

## 2軸高速コンテナ船に関する馬力推定要素の 尺度影響とボッシング外力についての実験的研究

上田 隆 康\* 川上 善 郎\*

### Experimental Studies on Scale Effect of Power Estimation Factors and on Hydrodynamic Forces Acting on Bossing of High-speed Container Ship with Twin Screw Propellers

By

Takayasu UEDA & Yoshiro KAWAKAMI

#### Abstract

For high-speed and large container ships with multiple-screw propellers, complicated stern form and large bossing for supporting the propeller shaft are adopted. But scale effect of power estimation factors and estimation methods of resistance and hydrodynamic forces acting on bossing under the condition of calm sea are not yet clear for such a ship form.

In this paper, these problems are dealt with and discussed mainly on experimental results which are supposed to be useful data in designing such a ship.

#### 目 次

まえがき	17	1.3.6 その他	27
1. 馬力推定要素に関する尺度影響	19	1) 航行中の船の姿勢について	27
1.1 船体抵抗における尺度影響	19	2) ボッシングの推力減少率について	27
1.2 プロペラ単独性能, 自航要素および伴流分布	21	2. ボッシング外力	28
1.2.1 プロペラ単独性能	21	2.1 計測方法	29
1.2.2 自航要素	22	2.2 計測結果	29
1.2.3 伴流分布	22	2.3 流体力	29
1.3 ボッシング抵抗における尺度影響	22	2.4 ボッシング外力に関するその他の参考データ	31
1.3.1 ねらい	22	3. 得られた主な結果	32
1.3.2 供試模型船と計測項目	23	あとがき	34
1.3.3 ボッシング抵抗の計測方法	23	参考文献	35
1.3.4 計測結果	23		
1.3.5 実船のボッシング抵抗の推定	25		

\* 推進性能部

原稿受付: 昭和55年3月11日

#### まえがき

コンテナ船が高速化・大型化するに伴って推進方式も多軸化した。多軸コンテナ船の軸支持方式は、欧米では小型のボッシングとブラケットの併用とかブラケットのみを採用している例が多いが、本邦の建造船は

大半がボツシングである。多軸ボツシングを装備する船の設計に当っては、実船のボツシング抵抗および馬力の推定ならびにボツシングに作用する流体力の推定がむずかしいとされている。

これらの問題を調査するために、以下のような試験を行った。その1つは、実船馬力推定法の調査を目的とした相似模型船による各種水槽試験の実施である。すなわち、これらの水槽試験は、主船体の形状影響係数についての問題点の検討や、ボツシング抵抗についての尺度影響の調査を目的としたものである。特に新しい実験法の試みとしてボツシング抵抗の直接計測を行った。これらの実験結果から主船体抵抗とボツシング抵抗の尺度影響に検討を加え、それにもとづいて実船馬力の推定を行い、従来の方法と比較した。

他の1つは、ボツシングに作用する流体力の調査であり、相似模型船の1隻を使ってボツシング周りの圧力分布計測を行い、流体力の大きさ、方向などを明らかにしようとした。

使用した主な記号

添字 *M*: 模型を示す (模型船, 模型プロペラなど)。

” *S*: 実船を示す (実船, 実船用プロペラなど)。

” *N*: ボツシングの付かない状態を示す。

” *B*: ボツシングの付いた状態を示す。

$$C_T: \text{全抵抗係数} \left( C_{T.N} = \frac{R_{T.N}}{\frac{1}{2} \rho S_{T.N} V^2} \right)$$

$$C_{T.B} = \frac{R_{T.B}}{\frac{1}{2} \rho S_{T.B} V^2}$$

*R<sub>T</sub>*: 全抵抗 (*R<sub>T.N</sub>*, *R<sub>T.B</sub>*)

*S<sub>T</sub>*: 船体の浸水表面積 (*S<sub>T.N</sub>*, *S<sub>T.B</sub>*)

*R<sub>n</sub>*: 船の長さを使ったレイノルズ数,

$$R_n = \frac{L_{DWL} \cdot V}{\nu}$$

*C<sub>F</sub>*: *R<sub>n</sub>* を使って求めたシエンヘルの摩擦抵抗係数

*C<sub>WP</sub>*: ボツシングの付かない模型船の波形造波抵抗係数

*k*: 形状影響係数 (*k<sub>N</sub>*, *k<sub>B</sub>*)

*C<sub>W</sub>*: 造波抵抗係数 (*C<sub>W.N</sub>*, *C<sub>W.B</sub>*)

*R<sub>e</sub>*: プロペラ単独性能試験時のレイノルズ数,

$$R_e = \frac{n \cdot D^2}{\nu}$$

$$C_{app} = \frac{R_{T.B} - R_{T.N}}{\frac{1}{2} \rho S_B V^2}$$

$$C_{BOSS} = \frac{2R_B}{\frac{1}{2} \rho S_B V^2} = c \cdot C_{app}, \quad c \text{ は係数}$$

*R<sub>B</sub>*: 曳航時の片舷ボツシングの抵抗

*R<sub>B(s.p.)</sub>*: 自航時の片舷ボツシングの抵抗

*S<sub>B</sub>*: 両舷ボツシングの浸水表面積

*R<sub>n</sub>'*: *S<sub>B</sub>* を使ったレイノルズ数,

$$R_n' = \frac{\sqrt{\frac{S_B}{2}} \cdot V}{\nu}$$

*C<sub>F</sub>'*: *R<sub>n</sub>'* を使って求めたシエンヘルの摩擦抵抗係数

*C<sub>FB</sub>*: 本文あるいは Fig. 12 参照

*R<sub>V</sub>*: 粘性抵抗 (*R<sub>V.N</sub>*, *R<sub>V.B</sub>*)

*C<sub>V</sub>*: 粘性抵抗係数 (*C<sub>V.N</sub>*, *C<sub>V.B</sub>*)

Table 1 Principal dimensions of model ships

M. S. NO. & Material	0165 wood	0166 paraffin	0108 wood	0164 wood	
<i>L<sub>PP</sub></i> (m)*1	4.000	6.000	8.000	12.000	
<i>L<sub>DWL</sub></i> (m)	<i>L<sub>PP</sub></i> × 1.0245				
<i>L<sub>PP</sub></i> / <i>B</i>	8.00				
<i>B</i> / <i>d</i>	3.00				
<i>C<sub>B</sub></i>	0.565	0.563	0.563	0.564	
<i>C<sub>P</sub></i>	0.576	0.575	0.574	0.575	
<i>C<sub>M</sub></i>	0.98				
<i>l<sub>CB</sub></i> (% of <i>L<sub>PP</sub></i> )	+2.30	+2.44	+2.40	+2.43	
Load condition	Fully loaded				
<i>d</i> (m) evenkeel	0.1667	0.2500	0.3333	0.5000	
<i>T<sub>rim</sub></i>	0				
<i>V</i> (m <sup>3</sup> )*2	0.19108		1.5221	5.1489	
	0.18840	0.6341	1.5013	5.0781	
<i>S<sub>T</sub></i> (m <sup>2</sup> )*2	<i>S<sub>T.B</sub></i>	2.6004		10.2866	23.2937
	<i>S<sub>T.N</sub></i>	2.4774	5.5661	9.8164	22.2347
<i>S<sub>B</sub></i> (m <sup>2</sup> )*3	0.2170		0.8418	1.9060	

\* 1 Full scale 240m

\* 2 Upper line ; under the condition with all appendages

Lower line ; " without two bossings

\* 3 Surface area of two bossings

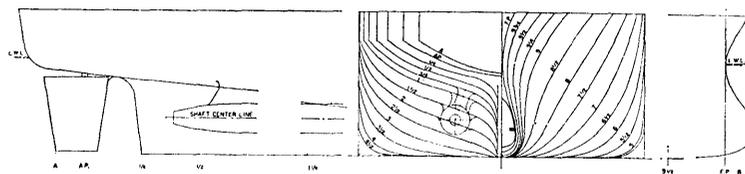


Fig. 1 Body plan, stem-and stern shapes.

Table 2 Principal dimensions of model propellers

M. P. NO.	0051 <sup>R</sup> <sub>L</sub>	0083 <sup>R</sup> <sub>L</sub>
Diameter (m)	0.1970	0.2955
Boss ratio	0.180	
H/D	1.245	
E. A. R.	0.8372	
B. T. R.	0.0570	
Angle of rake	10°	
NO. of blades	5	
Blade section	M. A. U.	
for M. S. NO.	0108(8m)	0164(12m)

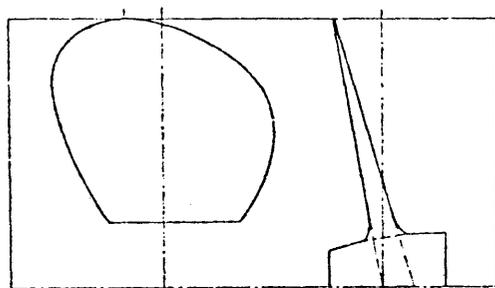


Fig. 2 Propeller shape

1. 馬力推定要素に関する尺度影響

本章における調査対象は、主として船体抵抗とボツシング抵抗における尺度影響である。またプロペラ単独性能試験、自航試験、伴流計測も一連の船型試験としてつけ加えた。

試験に供した相似模型船の主要目と正面線図・船首尾形状図を Table 1, Fig. 1 に、模型プロペラの主要目と翼輪郭図を Table 2, Fig. 2 にそれぞれ示す。

1.1 船体抵抗における尺度影響

Table 3 Kinds of test

kinds of test *1	two bossings	M. S. NO.			
		0165	0166	0108	0164
resistance test	with	○		○	○
	without	○	○	○	○
wave measurement	without	○	○	○	○
self propulsion test	with			○	○
wake survey	with			○	
bossing resistance measurement	with	○ *2		○ *2 ○ *3	○ *2
	without				
Pressure measurement on bossing surface	with			○ *2 ○ *3	

N. B., \*1 : All tests were carried out under the fully loaded condition.

\*2 : under the towing condition

\*3 : // self propulsion condition

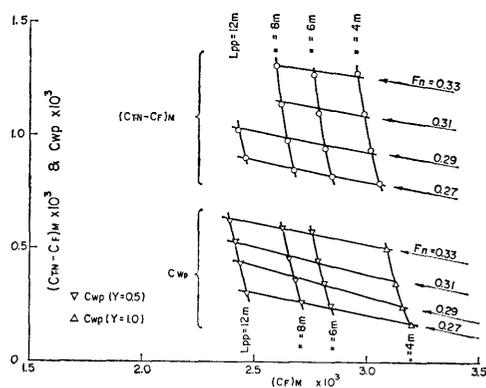


Fig. 3  $(C_{TN}-C_F)_M$  and  $C_{WP}$  under the condition of without bossings

4 隻の相似模型船を使って船体抵抗の尺度影響を調査した。船体付加物のうち、舵とビルジキールは取付

けたままであるが、ボツシングは取付けた状態と取りはずした状態について抵抗試験を行った。載貨状態はすべて満載状態である。実施した試験の種類などをTable 3に示した。

ボツシングの付かない状態の抵抗試験結果から  $(C_F)_M$  と  $(C_{T.N}-C_F)_M$  の関係を Fig. 3 に示す。 $C_{T.N}$ ,  $C_F$  はボツシングの付かない船体の全抵抗係数、平板の摩擦抵抗係数を示し、添字  $M$  は模型を意味する。剰余抵抗係数、造波抵抗係数、形状影響係数をそれぞれ  $C_R$ ,  $C_W$ ,  $k$  として  $C_R=(C_{T.N}-C_F)_M=C_W+k\cdot(C_F)_M$  と仮定し、これらの相似模型船 (Geosims) の等フルード数の  $C_R$  を直線で結べば、この直線の傾斜は  $k$  を与えることになるが、本図からは  $k < 0$  となり不都合である。相似模型船によって  $1+k$  を求める方法は、任意のフルード数における  $1+k$  を求めることができるが、今回に限らず今までも  $k \leq 0$  となる場合がしばしばあった。特に2軸船型では数例がある。しかしこのように相似模型船で  $k \leq 0$  となった模型船を含め、通常の船型では低速抵抗試験から求められる  $k$  が  $k \leq 0$  となった例がない。相似模型船から求められる  $k$  が負になる原因について解明されないままになっている。この原因を究明するためには、下記のような事項の検討が必要であろう。すなわち、

- i) 相似船型の抵抗の相関関係が滑面平板の乱流摩擦抵抗係数曲線 (本稿中ではすべてシエルヘルの

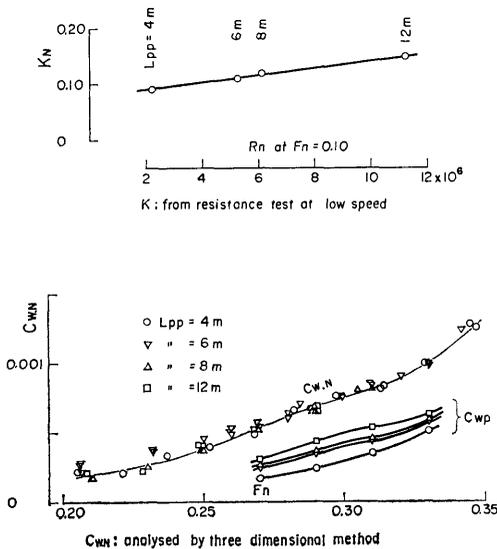


Fig. 4  $K_N$  and  $C_{W.N}$ , without bossings

(298)

frictional mean line を使っている) に基礎をおいていることの是非、

- ii) 造波と粘性の相互干渉の影響すなわち抵抗成分が前記の式で表現しきれず干渉項の導入を考慮すること、

- iii)  $k$ ,  $C_W$  に対する尺度影響

である。

ボツシングの付かない状態の抵抗試験結果から3次元解析法にもとずいて  $k$  と  $C_W$  を求めたものが Fig. 4 である。図中記号の添字  $N$  はボツシングの付かない状態を意味する。この  $k$  の決定は、各模型船とも低速領域の抵抗値にバラツキが少なかったので容易であった。3次元解析では、はじめに低速領域の抵抗値から  $k$  が決定され、続いてこの  $k$  を使って  $C_W$  が求められるが、 $k$  が Fig. 4 に示されるように船の長さが大きくなるに従って  $k$  も大きくなる傾向があるとすれば  $C_W$  は  $L_{pp}$  に関係なくよく一致している。この  $C_W$  は  $k$  を介して求められたものであるが、 $k$  と関係なく求められる  $C_W$  が  $L_{pp}$  とどんな関係にあるかを調らべるために、ボツシングの付かない模型船を使って波形計測を行った。波形計測の  $Y$  の位置は  $L_{pp} = 4$  m に対する  $Y=1.0$  のほかは  $Y=0.5$  である。ここで  $Y$  の意味は、 $l$  を船体中心線と波形計測位置との距離、 $L$  を船の長さとする  $Y=l/L$  である。波形計測から求められた波形造波抵抗係数  $C_{WP}$  を Fig. 3, Fig. 4 中に示したが、本図によると、模型船が大きくなるに従って  $C_{WP}$  も大きくなっており、しかも Fig. 3 において等フルード数で各模型船の  $(C_{T.N}-C_F)_M$  を結ぶ直線の傾斜と、 $C_{WP}$  においても同様にして等フルード数の  $C_{WP}$  を結ぶ直線の傾斜が酷似している。

これらの相似模型船において、抵抗試験による3次元解析からは、Fig. 4 に示すように  $C_W$  が殆んど一致する結果が得られたが、波形解析からは  $C_{WP}$  に尺度影響が現われているような結果が得られた。

3次元解析により  $C_W$  を求める際、模型船の大きさに従って大きくなる  $k$  を使用したが、 $k$  の確定にある程度の任意性があること、 $C_{WP}$  が Fig. 4 のように  $C_W$  に一致しない場合がしばしばあること、文献1) によると相似模型船の内大きい船の  $C_{WP}$  は、大きい船によって起される波の方が粘性影響を少なく受けるので小さい模型船の  $C_{WP}$  より大きくなることなどを考え合せると、 $k$  と  $C_W$  がどのような値と傾向を持つものか容易に把握しがたい。この原因は解析

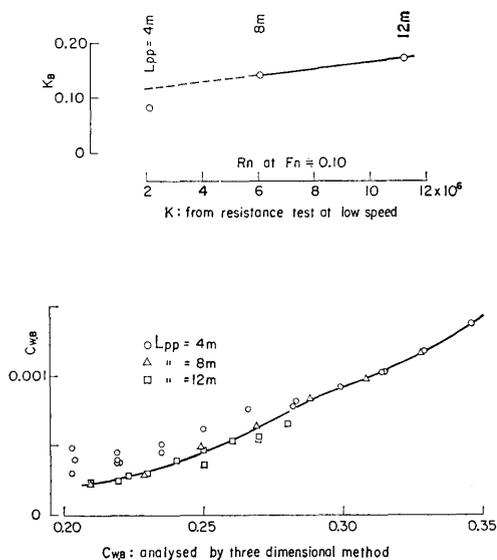


Fig. 5 Results of resistance tests, with bossings

法に問題が含まれているためと思われる。

そこで、相似模型船を使って求めた  $1+k$  が  $1+k \leq 1.0$  となる原因の究明として更に次のような解析法を試みた。すなわち、文献1)を参考にして作った次の2式

$$k_M = \left(\frac{C_{FM}}{C_{FS}}\right)^{1/n} \cdot k_s, \quad C_{WM} = \left\{1 - \left(1 - \frac{C_{FS}}{C_{FM}}\right)^m\right\} \cdot C_{WS}$$

と、今回の一連の実験結果を用いて解析を試みたが、結局、この原因について究明することが出来なかった。 $1+k$  の  $F_n$ ,  $R_n$  による影響、 $C_W$  の  $R_n$  による影響<sup>1)</sup> などについて今後より一層の研究が必要である。

ボツシングを取付けた状態の抵抗試験結果を参考として Fig. 5 に示した。

## 1.2 プロペラ単独性能, 自航要素および伴流分布

### 1.2.1 プロペラ単独性能

4 m 模型船用のプロペラは直径が10cm弱となり、自航計測の精度を考慮した結果製作しないことにした。従って Table 2 に示されているように、 $L_{pp} = 8$  m と12m 模型船のそれぞれ左、右舷用プロペラが製作され、これらを Table 4 に示す数種のレイノルズ数  $Re$  でプロペラ単独性能試験が実施された。これらの試験結果を Fig. 6 に示す。試験レイノルズ数は  $Re = 4.5 \times 10^5 \sim 12.3 \times 10^5$  の範囲であるが、 $K_T$ ,  $K_Q$  とともにレイノルズ数の影響が殆んど現われていない。 $L_{pp} =$

8 m 用, 12m 用の左舷プロペラについても作動範囲内の数点を試験したが、それぞれの右舷用プロペラの性能と殆んど差がなかったため、工作精度は良好であったと言える。

Table 4 Reynold's number on propeller open water test

M. P. NO.	0051R	0083R
Diameter (m)	0.1970	0.2955
$n(\text{rps})/Re \times 10^{-5}$	13/4.48	8/7.06
	20/6.87	11/9.68
	26/8.93	14/12.29

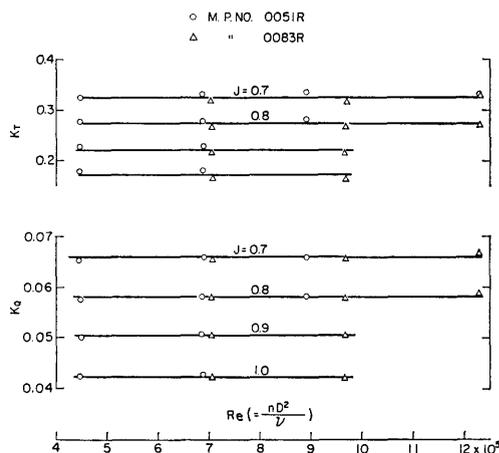


Fig. 6 Characteristics of propellers in open water

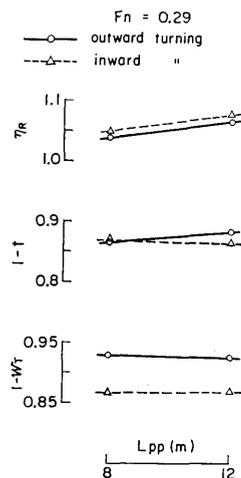


Fig. 7 Self propulsion factors

1.2.2 自航要素

自航試験は、8 mと12mの模型船について、満載状態の実船自航点でプロペラの内廻りと外廻りについて実施された。4 m模型船は船体抵抗とボツシング抵抗の尺度影響の調査に使用されたが、4 m模型船による自航試験は実施されなかった。従って自航要素の尺度影響については2隻のデータがあるのみであるが、Fig. 7に示すように  $1-W_T$ 、 $1-t$ ともこの範囲の模型船長さの差では、いずれもはっきりとした尺度影響は現われなかった。また、本図にはプロペラの回転方向による自航要素の差が示されている。プロペラ回転方向の影響は、 $1-t$ 、 $\eta_R$ にはみられなかったが、 $1-W_T$ は内廻りの方が約6%も小さくなった。この事実は文献 2), 3), 4)でも明らかにされている。

1.2.3 伴流分布

8 m 模型船の  $F_n \approx 0.29$  における伴流計測結果を Fig. 8, 9 に示す。Fig. 8 はボツシング取付部の周りに伴流の集中がみられる典型的な2軸高速船の伴流分布である。また、流速の不均一性も2軸船型としては普通である。1.2.2 においてプロペラの外廻りより内廻りの方が、 $1-W_T$  が低く、推進効率が良好となったが、Fig. 9 の流速成分はこの原因を間接的に示している。なお、nominal wake は  $W_N = 0.143$  であり、内廻りにおいて  $W_N/W_E = 1.08$  であった。

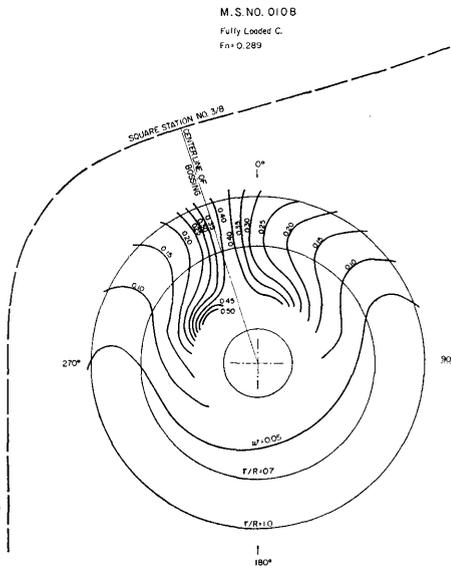


Fig. 8 Flow pattern at the propeller position

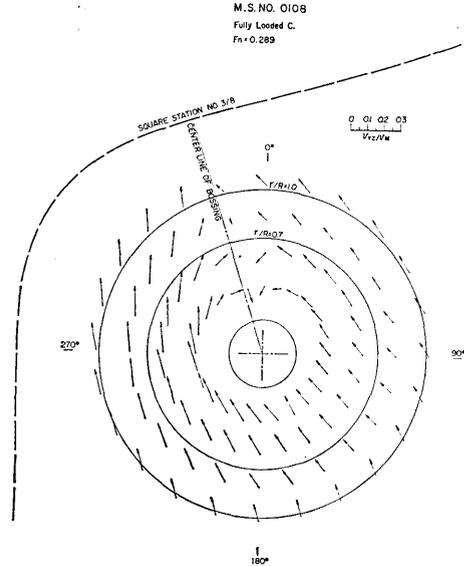


Fig. 9 Flow pattern at the propeller position ( $V_{yz}/V_m$  vectors)

1.3 ボツシング抵抗における尺度影響

1.3.1 ねらい

高速船一特に大型高速コンテナ船一は、2軸、3軸のかなり大きなボツシングを有している。このボツシングに関してはなお研究すべき課題が少なくない。これらの課題のうち、抵抗推進関係では、ボツシング抵抗とその尺度影響を調査することなどであろう。これらの課題は相互に関連を有しかつ複雑であるが、上記の問題点に関する新しい知見を得るため、新たにボツシング抵抗検力計を製作して以下に示す実験を行った。

1.3.2 供試模型船と計測項目

供試模型船は Table 1 中のパラフィン製6 m模型船を除く3隻であり、計測項目はこれら3隻の右舷ボツシングの抵抗計測である。ボツシング抵抗の計測は、4 mと12mの模型船では曳航状態で、8 m模型船では曳航と自航の両状態でそれぞれ実施した。

1.3.3 ボツシング抵抗の計測方法

ボツシング抵抗を直接計測した例はまだないようであり、ボツシングの有無における船体抵抗の差が大体ボツシング抵抗を与えると見なされてきた。しかしボツシング抵抗をもう少し正確に取扱う場合は、ボツシングの付かない船体の抵抗から何んらかの方法によってボツシング取付け部分の摩擦抵抗を差し引き、これ

に前記の差の値を加えている。しかし、ボツシングの有無の両状態における主船体表面周りの流れは当然異なるので、このような方法によってはたしてボツシング抵抗が求められるのか不明である。そこで容易に考えられることは、流場に変化をもたらさずにボツシングを船体からわずかに離してその抵抗を直接計測する方法である。厳密にはこのようなことは不可能であるが、極力この状態に近づけて直接計測を試みた。まず主船体側のボツシング取付け部の表面を約1mm程削り込み、一方、船内に設置された抵抗検力計に強固に取付けられたボツシングを、先程の削り込んだ部分に約1mmの間隔を保持するように注意深く配置させた。ボツシング取付け部の全周のすき間には、ボツシング周りの流れを極力変化させないこと、抵抗検力に支障をきたさないことなどに配慮しながら、トレスター(合成樹脂製の製図用紙)でカバーを施した。

大型模型船のボツシングは、検力計に取付けられているだけでは、ボツシングの正規の位置保持が困難と

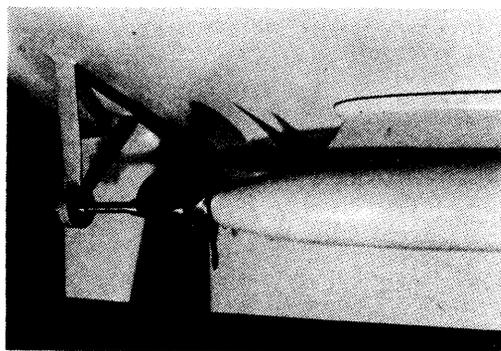


Photo-1 Propeller shaft supported by provisional shaft bracket behind propeller

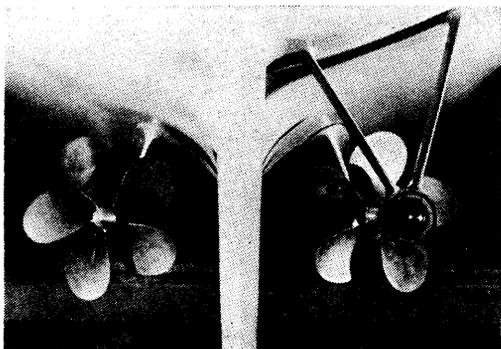


Photo-2 Setup of provisional shaft bracket showed at photo-1.

みられたのでボツシングの前後にミニチュアベアリングを組込み、このベアリングの船体側接触面には板ガラスをはめ込んでボツシングの姿勢を保持させた。

検力計は天秤とスプリングの組合せであり、スプリングの変位は差動トランスで検出する。計測の容量と精度はそれぞれ1.5kg, 1grである。

8m模型船では、自航状態のボツシング抵抗も計測したが、このために、ボツシング内には、プロペラ軸貫通孔を大きくあけ、ボツシングとプロペラ軸が接触しないようにするとともに、プロペラ軸をプロペラ後方に延長し、プロペラ後方に仮設したシャフトブラケットと、船体の内側に取付けた軸受けによりプロペラ軸を支持させた。この様子を Photo-1, -2 に示す。

### 1.3.4 計測結果

3隻の相似模型船についてボツシングの有無の場合の船体抵抗の計測とボツシング抵抗の直接計測とを実施したが、その結果を Fig. 10 に示す。図中の表示は次の通りである。すなわち、 $(R_{T.B} - R_{T.N})$  はボツシングの有無による船体抵抗の差であり、 $R_B$  は直接計測法によるボツシング抵抗である。本図によると、 $F_n = 0.29$  で  $2R_B$  は  $R_{T.B}$  の約6.5~8%であり、 $(R_{T.B} - R_{T.N})$  の約75~85%である。 $2R_B/R_{T.B}$ ,  $(R_{T.B} - R_{T.N})/R_{T.B}$  は模型船が大きくなるに従って小さくなる傾向がみられる。

$(R_{T.B} - R_{T.N})$ ,  $2R_B$  の無次元値をレイノルズ数を横軸に示したものが Fig. 11 である。図中の記号  $S_B$  は両舷ボツシングの浸水表面積であり、 $R_n$ ,  $R_n'$  はそれぞれ  $L_{DWL}$ ,  $\sqrt{S_B/2}$  を使ったレイノルズ数である。 $C_{F'}$  と  $C_{FB}$  はともにシエンヘル線であるが、 $C_{F'}$  は  $R_n'$  によるものであり、 $C_{FB}$  は、Fig. 11 中の  $(R_{T.B} - R_{T.N})$  や  $2R_B$  の無次元値が  $C_{F'}$  より低くなっているのをこれを改善しようとした仮想線で、Fig. 12 のようにして求めたものである。

ここに導入した  $C_{FB}$  は  $L_{pp} = 12m$  の  $2R_B$  の無次元値を除くほかの  $(R_{T.B} - R_{T.N})$  と  $2R_B$  の無次元値より低くなった。しかし、3隻の  $(R_{T.B} - R_{T.N})$  と  $2R_B$  の無次元値は  $C_{FB}$  よりも  $C_{F'}$  線の傾斜に沿っているようにみえる。

次に  $(R_{T.B} - R_{T.N})$  と  $2R_B$  の  $V_M^n$  に対する関係を調べたが、Fig. 13 のように、低速領域を除けば  $n$  は意外に大きく  $n = 2.3 \sim 2.7$  となっている。Lucy Ashton 号に関する Lackenby の報告<sup>6)</sup>からの再解析結果が文献 5) に示されているが、この Lucy

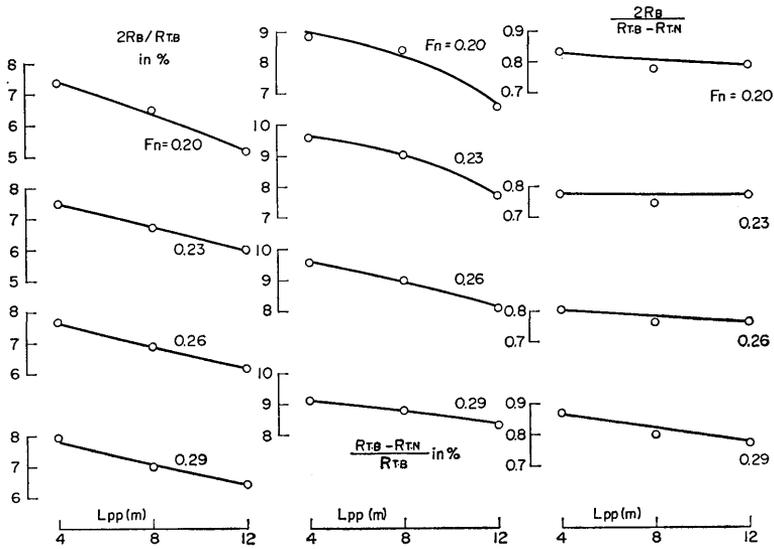


Fig. 10 Bossing resistance

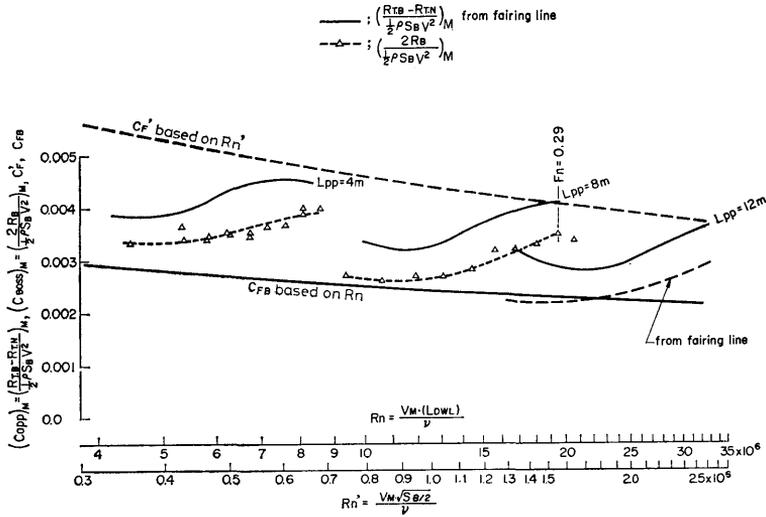


Fig. 11 Bossing resistance coefficients vs Reynolds number

Ashton 号の実船と模型船で計測されたボツシング抵抗 ( $R_{T.B} - R_{T.N}$ ) においても  $n = 2.5 \sim 3.1$  となっている。

1.3.5 実船のボツシング抵抗の推定

実船のボツシング抵抗および全抵抗を以下に示す数種の方法で計算し比較することにした。以下の計算には、8 m 模型船の  $F_n = 0.29$  (定格速力) のデータを

使った。

その 1 ( $M - 1$  とする)

はじめに実船のボツシングの付かない状態の全抵抗係数を次のように求める。

$$(C_{T.N})_s = C_{W.N} + (1 + k_N) \cdot (C_F)_s + \Delta C_F$$

$C_{W.N}$  と  $1 + k_N$  は模型船の対応状態の試験結果 (Fig. 4) を用いる。次に、次式によってボツシングの形状

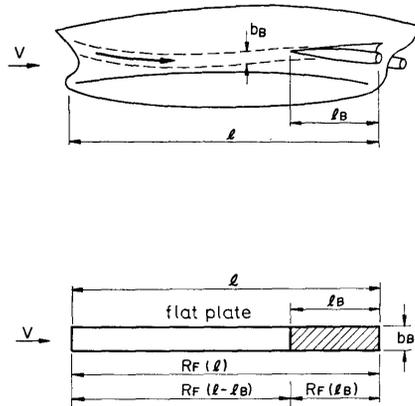


Fig. 12 Provisional line of model-ship correlation concerning bossing resistance

影響係数 ( $k_1$ ) を求める。

$$(C_{app})_M = \left\{ \frac{(R_{T.B} - R_{T.N})}{\frac{1}{2} \rho S_B V^2} \right\}_M = (C_F)_{M'} \cdot (1 + k_1)$$

この  $1 + k_1$  を使って実船のボツシング抵抗係数を求める。すなわち、

$$(C_{app})_s = (1 + k_1) \cdot (C_F)_s' + \Delta C_{F'}$$

$k_1$  は 8 m 模型船の  $F_n = 0.29$  においては  $k_1 = 0$  である (Fig. 11)。実船のボツシングの付いた状態の全抵抗は次のとおり。

$$(R_{T.B})_s = \left( \frac{1}{2} \rho V^2 \right)_s \cdot \{ (C_{T.N})_s \cdot (S_{T.N})_s + (C_{app})_s \cdot (S_B)_s \}$$

$\Delta C_F$ ,  $\Delta C_{F'}$  は主船体およびボツシングに対する粗度修正係数である。

この  $M-1$  の方法では、 $C_{W.N}$  がボツシングの付いた状態の造波抵抗係数  $C_{W.B}$  に等しいと仮定され、またボツシングの取付くべき船体表面の摩擦抵抗が余分に加わっている。 $M-1$  は文献 5), 7) と類似の方法である。

その 2 ( $M-2$ )

ボツシングを特に付加物としての取扱いをせず、ボツシングの付いた船体に 3 次元解析法をそのまま適用する。すなわち、

$$(C_{T.B})_s = C_{W.B} + (1 + k_B) \cdot (C_F)_s + \Delta C_F$$

ここで、 $C_{W.B} = (C_{T.B})_M - (1 + k_B) \cdot (C_F)_M$  であり、 $k_B$  は Fig. 5 によれば 8 m 模型船において 0.140 である。従って実船の全抵抗  $(R_{T.B})_s$  は次の通り。

$$(R_{T.B})_s = \left( \frac{1}{2} \rho S_{T.B} V^2 \right)_s \cdot (C_{T.B})_s$$

$$R_F(l_B) = R_F(l) - R_F(l - l_B)$$

$$R_F(l) = C_F(l) \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot l \cdot b_B \cdot V^2$$

$$R_F(l - l_B) = C_F(l - l_B) \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot (l - l_B) \cdot b_B \cdot V^2$$

$$\therefore R_F(l_B) = \frac{1}{2} \rho \cdot b_B \cdot V^2 \cdot l_B \left\{ C_F(l) \left( \frac{l}{l_B} \right) - C_F(l - l_B) \left( \frac{l - l_B}{l_B} \right) \right\}$$

$$C_{FB} = \frac{R_F(l_B)}{\frac{1}{2} \rho \cdot b_B \cdot l_B \cdot V^2} = C_F(l) \frac{l}{l_B} - C_F(l - l_B) \left( \frac{l - l_B}{l_B} \right)$$

$R_n \sim C_{FB}$ ; provisional line

その 3 ( $M-3$ )

i) 模型船のボツシング抵抗係数よりその形状影響係数をつぎのように求める。

$$(C_{BOSS})_M = \left( \frac{2R_B}{\frac{1}{2} \rho S_B V^2} \right)_M = (1 + k_2) \cdot (C_{FB})_M$$

$1 + k_2$  は、Fig. 11 における 8 m 模型船の  $F_n = 0.29$  の  $(C_{BOSS})_M$  の値から  $1 + k_2 = 1.60$  である。この値をそのまま実船に適用する。

ii) 実船のボツシング抵抗係数は次のとおり。

$$(C_{BOSS})_s = (1 + k_2) \cdot (C_{F.B})_s + \Delta C_{F1}$$

iii) 実船の全抵抗

$$(R_{T.B})_s = \left( \frac{1}{2} \rho V^2 \right)_s \cdot \{ C_{W.N} \cdot S_{T.N} + C_{BOSS} \cdot S_B + C_{V.N} \cdot (S_{T.B} - S_B) \}_s$$

ここで、 $C_{V.N}$  はボツシング取付面を除く裸船体の粘性抵抗係数であり、次の順序で求める。

$$(R_{T.B})_M - (R_{W.N})_M = (R_{V.B})_M$$

$$(R_{V.N})_M = (R_{V.B})_M - (2R_B)_M$$

$$(C_{V.N})_M = \left\{ \frac{R_{V.N}}{\frac{1}{2} \rho (S_{T.B} - S_B) V^2} \right\}_M = (1 + k_3) \cdot (C_F)_M$$

$$(C_{V.N})_s = (1 + k_3) \cdot (C_F)_s + \Delta C_{F2}$$

その 4 ( $M-4$ )

$M-1$  での  $(C_{app})_s$  は  $C_{F'}$  線を使って求めたが、ここでは  $C_{F'}$  の代わりに  $C_{FB}$  を使った。その他はすべて  $M-1$  と同じ。

その 5 ( $M-5$ )

$M-3$  での  $(C_{BOSS})_s$  は  $C_{FB}$  を外挿線として求め

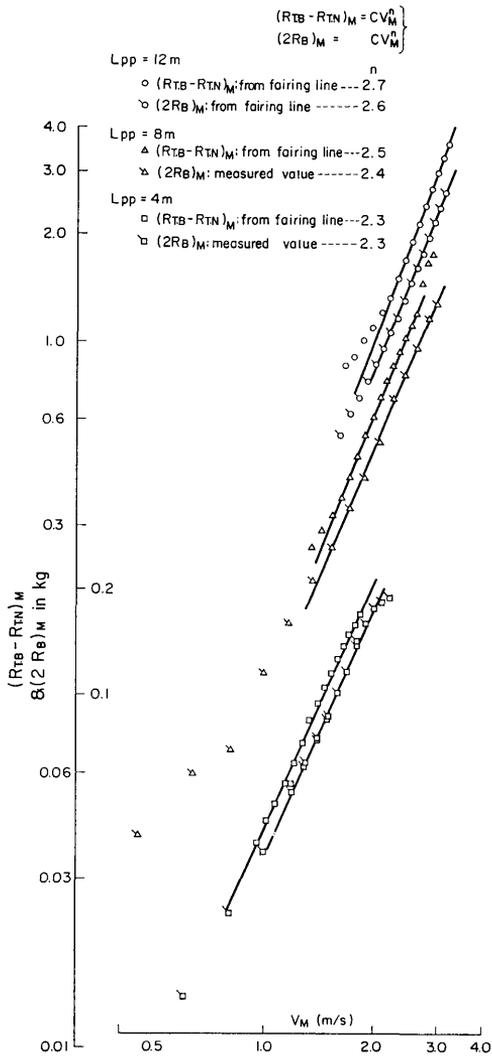


Fig. 13 Bossing resistance vs model speed

たが、ここでは  $C_{FB}$  の代わりに  $C_{F'}$  を使った。その他はすべて  $M-3$  と同じ。

$M-1$  から  $M-3$  までに使った諸数値を参考までに示すと次の通りである。

- $M-1$  において:  $\Delta C_{F1} = 0.10 \times 10^{-3}$ ,  $\Delta C_{F'} = 0.13 \times 10^{-3}$ ,
- $M-2$  " :  $\Delta C_{F1} = 0.10 \times 10^{-3}$ ,
- $M-3$  " :  $\Delta C_{F1} = 0.13 \times 10^{-3}$ ,  $1 + k_3 = 1.20$ ,  $\Delta C_{F2} = 0.10 \times 10^{-3}$

以上5つの方法で定格速力における実船のボツシング抵抗と全抵抗を求めたものが Fig. 14 である。本図

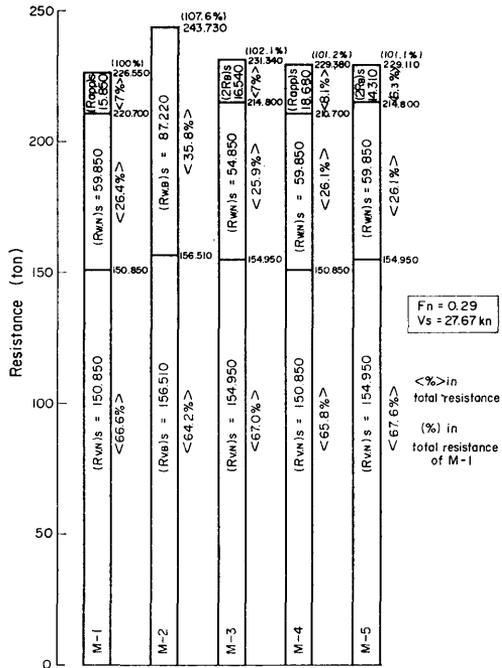


Fig. 14 Ship resistance estimated from various method

によるとボツシング抵抗は  $M-1$  と  $M-3$  の差は4%あり、全抵抗に対する割合ではともに7%であった。また5つの方法による実船全抵抗の大きさは  $M-1 < M-3 \approx M-4 \approx M-5 < M-2$  となった。

次に  $M-1$ ,  $M-2$ ,  $M-3$  の方法により求めた全抵抗値と8m模型船の自航要素とを用いて有効馬力と伝達馬力を計算し、Fig. 15 に示した。推進効率 は1.2.2の Fig.7 に示すようにプロペラ内廻りの方がよかったのでこれを採用した。1-t,  $\eta_0$ ,  $\eta_R$  には尺度影響を考慮しなかったが、1-W は文献7)の2軸船に対する値すなわち、 $\epsilon = (1 - W_s) / (1 - W_M) = 1.05$  を使用した。 $M-2$  はともかく  $M-1$  と  $M-3$  の馬力差は定格速力27.7ノットで約2%であった。

本船のようなボツシングをもつ2軸船の馬力推定に当って、ボツシングの直接計測という手法を利用し、いままでに行なわれている方法も含めて馬力推定法を検討したが、現状では従来から用いられて来た  $M-1$  の方法がもっとも合理的であろうと考えられる。

1.3.6 その他

- 1) 航走中の船の姿勢について
- 3隻の模型船の長さを横軸に、船体平均沈下量、船

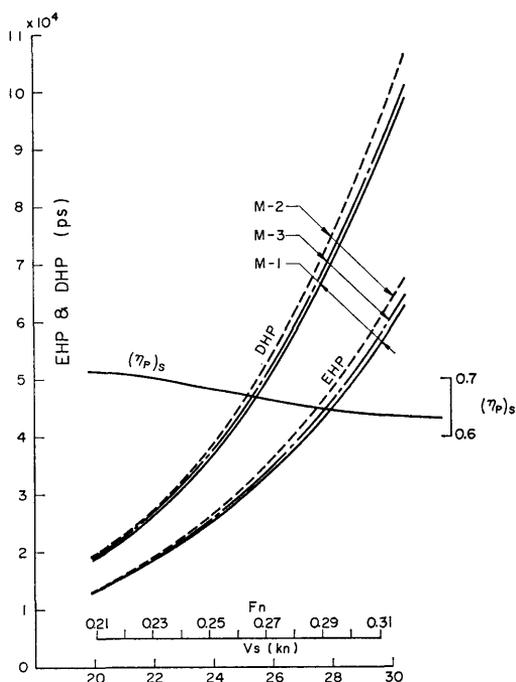


Fig. 15 Power curves

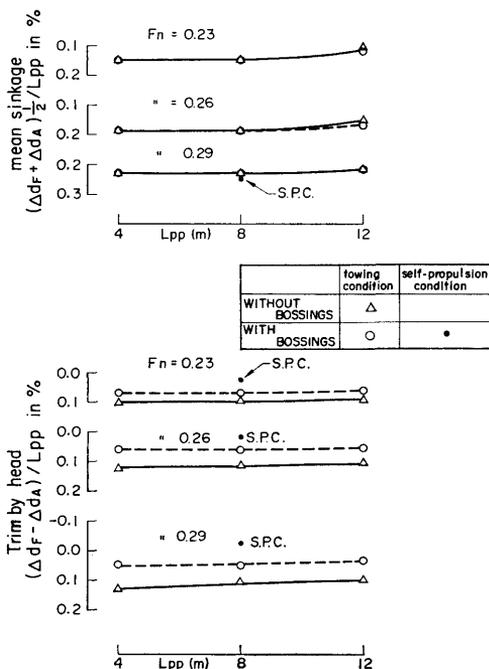


Fig. 16 Mean sinkage and trim by head

首トリムを示したものが Fig. 16 である。本図によると、船体平均沈下量には、ボツシングの有無、模型船の大きさによる影響はないが、船首トリムにはボツシングの有無による影響がみられ、ボツシングを取付けた場合、文献 6) の調査結果とは逆に船首トリムが小さくなっている。8 m 模型船では、曳航時より自航時の方がさらに船首トリムが小さくなっている。すなわち、ボツシングの取付け、プロペラの作動はいずれも船尾沈下をまねいているといえよう。このような船では、航走中の船尾沈下による抵抗増加をまねかないよう船尾形状の設計に十分気を付ける必要がある。

2) ボツシングの推力減少率について

8 m 模型船の自航時に計測したボツシング抵抗  $R_{B(s.p.)}$  は、 $F_n = 0.21 \sim 0.33$  で  $R_{B(s.p.)}/R_B = 1.65 \sim 1.75$  であった。

模型船の自航点における推力減少率  $t$  は、

$$t = 1 - \frac{R_{T.B}}{T_R + T_L + S.F.C.}$$

$T_R$ ,  $T_L$  は右舷、左舷プロペラの推力である。 $F_n = 0.29$  において、 $R_{T.B} = 13.55 \text{ kg}$ ,  $T_R = 5.28 \text{ kg}$ ,  $T_L = 5.82 \text{ kg}$ ,  $S.F.C. = 4.55 \text{ kg}$  であったから、 $t = 0.134$  である。

これに対し、ボツシング自体の推力減少率  $t_B$  は、

$$t_B = \frac{2(R_{B(s.p.)} - R_B)}{T_R + T_L + S.F.C.} = \frac{2\Delta R_B}{T_R + T_L + S.F.C.}$$

$2(R_{B(s.p.)} - R_B) = 2 \times (0.815 - 0.476) = 0.678 \text{ kg}$  であったので、 $t_B = 0.043$  である。船全体の推力減少率に対するボツシング自体のその割合は  $t_B/t = 0.32$  でありかなり大きな比重を占めているので、ボツシング形状の決定に当っては十分な考慮が払われるべきである。

## 2. ボツシング外力

船舶が平穩海面を航行しているときのボツシングに作用する流体力は、プロペラの負荷変動から誘起される軸の不均衡力（ベアリング・フォースと呼ばれる）とともに、軸系アラインメントの設定、軸受けの潤滑さらにボツシング取付け部の強度などに大きな影響を与える<sup>8)</sup>。

軸系のアラインメントは、船台ないしは乾船渠内で、船の浮上時の浮力等による船体撓みや、ボツシングの付いた船舶ではボツシングによる同様の撓みを考慮して設定されるが、航走中の流体力による構造撓みについては、まだ十分考慮に入れることが出来ない現

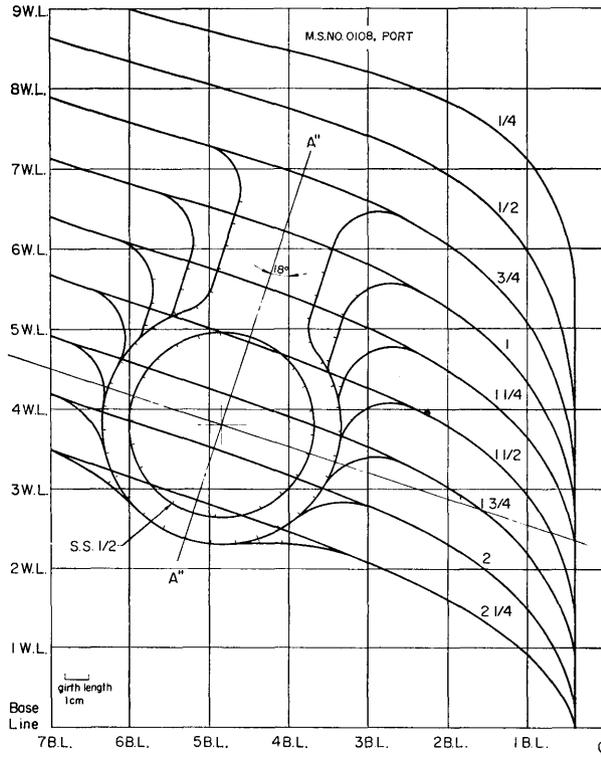


Fig. 17 Sections of bossing

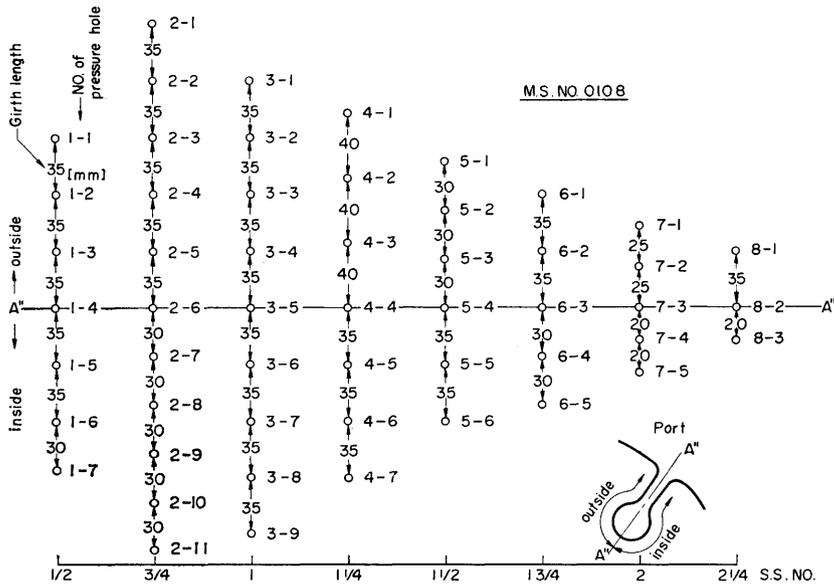


Fig. 18 Arrangement of pressure holes at bossing surface

状である<sup>9)</sup>。

このような現状に鑑み、浮上静止時に比べ、航走中のボツシングに如何なる流体力が作用するかを調らべることにし、このためにボツシング周りの圧力分布を計測することにした。さらに1.3.6の1)に記したようにボツシングの装着によって船体の航走姿勢が変化することについて、圧力分布の計測からその原因の究明が出来ることを期待した。

ただし、旋回時や波浪中のボツシングにかかる流体力の調査も上記の問題と同様重要であるが、今回は取扱わなかった。

## 2.1 計測方法

8 m 模型船を使って曳航、自航の両状態で左舷ボツシング周りの圧力分布を計測したが、その計測方法は次の通りである。

多数の圧力計測孔をボツシング表面に分布させたがその圧力計測孔は、内径、外径がそれぞれ1 mmφ、2 mmφの銅パイプで作られ、このパイプがボツシング表面に直角に埋込まれ、表面に突出しないように仕上げられた。左舷ボツシング部分の横断面図を Fig. 17に、各横断面のガース線上に配した合計53個所の圧力計測孔の位置を Fig. 18 に示す。

圧力計測孔から導かれた圧力導入管は陰圧タンク付き多管マノメータ（水引上げ式）に接続された。マノメータの陰圧タンク内の圧力は、他端を大気開放とした差圧計によって計測された。ボツシング表面の壁圧は、模型船の静止時と走行時におけるマノメータの水柱と差圧計による陰圧タンク内の圧力計測から求められた。

## 2.2 計測結果

計測は模型船速度を 2.061m/s( $F_n=0.23$ )~2.959 m/s( $F_n=0.33$ )の範囲内の6種において実施された。その中から1例を Fig. 19 に示す。ただし本図における圧力値は航走時と静止時の差である。

Fig. 19 に現われている傾向等は次の通りである。

- (1) 各横断面の圧力分布は模型船速度が変化してもほぼ相似形である。
- (2) プロペラの影響は、プロペラの前方約 4.5D (S. S. 1<sup>1</sup>/<sub>2</sub>) まで及んでおり、プロペラの近傍(約1.5D……S. S. 3/4)ではプロペラの作動による圧力低下が著しい。

## 2.3 流体力

こうして計測された圧力分布から流体力を計算した。すなわち、各スケアーステーションの計測点にお

ける壁圧を垂直成分と水平成分に分け、これにガース長さを乗じて積分したものが Fig. 20 である。ボツシング断面においてボツシングと船体との取付け部(コーナ部)は積分範囲から除かれている。

Fig. 20 にみられるように、垂直力は各断面とも下向きであり特にプロペラの近傍では大きい。また曳航時より自航時の方が大きい。水平力は S. S. 3/4 では、船体中心向きであるが、プロペラ近傍では外向きの力が大きくなっている。

Fig. 20 の曲線をボツシングの長さ方向に積分して片舷のボツシングに作用する流体力を求めたものが

Table 5 Hydrodynamic forces acting on bossing

Condition	Vertical		Horizontal	
	towing	self propulsion	towing	self propulsion
Force (kg)	2.12	2.37	0.15	0.47
Direction	downward	downward	centerward	outward
Trim moment about M. S.	6.89 kg-m	7.82 kg-m	/	

Table 5 である。これらの計測値は軸系のアラインメントに関して有意義なデータであると思う。

船体姿勢に及ぼすボツシングとプロペラの作用については、Table 5 にみられるとおり、明らかにボツシング自体が船首トリムを抑える作用を有し、さらに、プロペラの作動によってこの作用が大きくなるとともに、プロペラ近傍の船体外板も圧力低下が起るので、結局これらが加わったトリムモーメントが誘起されると考えられる。

## 2.4 ボツシング外力に関するその他の参考データ<sup>9)</sup>

対象実船のある2軸高速コンテナ船の8 m 模型船(M. S. NO. 0179)を使って2.1で記したと全く同じ方法でボツシング周りの圧力分布を計測し、流体力を求めた例があるのでここに記して参考とする。

対象実船の概要は次の通り。

$$L_{pp} \times B \times d = 248.0\text{m} \times 32.2\text{m} \times 12.0\text{m}.$$

$$G. T. = 39,000 \text{ ton}.$$

$$\text{ENG. Out put} = 68,000 \text{ ps NOR}.$$

Propeller : Z=5, D=7.0m, twin screw, outward turning.

模型船では、左舷側ボツシングを使って Fig. 21 に

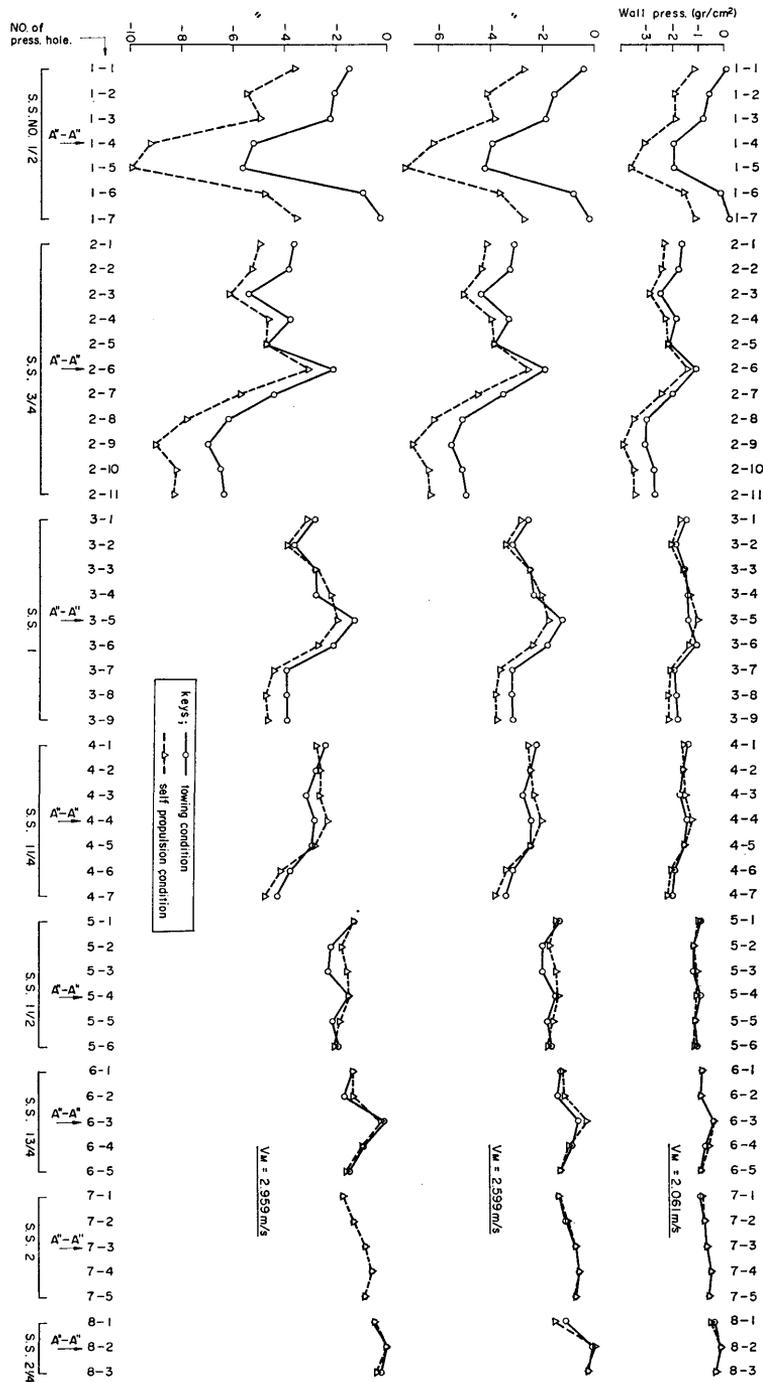


Fig. 19 Pressure distributions on bossing surface

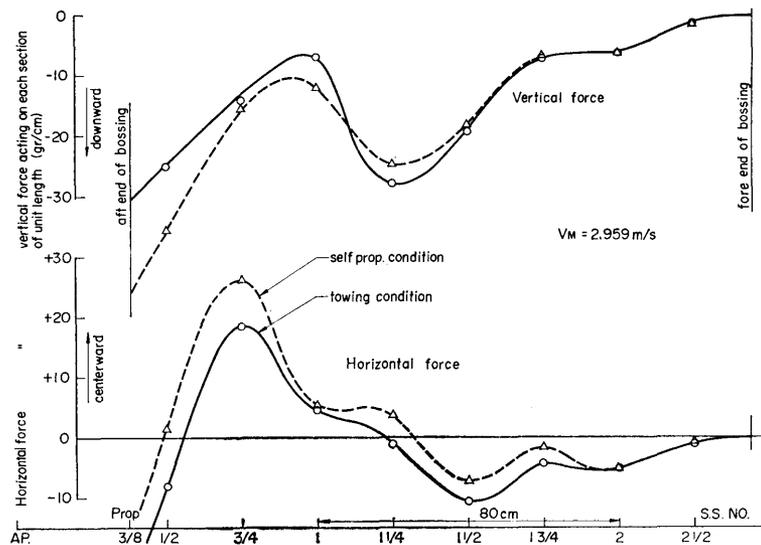


Fig. 20 Hydrodynamic force acting on bossing

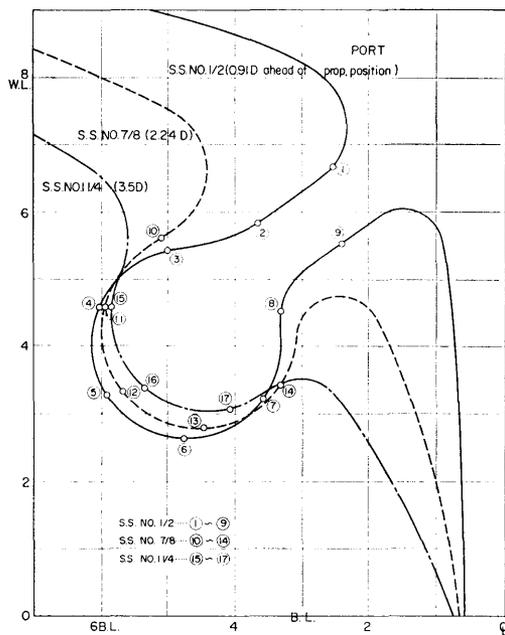


Fig. 21 Arrangement of pressure holes at bossing surface (M.S. No. 0179)

示す3断面に合計17ヶ所の圧力測定孔を配置した。

計測は、対応実船で  $d_A=10.6\text{m}$ ,  $d_F=5.0\text{m}$  の状態にし、試験速度は 20.6 ノット ( $V_M=1.903\text{m/s}$ ) ~ 28.1 ノット ( $V_M=2.596\text{m/s}$ ) の範囲の4種で実施された。計測結果を Fig. 22 に示す。各計測点におけ

る壁圧を垂直成分と水平成分に分け、これに各スケアーステーションの断面におけるガス長さを乗じて積分したものが Fig. 23 である。計測が3断面であるため、これらからボツシング全体に作用する流体力を求める場合、かなり精度が落ちるが、計算結果は、自航時の  $V_M=2.596\text{m/s}$  において水平力が外向きで約 1.2kg, 垂直力が下向きで 0.4kg となった。力の大きさは、2.3 とは異なるものの、力の作用方向は同じである。

模型船で計測されたボツシング外力を実船に換算する場合の換算方法は厳密な意味では不明であると言わざるを得ないが、実際的には次のような簡略法によっても大過のない推定値が得られるものと考えられる。

$$\text{実船圧力} = \frac{\rho_S}{\rho_M} \cdot \alpha \cdot \text{模型船圧力}, \quad \alpha = \text{縮尺比}.$$

ボツシング断面当りの静圧力に対する換算率は  $(\rho_S/\rho_M) \cdot \alpha^2$  となるので、これを図23中に記入した。ボツシング外力の実船換算値は水平力、垂直力がそれぞれ約 36.3 ton, 約 11.6 ton となった。

### 3. 得られた主な結果

① 相似模型船の抵抗試験から得られる  $C_R \sim C_F$  図において等フルード数の  $C_R$  を直線で結べば、この直線の傾斜が  $k$  を与えるが、今回の試験では  $k < 0$  となり、相似則の観点から不都合な結果となった。

② 相似模型船のそれぞれの低速抵抗試験から得られる  $k$  は不都合な値ではなかった。しかも、ボツシン

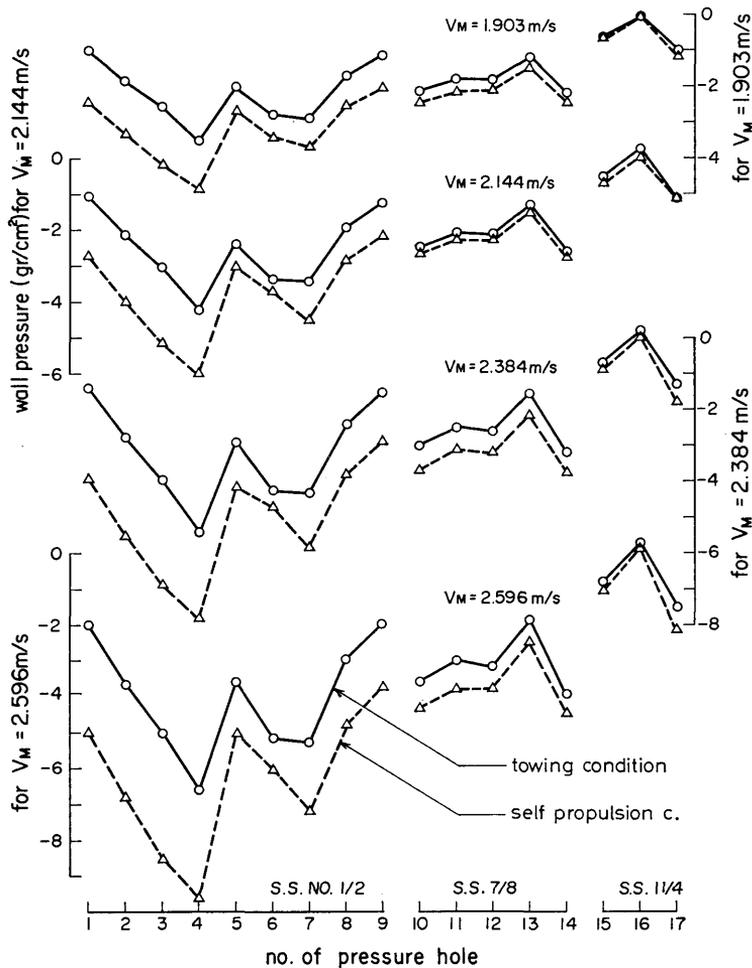


Fig. 22 Pressure distributions on bossing surface ( M. S. No. 0179)

グの付いた状態、付かない状態とも模型船の大きい方が  $k$  が大きく、後者より前者の状態の方が  $k$  が大きい。

③ ①において  $k < 0$  となる原因を調らべるため、相似模型船の波形計測を行った。その結果  $C_{WP}$  に粘性影響と思われるような傾向が現われたので、造波抵抗係数が  $C_F$  の関数であると仮定した解析を試みたが、結局上述の原因を究明することは出来なかった。

④ プロペラ単独性能試験と自航試験は、8 m と 12 m の模型船用プロペラを用いて実施されたが、プロペラ単独性能、自航要素ともこの範囲の模型寸法の差では、いずれもはっきりした尺度影響は現われなかった。

⑤ プロペラの回転方向を変えると、 $1-t$ ,  $\eta_R$  に

は変化がなかったが、 $1-W_T$  は外廻りより内廻りの方が約 6% も小さくなった。

⑥ ボツシング抵抗の直接計測を行った結果、2 軸のボツシング抵抗値  $2R_B$  はボツシングの付いた状態の全抵抗値  $R_{T.B}$  の約 6.5~8% であり、しかも模型船が大きくなればこの比が小さくなる傾向が現われた。

⑦ ボツシングの付かない状態の抵抗を  $R_{T.N}$  とすると、 $2R_B = (R_{T.B} - R_{T.N})C$  の関係で  $C$  は模型船の大きさ速度にあまり影響を受けず、 $C \approx 0.8$  であった。

⑧  $2R_B = C_1 V_M^n$ ,  $(R_{T.B} - R_{T.N}) = C_2 V_M^n$  とおいたとき、 $n > 2$  であった。

⑨ 相似模型船 3 隻についての  $(R_{T.B} - R_{T.N})$ ,  $2R_B$  の無次元係数は、 $\sqrt{S_B/2}$  によるレイノルズ数か

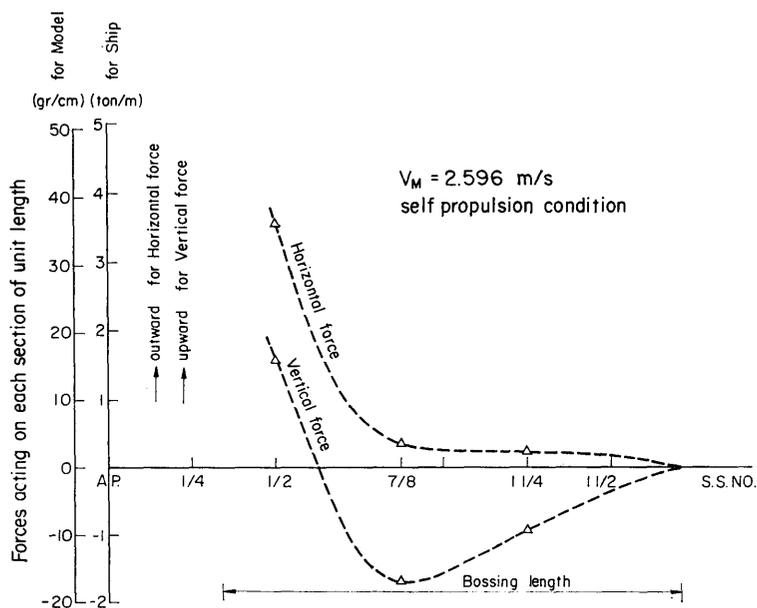


Fig. 23 Hydrodynamic force acting on bossing (M. S. No. 0179)

ら求められる摩擦抵抗曲線（本文中では  $C_F'$ ）より低くなったので、暫定的な抵抗曲線（ $C_{FB}$ ）を導入して改善を試みた。

⑩ 主として次の3つの方法を仮定して実船全抵抗および馬力計算を行った。

$M-1$ の方法は、文献5)に基づくものであり、

$$C_{app} = \frac{R_{T.B} - R_{T.N}}{\frac{1}{2} \rho S_B V^2} \text{ を } C_F' \text{ の外挿線を使って実船}$$

のボツシング抵抗を求めるものである。

$M-2$ の方法は、ボツシングの存在を特に別個に取扱はず、 $R_{T.B}$ の無次元係数に通常の3次元解析法を適用して実船の全抵抗を求めるもの。

$M-3$ はボツシング抵抗の直接計測値  $R_B$  を使うものであり、その無次元係数  $C_{BOSS}$  と暫定線  $C_{FB}$  により実船のボツシング抵抗を求めるものである。

$M-1$ と $M-3$ を比較すると、ボツシング抵抗では、4%差、全抵抗および定格速力における伝達馬力ではともに2%差であり、実用上 $M-1$ と $M-3$ は同程度の結果を与えることが判明した。これに対し、 $M-2$ は全抵抗、伝達馬力とも $M-1$ に較べて約8%大となった。

ボツシング抵抗の直接計測を通常の試験として実施することは困難であるが、 $M-1$ が $M-3$ と同程度の

結果を与えることから、現時点では $M-1$ の方法によって実船のボツシング抵抗を求めればよいと思われる。

⑪ 航走中の船の姿勢について注目した結果次のことがわかった。

船体平均沈下量には、ボツシングの有無、模型船の大きさによる影響はないが、船尾沈下量は、ボツシングを取付けた状態の方が大きくなり、プロペラを作動させるとさらに大きくなる。

⑫ 自航時に計測したボツシング抵抗  $R_{B(s.p.)}$  は、 $F_n = 0.21 \sim 0.33$  で  $R_{B(s.p.)}/R_B = 1.65 \sim 1.75$  あり、この抵抗増加は、模型船の自航点における推力減少率の約3割に達している。

⑬ ボツシング周りの圧力はプロペラの作動によって著しい圧力低下が現われ、プロペラに近づくに従ってこの傾向が強い。ボツシング周りの圧力に及ぼすプロペラの影響はプロペラ前方約4.5Dにも及ぶ。

⑭ ボツシング周りの圧力計測値から計算した流体力の垂直成分は曳航時、自航時とも下向きであり、水平成分は曳航時は中心向き、自航時は外向きである。ただし、これらの力は、浮上静止時にくらべ、静水航行時に発生する流体力であり、その垂直成分が船尾を沈下させる作用のあることは注目すべきことである。

## あ と が き

2軸コンテナ船についてその抵抗・推進性能に関する水槽試験成績—特にボツシング抵抗—の尺度影響ならびに静水航行時にボツシングに作用する流体力の調査の2点に主眼をおいて実験研究を実施した。その結果多くの知見を得ることが出来たが、依然として説明のつかない問題も残した。しかし、一連の試験成績は有用な資料となるであろう。本研究を含め、この分野の研究が少なからず進められているので、問題の解明も遠い日ではないであろう。

本研究に使用された模型船のうち、6m模型船を除く3隻は、船舶技術研究所に対する7社（石川島播磨重工、川崎重工、佐世保重工、住友重機械、日本鋼管、日立造船、三井造船）の共同受託試験に用いられたものである。6m模型船を使っての諸試験及びこれら相似模型船による波形計測などは船研独自による試験であるが、その他の大部分の試験は上記の共同受託によるものである。

また、ボツシング外力に関する他の参考データを示したが、これは日本造船研究協会第142研究部会（船尾構造の剛性・変形量・船尾形状に関する研究）で行なわれた研究のうち、船舶技術研究所が担当して実施した試験の結果の1部である。

本稿を終るに当たって多種類の実験を遂行していただいた推進性能部の多くの方々へ心からお礼を申し上げます。

## 参 考 文 献

- 1) 例えば Yokoo, K. & Tanaka, H., "Application of wave analysis to tank experiment", I. S. W. R. by the Society of Naval Architects of Japan, Feb. 1976.
- 2) 横尾幸一, 川上善郎, "プロペラの回転方向変化が推進性能におよぼす影響について", 船舶技術研究所報告第11巻第3号, 昭和49年5月。
- 3) 横尾幸一, 川上善郎, "大型2軸コンテナ船の推進性能に関する2, 3の実験について", 船舶第46巻第5号, 昭和48年5月。
- 4) 横尾幸一, 川上善郎, 齊藤勇, 福島長男, "高速コンテナ船型の推進性能に関する研究(その1)—2軸船の船尾助骨線形状と附加物の影響", 第18回船舶技術研究所研究発表会講演概要, 昭和46年11月。
- 5) Taniguchi, K., "Model Ship Correlation Method in Mitsubishi Experimental tank", 造船協会論文集第113号, 昭和38年6月。
- 6) Lackenby, H., "B. S. R. A. Resistance Experiments on the Lucy Ashton part III—The Ship—Model Correlation for shaft—Appendage Conditions.", T. I. N. A., Vol. 97, No. 2, 1955.
- 7) 横尾幸一他8名, "超高速3軸コンテナ船の推進性能に関する研究", 日本造船学会論文集第133号, 昭和48年6月。
- 8) 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", 日本造船研究協会 研究資料No. 224, 昭和50年3月。
- 9) "第143研究部会, 軸系アラインメントの設定基準に関する研究報告書", 日本造船研究協会, 研究資料 No. 225 (昭和50年3月) & No. 241 (昭和51年3月)。