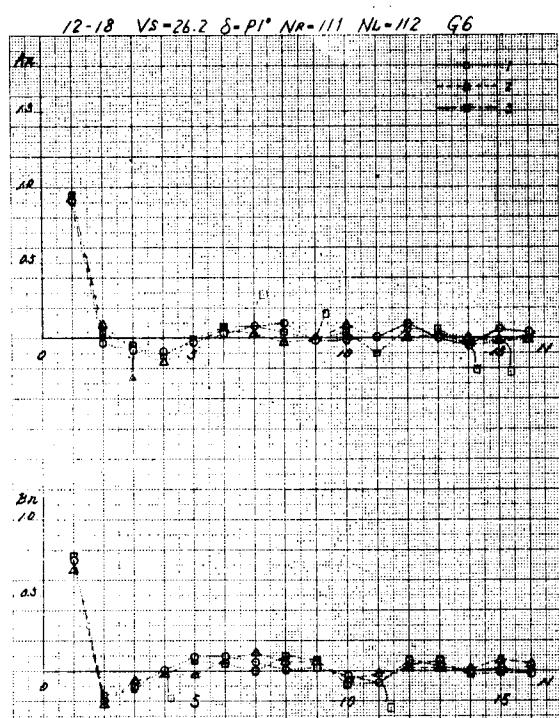


图 2.7.5

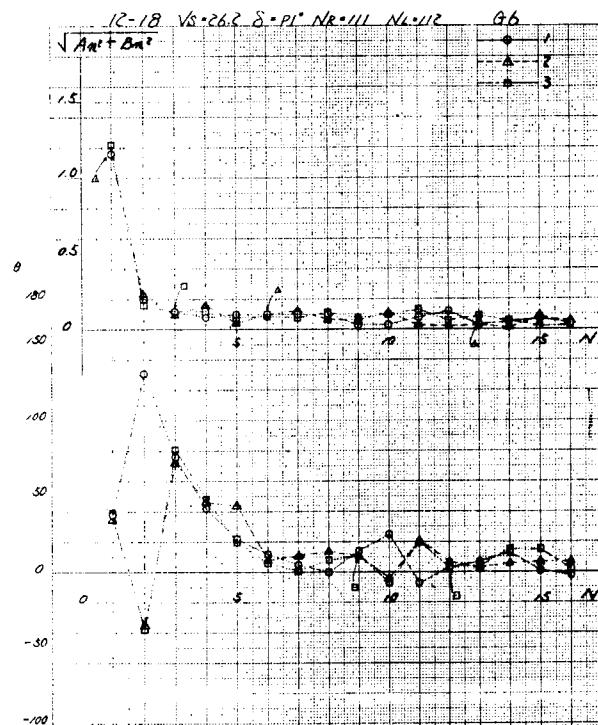


图 2.7.6

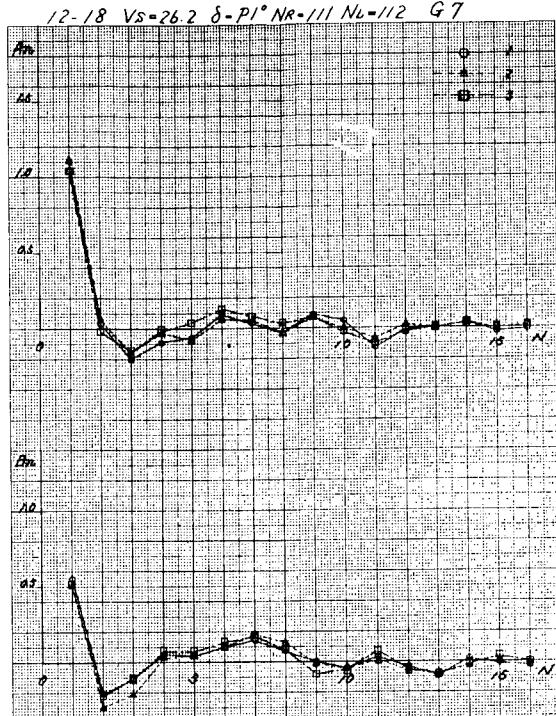


图 2.7.7

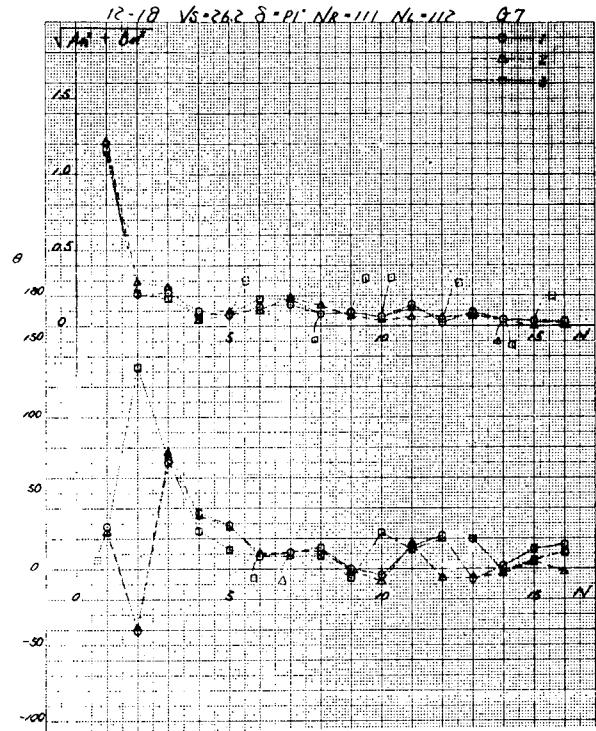


图 2.7.8

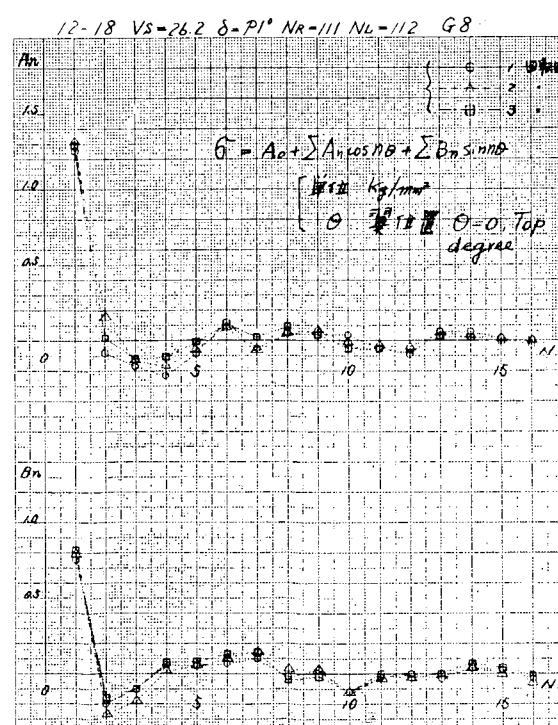


图 2.7.9

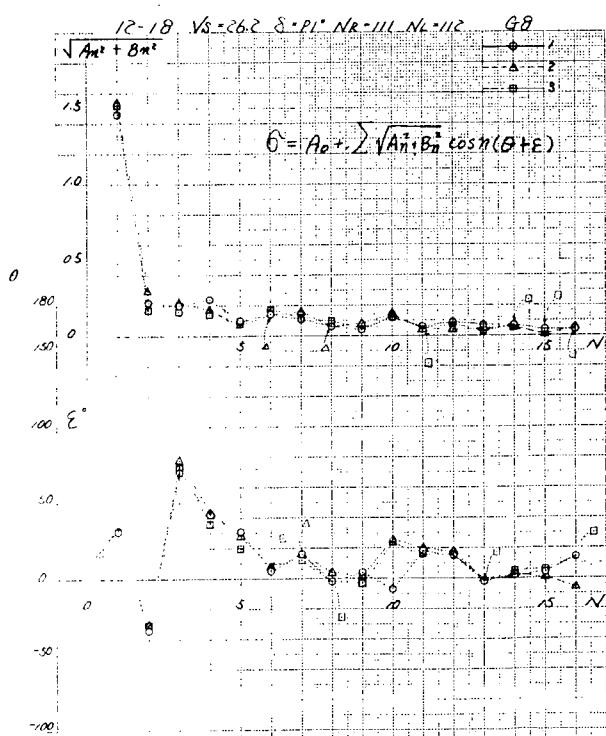


图 2.7.10

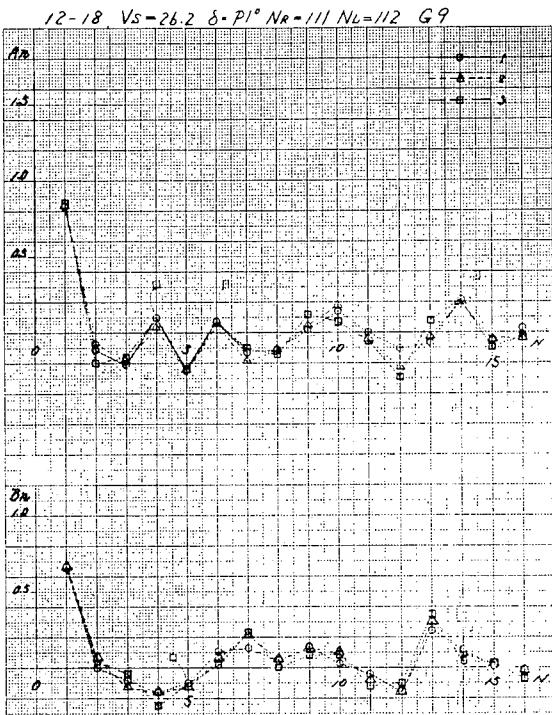


图 2.7.11

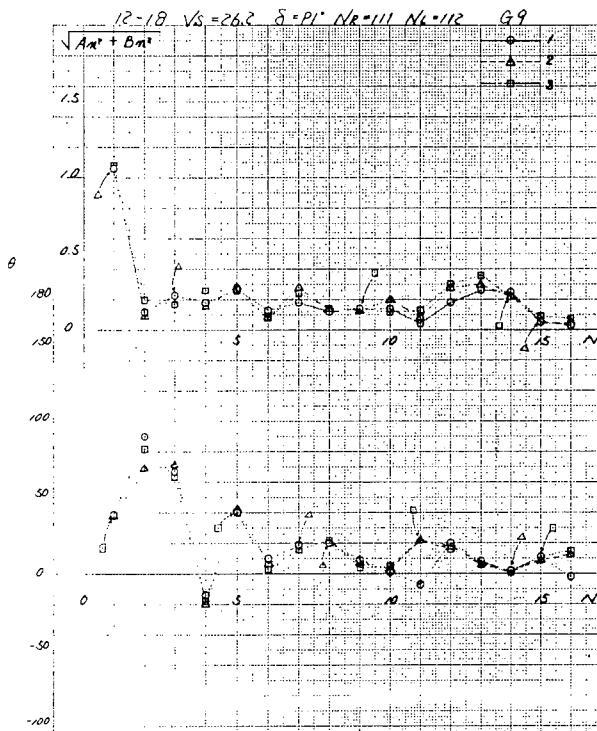


图 2.7.12

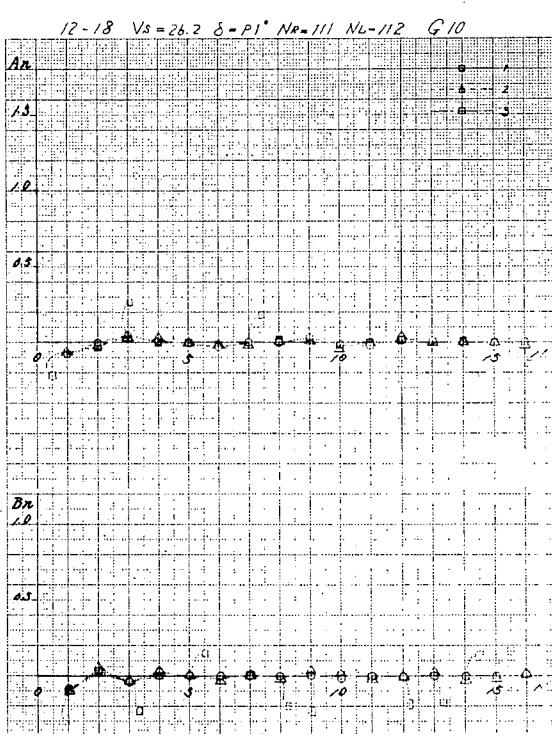


图 2.7.13

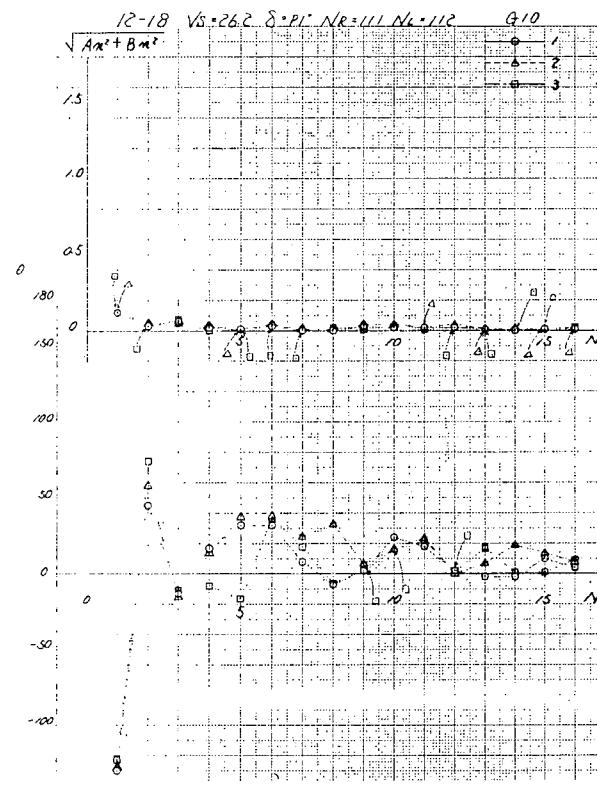


图 2.7.14

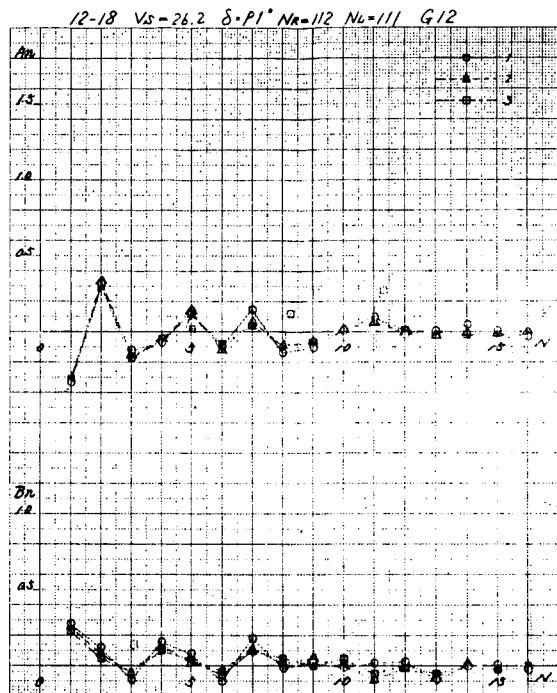


図 2.7.15

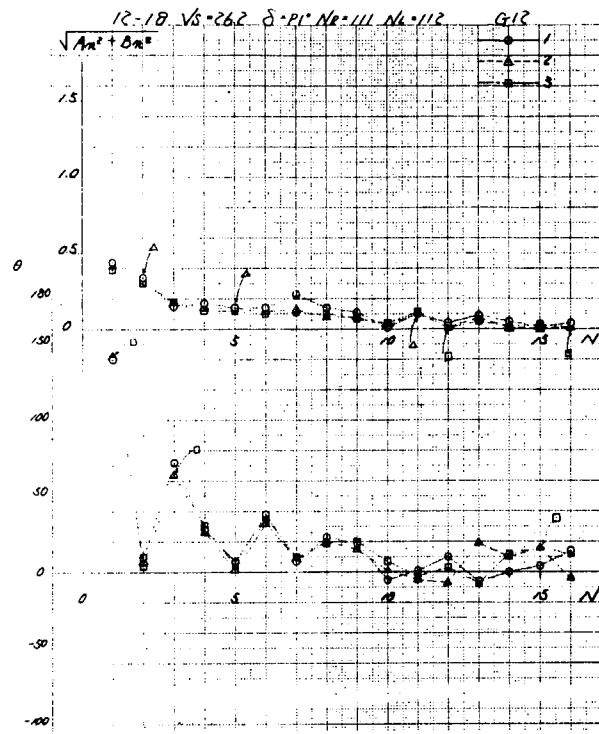


図 2.7.16

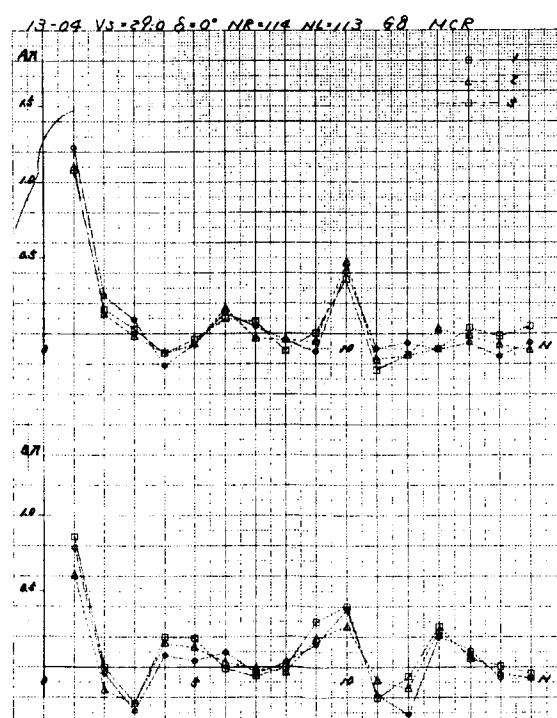


図 2.7.17

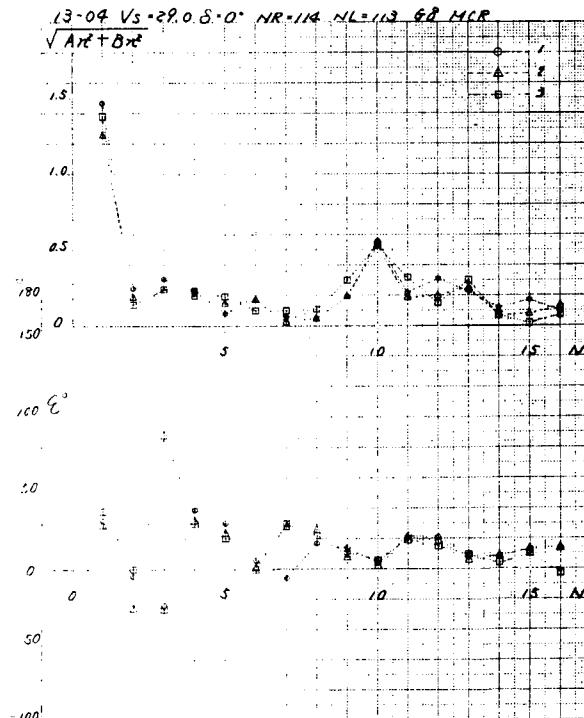


図 2.7.18

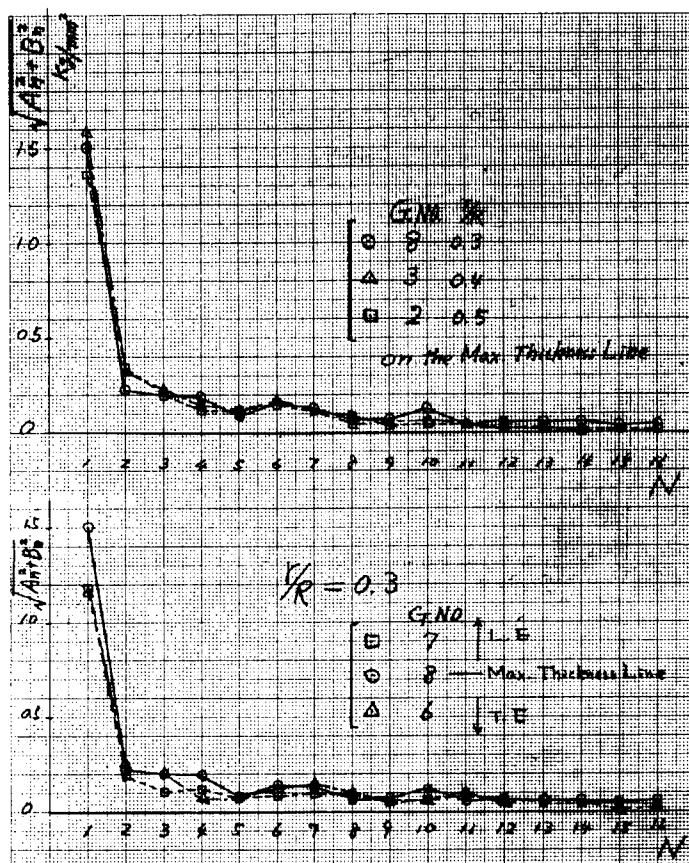


図 2.7.19 フーリエ係数(合成, Exp. No. 12-18)
変動成分の半径, 翼弦方向の変化

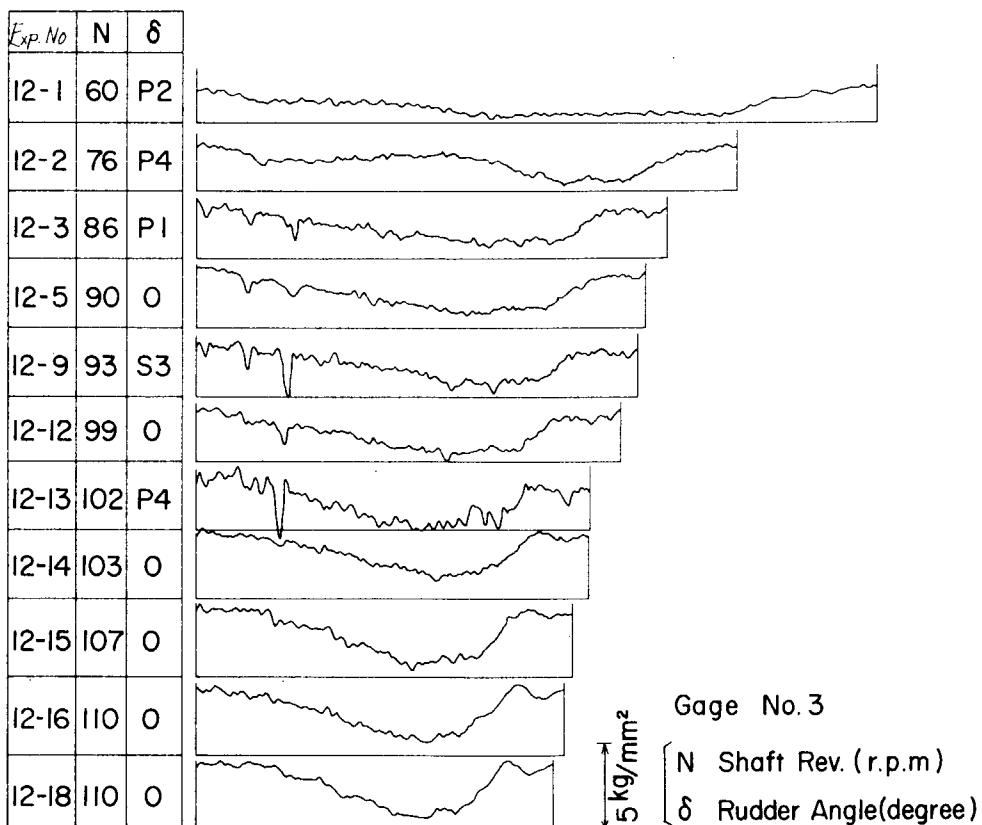


図 2.8.1 変動応力波形(N; Variable)

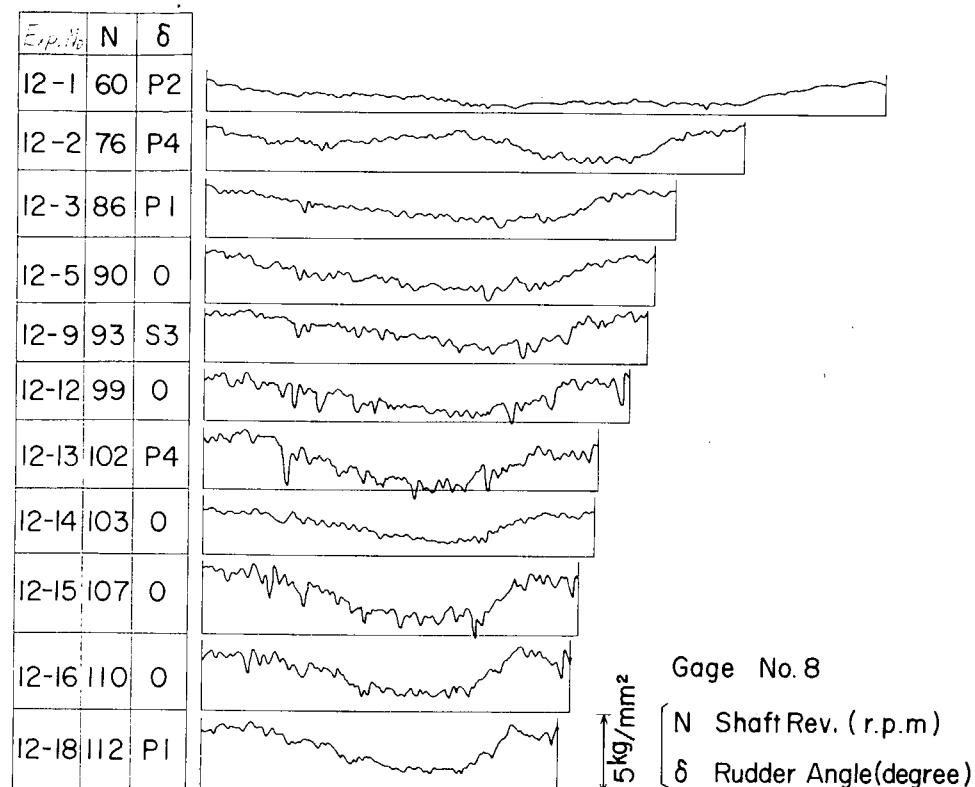


図 2.8.2 変動応力波形 (N ; Variable)

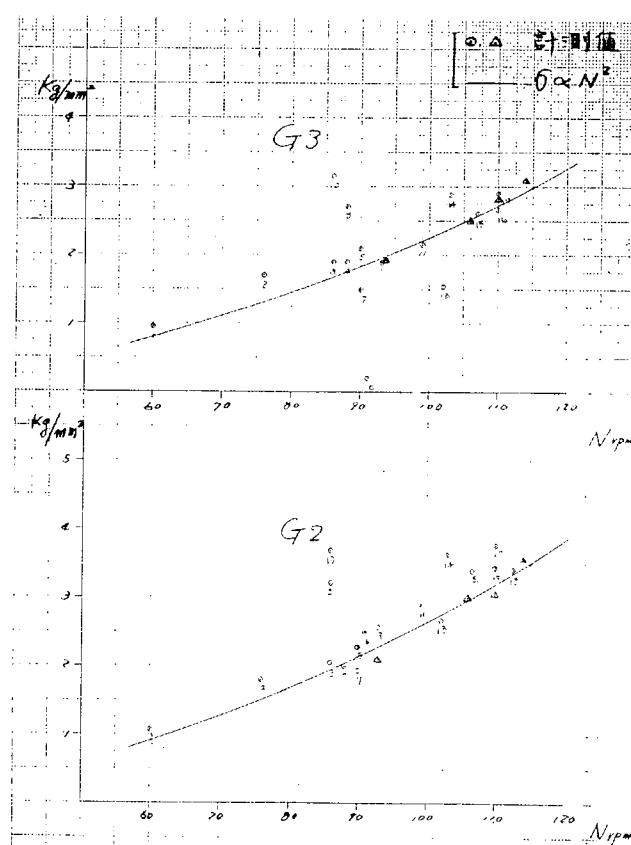


図 2.9.1 平均応力 (Face 面)

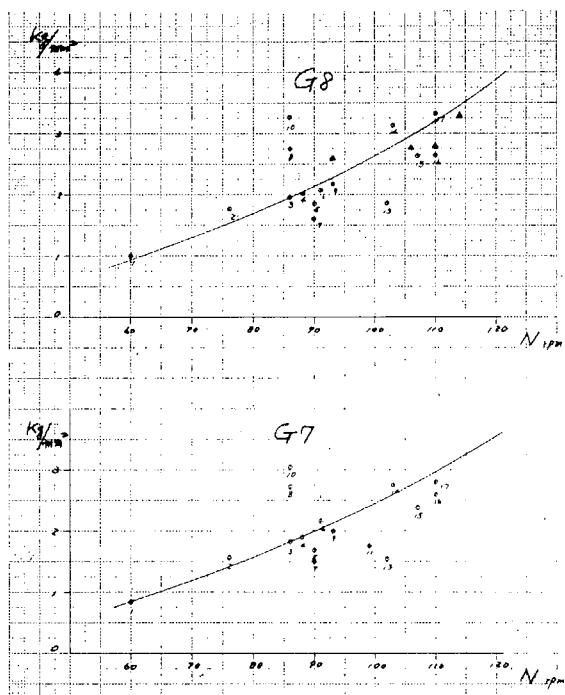


図 2.9.2

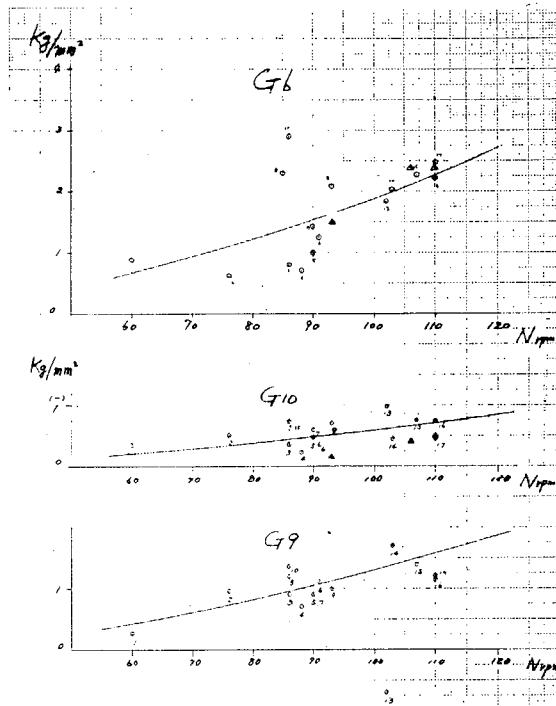


図 2.9.3

実船計測

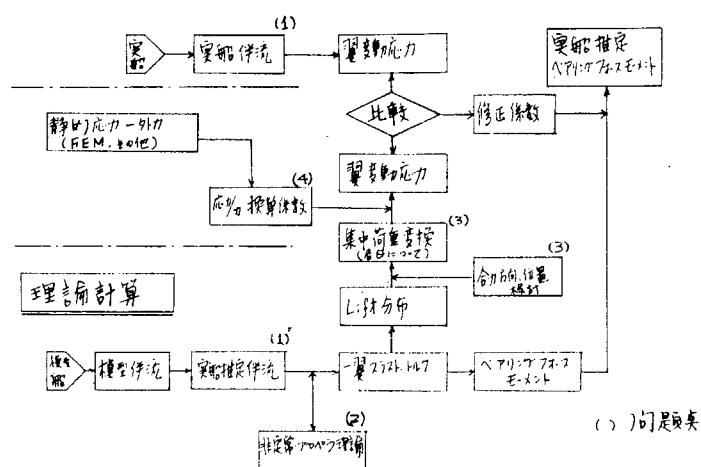


図 2.10 ベアリングフォース／モーメント検討用フローチャート

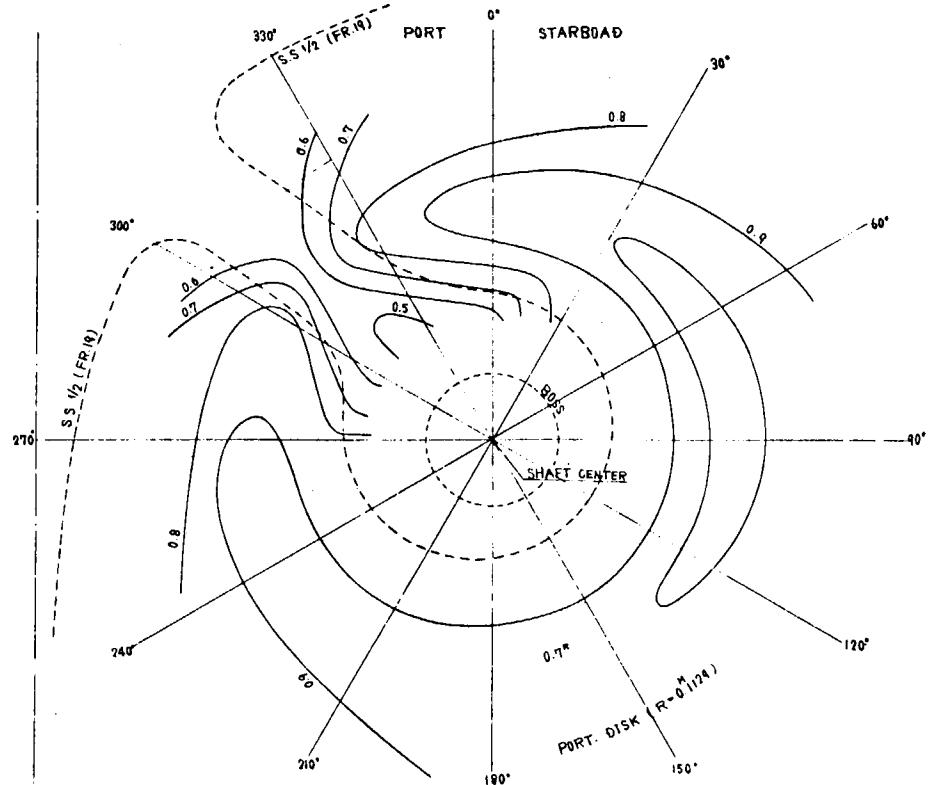


図 2.1.1.1 A 船模型船 axial wake (1-W)

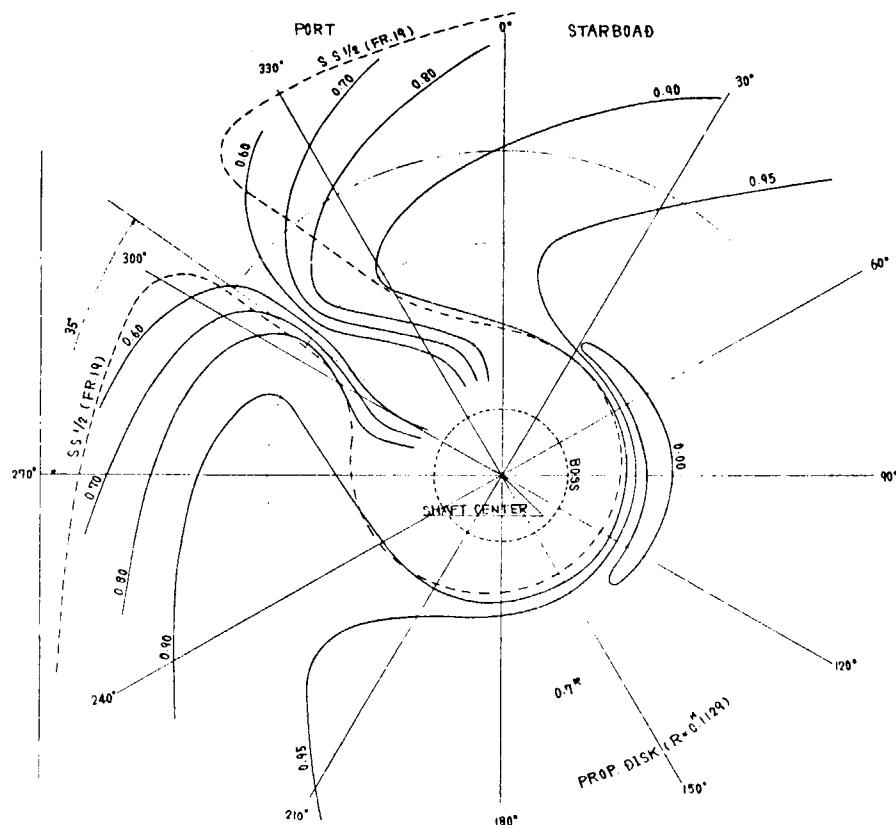


図 2.1.1.2 A 船実船推定 axial wake (1-W)

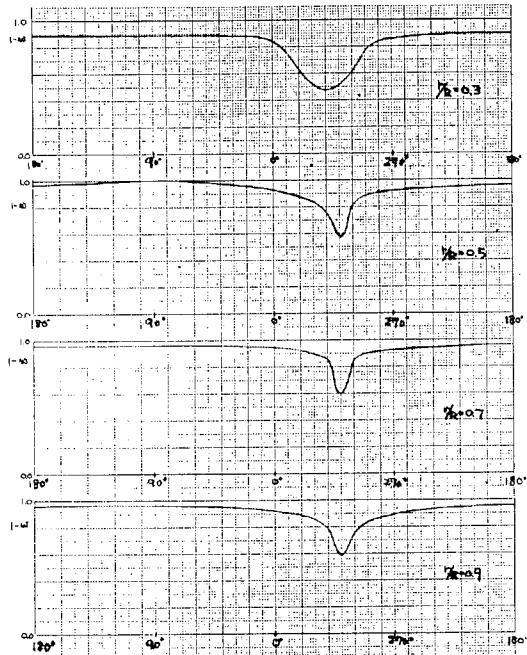


図 2.11.3 実船推定伴流 ($1-W_s$)

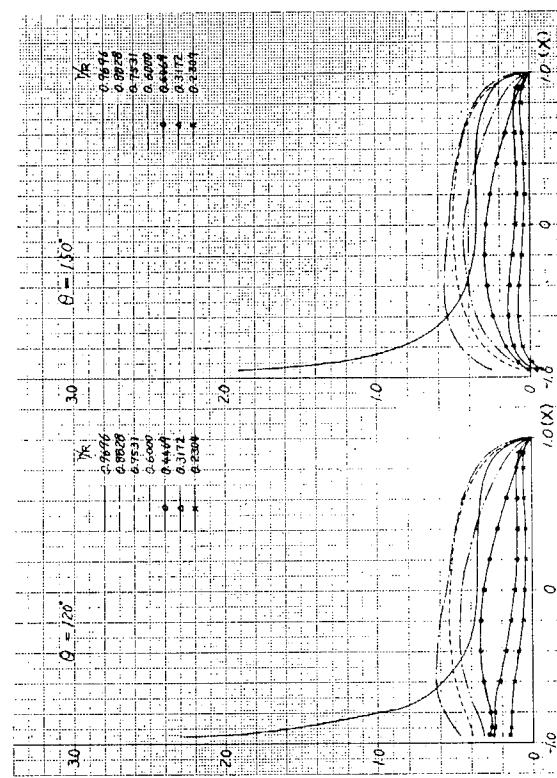


図 2.11.6

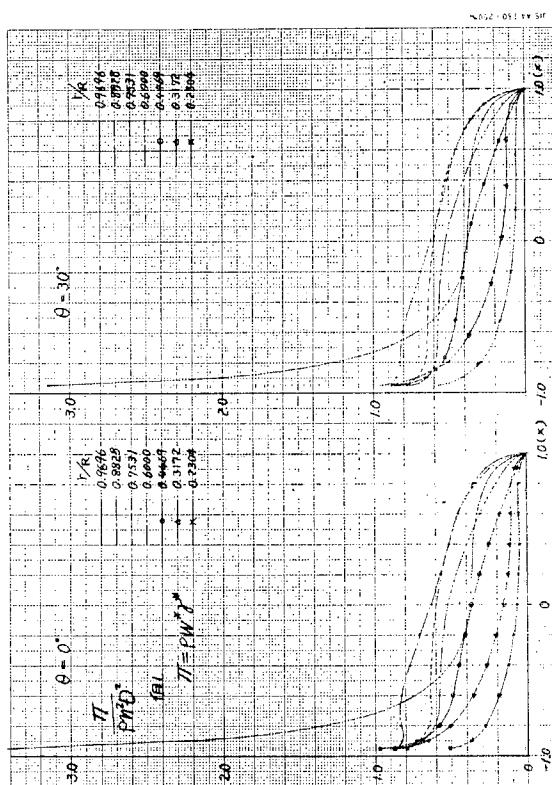


図 2.11.4 揚力分布密度(非定常計算による)

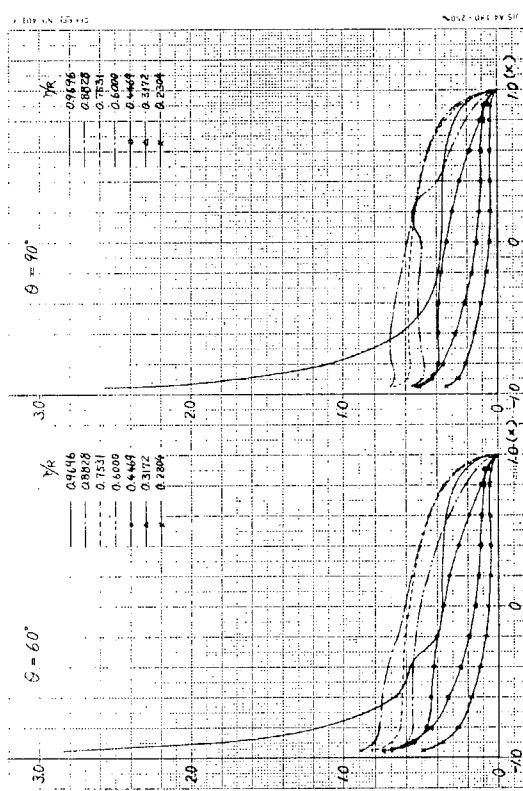
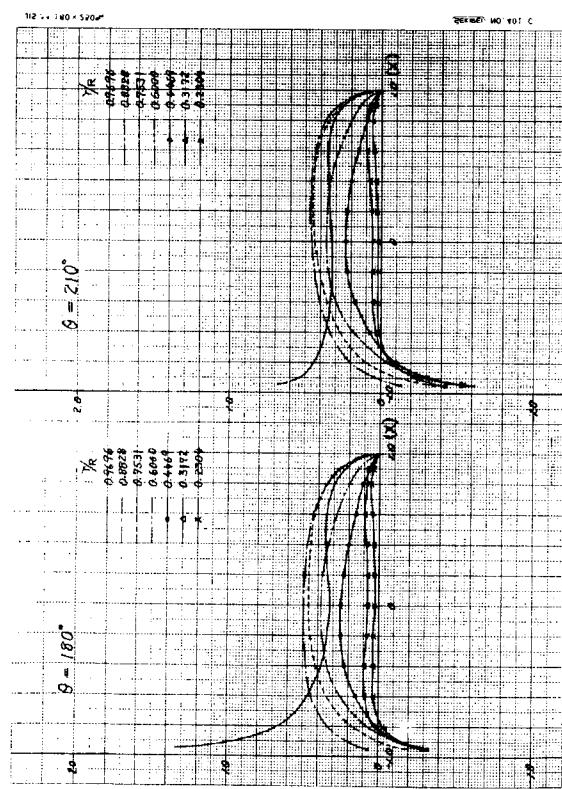


図 2.11.5



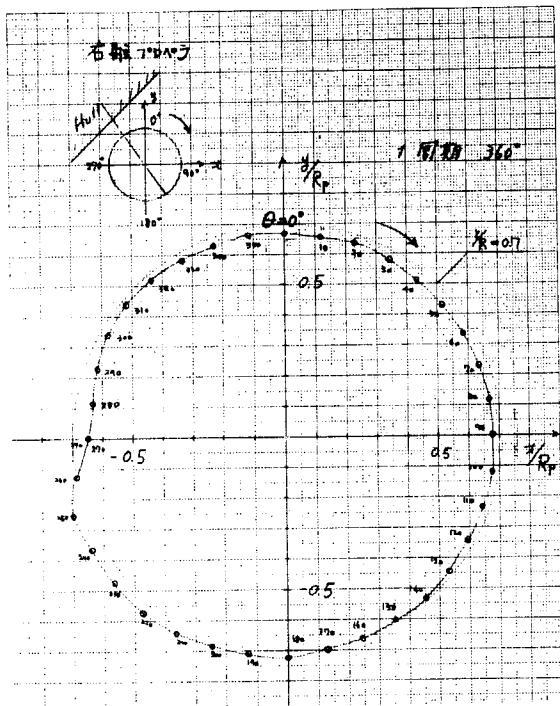


図 2.12.1 1翼のスラスト偏心 ($0^\circ \sim 360^\circ$)

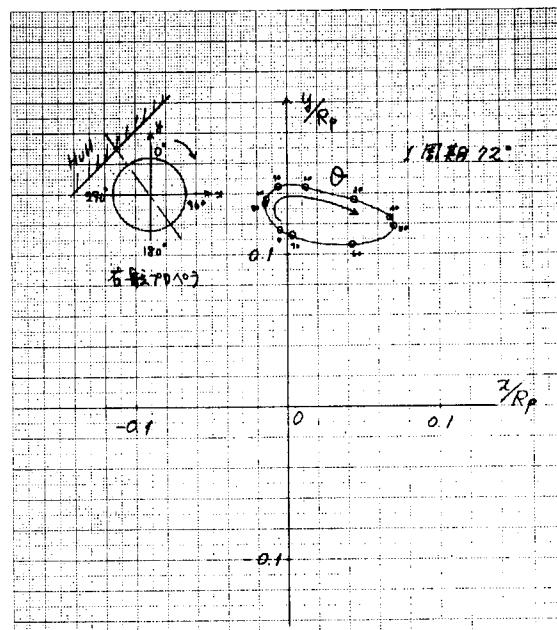


図 2.12.2 プロペラ全体のスラスト偏心
($0^\circ \sim 72^\circ$)

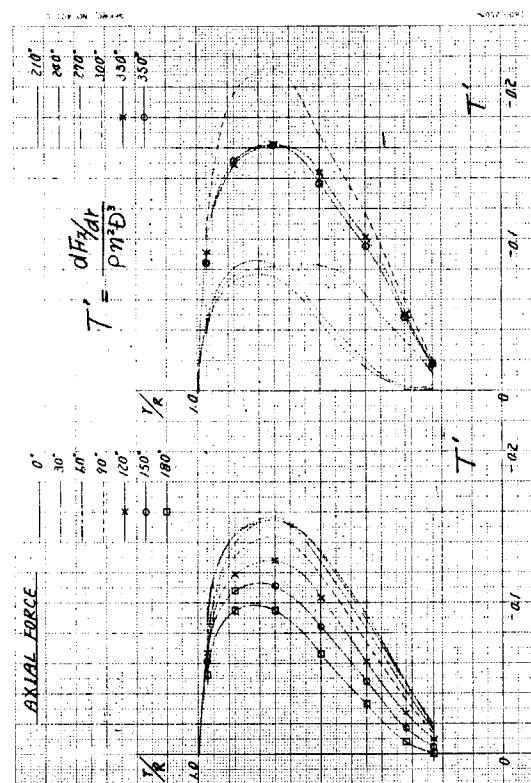


図 2.13.1 スラスト分布 ($0^\circ \sim 360^\circ$, 一翼)

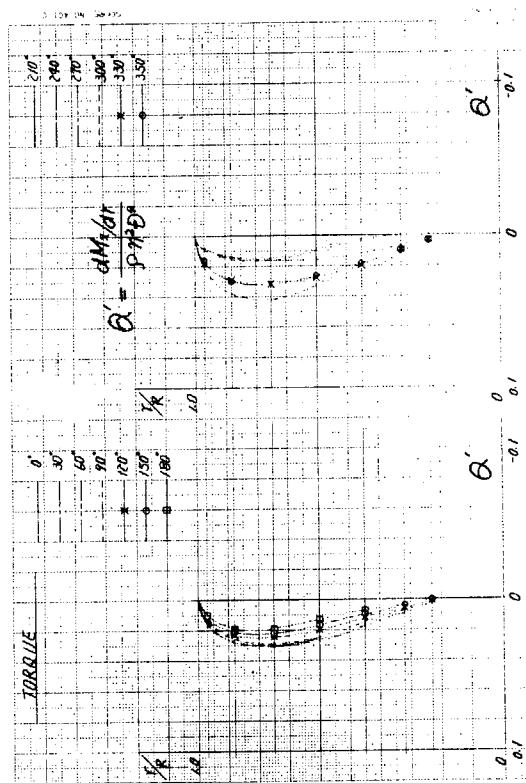


図 2.13.2 トルク分布 ($0^\circ \sim 360^\circ$, 一翼)

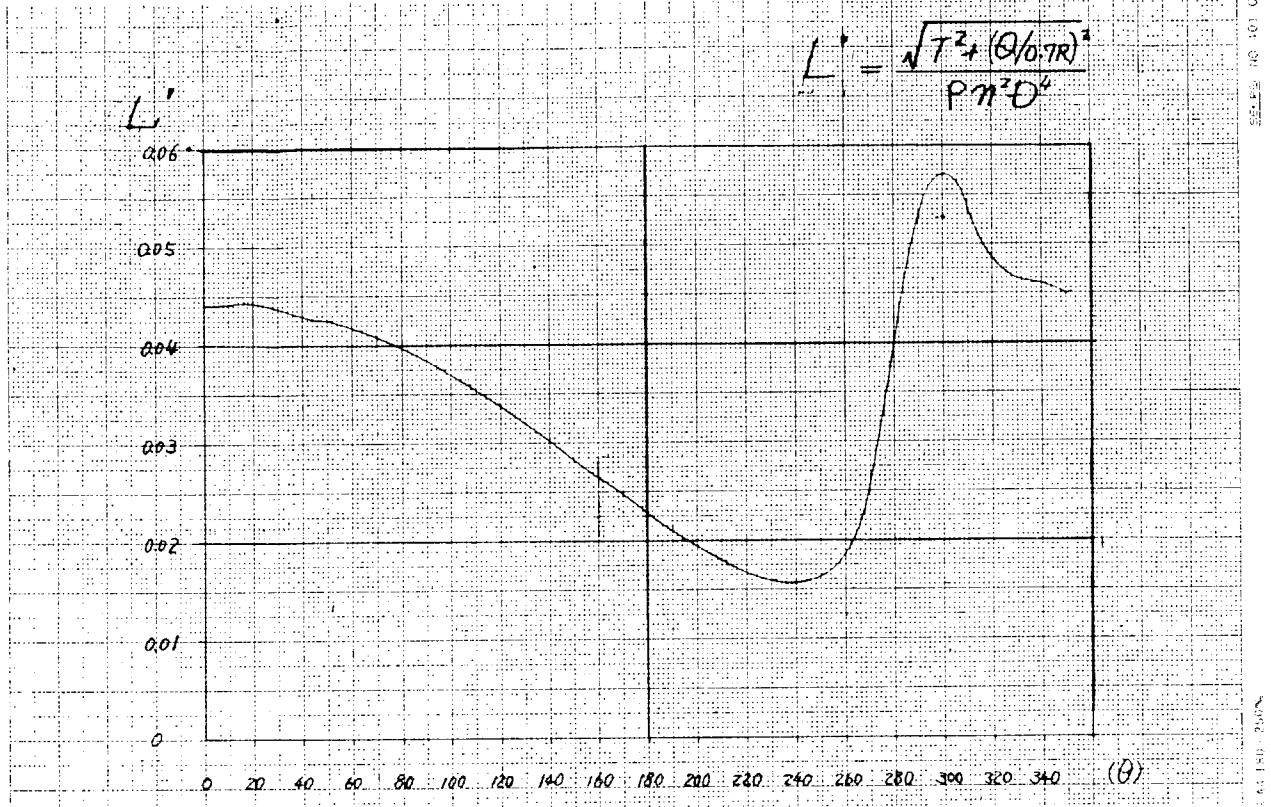


図 2.14 推定集中荷重 ($0^\circ \sim 360^\circ$, 一翼)

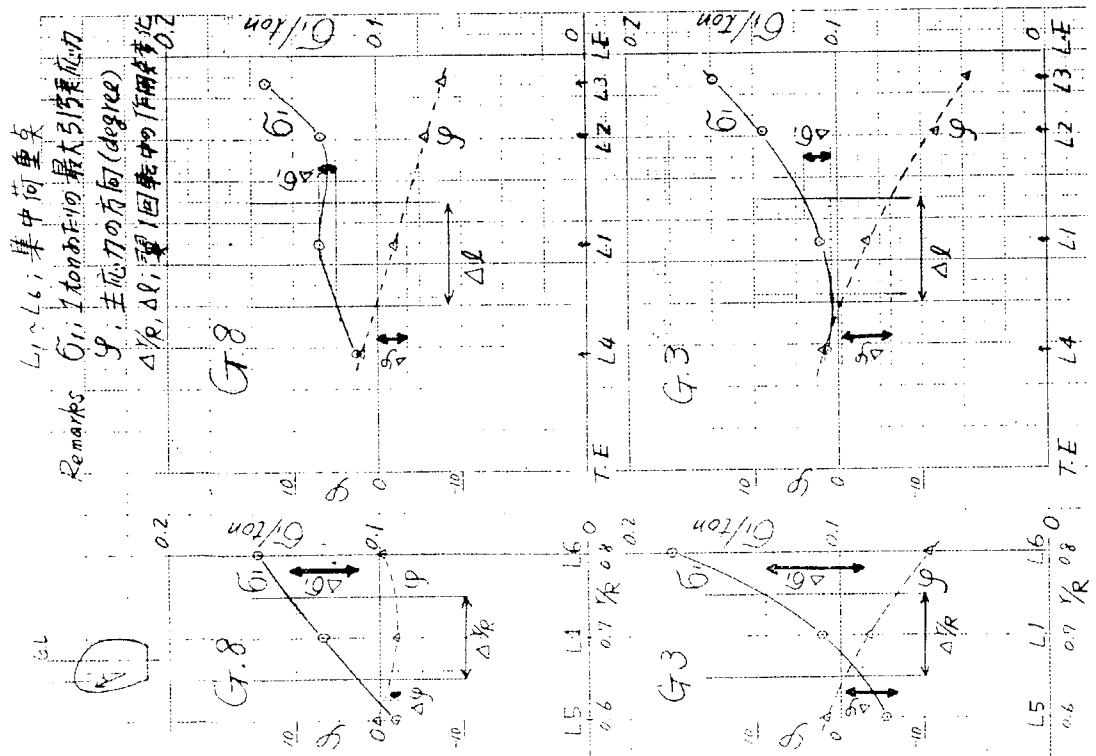


図 2.15 荷重作用点の応力に及ぼす影響 (G3, G4, G8)

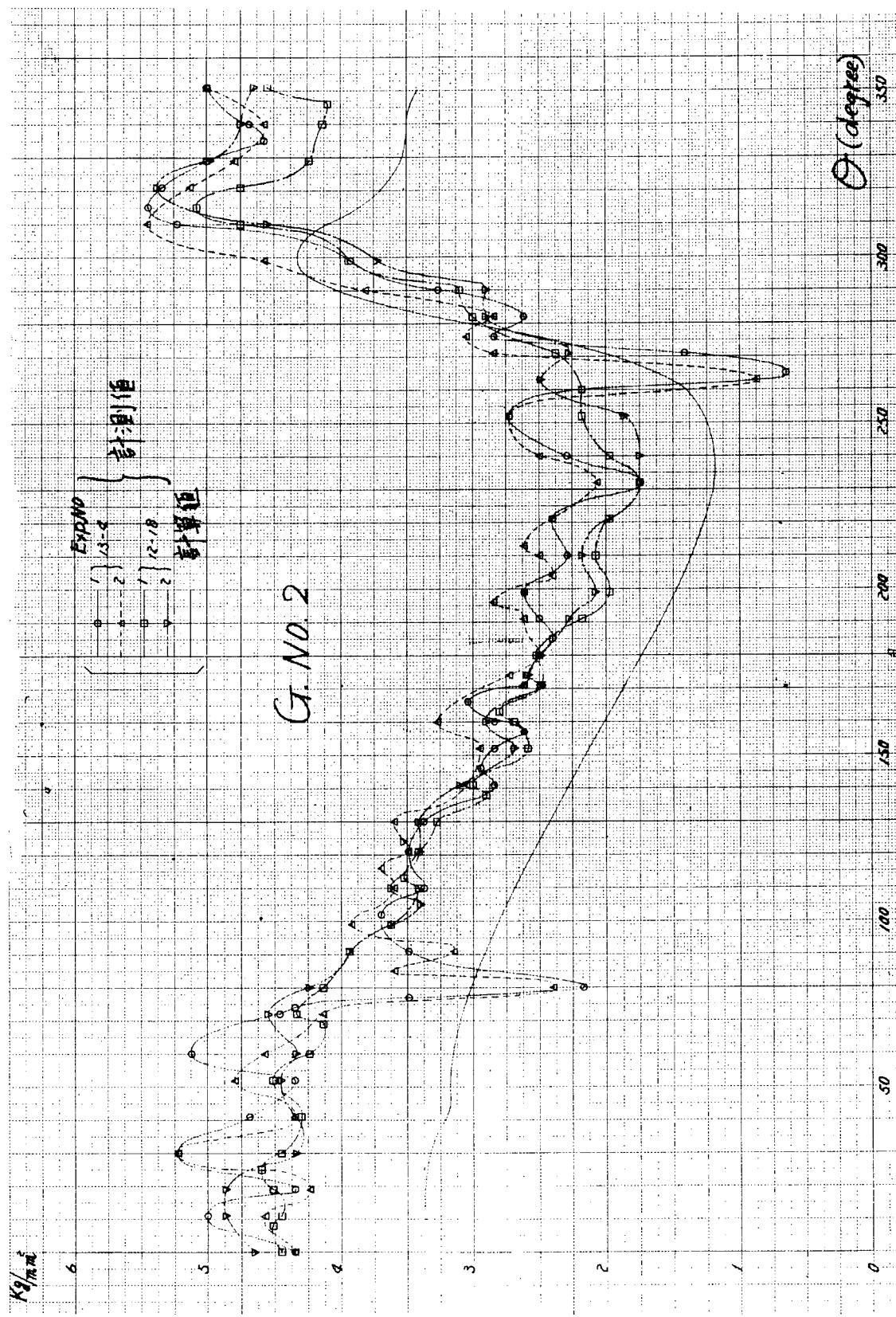


図 2.16.1 変動応力波形（実験／計算）

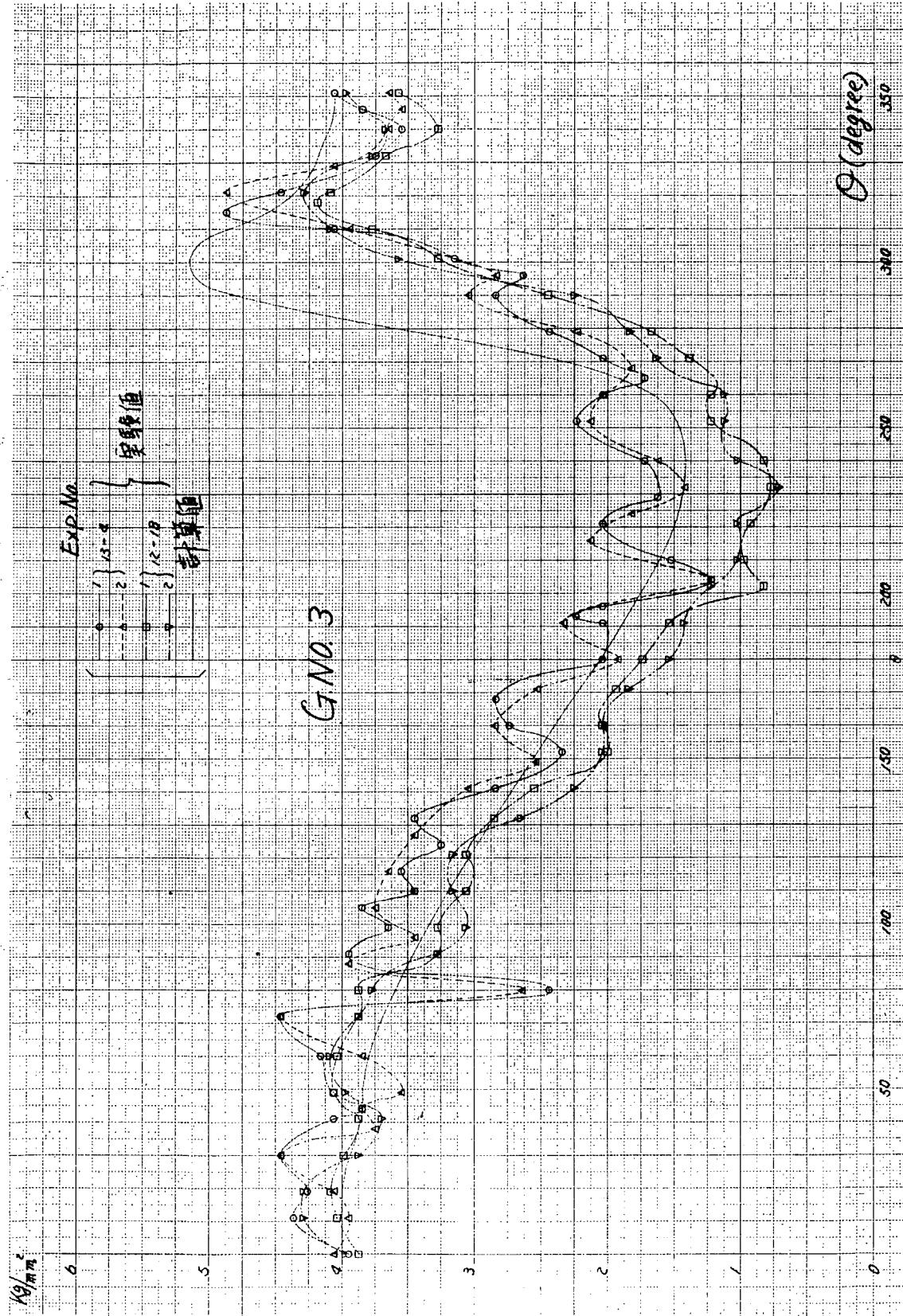


図 2.16.2

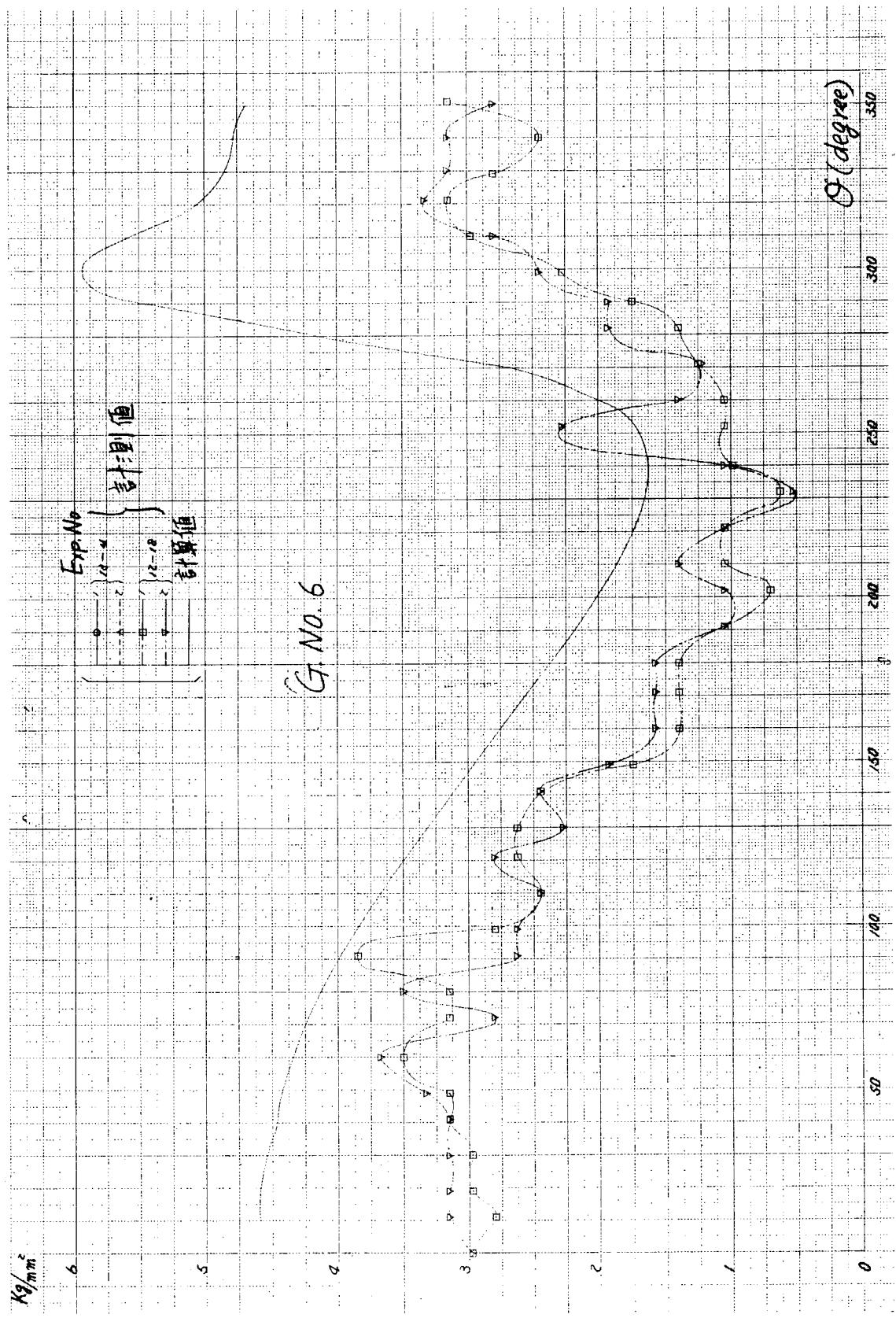


図 2.16.3

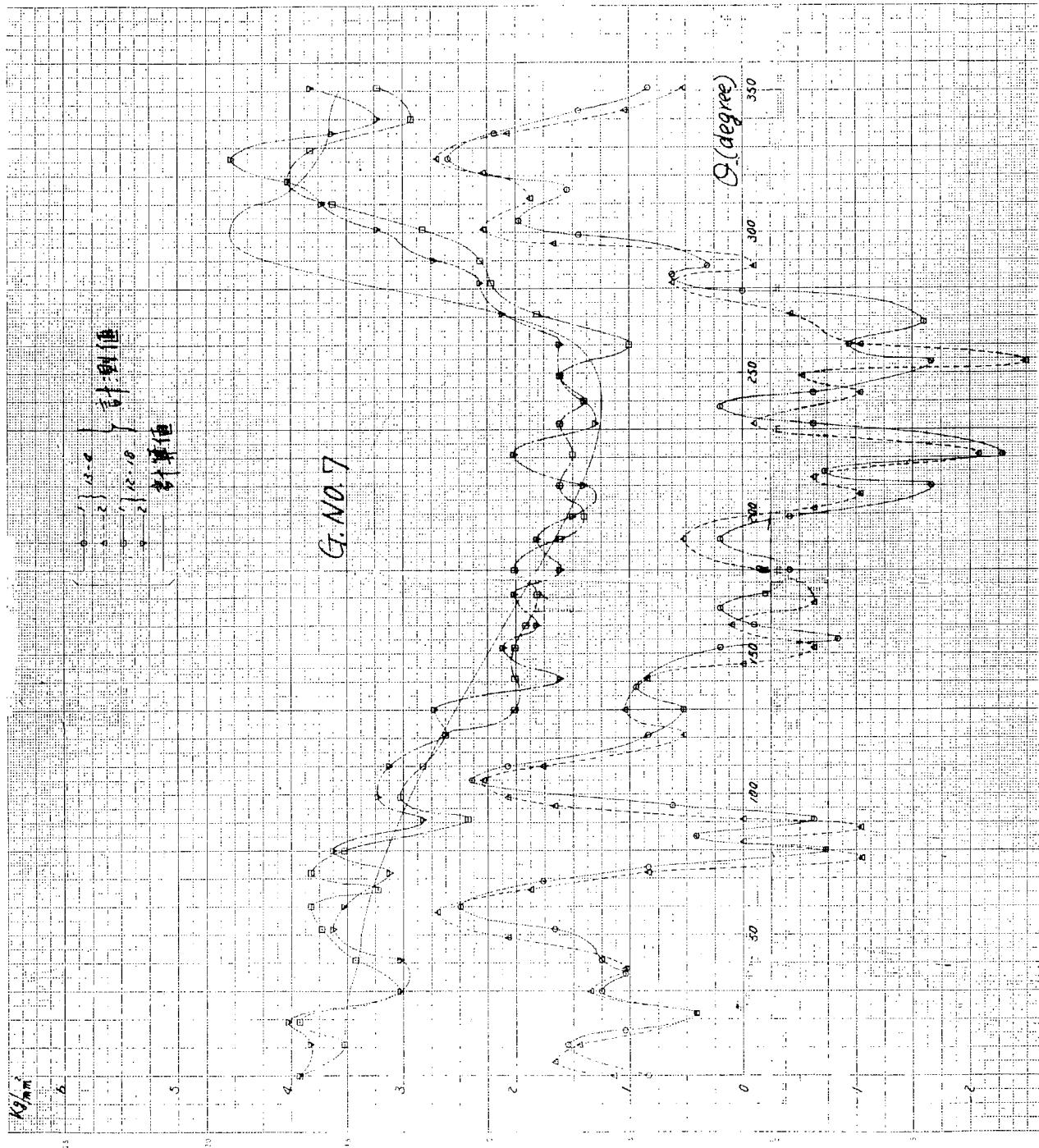


図 2.16.4

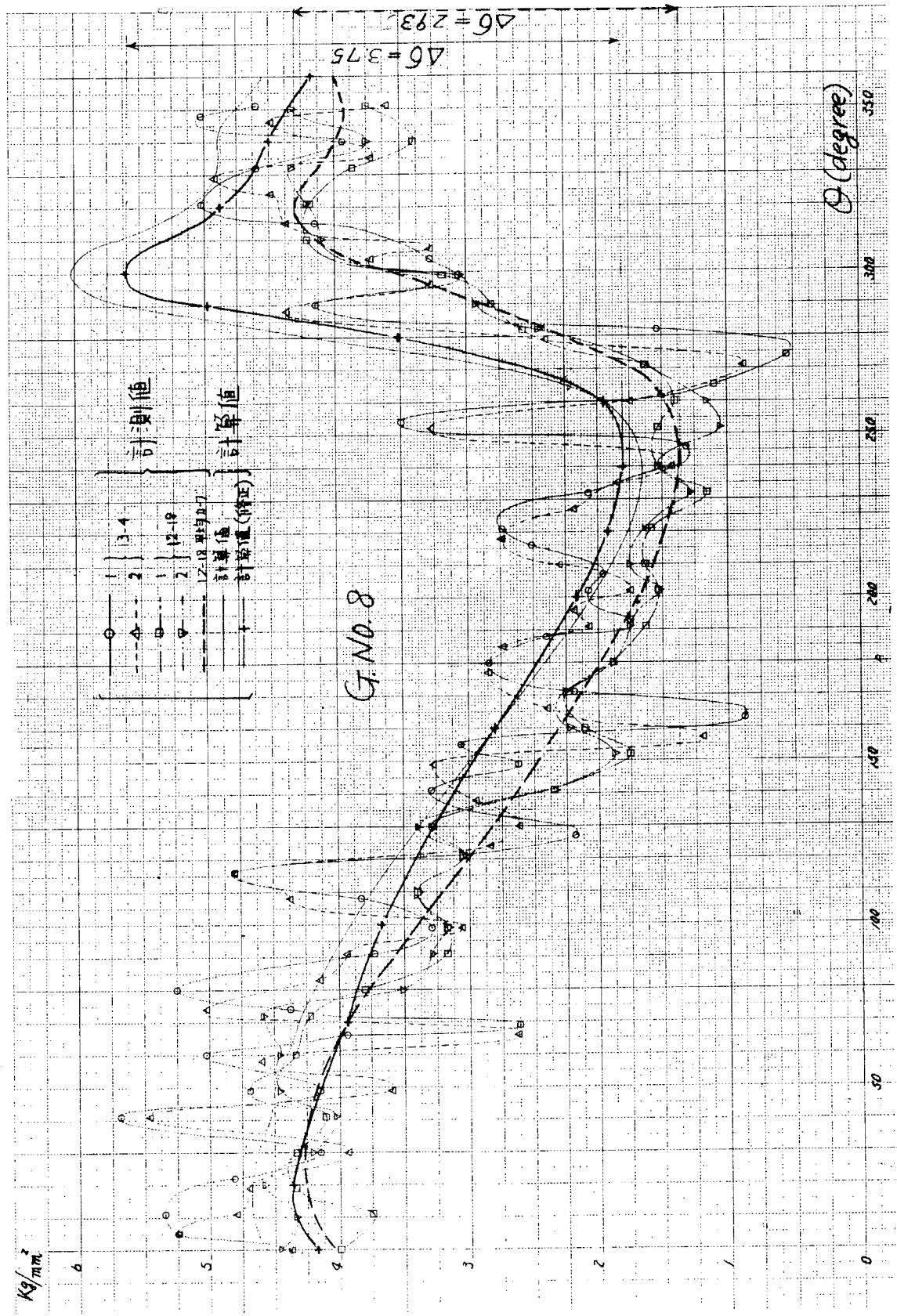
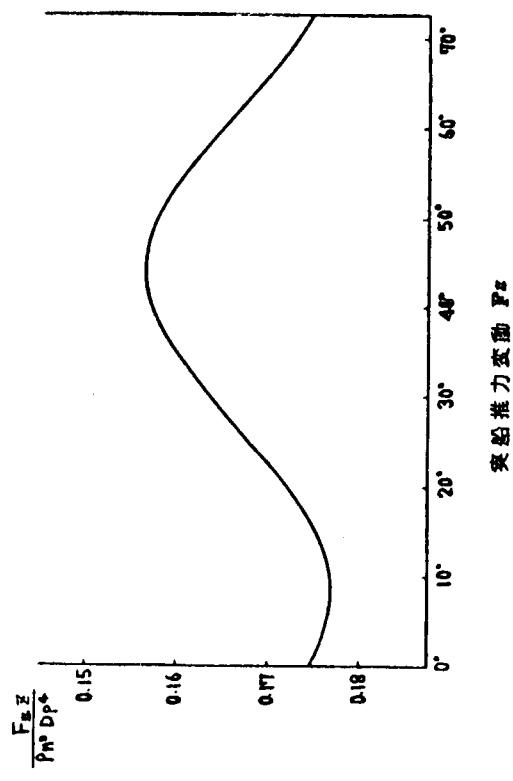
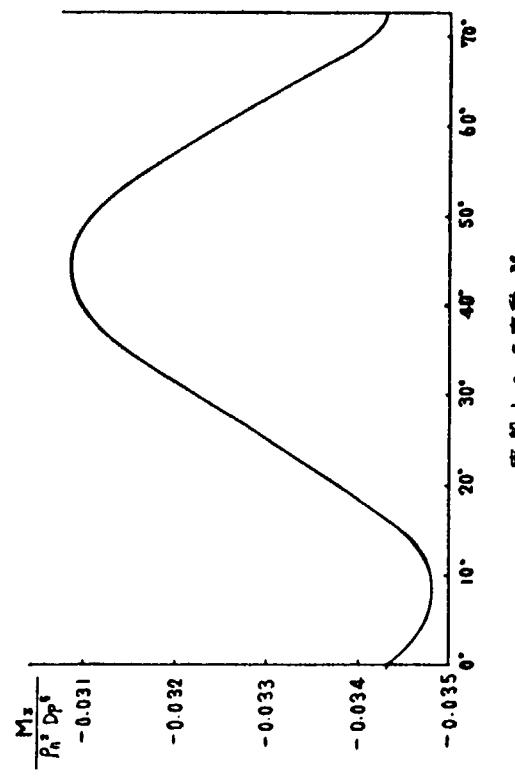
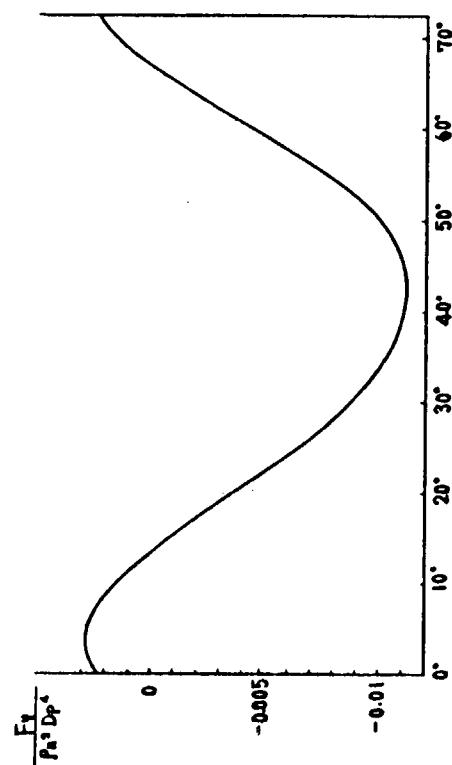


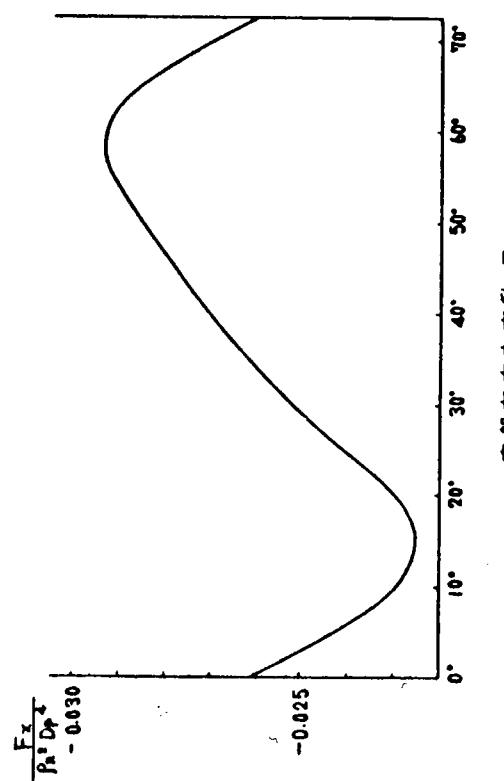
図 2.16.5



実船上下力変動 F_y

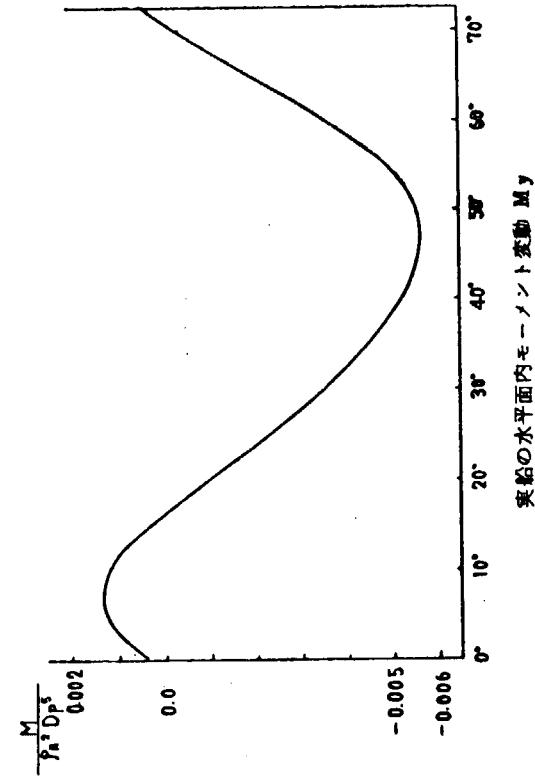
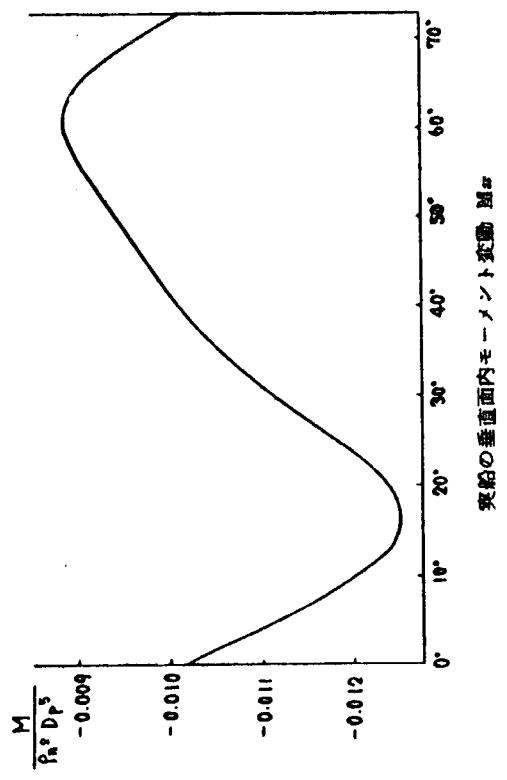


実船トルク変動 M_z



実船左右力変動 F_x

図 2.17.1 ベアリングフオース／モーメント（計算）



A船起振力(実船対応伴流 非定常揚力面理論)

	5次起振力			10次起振力		
	片振巾	位相	片振巾	位相	片振巾	位相
推力変動 F_x	8.66 t	-40.6°	0.1 t	-75.9°		
トムダ変動 M_x	11.66 t·m	139.7°	0.08 t·m	-171.8°		
上下方向の力 F_y	6.36 t	-24.7°	0.39 t	7.0°		
左右方向の力 F_x	2.67 t	91.9°	0.6 t	68.5°		
下面内モーメント M_x	9.61 t·m	82.6°	2.51 t·m	52.7°		
水平面内モーメント M_y	2.053 t·m	-42.2°	2.39 t·m	-44.0°		

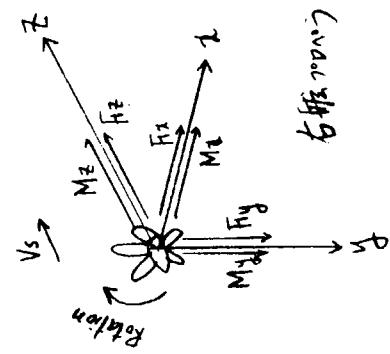


図 2.17.2 ベアリングフオース／モーメント(計算)

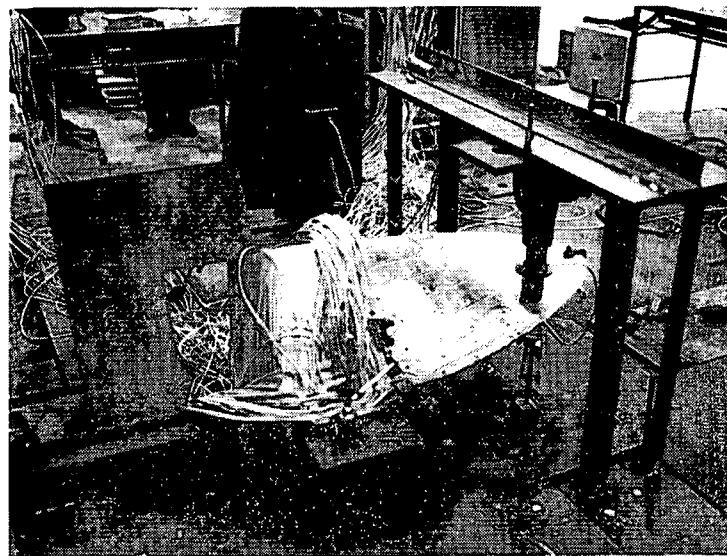


写真 1 計測装置

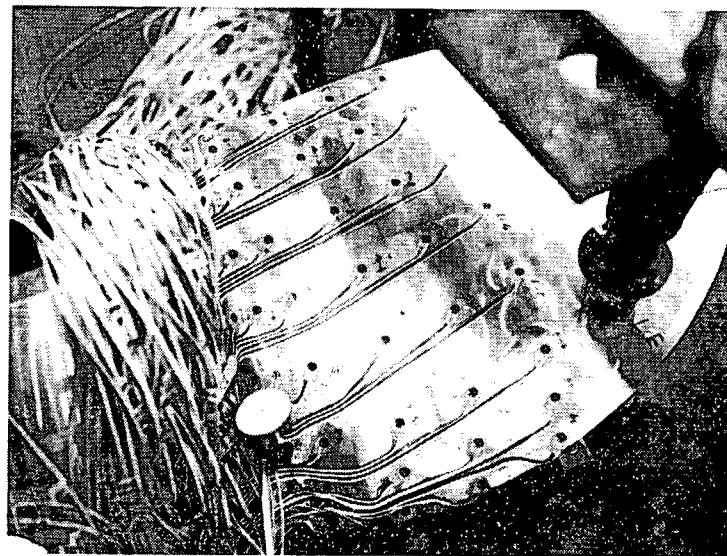


写真 2 FACE面ゲージ
及びロードセル

[3] 4軸コンテナ船の模型船に関するプロペラ外力について

3.1 緒 言

4軸推進による35ノット、3,000ケ積みの超高速・大型コンテナ船の開発研究が運輸技術審議会の答申に基づき、現在実施されている。

この開発研究の一環として、4軸船のプロペラ外力の研究が、SR142研究部会の昭和50年度研究実施計画の中にとり上げられ、これを実施することとなった。

ただし、このための模型船は新規製作せず、4軸船の船型開発に使用した模型船、模型プロペラをプロペラ外力の研究にそのまま流用することとした。

プロペラ外力はプロペラ軸に作用する外力と船尾まわりに作用する変動圧力による変動表面力（サーフェス・フォースと呼ぶ）からなっている。このうち、プロペラ軸に作用するプロペラ外力は、非定常プロペラ揚力面理論⁽¹⁾を用いて計算により求めた。この理論を用いて得られる計算結果は、実験結果と比較して実用上の観点から考えれば、十分一致しているといえる。これらについての詳細は文献⁽²⁾を参考されたい。

船尾まわりに作用する変動圧力に関しては、ここで問題にしているような複雑な多軸船尾形状については理論計算法が十分開発されておらず、また、種々の船型に適用できる基礎データも不十分であるために、実験によって求めることにした。

3.2 供試船の概要

対象実船は $L_{PP} \times B \times d = 300.0\text{ m} \times 40.0\text{ m} \times 12.0\text{ m}$ であり、これらは運輸技術審議会の答申に基づく主要寸法である。なお速度については $V_s = 35\text{ ノット}$ となっている。

船体主要目を表3.1に示すが、模型船は $L_{PP} = 8.00\text{ m}$ の木製である。本模型船M.NO.0158は、ポッシング、プラケット、ポッシングープラケット組合せの3種の船尾配置で船型試験が実施されているが、将来の具体化の可能性や、現在本邦の多軸船の趨勢などを勘案して、プロペラ外力はポッシングタイプを対象として調査することにした。正面線図と船首尾形状をそれぞれ図3.1、図3.2に示す。

本模型船の試験に使用されたプロペラの要目と輪かくをそれぞれ表3.2と図3.3に示す。

3.3 プロペラ外力の計算に必要なデータを求めるための諸試験

プロペラ外力の計算には、伴流分布とプロペラの作動状態即ち回転数が入力データとして必要である。

伴流分布は、模型船を実船設計フルード数と同一フルード数になる模型船速度で曳航し、その際プロペラ位置での流速分布を計測することによって得られる。ただし、こうして得られる伴流分布はあくまでも模型船における伴流分布であり、実船のそれを求める場合は、模型船の伴流分布にレイノルズ数の差等の影響による尺度修正を行って求める必要がある。

プロペラの回転数は、実船の自航状態に対応する自航試験から求めるべきものである。模型船を実船の自航状態に対応させるためには、S.F.C. (= skin friction correction) と呼ばれる抵抗修正（あるいはプロペラ荷重修正）を施す必要がある。またこのS.F.C.を計算するためには模型船の抵抗試験結果を必要とする場合もある。

また、プロペラ外力を計算する場合、いつも“非定常プロペラ揚力面理論”によって計算できる状況にあるとは限らず、この場合には伴流分布とプロペラ単独性能曲線図とを用いて計算することもある。

以上のように、一般的の船型試験で得られるデータがプロペラ外力の計算に密接に関係している。換言すれば、プロペラ外力を計算するためには、通常の種々の船型試験データを必要とする。

以下、順を追って種々の船型試験結果を示す。

表 3.1 供試船の船体主要目

		模 型 船	実 船
M.S.NO.	0158B		
L _{PP} (m)	8.000	300	
L _{DWL} (m)	8206	307.7	
B (m)	1.067	400	
d (m)	0.320	120	
L _{PP} / B	7.50		
B / d	3.33		
C _B	C _B	0.580	
C _B	C _{BA}	0.615	
C _B	C _{BF}	0.545	
C _P	C _P	0.611	
C _P	C _{PA}	0.646	
C _P	C _{PF}	0.576	
C _M		0.947	
L _{CB} (% of L _{PP})		0.738	
Bulb Area		96 % of A _M	
Bulb length		0.8 % of L _{PP}	

scale ratio 1/37.5

表 3.2 プロペラの要目

Diameter	0.184 m for model, 6.90 m for ship
Boss Ratio	0.18
Pitch Ratio (const.)	150
Expanded Area Ratio	0.70
Max. Blade Width Ratio	0.2641
Blade Thickness Ratio	0.05
Angle of Rake	0
Number of Blades	6
Direction of Rotation	Right & Left
Section of Blade	AUw
Designed Out Put of Eng.	268000 ^{DHP} × 120 ^{PRM}

表 3.3 試験状態

	模 型 船	実 船
d (m)	0.320	12.0
trim	0 (Fully loaded, even keel)	
V (m ³)	1.612	abt. 85,000
S (m ³)	10.9792	abt. 15,440
Temp. of Water	20.5 °C	

3.3.1 試験状態

試験状態は表 3.3 に示すように実船喫水 12.0m のイーブンキール 満載状態に対応させた。本報告中の試験や計算はすべてこの試験状態で実施されている。

3.3.2 抵抗試験

抵抗試験結果を図 3.4, 図 3.5 に示す。図 3.4 から形状影響係数 K が求められ、K = 0.20 である。図 3.5 には本供試船の造波抵抗係数 r_w が示されている。また、本図中に示されている模型船と実船の粘性抵抗係数 r_{vM} , r_{vs} とさらに実船の船体表面粗度修正係数△C_F から前述の S.F.C. が計算される。

3.3.3 自航試験

S.F.C. および S.F.C. の中に含まれる△C_F は、ともに Schoenherr Frictional Mean Line を使って計算された。△C_F = + 0.15 × 10⁻³ とした。4 軸用模型プロペラはすべて表 3.2 に示すものと同一の要目をもっているが、2 個ずつ回転方向が反対に製作されている。これらのプロペラで回転方向の 4 種の組合せ試験が可能であるが、この試験結果によると、4 軸とも外廻り（右舷 2 軸は時計廻り、左舷 2 軸は反時計廻り）のとき、最良の推進効率を示した。従ってここでは、図 3.6 に、4 軸とも外廻りの状態での自航性能諸量を示す。ただし、図中に示されている諸計測量は右舷側 2 軸で計測されたものである。

3.3.4 伴流計測

模型船を満載状態にし、M.C.R. に対応する速度 V_M = 2.986 m/s で曳航し、プロペラ位置での流速分布を流向をも含めて 5 孔ピト一管で計測した。計測結果を図 3.7 ~ 図 3.10 に示す。これらの計測結果には、特に 4 軸船としての特徴は現われていない。ボッシング支持腕後方の伴流集中部における伴流係数 W_x も 0.4 以下であり、流速の接線成分 V_T/

V も 0.2 以下である。また W_x , V_r/V の円周方向の変化も比較的ゆるやかである。

これらの図からプロペラ外力の計算入力にするための伴流分布図をつくりなおしたものが図 3.11～3.14 である。なお、プロペラ円に対する流量平均速度を求めたものが、図 3.15, 図 3.16 である。平均公称伴流値 W_n は内軸で 0.102, 外軸で 0.127 であり、これらの値はかなり小さい。

3.3.5 プロペラ単独性能試験

試験結果を図 3.17 に示す。本図は左舷、右舷の内軸プロペラの成績であるが、両者の成績には少し差が現われており、工作精度のわずかな違いがこのような成績の差となるのであろう。計測点にはあまりバラツキもなく試験自体は良好であった。

3.4 プロペラ外力の計算

計算はつきの状態に対して実施した。すなわち、

状 態	；	満載、イーブンキール
船 速	；	$F_n = 0.333$
		模型船速度 = 2.986 m/s
		実船速度 = 35.544 kn
プロペラ回転数	；	模型船では 12.58 rps
		実船では 123 rpm

ここで、4 軸のプロペラは同一要目、同一回転数であり、すべて外廻りである。

計算の種類は次の 4 種である。

- (1) 外軸に対して Axial wake のみを入力した場合
- (2) " Axial wake + Tangential wake (以下これを Combined wake と呼ぶ) を入力した場合
- (3) 内軸に対して Axial wake のみを入力した場合
- (4) " Axial wake + Tangential wake (Combined wake) を入力した場合

プロペラ外力をプロペラ平均外力とプロペラ変動外力とに分けて注目する場合、Tangential wake を考慮した場合と考慮しない場合とでどのような差異が存在するかを調べることも有意義であると考え、上記の 4 種を計算の対象とした。座標系を図 3.18 に示す。

プロペラ外力の計算は、右舷側の内軸と外軸について実施したが、1 翼当たりのスラスト、トルクの 1 回転中の変化を図 3.19, 図 3.20 に示す。

1 翼 1 回転中のスラスト変化、トルク変化は、Axial wake のみを考慮した場合より Combined wake の場合の方がかなり大きくなっている。この傾向は内軸、外軸ともに共通している。

1 翼 1 回転中のスラスト変化、トルク変化は外軸より内軸の方が少し大きい。

上述の 1 翼あたりのスラストおよびトルクを合成してプロペラ外力を求めた結果を図 3.21～3.24 に示す。

図 3.21 は右舷内軸に対するスラスト、垂力方向力、水平方向力を示している。本図において、Axial wake のみと Combined wake の場合における特徴がみられる。すなわち、変動振幅は両者あまり差がない；平均値にはかなり差が現われる；垂直方向力では位相が逆転しているなどである。従ってプロペラ外力の変動振幅に注目するのであれば、Axial wake のみを用いてもよいが、プロペラ外力の平均値やプロペラ外力の作用方向を問題とする場合は Combined wake を使用すべきであろう。

図 3.22 は右舷内軸に対するトルク、水平曲げモーメント、垂直曲げモーメントを示している。本図における Axial wake と Combined wake の場合における特徴は、図 3.21 における場合と殆んど同じである。

図 3.23 は右舷外軸に対するスラスト、垂力方向力、水平方向力を示している。本図における Axial wake と Combined wake の場合における特徴は、図 3.21 における場合と殆んど同じである。

内軸と外軸の比較すなわち、図 3.21 と図 3.23 における比較を Combined wake の場合について行うと、スラスト、水平方向力の平均値は外軸の場合が内軸より高い値を示しているが、変動振幅はスラスト、垂直方向力、水平方向力とも外軸が内軸より低い値となっている。

内軸、外軸のボッシング取付角は両者とも $\theta = -18^\circ$ ($= 342^\circ$) であるが、プロペラ円内における伴流集中領域は、必ずしもボッシング取付角と一致していない。本模型船では、内軸の伴流集中部分の角位置は約 345° であり、ボッシング取付角と殆んど一致しているが、外軸のそれは約 330° であり、少しずれている。これらのため、内軸と外軸におけるプロペラ外力の位相がかなり異っている。

図 3.24 は右舷外軸に対するトルク、水平曲げモーメント、垂直曲げモーメントを示している。本図における Axial wake と Combined wake の場合の特徴も、図 3.22 における場合と殆んど同じである。

内軸と外軸の比較すなわち、図 3.22 と図 3.24 における Combined wake の場合に注目すると、トルク、垂直曲げモーメントの平均値は外軸が内軸より高い値を示しているが、変動振幅はトルク、水平曲げモーメント、垂直曲げモーメントとも外軸が内軸より低い値となっている。

3.5 船尾変動圧力の計測

3.5.1 実験の概要

内軸プロペラの周辺に水圧計 8 ケを配置して変動圧力の計測を行ない、続いて、外軸プロペラの周辺に水圧計を移し再び変動圧力を計測すると云う方法によって実験を実施した。

水圧計配置はすべて右舷側であり、その配置図を図 3.25、図 3.26 に示す。

図 3.25 に示されているように、プロペラ位置を含んで前後方向に 3 個所と、図 3.26 に示されているように、プロペラ円位置において船幅方向に 4 個所水圧計が配置されたが、更に、ボッシングの支持腕部においても 2 ケ所水圧計が配置された。これはプロペラ前方 $0.6 D$ の位置で Axial Clearance としてはかなり大きいが、 $r = 0.7 R$ の背面前方に当るので変動圧力もかなり現われるのではないかと予想したためである。しかし、本船では、Tip Clearance Ratio ($= T.C.R.$) が内軸で $T.C.R. \approx 0.26$ 、外軸で $T.C.R. \approx 0.28$ と言ったかなり大きな Tip Clearance がとっており、しかも翼数も多く $Z = 6$ であるため、これらの要素はいずれも変動圧力を小さくする。従って使用した水圧計が半導体拡散ゲージ型で感度約 $0.1 \text{ mV}/\text{gr}/\text{cm}^2$ とかなり高いとは言うものの、推定値によると、計測値は高々 $2 \text{ gr}/\text{cm}^2$ 以下であり、計測がかなり困難であろうと予想された。

水圧計の取付け方、計測装置の組合せ等は SR 142 の S 49 年度報告書、研究資料 No. 224 中の 88 頁模型実験の章に記述されているが、ここでも、再度簡単に説明を加えておく。

水圧計は超薄小型に製作されているので、船体表面に両面接着テープで直接貼付した。水圧計のリード線も薄型になっているので、直接船体表面に添わせ、メタルテープでこれを固定した。

計測装置の概要は図 3.27 に示すとおりであり、使用した計測器等は次の通り。

水圧計は豊田工機製の半導体拡散型水圧計 CT-08 を 8 個使用。ターミナルは中継端子であるとともに、温度保償回路の組込みにも利用。水圧計用直流増幅器は豊田工機器 AA-1161 を 8 台使用。加速度計および同用動歪計はともに共和電業製でありそれぞれ $120 \text{ A}-5 \text{ H}$ 、DPM-1N である。加速度計は模型船船尾の振動を計測し、変動圧力計測における船体振動の影響をチェックするために使用した。翼位置検出器と同用増幅器は電子工業製であるが、これはプロペラ翼の回転位置と変動圧力の位相との関係を調べるためのものである。その他タイマー、データレコーダ、ローパスフィルター、電磁オシログラフはそれぞれセイコークリスタルタイマー SQCT-520、TEAC R-271 14 ch. 可搬型データレコーダ、共和電業製 LF-6B ローパスフィルター、三栄測器製 FR-102 ピジグラフを使用した。

船尾変動圧力の計測に関する一連の写真を写真 3.1～写真 3.7 に示す。

実験は、表 3.3 に示す状態に対して、次の 3 種の速度で実船自航点の自航試験を実施し、その際に変動圧力を計測し

た。

V _m	2.100 m/s	,	2.520 m/a	,	2.986 m/s
F _n	0.234		0.281		0.333
V _s	25.0 kn		30 kn		35.544 kn
n _m	8.33 rps		10.35 rps		12.58 rps

3.5.2 計測結果

右舷内軸に対する変動圧力計測結果を図 3.28 に示す。平板実験による結果を使って図 3.28 中の P-2 点あるいは P-3 点の変動圧力を n_m = 12.6 rps の場合に対して推定すると約 1.5 gr/cm² となり、実測値とよく一致する。図中の Δp は変動圧力記録波形の全振幅である。分布形状についても平板実験による結果から推定したものと略一致する。

変動圧力の位相 φ は、 “翼が水圧計の方向にむく位置にきたときに、その水圧計に変動圧力の負のピーク値が現われる” という平板実験の結果と殆んど一致している。

以上は船幅方向についてであるが、船の長さ方向では図 3.28 の下半分に示すとおりであり、平板実験による結果等に示されている特性にくらべて、特に様子を異にしているようなものはない。図 3.28 中において、計測点のバラツキが目立つが、計測値自体が非常に小さい上に、諸種のノイズ、ドリフトが信号に混入しているためこのようなバラツキとなるようだ。このようなデータであるため、調和解析等の解析手法は適用しなかった。

右舷外軸に対する変動圧計測結果を図 3.29 に示す。P-2 点あるいは P-3 点の変動圧力を、 n_m = 12.6 rps の場合に対して、平板実験による結果を使って推定すると約 1.3 gr/cm² となり実測値とよく一致する。船幅の位相関係は内軸の場合と同様、平板実験による結果と殆んど一致している。

船の長さ方向における変動圧力の分布は、船幅方向におけると同じように、 Tip Clearance の小さい場合は明瞭な山形を呈するが、本船では内軸、外軸とも Tip Clearance が大きいので、分布形状の山形があまり明瞭でなく、むしろ平坦な形である。

船の長さ方向の位相関係は、内軸の場合と同様、外軸の場合も置点のバラツキが大きく、傾向がはっきりしていないが、 φ は船の長さ方向に対して 10° 以下の範囲にあるようだ。

Δp の n_m に対する関係は、プロペラ翼面にキャビテーションの発生していないとき、 $\frac{\Delta p}{\rho n^2 D^2} = \text{const.}$ の関係が保たれると言われているが、本模型船の場合の n_m の増加に対して大体 Δp も増加しているものの、 $\Delta p \propto n^2$ の関係は明瞭ではない。

図 3.26 に示すボッシング支持腕部における P-7, P-8 における変動圧力計測値を図 3.30 に示す。内軸、外軸とも P-7, P-8 は Axial Clearance Ratio = 0.6 D であり、非常に大きいクリアランスにもかかわらず、 r = 0.7 R の背面側にあるため Tip Clearance Ratio = 0.26 ~ 0.28 における P-2 あるいは P-3 における変動圧力と同等の大きさとなっていることは注目に値する。すなわちボッシング支持構造の設計に当って Axial Clearance を十分考慮する必要がある。P-7 と P-8 における変動圧力の位相関係は重要であるが、データの大部分においてランダムな関係が現われており、この位相関係を明らかにすることは出来なかった。

3.6 考察と結言

3.6.1 プロペラ外力の比較

種々の模型船におけるプロペラ外力の計算値の比較を表 3.4 に示す。表中の I TTC Model は Skeg の部分が各国持ち廻り中に折損し、あたかもホグナースターンの様になっていたため、1 軸船ながら $\theta = 180^\circ$ 近辺には伴流集中部がなく、従ってプロペラ外力の変動値は全体的にみて小さい。SR 144, S 49 Trawler 349 ton type のものはプロペラ外力の変動値が非常に大きい船の例である。表中の各模型船についてのプロペラ外力はすべて模型船で計測された Combined Wake を入力とし、非定常揚力面理論⁽¹⁾によって計算されたものである。

表 3.4 プロペラ外力の比較(模型船)

	Quadruple Screws Container Ship		SR142 S49 Twin Screws Container Ship (S.T.B. side)	ITTC Model Single Screw Cargo Ship	SR144 S49 Trawler - (349 ton Type)
	Inn. Shaft (S.T.B. side)	Outer Shaft (S.T.B. side)			
$\overline{K_T}$	0.2876	0.2990	0.1963	0.2442	
$\frac{\Delta K_T}{\overline{K_T}}$	0.064	0.031	0.075	0.031	0.262
$\frac{\overline{F_v}}{\overline{K_T}}$	0.140	0.092	-0.008	0.008	0.020
$\frac{\Delta F_v}{\overline{K_T}}$	0.032	0.017	0.043	0.021	0.086
$\frac{\overline{F_h}}{\overline{K_T}}$	0.126	0.175	0.160	0.087	0.064
$\frac{\Delta F_h}{\overline{K_T}}$	0.050	0.023	0.032	0.025	0.124
$\overline{K_q}$	0.06959	0.07161	0.03822	0.03641	
$\frac{\Delta K_q}{\overline{K_q}}$	0.064	0.031	0.061	0.030	0.214
$\frac{\overline{M_h}}{\overline{K_q}}$	0.202	0.152	-0.024	0.056	0.176
$\frac{\Delta M_h}{\overline{K_q}}$	0.057	0.033	0.137	0.109	0.574
$\frac{\overline{M_v}}{\overline{K_q}}$	0.197	0.274	0.383	0.385	0.973
$\frac{\Delta M_v}{\overline{K_q}}$	0.095	0.046	0.088	0.157	0.453
Z	6	6	5	4	3

N.B., Δ ; peak to peak on fluctuation

S.T.B.; starboard

4 軸船に対する比較対象船が 3 隻であり、その内 1 隻はプロペラ変動外力の大きい漁船である。他の 2 隻はプロペラ変動外力がかなり小さい船と思われる。コンテナ船、貨物船、タンカー、カーフェリーなどの 1 軸船あるいは 3 軸船の中軸などは、多軸船の Wing Prop. よりプロペラ変動外力は大きくなりがちと思われるが、これに対しては今のところ十分な資料がない。

表 3.4 の比較において、4 軸船のプロペラ外力は、平均値についても変動値についても特に大きな値を示すものはない。この理由として、4 軸船の伴流分布が円周方向、半径方向ともにゆるやかな変化であり、プロペラ円内で比較的均一であること、伴流の集中部分においても、その伴流係数値が小さいことなどのためである。

模型船の伴流分布を使って実船の伴流分布を推定し、この推定された実船伴流分布に基づき、実船のプロペラ外力を計算する課題が残されているが、伴流分布の推定方法には未解決の問題点が残されているので、今回は模型船のプロペラ外力の計算に止めた。

2 軸コンテナ船の実船のプロペラ外力を計算した経験をもとに判断すると、4 軸船の実船のプロペラ変動外力はおそらく問題の持ち上らない程度に止まると予想される。しかし、1 軸当たりのプロペラ変動外力は小さくても 4 軸同位相の合計力として船尾構造に作用することも考えられるので phase shift を計るための interlock 装置が必要であるかもしれない。

3.6.2 変動圧力について

供試 4 軸船では、Tip Clearance は十分大きくとってあり、しかも 6 翼プロペラの装置により、模型船における変動圧力はかなり小さかった。実船の変動圧力を推定する場合、実船プロペラに非定常キャビテーションが発生していないときは、

$$\text{実船の変動圧力} \approx \alpha \times (\text{模型船の変動圧力})$$

で推定計算ができる。ただし $\alpha = \frac{\text{実船の長さ}}{\text{模型船の長さ}}$ である。

しかし、実船プロペラに非定常キャビテーションが発生しない場合は皆無と言われている。

非定常キャビテーションが発生した場合、このキャビテーション発生が変動圧力に及ぼす諸種の影響について、国内外の多数の研究者が現在研究中である。実験から現象的に見出されている結果の中に、

- ① 非定常キャビテーションの発生によって、 Δp が大幅に増加し、その増加倍率はキャビテーションの発生状況によって 1 ~ 5 位となる。
- ② 非定常キャビテーションの発生によって、 φ が大きな影響を受け、船の幅方向の位置にはもはや関係なくなり、変動圧力全域にわたってほど $\varphi = \text{const.}$ となることが多い。

などがある。

供試 4 軸船の実船プロペラにも通常の非定常キャビテーションが発生するものとして上記 2 項の事柄を考慮し、実船のサーフェスフォースを推定してみた。

$$\text{実船の変動圧力} \approx \alpha \times 1.5 \times \text{模型船の変動圧力}$$

ただし $\alpha = 37.5$

$$1.5 = \text{キャビテーション発生による増加倍率(推定)}$$

積分領域は船の幅方向、長さ方向ともプロペラ直径に等しい長さに限定し、この領域内で $\varphi = \text{const.}$ とし、外板の傾斜は無視し、仮りに水平とみなした。

$$\begin{aligned} \text{内軸のサーフェス・フォース} &\approx 15 \text{ ton} \\ \text{外軸のサーフェス・フォース} &\approx 12 \text{ ton} \end{aligned} \quad \} \quad (\text{片振幅})$$

これらの値に対し大雑把な判断方法として $(\text{サーフェス・フォース}) / (\text{直径})^2$ をしらべると、

内軸では	0.32 ton/m ²
外軸では	0.25 ton/m ²

となる。他の例として示すと、

大型1軸コンテナ船	0.41 ton/m ²
大型2軸コンテナ船	0.52 "
遠洋底曳網漁船	0.92 "
まぐろはえなわ漁船	0.21 "

他の船の値とくらべて本供試4軸船の実船のサーフェス・フォースは特に問題となる値ではないであろう。

しかし、プロペラ外力のところでも述べたように、プロペラ1個当たりのサーフェス・フォースが在来の船と比較して大きくなないとあっても、4軸同位相の合計力として船尾構造に作用することも考えられるので、phase shift に特別の考慮を払う必要があるかもしれない。特に、4軸のサーフェス・フォース、4軸のプロペラ外力が方向、大きさ、位相、伝達機構等を異にしながら複雑に連成して船尾に作用することが考えられる。

4軸船の実現が具体化する場合は、プロペラ外力やサーフェス・フォースの研究、軸系、船尾構造の剛性、変形、振動応答の研究が事前に、より一層進められることが必要であろう。

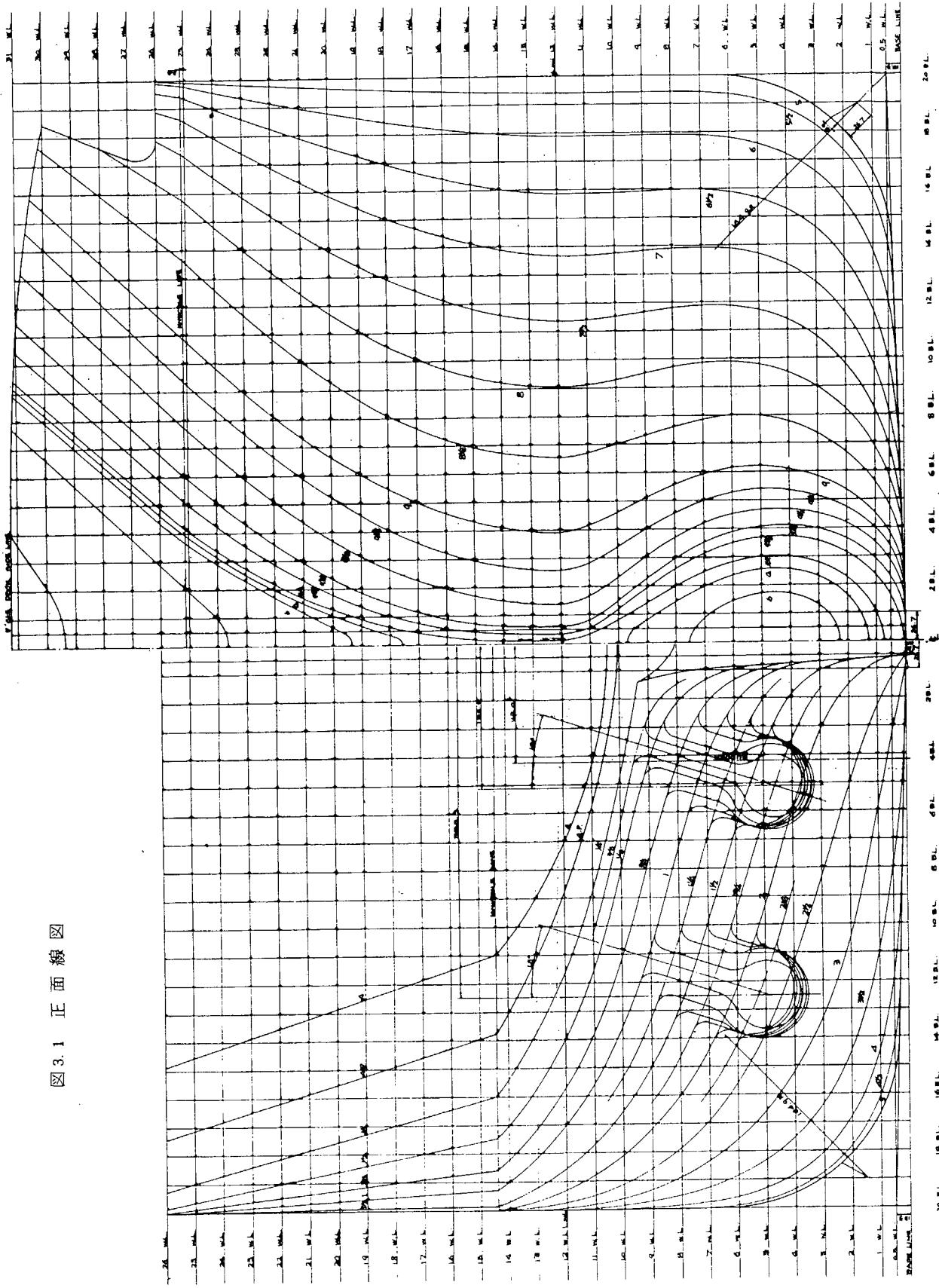
シーランドのSL-7においても、定期運航の妨げとなった主因の一つは軸系の問題にあったとも言われている。

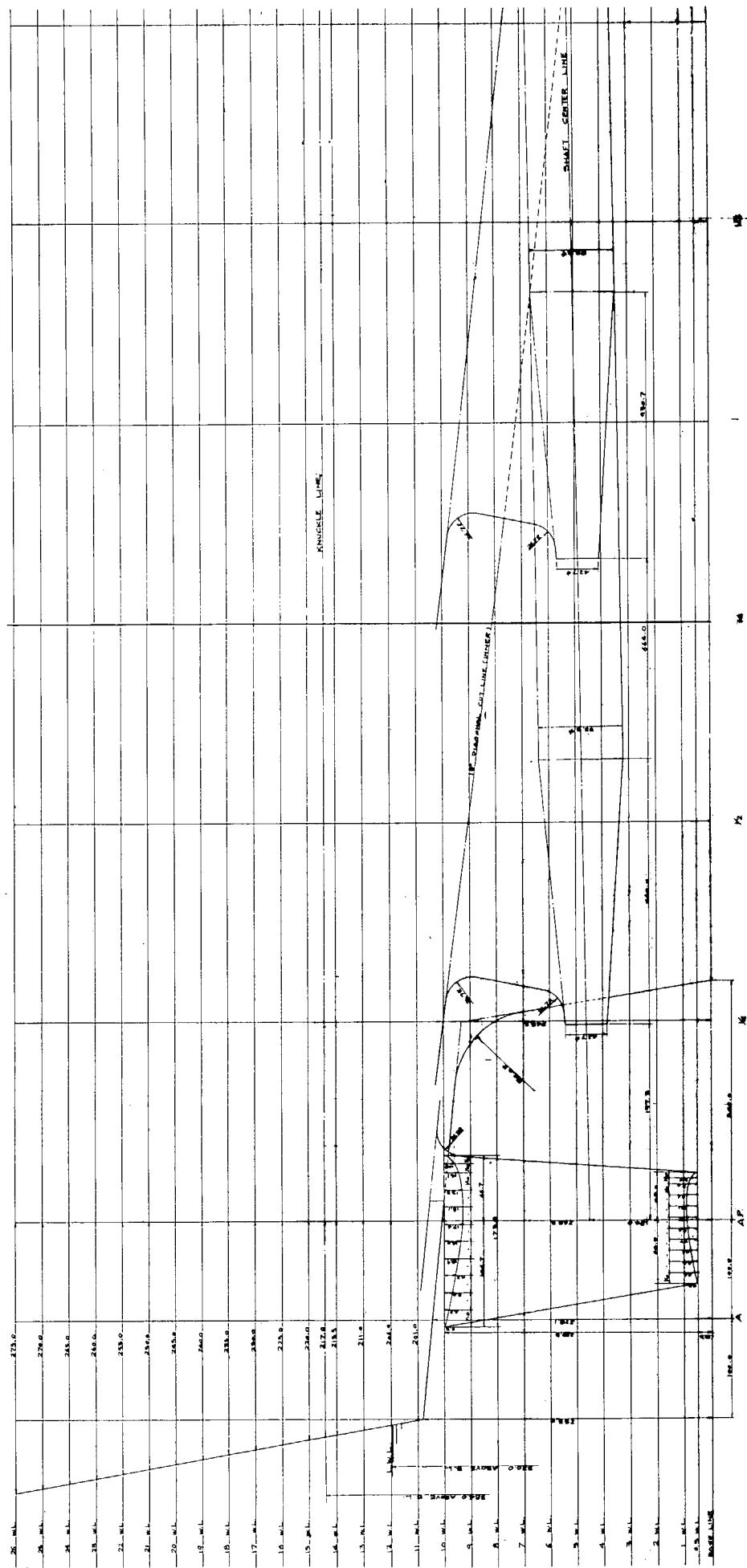
実船のサーフェス・フォース推定方法にはまだ解明されるべき多くの問題点が残されていることを最後に付記しておく。

参考文献

- (1) 船舶技術研究所、"船舶用プロペラ特性の計算プログラム(その2)講習会テキスト", 昭和49年10月。
- (2) Schwancke H., "Comparative Calculation on unsteady Propeller Blade Forces", 14th ITTC Proceedings, Vol. 3, September 1975.

図3.1 正面線図





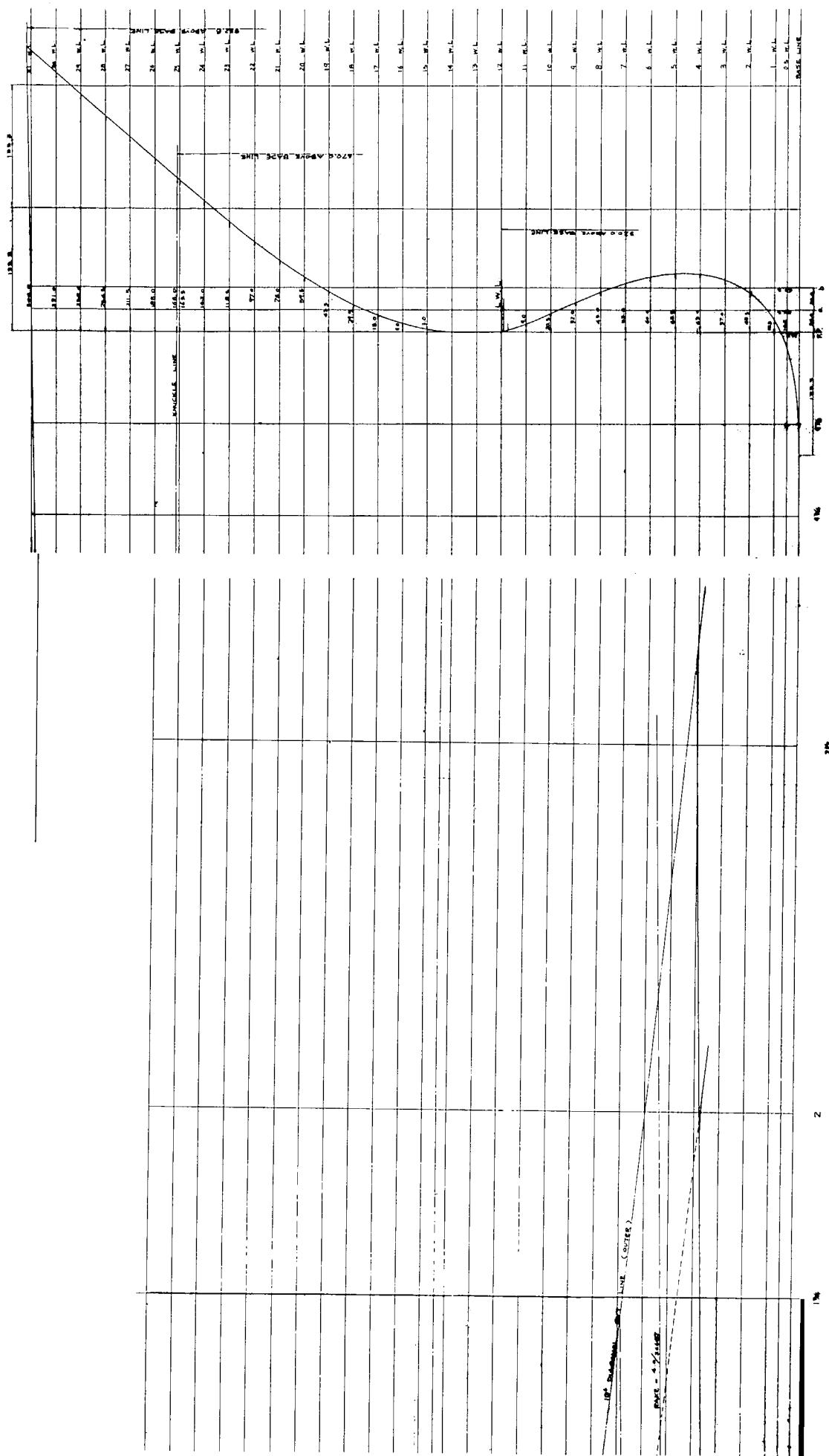


图 3.2 船首尾形状

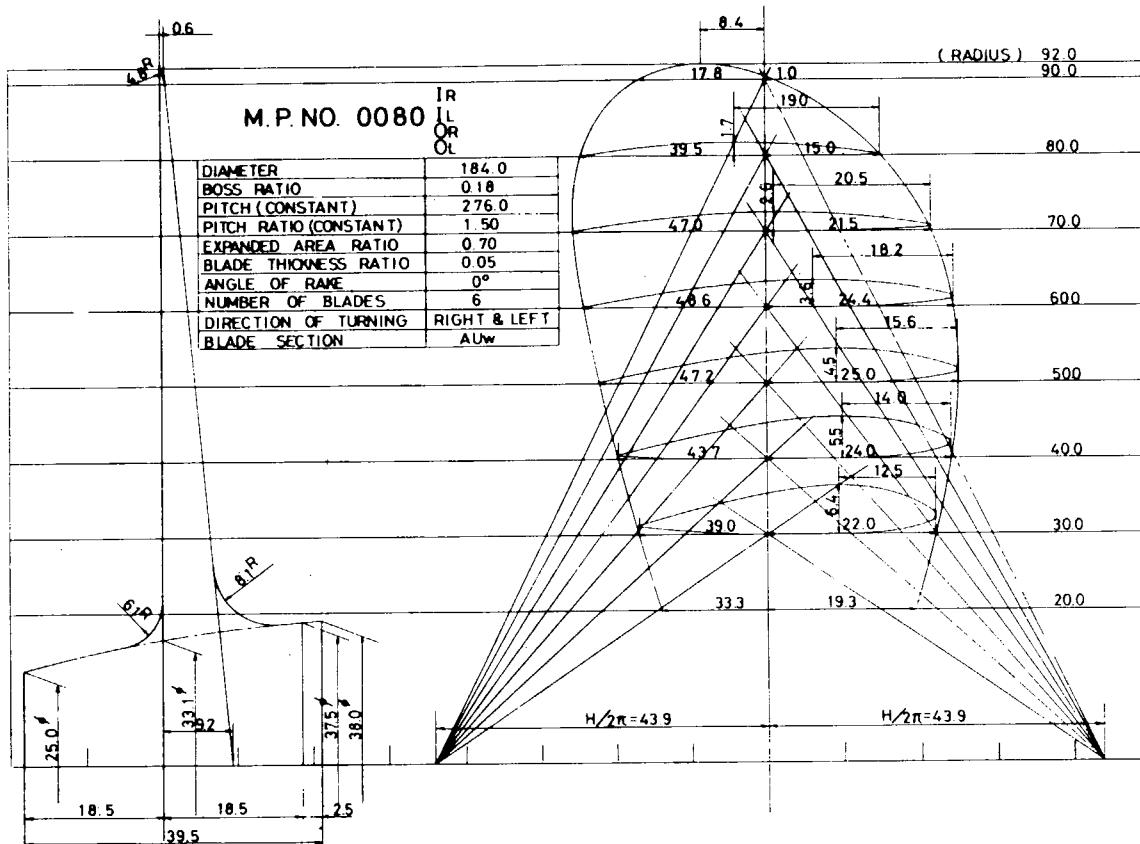


図 3.3 模型プロペラの輪かく

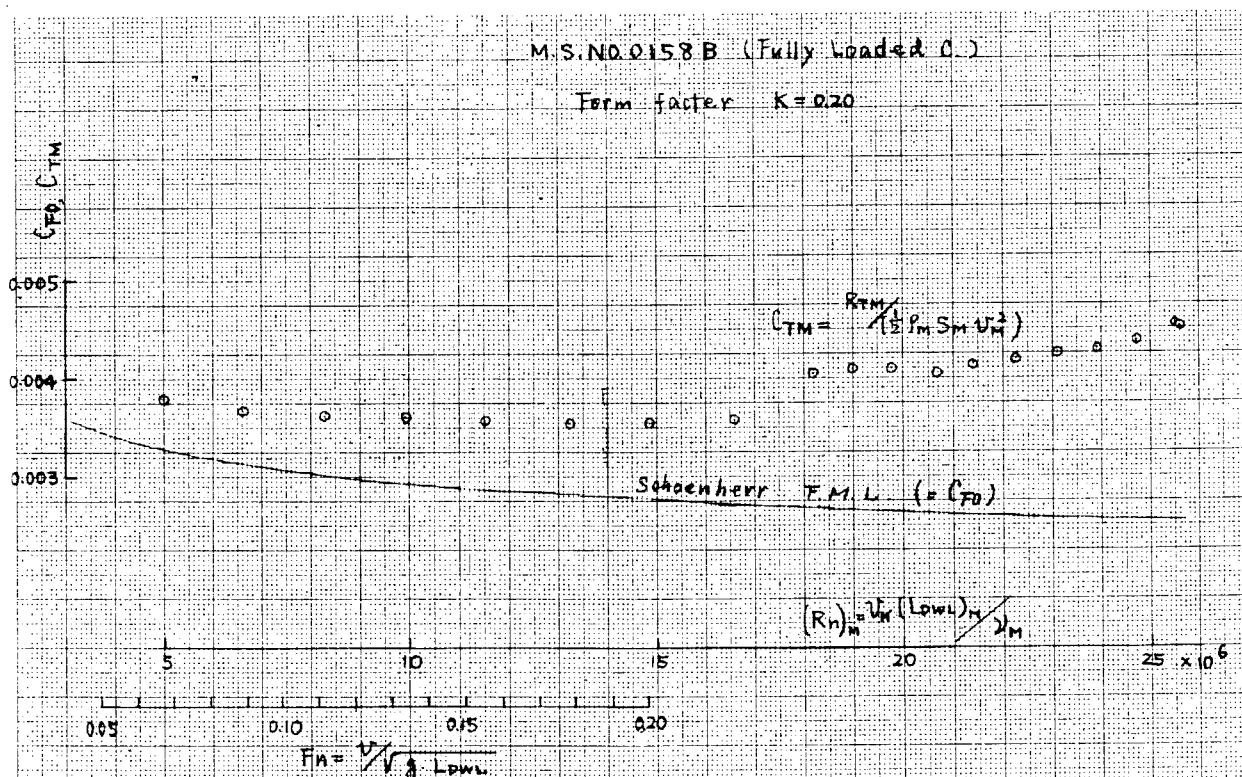


図 3.4 抵抗試験結果

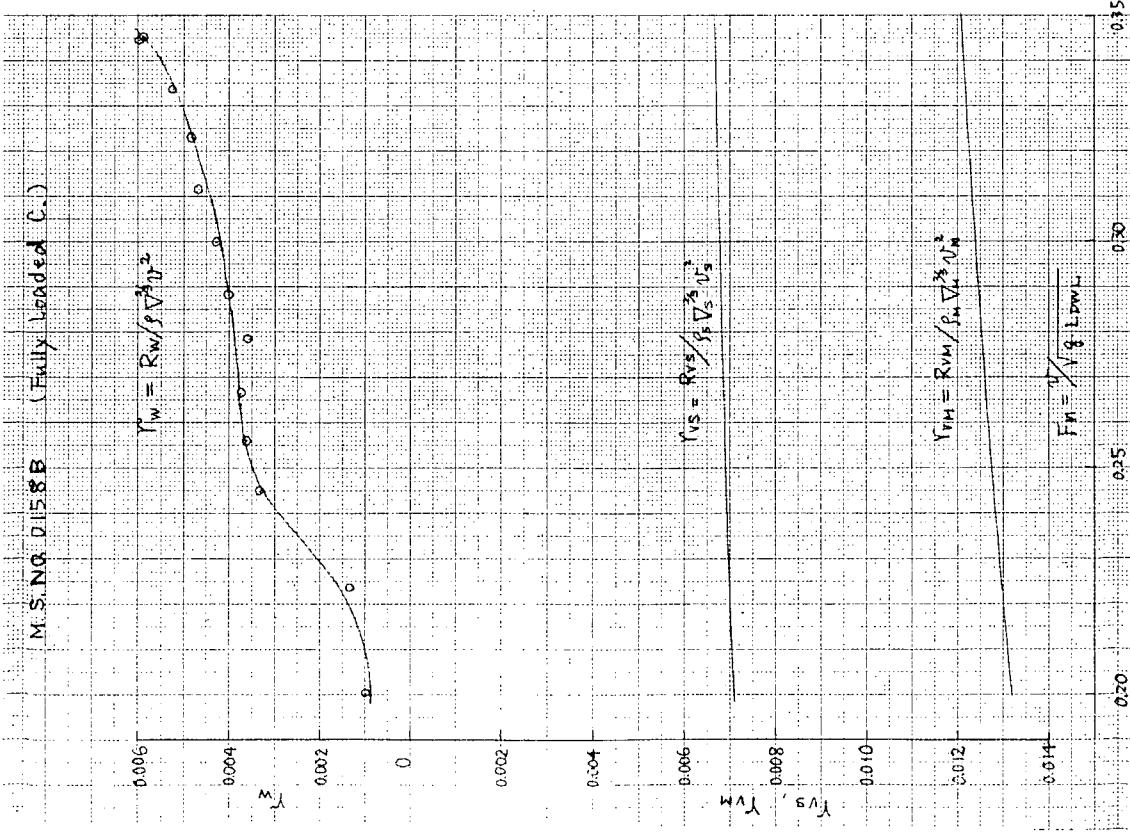


图 3.5 抵抗試験結果

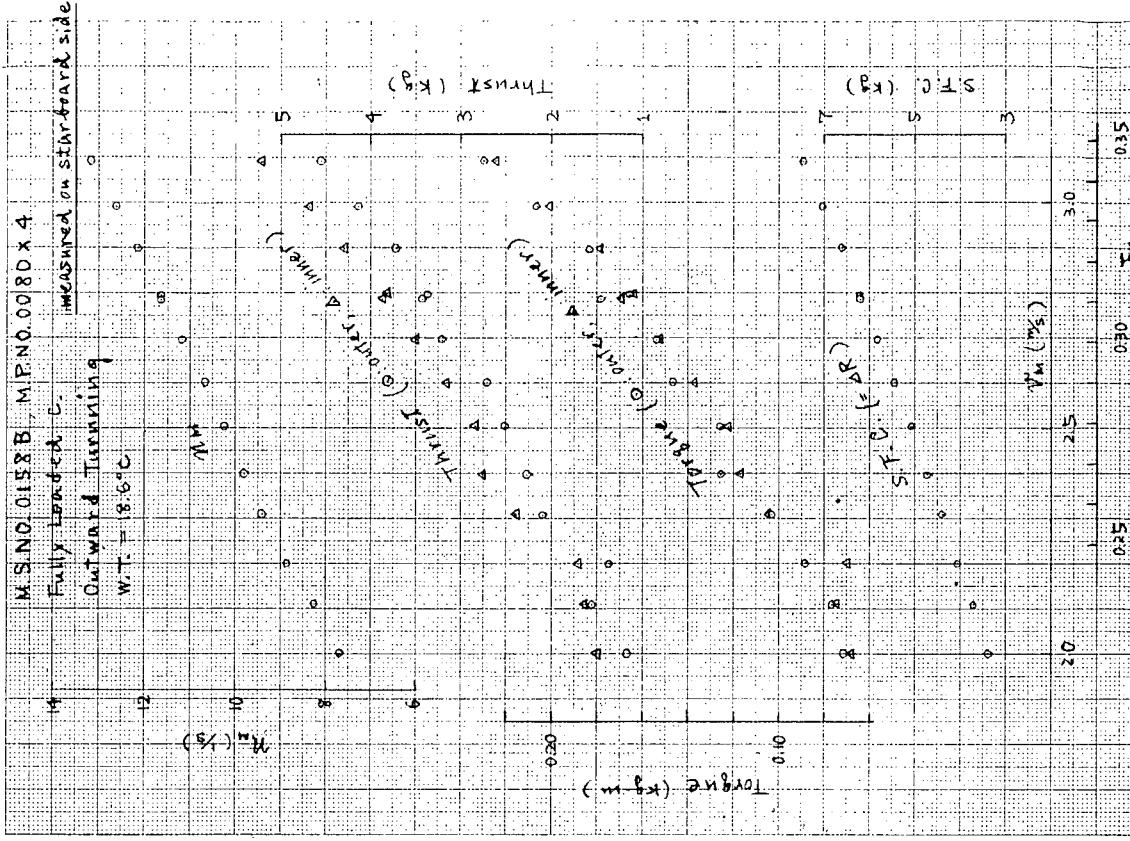


图 3.6 自航試験結果

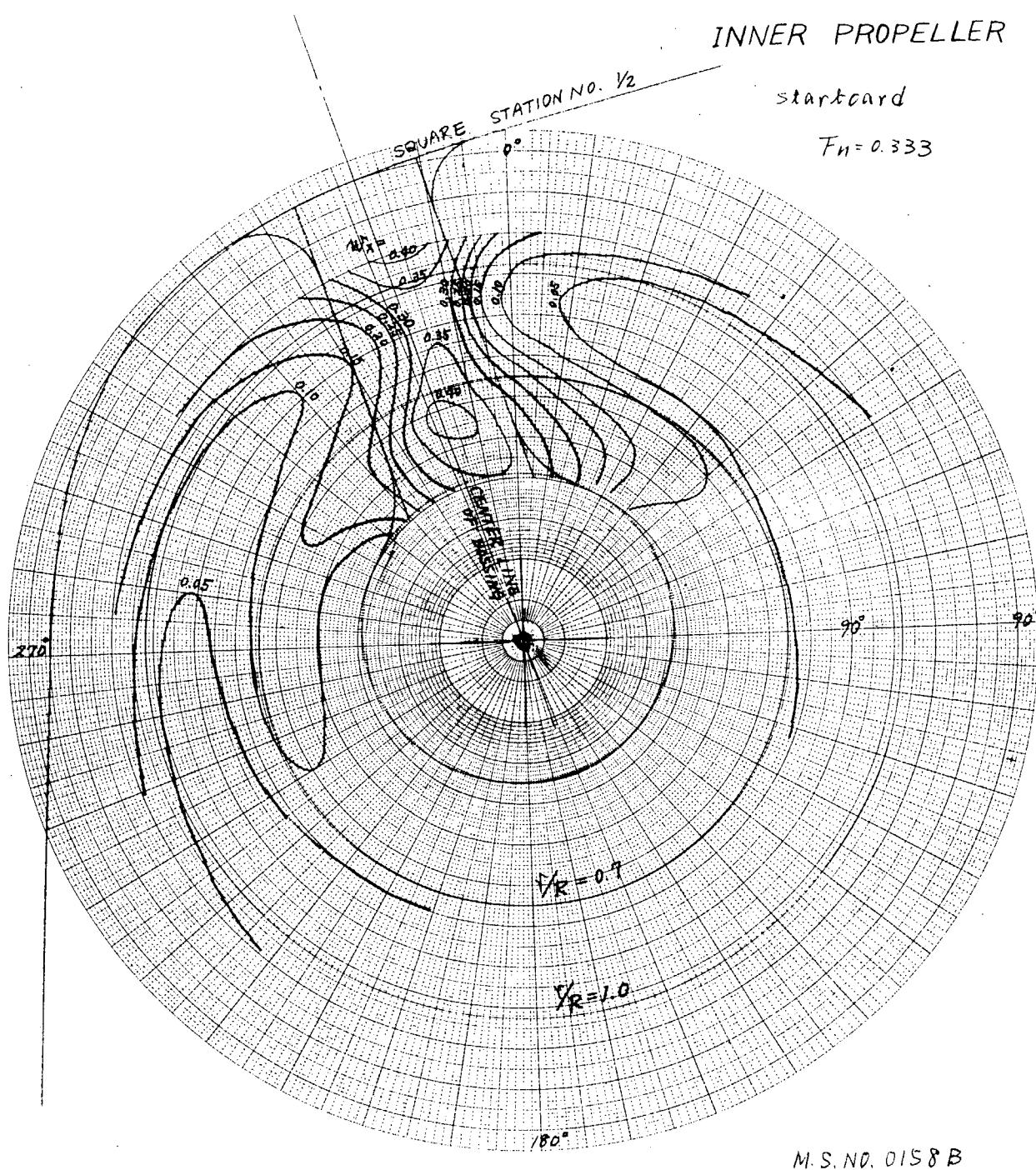
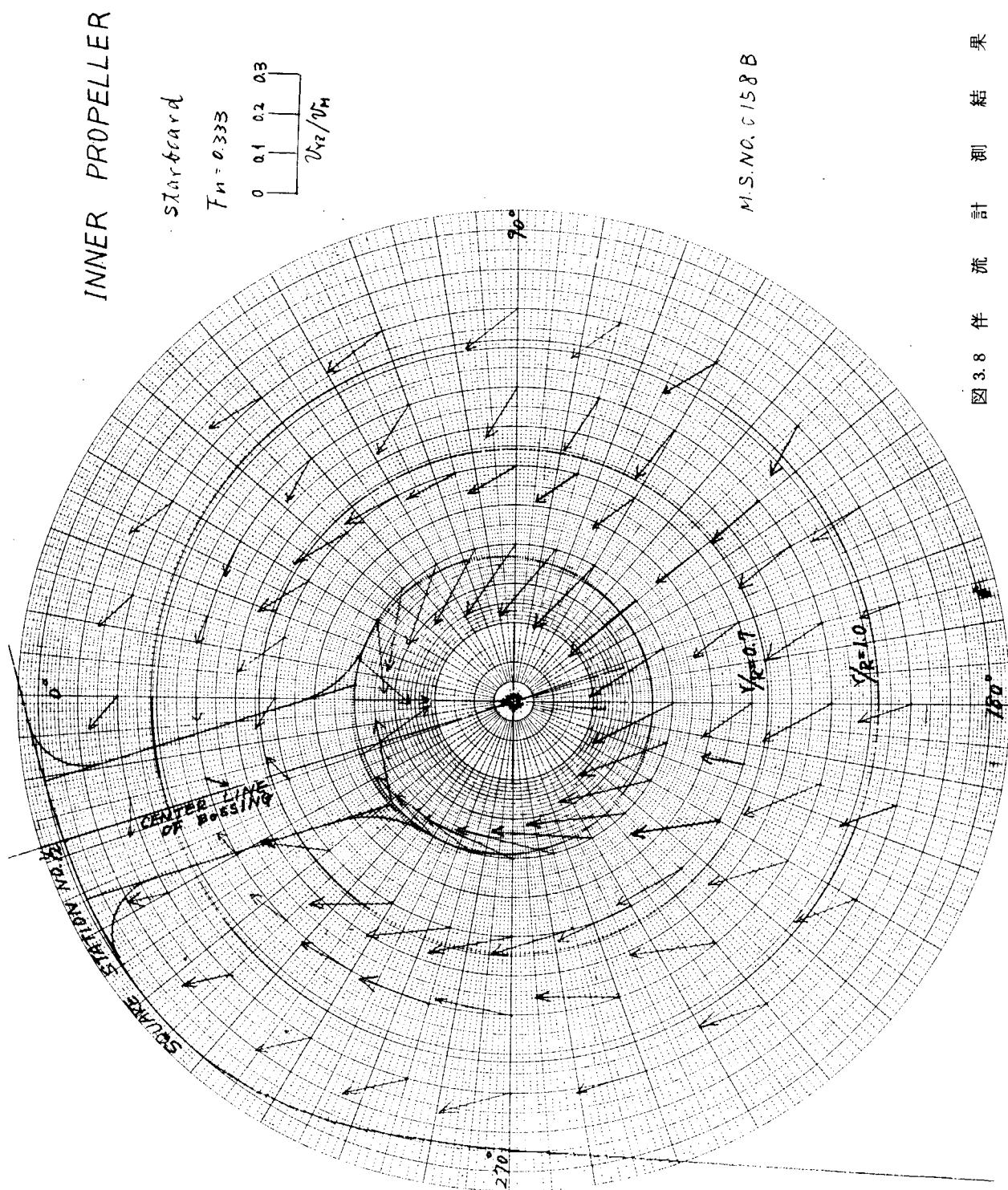


図 3.7 伴 流 計 測 結 果 (1)

図 3.8 伴流計測結果 (2)



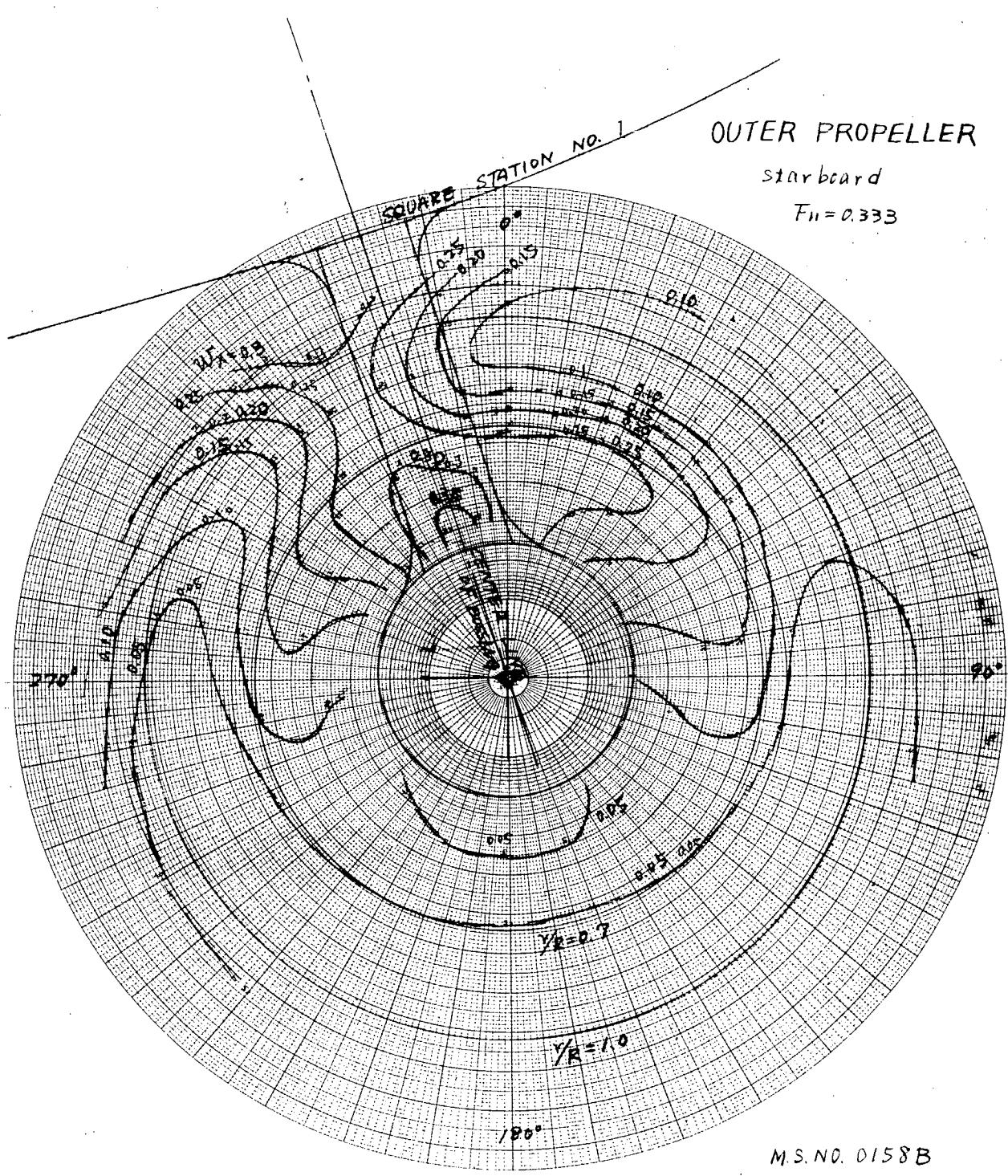


図 3.9 伴 流 計 測 結 果 (3)

図 3.10 伴流計測結果 (4)

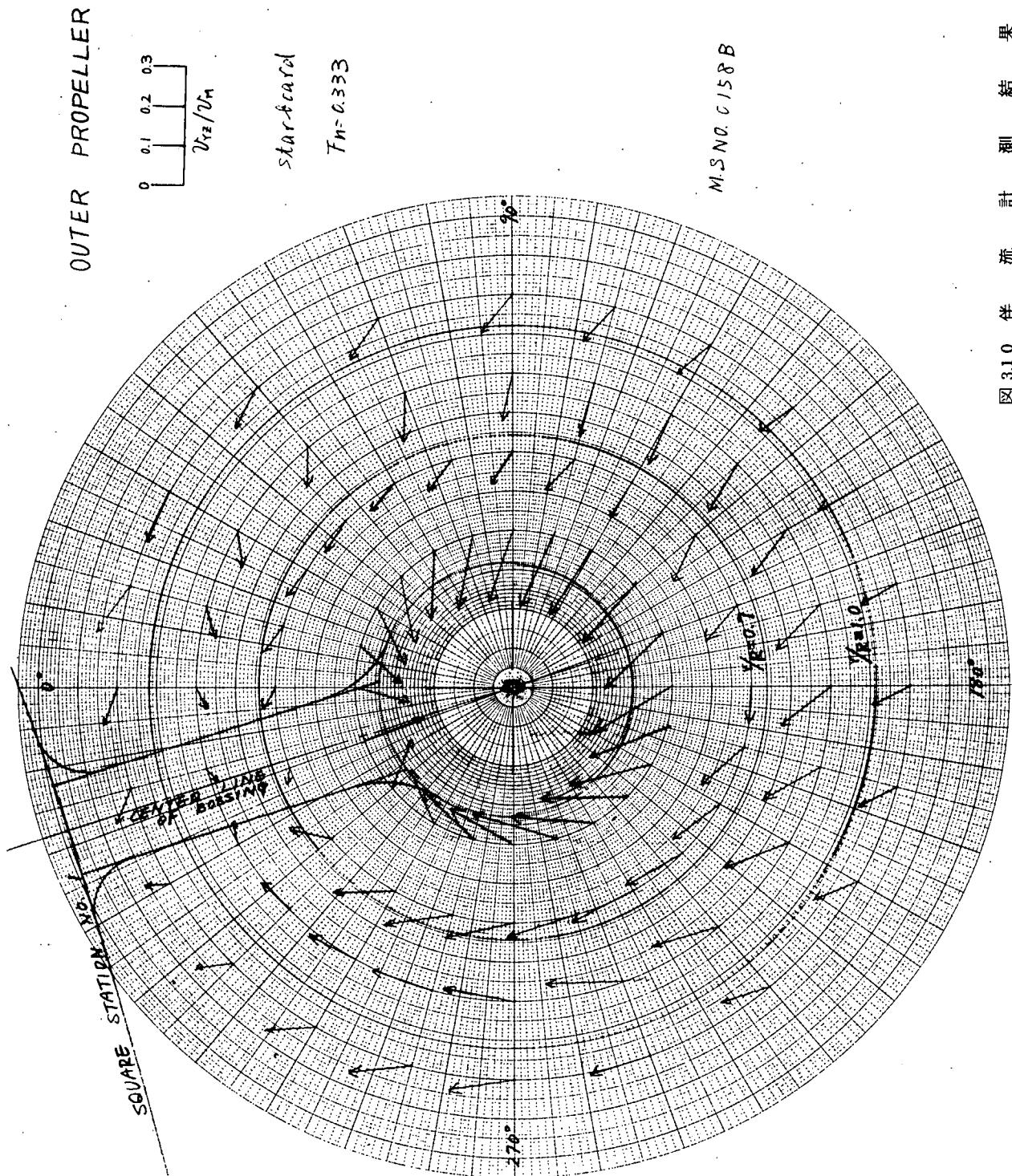


図 3.12 伴流計測結果

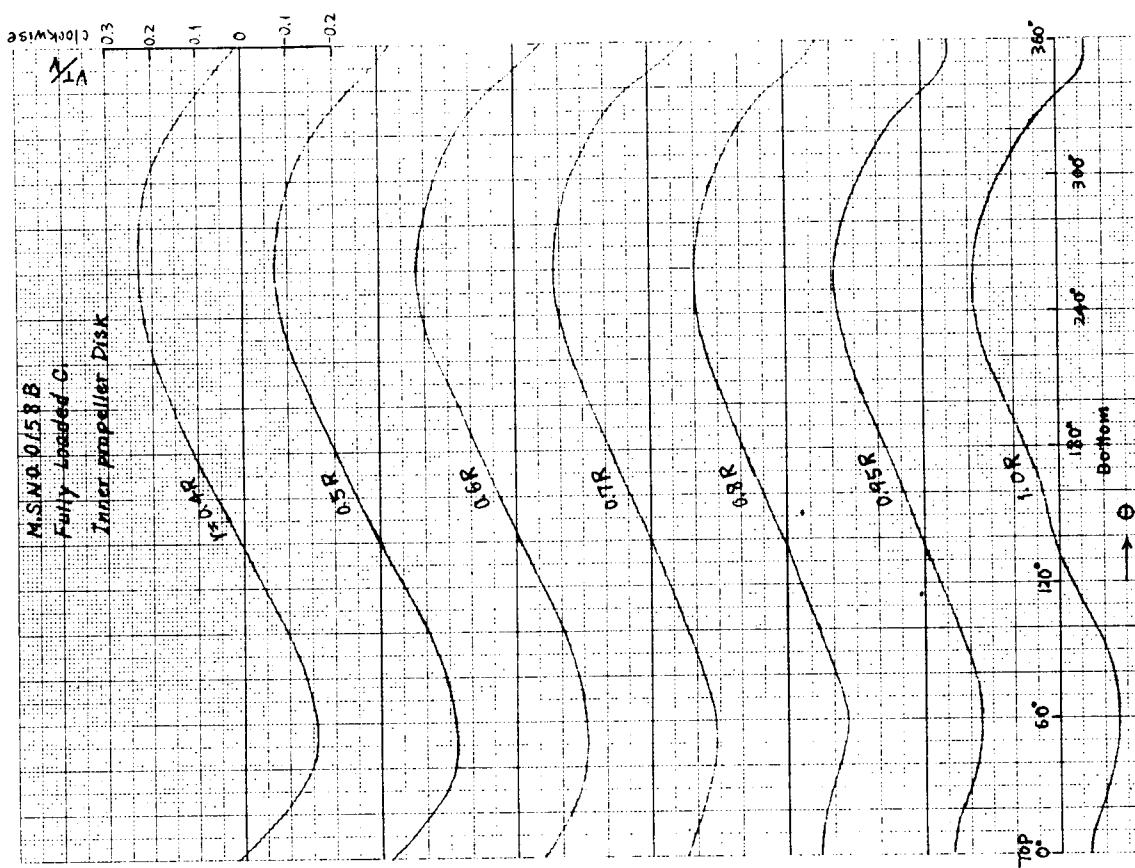
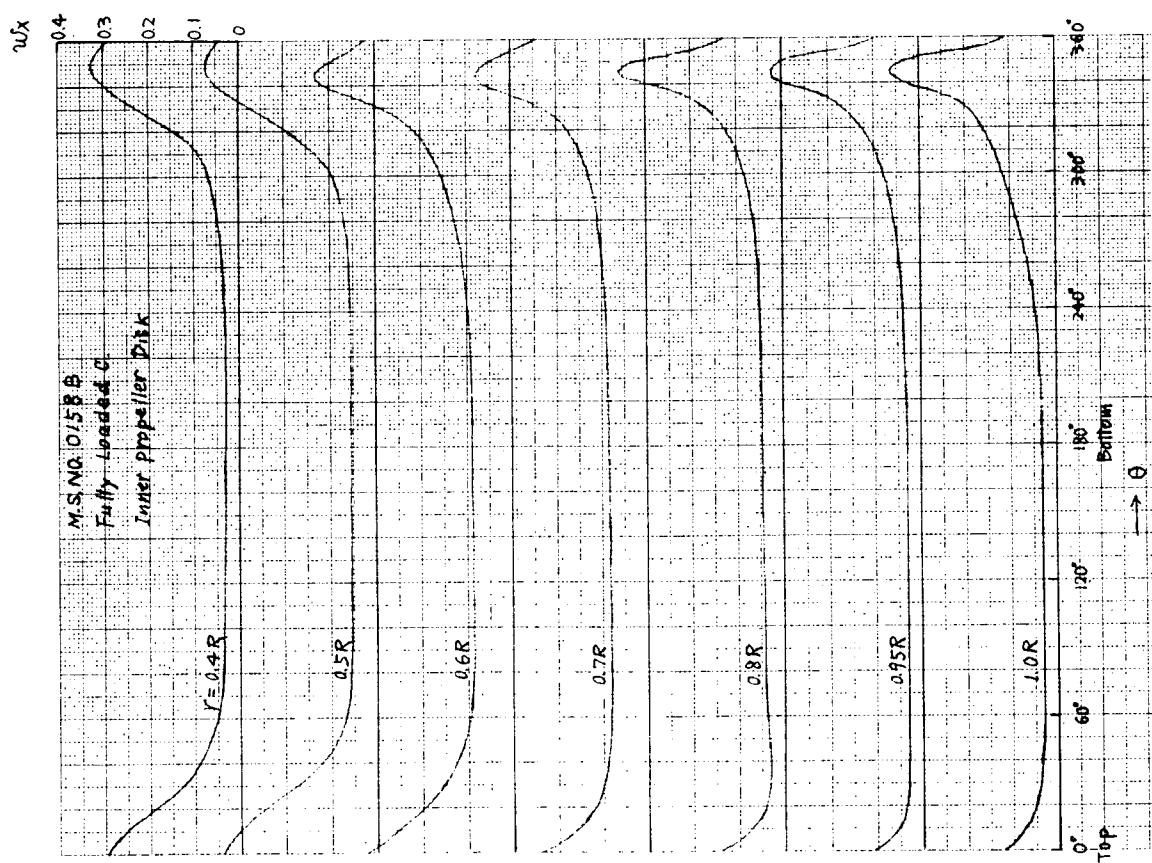


図 3.11 伴流計測結果



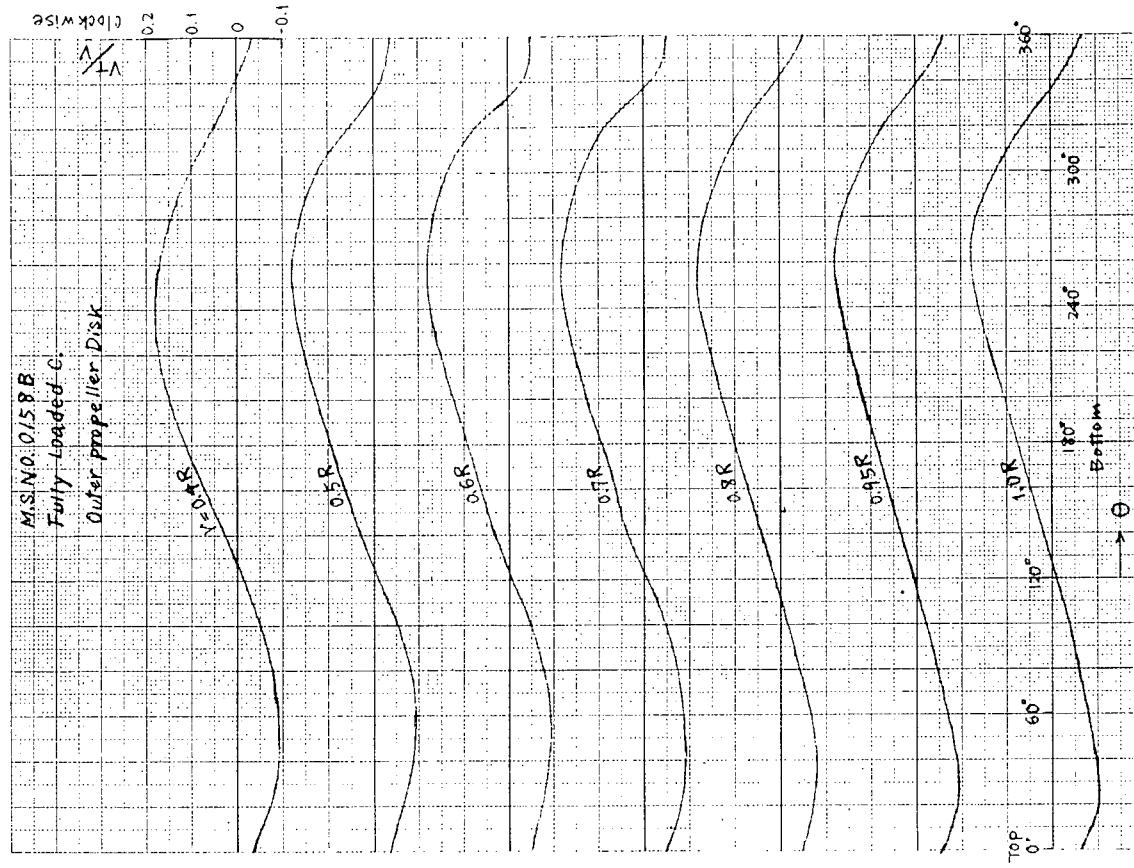


図 3.1.4 伴流計測結果

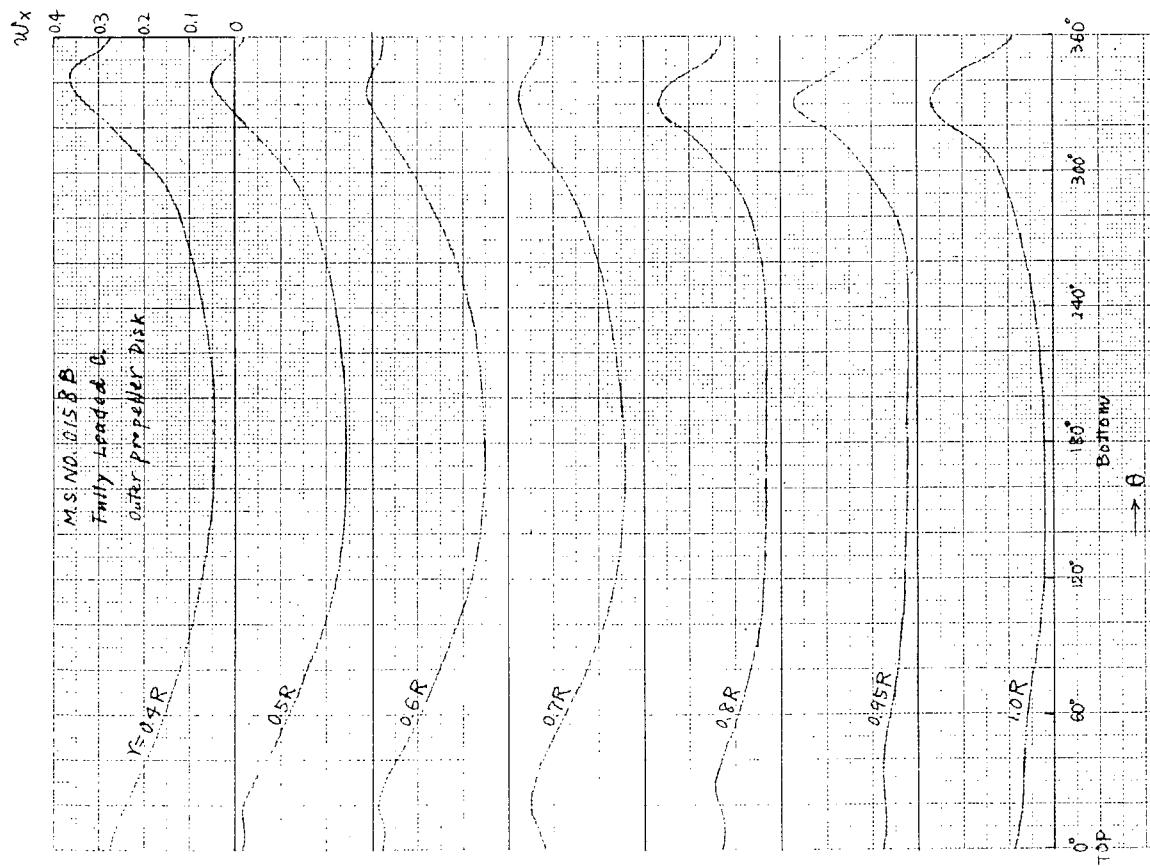


図 3.1.3 伴流計測結果

VARIATION OF NOMINAL WAKE IN THE RADIUS DIRECTION

MODEL SHIP NO. 0158 B

FULL LOAD CONDITION

APPENDAGES: BOSSING
 REMARKS: MEASURED AT THE STARBOARD SIDE
 (148.6 mm FROM A.P.)
 FROUDE NUMBER: $F_n = 0.333$
 WAKE $w = 0.102$

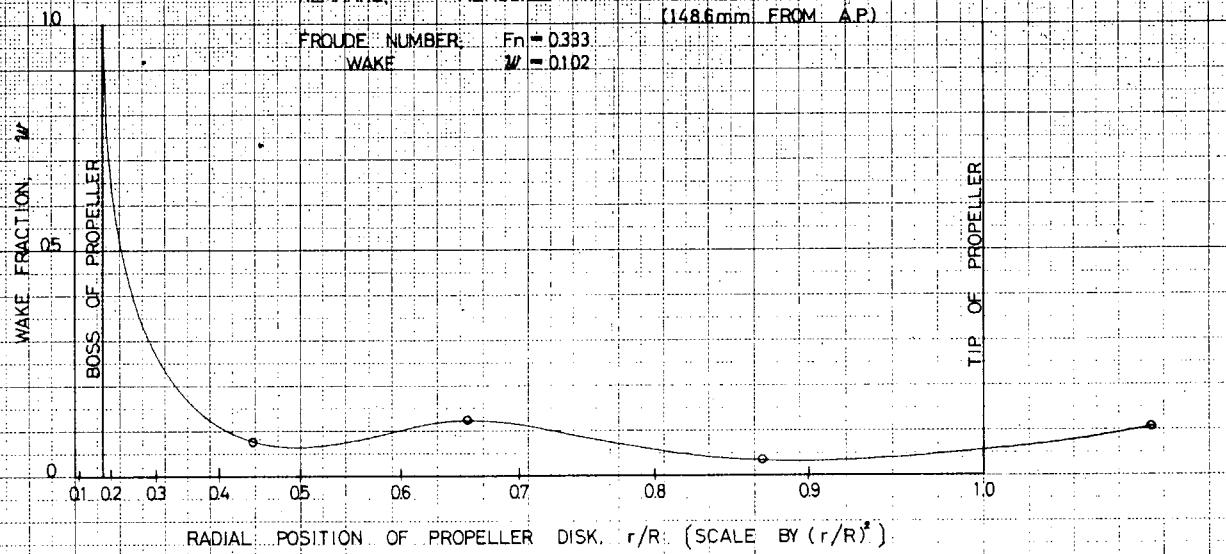


図 3.1.5 伴流計測結果（内軸）

VARIATION OF NOMINAL WAKE IN THE RADIUS DIRECTION

MODEL SHIP NO. 0158 B

FULL LOAD CONDITION

APPENDAGES: BOSSING
 REMARKS: MEASURED AT THE STARBOARD SIDE
 (615.3 mm FROM A.P.)
 FROUDE NUMBER: $F_n = 0.333$
 WAKE $w = 0.127$

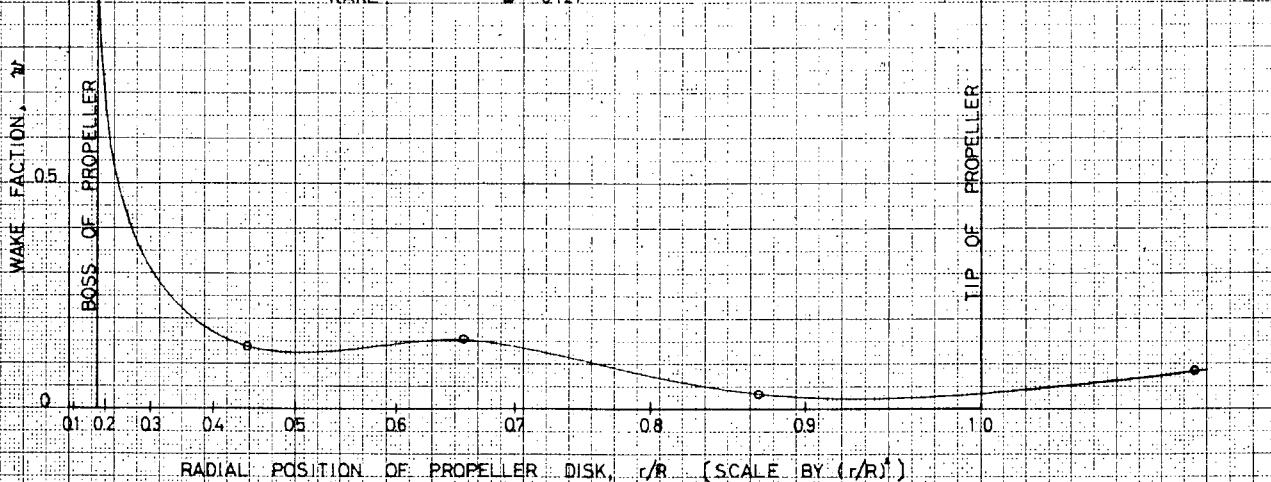


図 3.1.6 伴流計測結果（外軸）

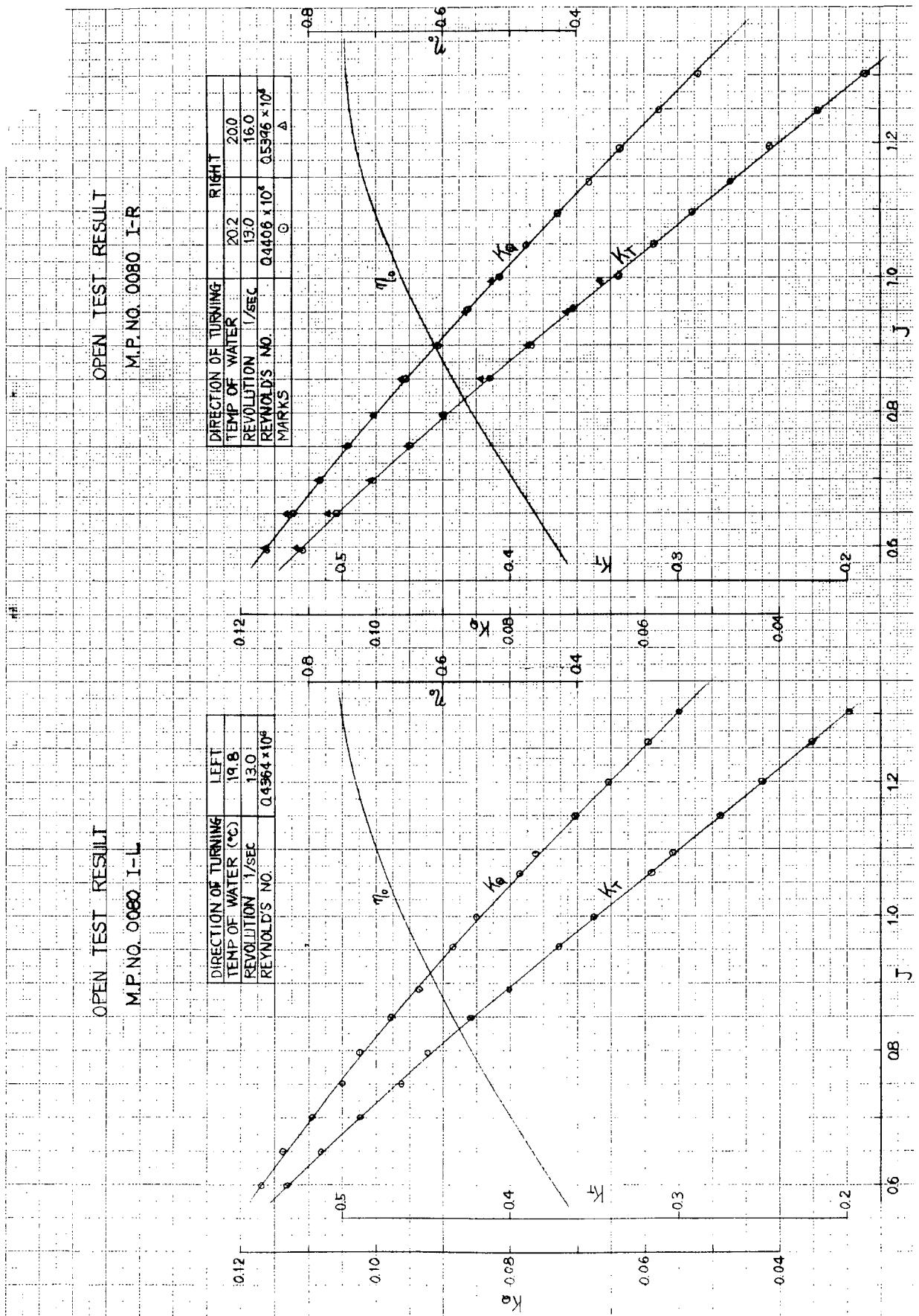


図 3.17 模型プロペラの単独性能

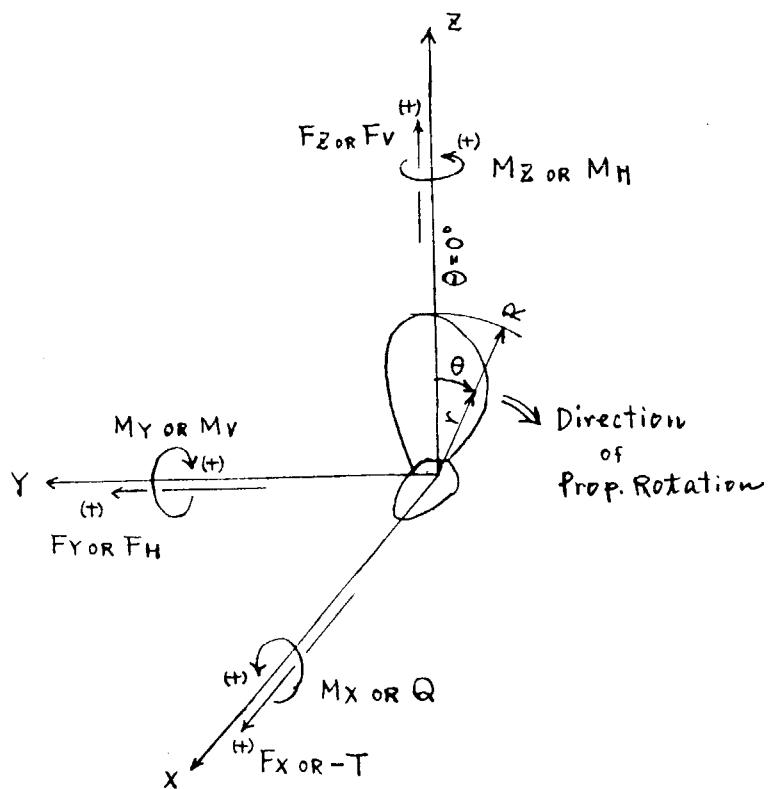


図3.18 プロペラ外力の座標系
(右舷の内軸、外軸に適用する)

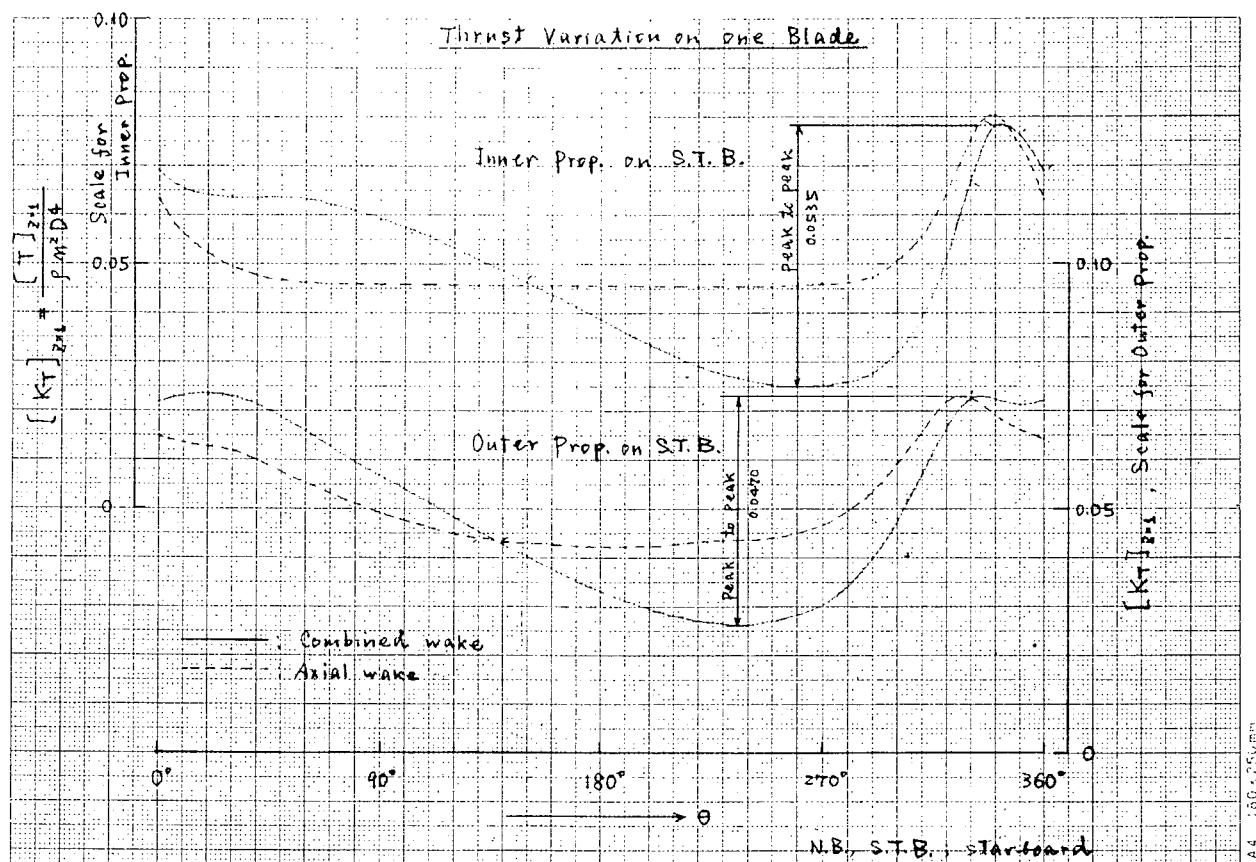


図3.19 1翼1回転中のスラスト変化

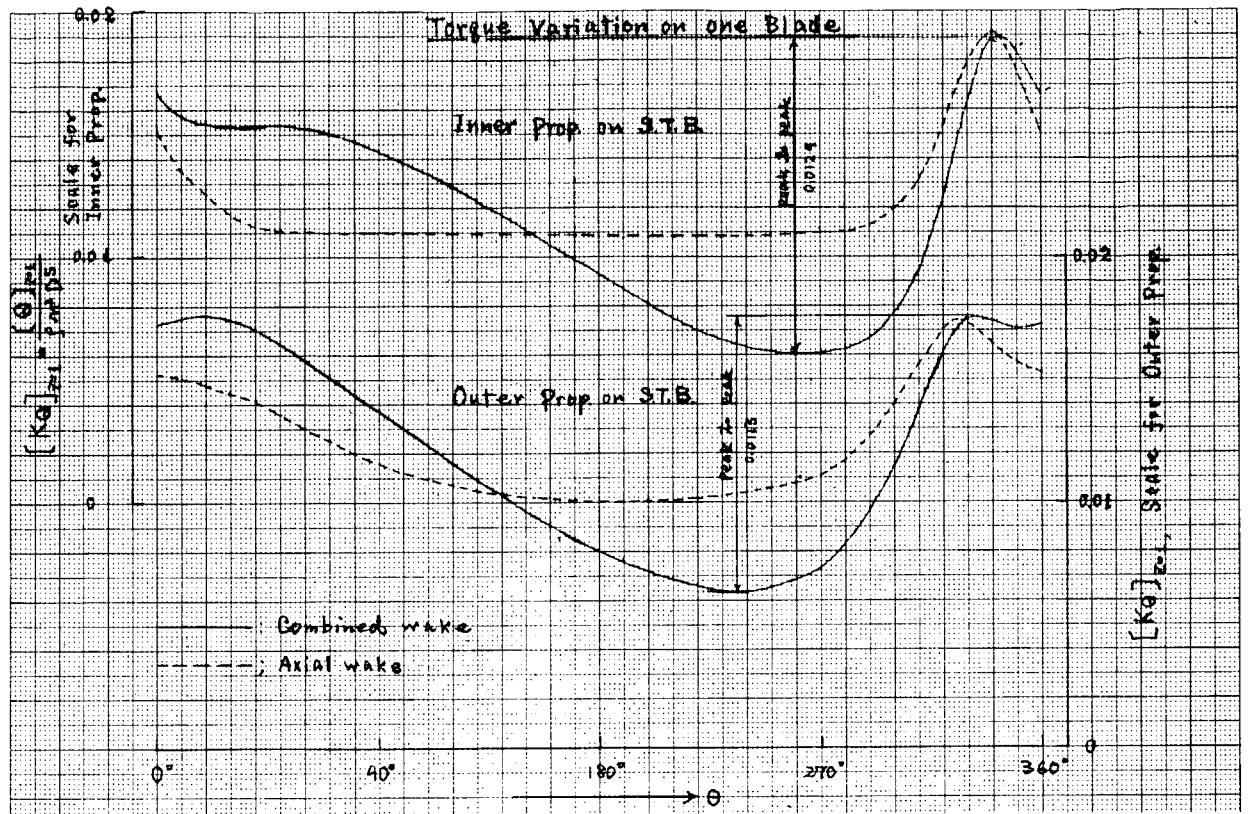


図 3.20 1 翼 1 回転中のトルリ変化

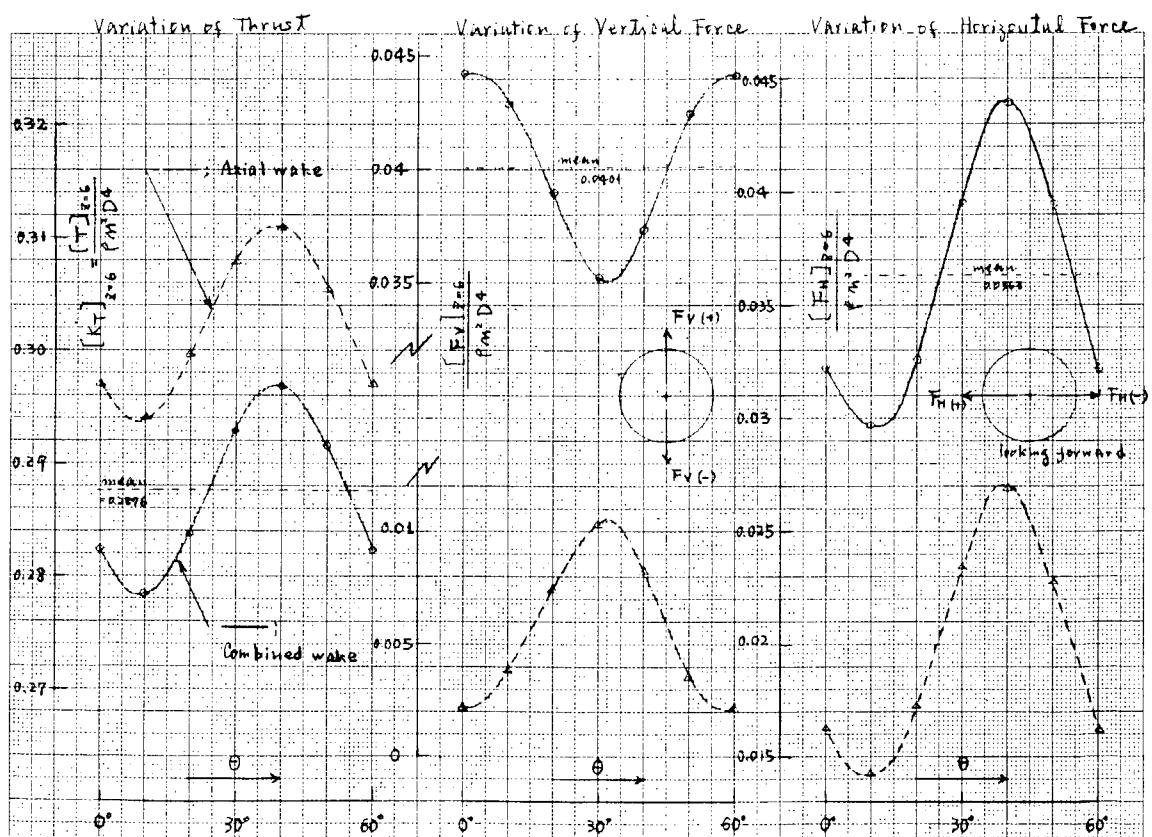


図 3.21 プロペラ外力 (右舷, 内軸)

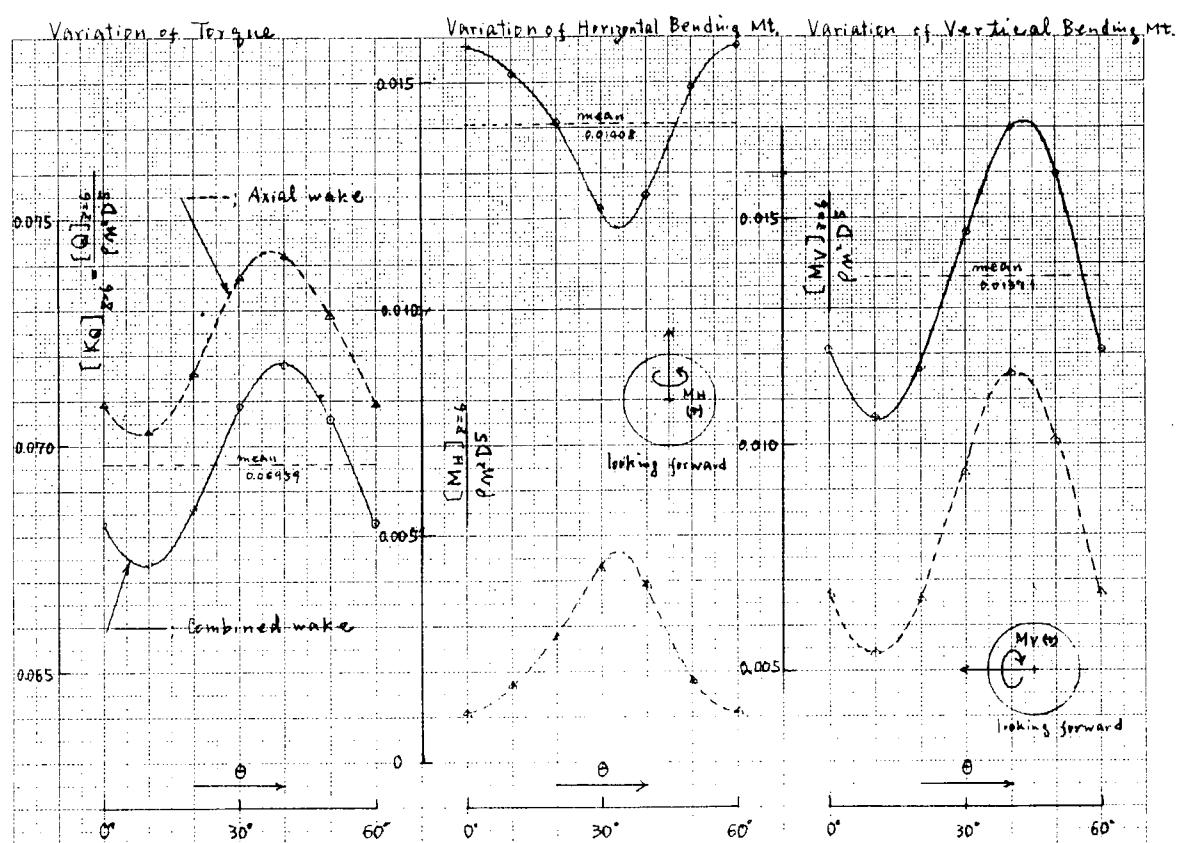


図 3.22 プロペラ外力 (右舷, 内軸)

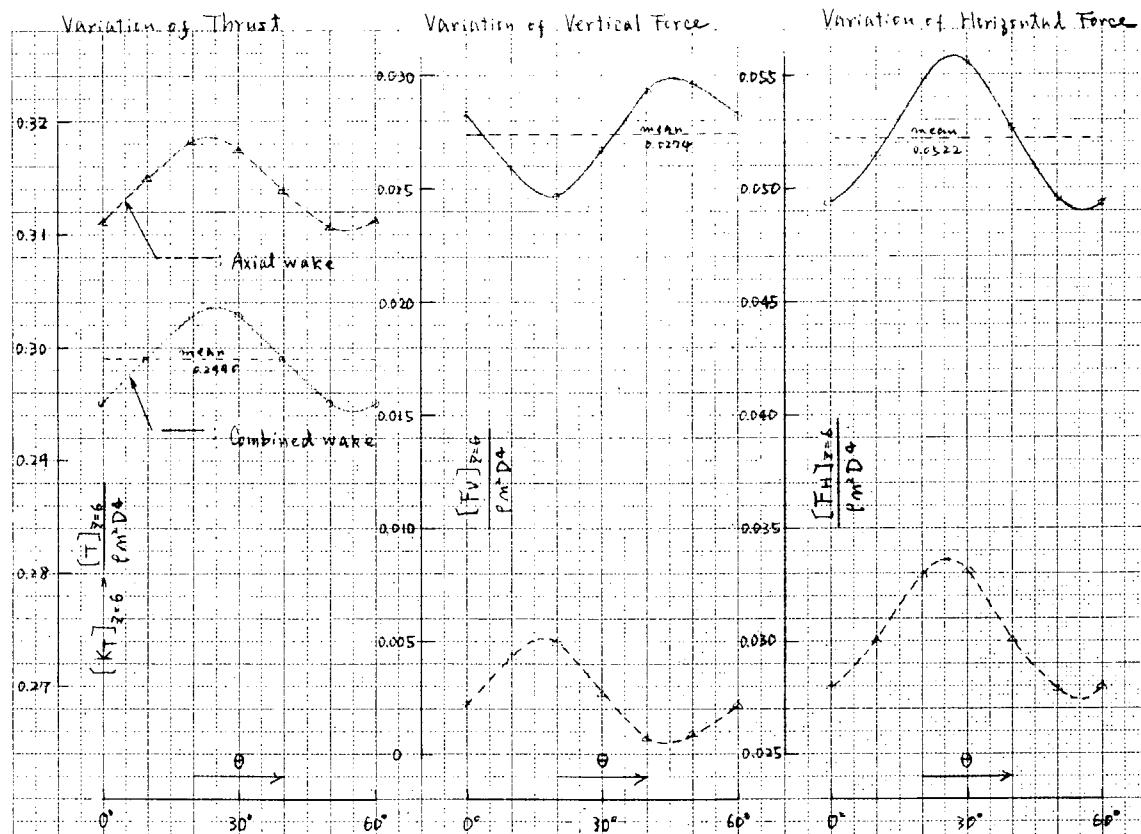


図 3.23 プロペラ外力 (右舷, 外軸)

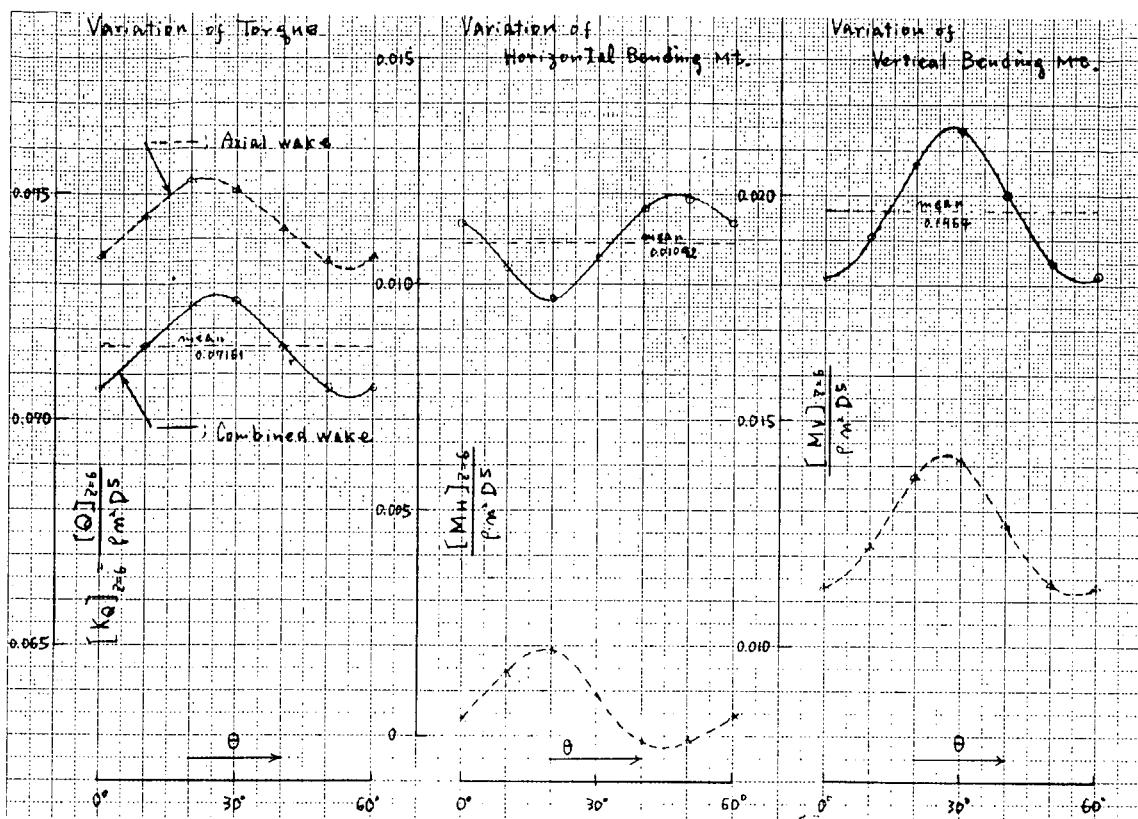


図 3.24 プロペラ外力(右舷, 外軸)

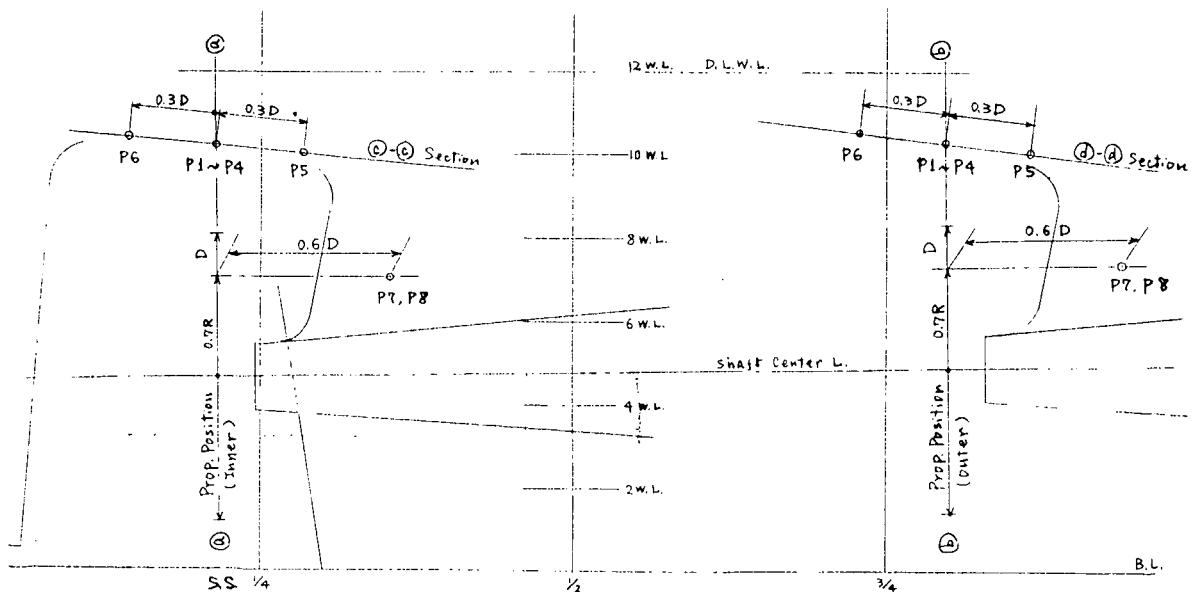


図 3.25 水圧計の配置(右舷)

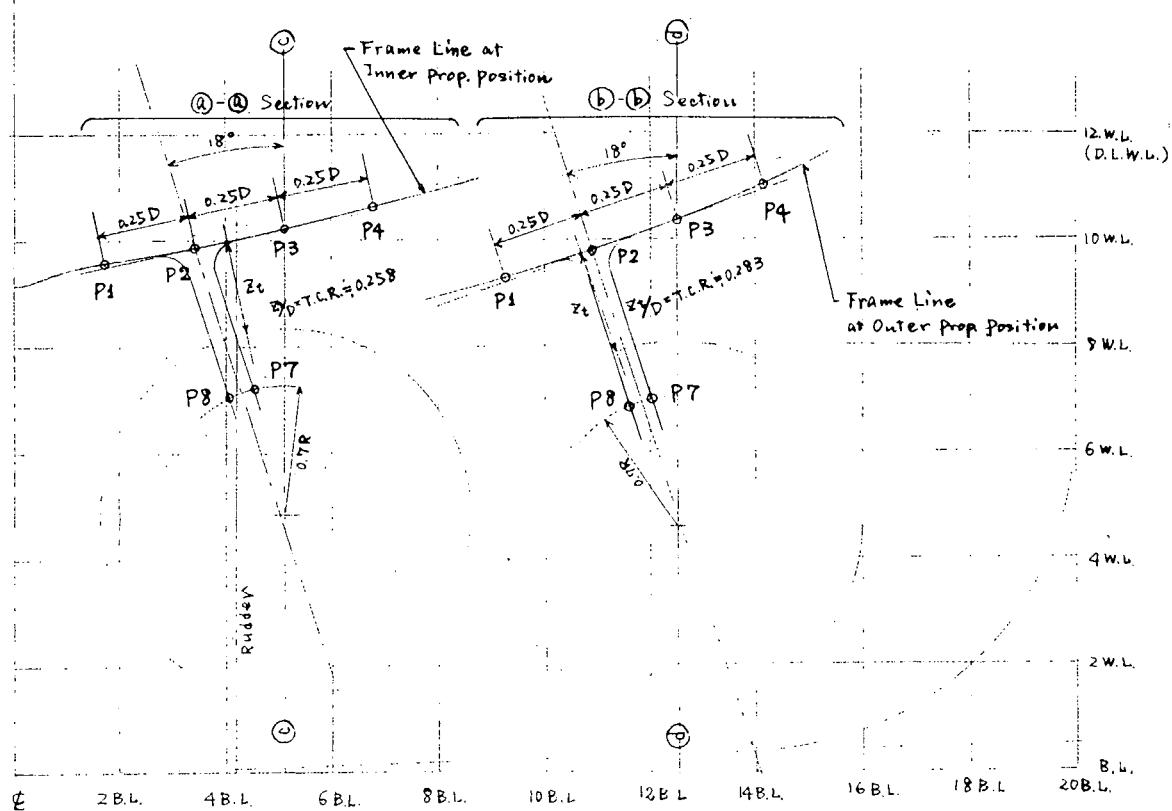


図 3.2.6 水圧計の配置(右舷)

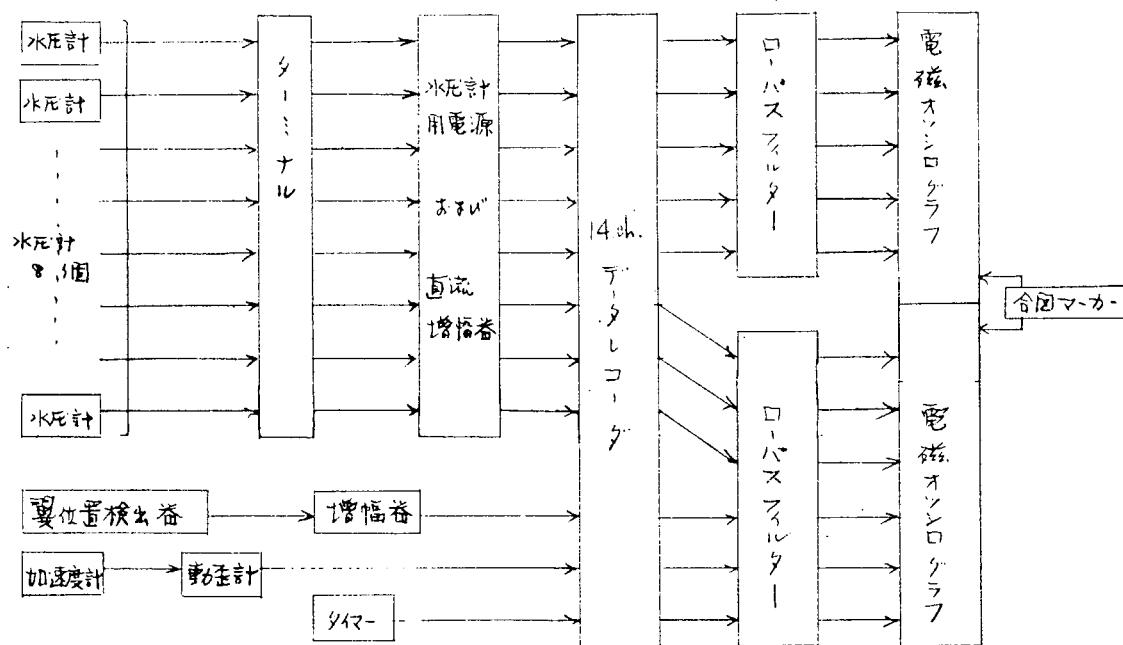


図 3.2.7 変動圧力の計測装置

図 3.29 変動圧力計測結果（右舷、外軸）

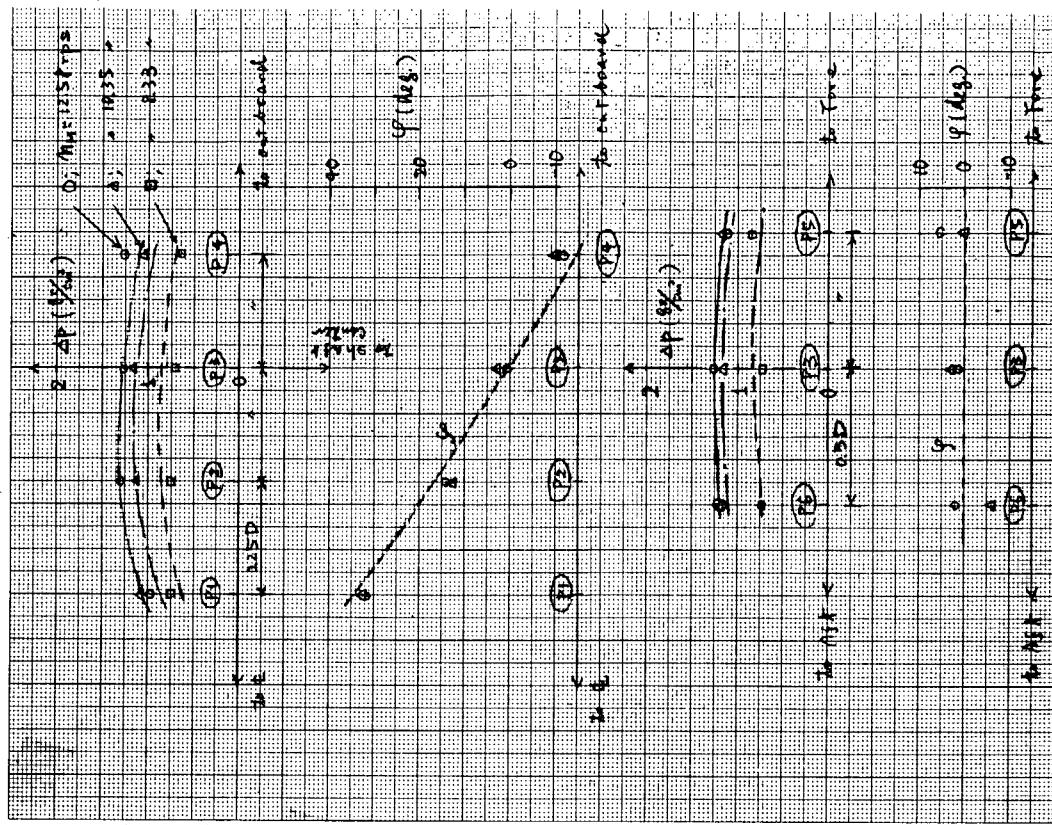
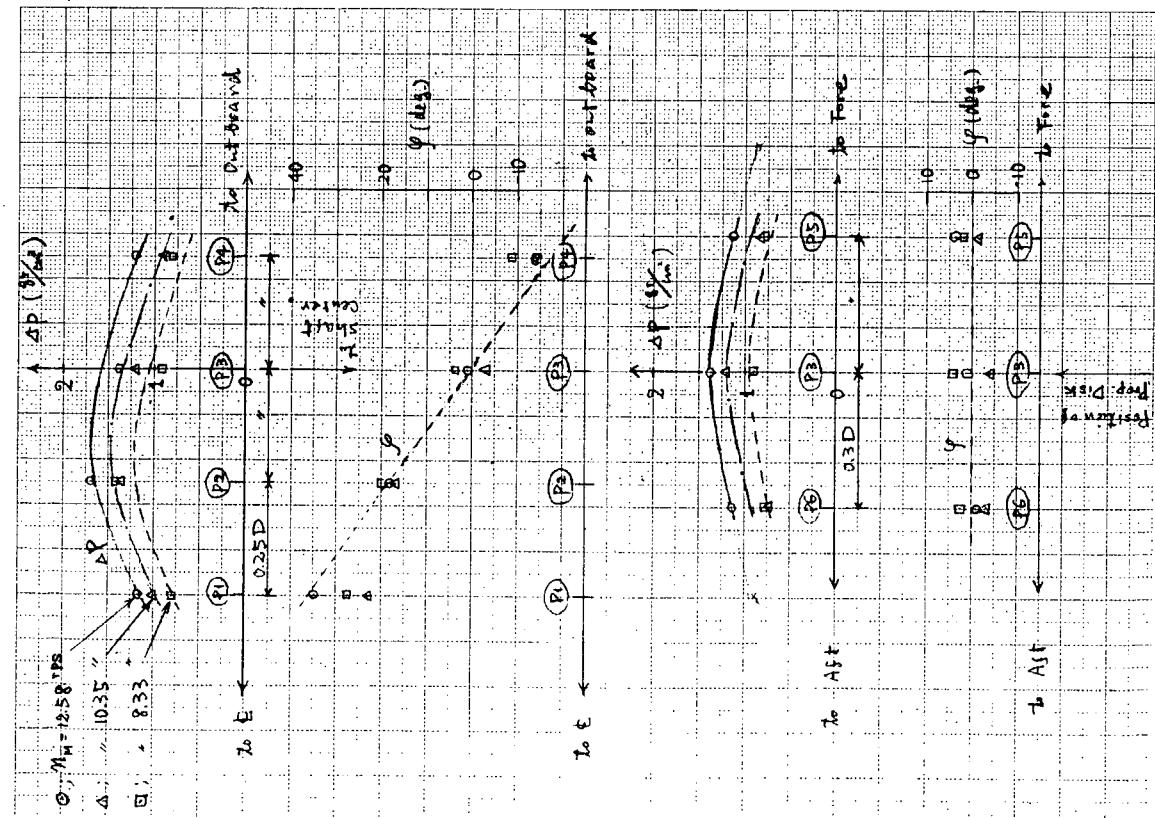


図 3.28 変動圧力計測結果（右舷内軸）



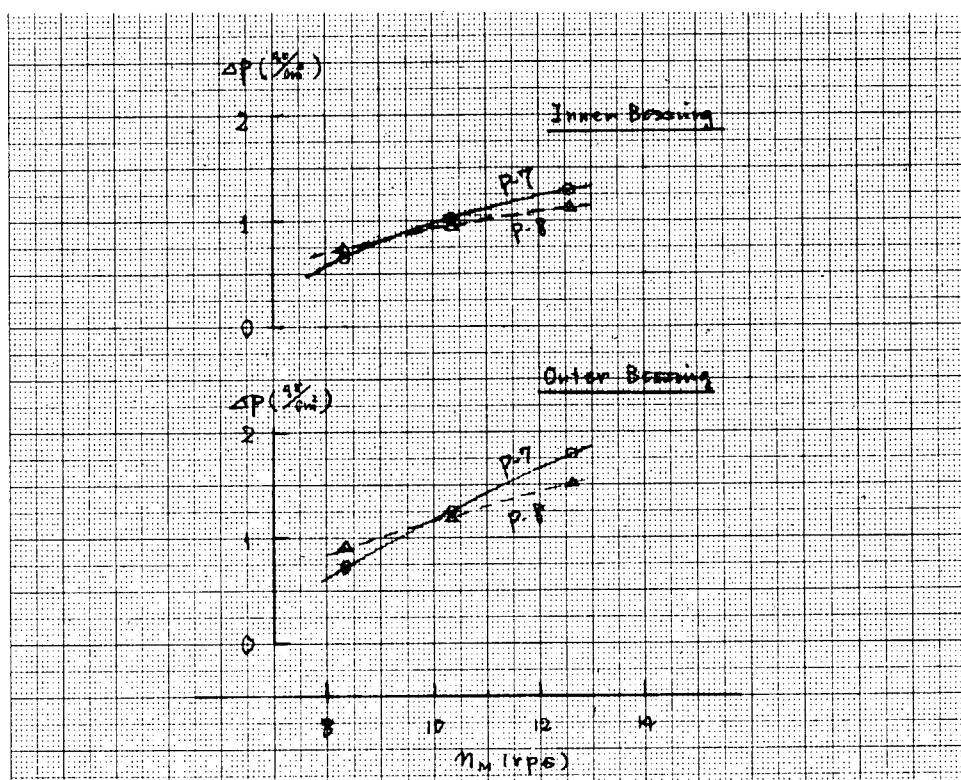


図 3.30 変動圧力計測結果

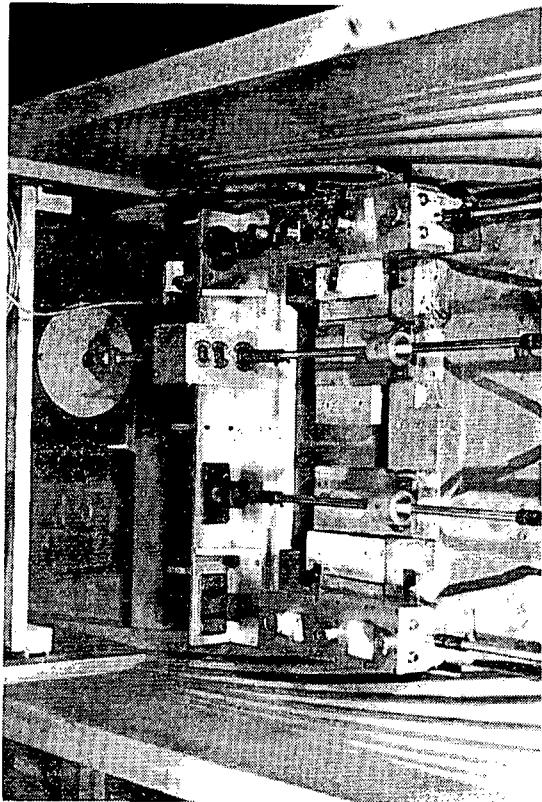


写真 3.3 駆動用D.C.モータ、動力分配器、
動力計、4本の駆動軸など

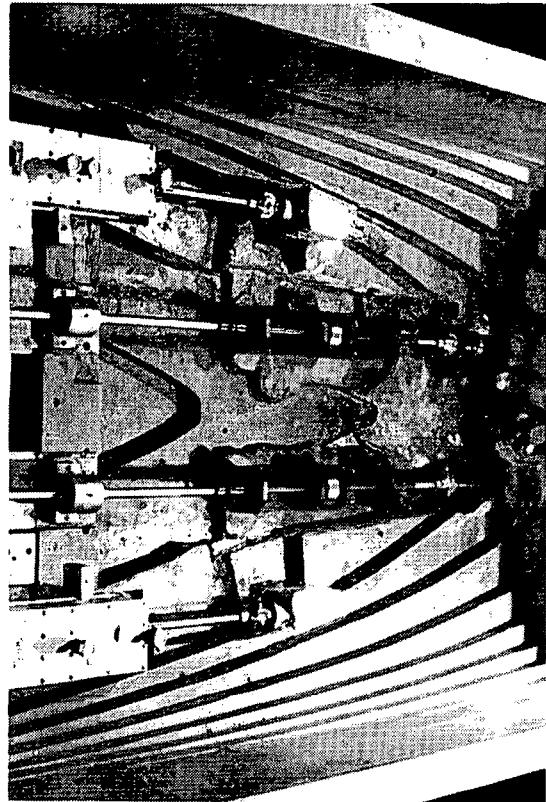


写真 3.4 4本のプロペラ駆動軸

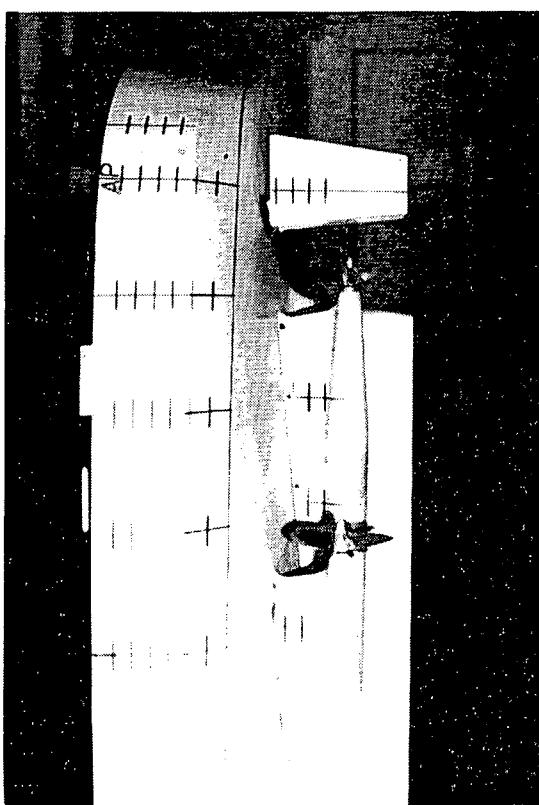


写真 3.1 4軸推進コントローラー船の
模型船船尾形状

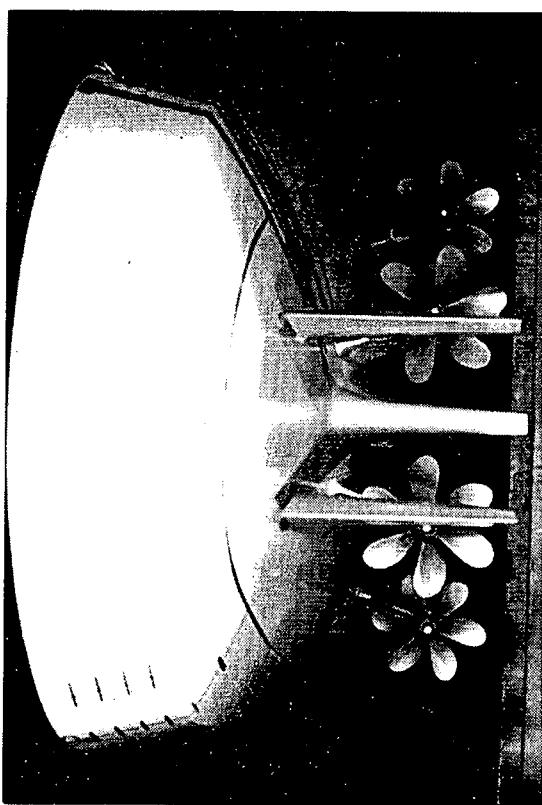


写真 3.2 プロペラ、舵、スケッグの配置

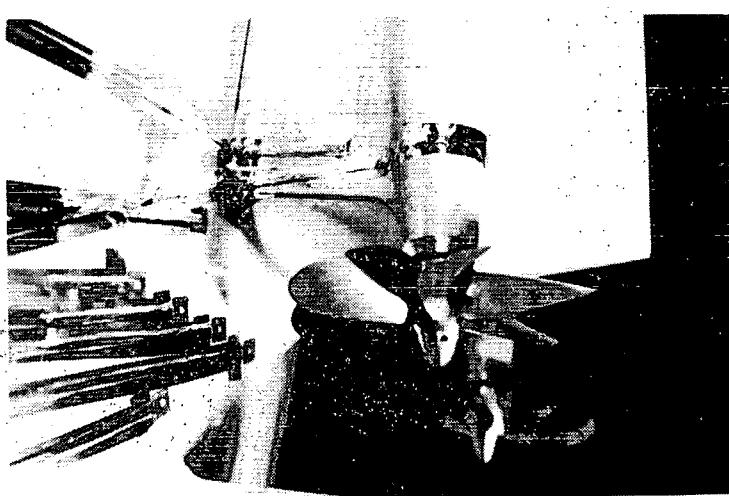


写真3.5 右舷内軸プロペラの周りに配置された変動圧力計測用
水圧計

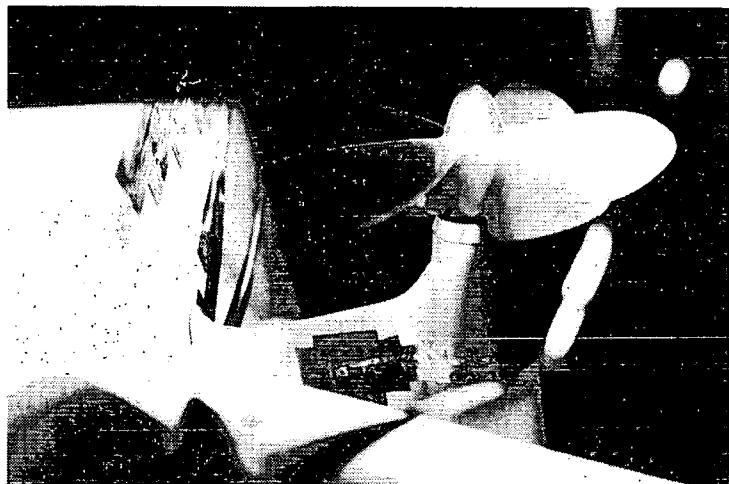


図3.6 右舷内軸プロペラのボッティング
腕部内側に配置された変動圧力
計測用水圧計



写真3.7 水圧計リード線の中継端子板

あ　と　が　き

本部会の3ヶ年にわたる実験ならびに理論解析による調査研究によって、主として最近の2軸大出力高速船に関する船尾構造およびボッシングの剛性、変形量が解明され、建造過程を含めた軸系の静的アライメントの実状が明らかになった。さらにボッシング構造の船尾まわりの流れ、プロペラ外力、附加水影響などが解明され、航走中の動的アライメントおよび軸系振動に関する多くの資料が得られた。

これら一連の調査研究によって多軸大出力超高速船の船尾形状、船尾構造、軸受支持、これらの剛性、変形量、軸受にかかる動力学的荷重など軸系に関する総合的な設計および工作基準作成のための基礎資料を得ることができた。

今後に残された課題として、欧米に比べてこれまで力のいれ方の少なかった模型船によるプロペラ外力ならびに変動水圧の計測技術、キャビテーションを伴う場合の変動水圧の推定法などに関する研究を推進するとともに、伴流の実船と模型との相関ならびに船尾構造およびプロペラによる振動減衰力に関する資料を収集して軸系に関する動力学的諸量の推定精度の一層の向上を計ることが要請される。