

商船用反転プロペラの一試験例

倉持英之助* 川上善郎** 水野俊明***

A Test on Contra-rotating Propeller for Merchant Ship

By

Einosuke Kuramochi, Yoshiro Kawakami, Toshiaki Mizuno

Abstract

The authors carried out open water tests on the models of a contra-rotating propeller designed for a high powered-oil tanker. Those tests were conducted using the special type dynamometer which was designed and constructed for the tests of contra-rotating propeller models. From the results of those tests, the performance of the contra-rotating propeller in open condition was compared with that of the conventional type single or twin-screw propellers, as on the example for an actual case.

概要

商船用反転プロペラの系統的な研究に着手する前の予備的な試験として、在来の設計資料を利用して、大出力大型タンカー用反転プロペラを設計し、模型プロペラによる水槽試験を通じて普通型1軸および2軸プロペラを採用する場合との比較研究を行なった。水槽試験に用いた動力計は、防衛大学校船舶教室設計の二重反転プロペラ単独試験用動力計である。

試験結果によると、設計した反転プロペラの単独効率率は、普通型1軸プロペラと十分匹敵しうるが、2軸プロペラには劣っている。

1. 模型プロペラ

次のような大型タンカーを想定し、これに適合する3翼反転プロペラを、van Manenの論文¹⁾を参考に設計した。

伝達馬力	40,000 PS
プロペラ回転数	100 RPM
船速	17.6 Knots

伴流係数 0.50

ただし、前後のプロペラがそれぞれ $\frac{1}{2}$ づつの伝達馬力を消費するものとし、かつ外軸のプロペラすなわち前方のプロペラは右回転、内軸すなわち後方のプロペラは左回転とした。

その結果、前部プロペラの直径は7.10m、ピッチ比は0.82、後部プロペラの直径は6.82m、ピッチ比は0.93、また前後部プロペラの中心線間隔は2.63mとなった。

これらの数値をもととして、表1に示すような4ヶの模型プロペラを製作した。

表1のうち、M.P.No. 1578 および M.P.No. 1579 が、前記設計プロペラに対応している。M.P.No. 1780 および M.P.No. 1781 は、後部プロペラにおけるピッチ比の影響を調べ、かつ van Manen の与えた反転プロペラ的设计図表を検討するために追加した模型プロペラである。

表1のプロペラ要目中、展開面積比の直は、Burrill のキャビテーション図表を適用して求めた。

*推進性能部 **船型試験部 ***防衛大学校機械工学科

表 1 模型プロペラの要目

	前部プロペラ (右廻り)	後部プロペラ (左廻り)
模型プロペラ番号	1578	1579 1580 1581
直 径 [m]	0.250 (D_F)	0.240 (D_R)
ピッチ比(constant)	0.82	0.93 0.82 1.045
ボ ス 比	0.24	0.24
展開面積比	0.500	0.515
翼 厚 比	0.0575	0.0598
翼 数	3	3
傾 斜 角	15°	15°
翼輪郭及び断面形状	TROOST' B3 type	

前後プロペラ翼の中心線間隔, 92.5mm (0.37 D_F)

2. 水槽試験

船型試験部第2試験水槽で, 二重反転プロペラ単独試験用動力計を用いて, 船研常用の方法によりプロペラ単独試験を行なった。前記の如くこの動力計は, 防衛大学校機械工学科船舶教室で設計製作したものであ

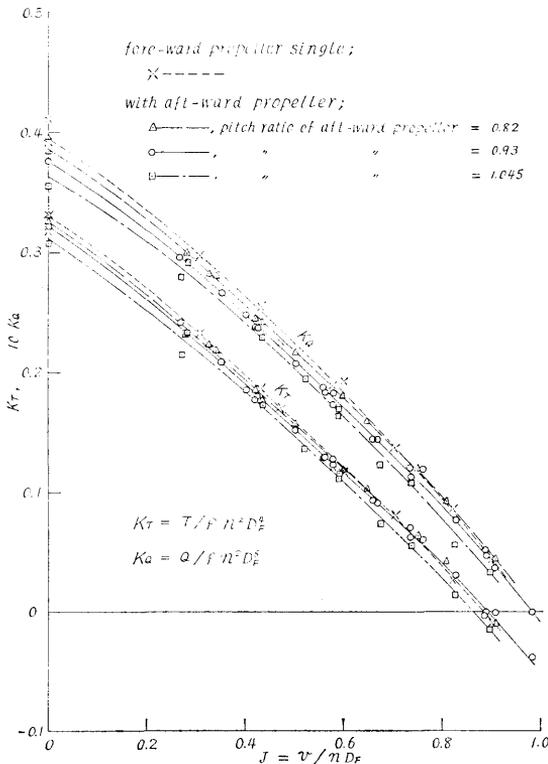


図 1 前部プロペラのスラスト係数及びトルク係数

(125)

る。

試験時の回転数は, 動力計の容量等の関係から, 全部のプロペラを通じて毎秒6回転とした。一部のプロペラについては, 毎秒8.4回転の場合も試験したが, 実験点のバラツキが, 普通のプロペラの試験の場合にくらべて多少大きかつたために, 回転数の差による性能の差を実験的に確かめることはできなかつた。

前後のプロペラ翼の中心線間隔は, 92.5mmすなわち0.37 D_F に保ち, スラストおよびトルクは前後のプロペラについて別々に計測した。この前後のプロペラの間隔は, van Manen の設計図表の与えるものである。

3. 試験結果

計測スラストおよびトルクを, 前後部プロペラ各々の直径を用いて無次元解析し, 次の各図に示した。

図1; 前部プロペラ単独の場合と, 後部プロペラを組合せて反転プロペラとした場合の前部プロペラのみスラスト係数 K_T およびトルク係数 K_Q

ただし, 前部プロペラ単独の場合のスラストおよびトルクは, 通常のプロペラ単独試験用動力計により計測したものである。

図2; 後部プロペラ単独の場合と, 前部プロペラを組合せて反転プロペラとした場合の後部プロペラのみスラスト係数 K_T

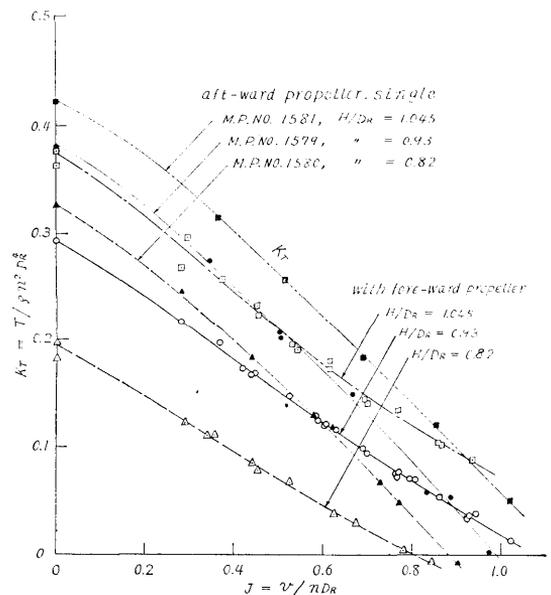


図 2 後部プロペラのスラスト係数

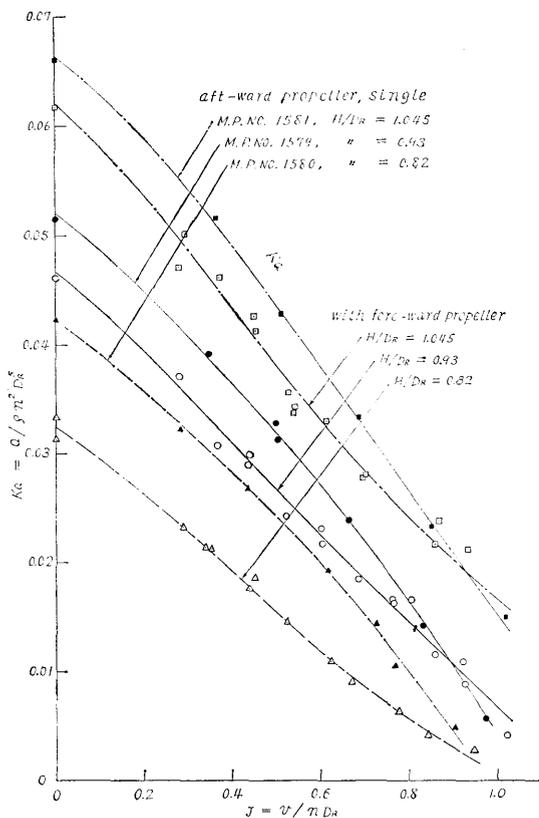


図3 後部プロペラのトルク係数

図3；図2に対応するトルク係数 K_Q

ただし、図2および3において、後部プロペラ単独の場合のスラストおよびトルクは、通常のプロペラ単独試験用動力計により計測したものである。

図4；前後のプロペラについて合計した反転プロペラのスラスト係数 $(K_T)_{total}$ 、トルク係数 $(K_Q)_{total}$ およびプロペラ効率 $(\eta_0)_{total}$ を示す。なお、 $(K_T)_{total}$ 、 $(K_Q)_{total}$ および $(\eta_0)_{total}$ 等は、次式から計算される。

$$(K_T)_{total} = (T_F + T_R) / \rho n^2 D_F^2$$

$$(K_Q)_{total} = (Q_F + Q_R) / \rho n^2 D_F^2$$

$$(\eta_0)_{total} = \frac{T_F + T_R}{Q_F + Q_R} \cdot \frac{v}{2\pi n}$$

ここに、

T_F = 前部プロペラのスラスト

T_R = 後部プロペラのスラスト

Q_F = 前部プロペラのトルク

Q_R = 後部プロペラのトルク

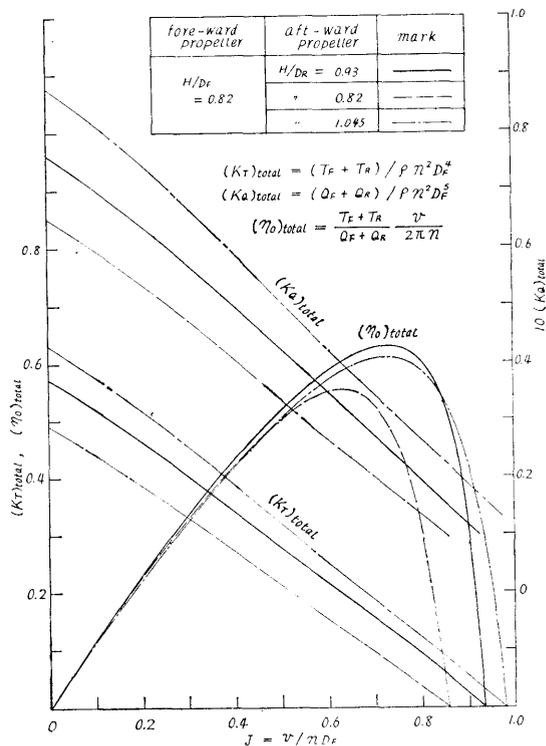


図4 反転プロペラのスラスト係数、トルク係数及びプロペラ効率

D_F = 前部プロペラの直径

v = 反転プロペラの前進速度

n = 反転プロペラの回転数

本試験は、van Manenの方法¹⁾に従って設計したプロペラについて行なつたものであるが、試験結果は、彼が系統的水槽試験から導いて与えた設計図表に基づくプロペラの組合せ、すなわちM. P. No. 1578とM. P. No. 1579の組合せが、一番よい単独効率を与えることを示している。すなわち、van Manenによる水槽試験の追認ができたわけである。

4. 普通型プロペラとの比較計算

本水槽試験の結果をもとにして、始めに与えた大型タンカーの場合に対して、普通型プロペラとの単独効率の比較計算を行なつてみた。

この場合、普通型プロペラとしては、1軸の場合と2軸の場合を考え共に5翼プロペラを採用することとし、かつ前者に対しては、伴流係数を0.50、後者に対

しては、伴流係数を0.25と仮定した。また、比較の基準とした反転プロペラは、M. P. No. 1578 と M. P. No. 1579の組合せである。

比較計算の結果を、表2にかかげた。

表2 大型タンカーにおける比較例
設計条件

定格出力, $P = 40,000 \text{ DHP}$
プロペラ回転数, $N = 100 \text{ RPM}$
速度, $V_S = 17.6 \text{ mot}$
前進率 $\begin{cases} 1 \text{ 軸船, } 1-w = 0.50 \\ 2 \text{ 軸船, } 1-w = 0.75 \end{cases}$

プロペラの種別	プロペラの直径 $D(m)$	展開面積比 a_E	ピッチ比 H/D	プロペラ効率 $\eta_o(\%)$	翼数 Z
反転プロペラ (M. P. No. 1578 × M. P. No. 1579)	前部 7.10	0.500	0.82	total 41.5	3
	後部 6.82	0.515	0.93		
1 軸 船 AU5 type	8.40	0.65	0.66	43.0	5
	7.10	0.83	1.00	39.5	5
2 軸船 AU5 type	7.13	0.50	0.82	62.8	5

表2によれば、普通型5翼1軸プロペラとして設計した場合には、単独効率最良の直径は、8.40mで、その時の効率は約43%となり、反転プロペラより良好な値となる。しかし、直径を反転プロペラの前部直径と同じにおさえた場合には、プロペラ効率は40%に低下し、反転プロペラの方が多少大きな値となる。また、この普通型プロペラを2軸とし、1軸当りの馬力

を $1/2$ とした場合には、単独効率最良の直径は、反転プロペラの直径にほぼ等しくなり、その時の効率は60%以上の値を示す。

従つて、本計算例の場合にあつては、反転プロペラの単独効率は、普通型1軸5翼プロペラにほぼ匹敵するが、2軸5翼プロペラには劣るといえる。

5. 謝 辞

本試験の実施および解析に御協力いただいた中島鋳工業(株)田中祥皓氏に厚く感謝の意を表する。

6. 文 献

- 1) J. D. van Manen and A. Sentic, Contra-Rotating Propellers, TINA Vol. 198, 1956
- 2) 別所正利, 水野俊明, 二重反転プロペラ単独試験用動力計とその一試験例, 関西造船協会誌 No. 113, 1964

7. 後 記

本報告の著者の1人、倉持英之助技官は不慮の災に遭い、昭和39年11月23日死去された。同技官の計画によれば、本試験結果の解析的考察の続行のほか、新しいシリーズによる反転プロペラの試験の実施があつたようである。しかし、同技官の死去の為に、早急にこれらの計画を具体化することは不可能になつた。従つて、現在までに同技官の手により取りまとめられた結果を一つの報告にまとめ、将来の文献として残すことにした。(推進研究室長矢崎敦生記)