

船舶の停止性能について

機 関 部

1. ま え が き

船舶の停止性能については古くから検討が行われており、特に油タンカーの大型化が顕著になった昭和38年以降、蒸気タービン主機関と2ストローク直結低速ディーゼル主機関の優劣を含めて、日本造船研究協会を中心とした組織的な調査研究が行われ、世界に類例を見ない成果が得られている。

最近、IMCO (政府間海事協議機構, Inter-Governmental Maritime Consultative Organization) の Resolutions A325 (IX) Recommendation Concerning Regulation for Machinery and Electrical Installations in Passenger and Cargo Ships として、船舶の機関電気設備に対する基本要件が示され、その中に船舶の操縦性能の一つとして、前進全速状態から必要時間プロペラ推力を反転し、妥当な距離内で停止しうる後進能力を主機関が有することを明示するように求められた。これに対し IACS (International Association of Classification Society) としては Resolution A325 の条文中、政府機関の判断に任せられている部分について、現状の船舶について実施可能な範囲を、Interpretation として取りまとめる作業を、機関関係の作業グループ (Working Party on Engine) と電気関係の作業グループ (Working Party on Electricity) が実施している。Working Party on Engine は Interpretation の対象として22項目を取り上げており、IACS 加盟船級協会が分担して原案を作成している。

船舶の停止性能は IMCO Resolution A325 の第4規則 (f) に「The ability of the machinery to reverse the direction of thrust of the propeller in sufficient time, and so to bring the ship to rest within a reasonable distance from ahead service speed shall be demonstrated.」と述べられており、当会が原案作成を分担した。

船舶の停止性能は前に述べた日本造船研究協会の研究報告¹⁾に詳述されており、これに基づいて Stopping Time 及び Stopping Distance に対する標準値の計算法も示されており、概要は解明されている。一方、最近4ストローク中速ディーゼル機関が大型船にとり載されることが多くなるにつれて、2ストローク低速ディーゼル機関

りも機関を空転させたときの制動トルクが少ないため、機関を反転させるまでの経過時間が長く、後進性能が劣ることが問題になり、船舶の停止性能を中速ディーゼル船について再検討する必要が生じてきた。

そのため、当会は大手造船会社に依頼して最近の新造船について、後進試験結果及び船舶・機関要目を提供して頂き、Stopping Time and Distance の標準値を統計的に求めるとともに、後進発令より機関反転始動までの時間及び機関反転後船体停止までの時間が、それぞれ Stopping Time 又は Stopping Distance にどのような影響を与えるかを調査し、本報告として取りまとめた。

2. 船舶の停止性能に及ぼす影響因子

後進発令より船体停止までの間の船体の運動方程式は、次式によりモデル化される。

$$\frac{\Delta a}{g} \cdot (1 + \alpha) \frac{du}{dt} + \frac{\Delta a}{g} (1 + \beta) \cdot v \cdot \omega = T'(1-t) - R - D_i \quad (1)$$

ここに

- $\Delta a/g$: 後進運転時の船体質量
- α : 船体縦方向付加質量係数
- β : 船体横方向付加質量係数
- u : 船体の前進速度
- v : 船体の横流れ速度
- ω : 船体の回頭速度
- $T'(1-t)$: 逆推力 (t は推力減少係数)
- R : 船体抵抗
- D_i : 船体の誘導抵抗及び風圧抵抗

(1) 式において、左辺第1項は船体の前後方向の慣性力であり、左辺第2項は船体の減速時に必然的に生ずる旋回運動の慣性力を表し、最も予測し難い項である。右辺第1項は、プロペラの空転(つれ回り)時にはプロペラの抵抗であり、プロペラが反転してからは発生する逆推力(後退力)である。プロペラの空転抵抗は機関の制動トルクによって変化し、プロペラ反転時の逆推力は、船尾流速とピッチ角によって与えられ、両者がマッチしない場合には有効な逆推力は発生しない。右辺第2項は水槽試験のデータによって比較的に推定しやすい項であ

表 1 海上公試 Crash Astern Test 結果

船種	$L \times B \times D$ (m)	主 機	M.C.R. (P.S. × r.p.m.)	初速 V_a (kt)	排水量 4_a (M.T.)	C_b	船停止距離 S (m)	船停止時間 T	機 主 停 止 時 間
A 社	TANKER	タ	34,000 × 90	15.3	304,387	0.84	4,200	18'41"	1'04"
	ORE/OIL CARRIER	低速デ	29,000 × 122	14.8	198,880	0.82	3,001	12'25"	0'14"
	BULK CARRIER	低速デ	23,200 × 122	16.4	68,060	0.80	2,369	9'30"	0'08"
	BULK CARRIER	低速デ	12,000 × 122	16.0	27,043	0.79	1,965	7'31"	1'45"
	CONTAINER	低速デ	36,000 × 118	25.4	21,900	0.50	2,311	5'40"	3'12.5"
	CARGO	低速デ	16,800 × 122	19.4	13,850	0.64	1,344	4'36"	1'28"
B 社	CAR CARRIER	中速デ	12,000 × 430/176	19.5	11,350	0.50	1,336	4'01"	2'05"
	TANKER	タ	45,000 × 80	14.9	483,320	0.836	5,930	23'40"	2'56"
	TANKER	タ	45,000 × 80	15.6	408,250	0.825	6,300	23'21"	2'41.8"
	TANKER	タ	36,000 × 85	16.2	311,220	0.827	4,820	9'18"	2'21.6"
	TANKER	低速デ	40,900 × 114	15.2	311,340	0.827	3,610	15'35"	0'29.2"
	TANKER	低速デ	25,000 × 114	15.8	162,400	0.810	3,980	15'50"	0'20.2"
C 社	BULK CARRIER	低速デ	11,600 × 124	17.7	14,630	0.761	1,380	4'20"	1'06"
	CAR CARRIER	低速デ	10,700 × 144	20.7	10,020	0.513	1,570	4'36"	1'55"
	(2機2軸) CONTAINER	低速デ	69,600 × 119	29.4	31,070	0.522	2,210	4'42"	2'09.5"
	CONTAINER	低速デ	40,900 × 114	26.9	23,200	0.526	2,430	6'12"	2'55"
	(2機2軸) CONTAINER	低速デ	69,600 × 122	28.7	30,912	0.568	1,928	4'18"	(P) 2'02.2" (S) 1'58.5"
	CONTAINER	タ	50,000 × 130	28.0	27,246	0.582	1,744	4'34"	1'06"
社	TANKER	タ	45,000 × 90	14.4	484,337	0.853	4,120	20'00"	5'20"
	TANKER	タ	40,000 × 90	15.6	372,698	0.852	5,290	22'40"	6'34"
	TANKER	タ	40,000 × 83	16.8	276,207	0.830	4,156	15'33"	4'40"
	TANKER	タ	33,000 × 80	16.2	232,423	0.836	3,512	14'22"	5'05"
	TANKER	低速デ	23,000 × 122	15.5	138,984	0.813	4,175	16'24"	0'12.5"
	TANKER	中速デ	11,700 × 520/85	14.5	72,084	0.794	1,189	5'33"	0'34"
BULK CARRIER	低速デ	17,400 × 122	14.4	71,777	0.824	1,488	5'16.5"	0'16.4"	

D 社	TANKER	324×54.4×26.9	タ	一	ビ	ソ	38,000×91	16.2	315,124	0.828	5,585	23'20"	2'11"	
	TANKER	358×64.0×28.4	タ	一	ビ	ソ	50,000×91	16.2	483,433	0.811	4,780	21'17"	1'47"	
	CAR CARRIER	166×32.0×28.3	デ	イ	一	ゼ	ル	16,800×122	19.6	(バラスト時) 18,836	0.485	2,019	6'20"	1'45"
	BULK CARRIER	190×32.2×18.2	デ	イ	一	ゼ	ル	14,000×122	17.1	(35% D.W.) 27,697	0.760	1,880	6'56"	0'35"
E 社	TANKER	320×51.8×26.7	低速デ	イ	一	ゼ	ル	23,200×114	15.6	293,797	0.841	3,560	16'08"	0'42"
	TANKER (2機2軸) CONTAINER	320×51.8×26.7	タ	一	ビ	ソ	31,000×85	14.9	299,337	0.842	3,580	16'24"	0'40"	
	CONTAINER	245×32.2×24.0	タ	一	ビ	ソ	40,000×135	29.0	33,034	0.581	1,860	4'00"	(P)1'50" (S)1'40"	
	BULK CARRIER	200×31.0×16.5	低速デ	イ	一	ゼ	ル	36,000×108	25.5	22,100	0.558	2,190	5'48"	2'08"
	BULK CARRIER	248×38.0×23.7	低速デ	イ	一	ゼ	ル	20,000×114	17.3	63,360	0.827	2,670	9'27"	0'55.2"
	BULK CARRIER	214×32.2×18.7	低速デ	イ	一	ゼ	ル	17,400×122	17.3	34,600	0.831	2,330	9'03"	0'45"
	BULK CARRIER	165×23.0×14.7	低速デ	イ	一	ゼ	ル	12,000×122	17.5	17,007	0.805	888	3'48"	0'08.2"
	BULK CARRIER	166×23.7×17.5	中速デ	イ	一	ゼ	ル	7,880×518/125	15.5	17,975	0.774	1,830	7'00"	3'11.7"
	BULK CARRIER	146×22.9×13.4	低速デ	イ	一	ゼ	ル	9,000×137	17.2	12,100	0.790	1,206	4'13"	0'24"
	(2機2軸) CAR FERRY	106×20.4×8.0	中速デ	イ	一	ゼ	ル	10,920×500/200	21.5	4,732	0.433	575	1'38"	(P)0'36.8" (S)0'36.4"
F 社	TANKER	360×69.0×28.7	タ	一	ビ	ソ	45,000×80	15.65	478,000	0.822	4,019	18'29"	1'59"	
	TANKER	305×53.0×25.3	タ	一	ビ	ソ	36,000×90	16.53	269,000	0.822	3,463	15'28"	1'14"	
	ORE/OIL CARRIER	275×44.0×24.2	低速デ	イ	一	ゼ	ル	32,000×106	16.3	186,420	0.839	2,500	9'47"	1'02"
	ORE/OIL CARRIER	277×42.0×22.6	タ	一	ビ	ソ	23,500×85	16.6	155,158	0.822	2,741	10'30"	3'58"	
	TANKER	255×42.0×24.2	低速デ	イ	一	ゼ	ル	23,000×115	14.5	146,400	0.808	3,593	14'36"	4'06"
	TANKER	229×33.2×17.0	中速デ	イ	一	ゼ	ル	13,300×430/70	16.1	78,090	0.821	3,982	13'20"	7'54"
	CAR CARRIER	180×24.0×9.83	低速デ	イ	一	ゼ	ル	18,400×118	21.95	10,400	0.569	1,778	5'00"	2'35"
	CAR CARRIER	180×24.0×9.83	中速デ	イ	一	ゼ	ル	18,400×430/117	22.4	13,950	0.569	2,389	6'22"	3'43"
	CAR/BULK CARRIER	148×22.0×13.0	低速デ	イ	一	ゼ	ル	8,750×110	16.3	11,200	0.766	1,648	5'00"	1'08"
	(2機2軸) CONTAINER	248×32.2×19.9	低速デ	イ	一	ゼ	ル	80,000×110	29.8	31,800	0.594	2,630	5'34"	3'17"
CONTAINER	211×30.6×18.9	低速デ	イ	一	ゼ	ル	36,000×110	24.5	23,900	0.589	2,148	5'10"	2'23"	
CONTAINER	168×25.0×16.4	中速デ	イ	一	ゼ	ル	26,070×440/130	23.98	12,900	0.581	1,185	2'40"	0'49"	
CONTAINER	205×30.0×18.9	中速デ	イ	一	ゼ	ル	46,000×430/112.8	25.85	23,700	0.581	1,796	3'50"	1'57"	

り、右辺第3項は逆推力発生に際しての船体のピッチング運動による抵抗及び風圧抵抗を表す。

(1) 式の各項を実船試験の結果から近似化し、積分可能な形として、Stopping Time を推定する方法¹⁾は種々試みられているが、影響の大きい船の旋回運動の予測が困難なこと、及び逆推力の変化が機関の反転操作のタイミングによって大幅に変化すること等によって、推定の精度は必ずしも高くはないようである。

本報の目的は船舶の運動性能の理論的追求ではなく、停止性能の包括的把握であることを考え、各社より提供を受けたデータを最小のパラメータで統計的に整理し、分散の少ない近似式を得ることとした。

3. 後進試験のデータ

表1はA~F6社の52隻のCrash Astern Test結果を示し、船の種類、L.B.D.、主機の種類、主機のMCR出力馬力、回転数(中速ディーゼル機関は機関の回転数とプロペラの回転数を示す)、後進発令時の船速、排水量、方形係数(計画満載時の値)、Stopping Distance (free route running distance)、Stopping Time 及び主機停止までの時間を表す。

4. データの集計結果

集計のパラメータとしては排水量 Δ 、後進発令時の船速 V_a 、機関出力馬力 HP が基本であり、これらに方形係数 C_b を加える。後進発令時の船体の運動エネルギーは ΔV_a^2 に比例し、制動力は機関出力 HP に比例する。方形係数は船体抵抗、推力減少係数、船体誘導抵抗等に関係する因子とし、これら4種のパラメータの冪を積のかたちで組み合わせ、冪数の正負及び整数又は整数分の1に変化させて、52のデータについて回帰直線を求め、標準偏差の最も少ないものを選んだ。その結果として、

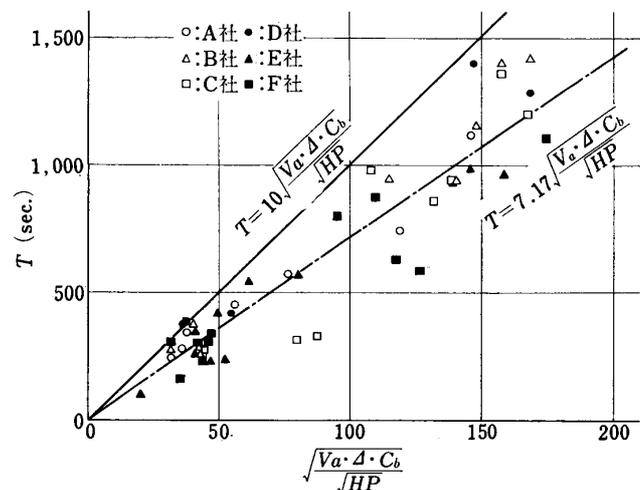


図1 Stopping Time

一般的に考えられるパラメータの影響とやや異なるが、Stopping Time T 及び Stopping Distance S に対して次の近似式を得た。

$$T_{\text{mean}} = 7.17 \sqrt{\frac{V_a \cdot \Delta \cdot C_b}{\text{HP}}} \quad (2)$$

$$S_{\text{mean}} = 0.19 V_a \cdot T_{\text{mean}} = 1.36 V_a^{3/2} \cdot \Delta^{1/2} \cdot C_b^{1/2} \cdot \text{HP}^{-1/4} \quad (3)$$

ここに

T_{mean} : Stopping Time T の平均値, sec.

S_{mean} : Stopping Distance S の平均値, m

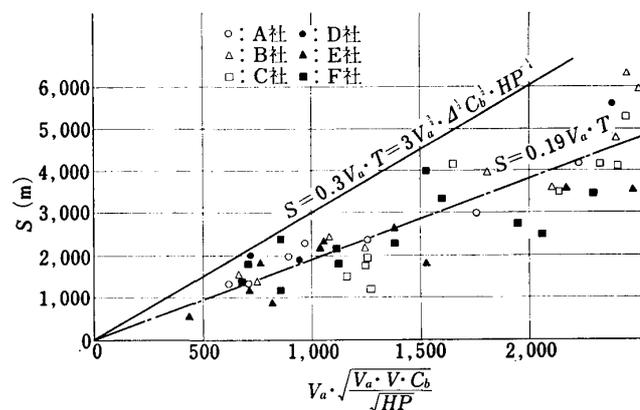
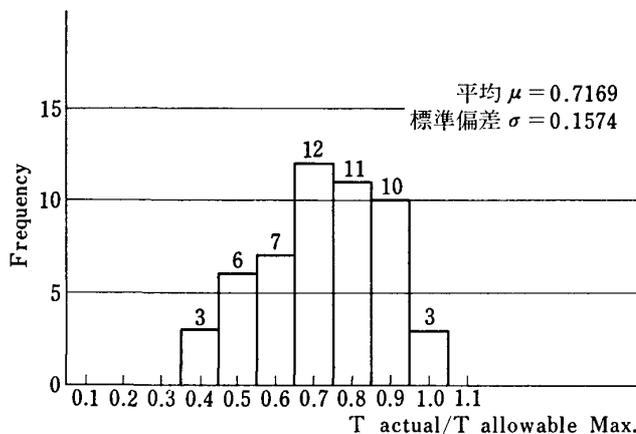
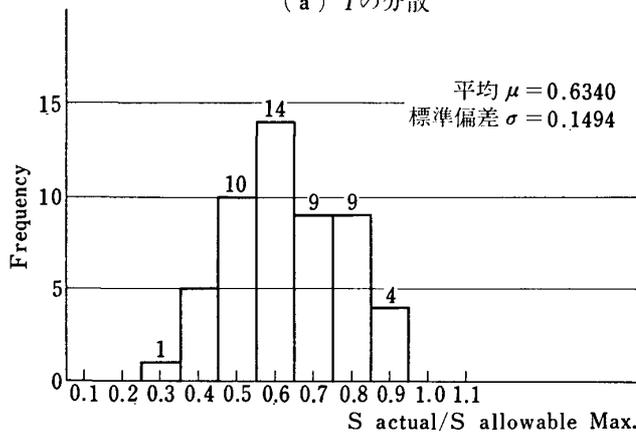


図2 Stopping Distance



(a) Tの分散



(b) Sの分散

図3 T 及び S の分散

- V_a : 後進発令時の船速, kt
 Δ : 後進試験時の排水量, m-ton
 C_b : 満載時の方形係数
 HP : 主機関の前進 MCR 出力, ps

図1及び図2は、それぞれ処理関数を用いて試験データを整理した結果を T 及び S について示す。また、 T 及び S の最大値は (4), (5) 式を超えることは、ほとんど起こり得ない。

$$T_{\max} = 10 \sqrt{\frac{V_a \cdot \Delta \cdot C_b}{HP}} \quad (4)$$

$$S_{\max} = 0.3 V_a \cdot T_{\max} = 3 V_a^{3/2} \cdot \Delta^{1/2} \cdot C_b^{1/2} \cdot HP^{-1/4} \quad (5)$$

T_{\max} 及び S_{\max} を基準として試験データの分散を示すと、図3となり、正規分布とはかなり分布形状が異なるので厳密な推定は出来ないが、最大値と平均値の差を標準偏差で割った値は、 T が 1.8, S が 2.45 であり、(4), (5) 式が Stopping Time と Stopping Distance の上限値として十分に信頼し得ることが分かる。

5. Stopping Time 及び Stopping Distance に対する主機停止時間の影響

Stopping Time に対する主機停止時間 (Main Engine Stopping Time, すなわち、後進発令から主機関停止までの時間) の影響を図4(a)に、また Stopping Time に対する主機関後進時間 (Main Engine Reversing Time,

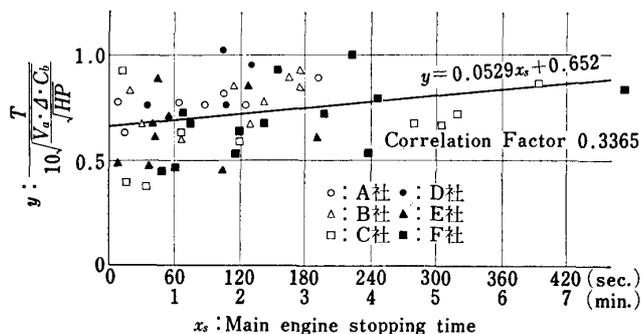


図4(a) Stopping Time と主機関停止時間 x_s

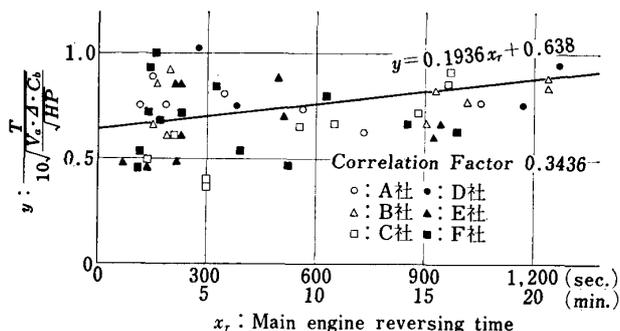


図4(b) Stopping Time と主機関後進時間 x_r

すなわち主機関停止後船体停止までの後進運転時間) の影響を図4(b)に、それぞれ示す。

主機関停止時間及び主機関後進時間の Stopping Time に対する影響は予想以上に微小であり、回帰直線における相関係数 (Correlation Factor) はそれぞれ 0.3365 及び 0.3436 になる。すなわち主機関を短時間で停止しても、船体停止時間はそれほど短縮されないということになる。また主機関の後進時間は、船体停止時間から主機関停止時間を差し引いたものであり、前者に従属性があり後者に相反性があるが、集計結果ではそのいずれも判然としない。

図5(a), 5(b) は Stopping Distance に対する主機関停止時間の影響及び主機関後進時間の影響を示す。主機関停止時間の影響は微弱であり、相関係数は 0.3532 となっている。主機関後進時間はほとんど影響がなく、相関係数は 0.0979 である。

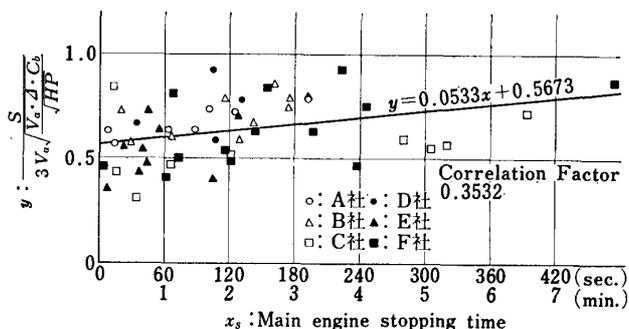


図5(a) Stopping Distance と主機関停止時間

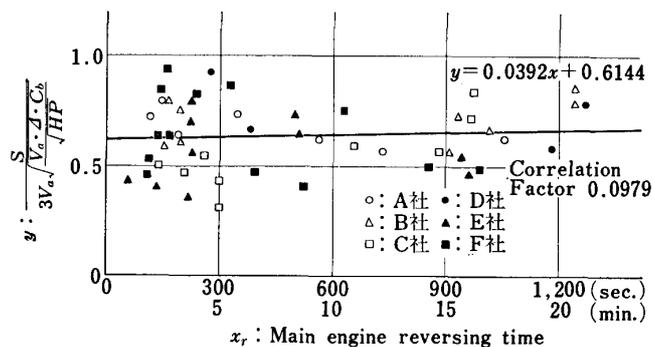


図5(b) Stopping Distance と主機関後進時間

6. 集計結果に関する考察

船舶の停止性能を改善するには、一般に主機関をなるべく速やかに反転させ、後進回転数を上昇させて制動推力を得る方法が有効と考えられている。そのため、かつて大型タンカーについては、主機関停止時間の短い2ストローク低速ディーゼルと、主機停止時間の長い蒸気タービンとが比較され、最近では4ストローク中速機関(減速歯車付き)の主機停止時間を短縮するため、ブレーキの取り付け、滑りクラッチの装備が論議されている。

操船者の気持ちとしては船を1秒も早く止めるため、なんらかの操作を試みるのは当然であるが、果たして主機を反転して有効な制動力が得られるだろうか。すなわち惰性で前進している船のプロペラを逆転させると、プロペラ翼はただ水をかき回すだけであり、時にはキャビテーションを生じ空気を吸い込んで、つれ回りの空転時よりも抵抗が減ることさえ起こり得ると思われる。Crash Asternの際に常に経験するように、水流に逆らったプロペラの逆転は船尾に激しい振動を引き起こし、船尾構造、船尾管軸受及び機関室の制御計装器に悪影響を及ぼしている。

本報に集録した後進試験データにおいても、後進発令後1分で主機を停止した場合と、5分後に主機を停止した場合とを比較すると、平均値として図4(a)、図5(a)から Stopping Time は16%, Stopping Distance は20%, それぞれ増加するに過ぎない。一般に表1に示すように2ストロークの低速ディーゼルにおいては、主機停止時間は急速な逆転操作を行った場合40秒以内であり、蒸気タービン及び4ストローク中速ディーゼルも、ほぼ同程度の時間で主機を停止させている例がある。このような短時間に主機を停止させるには、始動空気の大量使用、タービン後進段落の過熱等、主機本体にとって好ましくない状態であるとともに、4ストローク中速ディーゼルのように制動トルクが少ない機種に、嵌脱クラッチを滑らせるか又は摩擦ブレーキを付けて、制動トルクを得る方法は、これらの装置の損傷によって推進装置の信頼性を根本的に覆すような障害を起こす恐れがある。

よくいわれるように、Crash Astern は船の一生に1度の状態であり、その性能を船舶の重要な特性と考えて、推進装置に機構上の改変を加えることには疑問に思われる。すなわち、前述の解析結果から、船舶の制動抵抗としては船体抵抗、船体の旋回による抵抗及び誘導抵抗が主流であって、逆推進力は現状の船型については余り期待し得ないことは明らかである。したがって、船舶の Stopping Distance を短縮するには、後進発令と同時に主機を空転し、舵が効かなくなる船速に低下するまでの間に転舵を行って、船を旋回させることが最も有効であり、船速が低下して舵が効かなくなってから、主機を停止し、その後プロペラが逆推力を発生しうような船尾の水流状態に適合した回転速度で、主機を逆転すべ

きである。

Crash Astern において船尾の水流を無視してプロペラを逆転し、エアドローを起こしながら部分的に逆方向の水流を作り、船尾に吹き付けるとともに、舵の付近の水流を乱して舵を無効にすると思われる操作は、凍結した道路で高速走行中の車両のブレーキを踏むような、危険な操作ではないだろうか。

しかし、港内で投錨、接岸等に際して使用される harbour speed からの停船性能は、船舶にとって極めて重要な特性であり、操船者はその特性を熟知する必要がある。そのため、主機の逆転性能は操船者(パイロット)に確実に伝える必要がある。特に、最近開発された4ストローク中速ディーゼル機関には、前後進のカム切り換えに数秒又は十数秒の待ち時間を要するもの、あるいは遠隔操縦装置に時間遅れ機構が組み込まれているもの等がある。これらはいずれも、出力率が著しく上昇した最近のディーゼル機関の弱点となった、出力変化に対するレスポンスの悪さを保護するためのものであって、機関の信頼性を確保するにはやむをえないものであり、この程度の機関の反転時間の遅れは、操船者があらかじめ知っていれば、実用上の問題は生じないものである。

7. 結 び

近年の超大形船の海難による沿岸被害に関連して、船舶の操縦性能について IMCO を中心として種々の検討が行われており、今後種々なかたちで操船性に対する国際的な規制が提案されるものと考えられる。このような動きに対して、船級協会としては、現存船舶についての問題点を十分に掌握し、船舶の経済性を損なわないで操縦性能を確保する、具体的手段を提案できる体勢を用意する必要がある。本稿はその一端として、船舶の停止性能についての考え方を提案したものである。

本稿を結ぶに当たり、後進試験のデータを提供して頂いた造船所の関係各位、並びに後進性能の解析手法について貴重なご教示を頂いた川崎重工、岡本洋博士に厚くお礼申し上げますとともに、データの取りまとめに従事した当会コンピュータ室の越野技師の労を多とします。

参 考 文 献

- 1) 日本造船研究協会報告 第57号, (昭41-5).