(昭和 37 年 5 月造船協会春季講演会において講演)

実船解析による旋回性能の研究 (その 2)

——定常旋回の有効馬力の増加と速力減少について——

正員 宝田直之助*

On the Analysis of Circle Tests. (Part-2)

(Increasing of the effective horsepower and decreasing of the speed during steady turning.)

By Naonosuke Takarada, *Member*

Summary

The speed reduction in turning has heretofore been expressed by the ratio between diameter and ship length or by coefficient K_s used in Hovgaard's formula.

The author showed in (Part-1) the results of turning tests on actual ships by these expressions applied to various hull forms, deducing K_s to the ratio between the rudder area and the lateral area under water.

In this connection there is a method to calculate the speed reduction from the curve of E.H.P. in turning. This paper shows that the speed reduction in turning may be analyzed not only by the increase in E.H.P. but by the incidental change in propulsive quality and engine character with actual ship data analyzed.

緒 言

旋回中の速力減少については、従来旋回直径と船の長さの比、あるいは Hovgaard 式の係数で K_s 表現されていた。筆者も前報 (1) において実船の旋回試験結果から船型別にこれ等の表現法による実績を示し、さらに K_s は舵面積比によつて整理されることを示した。これに対して旋回時の有効馬力曲線より速力減少を算定する方法がある。(2) 本稿においては旋回時の速力減少は有効馬力の増加のみならず、これに付随して起こる自航要素の変化および機関種類による機関特性によつて解析されることを示し、実船解析の結果を報告する。

1 定常旋回時の有効馬力の増加に関する理論的考察

船が旋回運動を行なっているときの有効馬力は、直進時に比較して船体が斜行するための抵抗増加、舵の抗力、遠心力の分力等の進行方向に反する成分だけ増加すると考えられる。

1.1 船体が斜行するために生ずる抗力

船体が斜行したときの抵抗増加については文献 (2) に詳しく求められている。この研究は旋回時の見掛質量を確認すると共に速力減少の計算結果も極めて高い近似度が示されている。しかしこれに述べられているものは舵の抵抗をも含めた形式で模型試験結果によつて求められたものであり、対象船も巡視船に限られている。従つて各種の船型についてはその実験結果が直接利用できない。ここでは翼理論を用いて行なわれた平板の垂直力 (3) を利用することにする。すなわち

$$C_n = \frac{F_n}{\frac{1}{2} \rho S V^2} = \frac{2\pi}{1+2/K \cos \alpha} \sin \alpha \cos \alpha + 2 \sin^2 \alpha \quad (1)$$

式 (1) より船体の垂直力 F_{nh} を求めると水圧力の V 方向の成分すなわち船体の抗力 F_{Dh} は

$$F_{Dh} = F_{nh} \sin \alpha \quad (2)$$

で表わすことができる。但しここでは単純化するためにトリムによる影響は無視することにした。

原稿受付 昭和 36 年 12 月 14 日

* 浦賀船渠株式会社技術部

1.2 舵による抗力

舵による抗力は従来よく使用されている Jössel 式を使用する。

$$F_{nr} = \frac{41.35 \sin \delta}{0.195 + 0.305 \sin \delta} A_r V^2 \quad (3)$$

したがって抗力は近似的に

$$F_{Dr} \doteq F_{nr} \sin \delta \quad (4)$$

舵の垂直力に関しては船後影響，推進器影響を考慮しなければならぬ。最近の岡田氏の研究にはこれらについて詳述されているが，本稿の目的とする設計特に詳細な因子が不明な段階で取扱わなければならぬ初期設計の目的にはできるだけ単純化しなければならぬこと，且つ前項の船体斜行の抵抗を極めて単純な方法で表現していること，また次に述べる実船解析においてこれらの考慮を行なつた計算結果が反つて誤差が多かつたこと等により偏角による流入角の修正，伴流影響，推進器後流影響を無視し，舵角，船速等をそのまま使用し Jössel 式で表現することにした。

1.3 遠心力の進行方向の成分

遠心力の進行方向の成分は見掛質量効果を導入し

$$F_{Dc} = -\frac{V^2}{2R} (m_y - m_x) \sin 2\alpha \quad (5)$$

1.4 有効馬力の増加

旋回中の有効馬力の増加は文献(2)によつて(2)，(4)，(5)式によつて求められた各成分を加えれば求められる。

$$\Delta EHP_t = \left\{ \frac{F_{nh} \sin \alpha + F_{nr} \sin \delta + \frac{V^2}{2R} (m_y - m_x) \sin 2\alpha}{75} \right\} V \quad (6)$$

したがって旋回中の合計有効馬力 E. H. Pt は

$$E. H. Pt = E. H. P_0 + \Delta E. H. Pt \quad (7)$$

となる。

代表的な船数隻についてこの理論を適用した計算結果を第1表に示す。表の下に各因子の割合を示したが， F_{Dh} は満載状態では全抵抗の50%以上となり，喫水の浅い船ではその比率が低い。この理由は斜行抵抗を翼理

第1表 各種船舶の定常旋回時の有効馬力増加（理論値）

船 名	A			B	C	D	E	F	G
船 種	駆 逐 艦			砲 艦 巡 洋 艦	貨 物 船	貨 物 船	油 槽 船	砲 艦 巡 洋 艦	油 槽 船
機関種類推進器数	タービン二軸			ディーゼル一軸	ディーゼル一軸	ディーゼル一軸	タービン一軸	タービン一軸	タービン一軸
排水量 KT	2,124	2,140	2,137	7,750	6,075	8,260	61,427	38,893	28,940
舵面積 M ²	8.064	8.064	8.064	17.644	16.30	19.45	32.61	25.66	21.47
木中側面積 M ²	341	343	342	511.6	456	652	2,412	1,816	1,606
L/B	9.90	9.90	9.90	6.93	7.03	7.44	6.99	7.32	7.64
d/B	0.337	0.338	0.338	0.174	0.204	0.238	0.373	0.528	0.434
2d/L	0.068	0.069	0.069	0.050	0.058	0.064	0.107	0.102	0.120
C _δ	0.510	0.513	0.513	0.718	0.701	0.630	0.802	0.788	0.760
m _z /m	0.013	0.013	0.013	0.016	0.017	0.020	0.053	0.068	0.050
m _y /m	1.070	1.070	1.070	0.510	0.530	0.660	0.800	1.030	0.960
前進速力 V _a kts	31.5	24.0	17.7	16.4	16.6	20.0	17.0	16.0	15.8
定旋時速力 V _k kts	24.2	16.0	12.3	8.2	8.1	11.0	6.98	7.2	7.2
舵角 δ deg	5	35	35	35	35	35	35	35	35
偏角 α deg	5.0*	9.0	9.8	12.8	12.9	9.3	14.5	12.0	12.5
R	238	170	168	232	230	304	281	29.0	290
F _{Dh} KT	9.2	17.1	12.5	14.2	13.5	9.3	82.6	52.6	49.7
F _{Dr} KT	47.3	20.1	11.9	11.5	10.5	23.0	15.4	12.8	12.6
F _{Dc} KT	12.5	14.1	9.2	6.4	5.2	9.0	51.7	36.5	30.0
F _D (total) KT	69.0	51.3	33.6	32.1	29.2	41.3	149.6	101.9	92.3
△E. H. P _c ps	11,600	5,630	2,840	1,788	1,626	3,130	7,163	5,027	4,912
F _{Dh} /F _D	0.132	0.334	0.372	9.442	0.463	0.225	0.554	0.516	0.540
F _{Dr} /F _D	0.686	0.392	0.354	0.350	0.360	0.556	0.104	0.128	0.137
F _{Dc} /F _D	0.182	0.274	0.274	0.200	0.177	0.219	0.342	0.356	0.323

論で求めたので、喫水が増せば全面積が増加すると共に縦横比も高くなり揚力が増すためである。舵による抗力の全抵抗に対する比率は舵面積比によつて大きさが異なり、舵面積比の小さい油槽船の10%から舵面積比の大きい駆逐艦の約40%まで変化している。このことは前報で示したように舵面積比で速力減少が極く概略表現できることを示している。またこの座標のとり方では遠心力の分力は全抗力の約20%から35%までを占めていることを示している。

2 定常旋回時の馬力の変化

文献(2)では有効馬力の増加より相当する速力を求めることができるが、第1表の計算結果でもわかるように有効馬力は直進時に比較して数倍に増加している。従つて船型いかんによつては自航要素が大幅に変化すると共に推進器回転数との関連において馬力の変化も当然予想される。機関の特性によりディーゼル船ではトルクー定タービン船では馬力一定となるが、旋回中では回転数が低下するのでトルク、回転数の変化の度合で馬力もまた変化する。本稿においては代表的な二隻の船について旋回中の主軸のトルク変動を実測した。測定は抵抗線歪計方式のトルクメーターを使用し電磁オシロで連絡記録した。供試船の要目は第2表に、記録の一部を第1図に示した。B船の定常旋回時のトルクは直進時より僅かに減少し、270°回頭時において左玄回頭、右玄回頭共に直進時の約97%を示している。次に馬力一定の特性をもつタービン船Eではトルクが4~5%上昇している。推進器の解析から逆算すると軸馬力は94~95%に低下している。さらにタービン船の動特性試験(4)においても同様の結果が得られている。

これらの測定結果から、定常旋回時にはディーゼル船では直進時のトルクの97%に減少し、タービン船では直進時の軸馬力の95%に減少すると云える。勿論これらは海上静穏な状態においてのことであり、試運転時の解析にはこれらに基づいて支障ないものとする。

第2表 供試船要目

船名	機関軸数	B	E
		ディーゼル軸	タービン軸
L (M)		144.0	213.0
B (M)		20.8	30.5
D (M)		11.55	15.2
d	d_f (M)	1.696	11.380
	d_a (M)	5.548	11.380
	d_m (M)	3.622	11.380
排水量		7,750	61,427KT
舵角		35°	35°

直進時 270°回頭付近
第1図 E船の定常旋回時におけるトルク計測例

3 自航要素の変化

w , $(1-t)$, η_h , η_r および η_p 等の自航要素は旋回中大きく変化していることが予想される。しかしこれらの変化については他に算定の方法がないので次のようにして求めた。

3.1 Wake Fraction w ;

文献(5), (6)では旋回時の舵に対する伴流効果について述べられているが、回転運動を伴う旋回運動中の推進器に対する伴流効果については不明である。ここでは推進器要目と直進時および定常旋回時の速力、回転数、馬力を利用し、推進器図表によつて求めた。従つて求められた Wake には種々の因子が含まれており、いわば見掛けの Wake と表現すべきものである。

3.2 Thrust Deduction Coefficient $(1-t)$;

この要素は η_r と同様直接計算できない。従つて文献(2)の巡視船の模型試験結果と駆逐艦の実船試験結果を利用した。模型試験結果から舵角 35° の旋回中の有効馬力が与えられるので推進効率 $\eta_t = E. H. Pt / D. H. Pt$ で求められる。二軸船の伝達馬力の推定には模型実験に対応する実船試験がないので肥瘠係数の近似している双螺旋駆逐艦の旋回内側および旋回外側の推進器位置の wake fraction を計算し $(1-W)_i / (1-W)_a$ を $V / \sqrt{L}$ で整理する。(添字 t は旋回時、 a は直進中を示す) これを使用して対応する wake fraction を求め、回転数、船速より推進器図表を使用して伝達馬力を求める。

$$\eta_t = \eta_{ht} \cdot \eta_{pt} \cdot \eta_{rt} \quad (8)$$

$$\eta_{ht} = \frac{\eta_t}{\eta_{pt} \cdot \eta_{rt}} \quad (9)$$

(9) 式において η_{pt} は推進器図表から求め、 $\eta_{rt} = \eta_{ra}$ と仮定すれば旋回内側および旋回外側に対する η_{ht} が求められる。

$$\eta_{ht} = \frac{(1-t)_t}{(1-w)_t} \quad (10)$$

(10) 式より $(1-t)_t$ が求められる。

これらの計算より

$$(1-t)_t / (1-t)_a = 1.09 \quad (\text{旋回内側})$$

$$(1-t)_t / (1-t)_a = 1.25 \quad (\text{旋回外側})$$

が得られた。単螺旋船に対してはこれらの平均値である 1.17 を使用することにする。

3.3 Hull Efficiency η_h :

3.1 より旋回中の w を求め、3.2 より $(1-t)_t$ を求めれば (10) 式より η_{ht} は求められる。

4 定常旋回時の有効馬力の解析と速力

前節までに求めた各要素により

$$\begin{aligned} \text{E. H. Pt} &= \text{D. H. Pt} \times \eta_{ht} \cdot \eta_{rt} \cdot \eta_{pt} \\ &= \text{D. H. Pt} \times \eta_t \end{aligned} \quad (11)$$

この方法によつて求めた E. H. Pt の実績を第3表、第4表、第5表および第2図に示した。

第2-1図よりわかるように定常旋回中の有効馬力も略々速力の3乗に比例する。第3~5表より旋回中の推進効率 η は直進時より20%近く変化しており、この要素を無視することはできない。従つて旋回中の推進効率の変化を考慮せず有効馬力の増加だけで速力減少を求めると誤差が大きくなる。また機関特性による馬力の変化も

第3表 定常旋回時の有効馬力 (タービン二軸船)

船 名		A							
船 種		駆 逐 艦							
推進器要目	直 径 (M)	3.000 (3翼)							
	ピ ッ チ 比	1.025							
	展開面積比	0.775							
試 験 種 類		全 力 旋 回 力 試 験			24 節 旋 回 力 試 験			12 節 旋 回 力 試 験	
進 行 状 態	直 進 時	定 常 旋 回 時		直 進 時	定 常 旋 回 時		直 進 時	定 常 旋 回 時	
		内 側 軸	外 側 軸		内 側 軸	外 側 軸		内 側 軸	外 側 軸
S. H. P.	33,000	15,840	16,650	10,000	4,750	5,000	3,800	1,805	1,900
D. H. P.	32,330	15,300	16,165	9,710	4,616	4,855	3,690	1,753	1,845
V kts	31.5	24.5	24.5	24.0	16.0	16.0	17.7	12.3	12.3
N rpm	400	335	368	272	225	241	203	157	178
1-w	0.900	0.678	0.920	0.850	0.705	0.880	0.893	0.522	0.920
1-t	0.847	0.925	1.068	0.880	0.960	1.110	0.812	0.886	1.230
η_h	0.940	1.362	1.160	1.033	1.361	1.261	0.910	1.700	1.365
η_r	0.980	0.980	0.980	0.980	0.980	0.980	0.980	0.980	0.980
η_p	0.665	0.480	0.580	0.670	0.480	0.565	0.670	0.410	0.600
η	0.612	0.642	0.660	0.680	0.642	0.700	0.597	0.684	0.895
E. H. P.	19,800	9,820	10,670	6,600	3,117	3,229	2,200	1,199	1,650
E. H. Pt		20,490			6,346			2,850	
E. H. P ₀ at V _t	7,300			1,600			700		
Δ E. H. Pt		13,190			4,746			2,150	
Δ E. H. Pt/E. H. P ₀		1.81			2.96			3.07	
Δ E. H. P _c /E. H. P _A		0.883			1.188			1.272	

E. H. P₀ : 直進時の E. H. P.

Δ E. H. P_c : 旋回時の E. H. P. 増加 (計算値)

Δ E. H. P_A : " (解析値)

第4表 定常旋回時の有効馬力(ディーゼル軸船)

船 名	B		C		D	
船 種	鉱石運搬船		不定期貨物船		定期貨物船	
推進器直径(M)	5.000		5.000		5.700	
ピ ッ チ 比	0.708		0.740		0.917	
展 開 面 積 比	0.482		0.419		0.468	
状 態	直 進 時	定常旋回時	直 進 時	定常旋回時	直 進 時	定常旋回時
B. H. P.	6,150	5,434	5,100	4,326	10,850	8,904
D. H. P.	5,970	5,275	4,856	4,120	10,332	8,480
V kts	16.4	8.2	16.6	8.13	20.000	11.040
N rpm	136	124	126	110	117	99
1-w	0.643	1.000	0.675	0.883	0.734	0.810
1-t	0.778	0.918	0.704	0.825	0.718	0.840
η_h	1.210	0.910	1.042	0.933	0.978	1.037
η_r	1.030	1.030	1.030	1.030	1.030	1.030
η_p	0.562	0.513	0.643	0.498	0.658	0.510
η	0.700	0.482	0.689	0.543	0.663	0.545
E. H. P.	4,300	2,540	3,350	1,975	6,850	4,620
E. H. P ₀ at V _t	500		410		990	
Δ E. H. Pt		2,040		1,565		3,630
Δ E. H. Pt/E. H. P ₀		4.08		3.80		3.47
Δ E. H. P _C / Δ E. H. P _A		0.875		1.039		0.913

第5表 定常旋回時の有効馬力(タービン軸船)

船 名	E		F		G	
船 種	油 槽 船		鉱石兼油槽船		油 槽 船	
推進器直径(M)	6.80		6.20		6.20	
ピ ッ チ 比	0.715		0.760		0.738	
展 開 面 積 比	0.601		0.540		0.464	
状 態	直 進 時	定常旋回時	直 進 時	定常旋回時	直 進 時	定常旋回時
S. H. P.	16,000	15,201	10,000	9,500	8,150	7,740
D. H. P.	15,688	14,903	9,803	9,320	7,990	7,580
V kts	17.0	6.98	16.0	7.19	15.77	7.19
N rpm	105	9.5	106	92	103	87
1-w	0.65	0.818	0.744	0.792	0.701	0.323
1-t	0.728	0.852	0.890	1.040	0.719	1.050
η_h	1.120	1.170	1.195	1.310	1.280	3.250
η_r	1.03	1.03	1.03	1.03	1.03	1.03
η_p	0.598	0.530	0.628	0.391	0.602	0.186
η	0.690	0.733	0.774	0.528	0.794	0.623
E. H. P.	12,100	9,600	7,600	4,940	6,350	4,730
E. H. P _a at V _t	1,100		650		700	
Δ E. H. Pt		8,500		4,290		4,030
Δ E. H. Pt/E. H. P ₀		7.73		6.60		5.86
Δ E. H. P _C / Δ E. H. P _A		0.843		1.17		1.22

無視できない。特にトルク一定の特性を持つ往復動機関においては第4表に示すように馬力は大きく変化していることに注意しなければならぬ。

したがって旋回中の速力減少の要素としては前進速力、旋回圏の大きさ、舵面積比等が第一義的なものではなく、これらによつてある表示ができるのは旋回中の有効馬力の増加、伝達馬力の変化、推進効率の変化等の付随的な要素として作用しているからであると考えられる。

第2図の5,6,7の解析値と計算値の差は他船に比較して大きい。これらの船の試験状態は満載状態でトリムもほとんどないので他船に比較して良好な状態である筈である。しかし第5表よりわかるように斜行抵抗が他船に比較して大きい。斜行抵抗を(1),(2)式のように簡単な方法で求めたために生じた誤差であると考えられる。

つぎに第3,4,5表で求められた実船解析の Δ EHPt/E. H. P₀をC_bで整理すると第3図のように表わすこと

第 2-1 図

第 2-3 図

第 2-2 図

第 2-4 図

第 2-5 図

第 2-6 図

第 2-7 図

ができる。図より $E.H.P_t/EHP_0$ が $C_b > 0.7$ から急激に大きくなっているのは、 $C_b < 0.7$ の船は高速船で喫水がそれ程大きくないものかあるいは貨物船のバラスト状態であるのに対し、 $C_b > 0.7$ の船は満載状態で斜行抵抗が大きくなるためである。しかしさきにも述べたように有効馬力増加の因子としては C_b で代表される船型要素の他に舵抗力等もあるので、供試船の C_b と舵面積の関係と極端に異なった場合等は本図とかなり異なる値を示すことが予想される。従つて本図は定常旋回中有効馬力増加の予想の参考とするにとどめる。

また模型自航旋回試験のうちで旋回中推進器回転一定の制御方式で行なわれるものは、旋回中の速力については実船の旋回とは相当な隔りがあるものと考えられる。

結 言

以上の解析により定常旋回における速力減少は船体斜行による抵抗、舵の抗力、遠心力の進行方向の成分等による有効馬力の増加、自航要素の変化による推進効率の変化並びに機関特性に基づく伝達馬力の変化等によるものであることを明らかにした。速

第 3 図

力低下の算定を行なうには有効馬力の増加を計算し、旋回中の自航要素、機関特性による馬力あるいはトルクを設定し、推進器回転数、伝達馬力を trial and error によつて求めることができる。各構成因子算定の精度についてはさらに研究しなければならぬが、有効馬力は速力の 3 乗に比例することから、速力に換算すれば大きな誤差がないと云える。

終りに本解析にあたつて東京大学加藤弘先生、大阪大学原田、野本両先生の御指導を賜わり、測定には浦賀造船所造船設計部の方々、数値解析には松島昭一君のご協力をいただいた。ここに深く感謝申し上げる次第である。

文 献

- 1) 宝田直之助：実船解析による旋回性能の研究，造船協会論文集 110 号
- 2) 元良誠三：船体運動に対する見掛質量効果に関する研究 p. 1.51
- 3) 井上正祐：旋回する船に働く垂直力及びモーメント 造船協会論文集 90, 93, 94 号
- 4) 泊谷公人：タービン船機関部の過渡特性実測について 関東造船研究会第 50 会記念講演会論文集
- 5) G.H. Bottomely : Maneuvering of ships Part 3 I.E.S.S. 1926~1927
- 6) 岡田正次郎：推進器後流中に置かれた舵の性能に関する実験結果について 造船協会論文集 104 号